

# 굴삭기 IMV용 비례 유량제어밸브 정특성 해석 Static Analysis of Dedicated Proportional Flow Control Valve for IMV

정규홍<sup>1\*</sup>

Gyuhong Jung

Received: 3 Sep. 2018, Accepted: 25 Oct. 2018

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

**Abstract:** Recently, as environmental regulations for earth-moving equipment have been tightening, advanced systems such as electronic control, have been introduced for energy savings. An IMV (Independent Metering Valve) consisting of four 2-way valves, is an 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 maximize use of an IMV, the bi-directional flow control valve that can regulate a large amount of flow in both directions, should be adopted. The hydraulic circuit of an IMV applied to an excavator from an overseas construction equipment company, reveals the flow control valve with the compound of proportional solenoid valve for first stage, and 2-way spool valve for the second stage. Moreover, the two spools are interconnected by a feedback spring, presumed to compensate for flow force acting on the second stage spool. This paper addresses the static analysis of flow control valve in an IMV to investigate the improvement of robustness, against flow force by the feedback spring. From the steady-state analysis of flow control valve model, it can be concluded that the feedback spring facilitates maintaining linearity of spool displacement for control input, and relatively constant flow for load disturbance.

## 기호 설명

$F_m$  : magnetic force, N

$x_s$  : PSV(proportional solenoid valve) 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, m<sup>2</sup>

$A_{orf}$  : PSV orifice area for leakage, m<sup>2</sup>

$p_c$  : flow control valve(FCV) control pressure, Pa

$x_v$  : FCV displacement, m

$A_v$  : FCV pressure acting area, m<sup>2</sup>

$k_v$  : spring rate of FCV spring, N/m

$k_{vf}$  : spring rate of FCV feedback spring, N/m

$A_{lorf}$  : FCV orifice area for load flow, m<sup>2</sup>

$F_q$  : 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 © 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. 서 론

최근 건설기계는 배기가스에 대한 환경규제와 고효율 시스템에 대한 요구조건을 충족시키기 위해 다

양한 설계방식의 상용화를 시도하고 있다. IMV (independent metering valve)는 굴삭기 유압 작동기에 연결되는 공급과 귀환포트의 유로단면적을 독립적으로 조절함으로써 압력강하에 의한 손실을 줄이고 재생(regeneration) 및 회생(recuperation) 작동모드를 적용함으로써 유압동력의 효율을 향상시키는 MCV(main control valve)로 많은 연구가 수행되고 있으며 일부 상용화 제품도 출시되었다.<sup>1-3)</sup>

기존 MCV는 운전자가 조이스틱을 조작하여 RCV(Remote Control Valve)에서 생성된 파일럿 압력으로 4방향 스톱밸브를 작동시키므로 작동기 공급유로와 귀환유로가 기계적으로 연동된다. 이에 비하여 IMV는 2방향 비례 유량제어밸브 4개를 결합하여 하나의 작동기를 제어알고리즘으로 구동하므로 공급과 귀환유로가 소프트웨어적으로 연동되어 작동상태에 적절하게 성능과 효율을 향상시킬 수 있다. IMV를 구현하기 위해서는 하나의 유압작동기에 유량조절이 가능한 비례 유량제어밸브 4개가 필요하므로 MCV 제작비용이 증가하는 단점이 있으나 복합동작에서 작동기 응답속도를 조절하는 부가적인 기능밸브가 제어알고리즘으로 대체되고 운전자 조작과 작동기 구동을 소프트웨어적으로 연결하는 actuation-by-wire를 통해 다양한 기능구현이 가능하다는 장점으로 인하여 해외 선진사를 중심으로 굴삭기 상용화가 시도되고 있고 국내 건설기계 업체에서도 연구결과를 발표한 바 있다.<sup>4)</sup>

IMV에 적용되는 2방향 비례 유량제어밸브는 대용량 유량조절을 위하여 스톱에 작용하는 유동력을 보상할 수 있는 2단 밸브로 설계되며 양 방향으로 유량을 조절이 가능한 양 방향밸브가 필수적이다.<sup>5-6)</sup> Fig. 1은 한 쪽 방향으로만 유량조절이 가능한 2단 유량조절밸브의 예를 나타내는데 자기력으로 구동되는 파일럿 디스크 변위를 메인 디스크가 추종하도록 제어압  $p_c$ 가 조절되는 방식이다. 이와 같은 작동원리는 고압( $p_s$ )으로부터 저압( $p_d$ )으로 유체가 흐르는 경우에만 가능하고 저압 측압력이 고압 측보다 높을 때에는 유량조절이 되지 않는다.<sup>7)</sup>

Fig. 2는 IMV로 편로드 유압실린더 양측에 고압을 작용시켜 전진하는 HSRE(high side regeneration extension) 작동모드이다. 비례 유량제어밸브  $K_{sa}$ 는 고압으로부터 작동기로 유량이 공급되고  $K_{sb}$ 는 작동기로부터 고압으로부터 유량이 배출되므로  $K_{sa}$ 와  $K_{sb}$ 는 흐르는 유체방향이 반대이다. 따라서 Fig. 1과 같은 단 방향 유량제어밸브를 적용하면 어느 하나는

유량제어가 되지 않아 작동기 속도조절이 불가능하다.

IMV에 적용되는 양 방향밸브의 설계에는 여러 가지 방식이 있으나 본 연구에서는 선진사에서 개발된

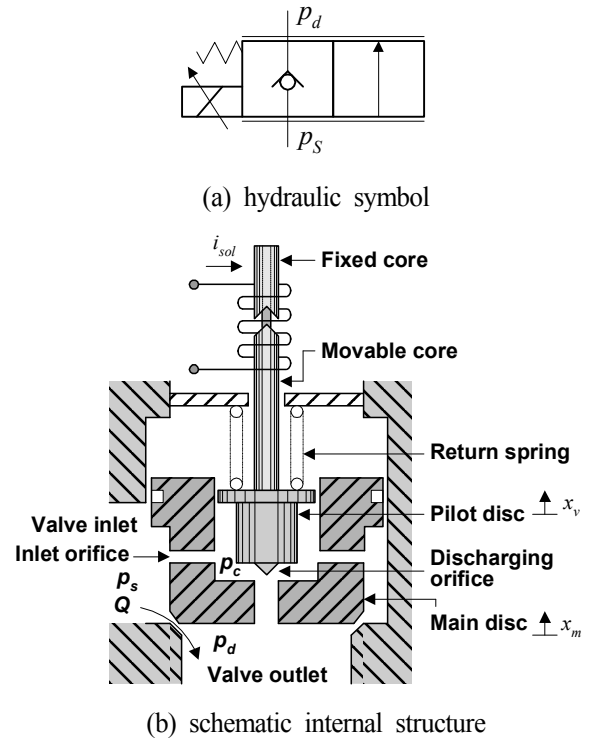


Fig. 1 Unidirectional flow control valve

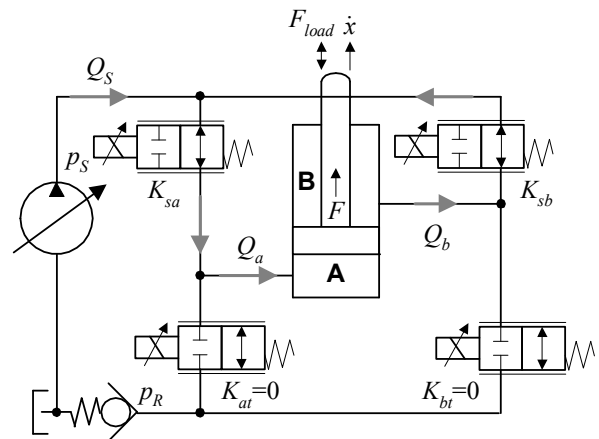


Fig. 2 HSRE (high side regeneration extension)

IMV 굴삭기에 적용된 비례 유량제어밸브를 대상으로 세부적인 내부 구조와 설계 파라미터를 가정한 후 정상상태 모델링을 통하여 정특성을 고찰하였다. 분석대상 비례 유량제어밸브는 비례 솔레노이드밸브 제어압으로 유량제어밸브 스톱변위를 가변시키는 형태이며 비례 솔레노이드 스톱과 유량제어밸브 스톱 사이에 피드백 스프링이 삽입되어 있다. 정특성 분석

을 통해서 피드백 스프링은 부하유량에 의한 유동력을 보상하여 비례 솔레노이드밸브에서 발생하는 자기력에 비례하는 부하유량을 일정하게 유지하는 기능이 있음을 확인하였다.<sup>8)</sup>

## 2. 비례 유량제어밸브 구조 및 작동원리

Fig. 3은 선진사에서 개발된 굴삭기 IMV에 적용되는 2단 비례 유량제어밸브의 유압회로이다. 상시 저압형 3방향 비례 솔레노이드밸브는 보조펌프 토출유량으로부터 릴리프 밸브로 조절되는  $p_{SR}$  기준압이 감압된  $p_{sc}$  제어압으로 유량제어 스톱밸브변위  $x_v$ 를 가변시킨다.

전기적인 신호로  $p_{sc}$  제어압을 발생시키는 비례 솔레노이드밸브는 제어압이 솔레노이드 스톱에 피드백되는 자력제어(self-controlled)구조이다. 솔레노이드 자기력이 스프링 압축력과 유압력의 합과 같은 상태에서 스톱이 정지하므로 자기력에 비례하는 제어압을 안정적으로 조절할 수 있다.

작동기와 연결되는 유로단면적을 조절하는 기능의 유량제어밸브는 스톱 반대쪽에  $p_{SR}$  기준압이 작용하여 제어압  $p_{sc}$ 가 낮을수록 밸브변위  $x_v$ 가 증가되는 구조이다. 즉,  $p_{sc} = p_{SR}$  일 때  $x_v = 0$ 이고  $p_{sc} = 0$  일 때  $x_v = (x_v)_{max}$ 이다.

유량제어밸브 스톱에는 제어압에 의한 유압력과 스프링 압축력 외에 스로틀되는 유량에 의해 발생하는 유동력이 스톱변위를 감소시키는 방향으로 작용하는데 피드백 스프링은 유동력에 의한 스톱변위  $x_v$ 의 변화를 비례 솔레노이드밸브에 스프링력으로 피드백시켜 유동력을 보상하는 기능을 수행한다. 일정한 자기력에 의해 스톱변위  $x_v$ 가 제어되는 상태에서 유동력에 의해 스톱변위가 감소하면 비례 솔레노이드 스톱에 제어압  $p_{sc}$ 가 감소하는 방향으로 피드백 스프링력이 작용하므로 스톱변위  $x_v$ 가 증가하여 유동력의 영향을 감소시키게 된다.

굴삭기에 적용되는 IMV는 Fig. 3의 비례 유량제어밸브 4개로 구성되어 붐, 암, 버킷, 스윙모터 작동을 제어하며, 좌우 주행모터에는 기존과 동일한 방식의 스톱밸브가 적용된다.

본 연구에서는 비례 유량제어밸브의 정특성 분석을 통하여 피드백 스프링이 유량제어밸브 변위에 미치는 유동력의 영향을 감소시키는 효과에 대해 고찰하였다.

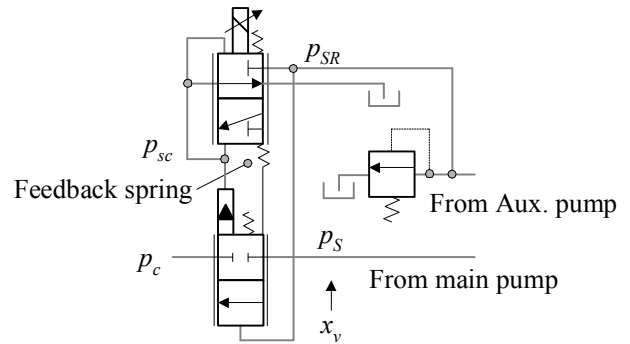


Fig. 3 2 stage proportional flow control valve

## 3. 비례 유량제어밸브 모델링

정상상태에서 비례 솔레노이드 스톱에 작용하는 자기력  $F_m$ 에 대하여 발생하는 유량제어밸브 변위  $x_v$ 의 특성은 밸브에 작용하는 힘 평형식과 연속방정식으로 기술되며 시간에 대한 미분항이 제거된 대수방정식으로 나타내어 진다.

### 3.1 비례 솔레노이드밸브

Fig. 4(a)는 분석대상 2단 비례 유량제어밸브에서 피드백 스프링이 제거된 비례 솔레노이드 유압회로이며, 스톱에 작용하는 자기력, 스프링력, 유압력의 방향은 그림에 도시된 바와 같다. Fig. 4(b)는 유압회로와 동일한 기능을 갖도록 구성된 비례 솔레노이드밸브의 내부 구조를 나타낸다.

솔레노이드에 전류가 흐르지 않는 상태에서는 스프링 압축력에 의해 스톱이 최하단에 위치하여 제어압  $p_{sc}$ 는 귀환압력  $p_R$ 과 연결된 상태이다. 자기력  $F_m$ 에 의해 스톱변위  $x_s$ 가 증가하는데  $x_r < x_s$ 이면  $p_R$  포트가 차단되고  $x_d < x_s$ 이면  $p_{sc}$  포트가  $p_S$ 와 연결되어 제어압  $p_{sc}$ 가 발생된다. 통상적으로  $x_r < x_d$ 이며  $x_r$ 은 비례 솔레노이드밸브의 불감대(deadband)를,  $x_d - x_r$ 은 제어압의 히스테리시스(hysteresis)를 결정한다. 본 연구에서는 비례 솔레노이드밸브의 불감대와 히스테리시스특성은 고려하지 않아  $x_r = x_d = 0$ 으로 가정하였다.  $A_{orf}$ 는 유량제어밸브에 작용하는  $p_{sc}$  챔버의 누유를 모사하는 오리피스 오리피스 직경  $d_{orf}$ 가 클수록 비례 솔레노이드 스톱변위  $x_s$ 가 증가하게 된다.

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

- 비례 솔레노이드 스푼 힘 평형식

$$F_m - A_s p_{sc} - k_s(x_s + x_{s0}) = 0 \quad (1)$$

- 연속방정식

$$Q_1 = Q_2$$

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

$x_{s0}$ 는 스프링 초기 압축력으로 제어압이 발생되지 않는 불감대를 결정하는데 여기서는 영으로 가정하였다.  $x_{s0} = 0$ 의 가정을 고려하여 유도된 식을 정리하면 다음 두 식의 연립 해로부터 자기력  $F_m$ 이 주어졌을 때 비례 솔레노이드밸브의 스푼변위  $x_s$ 와 제어압  $p_{sc}$ 가 결정된다.

$$F_m - A_s p_{sc} - k_s x_s = 0 \quad (3)$$

$$w_1 x_s \sqrt{(p_{SR} - p_{sc})} = A_{orf} \sqrt{p_{sc}} \quad (4)$$

비례 솔레노이드밸브 정특성은 식 (2)로부터

$$x_s = Q_2 / (C_d w_1 \sqrt{2/\rho(p_{SR} - p_{sc})}) \quad (5)$$

즉, 비례 솔레노이드 스푼변위  $x_s$ 는 누유모사량  $Q_2$ 가 클수록 커지고 스푼직경  $d_1$ 이 크면 변위가 증가하는 기울기가 감소하게 된다. 또한 누유량이 없으면  $x_s \approx 0$ 이므로 식 (3)으로부터

$$F_m = A_s p_{sc} \quad (6)$$

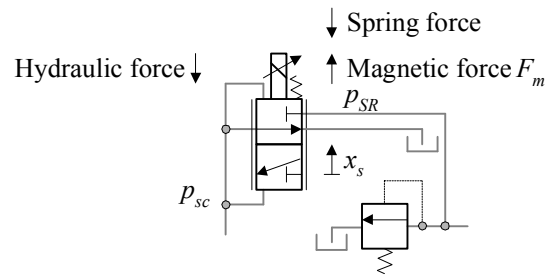
여기서,  $A_s = A_2 - A_1$ 으로 제어압  $p_{sc}$ 가 작용하는 면적으로 자력제어시스템의 되먹임 이득에 해당된다.  $A_s$ 가 클수록 외란이 제어압에 미치는 영향이 작아지지만 큰 자기력이 요구된다.

Table 1은 해석을 위해 가정된 비례 솔레노이드밸브 사양을 나타낸다. 식 (6)으로부터  $p_{sc} = p_{SR}$ 일 때  $F_m = A_s p_{SR} = 17.28N$ 이므로  $1N \leq F_m \leq 20N$ 에 대해 상태변수 정특성을 해석하였다.

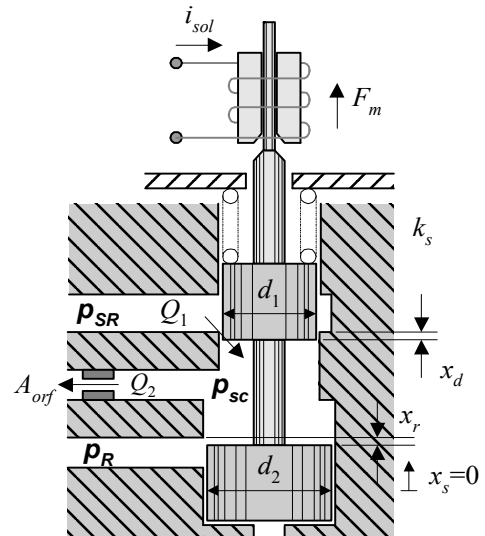
Fig. 5는 누유를 모사하는 오리피스 직경이  $d_{orf} = 1mm$ 와  $2mm$ 일 때 자기력  $F_m$ 에 따른 비례 솔레노이드 스푼변위  $x_s$ 와 제어압  $p_{sc}$ 의 정상상태 특성을 나

타낸다.  $d_{orf}$ 가 클수록  $Q_2$ 가 증가하여 스푼변위  $x_s$ 가 증가하고 제어압  $p_{sc}$ 가 낮아짐을 확인할 수 있다.  $F_m = 18N$ 일 때 작동상태변수는 다음과 같다.

- $d_{orf} = 1mm$   
 $x_s = 0.21mm$ ,  $p_{sc} = 18.91bar$ ,  $Q_2 = 1.87lpm$
- $d_{orf} = 2mm$   
 $x_s = 0.45mm$ ,  $p_{sc} = 16.68bar$ ,  $Q_2 = 7.04lpm$



(a) hydraulic symbol



(b) schematic internal structure

Fig. 4 PSV(Proportional Solenoid Valve)

Table 1 Assumed PSV specifications

Symbol	Unit	Value
$d_1$	[mm]	5
$d_2$	[mm]	6
$k_s$	[N/m]	8,000
$d_{orf}$	[mm]	1, 2
$p_{SR}$	[bar]	20

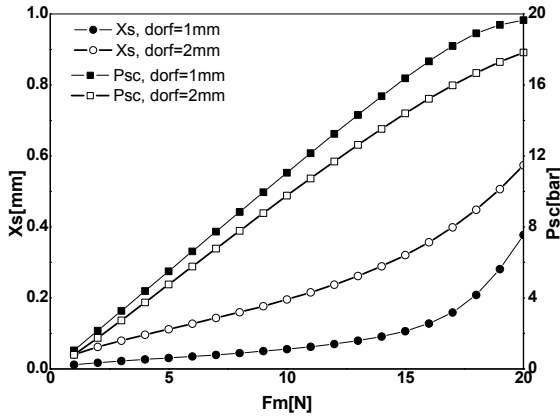


Fig. 5 PSV control pressure characteristics

### 3.2 유량제어밸브

Fig. 6(a)는 분석대상 2단 비례 유량제어밸브의 유압회로이며, 유량제어밸브 스톨에 작용하는 유압력과 스프링력의 방향은 그림에 도시된 바와 같다. Fig. 6(b)는 유압회로와 동일한 기능을 갖도록 구성된 유량제어밸브의 내부 구조를 나타낸다.

유량제어밸브 입력은 비례 솔레노이드밸브 제어압  $p_{sc}$  이고 상태변수는 스톨변위  $x_v$  와 작동기 제어압  $p_c$  이며, 작동조건은 부하유량을 모사하는 오리피스 면적  $A_{lorf}$  이다. 정상상태에서 상태변수는 다음 식으로 결정된다.

- 유량제어밸브 스톨 힘 평형식

$$A_v(p_{SR} - p_{sc}) - k_v(x_v + x_{v0}) - k_{vf}(x_v - x_s + x_{vf0}) - F_q = 0 \quad (7)$$

$$F_q = \frac{\rho Q_3^2}{C_c w_3 x_v} = 0.43 w_3 (p_S - p_c) x_v$$

- 연속방정식

$$Q_3 = Q_4$$

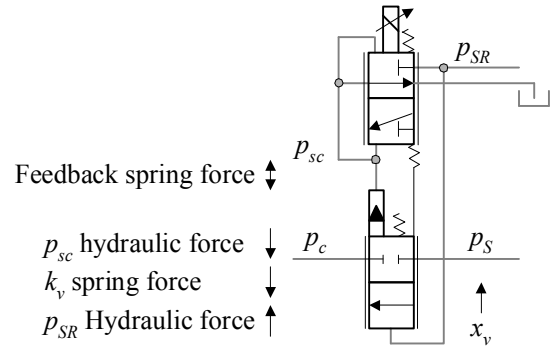
$$C_d w_3 x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_S - p_c)} = C_d A_{lorf} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_c} \quad (8)$$

$x_{v0}$  와  $x_{vf0}$  는 밸브 스프링과 피드백 스프링의 초기 압축량으로 비례 솔레노이드밸브 제어압  $p_{sc}$  에 대해 유량제어밸브 스톨변위  $x_v$  가 발생되지 않는 불감대를 결정하는데 여기서는 모두 영으로 가정하였다.  $x_{v0} = x_{vf0} = 0$  의 가정을 고려하여 유도된 식을 정리

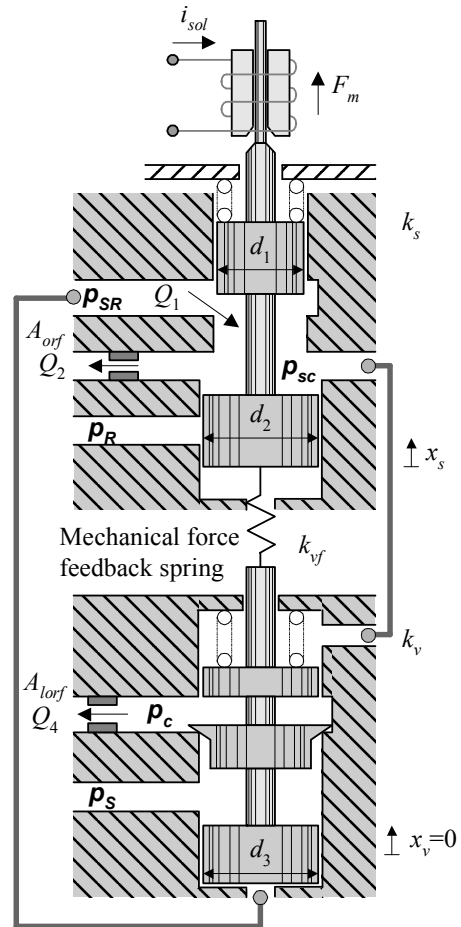
하면 다음 두 식의 연립 해로부터 제어압  $p_{sc}$  가 주어졌을 때 유량제어밸브의 스톨변위  $x_v$  와 제어압  $p_c$  가 결정된다.

$$A_v(p_{SR} - p_{sc}) - k_v x_v - k_{vf}(x_v - x_s) - F_q = 0 \quad (9)$$

$$w_3 x_v \sqrt{(p_S - p_c)} = A_{lorf} \sqrt{p_c} \quad (10)$$



(a) hydraulic symbol



(b) schematic internal structure

Fig. 6 Proportional flow control valve

### 3.3 비례 유량제어밸브

Fig. 6의 2단 비례 유량제어밸브 정특성 모델은 3.2 절의 유량제어밸브 특성을 나타내는 식 (9), (10)과 비례 솔레노이드 스펴에 피드백 스프링력이 추가된 힘 평형식과 연속방정식으로 기술된다.

$$F_m - A_s p_{sc} - k_s x_s + k_{vf}(x_v - x_s) = 0 \quad (11)$$

$$w_1 x_s \sqrt{(p_{SR} - p_{sc})} = A_{orf} \sqrt{p_{sc}} \quad (12)$$

Table 2는 해석을 위해 가정된 유량제어밸브 사양을 나타낸다. 가정된  $d_3 = 10\text{mm}$ 의 스펴직경은 기존 MCV 스펴직경보다 작지만 노치를 고려하지 않아 밸브변위에 따른 유로단면적은 실제와 유사하다. 피드백 스프링과 유동력의 영향을 무시하였을 때 발생하는 최대변위는  $p_{sc} = 0$ 일 때 식 (9)로부터  $(x_v)_{\max} = A_v p_{SR} / k_v$ 이며 약 2mm이다.

Table 2 Assumed flow control valve specifications

Symbol	Unit	Value
$d_3$	[mm]	10
$k_v$	[N/m]	80,000
$k_{vf}$	[N/m]	10,000
$d_{lorf}$	[mm]	3, 4, 5
$p_S$	[bar]	300

### 4. 비례 유량제어밸브 정특성분석

Fig. 6의 비례 유량제어밸브는 비례 솔레노이드밸브 자기력  $F_m$ 이 주어지면 비례 솔레노이드밸브 스펴변위  $x_s$ , 제어압  $p_{sc}$ 가 결정되고 이에 따라 유량제어밸브 스펴변위  $x_v$ 와 작동기 제어압  $p_c$ 가 유도된 4개의 비선형 대수방정식의 연립 해로 정해진다. 가정된 정특성 모델의 타당성을 검증하고 유동력을 보상하는 피드백 스프링의 기능을 확인하기 위하여 다음과 같은 조건에서 자기력  $F_m$ 과 부하유량  $Q_4$ 에 대해 유량제어밸브 스펴변위  $x_v$ 의 특성을 연구하였다.

- (1) 부하유량과 피드백 스프링이 없는 경우
- (2) 부하유량 있고 피드백 스프링이 없는 경우
- (3) 부하유량과 피드백 스프링이 있는 경우

### 4.1 부하유량과 피드백 스프링이 없는 경우

$p_S = p_c = 0$ 인 상태에서 단순히 비례 솔레노이드밸브 제어압만으로 유량제어밸브 변위를 가변시키는 작동조건으로  $Q_4 = 0, k_{vf} = 0$ 의 조건을 고려하여 식 (9)-(12)의 정특성 방정식을 다시 쓰면

$$A_v (p_{SR} - p_{sc}) - k_v x_v = 0 \quad (13)$$

$$F_m - A_s p_{sc} - k_s x_s = 0 \quad (14)$$

$$w_1 x_s \sqrt{(p_{SR} - p_{sc})} = A_{orf} \sqrt{p_{sc}} \quad (15)$$

식 (13)으로부터

$$x_v = A_v (p_{SR} - p_{sc}) / k_v \quad (16)$$

유량제어밸브 스펴변위  $x_v$ 는 비례 솔레노이드밸브 제어압  $p_{sc}$ 만의 함수이므로 누유를 모사하는 오리피스 직경  $d_{orf}$ 가 일정하면 제어압  $p_{sc}$ 에 역 비례하여 스펴변위  $x_v$ 가 발생하게 된다.

Fig. 7은  $d_{orf} = 1\text{mm}$ 에서 부하유량과 피드백 스프링이 없는 경우 자기력  $F_m$ 에 따른 유량제어밸브 스펴변위  $x_v$ 의 정상상태 특성을 나타낸다. 자기력

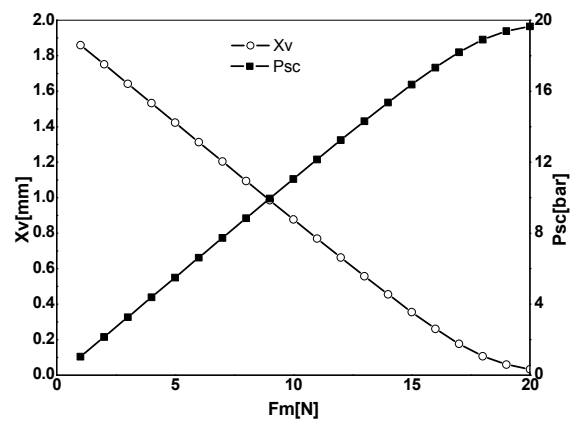


Fig. 7 FCV  $x_v$  characteristics with  $Q_4 = k_{vf} = 0$

$F_m$ 에 비례하는 제어압  $p_{sc}$ 와 역 비례하는 스펴변위  $x_v$ 의 특성을 확인할 수 있다. 따라서 유량제어밸브를 통과하는 유량에 의해 발생하는 유동력이 없다면 비례 솔레노이드밸브를 이용해서 선형적인 유량제어밸브 변위제어가 가능함을 알 수 있다.  $F_m = p_{sc} = 0$

일 때 유량제어밸브 최대변위  $(x_v)_{max}$  은 약 2mm로 3.3절에서 계산된 결과와 일치한다.

4.2 부하유량 있고 피드백 스프링이 없는 경우

비례 솔레노이드밸브 제어압으로 유량제어밸브 변위를 가변시키는 조건은 4.1절과 동일하나 유량제어밸브에 유동력이 작용하는 작동조건이다. 피드백 스프링이 없으므로  $k_{vf} = 0$ 의 조건을 고려하여 식 (9)-(12)의 정특성 방정식을 다시 쓰면

$$A_v(p_{SR} - p_{sc}) - k_v x_v - F_q = 0 \tag{17}$$

$$\begin{aligned} F_q &= 0.43w_3(p_S - p_c)x_v \\ w_3 x_v \sqrt{(p_S - p_c)} &= A_{lorf} \sqrt{p_c} \end{aligned} \tag{18}$$

$$F_m - A_s p_{sc} - k_s x_s = 0 \tag{19}$$

$$w_1 x_s \sqrt{(p_{SR} - p_{sc})} = A_{orf} \sqrt{p_{sc}} \tag{20}$$

비례 솔레노이드밸브 정특성을 나타내는 식 (19), (20)은 부하유량이 없는 4.1절의 식 (14), (15)와 동일하므로 유동력에 무관함을 알 수 있다.

Fig. 8은 비례 솔레노이드밸브로 유량제어밸브를 가변시키는 개루프 방식의 설계에서 자기력  $F_m$ 에 따른 유량제어밸브 스톱변위  $x_v$ 의 정상상태 특성을 나타낸다.  $d_{orf} = 1\text{mm}$ 이고 부하유량을 변화시키기 위하여  $d_{lorf} = 3, 4, 5\text{mm}$ 로 설정하였다. 부하유량  $Q_4$ 가 큰  $d_{lorf} = 5\text{mm}$ 인 경우에는 큰 유동력에 의하여  $F_m = 1\text{N}$ 에서  $x_v = 0.41\text{mm}$ 였으며 이는 유동력이 없을 때의  $x_v = 1.86\text{mm}$ 에 비해 상당히 큰 변화이다. 이에 비하여  $d_{lorf} = 3\text{mm}$ 인 경우에는 부하유량  $Q_4$ 에 의한 유동력이 크지 않으므로  $F_m = 1\text{N}$ 에서  $x_v = 1.71\text{mm}$ 였다. 유량제어밸브 스톱에 작용하는 제어압에 의한 최대 힘은  $A_v p_{SR} = 157\text{N}$ 이고  $d_{lorf} = 5\text{mm}$ 에서 스톱에 작용하는 최대 유동력은  $116.1\text{N}$ 이므로 유동력이 밸브변위  $x_v$ 에 미치는 영향이 매우 큼을 알 수 있다. 특히, 유동력은 비례 솔레노이드밸브 자기력  $F_m$ 으로 발생하는 유량제어밸브 변위  $x_v$ 에 매우 큰 비선형성을 유발하므로 효과적으로 유동력을 보상하지 않으면 IMV에 적용되는 비례 유량제어밸브로 이용되기 어렵다고 예상된다. Table 3은 자기력이 1N일 때 부하유량 오리피스  $d_{lorf}$ 의 작

동조건에서 유량제어밸브 작동상태를 나타낸다.

4.3 부하유량과 피드백 스프링이 있는 경우

유동력을 보상하기 위하여 유량제어밸브 스톱과 비례 솔레노이드밸브 스톱을 연결하는 피드백 스프링이 고려된 정특성 방정식은 식 (9)-(12)로 기술된다. 피드백 스프링 상수  $k_{vf}$ 는 비례 솔레노이드 스

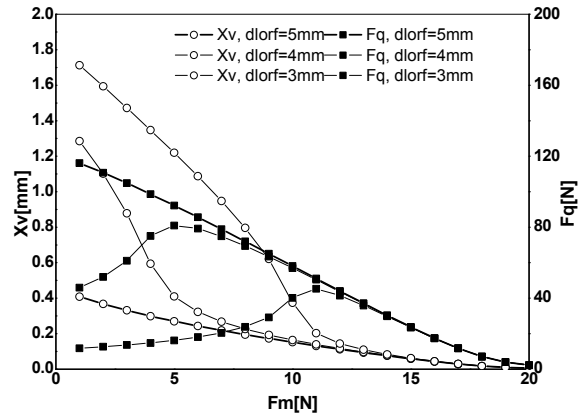


Fig. 8 FCV  $x_v$  characteristics with  $k_{vf} = 0$

Table 3 FCV data with  $k_{vf} = 0$  at  $F_m = 1\text{N}$

$d_{lorf}$ [mm]	$x_v$ [mm]	$p_c$ [bar]	$Q_4$ [lpm]	$F_q$ [N]
3	1.71	295	66.6	11.8
4	1.29	274	114.0	46.0
5	0.41	90	102.2	116.1

풀에 작용하는 최대 자기력이 18N이고 유량제어밸브 최대변위가 2mm임을 고려하여 1mm 변형 시 10N의 스프링력이 비례 솔레노이드 스톱에 작용하도록 10,000N/m로 설정하였다.

부하유량이 없는 경우에 피드백 스프링이 연결되면 유량제어밸브 변위  $x_v$ 의 변화량이 감소되는 효과를 나타낸다. 왜냐하면,  $x_v$ 는 자기력 영일 때 최대변위를 나타내고  $F_m = 0$ 일 때  $x_s = 0$ 이므로 피드백 스프링이 연결되면  $k_{vf}(x_v - x_s)$ 에 해당되는 피드백 스프링의 압축력이 자기력 방향으로 작용하게 된다. 이는 비례 솔레노이드밸브 제어압  $p_{sc}$ 를 증가시키게 되어  $x_v$ 가 감소되는 효과를 나타낸다.

Fig. 9는 스톱변위  $x_v$ 의 비선형성이 크게 발생된  $d_{lorf} = 3\text{mm}$ 의 작동조건에서 피드백 스프링이 있는

비례 유량제어밸브의 정특성 결과이다. 분석된 바와 같이 피드백 스프링 압축력에 의해  $x_v$  최대변위가 감소하였으나 자기력  $F_m$ 에 대해 발생하는 스톱

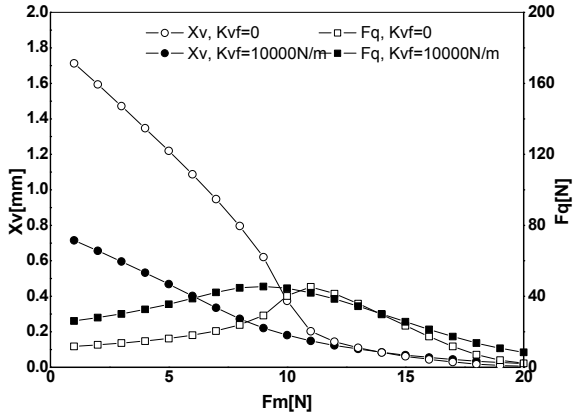
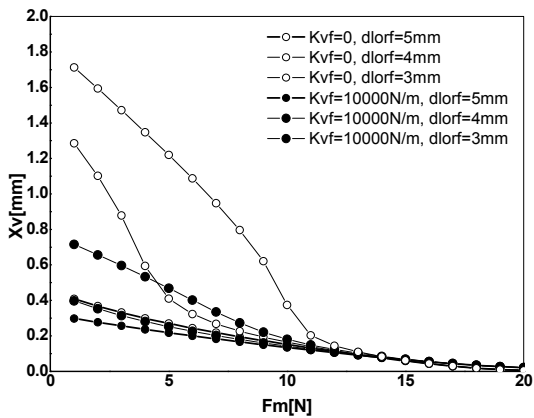
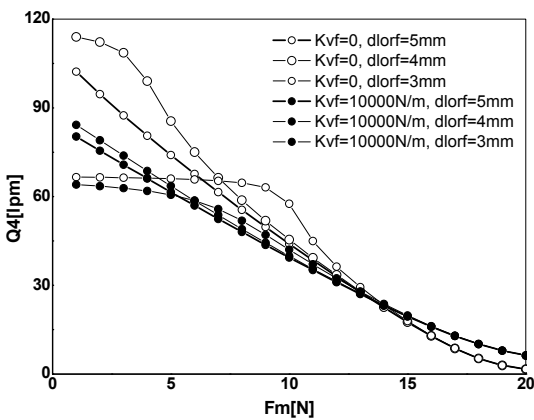


Fig. 9 FCV  $x_v, F_q$  characteristics at  $d_{lorf} = 3\text{mm}$



(a) spool displacement  $x_v$



(b) load flow  $Q_4$

Fig. 10 FCV characteristics at  $d_{lorf} = 3, 4, 5\text{mm}$

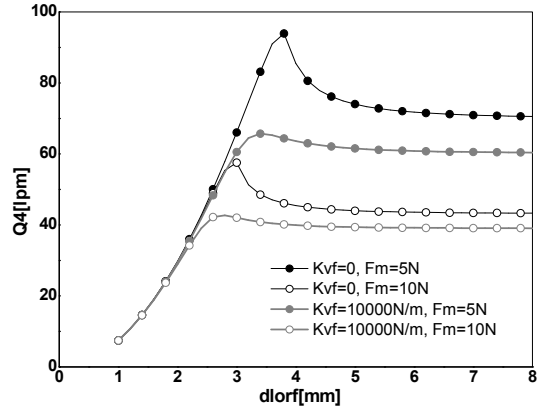


Fig. 11 Load flow characteristics at constant  $F_m$

Table 4 FCV data with feedback spring at  $F_m = 1\text{N}$

$d_{lorf}$ [mm]	$x_v$ [mm]	$p_c$ [bar]	$Q_4$ [lpm]	$F_q$ [N]
3	0.72	273	64.7	26.1
4	0.40	149	84.3	81.1
5	0.30	55.6	80.3	98.4

변위  $x_v$ 의 선형성이 개루프 방식의 설계에 비하여 크게 향상되었음을 알 수 있다. 피드백 스프링으로 인하여 최대변위가 감소하였지만  $F_m = 1\text{N}$ 에서 부하유량은 66.6과 64.7lpm으로 차이가 크지 않았다 (Table 4 참조).

Fig. 10은 부하유량 오리피스 직경변화에 따른 스톱변위  $x_v$ 와 부하유량  $Q_4$ 의 정특성을 나타낸다. 피드백 스프링이 없는 경우에는 자기력이 일정하여도 유동력에 의하여 스톱변위가 크게 변화하고 이에 따라 부하유량이 변동되지만 피드백 스프링이 있는 경우에는  $d_{lorf} = 3\text{mm}$ 에서 제어압  $p_c$ 가 포화되는 영역을 제외하고는 스프링력 피드백으로 인하여 부하유량  $Q_4$ 가 일정함을 확인하였다. Fig. 11은  $F_m$ 이 5N과 10N으로 일정한 상태에서 부하유량 오리피스 직경변화에 따른 부하유량  $Q_4$ 의 변화를 나타낸다.  $d_{lorf} = 0$ 이면  $Q_4 = 0$ 이며 피드백 스프링이 있는 경우에는  $d_{lorf}$ 가 증가함에 따라  $Q_4$ 가 증가하지만 대략  $d_{lorf} = 3\text{mm}$ 에서 일정한 부하유량을 유지하는 반면에 피드백 스프링이 없는 경우에는 유량변화가 크게 발생함을 확인하였다. 이상과 같은 결과로부터 피드백 스프링을 갖는 비례 유량제어밸브는 압력 차를 보상하면서 자기력에 대해 선형적인 부하유량이 제어되는 밸브의 특성을 갖는다고 판단된다.



## 6. 결 론

IMV는 2방향 유량제어밸브 4개를 이용해서 유압 작동기 양 포트에 공급, 배출되는 유로단면적을 독립적으로 조절함으로써 압력손실을 줄이고 재생 및 회생작동모드를 활용하여 에너지 효율을 향상시키는 밸브시스템이다. IMV를 구현하기 위해서는 양 방향 유량제어가 가능하면서 대용량 유량이 흐를 때 발생하는 유동력을 보상하는 기능의 비례 유량제어밸브가 요구된다.

최근 해외 선진사에서 개발된 IMV방식의 굴삭기에 적용되는 비례 유량제어밸브는 1단 비례 솔레노이드 제어압으로 2단 유량제어밸브 스펴변위를 가변시키는데 비례 솔레노이드 스펴과 유량제어밸브 스펴 사이에 피드백 스펴링이 설계되어 있다.

본 연구에서는 피드백 스펴링의 역할과 피드백 스펴링이 유량제어에 미치는 성능을 분석하기 위하여 유압회로도로부터 도식적인 내부구조를 정립하고 설계 파라미터를 가정한 후 정특성모델을 통해서 자기력에 대하여 발생하는 유량제어밸브 변위와 부하유량에 대한 정상상태 특성을 분석하였다.

비례 솔레노이드밸브 제어압만으로 유량제어밸브 스펴를 가변시키는 개루프 방식의 설계에서는 스펴에 가해지는 유동력에 대한 보상기능이 없으므로 비례 유량제어밸브 입력인 자기력이 일정하여도 유로단면적을 결정하는 스펴변위는 유동력에 따라 크게 변화되었고 자기력 변화에 대한 비선형이 매우 크게 나타남을 확인하였다. 이에 비하여 피드백 스펴링이 포함된 설계에서는 유동력 보상을 통하여 유량제어밸브 스펴변위가 선형적으로 나타났으며 일정한 자기력에 대하여 일정한 부하유량이 조절되는 것으로 분석되었다. 따라서 피드백 스펴링은 비례 유량제어밸브의 안정성 확보에 핵심적인 역할을 담당하는 것으로 추정되며 향후에는 유동력 보상을 위한 최적의 피드백 스펴링 설계사양을 도출하는 연구가 필요할 것으로 판단된다.

## 후 기

이 연구는 2018년도 산업통상자원부의 산업핵심기술개발사업 연구비(과제번호: 10063469) 지원에 의하여 수행되었음을 밝힙니다.

## 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", 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, PhD Dissertation, Georgia Institute of Technology, Georgia, 2006.
- 6) A. Shenouda and Wayne 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", 2009 KSFC Spring Conference Proceeding, pp.67-72, 2009.
- 8) G. H. Jung, "Static Analysis of Dedicated Proportional Flow Control Valve for IMV", 2018 Spring Conference on Drive and Control, pp.115-122. 2018.