

전자유압 서보 유량제어밸브의 설계 및 동특성 향상에 관한 연구

김고도*, 김수태**

A Study on the Design and the Dynamic Characteristics of Electro-Hydraulic Flow Control Servo Valve

Go-Do Kim*, Soo-Tae Kim**

ABSTRACT

An experimental and theoretical analysis for the improvement of dynamic characteristics and design of electro-hydraulic flow control servo valve are performed. The theoretical results are compared with the experimental step responses, and the important design parameters of an electro-hydraulic flow control servo valve are derived by using the simulation program. Simulation parameters of nozzle jet coefficient and orifice and spool valve discharge coefficient are given through experiment. The theoretical and experimental step response curves show that the valve gain depends on the fixed orifice and nozzle ratio(R_{ON}) and is maximum at $R_{on}=1$. And drain orifice in the flapper - nozzle return line creates a small back pressure, which improves the performance for the valve.

Key Words : Electro-Hydraulic Flow Control Servo valve(전자유압 서보 유량제어밸브), Flapper-Nozzle (플래퍼-노즐), Nozzle Jet Coefficient(노즐 분사계수), Discharge Coefficient(유량 계수).

1. 서론

전자유압 서보밸브란 전기적인 입력신호로써 유량 또는 압력을 제어하는 밸브로써 일반적으로 수 mA 정도의 미약한 전기 입력신호에 의해 수 마력 내지 수백 마력에 상당하는 유압동력(압력 200 ~ 350 kgf/cm², 유량 4,000 l/min)을 제어할 수 있다. 또한 밸브의 응답성은 상당히 양호하여 주파수가 200~500Hz까지 추종하는 것도 있으며, 최근의 산업설비가 대용량, 고정도화 및 자동화됨에 따라 전자유압 서보 제어시스템의 사용처가 많아지고 이

에 따라 밸브의 개발기술 확보가 필수적이 되었다.

노즐-플래퍼형 전자유압 서보 제어밸브는 미국의 엔지니어 Moog에 의해 처음 개발되었고 Herbert, E. Merritt⁽¹⁾에 의해 이론적인 체계가 확립 되었다고 볼 수 있다. 그후 노즐-플래퍼부의 압력 및 유량특성에 관한 연구가 Feng, T.Y⁽²⁾에 의해 수행되어 노즐의 분사력과 분사계수에 대한 실험장치와 실험치가 제시되었고, McCloy, D⁽³⁾에 의해 서보 밸브 오리피스스의 유량 특성에 대한 연구가 수행되었다. 또한 Duggins, R.K⁽⁴⁾와 Tanner, L⁽⁵⁾, S.J.Lin, A.Akers^(6,7)에 의해 노즐-플래퍼 밸브의 성능예측 및

* 동명 중공업 (주)
** 창원대 기계공학과

실험결과가 각각 발표되었으며, 이러한 연구결과를 기초로 하여 노즐-플래퍼 밸브에 주스플이 추가된 2단-4방향 전자유압 서보 제어밸브에 관한 연구활동이 본격화되어 Nikiforuk, P.N⁽⁸⁾, Pennington, A.De⁽⁹⁾에 의해 밸브의 성능예측을 위한 밸브모델 및 분석 결과가 제시됨으로써 이론정립이 완성되었다. 그후 응답성이 빠르면서 안정성을 가진 고응답 유량제어밸브가 우주항공 분야의 발달에 의해 소요가 제기됨에 따라 미소 유압의 정밀제어에 대한 연구활동이 Takemura, M⁽¹⁰⁾을 시작으로 Funk, J.E⁽¹¹⁾와 John Watton^(12,13)에 의해 수행되었다.

특히 John Watton^(12,13)은 기존의 노즐-플래퍼 밸브의 드레인측에 오리피스를 추가할 경우 밸브의 응답성 및 안정성이 개선될 수 있다는 이론적인 근거를 제시하였다. 본 논문은 John Watton⁽¹²⁾에 의해 제시된 연구결과를 기초로 밸브의 동적 성능향상을 위하여 고정 오리피스와 노즐의 최적 조합비(R_{ON})와 드레인 오리피스를 추가할 경우의 최적 조합비(R_{ON} / R_{OD})를 밸브의 모델링 및 이론해석을 통하여 도출하고 이 결과를 실험을 통하여 입증함으로써 밸브설계의 기본 자료가 되게 하고자 한다.

이것을 위하여 밸브 구성품들에 대한 모델링과 이론도출 및 각 구성품들의 주요 성능계수(초소형 노즐 및 오리피스의 유량계수 등)를 실험적으로 구하기 위한 시료를 제작하고 실험을 수행, 그 실험결과를 이론해석 프로그램의 계수로 활용함으로써 보다 더 실제적인 성능예측을 통하여 각 구성품의 최적비 조합을 도출하여 부품설계에 반영하였. 이것을 위하여 밸브 구성품들에 대한 모델링과 이론도출 및 각 구성품들의 주요 성능계수(초소형 노즐 및 오리피스의 유량계수 등)를 실험적으로 구하기 위한 시료를 제작하고 실험을 수행, 그 실험결과를 이론해석 프로그램의 계수로 활용함으로써 보다 더 실제적인 성능예측을 통하여 각 구성품의 최적비 조합을 도출하여 부품설계에 반영하였다. 또한 시제품 제작과 정특성, 동특성 실험회로 설계 및 장비를 구성하여 실험을 수행하고 그 결과와 성능예측 결과를 비교 검토함으로써 설계 입증 및 성능예측 프로그램의 신뢰성을 확보하고자 한다.

2. 이론 해석

2.1 모델링

연구대상 밸브인 힘피드백 방식의 2단, 노즐-플

래퍼형 유량 제어용 서보밸브의 해석 모델은 Fig. 1과 같이 표현된다.

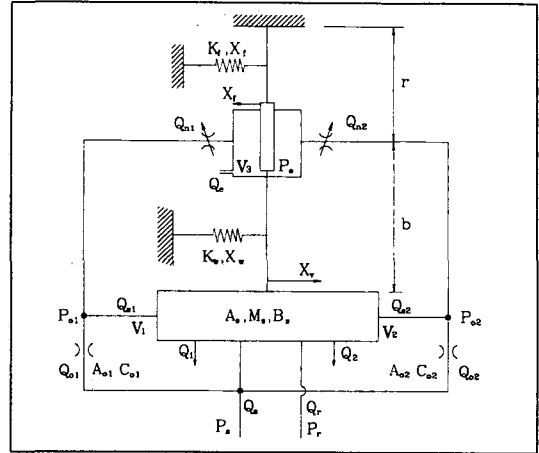


Fig. 1 Model of force feedback flow control servo valve

2.2 토크모터부 해석

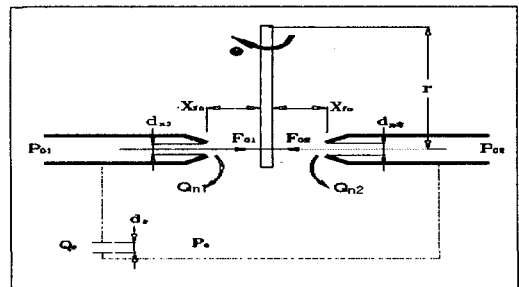


Fig. 2 Nozzle-flapper

Fig. 1, 2로부터 토크모터의 토크방정식(14)은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$T = \Delta i K_1 = J_f \ddot{\theta} + B_f \dot{\theta} + K_f \theta + T_f + T_s \quad (1)$$

여기서 Δi : Input current

K_1 : Torque motor gain

J_f : Rotational mass of armature/flapper

B_f : Net damping on armature/flapper

K_f : Net stiffness on armature/flapper

T_f 는 노즐의 분사력에 의해 플래퍼에 영향을 미치는 토크를 나타내며 베르누이정리를 이용하여 정리하면 다음과 같이 나타낸다.

$$T_f = (P_{o1} - P_{o2})A_n r - 8\pi C_n^2 (P_{o1} + P_{o2})X_{fo} X_f r + 16\pi C_n^2 P_e r X_f X_{fo} \quad (2)$$

여기서 X_f 는 플레퍼 변위, A_n 은 노즐면적을 나타내며 T_s 는 피이드백 스프링이 스톨 이동변위에 의해 발생시키는 토크로서 아래와 같다.

$$T_s = K_w(X_v + (r+b)\theta)(r+b) \quad (3)$$

여기서 K_w : Feedback wire stiffness

식 (1)에 식(2), (3)을 적용하여 정리하면

$$T = \Delta i K_1 = J_f \ddot{\theta} + B_f \dot{\theta} + K_f \theta + (P_{o1} - P_{o2})A_n r - 8\pi C_n^2 (P_{o1} + P_{o2})X_{fo} X_f r + 16\pi C_n^2 P_e r X_f X_{fo} + K_w(X_v + (r+b)\theta)(r+b) \quad (4)$$

2.3 오리피스 및 노즐부 해석

고정 오리피스 및 노즐부는 Fig. 3과 같이 브릿지회로로 표현되고, 좌, 우측 고정 오리피스 및 노즐을 통하여 흐르는 제어유량을 정리하면 식 (5)와 같다.

고정 오리피스 통과 유량

$$Q_{oi} = Q_{si} + Q_{ni} \quad (i=1, 2)$$

노즐의 통과유량

$$Q_{ni} = C_{ni} A_{ni} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{oi} - P_e)} = C_{ni} \pi D_{ni} (X_{fo} - X_f) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{oi} - P_e)} \quad (5)$$

또한 드레인 오리피스의 통과 유량을 노즐의 통과 유량과의 관계식으로 정리하면 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_e = Q_{n1} + Q_{n2} = C_e A_e \sqrt{\frac{2}{\rho} P_e} + \frac{V_3}{\beta_o} \frac{dP_e}{dt} = C_{n1} A_{n1} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{o1} - P_e)} + C_{n2} A_{n2} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{o2} - P_e)} \quad (6)$$

여기서 P_e, Q_e 는 드레인 오리피스 압력과 유량, V_3 는 플레퍼-노즐과 드레인오리피스 사이의 체적이다.

스플밸브의 누유량은 정격유량에 비해 아주 미소하므로 무시하고 또한 서보밸브의 제조시 각 노즐 및 고정 오리피스는 유량시험을 통하여 서로

대칭성을 가진 부품을 선정하여 조립을 하므로

$$C_o = C_{o1} = C_{o2}, C_n = C_{n1} = C_{n2}$$

$$d_o = d_{o1} = d_{o2}, d_n = d_{n1} = d_{n2}$$

로 가정할수 있으므로 스톨밸브로 유입되는 유량 Q_{s1}, Q_{s2} 는 식(7)로 표현된다.

$$Q_{s1} = Q_{s2} = C_o A_o \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_{oi})} - C_n A_n \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{oi} - P_e)} = C_o \frac{\pi}{4} d_o^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_{oi})} - C_n \pi d_n (X_{fo} - X_f) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{oi} - P_e)} = K_o \sqrt{1 - \overline{P_{oi}}} - K_n (1 - \overline{X_f}) \sqrt{\overline{P_{oi}} - \overline{P_e}} \quad (7)$$

여기서 각각의 계수는 다음과 같이 정리하였다.

$$K_o = C_o \frac{\pi}{4} d_o^2 \sqrt{\frac{2P_s}{\rho}},$$

$$K_n = C_n \pi d_n X_{fo} \sqrt{\frac{2}{\rho} P_s}$$

$$\overline{P_{oi}} = \frac{P_{oi}}{P_s}, \quad \overline{P_{e2}} = \frac{P_{e2}}{P_s},$$

$$\overline{X_f} = \frac{X_f}{X_{fo}}, \quad \overline{P_e} = \frac{P_e}{P_s}$$

중립 위치에서 Q_{s1}, Q_{s2} 의 값이 영이므로 식 (7)은 식(8)로 표현될 수 있다.

$$K_o \sqrt{1 - \overline{P_{oi}}} = K_n (1 - \overline{X_f}) \sqrt{\overline{P_{oi}} - \overline{P_e}}, K_o \sqrt{1 - \overline{P_{e2}}} = K_n (1 + \overline{X_f}) \sqrt{\overline{P_{e2}} - \overline{P_e}} \quad (8)$$

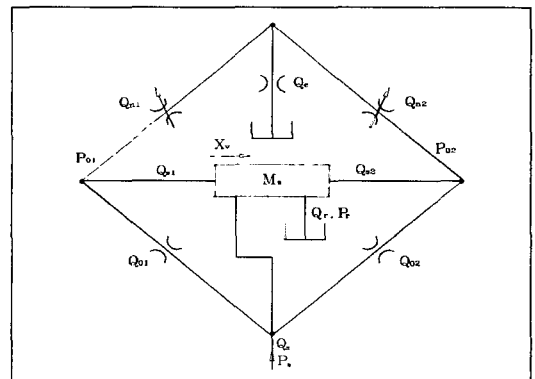


Fig. 3 Relationship between flapper displacement and valve movement

식(8)을 $\overline{P_{oi}}, \overline{P_{e2}}$ 항으로 정리하여 식(9),(10)과 같이 고정 오리피스와 노즐의 조합비 R_{ON} 으로 표현할 수 있다.

$$\overline{P_{o1}} = \frac{1 + R_{ON}(1 - \overline{X_f})^2 \overline{P_e}}{1 + R_{ON}(1 - \overline{X_f})^2} \quad (9)$$

$$\overline{P_{o2}} = \frac{1 + R_{ON}(1 + \overline{X_f})^2 \overline{P_e}}{1 + R_{ON}(1 + \overline{X_f})^2} \quad (10)$$

여기서,

$$R_{ON} = \left(\frac{K_n}{K_o}\right)^2 = \frac{(C_n \pi d_n X_{fo})^2 \frac{2P_s}{\rho}}{\left(\frac{\pi}{4} C_o d_o^2\right)^2 \frac{2P_s}{\rho}}$$

$$= 16 \left[\frac{C_n}{C_o}\right]^2 \left[\frac{d_n}{d_o}\right]^2 \left[\frac{X_{fo}}{d_o}\right]^2$$

식 (9), (10)을 이용하여 압력차 ($P_{o1} - P_{o2}$)를 구하면 다음으로 정의된다.

$$\overline{P_{o1}} - \overline{P_{o2}} = \frac{4R_{ON} \overline{X_f} (1 - \overline{P_e})}{[1 + R_{ON}(1 - \overline{X_f})^2][1 + R_{ON}(1 + \overline{X_f})^2]} \quad (11)$$

$$P_{o1} - P_{o2} = \frac{4R_{ON} \overline{X_f} (1 - \overline{P_e}) P_s}{(1 + R_{ON})^2}$$

$$= \frac{4R_{ON} \overline{X_f} P_s}{(1 + R_{ON})^2} - \frac{4R_{ON} \overline{X_f} P_e}{(1 + R_{ON})^2}$$

$$= \frac{4R_{ON} \overline{X_f} P_s}{X_{fo} (1 + R_{ON})^2} - \frac{4R_{ON} \overline{X_f} P_e}{X_{fo} (1 + R_{ON})^2} \quad (12)$$

중립 위치에서의 드레인 오리피스 통과유량은 식(8)로부터 다음과 같이 정의된다.

$$Q_e = Q_{n1} + Q_{n2} = Q_{o1} + Q_{o2}$$

$$Q_e = C_e \frac{\pi}{4} d_e^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} P_e}$$

$$= C_o \frac{\pi}{4} d_{o1}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_{o1})}$$

$$+ C_o \frac{\pi}{4} d_{o2}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_{o2})} \quad (13)$$

여기서

$$R_{OD} = \left[\frac{C_e}{C_o} \frac{d_e^2}{d_o^2}\right], \quad K_o = C_o \frac{\pi}{4} d_o^2 \sqrt{\frac{2P_s}{\rho}}$$

를 대입하여 식(13)을 $\overline{P_e}$ 에 대해 정리하면

$$\overline{P_e} = \frac{2 - \overline{P_{o1}} - \overline{P_{o2}}}{R_{OD}^2} \quad (14)$$

식 (14)에 식(9), (10)을 적용하여 중립위치의 드레인 압력을 나타내면 다음과 같다.

$$P_e = \frac{4R_{ON} P_s}{4R_{ON} + (1 + R_{ON}) R_{OD}^2} \quad (15)$$

2.4 주 스폴부 해석

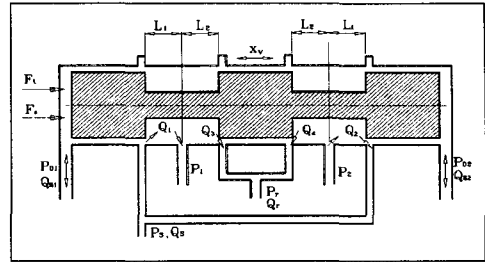


Fig. 4 Forces caused by flow in the spool valve

서보밸브 스폴부의 모델링 Fig. 4에서 F_t, F_s 는 각각 유체가 스폴밸브를 통과할 때 발생하는 과도상태 및 정상상태 유동력을 나타며, 힘 피드백방식 서보밸브의 운동방정식은 식(16)⁽¹⁾으로 나타낼수 있다.

$$F_m = (P_{o1} - P_{o2})A_V - F_s - F_t - F_k$$

$$= M_V \frac{d^2 X_V}{dt^2} \quad (16)$$

F_k : 피드백 스프링의 강성에 의한 힘

$$(P_{o1} - P_{o2})A_V = M_V \frac{d^2 X_V}{dt^2} + B_V \frac{dX_V}{dt}$$

$$+ K_{wt} dX_V + K_w (r + b) \theta \quad (17)$$

여기서 M_V : 스폴 질량, w : 밸브 면적구배

$$B_v = (L_1 - L_2) C_d a w \sqrt{\rho (P_s - P_L)}$$

$$K_{wt} = K_w + 2C_d C_V w (P_s - P_L) \cos \theta$$

스폴밸브의 이동변위 X_v 에 따라 스폴밸브 각 포트의 유량방정식⁽¹⁾을 정리하면 다음과 같다.

$$Q_1 = \frac{1}{2} C_d a w X_v \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_s - P_1|} \quad (18)$$

$$Q_2 = \frac{1}{2} C_d a w X_v \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_1 - P_1|} \quad (19)$$

$$Q_3 = \frac{1}{2} C_d a w X_v \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_s - P_2|} \quad (20)$$

$$Q_4 = \frac{1}{2} C_d a w X_v \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_2 - P_1|} \quad (21)$$

식(18)~(21)로부터 스폴밸브에 유입되는 총 유량은

$$Q_s = Q_1 + Q_3 = Q_2 + Q_4 = Q_r \quad (22)$$

무부하시 서보밸브의 제어유량 방정식⁽¹⁾은

$$Q_V = C_d w X_v \sqrt{\frac{2}{\rho} P_s} \quad (23)$$

가 된다.

3. 실험장치 및 방법

본 연구의 이론해석과 실험결과를 비교 검토하기 위하여 설계, 제작한 밸브의 정특성 및 동특성 실험을 위해 장비를 구성하였으며, 이론해석에 사용된 밸브의 오리피스, 노즐의 유량계수를 보다 실제적인 값을 도출하기 위해 각각의 단품들을 실험하였다.

본 연구에 필요한 여러 가지 실험을 수행하기 위해 Fig. 5와 같이 실험장치를 구성하였다. 실험장치는 유체의 방향, 유량, 압력을 변화시키기 위한 밸브류와 실험결과를 계측하기 위한 위치, 압력, 유량센서 및 압력계이지, 유량계이지 등 부가적인 게이지류, 입력전원인가장치, 플로터 등으로 구성되어 있다. 각각의 특성을 측정하기 위해 사용된 항목별 실험회로는 다음과 같다.

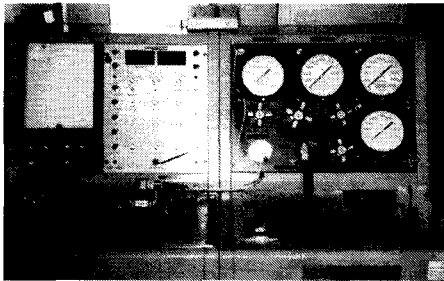


Fig. 5 Test bench

3.1 오리피스 및 노즐 실험회로

오리피스의 유량계수 및 노즐의 분사계수 측정을 위한 실험회로는 Fig. 6, Fig. 7과 같다.

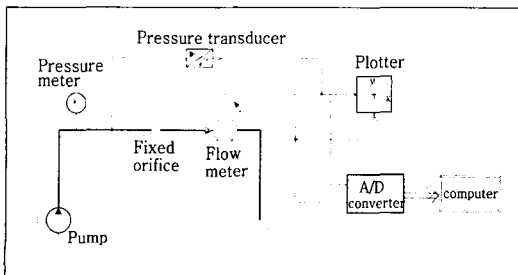


Fig. 6 Fixed orifice test circuit

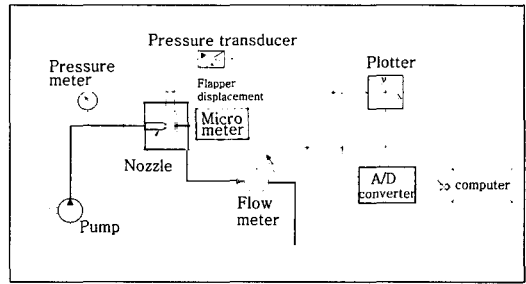


Fig. 7 Nozzle injection coefficient test circuit

3.2 밸브 동특성 실험회로

밸브 동특성 실험회로는 Fig. 8, Fig. 9와 같으며 마찰력이 거의 없는 무부하 실린더, 속도, 위치센서 및 데이터 분석장치(DSA)로 구성되어 있다.

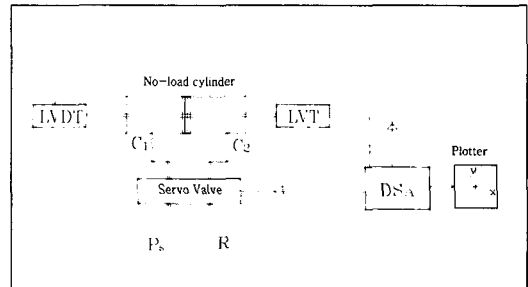


Fig. 8 Dynamic characteristics test circuit

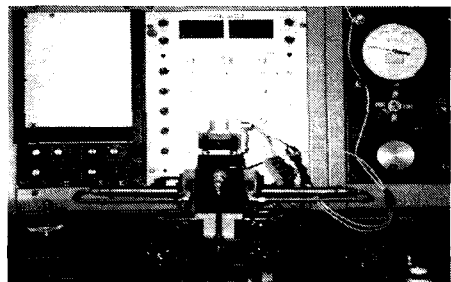


Fig. 9 Dynamic characteristics test bench

4. 해석결과 및 고찰

본 연구에서는 앞에서 모델링한 서보밸브의 이론 분석을 위하여 Matlab을 사용하여 이론해석 블록을 작성하였다.

Fig. 10은 Matlab의 Simulink⁽¹⁵⁾를 이용한 블록을 나타낸다.

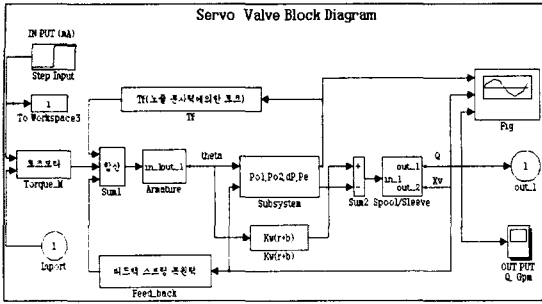


Fig. 10 Block diagram of servo valve

이론해석 블록은 입력부, 압력 발생부, 유량 발생부로 크게 구분되어 각각의 서브 블록으로 되어 있고 중요한 성능특성 부분에는 입력에 대한 응답 특성을 그래프화 및 수치 데이터로 저장할 수 있도록 구성되어 있다.

4.1 R_{ON} 의 변화에 따른 설계밸브의 시간 응답특성

드레인 오리피스가 없을 경우, R_{ON} 의 변화에 따른 설계밸브의 출력유량에 대한 시간 응답특성은 Fig. 11과 같고 이 이론해석 결과는 실제 시험결과와 비교할 수 있도록 입력전류 5mA 상태에서 R_{ON} 값을 0.3 ~ 5.0 사이의 조합비에 대하여 나타내었다.

이론해석 수행 결과 R_{ON} 값이 증가함에 따라 밸브게인이 증가하면서 약간의 오버슈트가 발생함을 알 수 있고 밸브게인은 $R_{ON} = 1$ 인 점을 최대 출력 게인점으로 하여 점차 감소하는 특성을 보여준다.

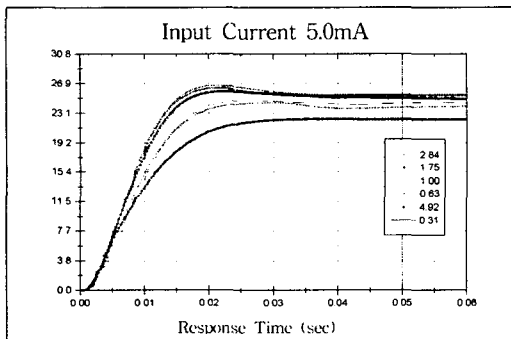


Fig. 11 Time response characteristics according to R_{ON}

그러므로, 드레인 오리피스가 없는 경우 ($R_{OD} = \infty$) 고정 오리피스와 노즐 조합의 사용 조건은 0.63 ~ 1.75 사이의 값을 선택하여야 할 것으로 판단된다.

이론해석 결과를 정리하면 Table 1과 같다.

Table 1 Time response characteristics according to R_{ON}

R_{ON}	0.31	0.63	1.0	1.75	2.84	4.92
Valve Gain [(l/mim)/5mA]	24.0	24.9	25.3	24.5	23.5	21.9
90% Response Time(ms)	16.0	13.0	13.0	13.7	15.7	18.3
Overshoot(%)	2	5	5	4.4	1	0
Settling Time (ms)	38.5	37	34	36	39	32

4.2 R_{OD} 의 변화에 따른 설계밸브의 시간 응답특성

R_{OD} 의 변화에 따른 설계밸브의 출력유량에 대한 시간응답 특성은 Fig. 12와 같고 이론해석은 드레인 오리피스가 없는 상태에서 최대 밸브게인을 내는 $R_{ON} = 1$ 의 조건에서 R_{OD} 의 값을 1~70사이에서 변화시키면서 수행하였다. 이론해석 수행 결과 드레인 오리피스를 추가함으로써 밸브의 오버슈트는 감소하지만 상대적으로 밸브의 게인은 줄어듦을 보여주고 특히 R_{OD} 의 값이 2보다 작을 경우 밸브게인은 급격히 작아짐을 보여준다. 설계밸브의 경우 4와 5.54 사이의 출력 특성이 상대적으로 밸브게인이 크고 응답 특성도 비교적 빠름을 볼 수 있다. 이론해석 결과를 정리하면 Table 2와 같다.

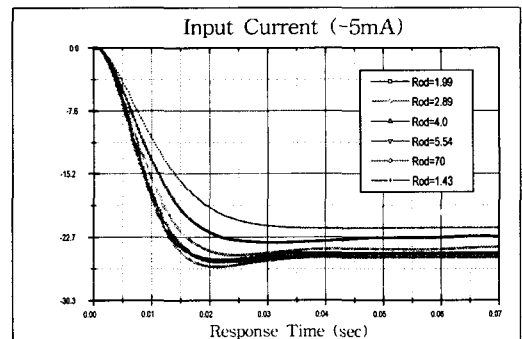


Fig. 12 Time response characteristics according to R_{OD}

Table 2 Time response characteristics according to R_{OD}

R_{OD}	1.43	1.99	2.89	4.00	5.54	70
Valve Gain [(l/min)/5mA]	21.6	22.7	24.2	24.8	24.9	25.3
90% Response Time (ms)	29.0	16.6	14.6	12.7	13.7	13.0
Overshoot (%)	0	2	4	3	3.5	5
Settling Time (ms)	35	46	40	33	40	34

5. 실험결과 및 고찰

5.1 오리피스 실험 및 결과

직경 0.2 mm ~ 0.55 mm 의 소형 노즐 및 오리피스의 다양한 형상에 대한 실험결과는 Fig. 13 ~ Fig. 15에서와 같이 직경 0.2mm ~ 0.35 mm 까지의 오리피스는 유량계수가 0.59에서 0.63 사이에서 완만하게 변함을 볼 수 있다. 하지만 0.35~0.45 mm 로 직경이 증가함에 따라 유량계수의 변화가 크게 나타나 0.78 까지 증가하다가 직경 0.45 mm를 정점으로 하여 점차 감소한다. 그러므로 밸브 설계시 오리피스의 직경을 0.35 mm 이상으로 선택할 경우 이러한 특성을 감안하여야 한다.

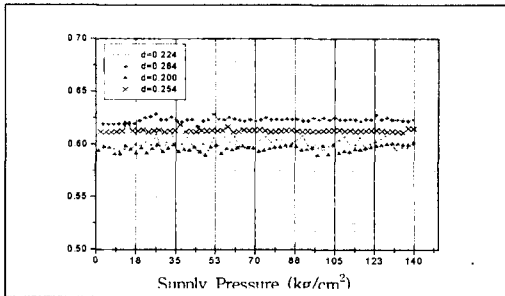


Fig. 13 Flow coefficient of fixed orifices

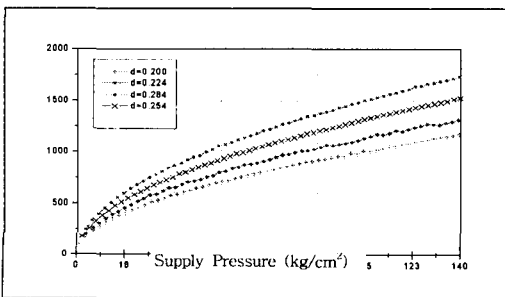


Fig. 14 Reynolds number of fixed orifices

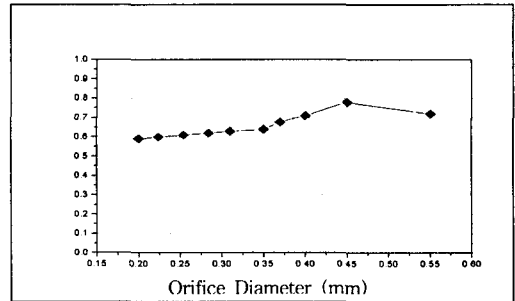


Fig. 15 Average flow coefficient of orifices

Fig. 14는 공급압력 변화에 따른 오리피스의 레이놀즈수를 나타낸 것으로 사용압력 범위내에서는 층류 범위내에 있음을 알 수 있다.

5.2 노즐실험 및 결과

노즐 직경 0.37과 0.40 mm의 시료에 대해 공급압력 112 kgf/cm²(1600 psi) 조건에서 노즐 틈새를 0.02 mm ~ 0.09 mm 까지 변화시키면서 실험한 결과는 Fig. 16, Fig. 17과 같고 노즐 분사계수는 0.735에서 0.57까지 거의 선형적으로 감소함을 볼 수 있다.

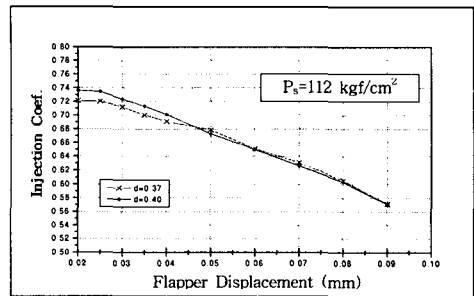


Fig. 16 Nozzle injection coefficient according to flapper displacement

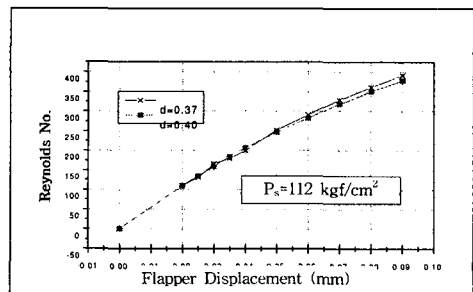


Fig. 17 Reynolds number according to flapper displacement

5.3 밸브 조립체 실험 및 결과

5.3.1 중립압력실험

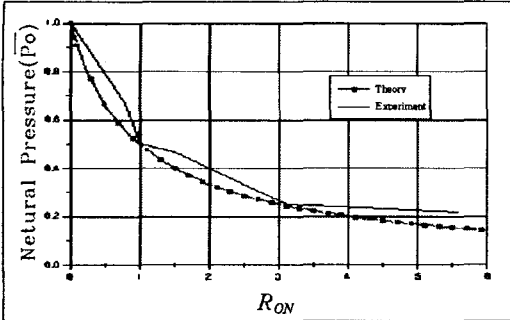


Fig. 18 Nozzle pressure characteristics according to R_{ON} in the null condition

R_{ON} 변화에 따른 노즐 중립압력의 실험결과는 Fig. 18과 같이 R_{ON} 값이 0~6까지 변할 때 노즐 중립압력은 1.0 Ps ~ 0.2 Ps까지 변화가 크고 $R_{ON} = 1$ 일 때 0.5 Ps 가 된다.

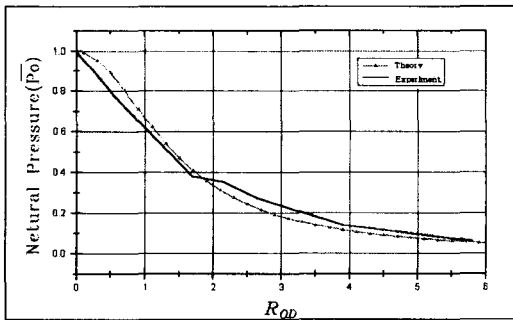


Fig. 19 Drain pressure characteristics according to R_{OD} in the null condition

$R_{ON} = 1$ 일 때 R_{OD} 변화에 따른 드레인 중립압력 실험결과는 Fig. 19와 같이 R_{OD} 가 0~6까지 변화 할 때 밸브 중립상태에서 드레인 오리피스에 배압은 1.0 Ps ~ 0.06 Ps 까지 변함을 확인하였다.

5.3.2 시간응답실험

(1) R_{ON} 변화에 따른 시간응답 실험

R_{ON} 을 0.63 ~ 2.84까지 변화시킬 때 밸브의 시간응답 특성은 R_{ON} 의 증감에 따라 특성 변화가

비교적 크게 나타남을 볼 수 있고 $R_{ON} = 1$ 인 점을 최대 밸브 게인점으로 하여 R_{ON} 이 증가함에 따라 점차 감소함을 확인하였다.

Table 3 Experimental results for time response with R_{ON}

R_{ON}	0.63	1.0	1.75	2.84
Valve Gain [(l/min)/5mA]	24.6	25.0	24.2	23.1
90% Response Time (ms)	15.0	15.0	15.7	17.0
Overshoot (%)	5	5	3.5	1
Settling Time (ms)	36	34	38	40

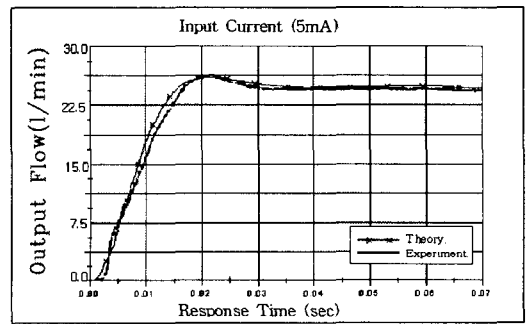


Fig. 20 Comparison between experimental and analysis result at $R_{ON} = 1.0$

(2) R_{OD} 변화에 따른 시간 응답 실험

Table 4 Experimental results for time response with R_{OD}

R_{OD}	1.99	4.00	5.54	70
Valve Gain [(l/min)/5mA]	22.3	24.9	24.7	25.1
90% Response Time (ms)	17.0	13.0	13.0	15.0
Overshoot (%)	1	3	3.5	5
Setting Time (ms)	36	30	34	34

$R_{ON} = 1$ 인 상태에서 R_{OD} 를 1.99~70까지 변하시키면 R_{OD} 가 작아짐에 따라 복귀속의 배압이 점점 커지고 그에 따라 유량 손실 및 동력 손실이 감소한다. 또한 밸브의 오버 슈트량도 점차 감소하여

밸브 응답특성이 개선됨을 알 수 있고 Table 2의 이론해석의 결과와 같이 $R_{OD} = 4$ 의 조건에서 시간 응답 특성이 가장 좋음을 확인하였다.

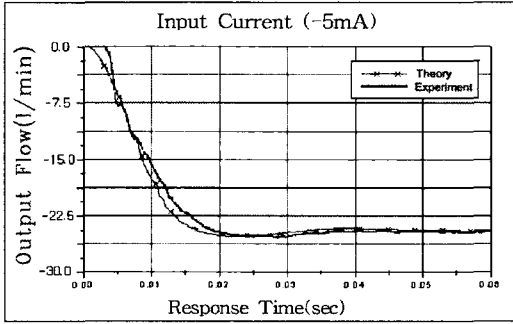


Fig. 21 Comparison between experimental and analysis result at $R_{ON} = 1.0$, $R_{OD} = 4.0$

5.3.3 주파수 응답 실험

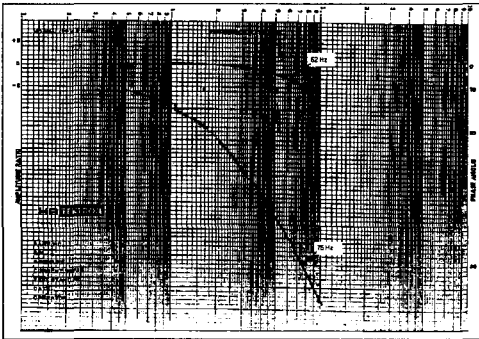


Fig. 22 Frequency response characteristics at $R_{ON} = 1.0$

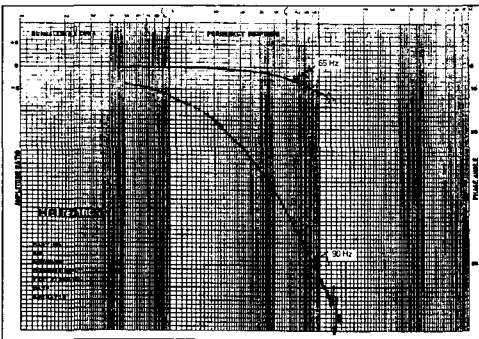


Fig. 23 Frequency response characteristics at $R_{ON} = 1.0$, $R_{OD} = 4.0$

R_{ON} 을 0.63~2.84까지 변화시킬 때 밸브의 주파수 응답 실험결과는 Fig. 22와 같이 $R_{ON} = 1.0$ 일 때 -3dB 기준 62Hz, 90° 위상 지연점 기준(16) 76 Hz로 가장 좋은 응답특성을 나타내며 여기에 드레인 오리피스스를 추가하여 $R_{OD} = 4$ 인 조건에서 실험한 결과는 Fig. 23과 같으며 이 결과는 드레인 오리피스스가 없는 경우에 비해 밸브의 응답특성이 많이 개선됨을 보여준다. 실험결과를 요약해보면 Table 5와 같다.

Table 5 Experimental Results for frequency response according to R_{ON} / R_{OD}

구 분	R_{ON} =0.63	R_{ON} =1.0	R_{ON} =1.75	R_{ON} =2.84	R_{ON} =1.00
	R_{OD} =∞	R_{OD} =∞	R_{OD} =∞	R_{OD} =∞	R_{OD} =4.0
- 3 dB 기준	50 Hz	62 Hz	40 Hz	38 Hz	65 Hz
90° phase lag	74 Hz	75 Hz	59 Hz	55 Hz	90 Hz

6. 결 론

본 연구를 통하여 얻어진 결론은 다음과 같다.
가. 밸브 특성해석을 위한 수학적 모델을 제시하고, 이를 사용한 수치해석 블록을 완성하였다.

나. 연구대상 밸브의 실험결과와 이론해석 결과를 비교한 결과 Simulink를 이용한 수치해석 블록의 타당성이 검증되었고, 이를 사용함으로써 밸브 특성예측을 할 수 있음을 확인하였다..

다. 소형 노즐 및 오리피스(직경 0.2~0.55 mm)의 다양한 형상에 대한 시험을 수행하여 실제적인 유량계수의 기준을 제시하였으며 시험 결과 유량계수는 직경 및 노즐과 플래퍼 사이의 틈새 변화에 따라 0.59~0.78 사이의 값을 가짐을 확인하였다.

라. 이론해석에 사용된 상수(밸브, 오리피스 유량계수, 노즐분사계수)는 시료제작 및 시험결과를 적용하여 보다 실제적인 성능예측이 될 수 있도록 하였다.

마. 드레인 오리피스가 없는 경우 고정 오리피스/노즐 계수비(R_{ON})의 증감에 따라 특성 변화가 비교적 크게 나타나며 밸브 응답특성이 가장 좋은 최적비 조합은 $R_{ON} = 1$ 이라는 것이 확인되었다.

바. 드레인 오리피스를 추가할 경우 밸브 응답

특성이 안정적이고 주파수 응답 특성도 개선된다는 것이 확인되었고 설계밸브에 있어 $R_{OV} = 1$ 일 때 $R_{OD} = 4$ 의 조합이 가장 최적임을 확인하였다.

참고문헌

1. Herbert, E. Merritt, "Hydraulic Control System," Published by J. Wiley and Sons, New York, 1967.
2. Feng, T. Y, "Static and Dynamic Control Characteristics of Flapper Nozzle Valve," Trans. ASME Journal of Basic Engineering, 1959.
3. McCloy, D, "Discharge Characteristics of Servo Valve Orifices," Paper 6, Proc. Fluid Power International Conf., Olympia, 1968.
4. Duggins, R. K, "Further Studies of Flow in a Flapper-Valve," BHR A Third Fluid Symposium, 1973.
5. Tanner, L. Pecham, R.G, "The Use of Interferometry as an Aid to Studying Flapper-Valve Flow Characteristics," IMechE, 1976.
6. S.J. Lin, A.Akers, "The Predicted Performance of a Flapper-Nozzle Valve; Comparison with Experiment," Proceedings of American Control Conference, Vol. 3, 1988.
7. S.J. Lin, A.Akers, "A Dynamic Model of the Flapper - Nozzle Component of an Electro Hydraulic Servo Valve," Journal of Dynamic System, Measurement, and Control, 1989.
8. Nikiforuk, P. N, "Detailed Analysis of a Two - Stage Four-Way Electro Hydraulic Flow Control Valve," Journal of Mech, Eng, Science, II, No 2, 1969.
9. A.de Pennington, J.J.'t Mannetje, R. Bell, "The Modelling of Electro-Hydraulic Control Valves and It's Onfluence on the Design of Electrohydraulic Drives," Journal of Mech, Eng, Science, 16, 1974.
10. Takemura, M, "More Precise Control of Small Hydraulic Flows" Fluid Power International Conference, 1970.
11. Funk, J.E, Wood, D.J , Chao, S.P, "The Transient Response of Orifice and Very Short Lines," Journal of basic Engineering, Trans. ASME, June, 1972.
12. Watton, J, "Servo Valve Flapper/Nozzle Dynamic With Drain Orifice Damping," ASME Paper 84-WA/DSC-17, 1984.
13. John Watton, "Fluid Power System," 1989.
14. Burrow, "Fluid Power Servo Mechanism," 1966.
15. D.M. Etter, "Engineering Problem Solving with Matlab," 1993.
16. 朱海浩, 李鍾元, 李萬炯, "新制御 工學," 文運堂, 1991.