

< 논문 >

비례솔레노이드 액추에이터를 이용한 압력제어밸브

윤소남[†] · 함영복* · 박평원*

(2006년 1월 26일 접수, 2006년 7월 22일 심사완료)

Pressure Control Valve using Proportional Electro-magnetic Solenoid Actuator

So-Nam Yun, Young-Bog Ham and Pyoung-Won Park

Key Words: Proportional Electro-Magnetic Solenoid(비례 솔레노이드), Pressure Control Valve(압력 제어밸브), Control Cone(제어각), Frequency Response(주파수응답), Attraction Force(흡인력)

Abstract

This paper presents an experimental characteristics of electro-hydraulic proportional pressure control valve. In this study, poppet and valve body which are assembled into the proportional solenoid were designed and manufactured. The constant force characteristics of proportional solenoid actuator in the control region should be independent of the plunger position in order to be used to control the valve position in the fluid flow control system. The stroke-force characteristics of the proportional solenoid actuator is determined by the shape (or parameters) of the control cone. In this paper, steady state and transient characteristics of the solenoid actuator for electro-hydraulic proportional valve are analyzed using finite element method and it is confirmed that the proportional solenoid actuator has a constant attraction force in the control region independently on the stroke position. The effects of the parameters such as control cone length, thickness and taper length are also discussed.

기호설명

- H : 자기장의 세기(magnetic field intensity)
- B : 자속 밀도(magnetic flux density)
- A : 자기벡터포텐셜(magnetic vector potential)
- J_o : 인가 전류(input current)
- x : 플런저의 변위(displacement)
- k_s : 스프링 상수

- F_m : 자기력(magnetic force)
- F_s : 스프링력(spring force)
- β : 사용유체의 압축률(Compressibility)

1. 서론

이 연구에서는 비례압력제어밸브의 하나인 비례릴리프 밸브를 대상으로 하고 있다. 비례릴리프밸브는 유압 동력 발생장치에서 소정의 제어압력 혹은 최대압력을 제어하는 핵심부품으로 건설중장비, 선박, 제철 분야를 포함하여 전반적인 일반산업분야 및 자동화분야에 매우 다양하게 응용되어지고 있다. 비례릴리프밸브의 구성은 일반 온오프 솔레노이드와 같이 코일, 고정자, 플런저 등의 조합으로 이루어졌으나, 추가적으로 비자성

[†] 책임저자, 회원, 한국기계연구원 지능형정밀기계연구본부
E-mail : ysn688@kimm.re.kr
TEL : (042)868-7155 FAX : (042)868-7176

* 한국기계연구원 지능형정밀기계연구본부

링(nonmagnetic ring)이 코일과 플런저 사이에 삽입되어있는 구조를 지니고 있다. 이러한 구조적 특징 때문에, 비례릴리프밸브는 입력전류에 비례하는 흡인력 특성⁽¹⁻⁴⁾을 얻을 수 있으며, 온오프 솔레노이드 밸브보다 높은 레벨의 제어가 가능하고,⁽⁵⁻⁷⁾ 오염에 강한 장점^(8,9)이 있어 서보밸브 대용으로 서보계에 널리 응용되고 있다.

이 연구는 비례압력제어밸브의 국내 고유모델 개발을 목적으로 하고 있으며, 이를 위해 특성방정식을 통한 동특성 해석, 유한요소법에 의한 전자장 특성해석이 수행되었으며, 이를 바탕으로 최적화된 비례압력제어밸브의 모델이 제안되었고, 제안된 모델을 설계/제작 하였으며, 실험을 통해 그 성능이 평가되었다.

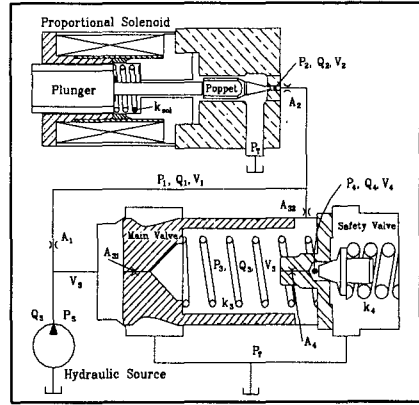


Fig. 1 Analysis model of proportional pressure control valve

2. 이론해석

2.1 밸브 시스템 해석

이 연구에서 대상으로 하는 비례릴리프밸브의 모델이 Fig. 1에 나타나 있다. Fig. 1에서 오리피스 및 파이로트 포켓의 운동에 따라서 메인밸브가 제어되고, 결국은 유압원에서 공급되는 압력 유가 제어되는 시스템으로 밸브 및 오리피스부에서의 연속방정식은 다음과 같다.

$$Q_s + \beta V_s \frac{dP_s}{dt} = Q_1 + Q_{31} + Q_{3T} \quad (1)$$

$$Q_1 = Q_2 + Q_{32} + \beta \cdot V_1 \frac{dP_1}{dt} \quad (2)$$

$$Q_2 = Q_{2T} + \beta \cdot V_2 \frac{dP_2}{dt} \quad (3)$$

$$Q_{31} + Q_{32} = Q_4 + \beta \cdot V_3 \frac{dP_3}{dt} \quad (4)$$

$$Q_4 = Q_{4T} + \beta \cdot V_4 \frac{dP_4}{dt} \quad (5)$$

전술한 식들에서 Q_s , Q_1 , Q_2 , Q_{31} , Q_{32} , Q_4 는 각각 공급유량, 파이로트 유량, 파이로트부 리턴유량, 메인밸브의 전면부 오리피스를 흐르는 유량, 메인 밸브 후면부로 공급되는 유량, 안전밸브를 통하여 흐르는 유량을 의미하며, 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$Q_1 = C_{o1} \cdot \frac{\pi}{4} d_{o1}^2 \cdot \sqrt{\frac{2(P_s - P_1)}{\rho}} \quad (6)$$

$$Q_2 = C_{o2} \cdot \frac{\pi}{4} d_{o2}^2 \cdot \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}} \quad (7)$$

$$Q_{2T} = C_{2T} \cdot \pi d_{2T} x_{2T} \cdot \sqrt{\frac{2(P_2 - P_T)}{\rho}} \quad (8)$$

$$Q_{31} = C_{o31} \cdot \frac{\pi}{4} d_{o31}^2 \cdot \sqrt{\frac{2(P_s - P_3)}{\rho}} \quad (9)$$

$$Q_{32} = C_{o32} \cdot \frac{\pi}{4} d_{o32}^2 \cdot \sqrt{\frac{2(P_1 - P_3)}{\rho}} \quad (10)$$

$$Q_4 = C_{o4} \cdot \frac{\pi}{4} d_{o4}^2 \cdot \sqrt{\frac{2(P_3 - P_4)}{\rho}} \quad (11)$$

$$Q_{3T} = C_{3T} \cdot \pi d_{3T} x_{3T} \cdot \sqrt{\frac{2(P_s - P_T)}{\rho}} \quad (12)$$

$$Q_{4T} = C_{4T} \cdot \pi d_{4T} x_{4T} \cdot \sqrt{\frac{2(P_4 - P_T)}{\rho}} \quad (13)$$

또한, 메인포켓에 작용하는 힘을 F_m , 파이로트 포켓에 작용하는 힘을 F_p , 안전밸브에 작용하는 힘을 F_s 라 하면, 각각 포켓의 운동방정식은 다음과 같이 표현 가능하다.

$$\begin{aligned} F_m &= (P_s - P_3) \cdot (A_{m1} - A_{m2}) \\ &= m_m \frac{d^2 x_{3T}}{dt^2} + b_m \frac{dx_{3T}}{dt} + k_3(x_{3T0} + x_{3T}) \quad (14) \end{aligned}$$

$$F_p = P_2 A_p = m_p \frac{d^2 x_{2T}}{dt^2} + b_p \frac{dx_{2T}}{dt} + k \cdot i \quad (15)$$

$$F_s = P_4 \cdot A_s = m_s \frac{d^2 x_s}{dt^2} + b_s \frac{dx_s}{dt} + k_4(x_{s0} + x_s) \quad (16)$$

2.2 비례 솔레노이드 이론해석

비례 솔레노이드의 제어는 입력 전류 또는 전압에 대해서 정상상태의 응답을 이용하는 것이므로, 솔레노이드의 특성해석도 정상상태에 대해서 해석이 이루어져야 한다. 그리고 입력에 신호에 대한 스텝 응답 특성을 해석하기 위해서는 회로 방정식과 운동 방정식을 결합한 과도상태 해석이 이루어져야 한다.⁽¹⁰⁾

2.2.1 정상상태 특성해석

전자장의 지배방정식은 Maxwell의 방정식과 보조 방정식으로부터 식 (17)과 같이 얻을 수 있으며, 지배방정식을 원통 좌표계에 적용하고 Galerkin 법을 적용하여 유한요소 정식화하면 다음과 같다.

$$\nabla \times \frac{1}{\mu} (\nabla \times \mathbf{A}) = \mathbf{J}_o \quad (17)$$

$$\frac{1}{\mu} \left[\frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial A_\theta}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{A_\theta}{r} + \frac{\partial A_\theta}{\partial r} \right) \right] = -J_\infty \quad (18)$$

자기 포화화 같은 자성체의 비선형 특성을 고려하기 위해서 Newton-Raphson 법을 이용한 반복법을 사용하였다.

2.2.2 과도상태 특성해석

과도상태에서 솔레노이드의 플런저와 고정자에서 발생하는 와전류를 고려한 시변 자계의 해석은 Maxwell 방정식에 와전류 항(\mathbf{J}_e)을 추가하여 해석한다.

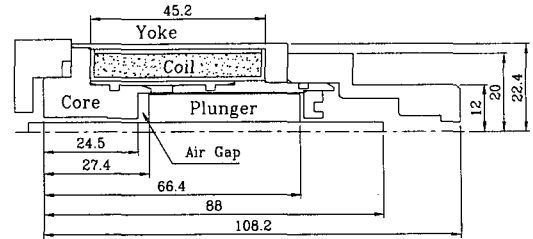
$$\nabla \times \frac{1}{\mu} (\nabla \times \mathbf{A}) = \mathbf{J}_o + \mathbf{J}_e \quad (19)$$

이 때, 와전류 밀도는 다음과 같이 정의된다.

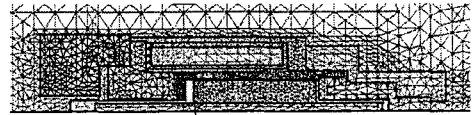
$$\mathbf{J}_e = -\sigma \left(\frac{\partial \mathbf{A}}{\partial t} + \nabla \phi \right) \quad (20)$$

따라서, 식 (18)은 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{1}{\mu} \left[\frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial A_\theta}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{A_\theta}{r} + \frac{\partial A_\theta}{\partial r} \right) \right] = \sigma \frac{dA_\theta}{dt} - J_\infty \quad (21)$$



(a) Analysis region



(b) Finite element mesh

Fig. 2 Analysis model

Table 1 Parameters for FEM analysis

Parameter	Specification
Coil turn No.	1419 [turns]
Coil resistance	20.5 [Ω]
Coil current	1.2 [A]
Spring constant	2.755 [kgf/mm]
Plunger mass	78 [g]
Displacement	1.6 [mm]

과도 상태 해석에 있어서 전류는 시간에 따라 변하는 함수이므로, 식 (22)의 회로 방정식을 이용한다.

$$V = R_a I(t) + \frac{d\lambda}{dt} \quad (22)$$

여기에서, R_a 는 솔레노이드코일의 저항이고 λ 는 쇄교 자속량이다. 쇄교 자속량은 코일부에 해당하는 요소에서의 자속밀도를 적분하여 얻을 수 있다.

$$\frac{d\lambda}{dt} = \frac{d}{dt} \int_S B^{(e)} ds = \frac{2\pi N}{S} \frac{d}{dt} \int_{s^{(e)}} r_o A^{(e)} ds \quad (23)$$

$$V = R_a I(t) + [G] \frac{d}{dt} \{A\} \quad (24)$$

따라서 식 (21)의 지배방정식과 식 (22)의 회로 방정식을 결합하여, 미지수가 자기벡터 포텐셜과 전류로 표현되는 다음과 같은 식을 얻어 유한요소 해석을 한다.

$$\begin{aligned} [S_o]^{(e)} \{A\}^{(e)} + [P]^{(e)} \frac{d}{dt} \{A\}^{(e)} \\ - \{Q\}^{(e)} I^{(e)} = 0 \end{aligned} \quad (25)$$

여기에서 [So], [P], {Q}는 각 미지수에 대한 요소행렬식이다.

이 논문의 해석모델인 비례압력제어밸브의 유한요소 해석모델 및 요소분할도를 Fig. 2에 보인다. 해석영역은 축대칭을 고려 단면의 1/2만을 해석하였으며,⁽¹¹⁾ 비례솔레노이드의 외관크기는 Fig. 2의 (a)에, 해석에 사용된 인자는 Table 1에 나타내었다.

3. 실험장치 및 방법

실험대상 모델로서 비례압력제어밸브는 연구자들이 목적으로 하는 사양인 입력전류 800mA, 최대압력 315bar이며, 연구자들이 전술한 밸브시스템 해석 및 유한요소 해석을 근거로 설계/제작한 시작품을 사용하였다. Fig. 3에 비례솔레노이드 시작품 성능을 측정할 수 있는 계측장치도를, Fig. 4에 비례압력제어밸브 시작품 유압실험장치도를 보인다. 본 시험장치는 한국공업규격(KS) 및 일본공업규격(JIS)을 토대로 작성된 것이며, 입력 신호에 따른 흡인력 및 밸브 입·출구에서의 온도, 압력, 유량을 계측하여 밸브의 성능을 예측할 수 있도록 설계되었다.

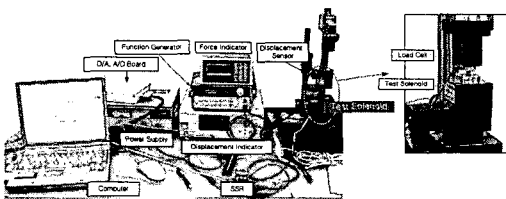


Fig. 3 Experimental setup of proportional solenoid

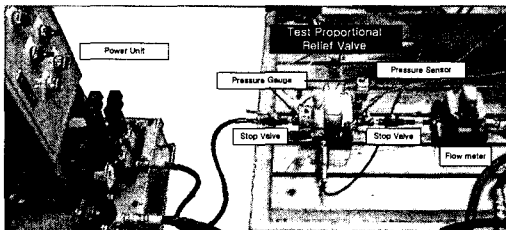


Fig. 4 Experimental setup of proportional solenoid valve

4. 실험결과 및 고찰

4.1 밸브 시스템 해석 및 실험결과

Fig. 5는 메인밸브와 파이로트 밸브 및 안전밸브로 구성된 연구대상 압력제어밸브의 해석모델을 보이는 것으로, Fig. 5와 같은 시스템으로 구성하였으며, 본 연구에서는 AMESim⁽¹²⁾ 소프트웨어를 사용하였다. 시뮬레이션에 사용된 값들은 설계 도면에서 얻어진 수치들이고, 유량계수와 마찰계수 등은 이전의 연구^(13,14)에서 사용되었던 일반적인 값들을 사용하였다.

제어압력이 68[kgf/cm²]인 파워소스를 이용하여 스텝응답특성 실험을 수행하였으며, 그 결과가 Fig. 6에 도시되어 있다. 결과로부터 이론해석 결과가 실험결과와 일치하고 있음을 알 수 있으며, 오버슈트가 1.3% 이하로 본 연구대상 밸브 시스템은 매우 안정하다는 것을 알 수 있다.

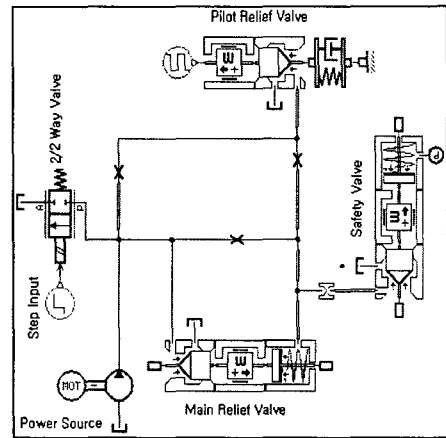


Fig. 5 Simulation model

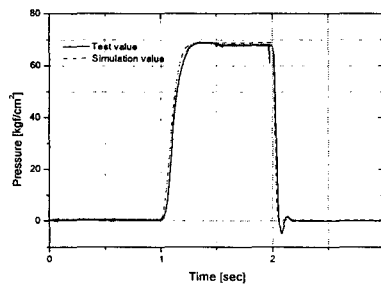


Fig. 6 Step response characteristics

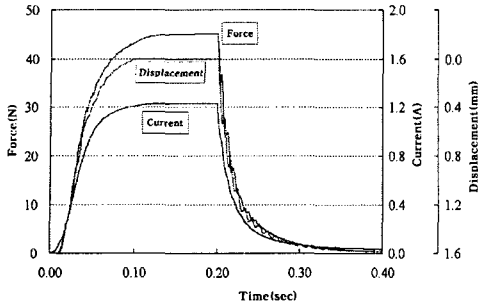


Fig. 7 Transient characteristics of proportional solenoid

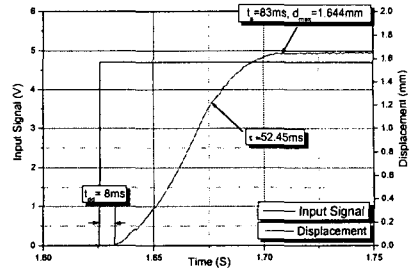


Fig. 9 Displacement characteristics of proportional solenoid

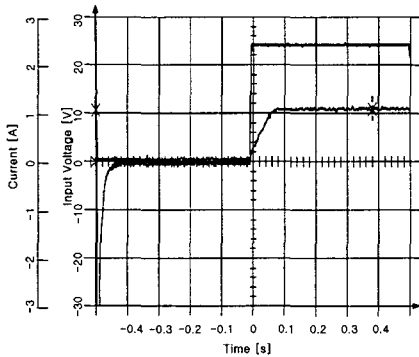


Fig. 8 Current characteristics of proportional solenoid

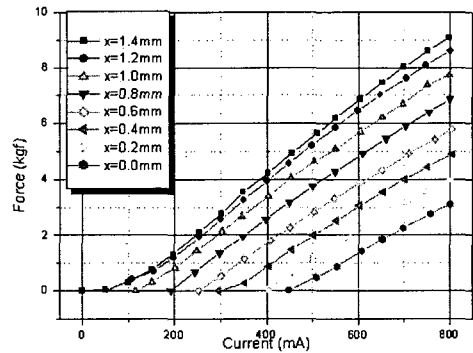


Fig. 10 Results of attraction force test

4.2 유한요소해석 및 실험결과

DC 24V의 스텝신호를 인가하고 과도상태에서의 응답특성을 이론적으로 해석한 결과가 Fig. 7에 도시되어 있다. 전압이 인가된 후 플런저는 약10ms의 지연시간을 가진 후에 변위가 발생하는 것을 확인 할 수 있으며, 상승시간은 약 90ms, 이때의 최대변위는 1.6mm, 최대 전류는 약 1.2A인 결과를 보인다.

Fig. 8은 Fig. 7과 동일한 입력 신호를 주었을 때의 전류실험 결과이다. 실험결과로부터 스텝신호인가시 전류상승시간은 90ms임이 확인되었으며, 최대전류값은 1.2A로 나왔으며 이는 유한요소를 통한 과도상태 해석결과와 같은 결과이다.

비례솔레노이드의 변위 스텝특성이 Fig. 9에 도시되어 있다. 초기 지연시간은 8ms, 상승시간은 83ms로 유한요소 해석 결과와 비슷한 결과를 보인다. 시정수는 52.45ms이고, overshoot는 발생하지 않는 것을 알 수 있으며 전체적으로 응답성이 양호한 것으로 판단된다.

4.3 실험결과 및 고찰

Fig. 4에 보이는 실험장치를 이용하여 비례압력 제어밸브 시작품의 정특성 및 동특성 실험을 수행한 결과는 다음과 같다.

4.3.1 비례솔레노이드 특성 실험

전류변화에 대한 플런저 동작력(control force) 특성이 Fig. 10에 도시되어 있으며, 플런저 동작력은 입력 전류의 상승 비례하여 커지고 있음을 알 수 있다. 이것은 솔레노이드에 의해서 제어되는 힘은 플런저 뒷부분에 설치되어있는 스프링의 영향에 기인하는 것으로, 이 연구에서 대상으로 하는 최종모델은 플런저 뒷부분에 스프링을 설치해서 어느 정도의 반발력을 주도록 하여 플런저의 과도특성을 완화하고 쿠션특성을 얻는 구조로 되어 있다. 때문에 Fig. 10에 보이는 결과는 최종적으로 계측기를 통해서 얻어진 값으로, 이 값과 플런저에 설치되어 있는 스프링 변위에 따르는 힘의 변화를 더하게 되면 최종적으로 변위 x에

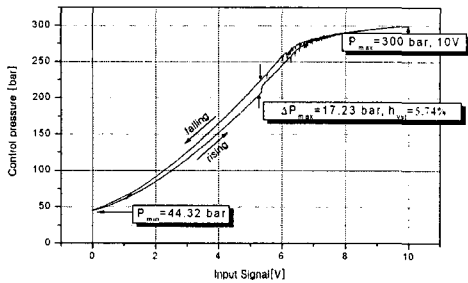


Fig. 11 Control pressure variation characteristics by input signal

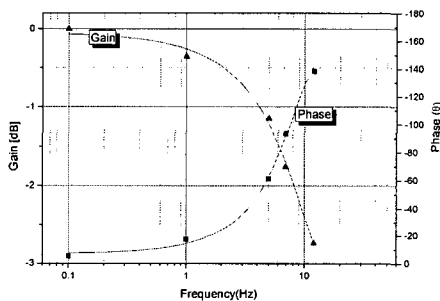


Fig. 12 Results of frequency response experiment

따라서 일정한 흡인력이 얻어짐을 알 수 있다.

4.3.2 비례압력제어밸브 특성실험

입력신호에 대한 제어압력 특성 실험결과를 Fig. 11에 도시하였으며, 이 결과로부터 조정압력의 범위는 45-300 bar로 예측되었으며, 히스테리시스는 5.5V의 입력신호에서 압력 하강시 급속히 감소하는 지점의 영향으로 5.74%의 결과를 보인다. 이 결과는 연구자들이 제작하는 과정에서 발생된, 가공상의 오차가 있는 것으로 판단되어지며, 이 부분에 대한 문제가 해결 된다면, 3%이내의 특성을 충분히 보일 것으로 사료된다.

밸브 최대사용압력의 50%를 기준으로 $\pm 10\%$ 의 전압을 인가 시켰을 경우의 주파수 응답특성 결과가 Fig. 12에 도시되어 있다. 보드선도의 게인 -3dB에서 약 13~14Hz, -90° 위상지연에서 약 7Hz의 결과를 얻을 수 있었다. 이 결과는 연구를 통하여 설계·제작된 비례솔레노이드, 포켓 및 밸브 몸체가 매우 우수하다는 것을 알 수 있으

며, 성능개선을 위한 기술들이 개발되어지면 쉽게 성능이 우수한 전자 유압식 비례압력제어 밸브 고유모델이 상용화 될 수 있음을 확인 할 수 있는 결과라 사료된다.

5. 결 론

이 연구는 비례압력제어밸브의 새로운 모델 개발을 목적으로 수행되었으며 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 밸브 시스템 해석 및 유한요소를 통한 정자장 해석을 통하여, 비례압력제어밸브 모델이 제안되었다.

(2) 실험을 통하여 설계/제작된 비례압력 제어 밸브에 대한 이론해석 결과와의 비교/분석이 이루어졌으며, 이 결과로부터 밸브시스템 해석 모델 및 유한요소 해석모델에 대한 타당성 및 시험장치에 대한 신뢰성을 확보할 수 있었다.

(3) 또한, 실험결과로부터 얻어진 밸브의 정/동특 성능은 히스테리시스가 5.74%, 주파수 특성이 14Hz이며, 연구의 결과는 전자-유압식 비례압력 제어밸브의 모델 개발에 매우 유용한 활용자료로 가치가 있을 것으로 사료된다.

참고문헌

- (1) Tanaka, H., 1988, "FEM Analysis of Solenoid for Proportional Valve," *Power Design*, Vol. 26, No. 6, pp. 32-41,
- (2) Tanaka, H., 2000, "Proportional Solenoid," *Fluid Power System*, Vol. 31, No. 3, pp. 200-207.
- (3) LEE, I. Y. and Jung, Y. K., 2001, "Using Method of Proportional Valve and High Speed On-off Valve for Hydraulic System Control," *Instrument technique*, Vol. 9, No.10, pp. 98-105.
- (4) Lausch, H. and Helduser, S., 2000, "Development and Optimization of Industrial Proportional Pressure-Relief Valves," *Proceedings of the 45th National Conference on Fluid Power*, pp. 509-514.
- (5) Geibler, G., 2001, "Modellbildung Von Proportionalmagneten Mittels Konzentrierter Parameter," *Oilhydraulik und Pneumatik*, Vol. 45, No. 1, pp. 49-52.
- (6) Suzuki, 1993, "Reducing Circuit of Proportional

- 3-Port Valve," *Hydraulics and Pneumatics*, Vol. 24, No. 2, pp. 206~210.
- (7) Satoru, H., 1990, "Numerical Analysis of Dynamic Characteristics of Balance Piston Type Relief Valve," *Hydraulics and Pneumatics*, Vol. 28, No. 2, pp. 232~238.
- (8) Ishii, 1986, "Hydraulic Proportional Control Valve and Servo Valve," *Power Design*, Vol. 21, No.12, pp. 42~46.
- (9) Inoue, R., 1980, "The Simulation of Pilot-operated Relief Valve," *The BFPR Journal*, Vol. 13, No. 3, pp. 225~228.
- (10) Gi-Tae Kweon, 2000, "Dynamic Analysis of Fast-Acting Solenoid Valves Using Finite Element Method," Master's Thesis, Kookmin University.
- (11) Maxwell[®] Ver.9.0, 2002, user manual, Ansoft.
- (12) AMESim[®] Ver.4.0 2002, user manual, Imagine.
- (13) John F. Blackburn, 1960, *Fluid Power Control*, The M.I.T Press, pp. 181~183.
- (14) Frank Yeaple, 1990, *Fluid Power Design Handbook*, Marcel Dekker, Inc., pp. 609~622.