

IMV 비례 유량제어밸브 정특성 선형해석 Liner Analysis of IMV Proportional Flow Control Valve Static Characteristics

정규홍^{1*}
 Gyuhong Jung^{1*}

Received: 14 Oct. 2019, Revised: 06 Nov. 2019, Accepted: 07 Nov. 2019

Key Words : IMV(독립 미터링 밸브), Proportional Flow Control Valve(비례 유량제어밸브), MCV(메인 컨트롤 밸브), Flow Force(유동력), Excavator(굴삭기), Linear Analysis(선형해석)

Abstract: Recently, as the environmental regulation for earth moving equipment has been tightened, advanced systems using electronic control have been introduced for energy savings. An IMV(Independent Metering Valve), which consists of four 2-way valves, is one of the electro-hydraulic control systems that provides more flexible controllability and potential for energy savings in excavators, when compared to the conventional 4-way spool valve system. To fully realize an IMV, a two-stage bi-directional flow control valve which can regulate the large amount of flow in both directions, should be developed in advance. A simple design that allows proportional flow control to apply the pilot pressure from the current-controlled solenoid to the spring loaded flow control spool and thus valve displacement, is proportional to the solenoid current. However, this open-loop type valve is vulnerable to flow force which directly affects the valve displacement. Force feedback servo of which the position loop is closed by the feedback spring which interconnects the solenoid valve and flow control spool, could compensate for the flow force. In this study, linearity for the solenoid current input and robustness against load pressure disturbance is investigated by linear analysis of the static nonlinear equations for the IMV proportional flow control valve with feedback spring. Gains of the linear system confirm the performance improvement with the feedback spring design.

기호 설명

F_m : magnetic force, N
 x_s : PSV displacement, m
 x_{s0} : initial compressed length of PSV spring, m
 p_S : supply pressure, Pa
 p_{sc} : PSV control pressure, Pa
 p_{SR} : PSV reference pressure, Pa

k_s : spring rate of PSV spring, N/m
 A_s : PSV control pressure acting area, m²
 A_{orf} : PSV orifice area for leakage, m²
 p_c : FCV control pressure, Pa
 x_v : FCV displacement, m
 x_{v0} : initial compressed length of FCV spring, m
 A_v : FCV pressure acting area, m²
 k_v : spring rate of FCV spring, N/m
 k_{vf} : spring rate of FCV feedback spring, N/m
 $p_D = p_S - p_c$: load pressure difference, Pa
 F_q : flow force acting on FCV, N

* Corresponding author: ghjung@daejin.ac.kr
 1 Department of Computer Aided Mechanical Engineering, Daejin University, Gyeonggi 11159, Korea
 Copyright © 2019, 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. 서 론

굴착기로 대표되는 건설기계는 작업에 큰 힘이 필

요하므로 낮은 효율과 높은 소음의 단점에도 불구하고 여전히 유압 동력전달장치를 채택하고 있다. 일반적인 건설기계 유압시스템은 엔진으로 구동되는 유압펌프를 이용하여 유압에너지를 생성하고 유압실린더와 모터의 유압작동기 제어에 밸브가 사용되는데, 유압펌프와 작동기 자체의 효율은 90% 이상으로 우수하여도 하나의 가변용량형 유압펌프를 이용하여 다수의 유압작동기를 구동하는 경우에는 작업부하의 차이로 인하여 밸브에 압력손실이 발생하게 된다. 기존의 굴착기 유압시스템은 4방향 스톱밸브로 유압작동기를 구동하는데 기계적으로 연동되는 밸브 공급과 귀환 유로단면적에서 발생하는 압력손실로 인해 효율이 저하된다.

최근 건설기계는 배기가스에 대한 환경규제와 고효율 시스템에 대한 요구조건을 충족시키기 위해 다양한 설계방식의 상용화를 시도하고 있다. IMV (independent metering valve)는 기존의 4방향 스톱밸브를 4개의 2방향 비례 유량제어밸브로 대체하여 굴착기 유압 작동기에 연결되는 공급과 귀환 유로단면적을 독립적으로 조절함으로써 밸브에서 발생하는 압력손실을 저감하고 재생(regeneration) 및 회생(recuperation) 작동모드를 활용함으로써 유압동력효율을 향상시키는 MCV(main control valve)이다. IMV는 굴착기 작업장치의 복합동작에서 운전자의 조이스틱 조작과 실제 작동기 구동을 하드웨어 대신 소프트웨어로 연결하는 actuation-by-wire를 통해 다양한 작동모드 구현과 유연한 제어가 가능하다. 이와 같은 MIV의 장점으로 인하여 해외 선진사를 중심으로 대형 굴착기 유압시스템에 적용하는 연구가 수행되어 일부 상용화 제품도 출시되었고 국내 건설기계 업체에서도 IMV와 관련되어 수행된 연구결과를 발표한 바 있다.¹⁻⁴⁾

굴착기 IMV에 적용되는 2방향 비례 유량제어밸브는 대용량 유량조절을 위하여 스톱에 작용하는 유동력을 보상할 수 있도록 2단 밸브로 설계되며 양 방향으로 유량조절이 가능한 양 방향밸브가 필수적이다.⁵⁻⁷⁾ 단순한 2단 비례 유량제어밸브 설계는 전기적으로 구동되는 비례 솔레노이드밸브에서 발생하는 파일럿 압력을 스프링 압축력이 작용하는 유량제어밸브 스톱에 작용시켜 파일럿 압력에 의한 힘과 스프링 압축력이 평형을 이루는 위치에서 밸브변위가 결정되도록 하는 개루프방식이다. 개루프방식의 설계는 비례 솔레노이드밸브와 유량제어밸브가 파일럿 압력만으로 연결되어 설계와 제작이 용이한 반면에

부하유량에 의해 스톱에 작용하는 유동력에 의해 밸브변위가 변화되는 단점이 있음은 비선형 시뮬레이션 해석을 통해 규명된 바 있다.⁸⁾

본 연구에서는 굴착기 IMV에 적용되는 비례 유량제어밸브를 유동력을 보상하기 위해 비례 솔레노이드밸브 스톱과 유량제어밸브 스톱을 피드백 스프링으로 연결하는 폐루프방식으로 설계하였고 피드백 스프링이 유량제어밸브 변위제어성능에 미치는 영향을 선형화해석을 통해 분석하였다. IMV 비례 유량제어밸브는 1단 비례 솔레노이드밸브에 작용하는 자기력이 입력이고 2단 유량제어밸브 변위가 출력이며 부하압력 차가 외란에 해당된다. 선형화된 관계식으로 비례 유량제어밸브 정특성을 나타내면 밸브변위 출력이 자기력과 부하압력 차에 대한 1차식으로 나타낼 수 있다. 본 논문에서는 선형해석으로 유도된 자기력과 부하압력 차에 대한 밸브변위 이득을 정상상태 작동점에서 분석하여 폐루프방식 설계의 효과를 입증하였다.

2. IMV 비례 유량제어밸브 구조

Fig. 1은 본 연구대상인 IMV에 적용되는 2단 비례 유량제어밸브 유압회로이다. 상시 저압형 3방향 비례 솔레노이드밸브는 보조펌프 토출유량으로 조절되는 p_{SR} 기준압을 감압시킨 p_{sc} 제어압으로 유량제어 스톱밸브 변위 x_v 를 가변시킨다. 비례 솔레노이드밸브는 제어압이 솔레노이드밸브 스톱에 피드백되는 자력제어(self-controlled) 구조로 자기력에 비례하는 제어압을 안정적으로 조절한다.

유량제어밸브는 압축된 스프링 맞은편에 비례 솔레노이드 제어압 p_{sc} 가 작용하여 p_{sc} 에 비례하여 밸브변위 x_v 가 증가되는 구조이다. 즉, $p_{sc} = 0$ 일 때 $x_v = 0$ 이고 $p_{sc} = p_{SR}$ 일 때 $x_v = (x_v)_{max}$ 이다. 유량제어밸브 스톱에는 p_{sc} 에 의한 유압력과 스프링 압축력 외에 제어유량에 의해 발생하는 유동력이 스톱변위를 감소시키는 방향으로 작용한다. 솔레노이드밸브 스톱과 유량제어밸브 스톱을 연결하는 피드백 스프링은 유동력으로 변화되는 스톱변위 x_v 를 보상하는 목적으로 설계된다. 예를 들어, 일정한 자기력으로 x_v 가 제어되는 상태에서 유동력에 의해 스톱변위가 감소하면 솔레노이드밸브 스톱에 작용하는 피드백 스프링력이 감소하여 제어압 p_{sc} 가 증가하므로 스톱변위 x_v 가 증가하여 유동력의 영향을 상쇄시키게 된다.

2방향 유량제어밸브 스톱은 기존 MCV에 적용되

는 4방향 스폴밸브와 유사하게 밸브 변위에 대한 유량이드를 제한하기 위해 Fig. 2와 같은 형상의 노치가 원주방향으로 4개 설계되어 있으며 스폴변위 x_v 에 따른 유로단면적 A_{fcv} 의 계산식은 다음과 같다. 실제 스폴밸브는 누유방지를 위해 오버랩 구간이 존재하지만 선형해석에서는 오버랩 구간을 스프링 초기 압축량으로 반영하고 $x_v > 0$ 의 조건에서 유량이 발생된다고 가정하였다.

- $x_v < R_N$

$$A_{fcv} = 2R_N^2(\theta - \sin\theta), \quad \theta = 2\cos^{-1}(1 - x_v/R_N)$$
- $R_N \leq x_v \leq L_{SQ}$

$$A_{fcv} = 2\pi R_N^2 + 8R_N(x_v - R_N)$$
- $R_N + L_{SQ} \leq x_v$

$$A_{fcv} = 2\pi R_N^2 + 8R_N L_{SQ} + \pi d_{C3}(x_v - R_N - L_{SQ})$$

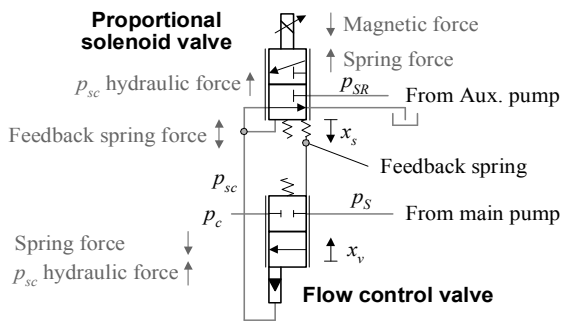
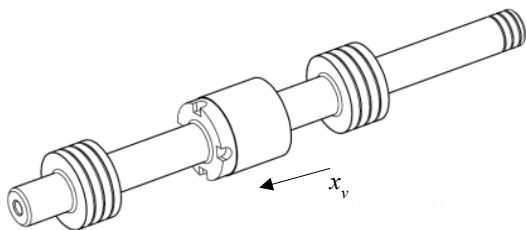
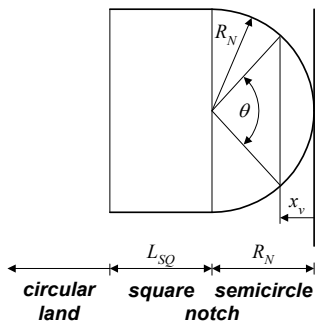


Fig. 1 2-stage proportional flow control valve



(a) flow control valve spool with notch



(b) notch shape

Fig. 2 Notch design in 2-way spool valve

Fig. 3은 원형노치 반경 $R_N = 2\text{mm}$, 사각형 노치 길이 $L_{SQ} = 4\text{mm}$ 일 때 밸브변위에 따른 면적선도를 나타낸다.

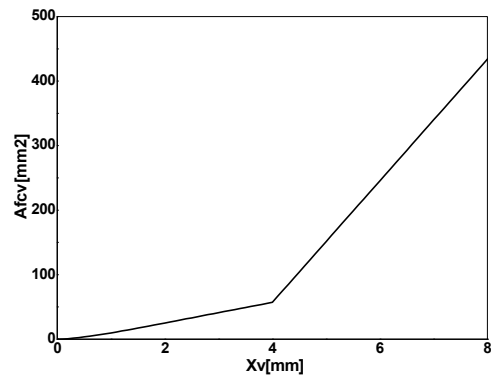


Fig. 3 Opening area curve of 2-way spool valve

3. IMV 비례 유량제어밸브 모델링

Fig. 4는 IMV 비례 유량제어밸브 성능시험을 위해 구성되는 유압회로이다. 가변 용량형 펌프의 토출유량과 공급압력을 조절하여 2방향 비례 유량제어밸브의 입구 측 작동조건을 설정하고 부하 릴리프밸브를 이용하여 출구 측 작동압력을 설정함으로써 실제 상황에서 발생하는 모든 작동상태를 모사할 수 있다. 비례 유량제어밸브의 성능만을 해석하는 본 연구에서는 Fig. 4의 p_s, p_c 작동조건이 고정된 상수로 반영된다. Fig. 5는 수학적 모델을 유도하기 위해 Fig. 4의 시험조건과 Fig. 1의 비례 유량제어밸브 내부구조를 도식적으로 나타낸 그림이다.

본 연구는 비례 유량제어밸브 정특성 분석이 목적이므로 입력은 비례 솔레노이드 스폴에 작용하는 자

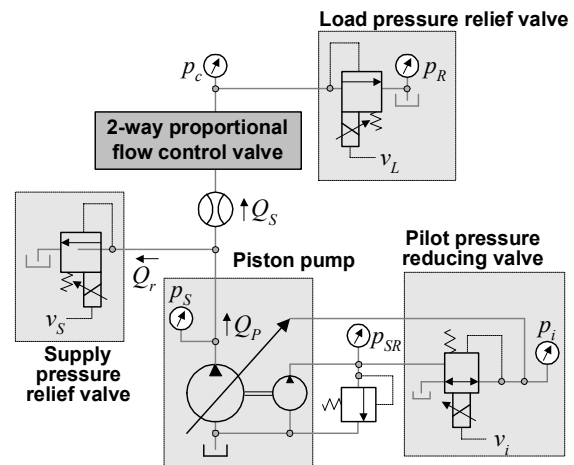


Fig. 4 Hydraulic test circuit for 2-way FCV

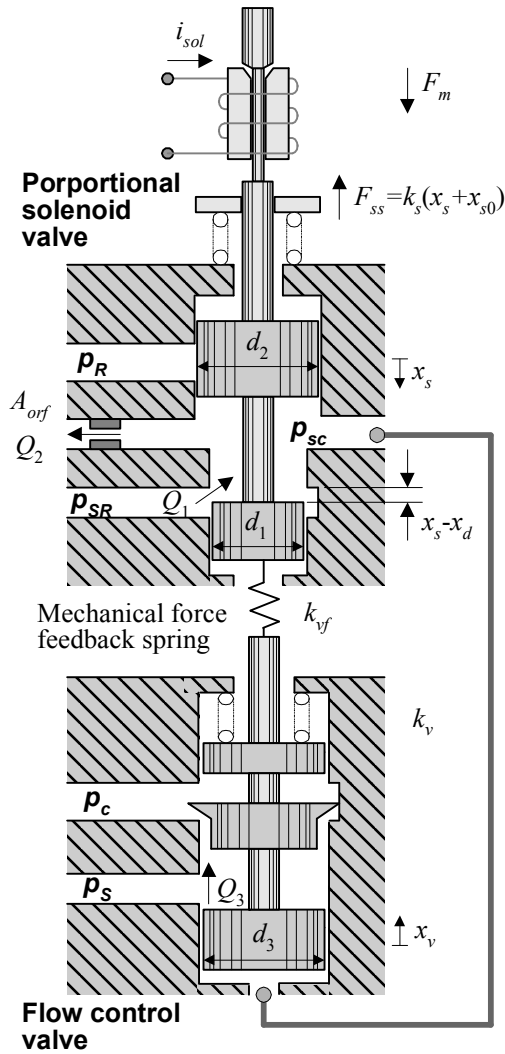


Fig. 5 Schematic layout of 2-way FCV

기력 F_m 이고 출력은 유량제어밸브 스톨 변위 x_v (또는, 부하유량 Q_3)이다. 정특성을 기술하는 수학적 모델은 시간에 대한 미분항이 제거된 대수방정식으로 밸브에 대한 힘 평형식과 연속방정식으로 기술되며 선형해석을 위해서는 작동점을 기준으로 선형화된 입출력 관계식을 유도해야 한다.

3.1 비례 솔레노이드밸브

Fig. 5의 비례 솔레노이드 스톨은 전류가 흐르지 않는 상태에서는 스프링 압축력에 의해 최상단에 위치하여 제어압 p_{sc} 는 귀환압력 p_R 과 연결된다. 자기력 F_m 에 의해 스톨변위 x_s 가 증가하는데 밸브 오버랩으로 $x_d < x_s$ 의 조건에서 p_{sc} 포트가 p_{SR} 과 연결되어 제어압 p_{sc} 가 발생된다. 밸브 오버랩 x_d 은 비례 솔레노이드밸브의 불감대(deadband)와 히스테리시스(hysteresis)를 결정하는데 본 연구에서는 선형해석을

위해 $x_d = 0$ 으로 가정하였다. A_{orf} 는 비례 솔레노이드밸브 제어압 p_{sc} 챔버의 누유를 모사하는 오리피스로 오리피스 직경 d_{orf} 가 클수록 비례 솔레노이드 스톨변위 x_s 가 증가하게 된다.

비례 솔레노이드밸브 정특성 모델에서 입력은 자기력 F_m 이고 상태변수는 스톨변위 x_s 와 제어압 p_{sc} 이며, 작동조건은 오리피스 면적 A_{orf} 이다. 정상상태에서 상태변수는 다음 식으로 결정된다.

- 비례 솔레노이드밸브 스톨 힘 평형식
- $$k_s(x_s + x_{s0}) + A_s p_{sc} + k_{vf}(x_v + x_s) = F_m \quad (1)$$
- 비례 솔레노이드밸브 연속방정식
- $$Q_1 = Q_2$$

$$C_d w_1 x_s \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{SR} - p_{sc})} = C_d A_{orf} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_{sc}} \quad (2)$$

3.2 유량제어밸브

비례 솔레노이드밸브 제어압 p_{sc} 에 의해 작동되는 Fig. 5의 유량제어밸브는 입력이 비례 솔레노이드밸브 제어압 p_{sc} 이고 상태변수는 스톨변위 x_v 이며, 작동조건은 부하압력을 모사하는 제어압 p_c 이다. 정상상태에서 정특성 방정식과 유량제어밸브 통과 유량 Q_3 를 나타내는 식은 다음과 같다.

- 유량제어밸브 스톨 힘 평형식
- $$k_v(x_v + x_{v0}) + k_{vf}(x_v + x_s) = A_v p_{sc} - F_q \quad (3)$$
- $$F_q = 0.43 A_{fcv} (p_s - p_c) = 0.43 A_{fcv} p_D$$

- 유량제어밸브 제어유량
- $$Q_3 = C_d A_{fcv} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_s - p_c)} = C_d A_{fcv} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_D} \quad (4)$$

4. 정특성 모델 선형화

식 (1)-(3)으로 기술되는 비례 유량제어밸브 정특성의 선형해석이란 정적평형상태에서 입력변화량(ΔF_m)에 대한 출력변화량(Δx_v)을 선형화된 식으로 나타내는 것이고 선형해석의 목적은 피드백 스프링 상수 k_{vf} 가 선형화된 입출력 관계식에 미치는 영향을 분석하는 것이다. 비례 유량제어밸브의 상태변수는 x_s, p_{sc}, x_v 이며 입력은 F_m , 출력은 x_v , 외란은 부하압력 차로 $p_D = p_s - p_c$ 이므로 선형화된 입출력 관계식을 다음과 같이 유도할 수 있다.

$$\Delta x_v = XF \Delta F_m + XP \Delta p_D \quad (5)$$

비례 유량제어밸브가 우수한 성능을 갖기 위해서는 밸브변위 Δx_v 가 비례 솔레노이드밸브 자기력에 선형적으로 비례하고 부하압력 차에 대해서는 변화가 작아야 한다. 따라서 식 (5)에서 선형성을 위해 XF 는 모든 작동조건에 대해 일정한 값을 유지해야 하고 외란에 대한 안정성을 위해 XP 는 작은 값이 되도록 설계되어야 한다. 비례 유량제어밸브에 대한 유도된 정특성 관계식 (1)-(3)으로부터 선형모델을 유도하는 과정은 다음과 같다.

- 선형모델 입출력 및 상태변수 정의

$$\Delta F_m = F_m - (F_m)_{OP}$$

$$\Delta x_s = x_s - (x_s)_{OP}$$

$$\Delta p_{sc} = p_{sc} - (p_{sc})_{OP}$$

$$\Delta x_v = x_v - (x_v)_{OP}$$

$$\Delta p_D = p_D - (p_D)_{OP}$$

Where $()_{OP}$: operating point

- 비례 솔레노이드밸브 스톱 힘 평형식

$$k_s \Delta x_s + A_s \Delta p_{sc} + k_{vf} (\Delta x_v + \Delta x_s) = \Delta F_m$$

$$(k_s + k_{vf}) \Delta x_s + A_s \Delta p_{sc} + k_{vf} \Delta x_v = \Delta F_m \quad (6)$$

- 비례 솔레노이드밸브 연속방정식

$$k_{q1} \Delta x_s - k_{c1} \Delta p_{sc} = k_{c2} \Delta p_{sc}$$

$$\Delta x_s = \frac{k_{c1} + k_{c2}}{k_{q1}} \Delta p_{sc} = k_{cq1} \Delta p_{sc} \quad (7)$$

Where

$$k_{q1} = \left. \frac{\partial Q_1}{\partial x_s} \right|_{OP} = C_d w_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_{SR} - (p_{sc})_{OP}]}$$

$$k_{c1} = \left. \frac{\partial Q_1}{\partial p_{sc}} \right|_{OP} = C_d w_1 (x_s)_{OP} / \sqrt{2\rho [p_{SR} - (p_{sc})_{OP}]}$$

$$k_{c2} = \left. \frac{\partial Q_2}{\partial p_{sc}} \right|_{OP} = C_d A_{orf} / \sqrt{2\rho (p_{sc})_{OP}}$$

- 유량제어밸브 스톱 힘 평형식

$$k_v \Delta x_v + k_{vf} (\Delta x_v + \Delta x_s) = A_v \Delta p_{sc} - \Delta F_q \quad (8)$$

$$\Delta F_q = C_v \Delta x_v + C_D \Delta p_D \quad (9)$$

Where

$$C_v = \left. \frac{\partial F_q}{\partial x_v} \right|_{OP} = 0.43 \left(\frac{\partial A_{fcv}}{\partial x_v} \right) \Big|_{OP} (p_D)_{OP}$$

$$C_D = \left. \frac{\partial F_q}{\partial p_D} \right|_{OP} = 0.43 A_{fcv} \Big|_{OP}$$

식 (9)를 식 (8)에 대입하면

$$(k_v + k_{vf} + C_v) \Delta x_v + k_{vf} \Delta x_s = A_v \Delta p_{sc} - C_D \Delta p_D \quad (10)$$

선형화된 정특성 관계식 (6), (7), (10)은 5개의 입출력과 상태변수에 대한 대수관계식을 나타내고 내부 상태변수 Δx_s 와 Δp_{sc} 를 소거하면 식 (5)와 같은 선형화된 입출력 관계식을 유도할 수 있으며 입력과 외란에 대한 상수는 다음과 같다.

$$XF = \frac{1}{YZk_v + k_{vf}}, \quad XP = -\frac{C_D}{Zk_v + k_{vf}/Y}$$

$$\text{where } Y = \frac{k_{cq1}(k_s + k_{vf}) + A_s}{A_v - k_{cq1}k_{vf}}, \quad Z = 1 + \frac{k_{vf} + C_v}{k_v}$$

선형화된 정특성 관계식에서 XF 는 비례 솔레노이드 밸브 자기력에 비례하여 발생하는 유량제어밸브 변위이득을 나타내고 $XF > 0$ 이므로 자기력과 밸브 변위가 동일한 부호로 증가함을 의미한다. XP 는 부하압력 차 $p_D = p_s - p_c$ 가 밸브변위에 미치는 영향을 나타내고 $XP < 0$ 이므로 부하압력 차에 의해 발생하는 유동력으로 부하압력 차가 증가할수록 밸브 변위가 감소함을 의미한다.

5. 성능검증 시뮬레이션

5.1 비례 솔레노이드밸브 사양

IMV 비례 유량제어밸브에 적용되는 비례 솔레노이드밸브는 건설기계용으로 상용 판매되는 Fig. 6의 HYDAC사 제품⁹⁾의 설계사양을 근거로 가정하였으며 Table 1은 성능검증 시뮬레이션을 위해 가정된 비례 솔레노이드밸브 사양을 나타낸다. 비례 솔레노이드 밸브 기준압 $p_{sc} = p_{SR} = 35\text{bar}$ 일 때 솔레노이드 스톱에 작용하는 최대 힘은 $A_s p_{SR} = 30.24\text{N}$ 이므로 $1\text{N} \leq F_m \leq 30\text{N}$ 에 대해 상태변수 정특성을

해석하였다. 실제 비례 솔레노이드밸브 장착 스프링은 초기 압축된 상태로 조립되어 일정 자기력보다 큰 영역에서 제어압이 발생하는 불감대가 존재하지만 선형해석에서는 스프링 초기 압축량 $x_{s0} = 0$ 로 가정하였다.

Fig. 7은 제어압 포트 누유를 모사하는 오리피스 직경이 $d_{orf} = 1\text{mm}$ 와 2mm 일 때 자기력 F_m 에 따른 비례 솔레노이드 스펴변위 x_s 와 제어압 p_{sc} 의 정상상태 특성을 나타낸다. d_{orf} 가 클수록 Q_2 가 증가하여 스펴변위 x_s 가 증가하고 제어압 p_{sc} 가 낮아짐을 확인할 수 있다. $F_m = 28\text{N}$ 일 때 작동상태변수는 다음과 같으며 6.5bar의 압력 차에서 9.2lpm의 유량이 공급됨을 확인하였다.

- $d_{orf} = 1\text{mm}$
 $x_s = 0.14\text{mm}$, $p_{sc} = 31.1\text{bar}$, $Q_2 = 2.4\text{lpm}$
- $d_{orf} = 2\text{mm}$
 $x_s = 0.42\text{mm}$, $p_{sc} = 28.5\text{bar}$, $Q_2 = 9.2\text{lpm}$



Fig. 6 PSV(PDMC05S30A-35-24PN)

Table 1 Assumed PSV specifications

Symbol	Unit	Value
d_1	[mm]	5
d_2	[mm]	6
k_s	[N/mm]	8
d_{orf}	[mm]	1, 2
p_{SR}	[bar]	35

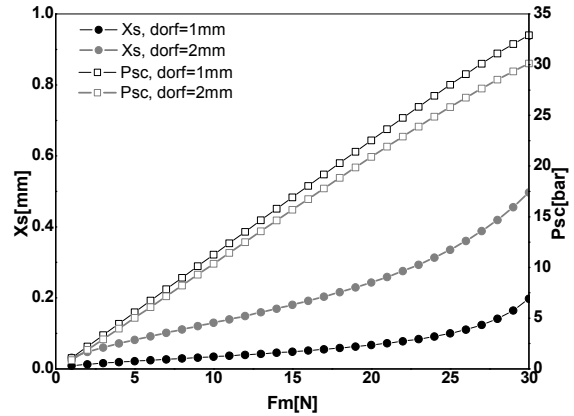


Fig. 7 PSV control pressure characteristics

5.2 유량제어밸브 사양

IMV 2방향 유량제어밸브 스펴직경은 22톤 굴착기에 적용되는 기존 MCV 스펴직경과 동일하게 30mm로 선정하였고 스펴링 상수는 비례 솔레노이드밸브 최대 제어압 35bar에서 약 9.4mm의 변위가 발생되도록 설계하였다. 유량제어밸브 장착 스펴링의 초기 압축량은 스펴밸브 오버랩을 고려하여 3mm이고 피드백 스펴링은 유량제어밸브 최대변위에서 최대 자기력의 1/3에 해당되는 스펴링력이 작용하도록 선정하였다. Table 2는 성능검증 시뮬레이션에서 가정된 유량제어밸브 사양이다.

Table 2 Assumed flow control valve specifications

Symbol	Unit	Value
d_3	mm	30
k_v	N/mm	200
k_{vf}	N/mm	1
x_{v0}	mm	3

5.3 정상상태 작동점에서의 정특성

비례 유량제어밸브 입력 F_m 과 외란 p_D 가 주어지면 정상상태 작동점은 식 (1)-(3) 연립방정식의 해로 구해진다. Table 3은 부하유량 $Q_3 = 333.4\text{lpm}$ 인 작동점에서 피드백 스펴링 유무에 따른 선형시스템 이득의 차이를 나타낸다. 피드백 스펴링이 장착되면 유량제어밸브 변위에 비례하여 비례 솔레노이드밸브 스펴에 압축력을 가하므로 부하유량이 감소하게 된다. 따라서 동일한 부하유량이 발생하는 비례 솔레노이드밸브 자기력은 피드백 스펴링이 없는 경우에는 $F_m = 24.4\text{N}$ 이고 피드백 스펴링이 있는 경우에는 30N이었다.

동일한 작동조건에서 선형화된 정특성 관계식 이득 XF 는 $k_{vf} = 0$ 일 때는 0.3169mm/N으로 1N의 자기력에 대하여 0.3mm의 변위가 발생됨을 알 수 있고 피드백 스프링이 있는 설계에서는 약 0.25mm가 발생하여 피드백 스프링 압축력의 영향으로 자기력 F_m 에 대한 변위 x_v 이득이 감소함을 확인하였다. 전술된 바와 같이 XF 는 절대적인 값보다 우수한 선형성을 갖기 위해서 모든 작동영역에서 일정한 값을 유지하는 것이 중요하다. 부하압력 차에 대한 변위이득 XP 는 피드백 스프링이 있는 설계에서 피드백 스프링이 없는 경우보다 약 25% 감소하였으므로 부하압력 차 증가로 인해 발생하는 유동력에 스푼변위가 작게 변화함을 알 수 있다. 따라서

Table 3 Linear system gain at $(Q_3)_{OP} = 333.4$ lpm

Symbol	Unit	Value	
		without k_{vf}	with k_{vf}
$(F_m)_{OP}$	N	24.4	30
$(x_v)_{OP}$	mm	5.4	
$(Q_3)_{OP}$	lpm	333.4	
XF	mm/N	0.3169	0.2381
XP	mm/bar	-0.0344	-0.0261

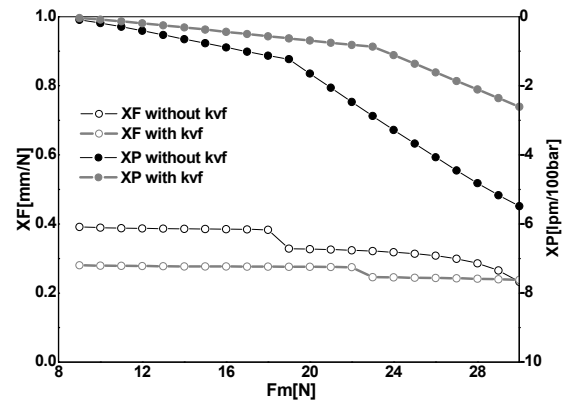
피드백 스프링은 스푼밸브에 작용하는 유동력을 보상하여 자기력에 비례하는 일정한 변위를 유지하는데 효과적임을 확인하였다.

5.4 자기력 변화에 대한 정특성

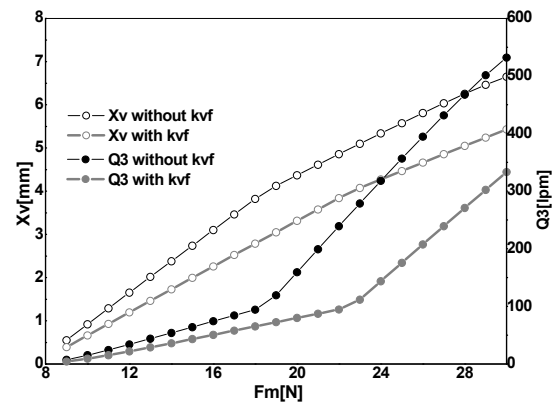
비례 유량제어밸브 입력인 비례 솔레노이드밸브 자기력 F_m 이 변화되는 작동점에 대하여 선형화된 정특성 관계식의 이득변화를 살펴보았다. Fig. 8은 부하압력 차 $p_D = 10$ bar로 일정한 상태에서 자기력 F_m 이 9-30N으로 변화될 때의 해석결과이고 주요 특성지표는 Table 4에 나타내었다. 유량제어밸브 스프링 초기 압축량 3mm로 인해 $F_m < 9$ N인 상태에서는 밸브변위 x_v 가 발생하지 않았다.

자기력에 대한 밸브변위 이득을 나타내는 XF 는 자기력이 클수록 유동력이 증가하여 감소한다. 피드백 스프링이 없는 설계에서는 $F_m = 9-30$ N의 작동범위에서 38.8% 감소하지만 피드백 스프링이 있는 설계에서는 15.3%만이 감소하여 자기력에 대하여 발생하는 밸브변위의 선형성이 우수함을 확인하였다. 또한 부하압력 차에 대한 밸브변위 이득을 나타내는

XP 는 부하유량이 클수록 음의 값으로 증가하는데 XP 절대 값의 크기가 피드백 스프링이 있는 설계가 없는 설계보다 반으로 감소하여 유동력이 밸브변위 변화에 미치는 영향이 작음을 알 수 있다. Fig. 8(b)는 자기력 F_m 에 따른 정상상태 특성을 나타내며 피드백 스프링이 있는 설계에서 자기력에 대한 밸브변위의 선형성이 향상됨을 확인할 수 있다. 피드백 스프링이 없는 경우에 $p_D = 10$ bar에서 $Q_3 = 530$ lpm의 유량이 흐를 때 유량제어밸브에 미치는 유동력은 $F_q = 132$ N이다.



(a) linear system gain



(b) spool displacement x_v and load flow Q_3

Fig. 8 Static characteristics for F_m

5.5 부하압력 차 변화에 대한 정특성

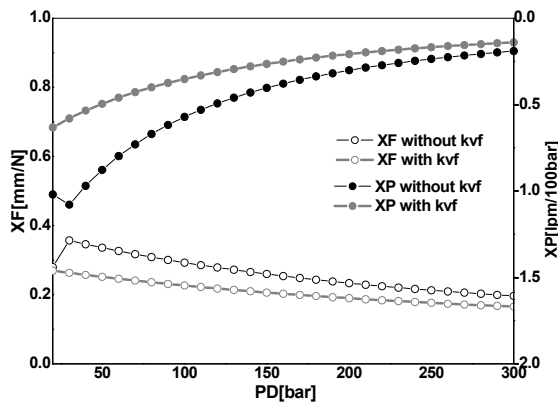
비례 유량제어밸브 외란인 부하압력 차 p_D 가 변화되는 작동점에 대하여 선형화된 정특성 관계식의 이득변화를 살펴보았다. Fig. 9는 비례 솔레노이드밸브 자기력 $F_m = 20$ N으로 일정한 상태에서 부하압력 차가 30-300bar로 변화될 때의 해석결과를 나타낸다.

2방향 유량제어밸브의 압력 차가 증가할수록 유동력이 증가하여 XF 는 감소하는 반면에 XP 는 양의

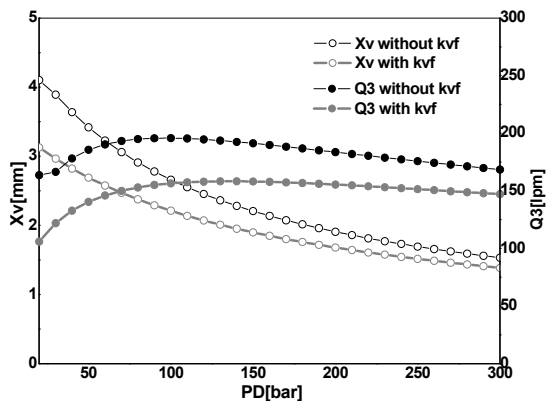
방향으로 증가하였다. 이는 XP 가 부하압력 차가 밸브변위에 미치는 영향을 나타내는데 부하압력 차가 큰 작동조건에서는 부하압력 차의 변화가 밸브변위 변화에 미치는 영향이 상대적으로 작음을 의미한다. 부하압력 차가 변화하는 작동조건에 대해서도 피드백 스프링이 있는 설계에서 자기력에 대한 선형성이 크게 변화되지 않았고 부하압력 차가 밸브변위에 미치는 영향도 작아 피드백 스프링에 의한 성능향상 효과를 확인하였다. Fig. 9(b)는 부하압력 차 p_D 에 따른 정상상태 특성을 나타내며 피드백 스프링이 있는

Table 4 Linear system gain at $(p_D)_{OP} = 10\text{bar}$

Symbol	Unit	@ F_m [N]	Value	
			without k_{vf}	with k_{vf}
XF	mm/N	9	0.389	0.281
		30	0.238	0.238
XP	mm/bar	30	-0.055	-0.026



(a) linear system gain



(b) spool displacement x_v and load flow Q_3

Fig. 9 Static characteristics for $p_D = p_S - p_C$

Table 5 Linear system gain at $(F_m)_{OP} = 20\text{N}$

Symbol	Unit	@ p_D [bar]	Value	
			without k_{vf}	with k_{vf}
XF	mm/N	30	0.357	0.197
		300	0.263	0.165
XP	mm/bar	30	-0.011	-0.006

설계에서 밸브변위와 제어유량이 안정적으로 유지됨을 확인할 수 있다. 유량제어밸브에 작용하는 유동력은 피드백 스프링이 없는 경우에 $p_D = 300\text{bar}$ 에서 $Q_3 = 168\text{lpm}$ 의 유량이 흐를 때 $F_q = 229\text{N}$ 이다.

6. 결 론

유압구동시스템이 적용되는 대표적인 건설기계인 굴착기는 최근 연비향상과 환경규제에 대응하기 위해 다양한 기술개발이 시도되고 있다. IMV는 굴착기 효율향상을 목적으로 작동기를 제어하는 4방향 스톱 밸브를 4개의 2방향 유량제어밸브로 대체함으로써 밸브 압력손실을 감소시키고 작동기 구동조건에 적절한 구동모드를 구현하는 밸브시스템이다. 굴착기에 적용되는 IMV를 구현하기 위해서는 양 방향 유량제어가 가능하면서 대용량 유량이 흐를 때 발생하는 유동력을 보상하는 기능의 유량제어밸브 개발이 선행되어야 한다. IMV 비례 유량제어밸브의 세부적인 정특성 사양으로는 비례 솔레노이드밸브 전류(또는, 자기력)에 대하여 선형적으로 밸브변위가 발생하는 선형성과 유동력을 발생시키는 부하압력 차에 대해서는 밸브변위가 작게 변화되는 안정성이 있다.

본 연구에서는 비례 솔레노이드밸브 제어압으로 유량제어밸브 스톱변위를 조절하는 기능의 2단 비례 유량제어밸브를 대상으로 선형화 해석을 통해 비례 솔레노이드 스톱과 유량제어밸브 스톱을 연결하는 피드백 스프링이 유동력을 보상하는 성능에 대해 고찰하였다. 비례 솔레노이드밸브는 상용 판매되고 있는 제품사양을 참조하여 정특성 파라미터를 가정하였고 유량제어밸브는 22톤 굴착기에 장착되는 MCV 스톱을 고려한 파라미터를 적용하여 시뮬레이션 모델을 구성하였다. 비례 유량제어밸브에 대해 유도된 비선형 수학적 모델을 작동점에 대해 선형화하면 유량제어밸브 스톱변위를 자기력과 부하압력 차에 대한 비례식으로 나타낼 수 있다. 전 작동영역에서 자기력에 대한 스톱변위 이득은 일정한 값을 유지하는

것이 선형성이 우수함을 나타내고 부하압력 차에 대한 스펙변위 이득은 작은 값을 갖는 것이 외란에 대한 보상이 우수함을 의미하므로 피드백 스프링의 유무에 따른 선형모델 이득의 차이를 비교하였다.

비례 솔레노이드밸브 제어압만으로 유량제어밸브 스펙을 가변시키는 개루프 방식의 설계에서는 부하 유량에 의해 스펙에 작용하는 유동력에 대한 보상기능이 없으므로 부하압력 차에 대한 변위이득이 피드백 스프링이 적용된 경우보다 크게 나타남을 확인하였다. 부하압력 차가 일정한 작동조건에서 자기력이 다른 작동점과 자기력이 일정한 작동조건에서 부하압력 차가 다른 작동점에 대하여 선형모델의 이득을 살펴본 결과 피드백 스프링이 있는 설계에서 자기력에 대한 선형성과 부하압력 차에 대한 안정성이 우수하여 피드백 스프링을 갖는 비례 유량제어밸브가 대용량 유량을 제어하는 IMV에 적절함을 입증하였다. 피드백 스프링의 기능과 특성을 비선형 시뮬레이션 해석으로 분석한 이전 연구에서는 유동력에 대해 견실한 밸브변위 안정성을 규명하였으나 본 연구에서는 선형해석을 통해 자기력에 대한 선형성과 부하압력 차에 대한 안정성을 변위이득으로 정량화하여 나타내었다. 향후 연구과제로는 정상상태 작동점에 대한 선형모델 이득의 변화로 평가되는 비례 유량제어밸브 성능을 최적화하는 피드백 스프링의 설계사양 도출이 필요할 것으로 판단된다.

References

- 1) Caterpillar, Catalog for 336F XE Hydraulic Excavator, 2016.
- 2) H. G. Park, S. A. Nahian and K. K. Anh, "A Study on Energy Saving of IMV Circuit using Pressure Feedback", Journal of Drive and Control, Vol.13 No.4, pp.31-44, 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) J. C. Lee et al., "Development of the Independent Metering Valve Control System and Analysis of its Performance for an Excavator", Proceedings of BATH/ASME 2016 Symposium on Fluid Power and Motion Control, Paper No. FPMC2016-1745, pp.V001T01A021, 2016.
- 5) A. Shenouda, "Quasi-Static Hydraulic Control Systems and Energy Savings Potential Using Independent Metering Four-Valve Assembly Configuration", Doctoral Dissertation, Georgia Institute of Technology, 2006.
- 6) A. Shenouda and W. Book, "Optimal Mode Switching for a Hydraulic Actuator Controlled With Four-Valve Independent Metering Configuration", International Journal of Fluid Power, Vol.9, No.1, pp.35-43, 2008.
- 7) G. H. Jung, "Steady-state Analysis of Proportional Flow Control Valve with Large Capacity", Proceedings of 2009 Spring Conference on Drive and Control, pp.67-72, 2009.
- 8) G. H. Jung, "Static Analysis of Dedicated Proportional Flow Control Valve for IMV", Journal of Drive and Control, Vol.15, No.4, pp.39-47, 2018.
- 9) HYDAC Datasheet, 3-Way Proportional Pressure Reducing Valve, PDMC05S30A-11