



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

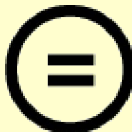
다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학석사 학위논문

노즐-플래퍼 방식 전기유압 서보밸브의 히스테리시스 특성 향상에 관한 연구



2014년 1월

부경대학교 산업대학원

기계공학과

박진현

공학석사 학위논문

노즐-플래퍼 방식 전기유압 서보밸브의 히스테리시스 특성 향상에 관한 연구

지도교수 곽 재 섭

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함.



2014년 1월

부경대학교 산업대학원

기계공학과

박 진 현

박진현의 공학석사 학위논문을 인준함

2013년 11월 22일



주심 공학박사 강 대 민 ㉠

위원 공학박사 김 태 완 ㉠

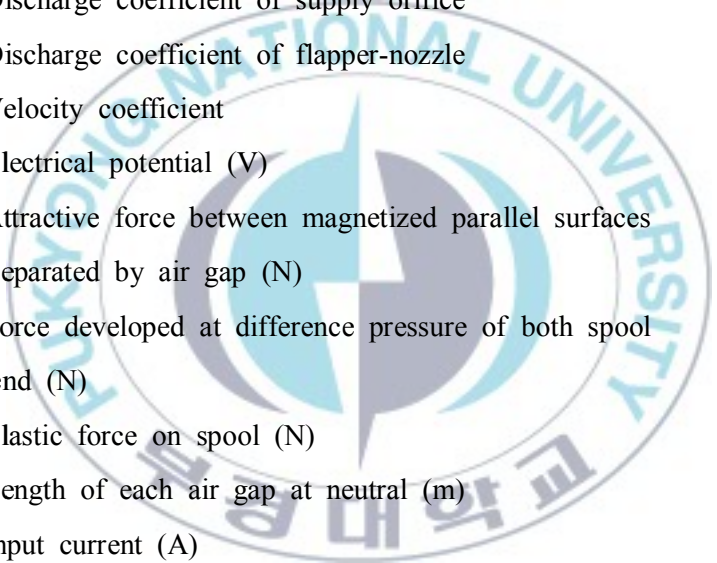
위원 공학박사 곽 재 섭 ㉠

목 차

Nomenclature	iii
List of tables	v
List of figures	vi
List of photographs	vii
 1. 서 론	 1
1.1 연구배경	1
1.2 연구동향 및 연구목적	2
 2. 이론적 배경	 3
2.1 노즐-플래퍼 방식 전기유압 서보밸브의 개요	3
2.1.1 서보밸브의 구성	3
2.1.2 서보밸브의 작동원리	7
2.2 노즐-플래퍼 방식 전기유압 서보밸브의 특성 분석	9
2.2.1 토크 모터부 분석	9
2.2.2 스톱-슬리브부 분석	16
 3 노즐-플래퍼 방식 전기유압 서보밸브의 시뮬레이션	 20
3.1 시뮬레이션 모델 개발	20
3.1.1 특성방정식의 유도	20
3.1.2 시뮬레이션 모델 개발	24

3.2 시뮬레이션 모델 검증	26
3.2.1 Model J076-125 서보밸브의 검증	26
3.2.2 Model 200 서보밸브의 검증	27
3.2.3 시뮬레이션 모델 검증 결과	28
3.3 시뮬레이션을 이용한 중요 파라미터 분석	30
3.4 시뮬레이션을 이용한 중요 파라미터 분석 결과	31
4. 노즐-플래퍼 방식 전기유압 서보밸브의 특성 평가	32
4.1 실험장치	32
4.2 시제품의 실험적 분석	38
4.2.1 플렉서 튜브 재질 변경에 따른 히스테리시스 특성 평가	38
4.2.2 플렉서 튜브 형상 변경에 따른 히스테리시스 특성 평가	45
5. 결 론	49
REFERENCES	51
ABSTRACT	53

Nomenclature



A	: Area normal to flux (m^2)
A_n	: Area of nozzle (m^2)
A_s	: Area of main spool (m^2)
B_f	: Damping coefficient (N.m.s)
C_d	: Discharge coefficient of supply orifice
C_{df}	: Discharge coefficient of flapper-nozzle
C_v	: Velocity coefficient
E	: Electrical potential (V)
F	: Attractive force between magnetized parallel surfaces separated by air gap (N)
F_h	: Force developed at difference pressure of both spool end (N)
F_s	: Elastic force on spool (N)
g	: Length of each air gap at neutral (m)
i	: Input current (A)
J_f	: Mass moment of inertia of armature-flapper (N.m.s^2)
K_f	: Stiffness of the flexure tube (N/m)
K_m	: Magnetic spring constant of torque motor
K_p	: Flow-pressure coefficient
K_t	: Constant of torque motor
K_w	: Stiffness of the feedback spring (N/m)

M_0	: Magneto motive force of permanent magnet (AT)
M_s	: Spool mass (kg)
N	: Turns of coil
P_a	: Pressure of port A (Pa)
P_b	: Pressure of port B (Pa)
P_s	: Supply pressure (Pa)
P_L	: Load pressure (Pa)
Q_a	: Flow rate of port A (m ³ /s)
Q_b	: Flow rate of port B (m ³ /s)
Q_L	: Load flow rate (m ³ /s)
R	: Reluctance of gap (AT/wb)
T_f	: Torque developed on flapper due to fluid through nozzle (N.m)
T_h	: Torque due to elastic force of flexure tube (N.m)
T_s	: Torque due to elastic force of feedback spring (N.m)
T_t	: Torque developed on armature due to electrical current input (N.m)
x	: Displacement of armature tip from neutral position (m)
x_f	: Flapper to nozzle distance (m)
x_{f0}	: Flapper to nozzle distance at null (m)
x_v	: Valve displacement from neutral (m)
β	: Effective bulk modulus
θ	: Angular deflection of armature (rad)
ϕ	: Magnetic flux in gap (wb)
ω	: Width area gradient of valve (m)

List of tables

Table 3.1 Simulation parameter of servo valve (J076-125)	26
Table 3.2 Simulation parameter of servo valve (200)	27
Table 3.3 The simulation results	28
Table 3.4 Parameter analysis of servo valve	30
Table 3.5 Experimental conditions	32
Table 3.6 Chemical composition(wt. %) of materials	38
Table 3.7 Mechanical properties of materials	39



List of figures

Fig. 2.1 Typical configuration of servo valve	4
Fig. 2.2 Schematic of electro-hydraulic servo valve	5
Fig. 2.3 Schematic of torque motor and nozzle-flapper	6
Fig. 2.4 Working principle of the servo valve	8
Fig. 2.5 Schematic of reluctances in torque motor	13
Fig. 2.6 Acting force on feedback spring	14
Fig. 2.7 Configuration of nozzle-flapper	15
Fig. 2.8 Configuration of spool-sleeve	19
Fig. 3.1 Block diagram of the servo valve	23
Fig. 3.2 Simulator model development using MATLAB simulink	25
Fig. 3.3 Simulated flow-current curve	29
Fig. 4.1 Schematic diagram of servo valve test equipment	33
Fig. 4.2 Principle of hysteresis measurement for flexure tube	40
Fig. 4.3 Relation between load and displacement of flexure tube according to applied materials	41
Fig. 4.4 Principle of hysteresis measurement for torque motor	43
Fig. 4.5 Hysteresis curve for torque motor	44
Fig. 4.6 Flexure tube dimension in newly developed model	46
Fig. 4.7 Hysteresis curve in developed flexure tube	47
Fig. 4.8 Flow hysteresis measured in two developed torque motors	48

List of photographs

Photo. 4.1	Servo valve test equipment	37
------------	----------------------------------	----



1. 서 론

1.1 연구 배경

특히 전기유압 서보밸브(이하 서보밸브라고 함)는 최근 유압시스템이 유량과 압력을 이용하여 위치, 속도, 힘 등을 제어 할 수 있는 고출력, 고정도의 특성 때문에 각종 산업용, 우주항공용, 군사용, 로봇에 이르기까지 널리 이용되고 있다. 전기유압 서보밸브는 서보제어유압시스템의 구성요소로써 전체 시스템의 성능을 좌우하는 필수적인 핵심부품이다. 따라서 미래첨단산업을 주도하는 분야에서 선진국과의 경쟁 우위를 확보하기 위해서는 서보밸브의 국산화 개발을 위한 설계 및 제작기술 개발은 반드시 선결되어야 할 과제이다. 현재 이에 대한 선행 연구가 많이 이루어져 있으나,^(1,2) 부품의 신뢰성에 따른 국내 수요 측면을 고려 할 때 아직 국내 생산품으로 개발되어 사용되는 실적이 거의 없을 정도이다.

본 연구는 서보밸브의 설계 및 제작을 위한 기반지식을 구축하여 국내 생산품으로 개발 된 서보밸브에 대한 신뢰성을 확보하여 서보제어유압시스템에 전반적으로 사용되어 질 수 있도록 하는데 그 연구 배경이 있다.

1.2 연구동향 및 연구목적

노즐-플래퍼 방식 전기유압 서보밸브는 1950년대에 미국의 무그(Moog)에 의해 처음 개발 되었고,⁽²⁾ 그 후 국내외적으로 정특성과 동특성에 관한 연구가 활발히 이루어졌다. 서보밸브는 토크 모터부와 1단 증폭부인 노즐-플래퍼, 2단 증폭부인 스톱-슬리브로 구성되어 있다. 최근 노즐-플래퍼 방식 서보밸브의 개발을 위한 노즐-플래퍼 해석과 스톱-슬리브 해석을 통한 최적 설계인자를 도출하기 위하여 서보밸브 모델링 및 수학적 모델을 구축하고, 서보밸브의 특성에 미치는 각 파라미터를 정량적으로 도출했음에도 불구하고 서보밸브의 각종 성능지수에 대한 주어진 목표 사양을 만족시키지 못하고 있다.

본 연구는 수치해석을 이용한 시뮬레이션 개발과 공개된 파라미터를 이용한 시뮬레이션 검증 및 시제품에 대한 검증을 통하여 노즐-플래퍼 방식 전기유압 서보밸브의 신뢰성을 확보하는데 연구 목적이 있다.

2. 이론적 배경

2.1 노즐-플래퍼 방식 전기유압 서보밸브의 개요

2.1.1 서보밸브의 구성

Fig. 2.1에 서보밸브의 기본구성을 블록선도 형태로 나타내었으며, 전류-변위 변환기는 전류신호를 변위 량으로 변환시키는 장치이며, 대표적인 것이 토크 모터이다. 유압증폭기는 토크 모터로부터 발생한 미세 변위를 주 밸브 구동에 필요한 유압력으로 변환하는 기구로서, 이 부분이 1단 증폭부이다. 1단 증폭부의 대표적인 것이 노즐-플래퍼 기구이며, 2단 증폭부인 주 밸브는 주로 스톱을 사용하며, 1단 증폭부에서 발생 된 압력이 스톱의 양 끝에 작용하여 스톱의 구동력으로 작용한다. 이 구동력에 따라 스톱의 위치가 결정되어 압력유의 유동방향과 유량, 압력을 제어하게 된다.

노즐-플래퍼 방식의 전기유압 서보밸브의 구조는 Fig. 2.2이며, 토크 모터와 노즐-플래퍼는 Fig. 2.3에 나타내었으며 다음과 같이 구성되어 있다.

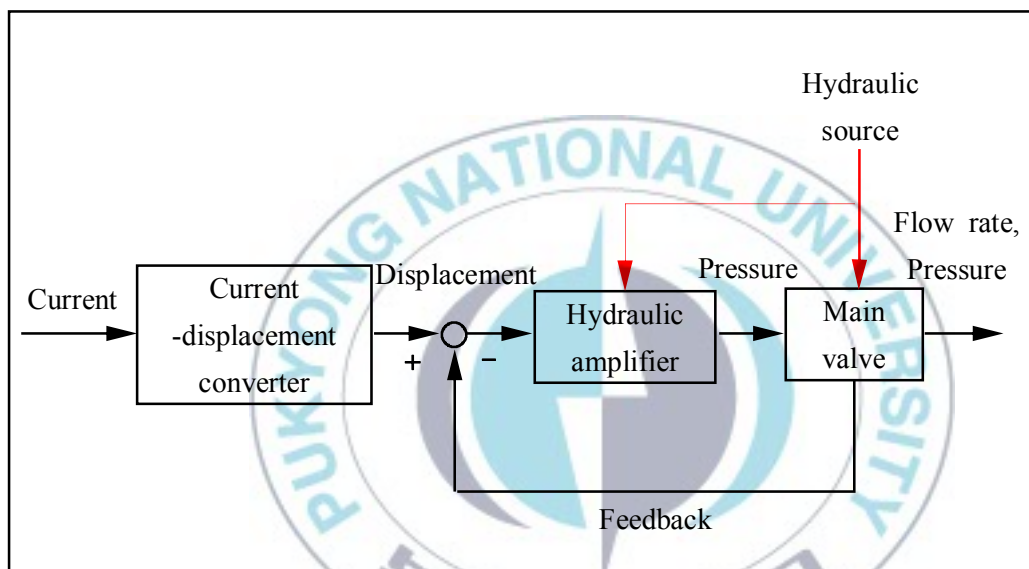


Fig. 2.1 Typical configuration of servo valve

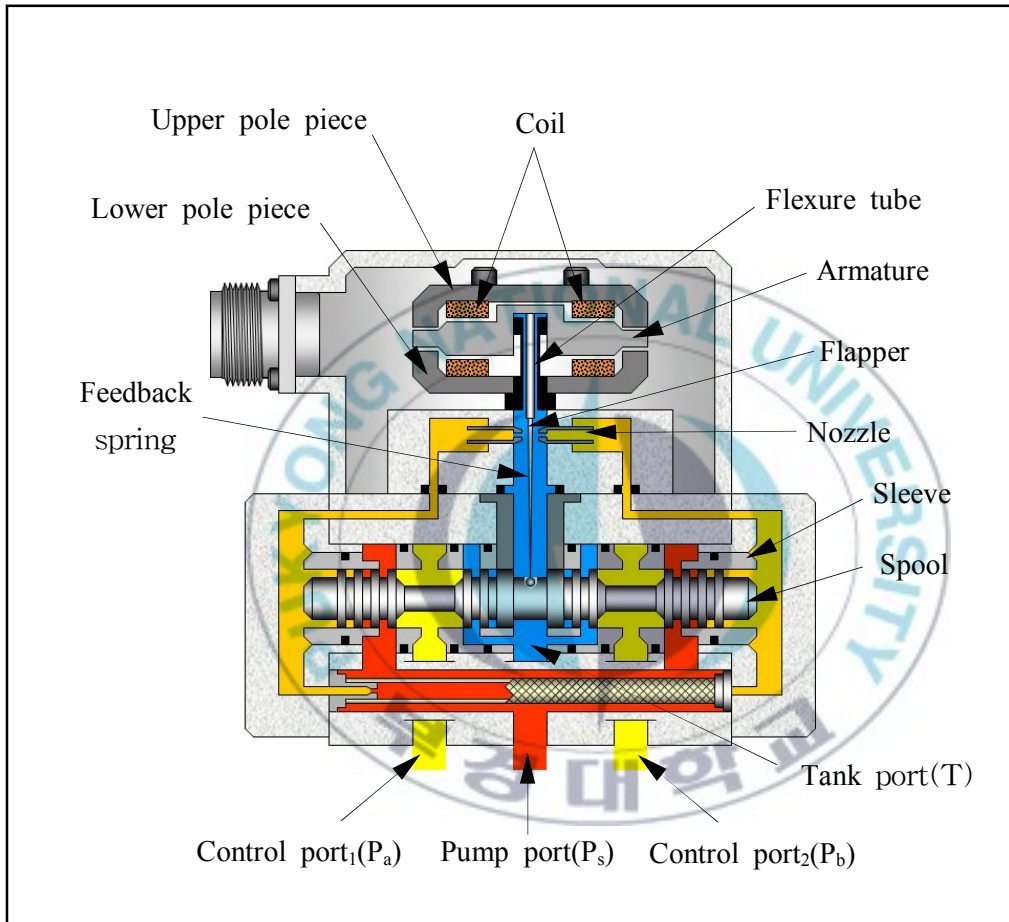
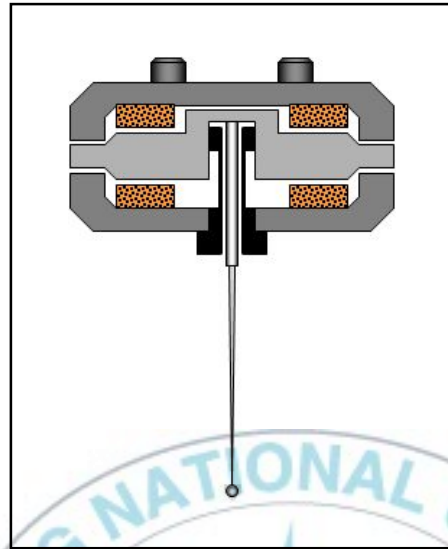
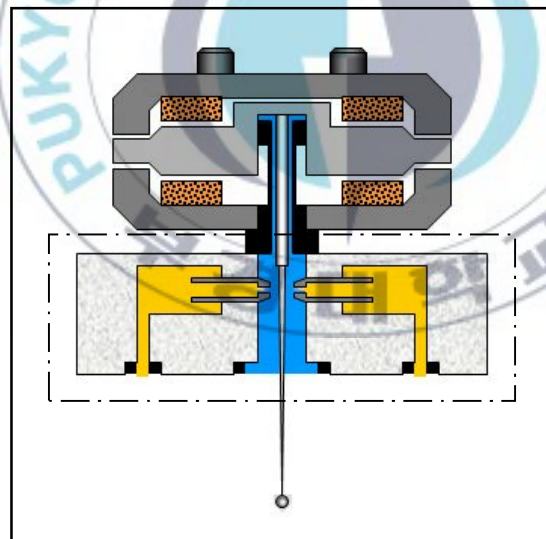


Fig. 2.2 Schematic of electro-hydraulic servo valve



(a) Torque motor

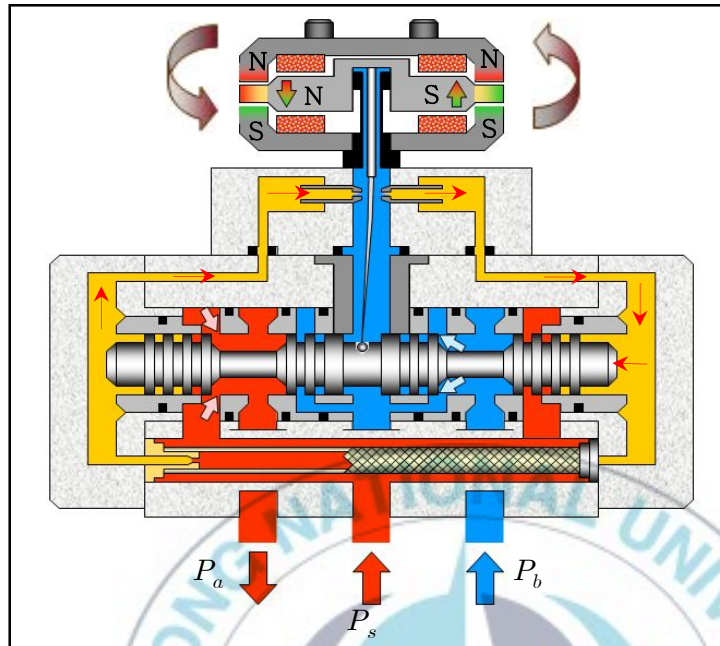


(b) Nozzle-flapper

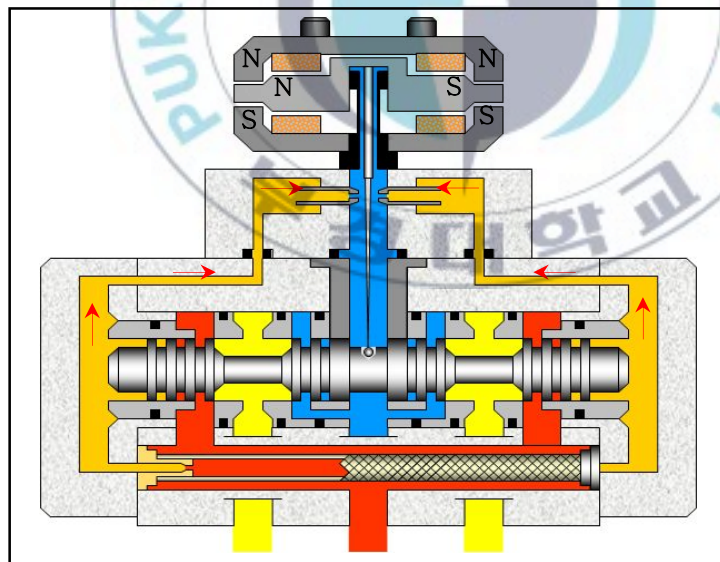
Fig. 2.3 Schematic of torque motor and nozzle-flapper

2.1.2 노즐-플래퍼 방식 전기유압 서보밸브의 작동원리

노즐-플래퍼 방식 전기유압 서보밸브의 작동원리를 Fig. 2.4에 나타내었으며, 그림에서 입력전류는 코일을 통하여 흐르고 아마추어는 자기적 극성(N, S)을 나타낸다. 입력 전류의 크기와 극성에 따라 발생하는 자기력으로 인하여 아마추어에 토크가 발생하면 아마추어는 기울어지게 된다. 좌우 노즐의 사이에 위치한 플래퍼는 토크 모터의 아마추어와 일체로 되어 있기 때문에 아마추어의 경사각 변화에 따라서 플래퍼와 노즐 사이의 틈새가 달라진다. 플래퍼와 노즐사이의 틈새 변화는 좌우 노즐의 배압을 변화시키며, 플래퍼에 가까운 쪽의 노즐 배압은 높아지고, 먼 쪽의 배압은 낮아진다. 좌우의 노즐 배압은 스톱의 양끝으로 전달되고, 이때 스톱 양 끝에 작용하는 압력의 차이에 비례하는 구동력에 의하여 스톱이 움직이며, 스톱의 변위는 스톱과 플래퍼에 연결하는 금속 봉 스프링인 기계식 피드백 기구에 의해 힘으로 변환되어, 아마추어에 발생한 토크와 정반대의 토크를 발생시켜, 플래퍼를 중립 위치로 되돌려 놓는다. 플래퍼가 중립 위치로 되돌아가면, 좌우의 노즐 배압은 같게 되고, 스톱은 그 위치에서 정지한다. 서보밸브에서는 이상과 같은 원리에 의해 입력 전류의 극성과 크기에 비례한 스톱의 변위 및 밸브 개도를 유지할 수 있으며, 밸브 개도에 따라 유량이 제어된다. 따라서 노즐-플래퍼 방식 전기유압 서보밸브란 스톱의 변위가 기계식 피드백 스프링에 의하여 기계적으로 피드백 되는 형식의 밸브를 말한다.



(a) The spool is moving to the target position



(b) The spool reaches the target position

Fig. 2.4 Working principle of the servo valve

2.2 노즐-플래퍼 방식 전기유압 서보밸브의 특성 분석

2.2.1 토크 모터부 분석

서보밸브의 토크 모터에 임의의 입력 전류를 가하였을 때, 토크 모터에 발생하는 토크는 입력 전류에 의해 발생하는 전자기력에 의한 토크와 플렉서 튜브의 탄성에 의한 토크, 스풀의 변위에 따른 피드백 스프링에 의한 토크 그리고 노즐-플래퍼 유동력에 의한 토크가 작용하게 된다.

Fig. 2.5는 자극과 전기자 사이 간극의 자기저항과 자기선속의 경로를 나타내며, 키르호프의 법칙에서⁽³⁾

$$E + Ni = R_1\phi_1 + R_4\phi_4 \quad (2.1)$$

$$E - Ni = R_3\phi_3 + R_2\phi_2 \quad (2.2)$$

따라서 각 간극의 자기저항은 다음과 같이 표현된다.

$$R_1 = R_4 = \frac{g - x}{\mu_0 A} \quad (2.3)$$

$$R_2 = R_3 = \frac{g + x}{\mu_0 A}$$

(2.4)

여기서 $E = M_0$, $\phi_1 = \phi_4$, $\phi_2 = \phi_3$, $R_1 = R_4$, $R_2 = R_3$ 로서, 각 간극의 자기선속은 다음과 같이 표현된다.

$$\phi_1 = \frac{M_0 + Ni}{2R_1} = \frac{\phi_g + \phi_c}{1 - \frac{x}{g}}$$

(2.5)

$$\phi_2 = \frac{M_0 - Ni}{2R_2} = \frac{\phi_g - \phi_c}{1 + \frac{x}{g}}$$

(2.6)

위 식에서 ϕ_g 는 중립상태의 자기선속($=M_0/2R_g$)이고, ϕ_c 는 인가 전류에 의한 자기선속($=Ni/2R_g$), R_g 는 중립상태의 각 간극에 대한 자기저항($=g/\mu_0 A$)이다.

자기장내의 자기력은 다음과 같다.⁽¹⁾

$$F = 4.42 \times 10^{-8} \frac{(\phi_1^2 - \phi_2^2)}{\mu_0 A}$$

(2.7)

자기장내의 자기력에 의한 토크는 간극이 양쪽 대칭으로 2배의 토크가 작용하게 되므로 다음과 같이 표현된다.

$$T_f = 2a(\phi_1^2 - \phi_2^2) \frac{4.42 \times 10^{-8}}{\mu_0 A} \quad (2.8)$$

식 (2.8)에 식 (2.5)와 식 (2.6)을 대입하면 다음과 같다.

$$T_f = \frac{\left(1 + \frac{x^2}{g^2}\right) K_t i + \left(1 + \frac{\phi_c^2}{\phi_g^2}\right) K_m \theta}{\left(1 - \frac{x^2}{g^2}\right)^2} \quad (2.9)$$

여기서 K_t 는 토크 모터의 토크 상수 $[=4.42 \times 10^{-8}(a/g)(N_c \phi_g)]$ 이며, K_m 은 토크 모터의 자기 스프링 상수 $[=4.42 \times 10^{-8}(a/g)^2(R_g \phi_g^2)]$ 이다.

토크 모터는 영구 자석의 보호, 정적 안정성과 선형성 향상을 위해 $\left(\frac{x}{g}\right)^2 \ll 1, \left(\frac{\phi_c}{\phi_g}\right)^2 \ll 1$ 과 같이 설계한다. 따라서 토크 모터에 임의의 전류를 가하였을 때, 전자기력에 의한 토크 T_t 는 다음과 같다.

$$T_t = K_t \cdot i + K_m \theta \quad (2.10)$$

마그네트의 회전 변위 발생으로 플렉서 튜브의 탄성에 의한 토크 T_f 는 다음과 같이 표현된다.

$$T_f = K_f \cdot \theta \quad (2.11)$$

Fig. 2.6은 스풀 변위에 따른 피드백 스프링 양단에 작용하는 힘 F_s 와 모멘트 M_s 의 반작용을 나타내며, 토크 T_s 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} T_s &= M_s + F_s \cdot r \\ &= K_w \cdot [(r+b)\theta + x_v](r+b) \end{aligned} \quad (2.12)$$

Fig. 2.7은 노즐로부터 분사되는 유체에 의해 플래퍼에 작용하는 유동력을 나타내며, 노즐-플래퍼 유동력에 의한 토크 T_h 는 다음과 같다.⁽¹⁾

$$\begin{aligned} T_h &= (F_2 - F_1) \cdot r \\ &= (P_1 - P_2)A_n \cdot r + 4\pi^2 C_{df}^2 [(x_{f0} - x_f)^2 P_2 - (x_{f0} + x_f)^2 P_1] \cdot r \end{aligned} \quad (2.13)$$

따라서 토크 모터에 임의의 입력 전류를 가하였을 때, 토크 모터에 발생하는 토크의 관계식은 다음과 같다.

$$J_f \cdot \frac{d^2\theta}{dt^2} + B_f \cdot \frac{d\theta}{dt} = T_f + T_h - T_s - T_t \quad (2.14)$$

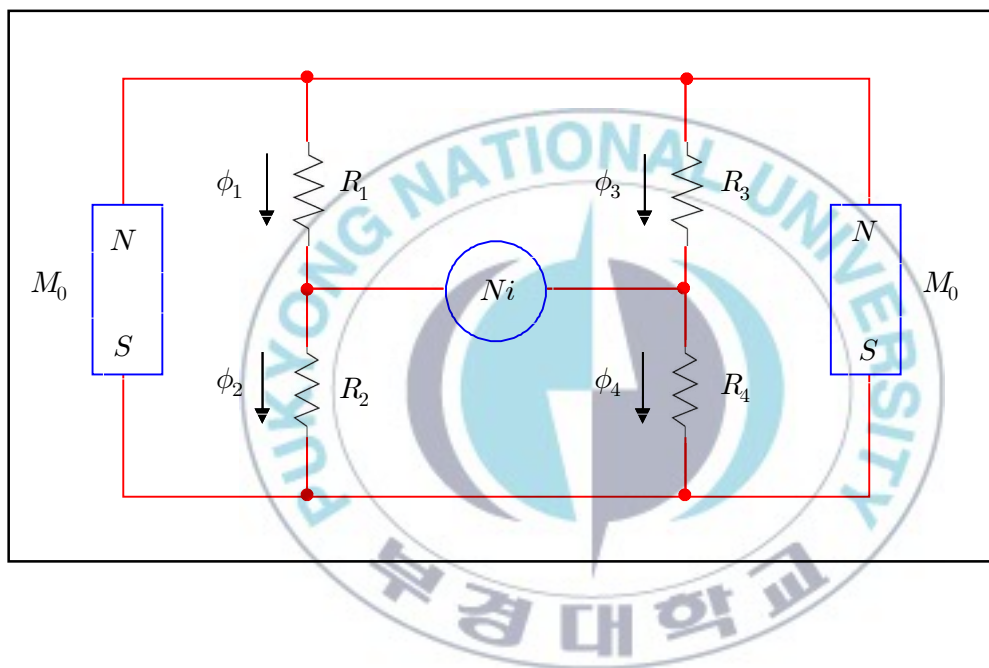


Fig. 2.5 Schematic of reluctances in torque motor

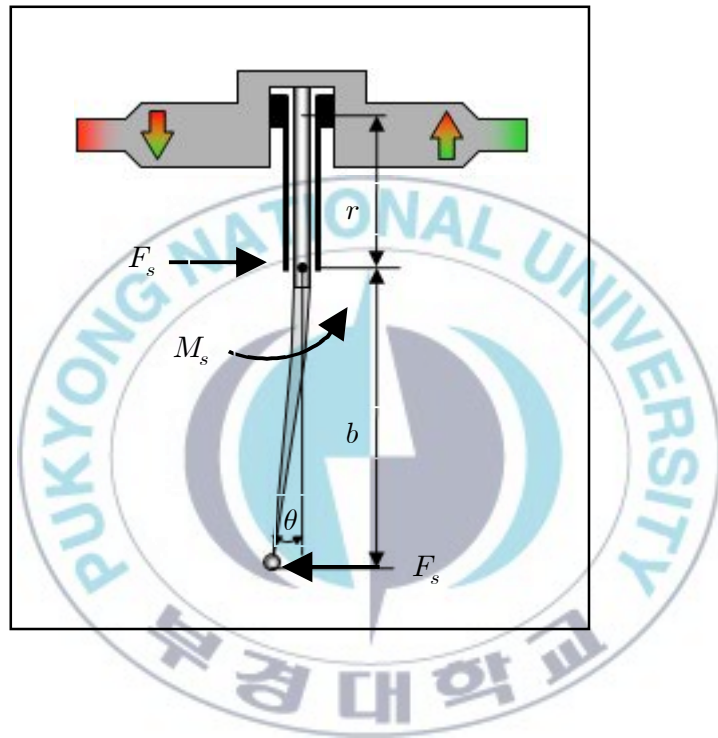


Fig. 2.6 Acting force on feedback spring

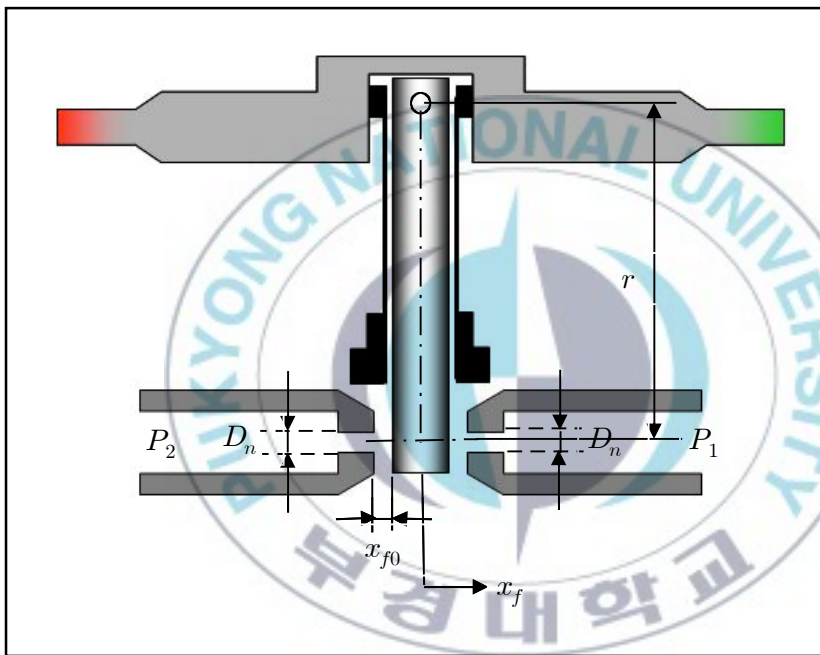


Fig. 2.7 Configuration of nozzle-flapper

2.2.2 스톱-슬리브부 분석

공급라인으로부터 오리피스를 통과한 유량은 밸브의 노즐-플래퍼로 공급되며, 밸브 스톱에 작용하는 힘은 밸브의 포트를 통과하여 흐르는 유체에 의한 정상상태 및 과도상태의 유동력 F_f 와 스톱 양단의 압력차에 의해 발생하는 힘 F_k , 그리고 피드백스프링의 변형에 의해 연결점에 작용하는 힘 F_s 로 구분된다.

Fig. 2.8은 스톱-슬리브부에 대한 상세도이며, 이때 서보밸브 스톱-슬리브 내부에서의 압력 변화에 대한 연속방정식은 다음과 같다.

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{\beta}{V_1} \cdot (Q_{s1} - Q_1 - A_s x_v) \quad (2.15)$$

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{\beta}{V_2} \cdot (Q_{s2} - Q_2 + A_s x_v) \quad (2.16)$$

여기서 스풀 양단의 챔버 체적은 다음과 같다.

$$V_1 = V_0 + A_s x_v, \quad V_2 = V_0 - A_s x_v \quad (2.17)$$

스풀-슬리브 내에서의 유체 유량 변동에 의한 챔버 내에서의 과도상태 유동력 방정식 F_t 는 다음과 같다.

$$F_t = (L_1 - L_2) C_d \omega \sqrt{\rho(P_s - P_L)} \frac{dx_v}{dt} \quad (2.18)$$

그리고 스풀-슬리브 내에서의 유체 유로 면적 제어에 의해 정상상태 유동력 방정식 F_{t0} 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} F_{t0} &= \rho Q_a \frac{Q_a}{C_c \cdot \omega x_v} \cos\theta + \rho Q_b \frac{Q_b}{C_c \cdot \omega x_v} \cos\theta \\ &= 2C_d C_v \omega (P_s - P_L) x_v \cos\theta \end{aligned} \quad (2.19)$$

스풀에 작용하는 유동력 F_f 는 과도상태의 유동력 F_t 와 정상상태 유동력 F_{t0} 의 합성력으로 표현된다.

$$F_f = F_t + F_{t0} \quad (2.20)$$

스플 양단의 압력차에 의해 발생하는 힘은 다음과 같다.

$$F_h = (P_a - P_b)A_s \quad (2.21)$$

피드백스프링의 변형에 의해 연결점에 작용하는 힘은 다음과 같이 나타낸다.

$$F_s = K_w[(r + b)\theta - x_v] \quad (2.22)$$

위의 식을 종합하여 밸브 스톱에 작용하는 운동방정식을 나타내면 다음과 같이 표현 할 수 있다.

$$\begin{aligned} M_s \frac{d^2 x_v}{dt^2} + B_s \frac{dx_v}{dt} &= F_h + F_s - F_t \\ (P_{n1} - P_{n2})A_s + K_w(r + b)\theta &= M_s \frac{d^2 x_v}{dt^2} \\ &+ [B_s + (L_1 - L_2)C_d \omega \sqrt{\rho(P_s - P_L)}] \frac{dx_v}{dt} \\ &+ [2C_d C_v \omega (P_s - P_L) \cos \theta + K_w] \cdot x_v \end{aligned} \quad (2.24)$$

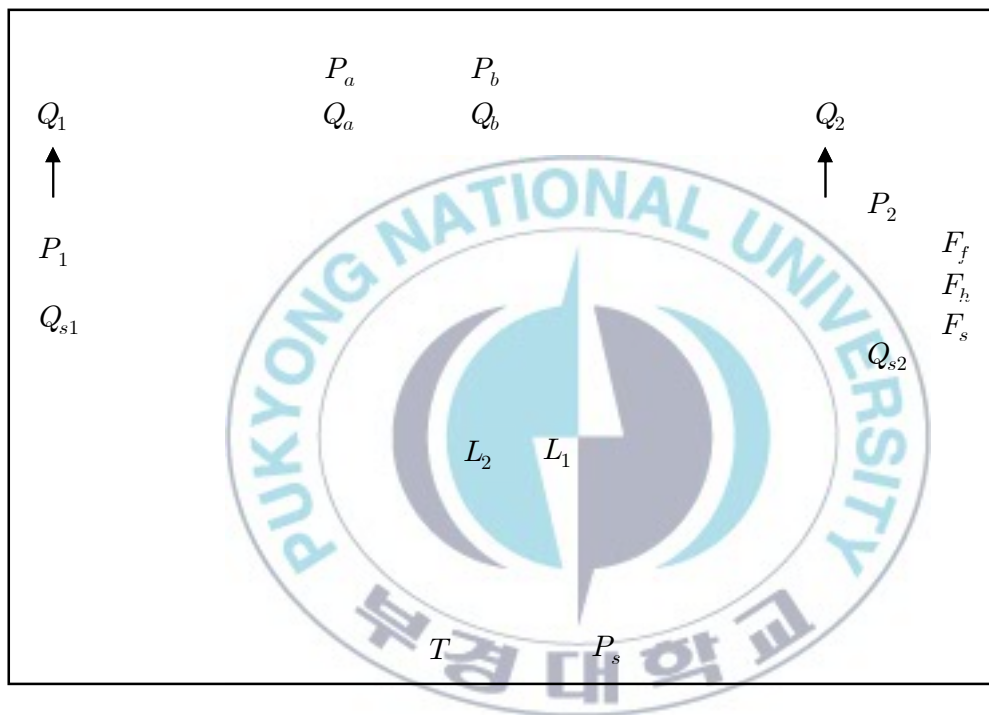
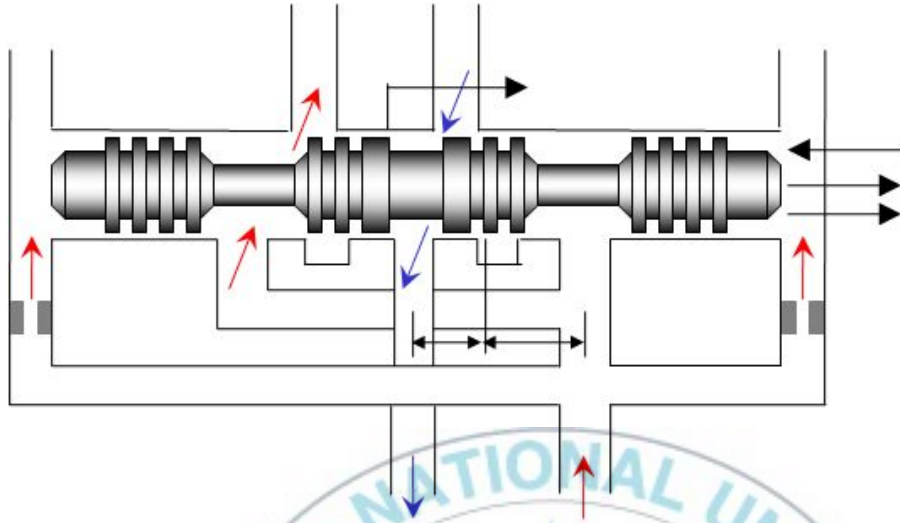


Fig. 2.8 Configuration of spool-sleeve



3. 노즐-플래퍼 방식 전기유압 서보밸브의 시뮬레이션

3.1 시뮬레이션 모델 개발

3.1.1 특성 방정식의 유도

서보밸브의 스톱-슬리브가 좌우 대칭이고 임계 센터형인 경우에, 서보밸브의 정상 상태 응답 특성식이 다음과 같이 표현된다.⁽¹⁾

$$Q_L = C_d w x \sqrt{\left(P_s - \frac{x}{|x|} P_L\right) / \rho} \quad (3.1)$$

서보밸브에서 서보 증폭기로부터 공급되는 입력 전류와 스톱 변위사이의 방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$x = k_v \cdot i \quad (3.2)$$

여기서 k_v 는 서보밸브의 변위-전류 계수이다.

식 (3.1)을 식 (3.2)에 대입하면 다음 식이 얻어진다.

$$Q_L = C_d w k_v i \sqrt{\left(P_s - \frac{i}{|i|} P_L\right) / \rho} \quad (3.3)$$

식 (3.3)으로 부터, 부하 유량 Q_L 은 x 와 P_L 의 함수로 표시되는 비선형 방정식임을 알 수 있으며, 이 식을 유압 시스템의 동작점 부근에서 선형화함으로써 다음과 같은 근사식을 얻는다.⁽⁵⁾

$$\Delta Q_L = k_x \Delta x - k_p \Delta p_L \quad (3.4)$$

$$\Delta p_L = k_{xp} \Delta x - \frac{1}{k_p} \Delta Q_L \quad (3.5)$$

여기서 k_x 유량-변위 계수이고, k_p 는 유량-압력 계수로 다음과 같이 정의 된다.

$$k_x = \frac{\partial Q_L}{\partial x}, \quad k_p = \frac{\partial Q_L}{\partial p_L} \quad (3.6)$$

부하 유량 Q_L 은 선형화 유량 방정식 식 (3.4)에 근거하여 다음과 같이 표시 된다.⁽⁵⁾

$$\begin{aligned} Q_L(s) &= k_x G_x(s) k_a u(s) - k_p p_L(s) \\ &= k_i \frac{G_x(s)}{k_v} i(s) - k_p p_L(s) \end{aligned} \quad (3.7)$$

여기서 k_i 는 서보밸브의 유량-전류 계수이며, $k_i = k_v k_x$ 이다.

$G_v(s)$ 는 서보밸브 입력 전류 i 와 유량 Q_x 사이의 전달함수이며, 2차계로 표시하면 식(3.8)로 나타낼 수 있으며, Fig. 3.1의 블록선도로 표시 할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 G_v(s) &= k_i \frac{G_x(s)}{k_n} = k_i \frac{w_n^2}{s^2 + 2\zeta w_n s + w_n^2} \\
 &= k_i \frac{1}{\left(\frac{s}{w_n}\right)^2 + \left(\frac{2\zeta}{w_n}\right)s + 1}
 \end{aligned}$$

(3.8)



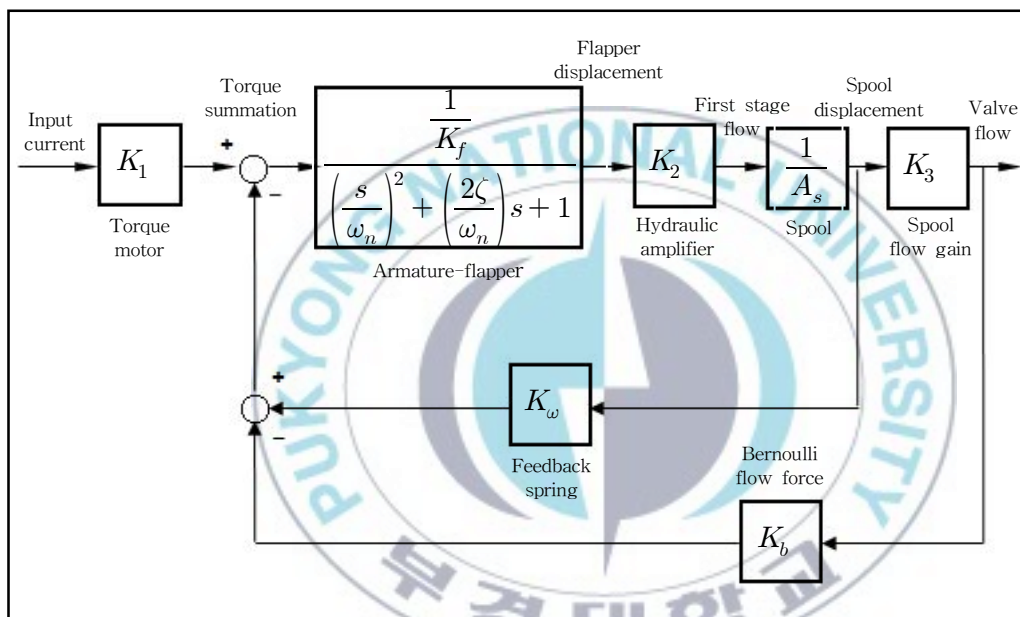
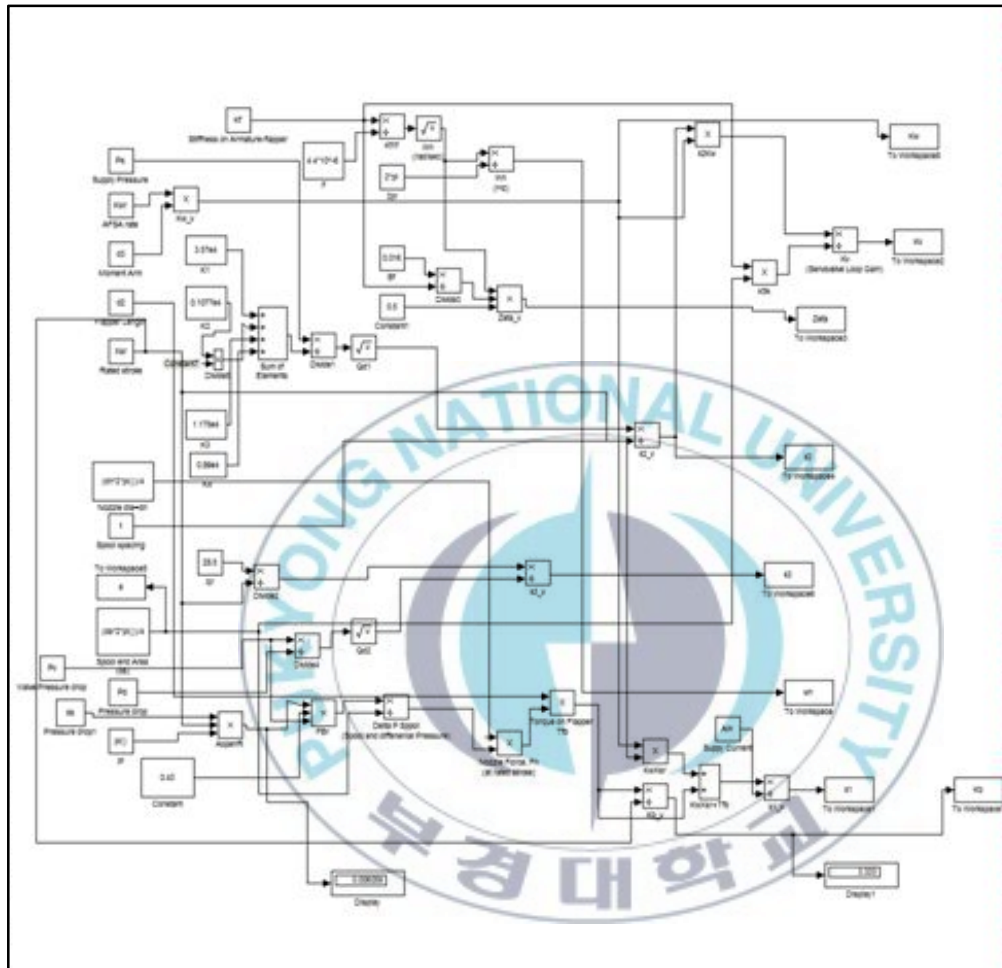


Fig. 3.1 Block diagram of the servo valve

3.1.2 시뮬레이션 모델 개발

본 연구에서는 지금까지 유도 된 수식들을 이용하여 Fig. 3.2와 같이 시뮬레이션 모델을 개발하였으며, 시뮬레이션 모델에 사용 된 프로그램은 MATLAB simulink를 이용하였으며, 개발 된 모델을 바탕으로 서보밸브 성능에 미치는 중요 파라미터를 구하고자 한다.





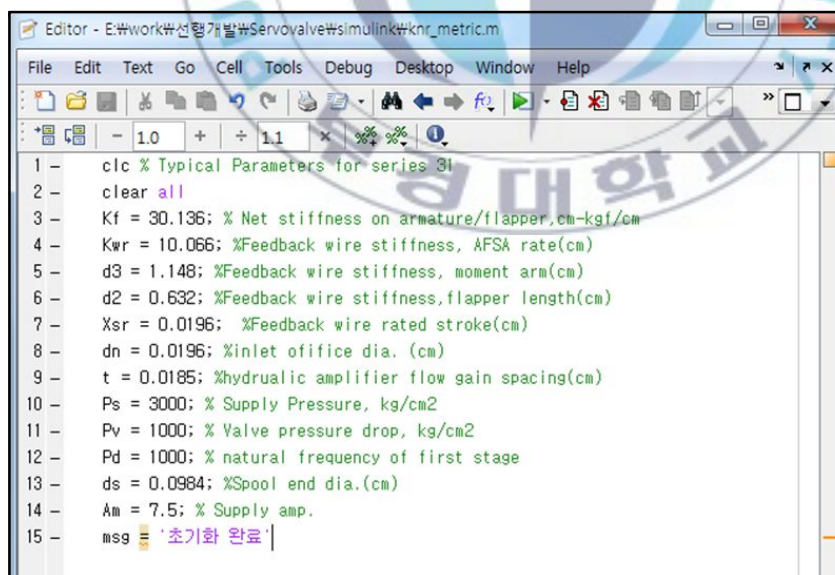
- 26 -

시뮬레이션 모델 검증을 위하여 본 연구에서는 실제 실험에 사용될 서보밸브는 무그(Moog)사의 J076-125 모델과 스타(Star)사의 200 모델 서보밸브를 바탕으로 밸브를 구성하는 컴포넌트를 실측하여 시뮬레이션 모델에 적용하였으며, 시뮬레이션 모델에서 도출되는 유량 결과와 실제 실험에서 도출되는 유량 결과를 비교하여 시뮬레이션 모델을 검증하였다.

3.2.1 Model J076-125 서보밸브의 검증

실제 진단 실험에서 적용 될 서보밸브 인 무그(Moog)사의 J076-125 모델의 파라미터 수치의 값은 Table 3.1과 같다.

Table 3.1 Simulation parameter of servo valve(J076-125)



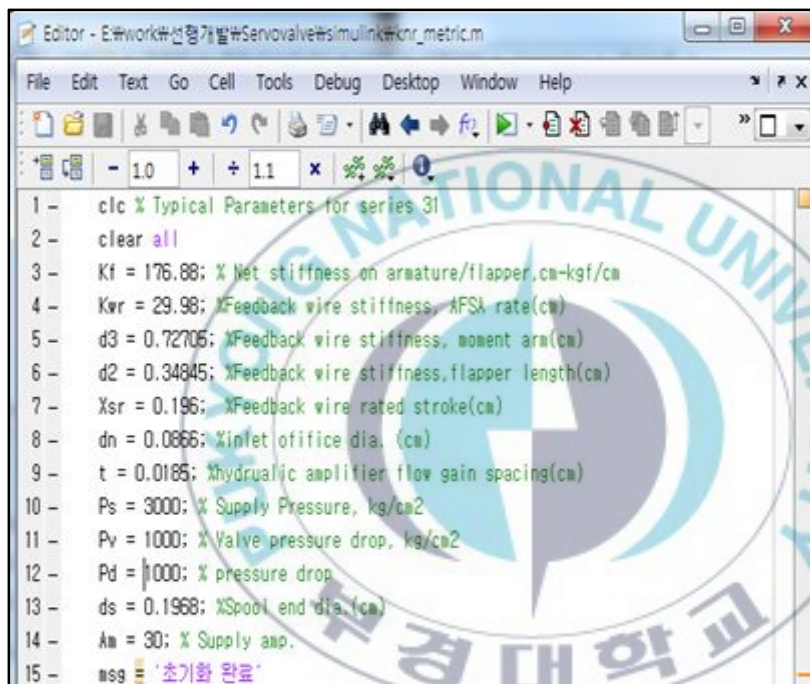
```

1 - clc % Typical Parameters for series 31
2 - clear all
3 - Kf = 30.136; % Net stiffness on armature/flapper, cm-kgf/cm
4 - Kwr = 10.066; % Feedback wire stiffness, AFSA rate(cm)
5 - d3 = 1.148; % Feedback wire stiffness, moment arm(cm)
6 - d2 = 0.632; % Feedback wire stiffness, flapper length(cm)
7 - Xsr = 0.0196; % Feedback wire rated stroke(cm)
8 - dn = 0.0196; % Inlet orifice dia. (cm)
9 - t = 0.0185; % Hydraulic amplifier flow gain spacing(cm)
10 - Ps = 3000; % Supply Pressure, kg/cm2
11 - Pv = 1000; % Valve pressure drop, kg/cm2
12 - Pd = 1000; % natural frequency of first stage
13 - ds = 0.0984; % Spool end dia.(cm)
14 - Am = 7.5; % Supply amp.
15 - msg = '초기화 완료'
  
```

3.2.2 Model 200 서보밸브의 검증

실제 진단 실험에서 적용 될 서보밸브 인 스타(Star)사의 200 모델의 파라미터 수치의 값은 Table 3.2에 주어진다.

Table 3.2 Simulation parameter of servo valve(200)



```

1 - clc % Typical Parameters for series 31
2 - clear all
3 - Kf = 176.88; % Net stiffness on armature/flapper, cm-kgf/cm
4 - Kwr = 29.98; %Feedback wire stiffness, AFS rate(cm)
5 - d3 = 0.72705; %Feedback wire stiffness, moment arm(cm)
6 - d2 = 0.34845; %Feedback wire stiffness, flapper length(cm)
7 - Xsr = 0.196; %Feedback wire rated stroke(cm)
8 - dn = 0.0866; %inlet orifice dia. (cm)
9 - t = 0.0185; %hydraulic amplifier flow gain spacing(cm)
10 - Ps = 3000; % Supply Pressure, kg/cm2
11 - Pv = 1000; % Valve pressure drop, kg/cm2
12 - Pd = 1000; % pressure drop
13 - ds = 0.1968; %Spool end dia. (cm)
14 - Am = 30; % Supply amp.
15 - msg = '초기화 완료'
  
```

3.2.3 시뮬레이션 모델 검증 결과

시뮬레이션 모델 검증 결과 무그(Moog)사의 J076-125 모델과 스타(Star)사의 200 모델의 정격유량이 실험결과와 비교할 때 매우 양호한 일치성을 보이고 있으며, Fig. 3.3은 각각의 서보밸브에 정력전류를 토크 모터에 입력하였을 때 정력유량을 나타낸 것이고, Table 3.3은 정격유량의 실험 결과를 요약한 것이다.

Table 3.3 The simulation results

Model	Maker	Current(mA)	Rated flow(ℓ /min)	
			spec	result
J076-125	Moog	± 7.5	30.0	28.0
200	Star	± 30	14.0	16.1

(a) J076-125 Model

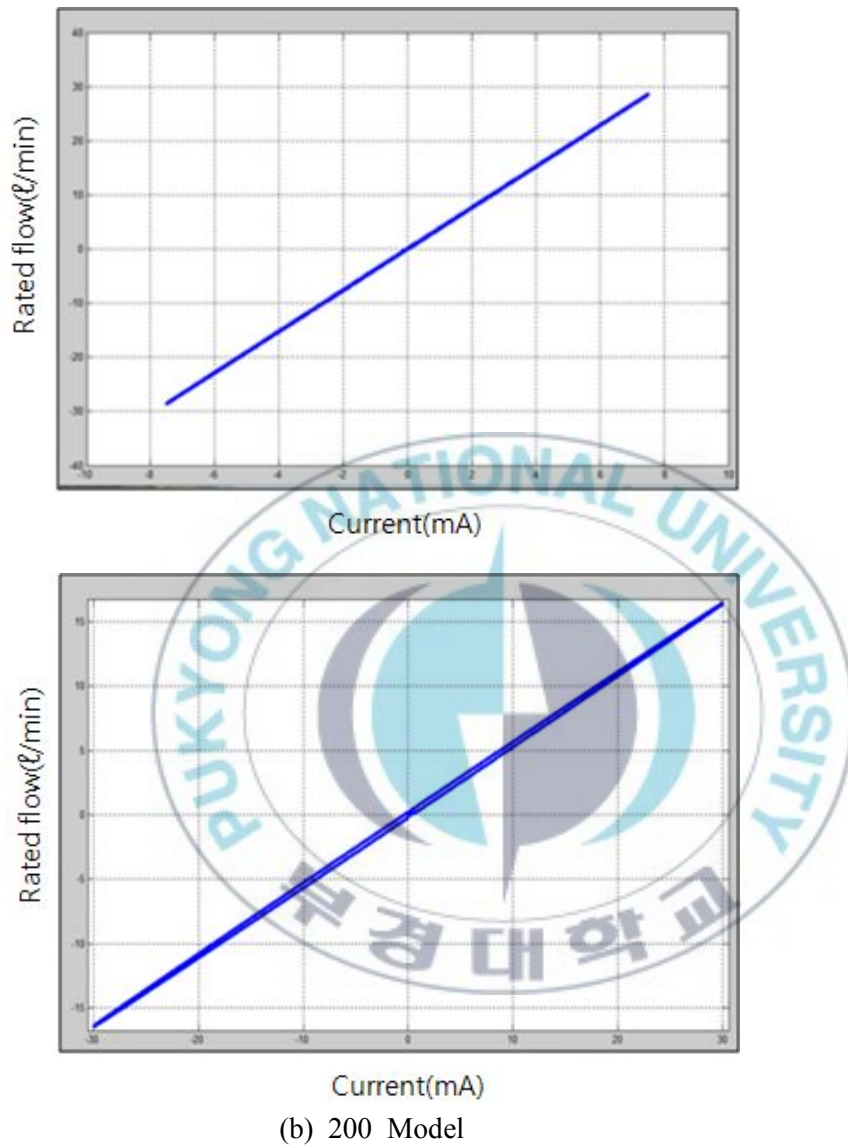


Fig. 3.3 Simulated flow-current curve

3.3 시뮬레이션을 이용한 중요 파라미터 분석

중요 파라미터 분석은 특정 파라미터의 변화에 대한 서보밸브 유량, 히스테리시스의 변화를 정량적으로 정의함으로써 특정 파라미터가 서보밸브의 출력에 미치는 영향을 파악하여 이를 설계 지식으로 활용하였다.

Table 3.4 Parameter analysis of servo valve

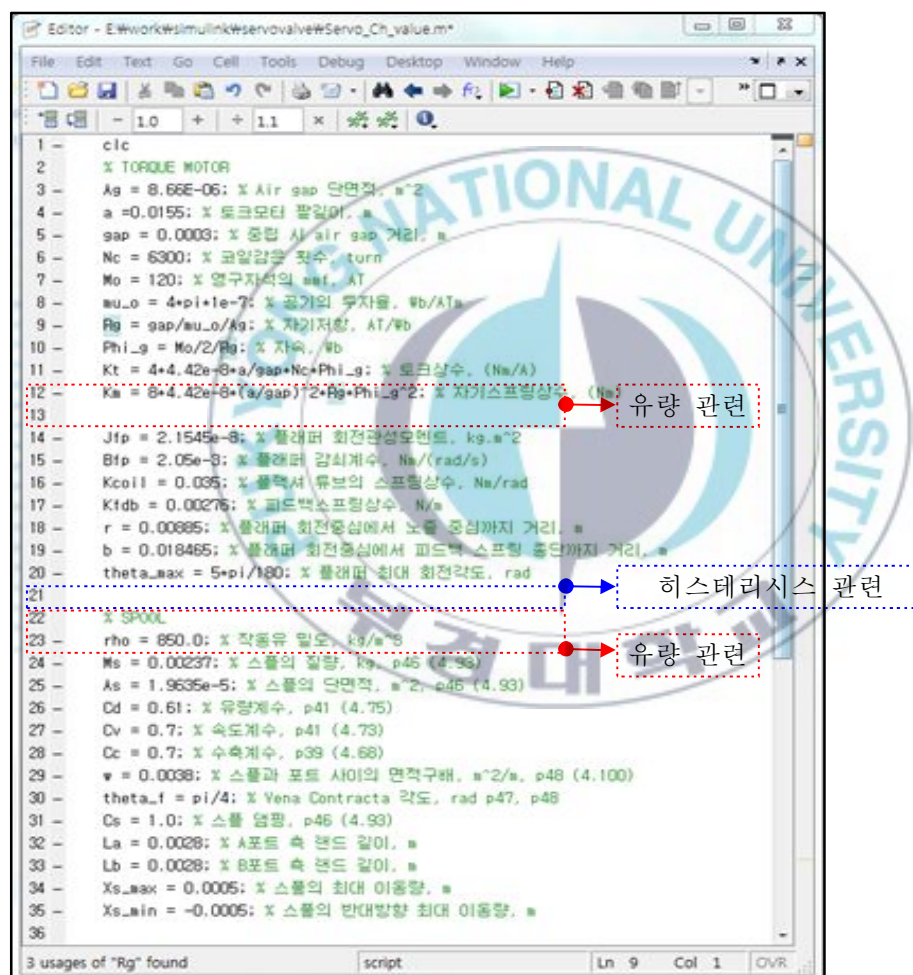
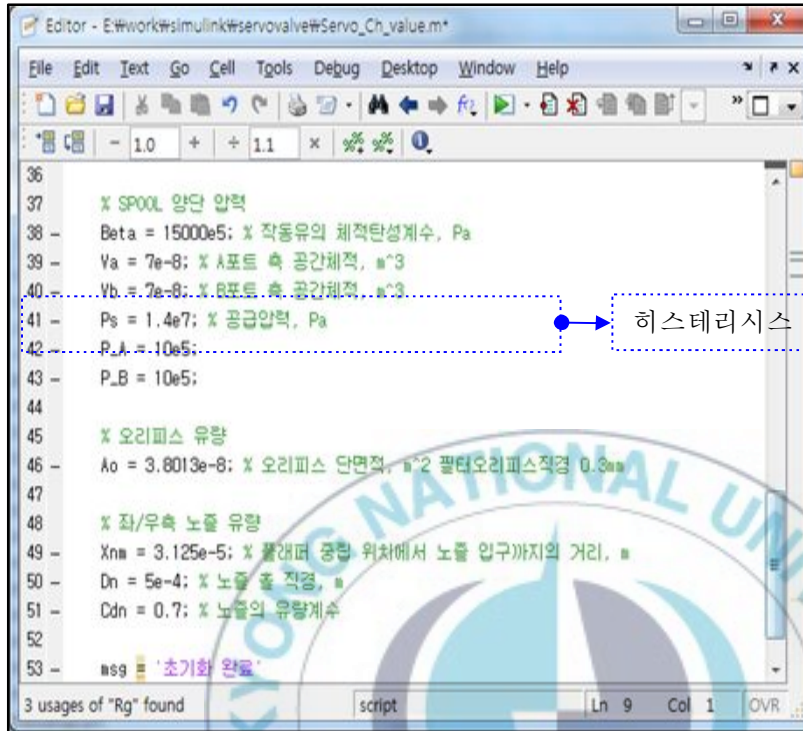


Table 3.4 Parameter analysis of servo valve



3.4 시뮬레이션을 이용한 중요 파라미터 분석 결과

서보밸브의 유량에 영향을 미치는 파라미터로는 코일의 감은 횟수, 영구자석의 기자력, 플렉서 튜브의 스프링 상수, 피드백 스프링 상수이며, 히스테리시스에 영향을 미치는 파라미터로는 플래퍼 감쇠계수와 서보밸브 컨트롤 포트 측의 공간 체적으로 검증되었다.

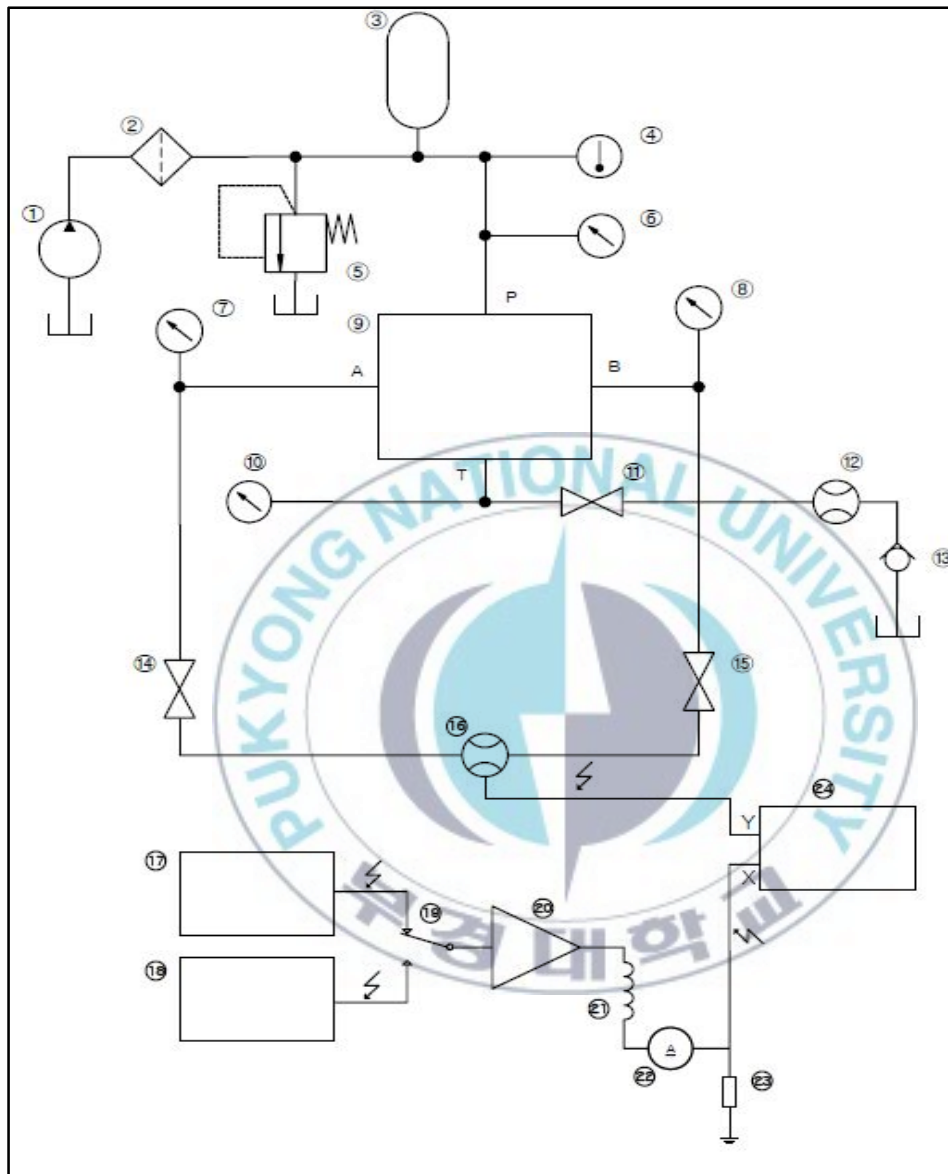
4. 노즐-플래퍼 방식 전기유압 서보밸브 특성 평가

4.1 실험장치

시뮬레이션 검정을 통해 분석된 서보밸브의 유량과 히스테리시스에 관련된 파라미터를 실 제작물에 적용하여 그 결과를 도출하기 위해 Fig. 4.1과 같이 유압회로를 구성하였으며, 실험에 사용된 시험조건을 Table 3.5에 나타내었으며, Photo. 4.1은 유압회로와 토크 모터부의 AFSA(Armature-Flapper-Spring Assembly) alignment, Air gap measurement, Nozzle diameter & gap을 측정하기 위한 실험 장치를 구성하였다.

Table 3.5 Experimental conditions

Parameter	Conditions
Ambient temperature	20℃±5℃
Fluid cleanliness	14/12/10
Fluid type	DTE Light
Fluid viscosity	32cSt±8cSt
Pressure drop	21MPa±2%



(a) No-load flow rate test

Fig. 4.1 Schematic diagram of servo valve test equipment

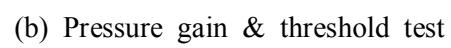
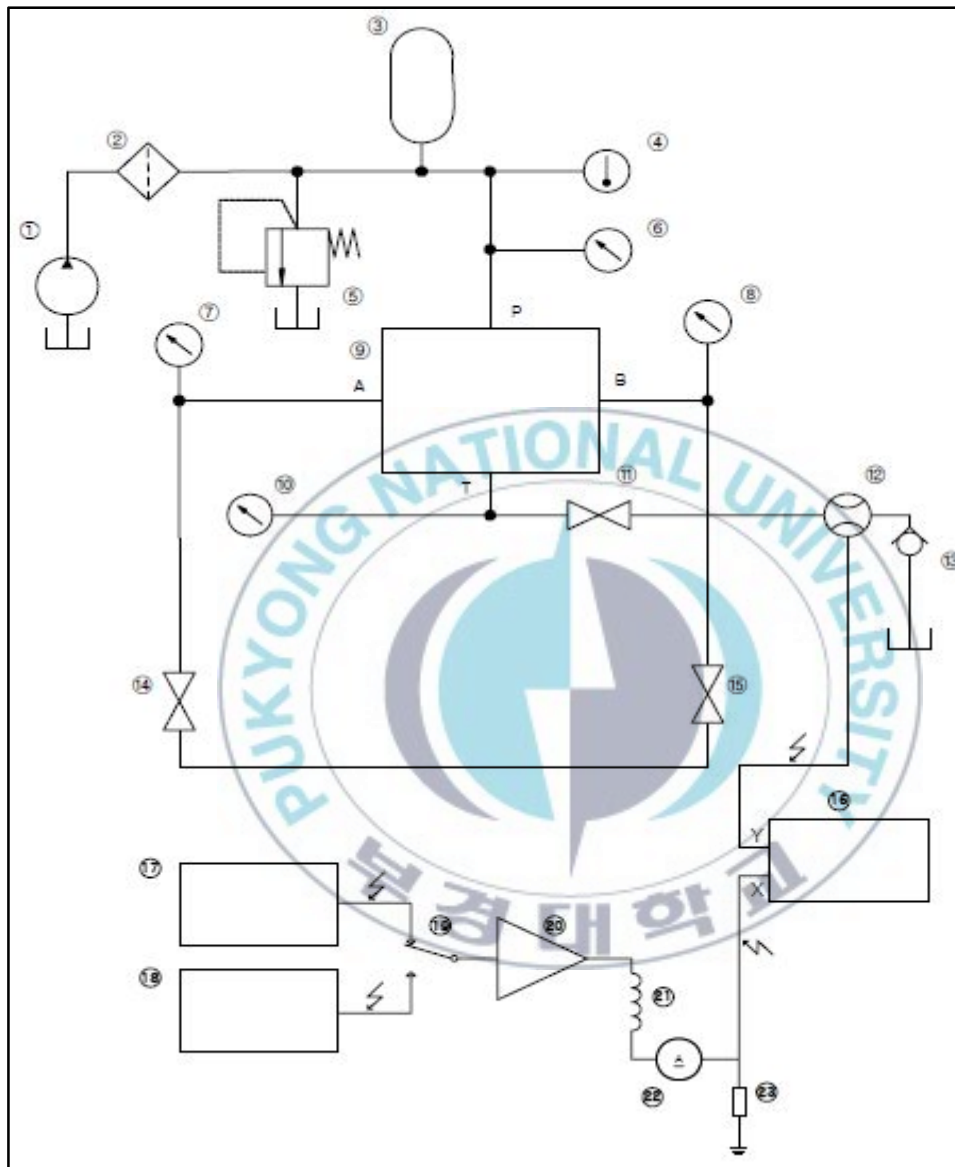


Fig. 4.1 Schematic diagram of servo valve test equipment



(d) Internal leakage test

Fig. 4.1 Schematic diagram of servo valve test equipment

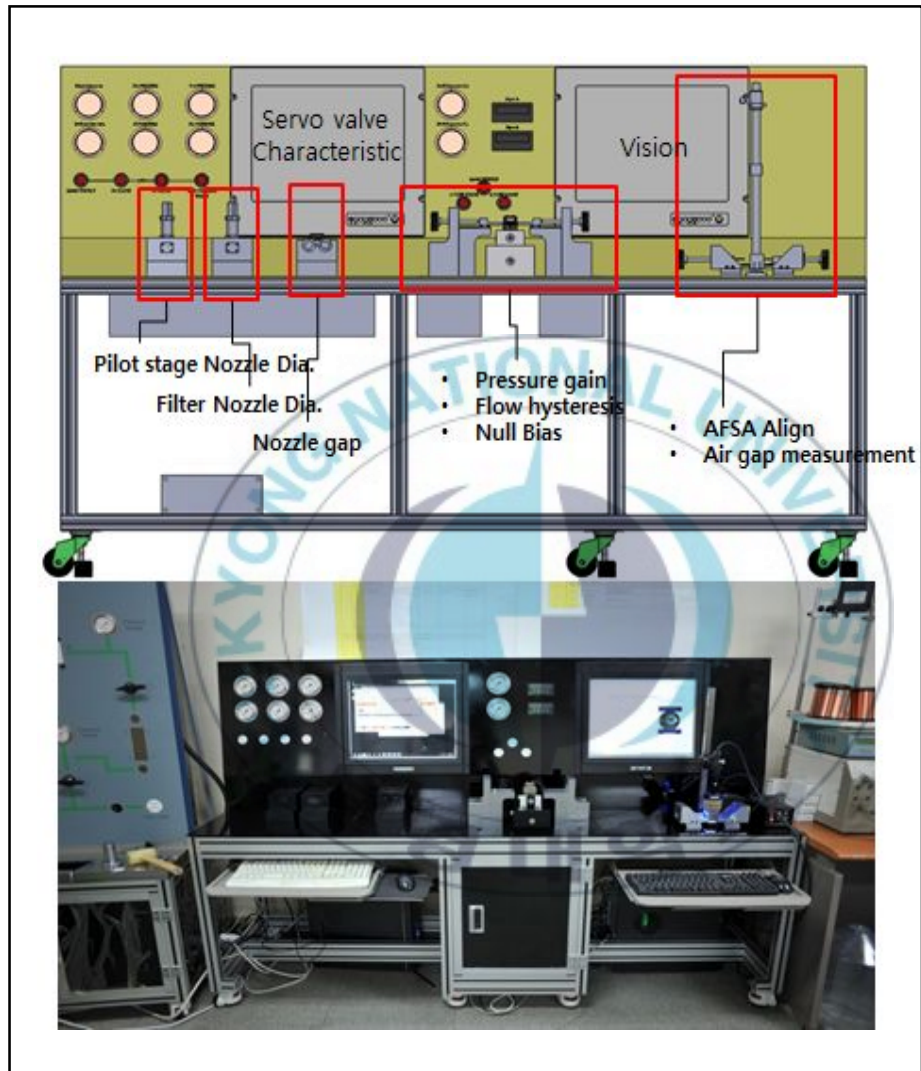


Photo. 4.1 Servo valve test equipment

4.2 시제품의 실험적 분석

본 연구에서는 플래퍼 감쇠계수에 따른 밸브 성능 특성을 평가하기 위하여 AFSA(Armature-Flapper-Spring Assembly)의 구성품 중 하나인 플렉서 튜브의 형상 및 재질을 변경시켜 플래퍼 감쇠계수가 밸브 성능에 미치는 영향을 분석하였다.

4.2.1 플렉서 튜브 재질 변경에 따른 히스테리시스 특성 평가

AFSA를 구성하는 플렉서 튜브는 그 가공정도가 매우 정밀하고 고압에서 사용한다는 특수한 환경 때문에 소재 선택이 매우 제한적이다. 따라서 본 연구에서는 가공성이 용이하고, 고압 환경에서 사용이 가능한 스테인레스 스틸 중 18Cr-8Ni-S형의 SUS303과 17Cr-4Ni-4Cu-Nb형의 SUS630을 적용하였고, 각 재질에 대한 화학조성 및 기계적 성질은 Table 3.6와 Table 3.7에 나타내었으며, 재질 변경에 따른 히스테리시스 특성을 평가하였다.

Table 3.6 Chemical composition(wt. %) of materials

Material	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	Cu
SUS303	<0.15	<1.00	<2.00	<0.02	<0.15	8.0~ 10.0	17.0~ 19.0	<0.60	-
SUS630	<0.07	<1.00	<1.00	<0.04	<0.03	3.0~ 5.0	15.0~ 17.0	-	3.0~ 5.0

Table 3.7 Mechanical properties of materials

Material	Tensile strength (MPa)	Yielding strength (MPa)	Elongation (%)	Hardness (HBW)
SUS303	520<	205<	40<	<187
SUS630	1105<	1000<	15<	<363

서보밸브의 구동 원리상 신호변환부인 토크모터부에서 히스테리시스가 발생 할 경우, 유압증폭부에서의 히스테리시스는 증가할 것이다. 따라서 유압 증폭부의 히스테리시스를 줄이기 위해서는 먼저 토크 모터부의 히스테리시스를 줄이는 것이 선행 되어야 할 것이다.

본 연구에서는 자기적 영향을 배제한 상태에서 2종류의 재료를 이용하여 플렉서 튜브의 복원력의 정도가 유량 히스테리시스에 미치는 영향을 분석하였다.

Fig. 4.2와 같은 방법으로 하중의 증가 및 감소에 따른 변위 량을 측정하기 위해 변위측정용 센서(LVDT)를 사용하여 적용한 재료 자체의 히스테리시스를 평가하였으며, 그 결과는 Fig. 4.3과 같다.

Fig. 4.3에서 알 수 있듯이 플렉서 튜브의 히스테리시스는 사용된 재질에 따라 히스테리시스의 크기가 변하는 것을 확인 할 수 있으며, SUS 303에 비해 SUS630이 히스테리시스 폭이 좁게 나타나는 것을 확인 할 수 있다. 따라서 본 연구를 통하여 플렉서 튜브의 재질로 SUS630이 적합함을 확인하였다.

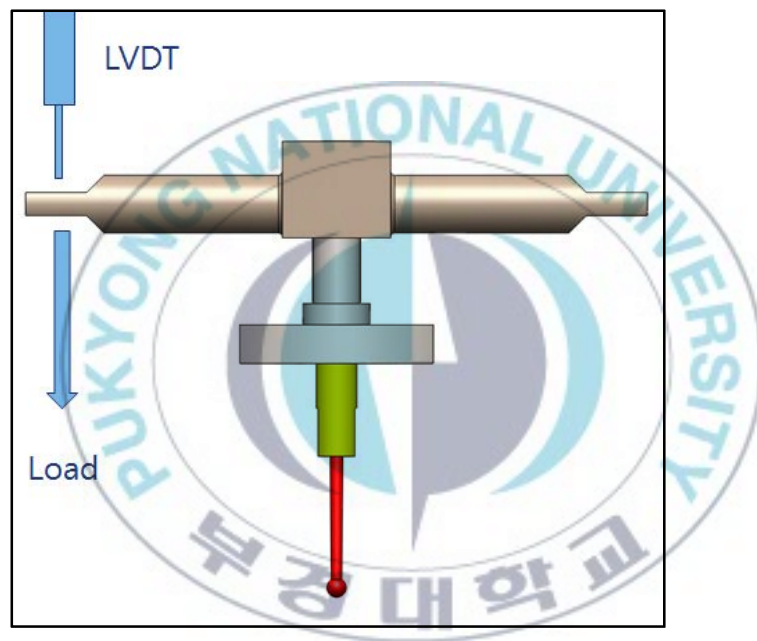
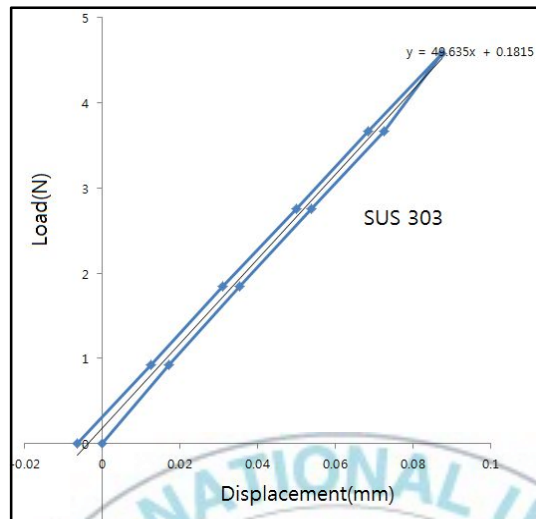
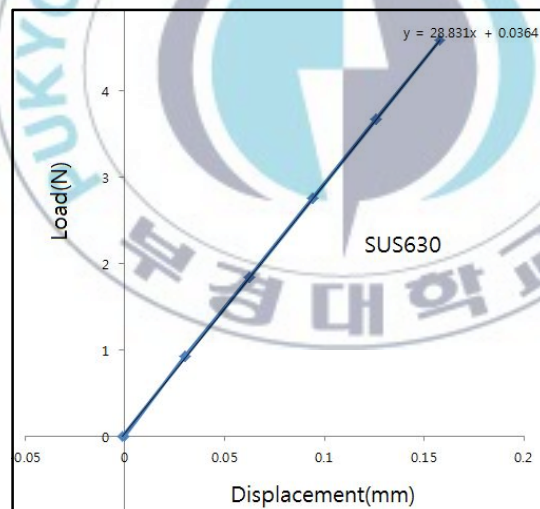


Fig. 4.2 Principle of hysteresis measurement for flexure tube



(a) Hysteresis curve for SUS303



(b) Hysteresis curve for SUS630

Fig. 4.3 Relation between load and displacement of flexure tube according to applied materials

Fig. 4.3의 결과를 Photo. 4.1의 테스트장비를 이용하여 Fig. 4.4와 같이 각 재질별로 토크 모터를 구성한 후 노즐 양단의 P_L 및 P_R 의 압력차를 이용하여 토크 모터의 히스테리시스를 평가하였다. 그 결과는 Fig. 4.5와 같다.

토크 모터의 구성품 중 플래퍼의 회전 및 복원의 역할을 하고 있는 플렉서 튜브의 자체 히스테리시스는 Fig. 4.3과 Fig. 4.5의 결과에서 확인 할 수 있듯이, 토크모터의 히스테리시스는 플렉서 튜브를 구성하는 재질에 영향을 크게 받는 것으로 확인 할 수 있다.



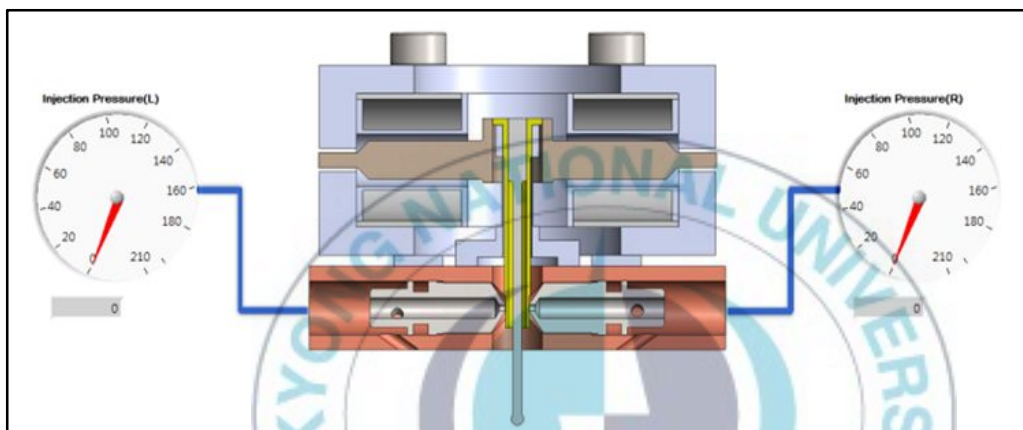
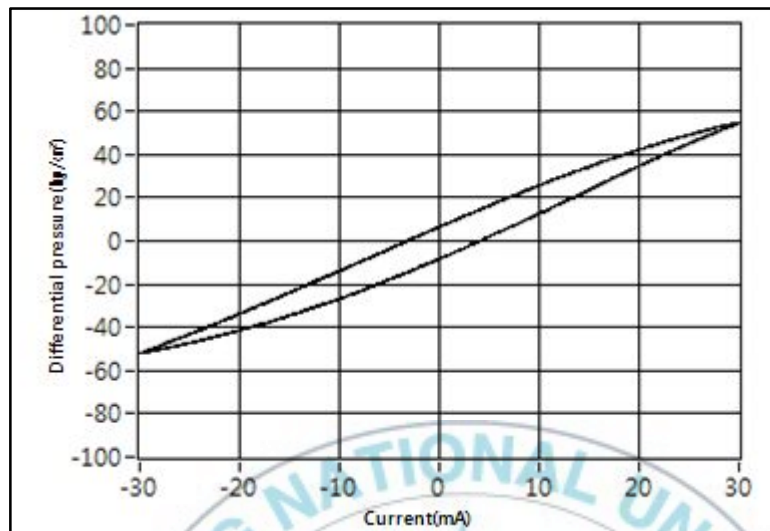
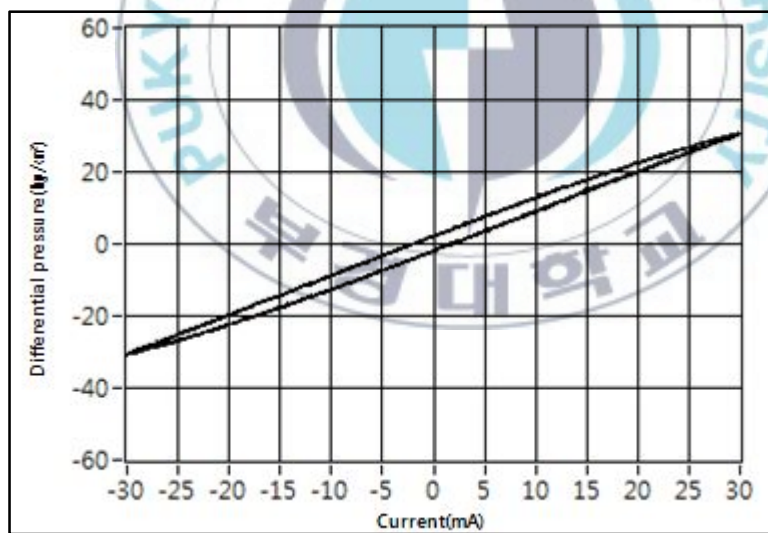


Fig 4.4 Principle of hysteresis measurement for torque motor



(a) SUS303



(b) SUS630

Fig. 4.5 Hysteresis curve for torque motor

4.2.2 플렉서 튜브 형상 변경에 따른 히스테리시스 특성 평가

4.2.1절의 결과를 바탕으로 플렉서 튜브의 재질은 SUS630 재료를 사용하였으며, Fig. 4.6의 형상비 a/b 의 비를 0.45, 0.51 두 가지 모델로 플렉서 튜브를 제작하여 형상 변경에 따른 특성 평가를 진행하였다.

시험 장치 및 방법은 4.2.1절과 동일하며, 플렉서 튜브의 인가하중에 따른 변위 결과는 Fig. 4.7과 같으며, 토크모터 히스테리시스는 Fig. 4.8과 같다. Fig. 4.7의 결과에서 알 수 있듯이, 기존의 플렉서 튜브의 히스테리시스와 비교 할 때, 제안된 2가지 모델 모두에서 히스테리시스가 감소함을 확인하였다. 그러나 2가지 모델간의 비교에 있어서는 형상 변경에 따른 히스테리시스 개선효과는 거의 없는 것으로 확인됐으며, 형상비 a/b 의 비가 높아질수록 플렉서 튜브의 스프링상수(k)는 증가하는 것을 확인 할 수 있다.

Photo. 4.1의 테스트장비를 이용하여 형상 변경에 따른 토크 모터의 유량 히스테리시스를 평가하였으며, Fig. 4.8은 형상 변경에 따른 토크 모터의 유량 히스테리시스를 평가한 결과이다. Fig. 4.8에서 알 수 있듯이 형상비 $a/b=0.45$ 일 경우 최대 유량은 약 $6.2 \ell/\text{min}$ 이고, 형상비 $a/b=0.51$ 일 경우 최대 유량은 약 $5.1 \ell/\text{min}$ 으로 측정되었다. 히스테리시스 폭의 경우 형상비 $a/b=0.45$ 일 경우 $1.3\sim 8.5\text{mA}$ 으로 그 폭은 7.2mA 이고, 형상비 $a/b=0.51$ 의 경우 $-4\sim 2\text{mA}$ 으로 그 폭은 6mA 로 평가되었다.

이러한 결과를 바탕으로 형상비 a/b 의 비가 0.45에서 0.51로 증가할 경우 유량은 약 18% 정도 감소하나, 히스테리시스 폭은 약 16% 개선되는 것을 확인 할 수 있었다.

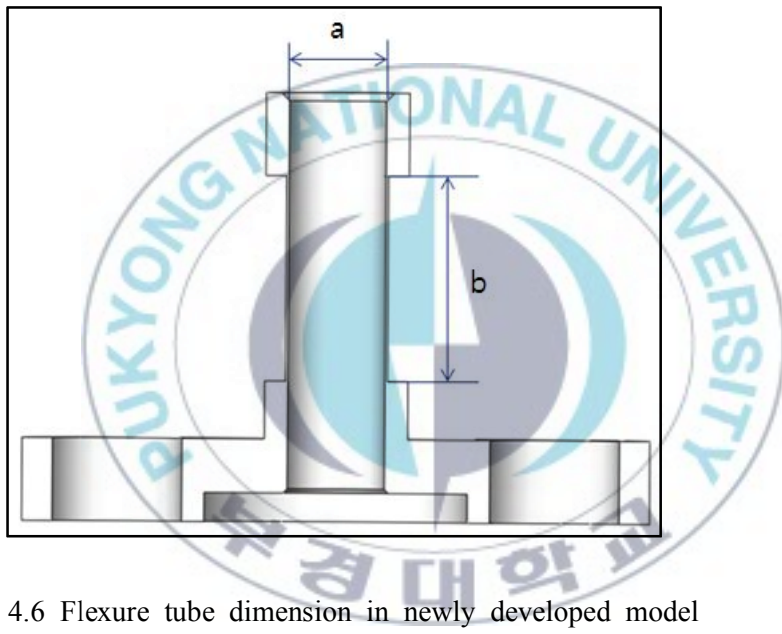


Fig. 4.6 Flexure tube dimension in newly developed model

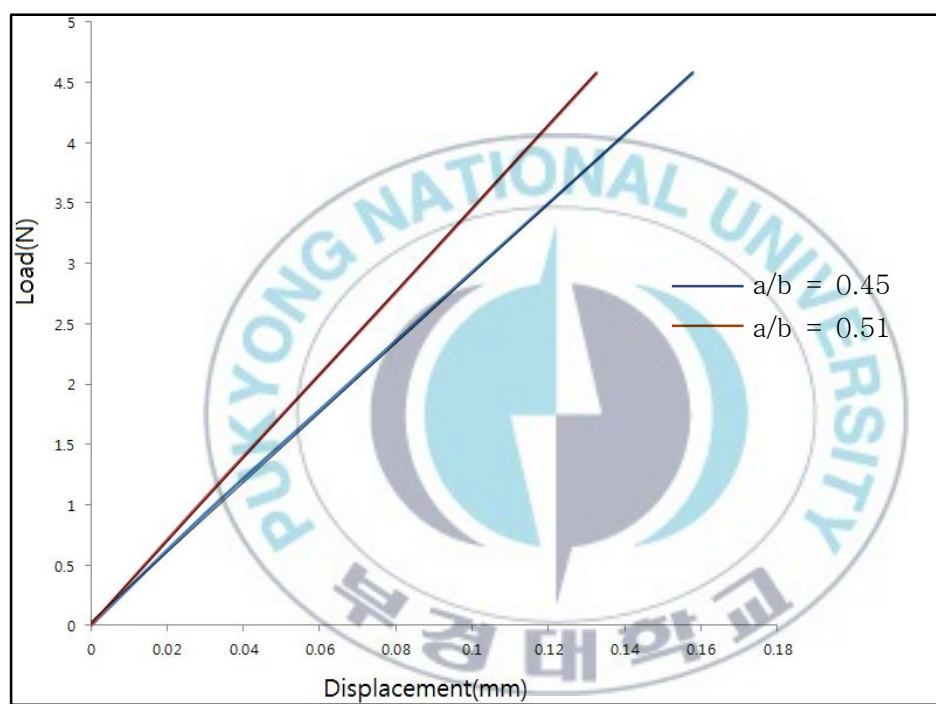
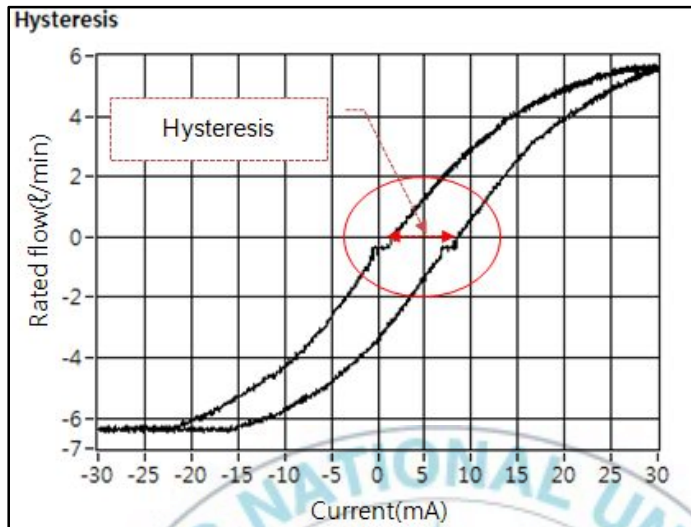
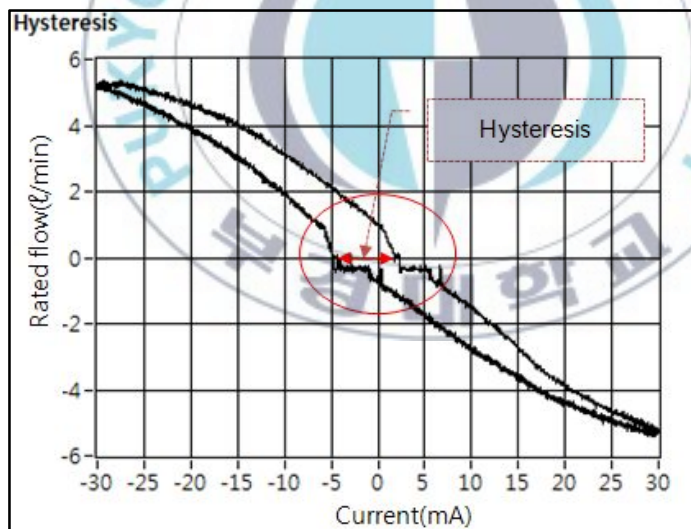


Fig. 4.7 Hysteresis curve in developed flexure tubes



(a) $a/b = 0.45$



(b) $a/b = 0.51$

Fig. 4.8 Flow hysteresis measured two developed torque motors

5. 결 론

노즐-플래퍼 방식 전기유압 서보밸브 주요 특성이자 필수 요구 성능의 하나인 히스테리시스 는 서보제어 특성에 큰 영향을 미치는 비선형 요소이다. 본 연구에서는 전기유압 서보밸브의 크기를 결정짓는 유량 특성을 기본으로 하여 각 설계 파라미터를 도출하여 시뮬레이션 모델을 만들고, 제작 된 밸브 시제품의 설계인자를 변경하면서 히스테리시스에 주 영향을 미치는 요소를 실험으로 검증하였다. 검증을 통하여 선정 된 2가지 요소인 토크 모터부의 플렉서 튜브 재질과 형상 변경을 통한 영향력을 분석하여 아래와 같은 결론을 얻었다.

1. 전기유압 서보밸브의 플렉서 튜브의 재질 변경에 따른 자기적 영향을 배제한 상태에서 재료 자체의 히스테리시스 특성 평가를 수행한 결과 재질에 따라 플렉서 튜브의 히스테리시스 특성이 변하는 것을 확인할 수 있었으며, 2가지 재질 중 SUS630이 SUS303에 비해 플렉서 튜브의 히스테리시스가 양호 한 것으로 확인하였다.
2. 플렉서 튜브의 재질을 변경한 상태에서 플렉서 튜브를 토크 모터에 조립하여 전류 신호를 인가 한 후, 토크 모터 노즐 양단의 압력차를 이용하여 토크 모터의 히스테리시스 특성 평가를 수행 한 결과, 토크 모터의 히스테리시스는 플렉서 튜브를 구성하는 재질에 영향을 크게 받는 것으로 확인하였다. 2가지 재질 중 SUS630이 SUS303에 비해 토크 모터의 히스테리시스가 양호 한 것으로 확인하였다.

3. 전기유압 서보밸브의 플렉서 튜브에 재질 SUS630을 사용하여, 플렉서 튜브의 형상 변경에 따른 자기적 영향을 배제한 상태에서 재료 자체의 히스테리시스 특성 평가를 수행 한 결과 형상비 $a/b=0.45$ 와 형상비 $a/b=0.51$ 의 2가지 모델 모두에서 플렉서 튜브의 히스테리시스가 감소하는 것을 확인하였다. 그러나 2가지 모델간의 비교에 있어서는 히스테리시스 개선 효과는 거의 없는 것으로 확인되었으며, 형상비 a/b 의 비가 높아질수록 플렉서 튜브의 스프링상수(k)는 증가하는 것을 확인하였다.
4. 플렉서 튜브의 형상을 변경한 상태에서 플렉서 튜브를 토크 모터에 조립하여 전류 신호를 인가 한 후, 토크 모터의 유량 히스테리시스 특성 평가를 수행 한 결과, 토크 모터의 유량 히스테리시스는 형상비 $a/b=0.51$ 이 형상비 $a/b=0.45$ 보다 최대유량은 18% 감소하였으나, 히스테리시스는 16%가 양호하게 개선 된 것을 확인하였다.

REFERENCES

1. Merritt, H. E, "Hydraulic Control Systems", John Wiley and Sons, New York, US, 1967
2. Moog, W.C., US Patent 262, 136 filed April 1950 and issued January 1953
3. M.S. Sadooghi, R. Seifi and M. Saadat Foumani, "Simulation and Experimental Validation of Flow-Current Characteristic of a Sample Hydraulic Servo Valve", Mechanical Engineering Vol. 17, No. 5, pp. 327~336, 2010
4. Feng, T. Y, "Static and Dynamic Control Characteristics of Flapper-Nozzle Valves", Trans. ASME, Journal of Basic Engineering, pp. 275~284, 1959
5. Kim, T. H and Lee, I. Y, " A New Linearized Equation for Model a Servo valve in Hydraulic Control Systems", Trans of KSME, A, vol. 27, No. 5, pp. 789~796, 2003
6. Moog Co, "Servo and Proportional Systems Catalog", pp. 57, 1996
7. 서종수, 신유식, 지명국, “고응답 유량제어 서보밸브의 주파수 응답특성에 관한 연구”, 설비공학논문집 제15권, 제6호, pp. 480~488, 2003
8. 김고도, 김수태, “전자유압 서보 유량제어밸브의 설계 및 동특성향상에 관한 연구”, 한국정밀공학회지, 제17권, 제2호, pp. 151~160, 2000

9. Lin, S. J and Akers, A, " Dynamic Model of the Flapper-Nozzle Component of an Electrohydraulic Servovalve, ASEM Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 111, pp. 105~111, 1989
10. 윤소남, 함영복, 박중호, 윤동원, 김광영, 김고도, “노즐-플래퍼 방식 유량 제어 서보밸브 개발”, 한국동력기계공학회 2006 추계학술대회 논문집, pp. 461~468, 2006
11. Watton, J, "Fluid Power System, Prentic-Hall", pp. 394~403, 1989
12. Walters, R, "Hydraulic and Electro-Hydraulic Servo Systems, cleveland, CRC Press", 1967
13. G. C. Nordenholt. "Industrial Hydraulic Manual", Vickers, pp. 15-3, 1989.
14. K. Ogata, "Modern Control Engineering", Prentic-Hall Inc, London. pp. 216~282, 1970
15. Moog, "Servo and Proportional Systems Catalog", pp. 13~14, 1992
16. Tsun-Ying FENG, "Static and Dynamic Control Characteristics of Flapper/Nozzle Valvves", Transactions of the ASME Journal of Basic Enginneering, pp.275~284, 1959
17. J. Watton, Fluid Power System, Prentice Hall", pp. 394~403, 1989

A Study on the Hysteresis Characteristics for on an Electro-hydraulic Servo Valve Equipped with Nozzle and Flapper Components

Park, Jin-Hyun

*Department of Mechanical Engineering,
Graduate School of Pukyong National University*

ABSTRACT

Recently, a hydraulic system for controlling of position, velocity and force is using in a variety of industry because of higher power and accuracy performance. An electro-hydraulic servo valve is one of structure elements for a servo control system. The knowledge of working mechanism of the servo valve, in the industry, is not clear yet. Thus, studies in detail for the electro-hydraulic servo valve are more needed.

This study focuses on evaluation of a hysteresis characteristic of the electro-hydraulic servo valve equipped with a nozzle and flapper components. In simulation of the nozzle and flapper type servo valve, a

hysteresis curve for a rated flow and supplied current were obtained by MATLAB Simulink software. A prototype of the electro-hydraulic servo valve was fabricated to evaluate the hysteresis according to materials applied and geometric dimension of a flexure tube. The SUS630 material for the flexure tube showed less hysteresis than the SUS304. A higher stiffness was obtained at a large slenderness of the flexure tube.



감사의 글

먼저 본 논문이 완성되기까지 함께해주신 하나님께 감사드립니다.

멈추지 않고 열심히 걸어간다면, 언젠가는 목적지에 도착하는 것 처럼 늦은 출발이었지만 멈추지 않고 열심히 걸어 온 결과 대학원 졸업이라는 목적지에 도착한 것 같습니다. 무엇보다 목적지에 잘 도착할 수 있도록 많은 격려와 정성으로 이끌어 주신 광재섭 교수님과 본 논문이 잘 마무리 되도록 지도 해주신 강대민 교수님, 김태완 교수님께 진심으로 감사드립니다.

손낙원 팀장님과 기계기술팀원 선후배 여러분의 관심과 배려에도 감사드립니다. 특히 지난 2년 동안 도움주신 권재환 님, 김기백 님, 성환두 님께 다시 한번 감사드립니다.

그리고 본 논문이 완성되기까지 함께 해 주신 KNR(주) 안기탁 부장님, 이규영 박사님께도 감사의 마음을 전합니다, 국산화 개발이 성공적으로 이루어지기를 기원합니다.

그동안 힘들 때마다 따뜻한 격려와 조언으로 힘이 되어주신 이성호교수님과 조정밀지능가공연구실의 모든 분들께 감사드립니다.

멀리서 항상 동생들의 행복과 건강을 위해 기도해주시는 사랑하는 형님, 형수님과 동생 수현, 봉현에게도 감사를 드리며, 무엇보다 지금까지 남편과 자식을 위해 헌신 봉사하는 내가 가장 사랑하는 아내와 나의 보배인 딸 예슬에게 결실의 영광을 돌립니다. 또 사랑하는 자식들이 축복 받을 수 있도록 하늘나라에서 기도하고 계시는 부모님께 본 논문을 바칩니다.

2013년 11월

박진현 배상