

노즐/플래퍼형 유량제어 서보밸브의 특성에 관한 연구

A Study on Characteristics of Nozzle/Flapper Type Flow Control Servo Valve

윤소남*, 강보식**, 성백주*, 김형의**
Sonam Yun, Bosik Kang, Baekju Sung, Hyounguei Kim

ABSTRACT

The purpose of this study is to bring out the optimal design factors which effect on dynamic characteristics in the design of flow control servo valve with high response characteristics, and to verify the validity of the design factors.

In this study, force feedback type flow control valve with nozzle/flapper and with no drain is studied. And, the effect of the parameters, such as fixed orifice, nozzle diameter, and maximum displacement between nozzle and flapper are analyzed.

We have done simulations using the optimal design factors and simulink(Matlab) as a simulation tool, and verified the validity of our simulations by means of comparison our simulation results with an experimental results of another similar valve.

주요기술용어 : Nozzle/Flapper(노즐/플래퍼), Force Feedback(힘 피드백), Flow Control Servo Valve(유량제어 서보밸브), Simulink(시뮬링크)

Nomenclature

A_d : 주 스톱의 개구면적[m²]

A_n : 노즐의 단면적[m²]

A_o : 고정 오리피스 단면적[m²]

A_s : 주 스톱의 단면적[m²]

b : 노즐/플래퍼 중심에서 피드백 스프링 볼 중심까지의 거리[m]

b_f : 토크 모터부의 점성 계수[N.m.s]

b_s : 스톱의 점성 마찰계수[N.s/m]

C_d : 주 스톱의 유량계수

C_{df} : 노즐/플래퍼부의 유량계수

C_o : 고정 오리피스 유량계수

d_n : 노즐의 직경[m]

d_o : 고정 오리피스의 직경[m]

F_{01}, F_{02} : 노즐/플래퍼양단에 작용하는 힘[N]

F_v : 주 스톱 양단의 압력차에 의해서 발생하는 힘[N]

Δi : 입력전류[μ A]

J_f : 토크 모터부 관성 모멘트[N.m.s²]

k : 토크 모터의 게인[N.m/ μ A]

* 정회원, KIMM 산업기술연구부

** KIMM 산업기술연구부

- k_f : 플렉서 튜브의 강성[N.m]
- k_n : 노즐/플래퍼부 중립상태 유량[m³/s]
- k_o : 고정오리피스 중립상태 유량[m³/s]
- k_w : 피드백 스프링 강성[N/m]
- m_s : 주 스펴의 질량[kg]
- P_{01}, P_{02} : 스펴 양단에 작용하는 압력[Pa]
- $\bar{P}_{01} = \frac{P_{01}}{P_s}, \bar{P}_{02} = \frac{P_{02}}{P_s}$: 스펴 양단에 작용하는 압력의 무차원 압력
- P_s : 공급압력[Pa], P_r : 탱크부 압력[Pa]
- r : 아마추어 중심에서 노즐/플래퍼 중심까지의 거리[m]
- T : 토크 모터의 토크[N.m]
- T_f : 노즐/플래퍼부 토크[N.m]
- T_w : 피드백 스프링의 발생 토크[N.m]
- w : 주스플의 면적구배[m]
- x_f : 노즐/플래퍼 변위[m]
- x_{fo} : 노즐/플래퍼 초기간극[m]
- x_v : 주 스펴의 변위[m]
- Z : 노즐/오리피스 계수
- θ : 플렉서 튜브의 각 변위[rad]
- θ_v : 주 스펴의 개구에 따른 유출각[°]
- ρ : 기름의 밀도 [kg/m³]

1. 서론

본 연구의 대상으로 하는 밸브는 토크모터부, 노즐/플래퍼부, 메인 스펴부로 이루어져 있고 전기적인 신호가 토크모터에 가해지면 노즐/플래퍼가 움직이고, 노즐/플래퍼의 움직임에 비례하여 메인스플이 움직이며 결국에는 메인 스펴의 움직임에 비례한 유량을 얻는 힌피드백형 2단 밸브이다. 이 밸브는 응답성이 매우 뛰어나면서 정도가 우수한 성능을 갖고 있기 때문에 일반 산업용에서 항공용에 이르기까지 널리 이용되고 있다. 현재 사용되는 밸브들은 노즐/플래퍼부와 드레인부 사이에 오리피스를 설치한 형태를 갖추고 있으며, 이 구조는 밸브의 안정성에 상당한 효과를 얻

고 있다는 보고¹⁾도 있다.

그런데 설계자의 입장에서는 드레인 오리피스가 있는 구조에 비해서 없는 구조가 상대적으로 성능 및 안정도면에서 어느 정도의 차이가 있는지에 대한 선행연구가 필요함에도 불구하고 찾아보기 힘들고, 서보밸브에서 뿐만 아니라 노즐/플래퍼부만을 응용하는 시스템에서는 이에 대한 독립적인 기초연구가 이루어져야 응용설계가 가능하다고 판단된다.

본 연구에서는 연구대상 밸브의 설계에 필요한 노즐/플래퍼부의 최적 설계인자를 도출하는데 목적이 있으며, 이를 해결하기 위하여 우선적으로 서보밸브를 모델링하고 특성방정식을 도출하기로 한다. 수치해석은 시뮬레이션 소프트웨어인 시뮬링크를 이용하기로 하며, 시뮬링크로 작성된 해석과정의 타당성을 확인하기로 한다.

특히 본 연구에서의 관심대상인 고정 오리피스 직경과 노즐 직경, 노즐/플래퍼부 초기 간극 변화들에 대한 특성변화를 명확히 밝히기로 하며 이들의 비가 최적의 값을 갖는 범위도 결정하여 설계시의 시행착오를 줄일 수 있도록 한다.

2. 이론해석

본 연구에서 대상으로 하는 서보밸브의 개략도를 Fig.1에 보였으며, 해석을 위한 모델을 Fig.2에 나타내었다. 본 연구에서는 입력전류에 대한 출력유량의 비를 계산하기 위하여 밸브시스템 전체에 대한 특성방정식을 유도하고 해석하는 경우와 관심대상인 노즐/플래퍼부의 특성을 독립적으로 해석하는 경우를 분리하여 수행하기로 한다.

밸브 시스템 해석시에는 공급압력은 언제나 일정하고, 노즐/플래퍼부를 통하는 드레인부의 압력은 0(영)이라 하며, 밸브 시스템은 좌우 대칭으로 대칭되는 요소의 각각 치수는 동일하다고 간주하여 기술한다.

2.1 밸브 시스템 해석

토크모터에 임의의 입력 전류를 가하였을 때,

토크 모터에 발생하는 토크 관계식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$T = k \cdot \Delta i$$

$$= J_f \ddot{\theta} + b_f \dot{\theta} + k_f \theta + T_f + T_w \quad (1)$$

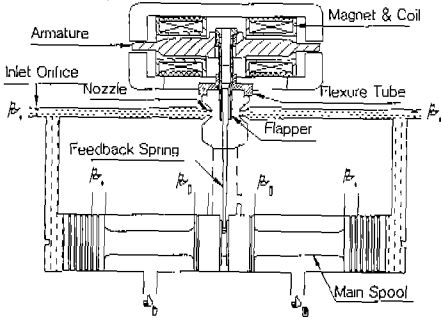


Fig. 1 Schematic Diagram of Flow Control Servo Valve²⁾

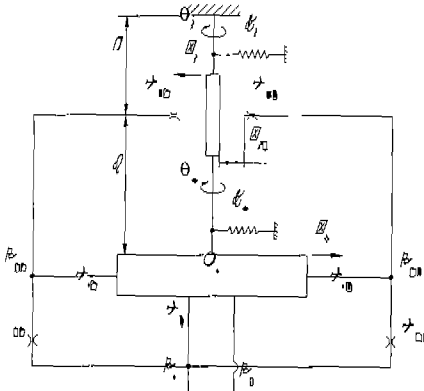


Fig. 2 Flow Control Servo Valve System Model

식(1)에서 T_f 는 노즐/플래퍼부의 토크를 의미하며 다음과 같이 노즐/플래퍼 양단에 발생하는 힘의 차이에 의하여 구할 수 있다.

$$T_f = (F_{01} - F_{02}) \cdot r$$

$$= (P_{01} - P_{02}) A_n r - 8\pi C_{df}^2 P_s x_{fo} x_f r$$

$$= (P_{01} - P_{02}) A_n r - 8\pi C_{df}^2 P_s x_{fo} r^2 \theta \quad (2)$$

식(1)에서 T_w 는 피드백 스프링에 의하여 발생하는 토크를 의미하며 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$T_w = k_w \{x_v + (r+b)\theta\} \cdot (r+b) \quad (3)$$

식(2) 및 식(3)을 식(1)에 대입하면,

$$T = k \cdot \Delta i$$

$$= J_f \ddot{\theta} + b_f \dot{\theta} + k_f \theta + (P_{01} - P_{02}) \cdot A_n \cdot r - 8\pi C_{df}^2 P_s x_{fo} \cdot r^2 \theta + k_w \{x_v + (r+b)\theta\} \cdot (r+b) \quad (4)$$

식(4)를 라플라스 변환하여 θ 에 대해 정리하면 다음과 같다.

$$\theta(s) = \frac{k \cdot \Delta i - k_{pn} - k_{wn}}{J_f s^2 + b_f s + k_{an}} \quad (5)$$

여기에서,

$$k_{pn} = (P_{01} - P_{02}) A_n \cdot r$$

$$k_{wn} = k_w x_v (r+b)$$

$$k_{an} = k_f - 8\pi C_{df}^2 P_s x_{fo} r^2 + k_w (r+b)^2$$

이다. 주 스톱의 운동방정식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$F_v = (P_{01} - P_{02}) A_s$$

$$= m_s \ddot{x}_v + b_s \dot{x}_v + k_w \{x_v + (r+b)\theta\} + f_f \quad (6)$$

여기에서, f_f 는 스톱에 작용하는 유체력으로 다음과 같다.

$$f_f = 2C_d C_v \cdot w \cdot \cos \theta_v (P_s - P_L) x_v \quad (7)$$

식(6)을 라플라스 변환하여 x_v 에 대해 정리하면

$$x_v = \frac{(P_{01} - P_{02}) A_s - k_w (r+b)\theta}{m_s s^2 + b_s s + k_{bn}} \quad (8)$$

여기에서,

$$k_{bn} = k_w + 2C_d C_v \cdot w \cdot \cos \theta_v (P_s - P_L)$$

로서 서보밸브는 가공정도가 매우 엄격하므로 작동점 부근에서 이미 주스톱 변위에 대한 주스톱 틈새의 비가 3~5배가 된다. 이는 von Mises의 실험식³⁾에 의해 $\theta_v = 69^\circ$ 의 값을 유지하기 때문에 상수로 취급하고자 한다.

토크모터에 임의의 전류가 가해졌을 때, 공급 유량(Q_s)이 노즐/플래퍼부 및 주스톱을 통하여 흐르는 관계식을 나타내면 다음과 같다.

$$Q_s = Q_{01} + Q_{02} + Q_c \quad (9)$$

식(9)에서 Q_c 는 주스플의 개구면적을 통하여 흐르는 유량을 의미하며 부하압력이 존재하지 않는 경우에는 식(10)과 같이 유량계인 K_q 와 주스플 변위 x_v 의 곱으로 나타낼 수 있다.

$$Q_c = C_d \cdot A_d \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} P_s} = K_q \times x_v \quad (10)$$

식(9)에서 Q_{01}, Q_{02} 는 스플 좌우측의 고정 오리피스를 통하여 흐르는 유량을 의미하며 이 유량은 노즐/플래퍼부의 간극변화에 의하여 영향을 받게 된다. 특히 고정 오리피스 직경, 노즐 직경, 노즐/플래퍼부 초기 간극의 관계는 밸브 시스템에 직접적으로 영향을 미치는 요소로 작용하며, 본 연구의 관심 대상이기 때문에 독립항으로 기술하기로 한다.

2.2 노즐/플래퍼부 해석

Fig.3에 노즐/플래퍼부 해석모델을 도시하였다. 여기서 Q_{s1} 및 Q_{s2} 를 구하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} Q_{s1} &= Q_{01} - Q_{n1} \\ Q_{s2} &= Q_{n2} - Q_{02} \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} Q_{s1} &= k_o \sqrt{1 - \bar{P}_{01}} - k_n (1 - \bar{x}_f) \sqrt{\bar{P}_{01}} \\ Q_{s2} &= k_n (1 + \bar{x}_f) \sqrt{\bar{P}_{02}} - k_o \sqrt{1 - \bar{P}_{02}} \end{aligned} \quad (12)$$

여기에서 Q_{n1}, Q_{n2} 는 노즐/플래퍼부 좌우측을 통하여 흐르는 유량을 나타내며,

$$k_o = C_o A_o \sqrt{\frac{2}{\rho} P_s}, \quad k_n = C_{df} \pi d_n x_{fo} \sqrt{\frac{2}{\rho} P_s}$$

이다.

식(12)에서 노즐/플래퍼가 정상 상태일 경우에는 다음의 결과를 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \bar{P}_{01} &= \frac{1}{1 + Z(1 - \bar{x}_f)^2} \\ \bar{P}_{02} &= \frac{1}{1 + Z(1 + \bar{x}_f)^2} \end{aligned} \quad (13)$$

여기에서,

$$Z = \left(\frac{k_n}{k_o} \right)^2 = 16 \left[\frac{C_{df}}{C_o} \right]^2 \left[\frac{d_n}{d_o} \right]^2 \left[\frac{x_{fo}}{d_o} \right]^2$$

며, $\bar{P}_{01} - \bar{P}_{02}$ 에 대한 결과 그래프를 Fig. 4에 나타내었다.

Fig. 4으로부터 ($\bar{P}_{01} - \bar{P}_{02}$) = \bar{x}_f 가 되기 위해서는 $Z=1.72$ 의 값을 가져야 한다는 것을 알 수 있지만, Fig. 5로부터 $P_{01} = P_{02} = 0.5P_s$ 에서 최대 압력 감도가 얻어진다. 이 결과는 식(13)에서 플래퍼가 중립위치에 있을때, $P_{01} = P_{02} = 0.5P_s = \frac{1}{1+Z}$ 이 성립하게 되므로 $Z=1$, 즉 오리피스비가 1이 되어야 한다는 것을 알 수 있다.

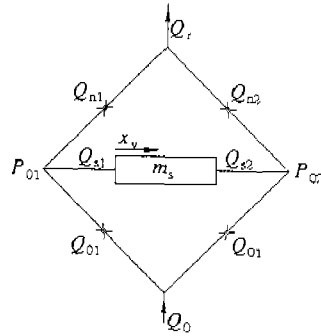


Fig. 3 Nozzle Flapper Analysis Model

식(12)를 작동점 부근 ($\bar{x}_{fo}, \bar{P}_{10}, \bar{P}_{20}$)에 선형화시키면

$$\begin{aligned} \Delta Q_{s1} &= k_n \sqrt{\bar{P}_{10}} \Delta \bar{x}_f - \frac{k_o}{2\sqrt{1 - \bar{P}_{10}}} \Delta \bar{P}_{01} - \frac{k_n(1 - \bar{x}_{fo})}{2\sqrt{1 - \bar{P}_{20}}} \Delta \bar{P}_{01} \\ \Delta Q_{s2} &= k_n \sqrt{\bar{P}_{02}} \Delta \bar{x}_f + \frac{k_o}{2\sqrt{1 - \bar{P}_{20}}} \Delta \bar{P}_{02} + \frac{k_n(1 + \bar{x}_{fo})}{2\sqrt{\bar{P}_{20}}} \Delta \bar{P}_{02} \end{aligned} \quad (14)$$

과 같이 나타낼 수 있으며, 식(14)을 $\Delta \bar{P}_{01}$ 및 $\Delta \bar{P}_{02}$ 에 대해 정리하면 다음과 같다.

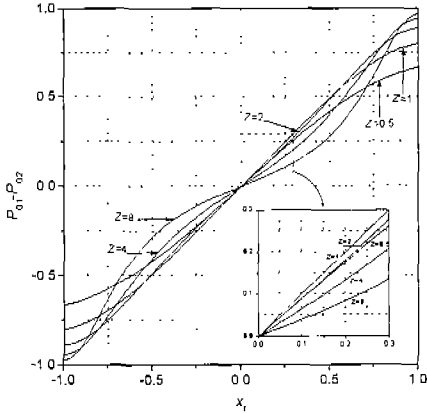


Fig. 4 Nozzle/Flapper Pressure Characteristics

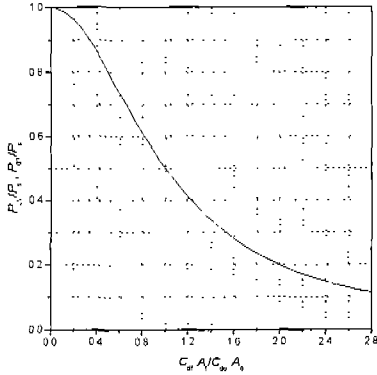


Fig. 5 Nozzle/Flapper P-Q Characteristics

$$\begin{aligned} \Delta \bar{P}_{01} &= \frac{-\Delta Q_{s1} + k_{x1} \Delta \bar{x}_f}{(k_{a1} + k_{a2})} \\ \Delta \bar{P}_{02} &= \frac{\Delta Q_{s2} - k_{x2} \Delta \bar{x}_f}{k_{b1} + k_{b2}} \quad (15) \\ \Delta \bar{P}_{01} - \Delta \bar{P}_{02} &= -BA_{s,x_{vm}} \Delta \bar{x}_v + A \Delta \bar{x}_f \quad (16) \end{aligned}$$

식(15), (16)에서

$$\begin{aligned} A &= \frac{k_{x1}}{k_{a1} + k_{a2}} + \frac{k_{x2}}{k_{b1} + k_{b2}} \\ B &= \frac{1}{k_{a1} + k_{a2}} + \frac{1}{k_{b1} + k_{b2}} \\ k_{x1} &= k_n \sqrt{\bar{P}_{10}}, \quad k_{x2} = k_n \sqrt{\bar{P}_{20}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} k_{a1} &= \frac{k_0}{2\sqrt{1 - \bar{P}_{10}}}, \quad k_{b1} = \frac{k_0}{2\sqrt{1 - \bar{P}_{20}}} \\ k_{a2} &= \frac{k_n(1 - \bar{x}_{fo})}{2\sqrt{\bar{P}_{10}}}, \quad k_{b2} = \frac{k_n(1 + \bar{x}_{fo})}{2\sqrt{\bar{P}_{20}}} \end{aligned}$$

이며, 식(16)을 식(6) 혹은 식(8)에 대입함으로써 x_v 의 값을 계산할 수 있다.

$$x_v(s) = \frac{A \cdot A_s \cdot P_s \frac{1}{x_{fo}} x_f - k_w(r + b)\theta}{m_s s^2 + (b_s + B \cdot A_s^2 \cdot P_s)s + K_{bn}} \quad (17)$$

2.3 수치 시뮬레이션

식(5), 식(16), 식(17)을 이용하여 블록선도를 그리면 Fig.6과 같다.

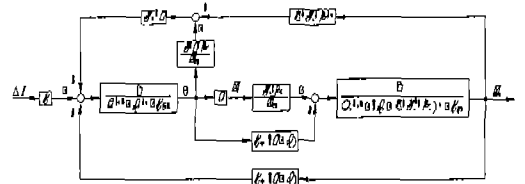


Fig. 6 Block Diagram for Servo Valve System Analysis

식(17)에서 밸브 설계후에 조정이 가능한 변수로서는 A 와 B 라는 것을 알 수 있는데, 그 이유는 감쇄비(ξ)는

$$\xi = \frac{1}{2\sqrt{m_s K_{bn}}} (b_s + B \cdot A_s^2 P_s) \quad (18)$$

로서 주스플이 설계되면 B 를 제외하고는 모두 상수로 표시할 수 있기 때문이다. 또한 A , B 의 값은 노즐/플래퍼부가 중립위치에 있을 때는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\begin{aligned} A &= \frac{4Z}{(1+Z)^2} \\ B &= \frac{4Z}{K_n(1+Z)\sqrt{1+Z}} \quad (19) \end{aligned}$$

앞의 2.2절에서 밝힌바와 같이 최적의 Z 값은

$Z=1$ 일 때이지만 Z 는 노즐의 직경 (d_n), 노즐/플래퍼부의 초기 최대거리 (x_{f0}), 고정 오리피스 (d_o)의 함수이기 때문에 이들의 적절한 조합이 필요하게 된다. 여기서는 이들 변화가 동특성에 미치는 영향을 조사하기 위하여 두 개의 변수를 고정하고 하나의 변수를 변화시켰을 때 이 값들이 동특성에 미치는 영향을 조사해 보기로 한다. Fig. 6을 시뮬링크로 해석하기 위한 블록선도는 Fig. 7에 보였으며, 수치 시뮬레이션에 사용된 상수들은 다음과 같다.

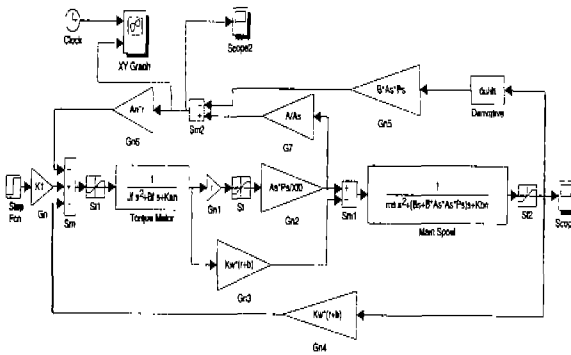


Fig. 7 Simulink Block Diagram for Servo Valve System Analysis

$$A_s = 78.54[\text{mm}^2], \quad b_s = 8.7251[\text{N} \cdot \text{s}/\text{mm}]$$

$$b_f = 0.0712[\text{mm} \cdot \text{N}/\text{mm}], \quad b = 21.8[\text{mm}]$$

$$C_o = 0.78^{(4)}, \quad C_d = 0.61^{(4)}, \quad C_{df} = 0.6^{(4)}$$

$$J_f = 1.9588e-5[\text{mm} \cdot \text{N}/(\text{mm}/\text{s}^2)]$$

$$k = 4.3571[\text{mm} \cdot \text{N}/\text{mA}], \quad r = 11.55[\text{mm}]$$

$$k_f = 59.077[\text{mm} \cdot \text{N}/\text{mm}], \quad x_o = 0.45[\text{mm}]$$

$$k_w = 15.6188[\text{mm} \cdot \text{N}/\text{mm}]$$

$$\rho = 8.3426e-9[\text{N} \cdot \text{s}^2/\text{mm}^4]$$

3. 결과 및 고찰

Fig. 8은 d_n 과 d_o 를 고정하고, x_{f0} 만을 변화시켜서 계산된 Z 값을 이용하여 동특성에 미치는

영향을 조사한 결과이고, Fig. 9는 d_o 와 x_{f0} 를 고정하고 d_n 값만을 변화시켰을 때 동특성에 미치는 영향을 조사한 결과이다. Fig. 10은 d_n , x_{f0} 를 고정하고 d_o 값만을 변화시켰을 때 동특성에 미치는 영향을 나타낸 결과이다. x_{f0} , d_n , d_o 의 초기 값들은 연구대상 밸브 설계시에 설계 알고리즘에 의하여 계산된 값들이다.

3.1 x_{f0} 의 영향

Fig. 8은 $Z = 0.5, 1, 2, 4$ 로 변화시켰을 때 노즐/플래퍼부에 발생하는 압력의 차를 나타낸 것으로 각 그래프에서 1은 최대 압력차, 2는 최소 압력차를 의미한다. $Z = 0.5$ 일 때에 비해서 $Z = 4$ 일 때 압력차의 크기가 비교적 적게 나타나고 있으며, 최대·최소 압력차의 크기도 적게 나타나고 있다. 이 결과는 고정된 오리피스에서 노즐/플래퍼의 간격이 길어짐에 비례하여 압력감도가 떨어지고, 불필요한 누설이 생겨나며 결국은 동적 특성이 매우 떨어진다는 것을 의미한다. 압력감도는 $Z = 0.5$ 일 때가 매우 우수하지만 시스템이 오염도에 민감해진다는 단점을 갖고 있기 때문에 설계시에 매우 중요한 인자로 취급해야 한다.

3.2 d_n 의 영향

Fig. 9은 d_n 값의 변화에 의하여 노즐/플래퍼부에 발생하는 압력의 차를 나타낸 것으로 그래프의 1은 최대 압력차, 2는 최소 압력차를 의미한다. Fig. 9도 역시 Fig. 8처럼 Z 값이 커짐에 따라 최대 압력차와 최소 압력차의 간격이 좁아지고 있다. 이것은 노즐/플래퍼 간극이 동일할 경우 노즐의 직경이 커짐에 따라 노즐부 속도에 의한 유동력이 현저히 적어진다는 것을 의미하며, 최대·최소의 압력차가 적어짐으로 인해서 시스템이 비교적 안정해 질 수 있는 장점도 있다.

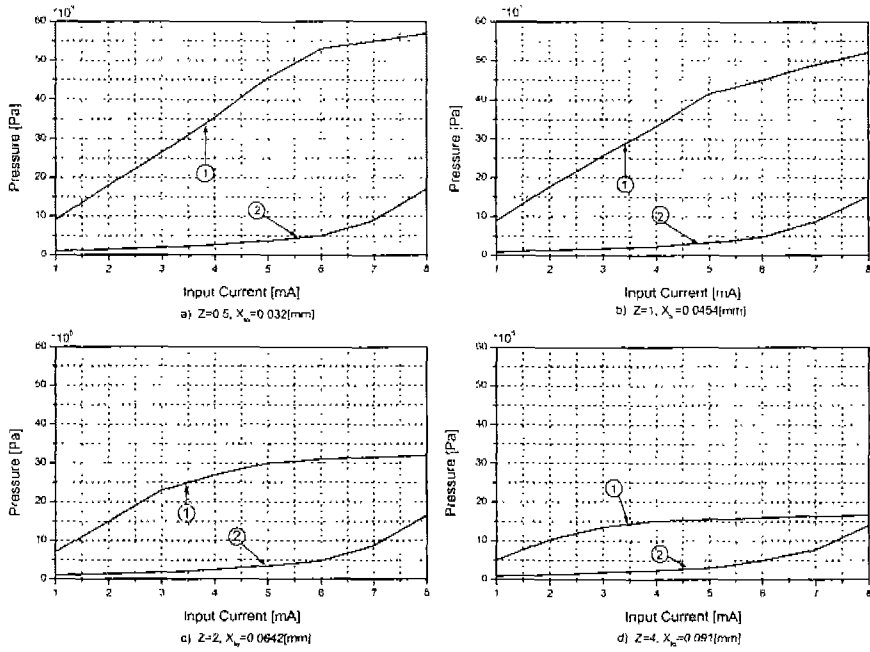


Fig. 8 Pressure Variation Characteristics by x_{fo} Change ($d_n, d_o = \text{fixed}$)

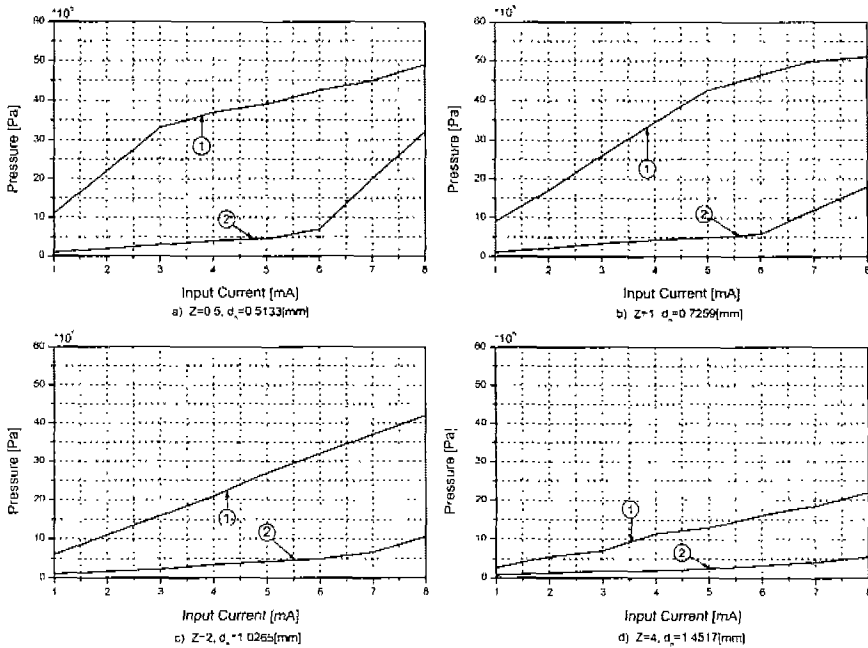


Fig. 9 Pressure Variation Characteristics by d_n Change ($x_{fo}, d_o = \text{fixed}$)

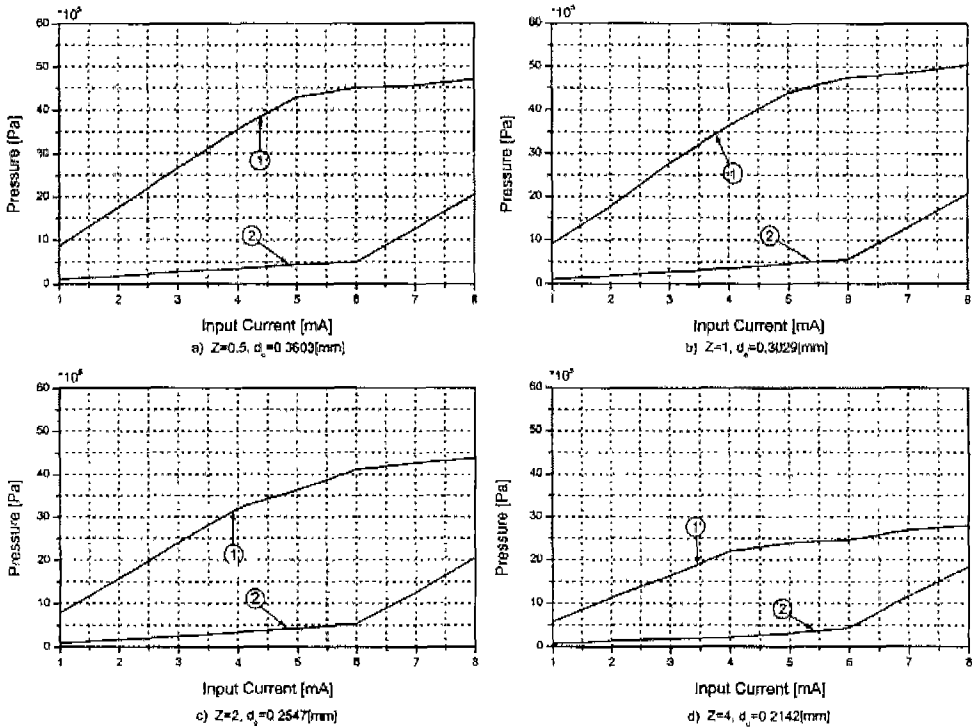


Fig. 10 Pressure Variation Characteristics by d_o Change (x_{fo} , d_n = fixed)

3.3 d_o 의 영향

Fig. 10은 d_o 값의 변화에 의하여 노즐/플래퍼부에 발생하는 압력의 차를 나타낸 것으로 그래프의 1은 최대 압력차, 2는 최소 압력차를 의미한다. 그림에서 $Z=4$ 인 경우에는 고정 오리피스의 직경이 $d_o=0.2142[\text{mm}]$ 이며, 본 연구 대상 밸브 시스템에서는 이미 오리피스의 특성을 갖지 못하여 시스템의 응답성을 떨어지게 하는 결과를 초래하며, 고응답 밸브의 설계시에는 노즐 직경과의 적절한 조합이 필요하다.

3.4 Z 값의 변화에 대한 응답특성

Fig. 11은 5[mA]의 전류를 스텝상으로 서보밸브 토크모터에 입력하였을 때 Z 값의 변화에 따른 응답특성을 나타낸 것이고, Table 1은 Fig.11의 결과를 요약한 것으로 $Z=1$ 일 때 응답특성이 가장 양호한 것을 보여준다.

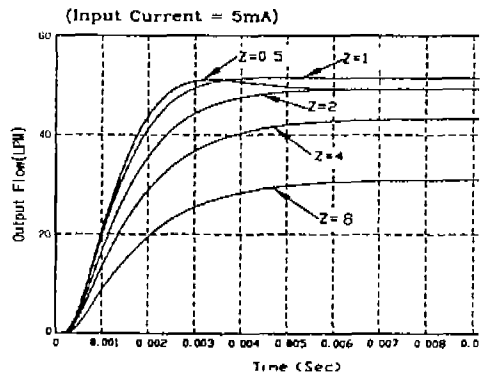


Fig. 11 Valve Output Flow Variation by Z Change

$x_{fo}=0.045[\text{mm}]$, $d_n=0.69088[\text{mm}]$, $d_o=0.31055[\text{mm}]$ 로 하여 $Z=1$ 을 만든 후, 시뮬레이션을 수행하였다. Fig.12는 밸브의 주파수 특성 시뮬레이션 결과 및 유사밸브⁵⁾의 실험결과를 나타낸 것으로, 본 연구의 설계기법에 의해 얻어진 데이터는 실험결과와 비교할 때 매우 양호한 일치성

을 보이고 있으며, 이 결과로부터 초기 설계시에 표준으로 정한 $P_c = 0.5P_s$ 와 시뮬레이션 결과로부터 얻어진 $Z=1$ 은 매우 타당하다는 것을 알 수 있으며, 시뮬링크에 의한 시뮬레이션 기법도 매우 양호하다는 것을 알 수 있다.

Table1 Valve Performance Comparison by Z Change

구분 No.	변환상수 Z	출력인자			
		Gain	상승시간 (sec)	오버슈트	정착시간 (sec)
1	0.5	96.1	0.0018	5 %	0.0045
2	1	100	0.0024	-	0.0032
3	2	96.1	0.0031	-	0.0044
4	4	84.4	0.0038	-	0.0054
5	8	60.2	0.0042	-	0.0060

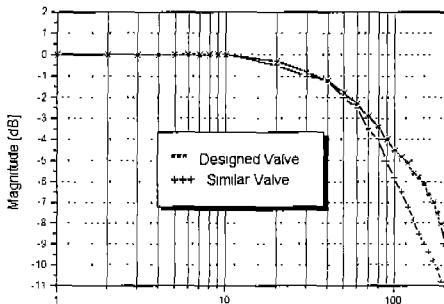


Fig. 12 Frequency Response Characteristics

4. 결론

본 연구에서는 힘 피드백방식 고응답 서보밸브를 대상으로 특성 해석을 위한 수학적 모델을 제시하고, 이 수학적 모델을 사용한 수치해석 블록을 완성하였다. 수치해석을 통하여 고정 오리피스 직경, 노즐 직경, 노즐/플레퍼부의 초기거리의 관계가 밸브 시스템 특성에 미치는 영향을 조사하였으며, 얻은 결론은 다음과 같다.

- 1) 유사밸브의 실험 결과와 본 연구의 시뮬레이션 결과를 통하여 Simulink를 이용한 수치해석 블록의 타당성이 검증되었고, 이 수치해석 기법을 사용함으로써 밸브 시스템

의 특성에 지배적인 인자로 작용하는 x_{f0} , d_n , d_o 및 Z 의 영향을 비교적 정확하게 예측할 수 있음을 확인하였다.

- 2) 노즐/오리피스 계수 (Z)의 증감에 따라 특성 변화가 비교적 크게 나타나지만 압력 감도를 고려할 때 $Z=1$ 의 값이 최적 설계면수임을 확인하였다.

참고 문헌

1. J. Watton, Fluid Power System, Prentice Hall, pp.394-403, 1989.
2. MOOG, Servo and Proportional Systems Catalog, pp.13-14, 1992.
3. H.E. Merrit, Hydraulic Control System, John Wiley & Sons, Inc., pp.101-105, 1976.
4. Tsun-Ying FENG, "Static and Dynamic Control Characteristics of Flapper/Nozzle Valves", Transactions of the ASME, Journal of Basic Engineering, pp.275-284, 1959.
5. MOOG, Servo and Proportional Systems Catalog, pp.57, 1996.
6. D. Wang, R. Dolid, M. Donath, "Development and Verification of a Two-Stage Flow Control Servo Valve", ASME, FPST-Vol.2, pp.121~129, 1995.
7. G. Van Schothorst, P.C. Teerhuis, "Describing-Function-Based Identification of a Nonlinear Servo-Valve Model", ASME, FPST-Vol.2, pp.131~138, 1995.