

MCV용 IMV개발을 위한 기초설계

Basic Design for Development of IMV for MCV

허준영^{1*} · 정규홍²

Junyoung Huh · Gyu Hong Jung

Received: 18 Jul. 2018, Revised: 14 Aug. 2018, Accepted: 22 Aug. 2018

Key Words : Independent Metering Valve(IMV), Excavator(굴삭기), Valve Design(밸브설계), Main Control Valve (주제어밸브)

Abstract: Construction machinery is used to improve productivity in civil engineering work and construction work, and it is a lengthy operation, and consumes considerable fuel to cope with large loads. As a result, productivity and fuel consumption of the construction machine become the main deciding factors. In the hydraulic system of the excavator, the main control valve is the most critical position for control. The flow distribution for control performance is achieved by the metering orifice, that causes critical energy loss. To improve this, we propose a combination of a three port proportional pressure reducing valve and a poppet type flow control valve as an IMV to replace the existing spool type MCV. To validate the proposal, we analyze static characteristics by modeling mathematically, and analyze dynamic characteristics. Simulation using the AMESim software on the regeneration circuit of the boom cylinder up-down operation, verifies the energy-saving effect compared to the existing MCV when IMV is used.

1. 서 론

건설기계는 토목공사나 건축공사에서 생산성 향상을 위해 사용되고 있으며 장시간 운용되고 큰 부하를 감당하기 위해 연료 소모가 많다. 이로 인해 건설기계의 생산성 및 연료소모량은 고객의 주요 구매 결정 요소가 된다. 이로 인해 건설기계 연비기술은 생산성 향상과 연료소모량을 모두 고려한 연비 효율 증대 방향으로 진행된다. 굴삭기 유압시스템에서 메인컨트롤밸브(MCV, Main Control Valve)작업장치의 제어 기능에서 가장 중요한 위치를 담당한다. 제어성

능 확보를 위한 유량배분의 목적으로 미터링(Metering)이라는 오리피스 효과로 구현되는데 이때에는 에너지 손실이 유발된다. 엔진출력을 100%로 보았을 때 메인컨트롤밸브에서 50% 이상의 에너지 손실이 발생한다.¹⁾ 이를 개선하기 위하여 다양한 IMV(Independent Metering Valve) 방법이 제안되었다. Shenouda는 4개의 IMV밸브에 의해 제어되는 텔레핸들러의 붐 액추에이터 동작에 대하여 준정적 모델을 사용하여 에너지 절감 효과를 나타내기 위한 시도를 하였다.²⁾ B. Eriksson은 IMV의 다양한 형태로 2포트/2위치 양방향 비례제어밸브의 구성에 대하여 연구하였다.³⁾ C. Kang은 파이렛 스펴과 시퀀스 스펴의 구동을 통해 메인 포켓을 변위시키고, 이를 통해 굴삭기 실린더의 변위 및 속도를 제어하는 시뮬레이션을 수행하였다.⁴⁾ W. Dong은 로드 센싱 기능을 갖는 IMV를 제안하였고 에너지 절감을 검증하기 위해 AMESim 소프트웨어를 사용하여 기존의 굴삭기 시스템과 비교하였다.⁵⁾ L. Ge는 6 ton 유압굴삭기에 대하여 실험을 통하여 기존의 로드 센싱 시스템과 비교하여 붐 동작과 암 동작에 대하여 각각 15%와

* Corresponding author: huh@koreatech.ac.kr

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

2 Department of Computer Aided Mechatronic 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.

5.6%의 에너지 절감효과가 있음을 보였다.⁶⁾ Caterpillar에서는 기존 MCV에 있는 스톱의 4개의 노치를 4개의 독립적 밸브로 나눠 ACS 밸브를 개발하였다.⁷⁾

본 연구에서는 중대형 유압굴삭기의 연비향상을 위해 제어에 사용되는 기존의 스톱형 MCV를 대체할 IMV로 3포트 비례감압밸브와 포켓형 유량제어밸브의 조합을 제안한다. 제안의 타당성을 검증하기 위해 수학적으로 모델링하여 정특성을 해석하고, 그 결과를 반영하여 동특성을 해석한다. 그리고 봄실린더 업다운 동작의 재생회로에 대해 AMESim소프트웨어를 사용하여 시뮬레이션하므로써 IMV를 사용할 때 기존의 MCV와 비교하여 에너지 절감의 효과가 있는가를 검증한다.

2. 시스템

2.1 MCV용 IMV 제안

Fig. 1에 제안된 중대형 굴삭기의 MCV를 구성하기 위해 사용될 IMV의 구성을 나타낸다. 그림에서 좌측의 밸브는 비례솔레노이드에 의해 제어되는 3포트 감압밸브이다. 비례감압밸브의 공급압력 p_{SR} 은 파일럿 생성을 위해 기어펌프와 릴리프밸브에 의해 제공된다. 비례솔레노이드에 전류가 가해지면 비례하여 흡인력이 발생하고 플랜저는 솔레노이드 중심으로부터 밀려 나오면서 스프링을 압축하게 되고, 이때 생긴 변위만큼 스톱이 오른쪽으로 밀리게 된다. 초기에 언더랩으로 탱크측 p_R 접속되어 있던 제어압력 p_{SC} 포트는 약간의 불감대를 지나 파일럿 공급압력 포트인 p_{SR} 에 연결되면서 제어압이 상승하게 된다. 한편 감압제어된 압력 p_{SC} 은 Fig. 1 오른쪽의 유량제어밸브에 인가되어 스톱변위를 x_v 만큼 변위시킨다. 이 때 유량제어밸브의 포켓은 열리고 메인펌프의 공급유량이 액추에이터로 보내진다. Fig. 2에 제안된 MCV용 IMV의 유압그림기호를 나타낸다. 굴삭기의 액추에이터를 제어하기 위해 제안된 밸브 4개를 사용한 예를 Fig.3에 나타낸다. 액추에이터를 전진시키기 위해서는 Fig.3의 ①번 유량제어밸브와 ④번 유량제어밸브를 개방하고 ②번과 ③번 유량제어밸브를 닫아준다. 반면에 액추에이터를 후진시키기 위해서는 Fig.3의 ②번 유량제어밸브와 ③번 유량제어밸브를 개방하고 ①번과 ④번 유량제어밸브를 닫아준다.

3. 정특성 해석

3.1 3방향 비례감압밸브의 정특성

Fig. 1에 나타난 3방향 비례감압밸브의 스톱은 서로 다른 직경 d_1 과 d_2 를 갖는다. 이때 제어압력 p_{SC} 가 작용하는 유효면적 $A_{SC} = A_2 - A_1$ 이다. 오리피스 면적 A_{orf} 는 부하유량 Q_2 를 변화시키기 위한 작동상태 파라미터이다. 사용된 스톱은 오버랩 x_{ov} 과 언더랩 x_{un} 를 갖고 있고, 스톱의 변위 x_{vR} 에 대하여 아래와 같이 작동한다.⁸⁾

- $x_{vR} < x_{un}$: 제어압 포트가 탱크 포트에 연결
- $x_{un} < x_{vR} < x_{ov}$: 제어압 포트 폐쇄
- $x_{vR} > x_{ov}$: 제어압 포트가 공급압으로 연결

따라서 불감대의 크기에 비례하는 제어압 히스테리시스 Δp_{SC} 는 $k_s(x_{ov} - x_{un})/A_{SC}$ 이다. Table 1에 3방향 비례감압밸브의 스톱 사양을 나타낸다.

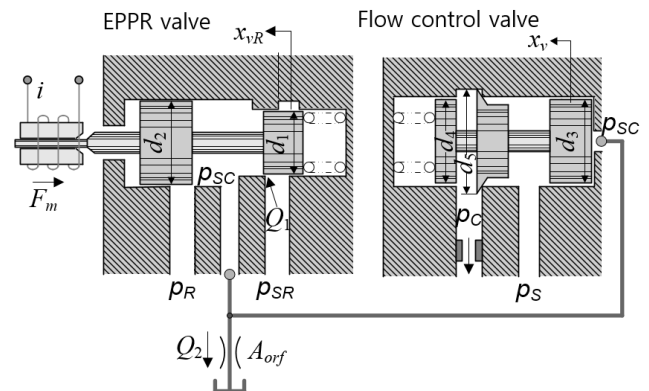


Fig. 1 Schematic diagram of the proposed IMV

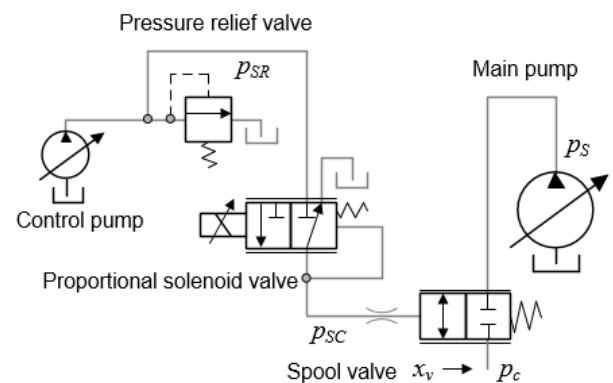


Fig. 2 Hydraulic circuit of the proposed IMV

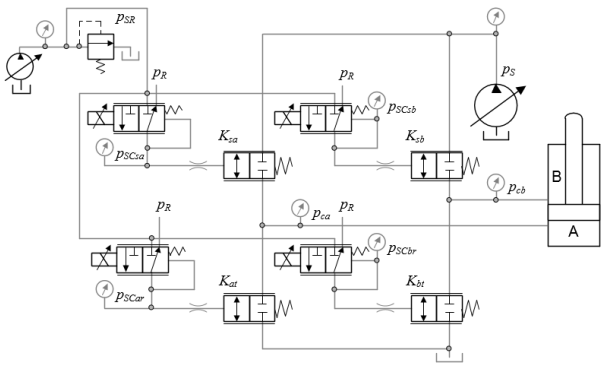


Fig. 3 An example applied for actuator control

Table 1 Parameters of 3-way EPPR valve

Spool diameter d_1	7.4
Spool diameter d_2	8 mm
Spring constant k_s	0.7 N/mm
Spool overlap x_{ov}	1 mm
Spool underlap x_{un}	0.8 mm
Pressure hysteresis Δp_{SC}	1.85 bar

정특성 해석에서는 제어밸브에서의 히스테리시스 는 고려하지 않고 $x_{vR} \approx x_{ov}$ 로 가정한다.

비례감압밸브 스톨에 작용하는 힘 평형식은

$$F_m - p_{SC}A_{SC} - k_s(x_{vR} + x_{vR0}) = 0 \quad (1)$$

여기서 Q_1 의 유량이 작으므로 스톨에 작용하는 유체력은 무시한다. 한편 스톨에서의 연속방정식은

$$Q_1 = Q_2$$

$$C_d w_1 (x_{vR} - x_{ov}) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{SR} - p_{SC})} = C_d A_{orf} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_{SC}}$$

$$w_1 (x_{vR} - x_{ov}) \sqrt{p_{SR} - p_{SC}} = A_{orf} \sqrt{p_{SC}} \quad (2)$$

여기서 스프링 초기 압축량 x_{vR0} 와 오버랩 길이 x_{ov} 는 제어압이 발생하지 않는 불감대를 결정하지만 정특성해석에서는 모두 0으로 가정한다. 그러면 식 (1)과 (2)로부터⁸⁾

$$F_m - p_{SC}A_{SC} - k_s x_s = 0 \quad (3)$$

$$x_{vR} = \frac{A_{orf}}{w_1} \sqrt{\frac{p_{SC}}{p_{SR} - p_{SC}}} \quad (4)$$

을 얻고, 식 (3)과 (4)로부터 솔레노이드 흡인력 F_m 이 주어지면 제어압 p_{SC} 와 스톨변위 x_{vR} 를 연립방정 식의 해로 구할 수 있다. 식 (3)에서 정상상태 ($x_{vR} \approx 0$)라고 하면 $F_m = p_{SC}A_{SC}$ 이다.

따라서 자기력 F_m 은 제어압 p_{SC} 는 제어압이 작용 하는 스톨면적 A_{SC} 의 비례관계인 것을 알수 있다. A_{SC} 는 자력제어 시스템의 되먹임 이득에 해당된다. A_{SC} 가 클수록 큰 자기력이 요구되지만 부하유량의 변화가 제어압에 미치는 영향은 작아진다. 한편 식 (4)에서 스톨변위 x_{vR} 는 부하유량 Q_2 (또는, A_{orf})가 클수록 증가하고 스톨직경이 클수록 증가의 기울기는 감소하는 것을 알 수 있다.

3.2 유량제어밸브의 정특성

Fig. 1의 오른쪽에 나타낸 유량제어밸브는 스톨과 포켓이 일련되어 있는 형태로 비례감압밸브의 제어 압 p_{SC} 에 따라 스톨변위를 x_v 만큼 변위시킨다. 이 때 유량제어밸브의 포켓은 열리고 메인펌프의 공급 유량이 액추에이터로 보내진다.

유량제어밸브 스톨에 작용하는 힘 평형식은

$$p_{SC}A_3 - k_v(x_v + x_{v0}) - F_q = 0 \quad (5)$$

여기서, F_q 는 유동력을 나타낸다. 포켓에서 유체 흐름은 포켓을 통해 흘러나가는 흐름(확대 흐름)과 포켓을 통해 흘러들어오는 흐름(축소 흐름)이 있다. 우선 확대 흐름인 경우의 유동력을 F_{qe} 라 하면⁹⁾

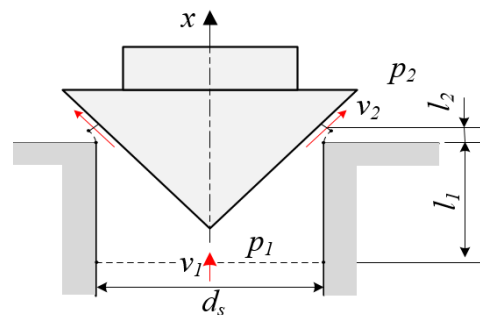


Fig. 4 An example of extended flow in poppet

$$F_{qe} = \text{정상 유동력} + \text{비정상 유동력}$$

$$= \rho Q(v_2 \cos \phi - v_1) - \rho(l_1 + l_2) \frac{dQ}{dt}$$

$$= C_d \pi d_s x p_1 \sin 2\phi - 2p_1 (C_d \pi d_s x \sin \phi)^2 / A_s$$

$$- (l_1 + l_2) C_d \pi d_s \sin \phi \sqrt{2\rho p_1} \frac{dx}{dt} \quad (6)$$

식 (6)에서 정상유동력은 밸브시트 직경 d_s 에 비례하는 것을 알 수 있다. Table 2의 제원과 함께 $x_v = 1\text{mm}$, $p_1 = 130\text{bar}$ 라고 하면 정상유동력 $F_{qe} = 793\text{N}$ 으로 계산된다.

축소흐름인 경우의 유동력을 F_{qr} 라 하고 하면

$$F_{qe} = C_d \pi d_s x p_1 \sin 2\phi + (l_1 + l_2) C_d \pi d_s \sin \phi \sqrt{2\rho p_1} \frac{dx}{dt} \quad (7)$$

포펫 밸브 내의 흐름이 확대 흐름인 경우에는 포펫에 작용하는 유체의 정상 유동력이 포펫의 개도를 감소시키는 방향으로 작용하지만, 축소 흐름에서는 포펫의 개도를 증가시키는 방향으로 작용한다. 여기서 유도된 유동력에 관한 식은 밸브 시트가 90°의 각도로 날카롭게 제작된 경우이다. 그러나 포펫밸브 시트의 모서리부에 모따기 가공이 이루어진 경우에는 확대흐름 및 축소흐름의 어느 경우에서도 밸브를 폐쇄하는 방향으로 추가적인 정상유동력이 작용하는 것으로 보고되었다(Oshima, 1986).⁹⁾ 한편 유량제어밸브 스톱에서 연속방정식은

$$Q_3 = Q_4 \\ C_d w_3 x_v \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_S - p_C)} = C_d A_{l\text{or}f} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_C} \\ w_3 x_v \sqrt{p_S - p_C} = A_{l\text{or}f} \sqrt{p_C} \quad (8)$$

식 (8)로부터

$$x_v = \frac{A_{l\text{or}f}}{w_3} \sqrt{\frac{p_C}{p_S - p_C}} \quad (9)$$

을 얻는다. 식 (9)에서 유량제어밸브 스톱변위 x_v 는 부하유량 Q_4 (또는, $A_{l\text{or}f}$)가 클수록 증가하고 스톱직경이 클수록 증가의 기울기는 감소하는 것을 알 수 있다. 그리고 공급압력 p_S 가 일정할 때 오직 제어압 p_{SC} 만의 함수이다. Table 1에 유량제어밸브 사양을 나타낸다.

Table 2 Parameters of the flow control valve

Spool diameter d_3	28 mm
Spool diameter d_4	30 mm
Spool diameter d_5	32 mm
Spring constant k_v	140 N/mm
Rod diameter r_3, r_4	20 mm

식 (5)에서 x_{v0} 를 최대변위의 5%로 하면 식 (10)과 같다. 스톱의 최대 변위 $x_{vmax} = 3\text{mm}$ 로 하고, 앞에서 계산한 정상유동력 $F_{qe} = 793\text{N}$ 을 대입하고, 최대 제어압 $p_{SC} = 20\text{bar}$ 인 경우에 스프링상수 $k_v = 139\text{N/mm}$ 로 계산된다.

$$k_v = \frac{p_{SC} A_3 - F_q}{1.05 x_{vmax}} \quad (10)$$

$$A_x = \pi x \sin \phi (d_s - x \sin \phi \cos \phi) \quad (11)$$

식 (10)에서 유량제어밸브 스프링상수 k_v 는 제어압 p_{SC} 과 제어압 작용면적 A_3 에 비례하고 작용하는 유동력만큼 작아지고 스톱의 최대변위에 반비례함을 알 수 있다. 한편 포펫에서의 개구면적 A_x 는 식 (11)로 나타낼 수 있고⁹⁾, 스톱변위 1mm에서 61.1mm^2 이다. 또, 포펫 전후의 압력차가 10bar인 경우의 유량이득은 136 lpm/mm으로 산출된다.

4. 시뮬레이션 및 고찰

4.1 3방향 비례감압밸브

Fig. 1에 3방향 비례감압밸브의 AMESim 모델링을 나타낸다. 실제의 비례감압밸브 스톱에는 반원형 노치가 있어서 통과 유량을 미세하게 제어한다. 반원형 노치의 면적과 수력직경을 계산¹⁰⁾하여 반영하였다.

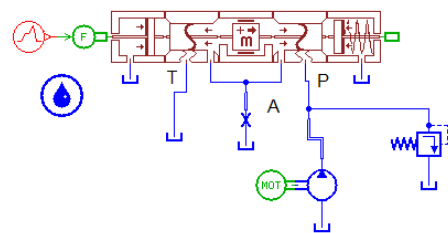


Fig. 5 An example of extended flow in poppet

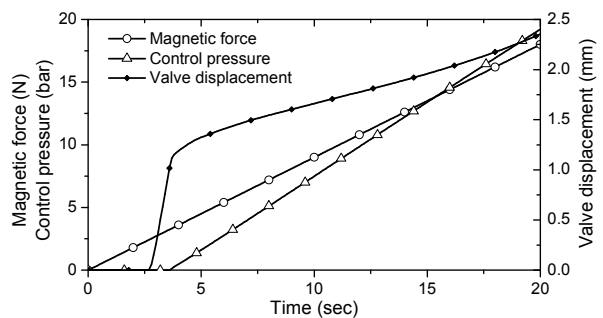


Fig. 6 Simulation results of an EPPR valve

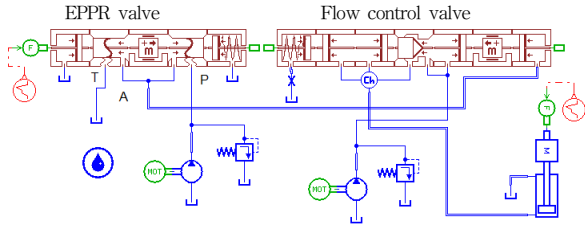


Fig. 7 AMESim model of the proposed IMV

Table 3 System parameters

Total mass being moved	2000 kg
Piston diameter	120 mm
Rod diameter	85 mm
Viscous friction force	1000 N/(m/s)
Max. pump flowrate	400 l/min

Fig. 6에서 슬레노이드 흡인력(심볼 ○)이 20초 동안 0에서 18N까지 증가할 때 비례감압밸브의 출력인 제어압(심볼 △)은 선형적으로 변화되었다. 비례감압밸브 스푼의 변위(심볼 ◆)가 1mm의 불감대를 을 지났을 때 제어압이 증가하기 시작한 것을 볼 수 있다.

4.2 비례유량제어밸브

Fig. 1에 나타난 중대형 굴삭기의 MCV를 구성하기 위해 사용될 IMV는 비례감압밸브(EPPR valve)와 유량제어밸브의 조합으로 되어 있는데 이것의 AMESim 모델을 Fig. 7에 나타낸다. 오른쪽 아래의 유압실린더는 중대형 굴삭기의 붐을 모의하기 위한 것이고 그 사양을 Table 3에 나타낸다.

Fig. 6의 슬레노이드 흡인력이 가해지고 비례감압밸브의 출력인 제어압이 Fig. 6과 같이 선형적으로 변화할 때 유량제어밸브 스푼의 변위(심볼 ○)도 거의 선형적으로 증가하는 것을 볼 수 있다. 한편 400l/min의 유량이 통과할 때 밸브 스푼에 작용하는 유동력은 최대 515N이다.

4.3 붐업다운동작에 응용

Fig. 7에 나타난 비례감압밸브(EPPR valve)와 유량제어밸브의 조합을 하나의 슈퍼컴포넌트로 만들어 가변오리피스 형태로 표시한 것을 4개 사용하여 붐업다운 동작의 재생회로에 응용(Fig. 9)하였다. 사용된 입력을 Fig. 10에 나타낸다. 붐업동작을 위해서는 IMV ①과 ③을 개방하고, 타 밸브는 폐쇄한다. 붐다운동작 시에는 재생을 위해서 IMV ②와 ③을 개방하고, 타 밸브는 폐쇄한다. 그리고 각각의 IMV는 1초동안에 최대로 개방되고 폐쇄되는 경사를 갖는다.

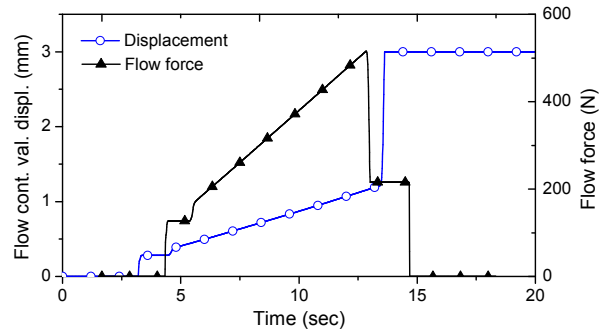


Fig. 8 Displacement and flow force of flow control valve

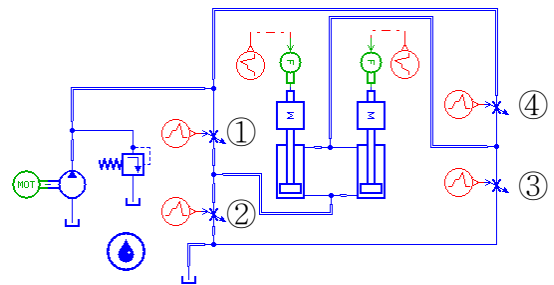


Fig. 9 An application of IMV for boom motion

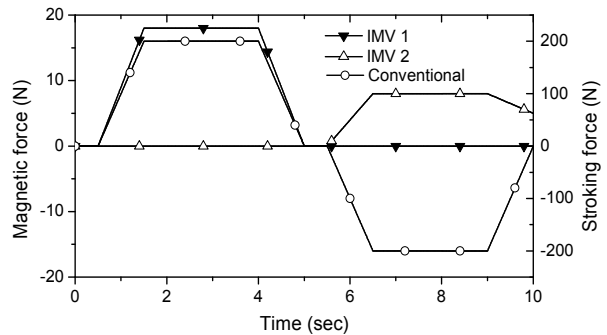


Fig. 10 Inputs for IMV and conventional MCV

Fig. 11에 IMV 내에 있는 유량제어밸브의 포켓을 통과하는 유량이 발휘하는 유동력을 나타낸다. 붐업 동작에 사용되는 IMV ①에서의 유동력은 최대 50N 이나 붐다운동작에 사용되는 IMV ②에서의 유동력은 260N으로 매우 크다. 큰 유동력은 밸브를 닫도록 작용하므로 붐다운동작에서 지연을 가져온다. 따라서 IMV ② 전후에 압력을 센싱하여 보상해 줄 필요가 있다. Fig. 12에 보상된 슬레노이드 흡인력을 나타낸다. 보상되기 전 최대 8N에서 3.5N 보상되어 11.5N 이 유량제어밸브에 인가된다. 이때 유량제어밸브 스푼의 변위를 Fig. 13에 나타낸다. 보상되기 전 최대 1.4mm에서 2.5mm로 증가되었다. 실린더의 변위를 Fig. 14에 나타낸다.

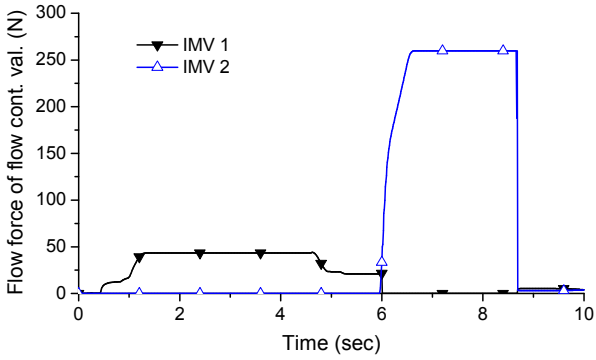


Fig. 11 Flow forces through flow control valve

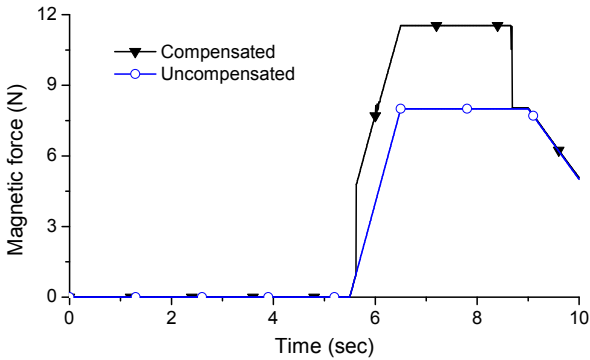


Fig. 12 Magnetic forces of IMV

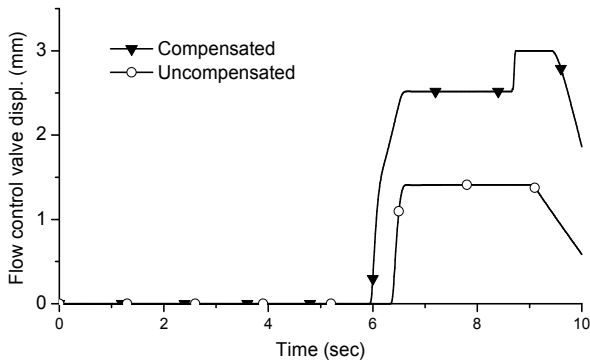


Fig. 13 Flow control valve displacements of IMV

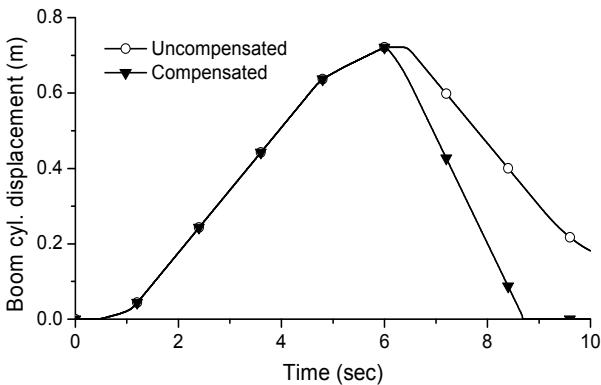


Fig. 14 Boom cylinder rod displacement

한편 붐업다운 동작을 종래의 MCV(Fig. 12)와 비교하므로써 IMV의 에너지 효율성을 조사한다.

Fig. 15와 Fig. 16에서 밸브 ①은 압력평형밸브로 MCV에서 부하로 보내는 유량을 우선으로 하여 여분의 유량을 매우 낮은 압력에서 탱크로 보내는 역할을 한다. 동일한 조건에서의 비교를 위해 IMV를 사용하는 회로에도 압력평형밸브를 추가하였다. 붐업다운을 제어하기 위한 입력은 Fig. 10과 같다.

붐실린더 동작을 Fig. 17에, 그리고 이때의 에너지 사용을 누적하여 Fig. 18에 나타낸다. 붐업다운 1 사이클동안 종래의 MCV를 사용하면 148kW가 소모되었고, 제안된 IMV를 사용하면 81.8kW가 소모되어 48%의 에너지 절감 효과가 있다.

시뮬레이션에서는 정용량형 펌프를 사용하였으므로 토출유량은 400lpm로 일정하다. 사용된 동력은 토출압력(Fig. 19)에 따른다. Fig. 19의 IMV를 사용한 회로에서 6초 근방에서 펌프 토출압력이 갑자기 0bar 가까이 떨어지는 이유는 붐다운시에 ②번 전자절환밸브가 펌프동력을 무부하시키기 때문이다. Fig. 20에 IMV 내의 유량제어밸브 스펴의 변위를 나타낸다. 붐업 시에 최대 10mm변위되는 것을 볼 수 있다.

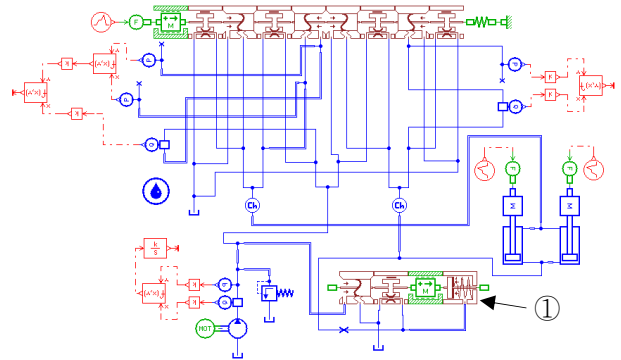


Fig. 15 Conventional type using MCV

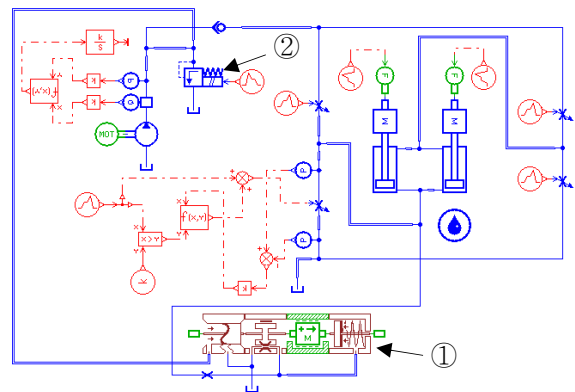


Fig. 16 New type using the proposed IMV

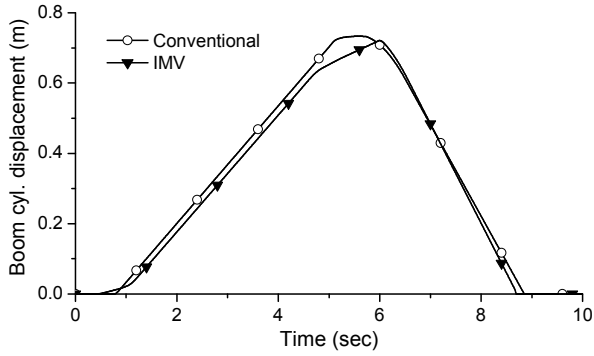


Fig. 17 Boom cylinder rod displacement

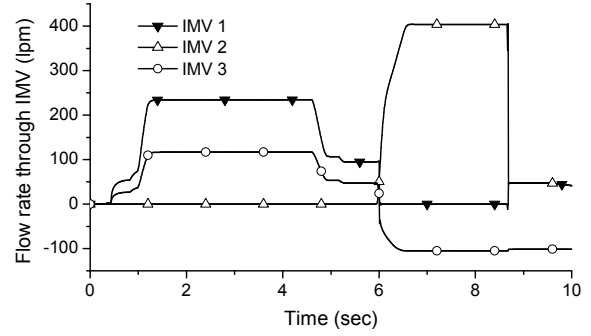


Fig. 21 Flowrate of boom cylinder

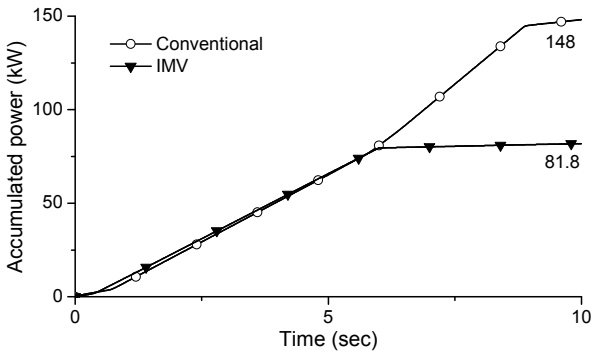


Fig. 18 Accumulated pump consuming power

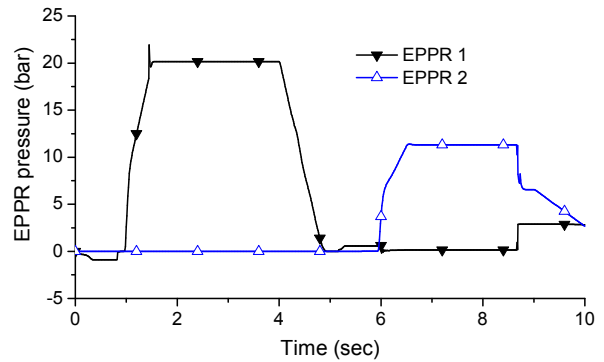


Fig. 22 EPPR pressure of IMV

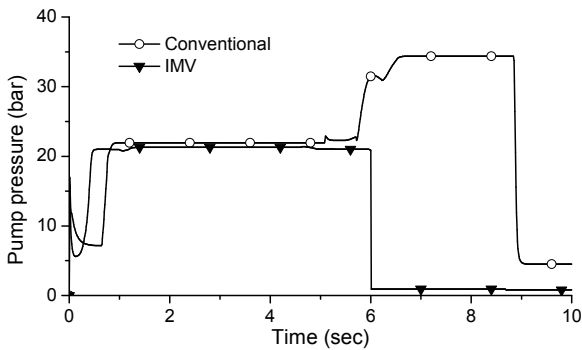


Fig. 19 Pressures about meter-in orifice during boom down movement

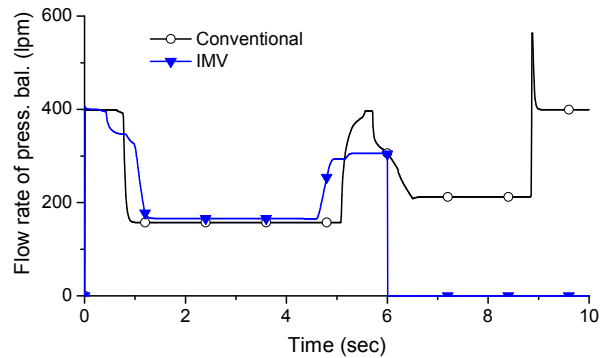


Fig. 23 Return flow through the pressure balance valve

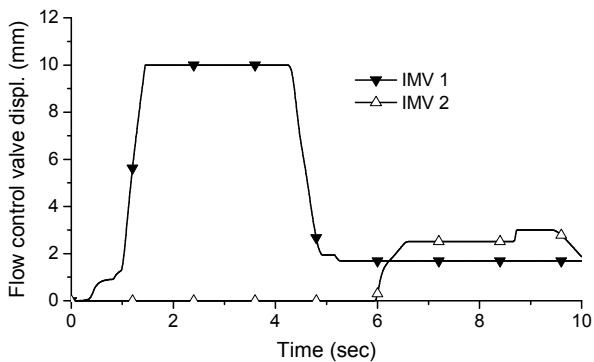


Fig. 20 Flow control valve displacements of IMV

Fig. 21에 붐실린더 유량을 나타낸다. IMV번호는 Fig. 9에 나타난 바와 같이 반시계방향으로 붙여졌다. IMV ③을 통해 -100lpm이 흐르는데 이는 역방향의 흐름이 가능함을 나타낸다. 이때 IMV의 EPPR밸브를 통한 제어압력을 Fig. 22에 나타낸다. 0~1초 사이에 0bar 이하로 내려가고 캐비테이션이 발생할 수 있음을 알 수 있다. EPPR밸브의 1mm 불감대는 캐비테이션을 가져오는 원인 중의 하나가 될 수 있다. 그리고 사용된 압력평형밸브를 통해 탱크로 복귀되는 유량을 Fig. 23에 나타낸다. 6초 이전까지는 두 경우가 비슷한 양상을 나타내고 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 중대형 유압굴삭기의 제어에 사용되는 기존의 스펴형 MCV를 대체할 IMV를 개발하기 위해 3포트 비례감압밸브와 포켓형 유량제어밸브의 조합을 제안하였다. 제안의 타당성을 검토하기 위해 수학적 모델링과 정특성을 해석하고, AMESim소프트웨어를 사용하여 붐실린더 업다운 동작의 재생회로에 대해 시뮬레이션하므로써 동특성을 확인한 결과 아래의 결론을 얻었다.

1. 제안한 IMV는 양방향으로 잘 작동한다.
2. 최대 400lpm의 유량이 통과하여 260N의 유동력이 발생하지만 압력보상을 통해 원활한 작동이 가능하다.

후 기

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

References

- 1) W. S. Son, K. Y. Kim and M. Y. Park, "Trend of Construction Machinery Fuel Economy." J. of Drive and Control, Vol.14, No.4, pp.102-106, 2017.
- 2) A. Shenouda, "Quasi-static Hydraulic Control Systems and Energy Savings Potential using Independent Metering Four-Valve Assembly Configuration." Ph. D. Dissertation. Georgia Institute of Technology, 2006.

- 3) B. Eriksson, "Mobile Fluid Power Systems Design: with a Focus on Energy Efficiency," Ph. D. Dissertation. Linkoeping Universitet, 2010.
- 4) C. N. Kang, S. N. Yun, H. H. Jeong and M. G. Kim, "Dynamic Characteristics of Electro-hydraulic Proportional Valve for an Independent Metering Valve of Excavator." J. of Drive and Control, Vol.15, No.2, pp.46-51, 2018.
- 5) W. Dong, Z. Jiao and S. Wu, "Compound Control Strategy for Independent Metering Directional Valve of Engineering Machinery by Simulation," Proceedings of 2014 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation, Tianjin, China, 2014.
- 6) L. Ge, Z. Dong, W. Huang, L. Quan, J. Yang and W. Li, "Research on the Performance of Hydraulic Excavator with Pump and Valve Combined Separate Meter In and Meter Out Circuits," International Conference on Fluid Power and Mechatronics, Harbin, China, 2015.
- 7) J. I. Yoon, H. Choi and K. K. Anh, "Energy Saving and Regenerating Technology of Construction Equipment," J. of Drive and Control, Vol.14, No.4, pp.107-113, 2017.
- 8) J. H. Jung, "Static Analysis of Dedicated Proportional Flow Control Valve for IMV," 2018 Spring Conference on Drive and Control, pp.115-122, 2018.
- 9) I. Y. Lee, Hydraulic Engineering, Munundang, pp.219-224, 602-604, 2012.
- 10) J. Y. Huh, "Energy Saving in Boom Motion of Excavators using IMV," J. of Drive and Control, Vol.14, No.3, pp.1-7, 2017.