

휠로더 자동변속기용 비례 제어 밸브의 설계 특성 해석

Design Parameter Analysis of the Proportional Control Valve for Wheel-Loader Automatic Transmission

박영준¹, 오주영², 윤웅권¹, 이근호^{1,✉}
Young Jun Park¹, Joo Young Oh², Ung Kwon Yun¹ and Guen Ho Lee^{1,✉}

¹ 한국기계연구원 시스템엔지니어링 연구본부 시스템신뢰성연구실 (System Engineering Research Division, KIMM)
² 한양대학교 기계설계·메카트로닉스공학과 (Department of Mechanical design & Mechatronics Engineering, Hanyang Univ.)
✉ Corresponding author: ghlee762@kimm.re.kr, Tel: 042-868-7161

Manuscript received: 2009.4.22 / Revised: 2009.12.29 / Accepted: 2010.2.19

A loader used for uploading materials into truck is a kind of construction equipment. Mainly, a wheel loader is applied to construction work. Recently, an automatic transmission for the wheel loader is used to help drivers get the repetitive works done comfortably. It is composed of geartrain, clutch pack, hydraulic control system and TCU. Especially, a high-performance proportional control valve and its control algorithm is demanded to achieve the shift quality during a change of speed. In this paper, the commercial package program was used in order to justify model of the proportional control valve and simulate it. Steady-state and dynamic characteristics of PCV were analyzed to classify attractive forces and hydraulic control characteristics. This model also was verified the validity compared to the experimental result. Using the developed model, performances of PCV were predicted as studying design parameters.

Key Words: Proportional Control Valve (비례 제어 밸브), Attractive Force (흡인력), Pilot Control (파일럿 방식), Wheel-loader Automatic Transmission (휠로더 자동변속기)

기호설명

A = Area of rod

A_A = Area of control port

A_T = Area of exhaust port

β = Bulk modulus

\vec{B} = Magnetic field

C_{Ad} = flow coefficient of the control port

C_{Td} = Flow coefficient of the exhaust port

$C_{viscous}$ = Viscous damping coefficient

$F_{spring1}$ = Spring preload of the front

$F_{spring2}$ = Spring preload of the rear

$F_{solenoid}$ = Attractive force of the solenoid coil

F_{load} = Load force

K_{sp1} = Spring coefficient of the front

K_{sp2} = Spring coefficient of the rear

M_p = Mass of the plunger

P_A = Control pressure

Q_A = Flowrate of control port

Q_T = Flowrate of exhaust port

μ_0 = Permeability of free space

V_i = Volume in the spool

x = Stroke of the plunger

CPCV : Clutch Pressure Control Valve

PCV : Proportional Control Valve

PRV : Pressure Reducing Valve

1. 서론

로더(Loader)는 건설 현장에서 토사 작업을 수행하는 건설기계 중의 하나로서, 로더의 동력전달계(Powertrain)는 엔진(Engine), 변속기(Transmission), 액슬(Axle) 등으로 구성되며, 휠(Wheel)에 의해서 구동되는 휠로더가 건설 현장에서 주로 사용된다. 이러한 휠로더는 토사 작업 수행과 동시에 변속 조작이 수행되어야 하며, 변속 조작은 운전자에게 피로감을 더해 주는 요인이 되므로 수동 변속기보다는 자동 변속기의 채택이 보편화되는 추세이다.¹ 그러나 자동 변속기의 원천 기술은 선진 업체(ZF, DANA 등)^{2,3}에 국한되어 있으며, 국내에서는 자동 변속기를 진량 수입에 의존하고 있다. 그러므로 건설기계의 시장 규모 확대와 국가 기술력 향상을 위해서는 국내 업체의 원천 기술 확보가 절실히 요구된다.

휠로더용 자동 변속기는 기어트레인(Geartrain), 클러치팩(Clutch pack), 유압 제어 시스템(Hydraulic Control System), TCU(Transmission Control Unit) 등으로 구성되어 있다.⁴ 특히, 변속 과정에서 클러치팩의 접속 및 해제 시 변속 품질(Shift quality)을 향상시키기 위해서는 고성능의 비례 제어 밸브의 적용과 그에 맞는 제어 방법이 요구된다.⁵

본 연구에서는 휠로더 자동 변속기의 유압 시스템을 제어하는 비례 제어 밸브의 특성 해석을 위한 모형을 구성하고 그 모형을 시험 결과와 비교하여 타당성을 검증하였다. 또한 검증된 모형을 이용하여 설계 인자 변경에 따른 밸브의 성능을 예측하였다.

2. 비례 제어 밸브 구조 및 이론 해석

2.1 유압 회로 및 밸브 구조 분석

휠로더 자동 변속기용 유압 제어 시스템은 파일럿 형식의 유압 회로로써, 1 차측 압력(System pressure)을 감압 밸브(PRV)를 통해서 2 차측 압력(Pilot pressure)으로 감압시킨 후 비례 제어 밸브(PCV)를 이용하여 정밀한 압력 제어를 수행한다.⁶ 제어된 압력은 클러치 비례 제어 밸브(CPCV)를 통하여 1 차측 압력이 제어되어 클러치팩(Clutch pack)을 접속 및 해제시킨다.

Fig. 1은 본 연구에 이용된 파일럿 형식의 유압 회로를 도시한 것이며, 관련된 제원은 Table 1과 같다. PCV는 솔레노이드 코일에 흐르는 전류를 제어하여 압력을 제어하는 밸브이며, 2way-2port 밸브로써 제어 포트(Control port)를 열고 닫음으로 유로의 압력을 제어한다. Fig. 2는 PCV를 나타낸 것이다.

전류가 차단된 상태에서는 플런저(Plunger)가 스프링 초기장력(Spring preload)에 의해 상단으로 밀려서 제어 포트(Control port)와 배출 포트(Exhaust port)가 연결되어 압력이 형성되지 않는다. 반면, 전류가 인가되면 코일에 전자기력이 형성되어 플런저를 밀게 되고, 스프링력을 이겨낸 플런저는 제어 포트를 닫아 유로에 압력을 형성한다. 이때, 형성된 압력은 로드의 면적에 상응하는 부하를 발생시키며, 이러한 힘의 평형 관계에 의해서 압력이 제어된다.

PCV는 펄스폭변조(Pulse Width Modulation) 방식을 적용하여 듀티율(Duty ratio)에 의해 전류 제어를 수행한다.

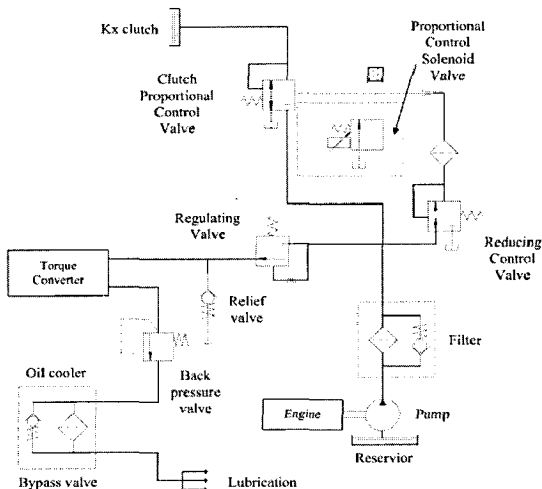


Fig. 1 Hydraulic circuit of the wheel-loader A/T

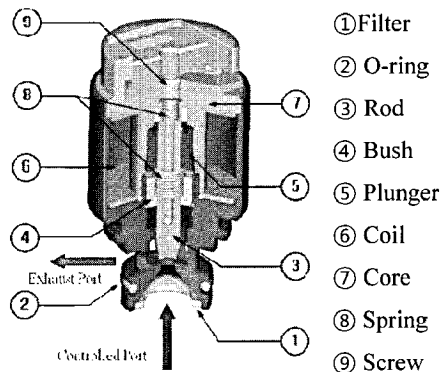


Fig. 2 Structure of PCV

Table 1 Parameters of hydraulic system with PCV

Parameter		Specification
Hydraulic circuit	System pressure	16 bar
	Pilot pressure	8 bar
	Flowrate of pump	140 lpm
PCV	Carrier frequency	1 kHz
	Current range	0 ~ 0.7 A
	Coil turns	500 turns

2.2 이론 해석

PCV 의 로드에는 솔레노이드 코일에 의한 흡입력(Attractive force), 유체 댐핑력, 제어 압력에 의한 부하(Load)와 스프링력(Spring force)이 작용하며, 이러한 외력들이 평형을 이룰 때 제어압이 결정된다.

이와 같은 로드에서 작용하는 요소를 이용하여 운동방정식(Equation of motion)을 도출하면 식(1)과 같이 표현된다.

$$F_{solenoid} + A \cdot P_A = M_p \ddot{x} + C_{viscous} \dot{x} + (K_{sp1} - K_{sp2})x + F_{spring1} - F_{spring2} + F_{load} \quad (1)$$

위 식을 라플라스 변환하여 로드 변위(Stroke)에 관한 식으로 나타내면 식(2)와 같다.

$$X(s) = \frac{F_{solenoid} - F_{sp1} + F_{sp2} - F_{load} + A \cdot P_A}{M_p s^2 + C_{friction} s + (K_{sp1} - K_{sp2})} \quad (2)$$

또한, 밸브의 각 포트에서의 유량방정식은 식(3)과 식(4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_A = C_{Ad} A_A(x) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_A - P_T)} \quad (3)$$

$$Q_T = C_{Td} A_T(x) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_A - P_T)} \quad (4)$$

이와 같은 유량방정식을 이용하여 로드의 연속방정식을 도출하면 식(5)와 같다.

$$Q_A - Q_T = \frac{V_t}{\beta} \frac{dP_A}{dt} \quad (5)$$

식(2)~(5)를 이용하여 제어압에 대하여 정리하면 식(6)과 같이 표현된다.

$$P_A(s) = \left[\frac{K_s P_s + K_a P_r + K_r P_r + K_o P_o}{K_t s + K_s + K_a + K_r + K_o} \right] \quad (6)$$

솔레노이드를 이용하는 밸브는 전류의 변화에 따라 플런저에 힘이 가해지게 되므로, 이러한 특성을 해석하기 위해 식(7)과 같이 맥스웰 응력법을 수치적분하여 자기력을 계산할 수 있다.

$$\vec{F} = \frac{1}{\mu_0} \int \vec{B} (\vec{B} \cdot \hat{n}) ds - \frac{1}{2\mu_0} B^2 \hat{n} \quad (7)$$

3. 비례 제어 밸브 모형화

3.1 자기부 모형화

PCV 의 자기부 모형은 일반적으로 가정자로법과 변수추정법 등의 방법이 적용되지만 해석이 복잡하고 숙련도를 요한다 그러므로 본 연구에서는 상용 소프트웨어인 MAXWELL 2D⁷를 활용하여 모형을 구성하고 FEA 를 수행하여 전자기력 특성을 분석하였다. Fig. 3 은 PCV 의 2D 모델에 대한 자속

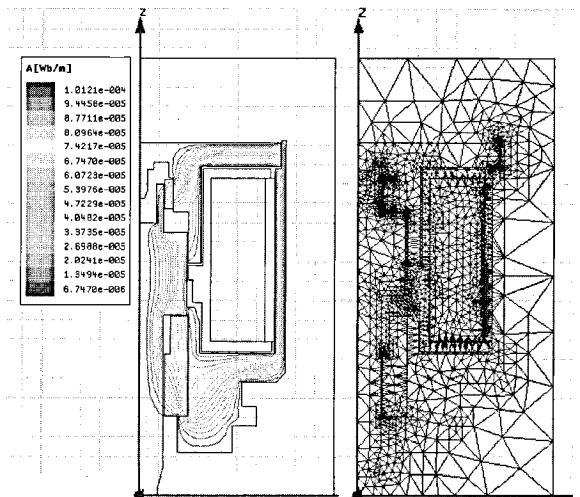


Fig. 3 Model and mesh of solenoid

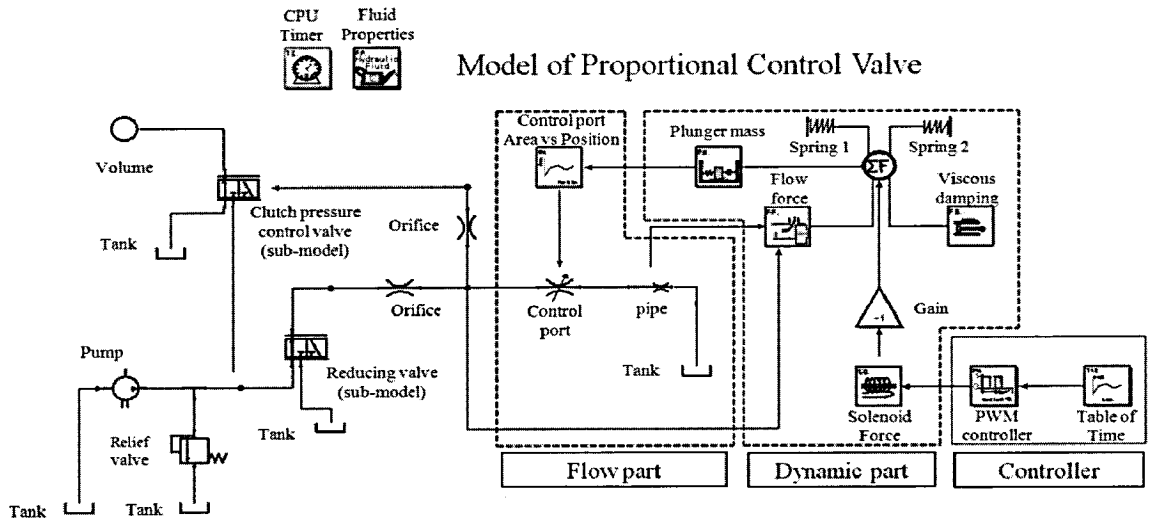


Fig. 4 Model of hydraulic control system with PCV using MSC.EASY5

선(Flux line)과 메쉬(Mesh) 결과를 나타낸 것이며, 솔레노이드 밸브는 원형이므로 1/2 단면으로 모형을 구현하여 해석하였다.⁸

플런저, 코어 및 케이스 등의 물성치는 430F 스테인레스강을 이용하였으며, 부시는 알루미늄 합금을 사용하였다.

3.2 밸브 모형화

밸브 모형은 상용 소프트웨어인 MSC.EASY5⁹를 이용하여 구성하였으며, 식(1)~(7)을 토대로 Fig. 4 와 같이 유압 제어 시스템의 모형을 나타내었다. 특히, 비례 제어 밸브는 개별적으로 작동되는 것이 아니라 유압 회로 내부에 관련 부품의 상호 작용에 의해서 작동되므로, 유압 제어 시스템의 전체 모형을 구축하여 밸브의 특성을 분석하였다. 유압 제어 시스템은 펌프, 레귤레이팅 밸브(ReV), 감압 밸브(PRV), 비례 제어 밸브(PCV) 및 클러치 제어 밸브(CPCV)로 구성되며, Fig. 4 에 도시된 각 밸브의 구성 요소 모형은 상위 모델로써 내부에 하위 모형을 갖는다. 밸브 모형은 유체 유동에 의한 유압파트(Flow part)와 플런저의 동역학적 관계를 나타내는 동적 파트(Dynamic part)로 구분하여 모형을 구현하였다.

4. 시험 장치 및 방법

PCV 의 시험도 시뮬레이션을 위한 모형화 방

법과 유사하게 자기력 특성과 유압 제어 특성으로 구분하여 수행하였다.

우선 자기력 특성 시험장치는 Fig. 5 와 같으며 로드(Rod)와 로드셀(Load-cell)을 연결하여 전류 변화 즉, 듀티비(Duty ratio)에 따른 로드에서 작용하는 흡인력을 측정하였다. 또한, 유압 제어 특성을 시험하기 위해서 Fig. 6 과 같은 시험 장치를 구성하였으며, 밸브블록(Valve Block) 내부에 PCV 를 장착하여 시험을 수행하였다. 특히, 파일럿 형식의 유압회로에서는 PCV 자체의 특성 뿐만 아니라 CPCV 의 제어포트의 압력을 측정하는 것이 중요하므로, 최종단의 압력을 계측하여 밸브의 특성을 분석하였다. 그리고 PCV 의 부하 특성을 고려하기 위해서 클러치팩을 장착하였다.

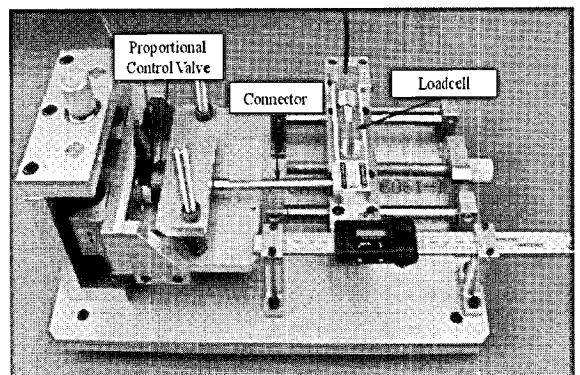


Fig. 5 Test equipment of attraction force

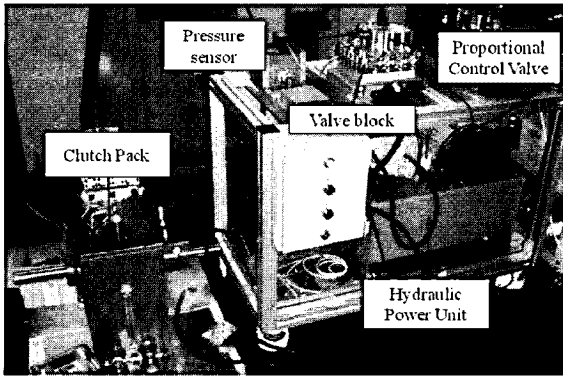


Fig. 6 Test equipment of PCV

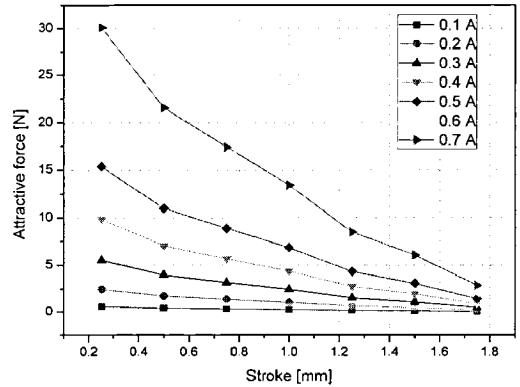


Fig. 8 Attractive force of simulated result b/w plunger stroke and current

5. 결과 및 고찰

5.1 모형의 타당성 검증

밸브 모형의 타당성을 검증하기 위하여 자기력 특성 시험을 통해 솔레노이드에 의해 생성되는 흡인력을 플런저의 위치가 0.2mm, 1.8mm 인 경우에 각각 측정하였다. 시뮬레이션 결과와 시험 결과를 비교하였으며, Fig. 7 에 그 결과를 도시하였다.

다만, 유압이 작용하지 않을 경우, 밸브 내부의 플런저에 작용하는 힘은 흡인력 외에 스프링력이 작용하기 때문에 흡인력 시험 결과에 스프링력을 추가하여 결과를 도출하였다. 흡인력 특성에 대한 시뮬레이션 결과가 시험 결과와 비교하여 약 10% 이내의 오차를 나타내므로 자기력 모형이 타당함을 확인할 수 있었다. Fig. 8 은 각 변위에 대하여 Fig. 7 의 결과를 도출하여야 했으나 시험 장비의

측정 한계로 인하여 시뮬레이션으로 도출한 것으로서 플런저 변위에 대한 흡인력 특성의 해석 결과를 나타낸 것이다. 제어 포트를 닫는 방향으로 흡인력이 증가하는 것을 알 수 있다.

PCV의 유압 제어 성능에 대한 시뮬레이션 검증을 위하여 정특성 시험을 수행하였다. 시험 방법은 램프(Ramp) 신호를 100 초 동안 0~100%의 듀티 입력으로 인가하면서 시스템 압력을 측정하였다. Fig. 9는 제어 전류에 대한 압력 특성을 시뮬레이션 결과와 시험 결과를 비교하여 나타낸 것이다. 밸브의 히스테리시스 특성이 나타난 것은 솔레노이드 코일의 자기력 현상에 의한 것으로서 재질의 B-H 곡선에 의한 결과이다. Table 2와 같이 시뮬레이션 결과가 시험 결과와 비교하여 오차율이 10%이내이므로 밸브 모형이 타당함을 알 수 있다.

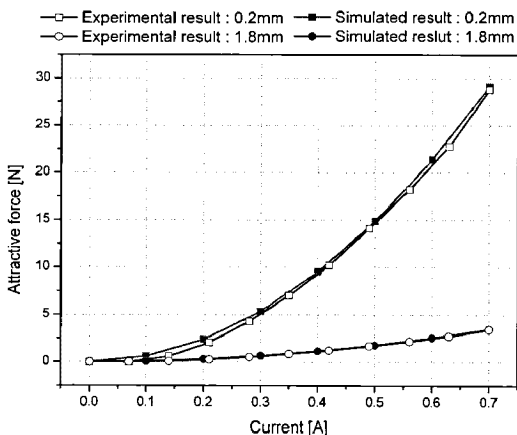


Fig. 7 Comparison b/w simulated and experimental result in accordance with attractive force

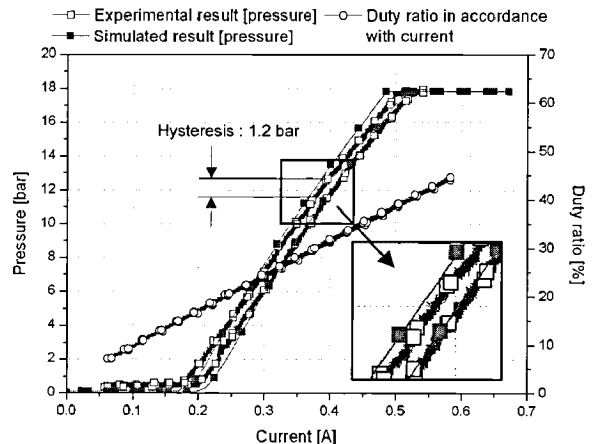


Fig. 9 Response of steady-state characteristic of PCV b/w simulated and experimental result

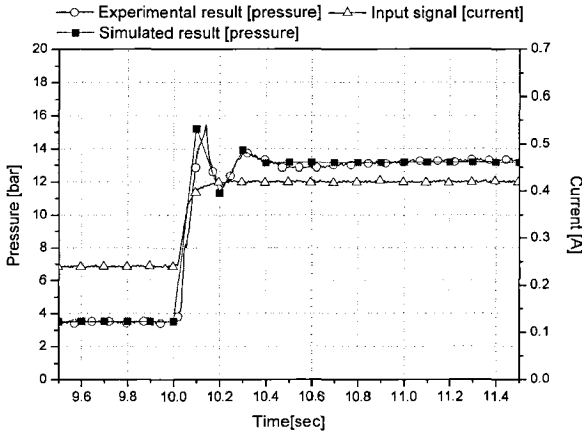


Fig. 10 Response of transient characteristic of PCV b/w simulated and experimental result

또한, 스텝(Step) 신호에 대한 밸브의 동특성 결과를 Fig. 10 에 나타내었다. 시험 조건은 정특성 시험 결과를 토대로, 5 초 주기로 듀티 입력 신호를 25%, 45%로 하였으며, 시험 결과에 의해 밸브 자체에 오버슈트가 존재하는 것을 확인할 수 있었다. 동특성에 대한 시뮬레이션과 시험결과를 비교하였을 때의 최대 오차율이 15% 이내이므로 밸브 모형의 동특성 시뮬레이션 결과가 타당하다고 판단할 수 있다.

Table 2 Comparison between experimental and simulated results

		Current[A]				
Characteristic		0.25	0.3	0.4	0.5	0.6
Magnetic Force [N]	Exp.	3.68	5.02	9.21	14.11	21.1
	Sim.	3.86	5.35	9.51	14.87	21.4
	Tol. [%]	4.8	6.5	3.2	5.3	1.4
Steady-state characteristic[bar]	Exp.	3.0	6.26	11.49	16.8	17.79
	Sim.	2.9	6.33	11.83	17.12	17.83
	Tol. [%]	4.5	1.1	2.9	1.9	0.2
Characteristic		Time[s]				
Characteristic		9.9	10	10.1	15	15.1
Dynamics characteristic[bar]	Exp.	3.47	13.9	15.8	13.34	4.2
	Sim.	3.5	15.2	13.3	13.16	5.4
	Tol. [%]	0.8	9.3	15	1.3	2.8

5.2 밸브 설계 인자 분석

검증된 모형을 이용하여 밸브의 성능을 예측하기 위해서 설계 인자를 흡인력 성능과 유압 제어 성능으로 구분하여 분석하였다. 흡인력의 설계 인자로는 공극, 플런저의 위치 및 인가 전류로 선정하였으며, 유압 제어 성능의 설계 인자는 로드의 면적, 스프링 초기장력, 솔레노이드의 인덕턴스 및 시스템 압력으로 제어 성능을 분석하였다.

5.2.1 흡인력 특성 분석

흡인력 특성은 공극(Air gap)의 폭⁴에 의해서 크게 좌우되므로 Fig. 11~Fig. 13 에 공극의 변화에 대한 자기력 특성을 시뮬레이션을 통하여 도출하였다.

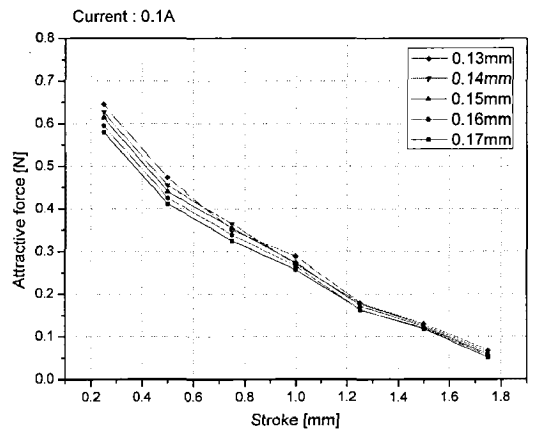


Fig. 11 Attraction force variation due to change of air gap when current, I=0.1A

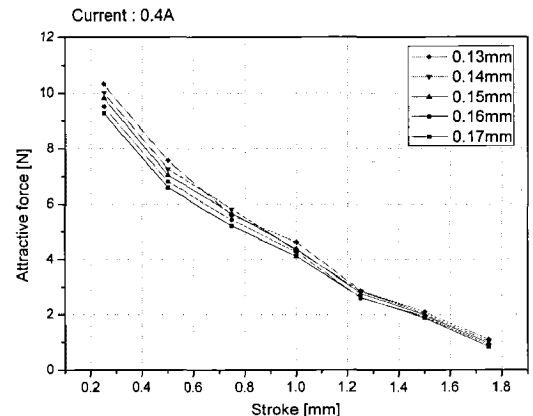


Fig. 12 Attraction force variation due to change of air gap when current, I=0.4A

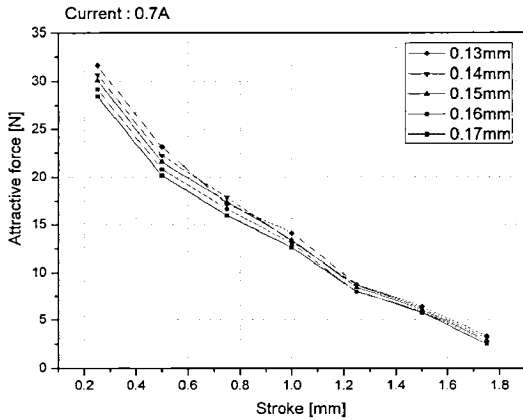


Fig. 13 Attraction force variation due to change of air gap when current, $I=0.7A$

설계 시 공극의 폭은 0.15mm 이었으며, 인가 전류가 0.1, 0.4, 0.7A 인 경우에 공극의 폭을 0.13~0.17mm 로 변경하면서 플런저의 변위에 대한 자기력 특성을 Fig. 11~Fig. 13 과 같이 나타내었다. 결과를 살펴보면 대체로 공극의 감소에 따라 자기력이 일정하게 증가하였으나, 플런저의 위치가 0.8~1.2mm 일 때 0.15mm 를 기준으로 0.13~0.17mm 의 자기력 크기 순서가 일치하지 않음을 확인할 수 있다. 이것은 밸브의 솔레노이드 형상에 의한 결과로 판단되며, 추후 설계 변경을 통해서 수정되어야 한다. 이상의 결과로부터 0.15mm 공극이 다른 변수에 비해 변동 폭이 완만한 것을 알 수 있다.

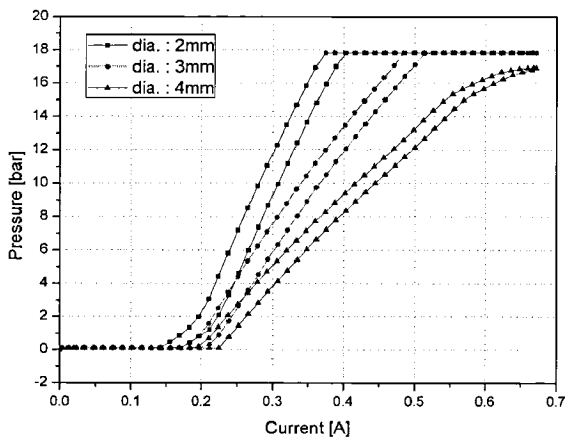


Fig. 14 Pressure variation due to change of diameter of rod

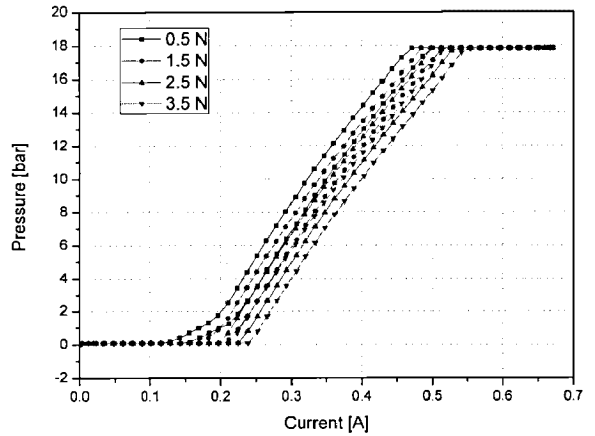


Fig. 15 Pressure variation due to change of spring preload of PSV

5.2.2 유압 제어 특성 분석

비례 제어 밸브 모형의 유압 제어 특성을 분석하기 위해서 로드 면적 변화, 스프링 초기장력, 솔레노이드의 인덕턴스 및 시스템 압력 변화에 대한 압력 제어 특성을 Fig.14 ~ Fig.17 에 나타내었다.

로드의 지름 변화에 따른 압력 제어 특성 즉, 설계 사양(3mm)의 전류 제어 범위는 0.21A~0.52A 인 반면에, 2mm 에서는 0.17A~0.38A, 4mm 에서는 0.22A~0.7A 가 되었다. 2mm 에서는 전류 제어 범위가 작아 제어가 용이하지 않았으며, 4mm 에서는 전류 제어 범위가 넓어 제어가 보다 용이하였지만, 비선형적인 구간이 발생되므로, 설계 사양인 3mm 가 적합함을 결과를 통하여 확인할 수 있다.

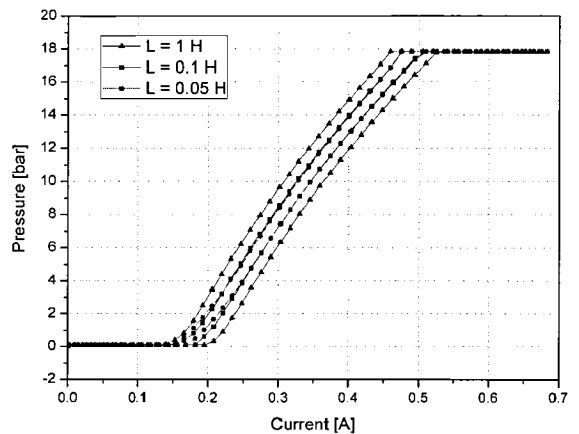


Fig. 16 Pressure variation due to change of inductance of solenoid coil

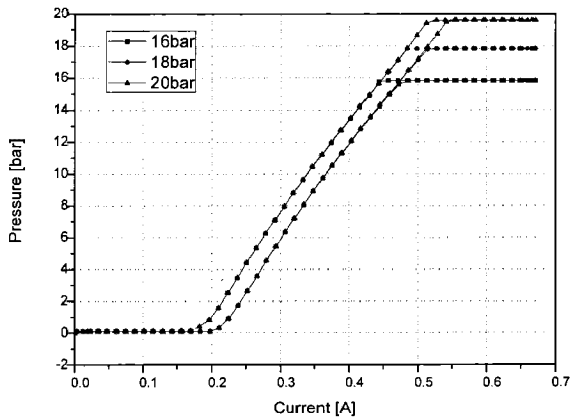


Fig. 17 Pressure variation due to change of system pressure

스프링의 초기장력에 대한 압력 제어 특성은 설계 사양(1.5N) 보다 큰 장력(2.5, 3.5N)은 전류 제어범위의 구간이 선형적으로 변경되었지만, 0.5N 에서는 0.1~0.2A 에서 비선형적인 구간이 형성되었다. 이러한 특성은 자기력의 초기 비선형 구간에 의해 형성되는 것으로 스프링력에 의해 상쇄되지 않는 것으로 판단되며, 설계 시 회피하여야 한다.

인덕턴스 변화에 대한 특성은 0.1H(히스테리시스 : 1.2bar)와 0.05H(히스테리시스 : 1.1 bar)에서 유사한 특성을 보였지만 1H(히스테리시스 : 2.6 bar)에서는 히스테리시스가 증가하는 것을 확인할 수 있었다. 히스테리시스는 1.5 bar 이하의 값을 유지하는 것이 필요하므로 0.1H 이하의 인덕턴스를 적용하여 히스테리시스 특성을 저감하여야 한다.

또한, 시스템 압력 변화에 대한 제어 특성은 선형적으로 증가함을 알 수 있었으며, 제어 범위가 16bar 인 경우에는 0.21A~0.47A, 20bar 에서는 0.21A~0.55A 가 되었으므로 시스템 압력 변화에 대해서 밸브의 제어 범위만 변경될 뿐, 특성에는 영향을 미치지 않음을 알 수 있었다.

6. 결론

비례 제어 밸브를 유압 제어 특성과 자기력 특성으로 구분하여 모형을 구성하였으며, 상용 소프트웨어인 MSC.EASY5 와 MAXWELL 2D 를 활용하여 개발된 모형의 시뮬레이션을 통하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

1) 비례 제어 밸브의 유압 제어 특성과 흡인력 특성에 대하여 각각 시뮬레이션 결과와 시험 결과

를 비교하여 모형의 타당성을 확인하였다.

2) 흡인력 특성에 대하여 공극을 변화시키며 분석하였으며, 0.15mm 의 위치에서 흡인력이 가장 선형적임을 알 수 있었다. 또한, 로드 면적(3mm), 스프링의 초기장력(1.5N~3.5N), 인덕턴스(0.1H 이하) 및 시스템 압력 변화에 대한 제어 특성을 분석하여 설계 변수를 도출하였다.

후 기

본 연구(결과물)는 지식경제부의 지원으로 수행한 부품소재전문기업 기술지원사업의 연구 결과입니다.

참고문헌

1. Jung, G. H., Shin, S. H., Lee, S. I. and Kim, H. J., "A Development of TCU Analyzer for Wheel Loader Automatic Transmission," Proc. of the KSAE Spring Conference, pp. 1405-1410, 2006.
2. "ZF-Ergopower Transmission 4WG-260," ZF Passau GmbH Press, 2001.
3. Clark-Hurth Components, "T16000 Powershift Transmission Maintenance and Service Manual," Clark Equipment Company Press, 1996.
4. Yun, U. K., Lee, G. H., Lee, J. H., Jung, G. H. and Song, C. S., "The Shift Control Algorithm Modeling and Analysis of Automatic Transmission for Wheel Loader," Proc. of KSPE Spring Conference, pp. 131-132, 2007.
5. Song, C. S., Lee, Y. J. and You, S. J., "A Study on the Analysis of Dynamic Characteristics of the Solenoid Valve of Automatic Transmission," J. of KSPE, Vol. 12, No. 8, pp. 122-130, 1995.
6. Roh, H. W., Park, S. H. and Song, C. S., "Modeling and Parameter Estimation of Solenoid Valve in Automatic Transmission by the Least Square Method," J. of KSPE, Vol. 20, No. 10, pp. 98-104, 2003.
7. Maxwell, "Maxwell ver 12 user's guide," Ansoft, 2005.
8. Yun, S. N., Ham, Y. B. and Park, P. W., "Pressure Control Valve using Proportional Electro-magnetic Solenoid Actuator," Trans. of KSME, Vol. 30, No. 10, pp. 1202-1208, 2006.

9. MSC. Easy5, "Hydraulic library user guide ver 6.0,"
MSC. Software, 2005.