

스풀형 압력제어밸브의 동특성 해석

An Analysis of the Dynamic Characteristics of a Spool Type Pressure Control Valve

문강현¹ · 허준영^{2*}

Moon Kang Hyun and Jun Young Huh

Received: 1 Nov. 2018, Accepted: 14 Nov. 2018

Key Words : Pressure Relief Valve(릴리프 밸브), Dynamic Characteristics(동특성), Valve Design(밸브설계)

Abstract: Almost every hydraulic system is equipped with a pressure relief valve, to maintain working pressure of the system at a pre-determined level. Thus, dynamic characteristics of such a relief valve, in conjunction with other hydraulic components, are important in designing the hydraulic control system. The single stage pressure relief valve is dynamically undesirable, due to relatively low viscous damping, that causes high frequency oscillations. This problem is overcome by introducing orifices in the inner pilot line, and drain line. In this study, for the single stage spool type pressure relief valve, the system equations were derived through an adequate linearisation and several simplifications were made, to use the transfer function formulation technique. All coefficients were evaluated and used, to make some results by using Matlab software. Results of analysis are compared with experimental results. In this study, parameters affecting stability of valve design are determined and suggested relative to the design.

기호 설명

A : 스푼 끝단 면적

F_0 : 초기 스프링력

K_1 : 파일럿 교축의 유량 - 압력계수

K_2 : 드레인 교축의 유량 - 압력계수

K_e : 등가 스프링 상수

K_h : 파일럿 챔버 내 유체의 스프링 상수

K_l : 공급압력 챔버의 누유계수

K_{ce} : 등가 유량 - 압력계수

K_c : 주 오피리스의 유량 - 압력계수

K_q : 주 오피리스의 유량계인

M_v : 스푼 질량과 스프링 질량의 합

P_s : 공급압력

P_R : 탱크 압력

P_e : 파일럿 압력

Q_L : 임의의 부하유량

Q_p : 이상적인 펌프토출유량(일정)

V_{c1} : 파일럿 관로 챔버 체적

V_{c2} : 드레인 관로 챔버 체적

V_t : 압력이 제어되는 챔버의 전체 체적

x : 스푼 변위

ω_m : 기계적 고유진동수

β_e : 유효체적탄성계수

w : 주 오피리스의 면적구배

ω_1 : 파일럿 관로 챔버의 절점주파수

ω_2 : 드레인 관로 챔버의 절점주파수

ω_3 : 주 체적의 절점주파수

ω_5 : 드레인 교축 절점주파수

ω_h : 유압 고유진동수

* Corresponding author: huh@koreatech.ac.kr

1 Graduate School, Korea University of Technology and Education, Cheonan 31253, Korea

2 School of Mechatronic Engineering, Korea University of Technology and Education, Cheonan 31253, Korea

Copyright © 2018, KSFC

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

1. 서론

거의 모든 유압회로에는 미리 설정한 압력으로 시스템압력을 제한하고자 릴리프 밸브가 사용되고 있다. 그리고 릴리프 밸브는 항상 다른 유압부품과 연동되기 때문에 유압제어시스템 설계에 있어서 릴리프 밸브의 동적 특성은 매우 중요하다¹⁻³⁾. 직동형 릴리프 밸브는 고주파 진동을 유발시키는 낮은 감쇠계수를 갖기 때문에 별로 바람직하지 않은 동특성을 가지고 있다. 이 문제점은 파일럿 관로와 드레인 관로에 오리피스를 사용하므로 간단히 극복될 수 있다⁴⁾고 알려져 있다. 지금까지 수행된 압력제어밸브에 대한 연구로 C. Ma는 직동형 감압밸브에 대해 정특성과 동특성을 연구하여 설계지침을 제시하였다⁵⁾. K. Dasgupta는 방향에 따른 감쇠를 갖는 직동형과 파일럿작동형 릴리프 밸브의 동특성을 본드 그래프를 사용하여 해석하였다⁶⁻⁷⁾. 그리고 G. Licsko는 직동형 릴리프 밸브에 대해 기름의 압축성과 체터링으로 인한 불안정성을 연구하였다⁸⁾. 국내의 연구로는 J. Kim이 밸런스 피스톤 타입 릴리프 밸브의 동특성에 대한 연구⁹⁾가 있다.

본 연구에서는 직동형 릴리프 밸브에 대하여 수학적 모델링을 통해 선형화된 수식을 유도하고, 이를 설계에 지침을 줄 수 있는 파라미터의 형태를 유지하는 전달함수로 나타내었다. 이론적 모델링 결과는 실험을 통해 확인하였고, 주파수응답을 사용하여 시스템 안정성에 영향을 주는 파라미터를 해석하여 설계의 지침을 제시하였다.

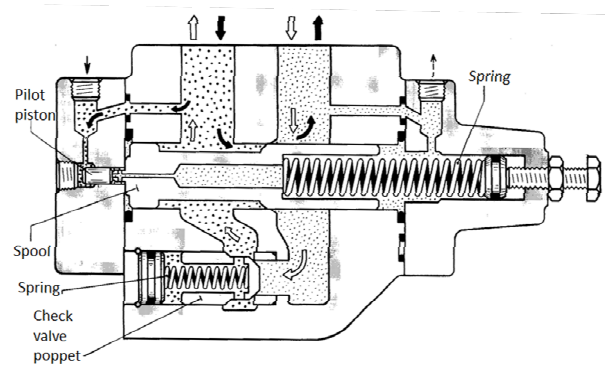


Fig. 1 Schematic diagram of a spool type pressure control valve

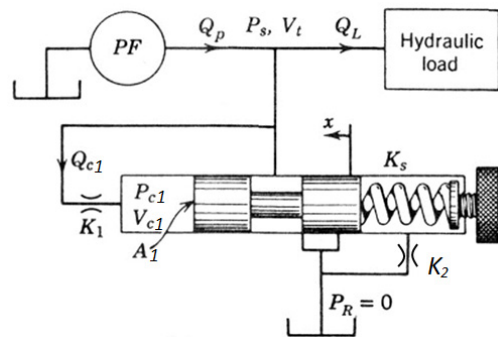


Fig. 2 Model diagram

2. 수학적 모델링

2.1 시스템 모델링과 기초 방정식

직동형 릴리프밸브의 개략도를 Fig. 1과 2에 나타낸다. 제어되는 압력, 즉 펌프 토출압 P_s 는 내부 파일럿 관로를 통해 스푼의 한쪽 끝 면적 A_1 에 가해지

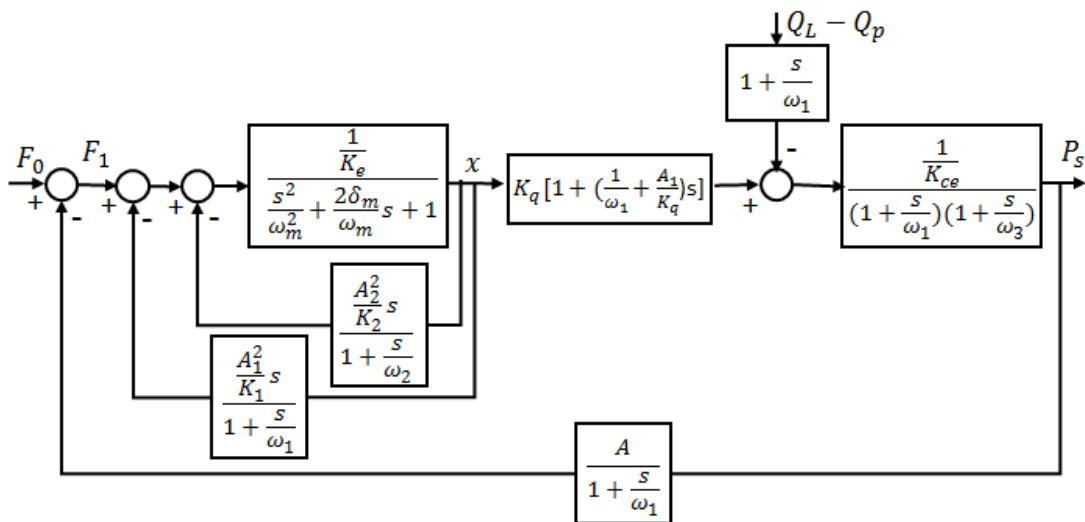


Fig. 3 Block diagram of a pressure control valve

고, 이는 설정된 스프링력과 비교된다. 힘의 차이는 설정된 값으로 압력을 유지시키기 위해 흐름을 제어하는 스톱밸브를 작동시키는 데 사용된다. 내부 파일럿 관로의 교축은 동적 성능에 중요한 역할을 하며 모세관일 수도 있지만 보통 오리피스를 사용한다.

스플에 작용하는 힘에 따른 운동방정식은

$$F_0 - A(P_{c1} - P_{c2}) = M_v s^2 x + B_p s x + K_e x \quad (1)$$

여기서 $K_e = K_s + 0.43w(P_{S_0} - P_{R_0})$ 로 등가 스프링 상수이다. 즉, 기계적 스프링 상수와 유동력 스프링 상수의 합이다. 파일럿압 챔버의 선형화된 연속방정식과 드레인 챔버의 선형화된 연속방정식을 나타내면 아래의 식 (2)와 (3)이다⁴⁾.

$$Q_{c1} = K_1(P_s - P_{c1}) = \frac{V_{c1}}{\beta_e} s P_{c1} - A_1 s x \quad (2)$$

$$Q_{c2} = K_2 P_{c2} = -\frac{V_{c2}}{\beta_e} s P_{c2} - A_2 s x \quad (3)$$

여기서 $K_1 = \frac{\partial Q_{c1}}{\partial P}$, $K_2 = \frac{\partial Q_{c2}}{\partial P}$ 로 각각 파일럿 교축과 드레인 교축의 유량-압력계수이다. 공급압력의 주 챔버의 오리피스에서 선형화된 연속방정식은 다음과 같다.

$$Q_p - Q_L - K_l P_s - K_c P_s - K_1(P_s - P_{c1}) + K_q x \quad (4)$$

$$= \frac{V_t}{\beta_e} s P_s$$

$$K_c = \frac{\partial Q}{\partial P} = \frac{C_d w x_0 \sqrt{2/\rho}}{\sqrt{P_{s0} - P_{R0}}} \quad (5)$$

$$K_q = \frac{\partial Q}{\partial x} = C_d w \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_{s0} - P_{R0})} \quad (6)$$

식(3)을 더 유용한 형식으로 나타내기 위하여 $\frac{\beta_e K_1}{V_{c1}} = \omega_1$, $\frac{\beta_e K_2}{V_{c2}} = \omega_2$, $\frac{\beta_e K_{ce}}{V_t} = \omega_3$, $K_c + K_l = K_{ce}$ 라고 둔다. 그리고 $V_c/V_t \ll 1$ 때문에 식(2)를 (4)에 대입하여 정리하면 식(7)와 같다. 그리고 식(1)~(5)을 사용하여 블록선도로 나타내면 Fig. 3과 같다.

$$(Q_p - Q_L) \left(1 + \frac{s}{\omega_1}\right) + K_q \left[1 + \left(\frac{1}{\omega_1} + \frac{A_1}{K_q}\right)s\right] x$$

$$= K_{ce} \left(1 + \frac{s}{\omega_1}\right) \left(1 + \frac{s}{\omega_3}\right) P_s \quad (7)$$

2.2 파라미터 값의 산출

식 (1)~(5)에 포함된 물리 파라미터들 가운데 대부분은 대상의 밸브를 분해하여 치수를 측정하므로써 얻어질 수 있다. 그 외는 유압의 일반적인 값을 사용하였다.

식 (2)~(4)에 사용된 유량-압력계수와 유량계인은 식 (5)와 (6)을 사용하여 계산하였다. 스톱의 점성마찰계수 B_p 는 구하기가 어려워 경험에 근거하여 추정하였다. 사용된 파라미터를 정리하여 Table 1에 나타낸다.

Table 1 Parameters used in system modeling

Q_{max}	2.5	L/min
A_1	33.2e-6	m^2
A_2	314e-6	m^2
C_d	0.61	
w	18.4e-3	m^2/m
V_{c1}	133e-9	m^3
V_{c2}	1.73e-5	m^3
V_t	1.853e-4	m^3
M_t	97.3e-3	kg
β_e	7000	bar
K_e	2.41e4	N/m
K_c	1.95e-11	$(m^3/s)/(N/m^2)$
B_p	80	N/(m/s)
K_1	8.31e-12	$(m^3/s)/(N/m^2)$
K_2	1.18e-11	$(m^3/s)/(N/m^2)$
K_q	0.78	$(m^3/s)/m$
ω_m	498	rad/s
δ_m	0.826	

3. 해석 및 시뮬레이션

Table 1에는 실제 시스템의 모델링에 사용된 파라미터를 나타낸다. 그러나 만약 파일럿 라인과 드레인 라인에 교축이 없다고 가정한다면 K_1 과 K_2 는 Table 1에 나타낸 값이 아닌 매우 큰 값을 갖게되고, 따라서 A_1^2/K_1 과 A_2^2/K_2 , s/ω_1 , s/ω_2 은 0이 된다. 이 경우의 오픈루프전달함수 $G(s)$ 는 식 (8)과 같다.

$$G(s) = \frac{\frac{K_q A_1}{K_c K_{ce}} \left(1 + \frac{A_1}{K_q} s\right)}{\left(\frac{s^2}{\omega_m^2} + \frac{2\delta_m}{\omega_m} s + 1\right) \left(1 + \frac{s}{\omega_3}\right)} \quad (8)$$

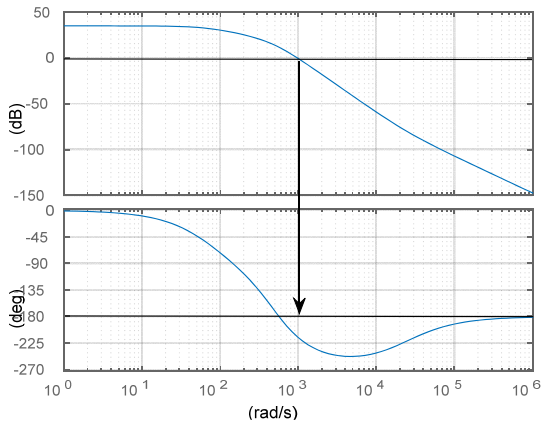


Fig. 4 Bode diagram of open loop transfer function

Fig. 4에 식 (8)의 오픈루프 전달함수를 사용한 보드선도를 나타낸다. 위상 곡선을 보면 180° 를 34° 만큼 초과하여 시스템이 불안정한 것을 알 수 있다. 작동점에서 파라미터 K_q 와 K_e , K_{ce} 의 변동과 이차 요소의 -40dB/decade 의 경사는 파일럿라인에 교축이 없는 경우에 직동형 릴리프 밸브의 안정도 설계가 용이하지 않음을 알 수 있다. 매우 큰 V_t 를 가짐으로 ω_3 가 충분히 작게 된다면 이것이 루프 동역학을 지배하고 밸브를 안정시킬 수 있다. 그러나 이는 유압 시스템의 고유진동수를 낮추는 문제를 발생시킨다. 따라서 이들 밸브를 안정화하는 가장 효과적인 방법은 내부 파일럿 관로에 교축을 사용하는 것이다.

Fig. 3을 참조하면 파일럿라인의 교축이 스폴 동역학에 속도조절형의 피드백을 추가하므로써 감쇠를 향상시킬 것으로 보인다. 내부 루프를 포함한 스폴에 관한 전달함수를 구하면 4차의 분모를 갖게 되나 특성방정식의 실효근을 조사하여 식 (9)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{x}{F_1} = \frac{\frac{1}{K_e}(1 + \frac{s}{w_2})}{(1 + \frac{s}{w_5})(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\delta_h}{\omega_h}s + 1)} \quad (9)$$

$$\text{여기서, } \omega_5 = \frac{K_2 K_e}{A_2^2}$$

w_h 는 유압 고유진동수이고, δ_h 는 감쇠비이다. 이 경우의 오픈루프전달함수 $G(s)$ 는 식 (10)과 같다. Fig. 5에 식 (10)의 결과를 실선으로 나타낸다. 그리고 간략화하지 않은 Fig. 3의 본래 오픈루프 전달함수를 점선으로 나타낸다. 약 2320rad/s 까지는 두 곡선이 매우 잘 일치하므로 이 주파수 범위까지는 간략

화된 모델인 식 (10)을 사용하여 설계 파라미터를 조사하여도 타당하다고 할 수 있다.

$$G(s) = \frac{\frac{K_q A_1}{K_e K_{ce}}(1 + \frac{s}{w_2})[1 + (\frac{1}{w_1} + \frac{A_1}{K_q})s]}{(1 + \frac{s}{\omega_1})^2(1 + \frac{s}{\omega_3})(1 + \frac{s}{\omega_5})(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\delta_h}{\omega_h}s + 1)} \quad (10)$$

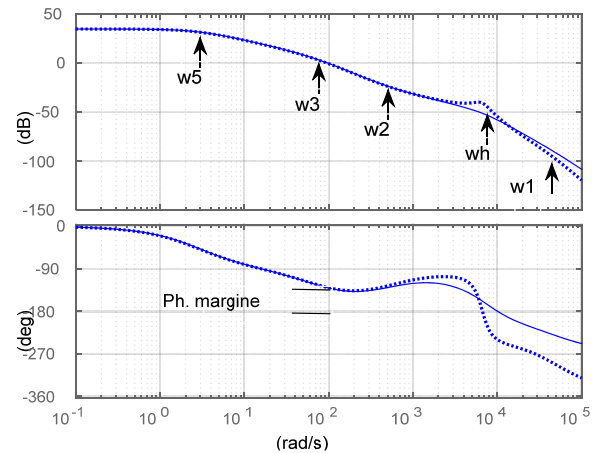


Fig. 5 Bode diagram of open loop transfer function

Fig. 5에서 저주파수 지연이 $w_5 (= K_2 K_e / A_2^2)$ 에서 발생하고 이것이 루프 동역학에 크게 영향을 준다. 이 절점 주파수를 적절히 배치하므로써 밸브를 안정화시키는데 사용할 수 있다. w_5 는 드레인 라인에 교축과 관련된 절점주파수로 여기서는 안정도를 향상시키기 위해서는 w_5 를 작게 하는 것이 유리하다. 따라서 w_5 를 구성하고 있는 인자 중에 K_2 를 작게 하기 위해서는 드레인 라인의 오리피스스를 작게 가져가야 하고, A_2 를 키우기 위해서는 스폴의 면적을 크게 하는 것이 유리하다. K_e 를 작게 하기 위해서는 작은 스프링 상수와 유동력에 따른 등가 스프링력을 줄이는 것이 필요하다. 그러나 w_5 를 너무 작게 하면 안정도는 향상되는 반면에 부하흐름의 급속한 변화에 큰 압력 오버슈트와 함께 응답이 느려진다.

한편 $\omega_1 (= \beta_e K_1 / V_{cl})$ 은 매우 큰 값으로 나타났고, $\omega_3 (= \beta_e K_{ce} / V_t)$ 는 주 체적의 절점주파수로 구성인자 중 회로의 전체체적 V_t 가 크면 ω_3 가 작아져서 오히려 안정하다. 따라서 부하에 따라 용적이 증가할 때 밸브의 안정성에는 크게 영향을 주지 않음을 알 수 있다. 그리고 w_3 의 인자 중에 등가 유량-압력계수인 K_{ce} 를 작게 하기 위해서는 주 오피리스

의 면적구배 ω 를 작게 하고, 회로에서 누유가 작은 것이 유리하다.

그리고 한편, 부하유량의 증가에 대한 설정압력의 변화인 릴리프 밸브의 정상상태 컴플라이언스는 압력제어의 정확성을 측정하는 수단으로 종종 사용된다. Fig. 3을 참조하면 릴리프 밸브에 대하여 정상상태 컴플라이언스는 식 (11)과 같다.

$$\frac{\Delta P_s}{\Delta Q_L} = -\frac{1/K_{ce}}{1 + AK_q/K_e K_{ce}} \quad (11)$$

릴리프 밸브가 적절히 설계되었다면 오픈루프 게인상수($AK_q/K_e K_{ce}$)는 1보다 훨씬 크기 때문에, 다음과 같이 근사할 수 있다.

$$\frac{\Delta P_s}{\Delta Q_L} \approx -\frac{K_e}{AK_q} \quad (12)$$

작동점에 따라 K_q 와 K_e 의 변화는 컴플라이언스를 어느 정도 변경시킴을 알 수 있다. 그리고 한편, ω_h 와 ω_1 이 매우 크기 때문에 식 (10)은 식 (13)과 같이 근사될 수 있다. 결국 두 개의 1차지연이 밸브 동역학을 지배함을 알 수 있다.

$$G(s) \approx \frac{\frac{K_q A_1}{K_e K_{ce}}}{\left(1 + \frac{s}{\omega_3}\right)\left(1 + \frac{s}{\omega_5}\right)} \quad (13)$$

4. 실험장치 및 결과

스플링 압력제어밸브에 대한 수학적 모델링의 타당성을 조사하기 위해 대상의 밸브를 사용한 스텝응답을 조사한다. 실험을 위한 유압회로도를 Fig. 6에 나타낸다. 대상으로 하는 릴리프 밸브에 스텝입력을 주기 위해 압력을 설정하는 조정나사 부분을 $\varnothing 10\text{mm}$ 로 가공하여 서보실린더 피스톤과 연결된 푸쉬핀을 삽입하였다. 전기유압서보장치 TP511을 사용하였는데 정착시간이 약 0.05s이다. Fig. 7에 부품을 배치한 실험장치를 나타낸다. 대상의 릴리프 밸브 공급 포트에 압력센서를 설치하여 작동중 압력의 변화를 NI DAQ보드를 통해 컴퓨터에 저장하였다.

실험 결과와 상용 소프트웨어를 사용한 스텝응답을 비교하여 Fig. 8에 나타내었다. 스텝 입력에 대해

해석 결과는 \circ 를 포함한 실선으로 나타내었고, 12%의 오버슈트를 가지고 정착시간은 0.09s이다. 이에 대해 실험에서는 전기유압서보장치를 사용하여 입력을 가하였기 때문에 정확한 스텝입력은 얻지 못하였고 정착시간이 0.05s인 스텝에 가까운 입력(\bullet 을 포함한 실선)을 가했을 때 실험결과(\blacktriangle 을 포함한 실선)에서는 20%의 오버슈트를 가지고 정착시간은 0.11s이다. 실험에서 정확한 스텝입력을 가할 수 없었다는 문제점은 있지만 해석 결과와 실험결과는 유사한 결과를 보인다고 할 수 있으므로 수학적 모델링은 적절하게 이루어졌다고 할 수 있다.

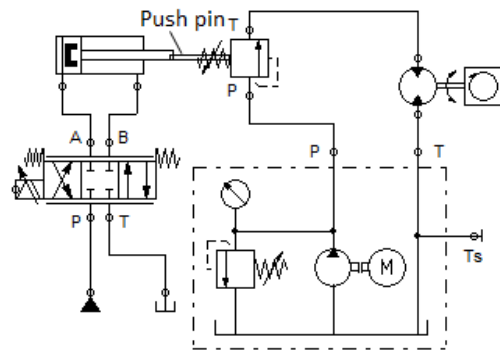


Fig. 6 Hydraulic circuit of counter balance valve with load simulator

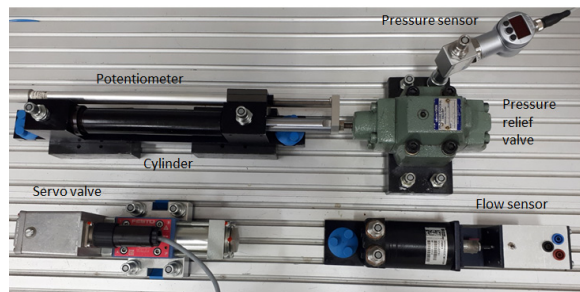


Fig. 7 Hydraulic components arrangement

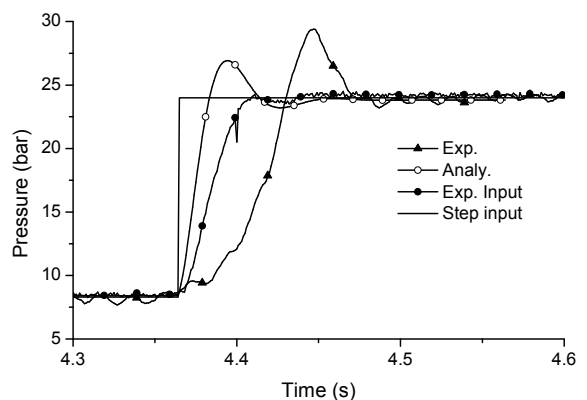


Fig. 8 Comparison of the step responses

5. 결 론

본 연구에서는 릴리프 밸브를 설계하거나 유압시스템을 설계하는데 지침을 제공하기 위하여 직동형 릴리프 밸브에 대하여 수학적 모델링을 통해 선형화된 수식을 유도하고, 이를 설계에 지침을 줄 수 있는 파라미터의 형태를 유지하는 전달함수의 형태로 나타내었다. 상용 소프트웨어를 사용한 주파수응답 해석을 통하여 아래의 결론을 얻었다.

저주파수 지연이 w_5 에서 발생하고 이것이 루프 동역학에 크게 영향을 준다. 이 절점 주파수를 적절히 배치하므로써 밸브를 안정화시키는데 사용할 수 있다. 안정도를 향상시키기 위해서는 w_5 를 작게 하는 것이 유리하다. 이에 따라 K_2 를 작게 하기 위해서는 드레인 라인의 오리피스를 작게 가져가야 하고, A_2 를 키우기 위해서는 스폴의 면적을 크게 하는 것이 유리하다. K_e 를 작게 하기 위해서는 작은 스프링 상수와 유동력에 따른 등가 스프링력을 줄이는 것이 필요하다. 그러나 w_5 를 너무 작게 하면 안정도는 향상되는 반면에 부하흐름의 급속한 변화에 큰 압력 오버슈트와 함께 응답이 느려짐을 고려해야 한다.

후 기

이 연구는 2017년도 한국기술교육대학교 교수 교육연구진흥과제 지원에 의하여 수행되었음을 밝힙니다.

References

- 1) I. Y. Lee, Hydraulic Engineering, Munundang Publishing Co., Seoul, 2012.
- 2) J. S. Joh, "A Review on New Non-hybrid Technologies to improve Energy Efficiency of Construction Machineries", Journal of Drive and Control, Vol.13, No.3, pp.53-66, 2016.
- 3) J. Y. Huh, "Energy Saving in Boom Motion of Excavators using IMV", Journal of Drive and Control, Vol.14, No.3, pp.1-7, 2017.
- 4) H. E. Merritt, Hydraulic Control Systems, John Wiley & Sons, New York, pp.174-193, 1967.
- 5) C. Y. Ma, "The Analysis and Design of Hydraulic Pressure-Reducing Valves", Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, Vol.89, No.2, pp.301-308, 1967.
- 6) K. Dasgupta and R. Karmakar, "Modelling and dynamics of single-stage pressure relief valve with directional damping", Simulation Modelling Practice and Theory, Vol.10, No.1-2, pp.51-67, 2002.
- 7) K. Dasgupta and J. Watton, "Dynamic analysis of proportional solenoid controlled piloted relief valve by bondgraph", Simulation Modelling Practice and Theory, Vol.13, No.1, pp.21-38, 2005.
- 8) G. Licsko, A. Champneys and C. Hos, "Dynamical Analysis of a Hydraulic Pressure Relief Valve", Proceedings of the World Congress on Engineering Vol II, London, 2009.
- 9) J. W. Kim, Static and Dynamic Characteristics Analysis of a Balance Piston Type Relief Valve, Master Thesis, 2004.