

# 배관 압력을 이용한 서보밸브 정적 특성에 관한 실험적 연구 An Experimental Study on Static Characteristics of Servo Valves using Transmission Line Pressures

김성동<sup>1\*</sup> · 주별진<sup>2</sup> · 윤소남<sup>3</sup>

Sung Dong Kim, Byeol Jin Joo and So Nam Yun

Received: 31 Mar. 2016, Accepted: 20 May. 2016

**Key Words** : Servo valve(서보밸브), Hysteresis(히스테리시스), Null(영점), Flow rate(유량), Transmission line pressure(배관 압력), Spool displacement(스풀변위)

**Abstract:** The conventional technique to measure the hysteresis and the null of servo valves is defined in ISO 10770-1 and based on load flow signal of the servo valve. A new technique based on the transmission line pressures is suggested in this study. The new measuring method was verified through a series of experiments. No hysteresis was observed between the spool displacement and the transmission line pressures, load pressure or each chamber pressure. Some hysteresis was observed between valve input and pressures, which was found to be the same as those of load flow and spool displacement for the valve input. By using the chamber pressures, the hysteresis and the null are easier to measure than the load pressure or differential pressure between those two chamber pressures because the chamber pressures showed sharp edges.

## 기호 설명

$A$ : pipe inner area, $m^2$	$i$ : servo valve input signal, V
$D$ : pipe inner diameter, m	$i_c$ : current input for spool drive motor, A
$f$ : friction factor, dimensionless	$i_e$ : averaged null error, V
$f_v$ : fluid friction coefficient, Ns/m	$K_i$ : gain of motor force for valve input, N/mA
$F_m$ : spool driving force of linear force motor, N	$K_{flow}$ : flow force gain, N/m
$F_c$ : Coulomb friction force, N	$K_x$ : spool displacement-force gain, N/m
$F_{flow}$ : flow force, N	$K_s$ : coefficient of spool centering spring, N/m
$h_r$ : relative percentage hysteresis, %	$L$ : pipe length, m
	$m$ : spool mass, kg
	$P_1, P_2$ : pressure of port 1 and 2, 0.1MPa
	$P_L$ : load pressure, 0.1MPa
	$P_S$ : supply pressure, 0.1MPa
	$P_t$ : return line pressure, 0.1MPa
	$Q$ : flow rate, LPM
	$Q_L$ : load flow rate, LPM
	$v$ : fluid velocity, m/s
	$x_v$ : spool displacement, $3.8 \cdot 10^{-5}$ m
	$\rho$ : density, $kg/m^3$

\* Corresponding author: sdkim@kumoh.ac.kr

1 Department of Mechanical System Engineering, Kumoh National Institute of Technology, Gyeongbuk 39117, Korea

2 Dong Yang Industrial Co., LTD. TOP Run R&D Center, Gyeongbuk 39425, Korea

3 Dept. of Extreme Energy Systems, Korea Institute of Machinery & Materials, Daejeon, 34103, Korea

Copyright © 2016, KSFC

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

## 1. 서 론

서보밸브는 기계장치의 빠른 거동과 함께 정확한 위치를 제어하는 용도로 사용되는 부품으로서, 큰 동력이 요구되는 유압 동력장치에 널리 사용된다. 예를 들어, 일정한 위치와 힘의 제어가 필요한 압연기와 큰 힘이 필요하면서 정확한 제어가 필요한 비행기의 조타장치, 인공위성 제어장치 등의 다양한 장치에서 사용되고 있다. 서보밸브와 서보밸브가 적용되는 장치는 고가이기 때문에 서보밸브의 안정성과 수명을 진단하는 것은 매우 중요하다.

국제 표준 ISO는 이러한 서보밸브의 수명 및 성능진단의 평가를 'ISO 10770-1 유압 유체 동력-전기조정식 유압 제어 밸브 제 1부 : 4-방향 유량 제어 밸브의 시험 방법'<sup>(1)</sup>에서 제시하고 있다. 무그(Moog)사에서도 ISO 10770-1과 거의 유사한 서보밸브 성능 측정 방법을 제시하고 있으나<sup>(2, 3)</sup>, 영점(null)과 히스테리시스 등의 성능항목에 대한 측정 방법과 절차가 조금 더 구체적이라고 할 수 있다. 이 외에도 ISO에서는 서보밸브 성능 진단을 위한 준비사항, 유압유, 점도, 용어 등에 관하여 다양한 표준을 제시하고 있다<sup>(4-12)</sup>. 대한민국에서도 표준 규격 KS B 6511에서 전기유압 비례밸브의 성능 진단 방법을 제시하고 있다.

대부분의 서보밸브가 유량제어용이기 때문에 서보밸브 정적 성능을 진단 평가하는 방법에서도 정격 유량, 유량 이득, 유량 선형성, 유량 히스테리시스(hysteresis), 유량 대칭성, 양극성, 스톱 랩 조건, 임계값(threshold) 같은 성능 진단 방법에는 유량 신호를 사용하고 있고, 유량 신호가 측정하기 어려울 경우에는 스톱 변위 신호를 이용하여 히스테리시스를 측정할 수 있다고 명시되어 있다. 하지만 ISO에서 제시하는 유량의 측정은 측정대상인 서보밸브의 정격 유량과 측정 정밀도에 따라 적절한 용량과 정밀도의 유량센서로 교체하여야 하는 번거로움이 따른다. 또한, 일반적으로 가장 많이 사용되는 노즐-플래퍼(nozzle-flapper type) 형은 대부분 스톱 변위 센서가 내장 되어 있지 않아서 스톱 변위 신호를 이용하기에 한계가 있다.

본 연구에서는 서보밸브의 성능진단 항목들 중에서 히스테리시스와 영점오차를 측정하는 방법으로서 배관 압력 신호를 이용하는 방법을 제시하며, 기존에 사용하고 있는 유량 신호와 스톱 변위 신호를 이용하여 측정한 결과와 비교하려 한다. 서보밸브의 제어포트를 차단한 상태에서 측정할 양 쪽 제어포트의

차압을 이용하여 히스테리시스와 영점을 측정할 수 있음을 Kim 등이 제시하였다<sup>(14)</sup>. 제어포트를 차단한 상태에서는 서보밸브를 흐르는 유량도 차단되는데, 유체력(flow force) 효과가 측정 결과에 반영되지 않을 가능성이 존재한다. 본 연구에서는 서보밸브의 제어포트를 배관으로 연결한 상태에서 두 제어포트의 압력과 차압을 이용하는 방법에 관하여 실험적으로 조사한다. 두 제어포트 압력의 차압은 일정한 유량이 흐르는 배관에서의 유동 저항 압력을 의미하기도 하는데, 통상 '부하압력(load pressure)'으로 호칭된다. 본 실험에서 사용하는 밸브는 Fig. 1에서 보여주는 구조의 직동형 서보밸브(Direct Drive Servo Valve)이지만 연구 내용과 결과는 일반적인 플래퍼-노즐형 서보 밸브에 공통적으로 적용이 된다.

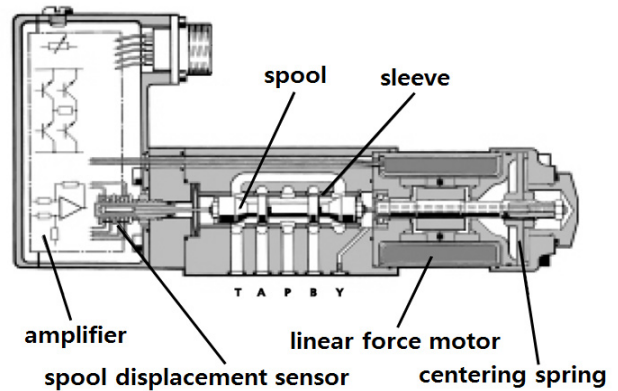


Fig. 1 Construction of a direct drive servo valve

## 2. 이론 배경

### 2.1 히스테리시스

Fig 1. 구조의 서보밸브에서 전압 입력 신호가 인가되면, 증폭기를 거치면서 전류신호로 변환되고, 순차적으로 리니어 포스 모터(linear force motor)의 자속과 스톱을 구동하는 힘이 변화하며, 이와 연결되어 있는 스톱이 변위하게 된다. 이러한 스톱의 변위는 Fig. 2에서 보여주는 두 개의 제어 포트에 오리피스 개구면적을 대칭적으로 형성하게 되며, 오리피스를 통과하여 유량이 흐르게 되고 제어 포트의 압력도 변화한다.

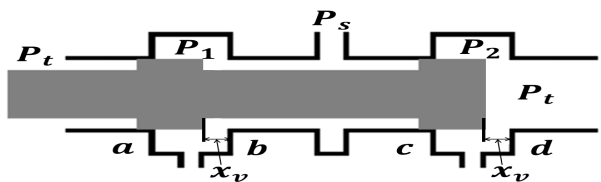


Fig. 2 Two throttling areas according to the spool displacement

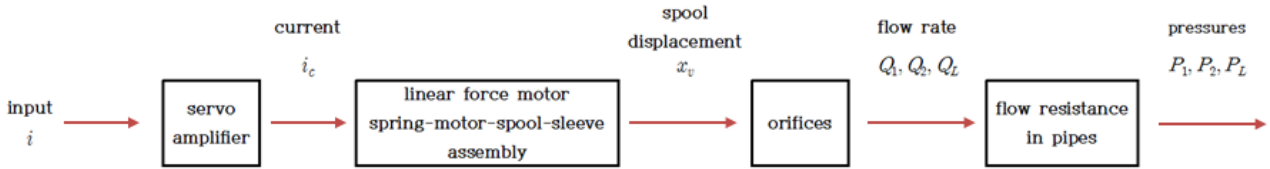


Fig. 3 Schematic block diagram of a linear force motor and direct drive servo valve

Fig. 3은 Fig. 1 밸브의 작동 과정을 개념적으로 나타낸 것인데, 밸브 입력에서 구동 모터의 자기력과 스톨 변위를 거쳐서 출력변수인 유량과 압력까지가 직렬적 거동을 하고 있음을 알 수 있다. 히스테리시스의 원인인자로 알려진 자기 히스테리시스와 쿨롱 마찰력<sup>(14, 15)</sup>은 Fig. 3의 직렬적 구조에서 입력신호와 스톨 변위 사이에 존재하며, 히스테리시스 유발인자가 스톨 변위와 유량 혹은 압력 사이에서는 영향을 미치지 않음을 알 수 있다. 그러므로 입력 신호와 스톨 변위 사이의 히스테리시스는 그대로 입력신호와 유량 사이의 히스테리시스로 투영되어 나타날 것이다. 정적인 성능을 측정하는 조건인 정상 상태에서 유량과 압력은 서로 1:1로 대응하는 관계로 되며, 이러한 상태에서 입력 신호의 값으로 표현되는 성능 항목인 히스테리시스의 측정은 압력 신호를 기반으로도 가능할 것이다.

무그 사에서는 정격 전류에 대한 상대적인 히스테리시스  $h_r$ 에 대해 부하 유량 신호를 이용하여 아래 식과 같이 정의한다<sup>(3)</sup>.

$$h_r = \frac{i_1 - i_0}{i_R} \cdot 100 \quad (1)$$

식 (1)에서  $i_0$ 는 양의 정격 입력신호  $i_R$ 로부터 감소하는 과정 중에 정격 입력의 10% 해당하는 값이며, 그 순간의 부하 유량을 측정한다.  $i_1$ 는 음의 정격 입력신호  $-i_R$ 까지 감소하였다가 다시 증가하는 과정 중에  $i_0$ 에 대응하는 부하 유량에 도달한 순간의 입력신호이다.

히스테리시스 현상에 관하여 조금 더 깊이 있게 관찰한다. 리니어 포스 모터에 연결된 스톨의 운동방정식은 다음과 같이 주어진다.

$$F_m - \text{sign}\left(\frac{dx_v}{dt}\right)F_c - F_{flow} = m \frac{d^2x_v}{dt^2} + f_v \frac{dx_v}{dt} + K_s x_v \quad (2)$$

만일 밸브 구동 모터의 자기 히스테리시스 효과를 무시할 수 있다면, 자기력  $F_m$ 은 다음의 선형 관계이다.

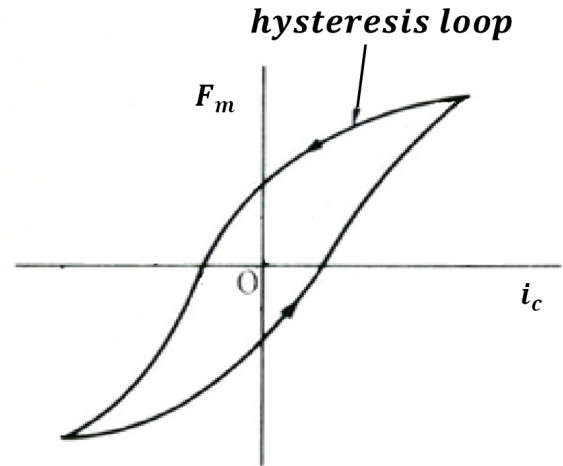


Fig. 4 Hysteresis loop of motor force for the valve input

$$F_m = K_i \cdot i + K_x \cdot x_v \quad (3)$$

하지만 보통 자기력  $F_m$ 은 Fig. 4에서 보여주는 히스테리시스를 가지며, 밸브 스톨의 거동과 출력변수인 유량과 압력에도 히스테리시스 특성을 초래한다. 전자석에 입력 전류가 인가되지 않고 자속밀도가 영인 초기 상태에서 자계(세포자석)가 무질서한 상태로 존재하는데, 한 쪽 방향의 전류가 인가되면 그 전류에 연관된 자속의 방향으로 자계가 정렬하게 된다. 자기 히스테리시스의 이유는 이 후에 전류의 방향이 바뀌어도 불구하고 일부분의 자계들이 자속이 바뀌기 전의 방향을 유지하고 있기 때문이다.

식 (2)에서 쿨롱 마찰력  $F_c$ 의 작용 방향은 스톨의 운동 방향에 의해서 결정이 되며, 입력 전류 신호가 바뀌는 순간, 자기력이 반대편으로 작용하는 정지 마찰력의 크기보다 커지기까지 불감대가 작용되므로 히스테리시스를 발생시키는 요인이 된다.

식 (2)에서 정상상태에서 유동력  $F_{flow}$ 는 다음과 같이 표현된다.

$$F_{flow} = K_{flow} x_v \quad (4)$$

유동력  $F_{flow}$ 는 스펴 변위  $x_v$ 에 비례하여, 일종의 스프링과 같은 역할을 할 뿐이며, 히스테리시스를 발생시키는 원인 인자는 아니다.

Fig. 3에서 스펴변위와 유량 혹은 압력 사이에 존재하는 히스테리시스 가능 인자로서 스펴과 슬리브 사이의 틈새, 오버랩, 비부합(mismatch) 오차 등의 형상공차가 히스테리시스에 미치는 영향이 존재하는지에 대한 파악이 필요한데, 참고문헌 14의 연구결과에서 이러한 형상 공차들은 히스테리시스를 유발하지 않는 것으로 규명되었다.

### 2.2 영점 오차

입력신호가 영일 때 스펴의 변위와 부하유량 및 부하압력이 모두 영으로 일치하는 경우를 영점(중립점 혹은 null)의 오차가 없다고 할 수 있다. ISO와 무그 사이에서는 이러한 상태를 서보밸브 두 출력 포트의 압력이 동일하여 부하압력이 0인 상태로 정의하고 있으며, 영점 오차는 부하압력이 0인 조건에서의 입력 값으로 측정된다.

이러한 영점 오차는 히스테리시스와 임계값(threshold)의 효과로 인하여 입력신호가 증가하는 과정에서의 영점과 감소하는 과정 중의 영점이 서로 다르게 되는데, 이러한 효과를 제거하기 위하여 입력신호가 감소하는 과정 중에서 영점오차  $i_d$ 와 증가하는 과정 중의 영점 오차  $i_u$ 의 평균값으로 정의된다.

$$i_e = \frac{i_d + i_u}{2} \quad (5)$$

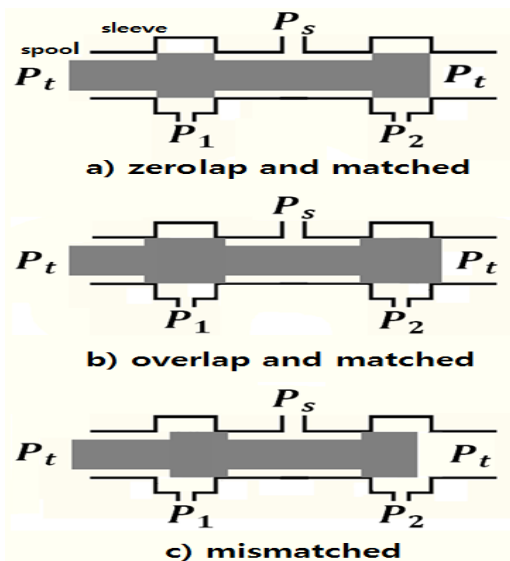


Fig. 5 Nulls for various geometric conditions of spool and sleeve

식 (5)에서  $i_e$ 는 서보밸브의 영점을 대표하는 값이라고 볼 수 있다.

입력신호가 영일 때 스펴의 변위와 부하유량 및 부하압력이 영으로부터 벗어나게 하는 영점오차의 원인으로는 서보증폭기의 입출력 신호 사이의 부정합 오차와 스펴구동 스프링이 압축되지 않은 상태와 스펴구동 모터에 입력이 인가되지 않은 상태에서 스펴-슬리브가 Fig. 5의 영점 상태에서부터 이탈된 정도인 조립 오차를 고려할 수 있다. 서보증폭기의 입출력 부정합 오차와 스펴구동 스프링-모터-스플-슬리브 조립의 부정합 오차는 Fig. 3의 직렬적 구조에서 입력신호와 스펴변위 사이에 존재하는 인자이다.

스플-슬리브의 영점 상태를 개념적으로 생각한다면, Fig. 5에서 보여주는 바와 같이 스펴과 슬리브가 최대한 상호 대칭 형상으로 정렬된 상태로 가정할 수 있을 것이다. 또한 스펴과 슬리브의 대칭 상태는 ISO와 무그 사이에서 정의하는 영점으로 서보밸브 두 출력 포트 압력이 대칭하는 조건인 부하압력 0의 상태와 일치하는 것으로 가정한다. 이러한 가정에서 스펴 랜드들의 두께와 거리, 슬리브 포트들의 두께와 거리 등의 형상 치수들은 영점 그 자체의 위치에 영향을 미치지만, 영점오차에는 무관하다고 결론할 수 있다.

앞서 히스테리시스의 경우와 유사한 고찰로부터 입력 신호와 스펴 변위 사이에 존재하는 원인으로부터 유발되어지는 영점 오차는 입력 신호와 압력 신호 사이의 영점 오차로 투영되어 나타나며, 서보밸브를 연결하는 배관의 압력 신호를 이용하여서도 서보밸브의 영점 오차를 진단할 수 있을 것이다.

### 3. 배관 부하 실험 장치

실험 장치 구성은 Fig. 6과 같이 KS B 6511과 ISO 10770-1을 기반으로 실험 장치를 설치였으며, 추가적으로 배관의 압력 혹은 서보밸브 출력 포트의 압력을 측정하기 위해 포트 1과 2에 압력 센서를 설치하였다. 압력신호를 이용하여 측정된 히스테리시스와 유량신호에 기반을 둔 히스테리시스를 비교하기 위하여 유량계를 설치하였으며, 스펴변위의 히스테리시스와 비교하기 위하여 서보밸브의 스펴변위 신호도 측정하였다. 기본 장비로 유압 파워 유닛(hydraulic power unit)을 비롯하여 릴리프 밸브(relief valve) 외에 서보 밸브의 고장을 예방하기 위해 필터 요소를 10μm로 사용하였고, 파워 유닛의 압력을 일정하게 유지

하기 위해 어큐뮬레이터(accumulator)를 설치하였으며, 기름의 온도를 조절하기 위해서 수냉식 쿨러(water cooler)를 설치하였다. 실험 장치의 구성 요소 및 사양은 Table 1과 같이 주어진다.

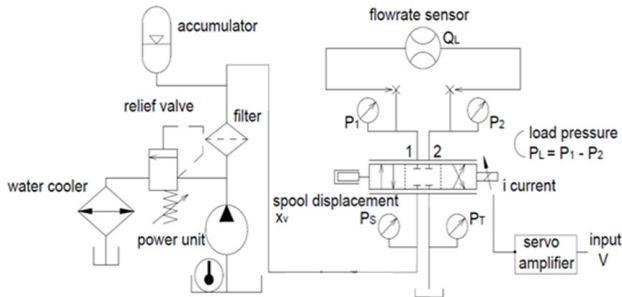


Fig. 6 Hydraulic circuit of the experimental set-up

본 실험 장치 내에서 사용되는 측정 기기들의 정밀도가 실험 결과에 미치는 영향을 줄이고 서보 밸브 자체의 히스테리시스와 영점을 측정하기 위해서, 압력 감지기의 히스테리시스와 반복 정밀도가 각각 0.05%, 0.25%인 정밀한 압력 감지기를 선택하였다. 또한 본 실험에서 사용하는 서보 밸브는 무그사의 직동형 서보 밸브로 스펴 변위 신호의 피드백이 적용될 뿐만 아니라, PWM과 PI 제어와 같은 정교한 제어기법이 적용되어서, 0.2% 정도의 작은 히스테리시스를 가지는 정밀한 밸브이다. 하지만 본 실험에서는 히스테리시스를 측정하는 것이 목적이기 때문에 인위적으로 스펴 변위 피드백을 차단하여 오픈루프(open loop)로 서보밸브에서 발생하는 히스테리시스 효과를 증대시켰다.

Table. 2에 주어진 조건에서 실험을 진행하였는데, 측정 데이터에 동적 거동의 효과가 제거될 수 있도록 입력신호가 변화하는 주기 시간을 500 s로 충분히 길게 설정하였다. 서보밸브의 스펴 변위, 부하 유량, 포트 압력  $P_1$ ,  $P_2$  등의 측정 데이터는 컴퓨터 기반 데이터 획득 장치를 통하여 디지털 데이터로 측정되었다. 서보밸브의 입력신호를 제어하고, 감지기신호를 계측하는 프로그램은 내셔널 인스트루먼트(National Instrument)사의 그래픽 프로그램 언어인 랩뷰(LabVIEW)를 사용하여 작성되었다. 배관에 대한 부하압력은 측정된 포트 압력  $P_1$ 에서  $P_2$  값을 차감하여 구하였다. 서보밸브의 두 출력 포트를 연결하는 배관은 내경이 3/8 in이며 정격압력  $350 \cdot 10^5 \text{Pa}$ 인 유압 호스를 사용하였으며, 배관의 총 길이는 1.6 m로 하였다.

Table 1 Specification of instruments used in the experiment

Instruments	specification	Model Number	Manufacturer
Power unit	10 [LPM]	SGP2-52R040	Shimadzu
servo valve	40 [LPM]	D633-317B	Moog
DAQ board	Resolution 16bit, A/D 16, D/A 2	NI PXI-6251 M Series	National Instrument
PC	2.00GHz 504MB of RAM	NI PXI-1031	National Instrument
BNC connector	-	NI BNC-2120	National Instrument
Pressure sensor	200[ $10^5 \text{Pa}$ ] 1~5[VDC]	PSHE0100BXHG PSHE0200BXHG	Sensys
flow meter	0.075~15 [LPM]	G015HS21NA/ A11C/1	max
Filter	10 [ $\mu\text{m}$ ] 12.7 [GPM]	FHP065-1-A10-AN	MP Filter

Table 2 Conditions of experiment

variable	condition
test period	500 [s]
pressure	70 [ $10^5 \text{Pa}$ ]
oil temperature	44 [ $^\circ\text{C}$ ]
input signal	5 [V]
sampling rate	60 [data/s]

#### 4. 실험 측정 결과

##### 4.1 부하압력의 이용

실험에서 측정한 서보밸브의 스펴 변위와 배관부하에 대한 부하유량, 부하압력의 데이터는 각각 물리적 차원과 정량적 크기가 다르기 때문에 시각적으로 비교하는 것이 어려운데, 각각의 데이터들을 적절한 크기로 변환하여 Fig. 7-Fig. 9에 표현되었다. Fig. 7-Fig. 9에서 부하압력  $P_L$ , 부하유량  $Q_L$ , 스펴 변위  $x_v$ 의 변환된 단위는 각각 1.4 MPa, 0.6 LPM,  $3.8 \cdot 10^{-5} \text{m}$ 이다.

Fig. 7에서 입력신호가 감소하는 기간과 증가하는 기간에 스펴 변위와 부하 유량은 선형 모양인 반면에 부하압력은 비선형 모양이다. 유체의 관성력과 탄성효과를 무시한 정상상태에서 부하압력은 단순히 유동 마찰 저항 형태로 주어져 다음 식과 같이 표현된다.

$$P_L = f \frac{L}{D} \frac{\rho v^2}{2} = f \frac{L}{D} \frac{\rho (Q/A)^2}{2} \approx K i^2 \quad (6)$$



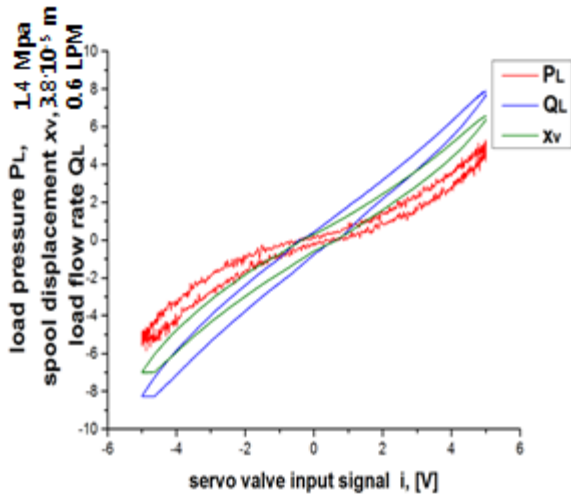


Fig. 7 Hysteresis loop of load pressure, spool displacement and load flow rate

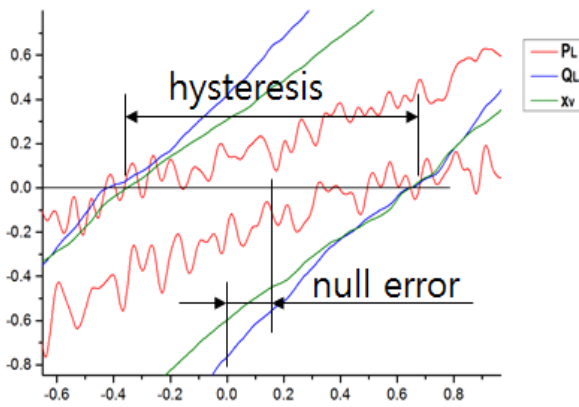


Fig. 8 Expanded view around the null

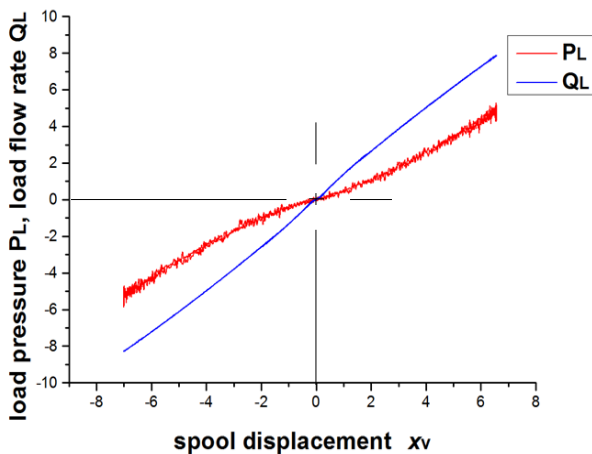


Fig. 9 Load pressure and flow rate for spool displacement

식 (6)에서  $f$ 는 배관의 마찰인자,  $D$ 는 배관 내경,  $L$ 은 배관 길이,  $\rho$ 는 유체 밀도,  $v$ 는 배관내 평균유

속,  $Q$ 는 체적 유량,  $A$ 는 배관 면적,  $K$ 는 비례상수를 각각 의미한다.

Fig. 7에서 보는 바와 같이 스톨 변위와 부하압력, 부하 유량은 각각의 영점과 히스테리시스가 유사함을 육안으로도 확인할 수 있는 정도이다. 입력 신호가 영인 영점 인근의 거동을 확대하여 그린 Fig. 8에서 입력신호가 감소하는 과정의 영점과 증가하는 과정의 영점이 각각 존재하며, 부하압력이 0인 지점에서 부하유량도 0이며, 스톨변위도 0인 상태( Fig. 5 상태)임을 알 수 있다. Fig. 8에서 부하압력, 부하유량과 스톨변위의 히스테리시스는 상대적으로 거의 같다는 것을 뚜렷하게 확인할 수 있다. 하지만 부하압력 신호는 미세한 진동 양상의 노이즈 신호가 포함되어 정확한 관측을 어렵게 한다.

서보 밸브 스톨 변위 신호에 대한 부하 압력과 부하 유량의 특성 선도를 Fig. 9에서 보여 주고 있다. 스톨 변위가 0인 지점에서 부하압력과 부하유량이 정확히 0이어서, 스톨변위와 부하압력 사이 혹은 스톨변위와 부하유량 사이에는 영점 오차가 존재하지 않음을 알 수 있다. 또한 입력신호가 감소하는 과정 중에 얻어진 부하압력과 부하유량의 선도가 입력신호가 증가하는 과정 중에 얻어진 선도들과 거의 완벽하게 일치하여 마치 하나의 선도인 것처럼 보인다. 즉, 스톨 변위와 부하압력 사이에는 스톨변위와 부하유량 사이와 마찬가지로 히스테리시스가 사라짐을 확인할 수 있다. 이를 역으로 해석하면, 서보 밸브의 입력에서부터 스톨변위까지의 과정이 히스테리시스가 발생하는 과정이며, 이러한 히스테리시스가 부하유량에 그대로 투영되어 나타나며, 마찬가지로 부하압력에도 동일하게 전이되어 나타난 것이다. 즉, 부하유량을 대신하여 부하압력을 이용하더라도 밸브의 히스테리시스를 측정이 가능하다는 것을 알 수 있다. 이러한 사실은 입력에 대한 부하압력의 함수 모양이 선형이 아닌 이차 함수 모양이더라도 무관하게 적용된다.

지금까지 정성적으로 관측한 결과를 정량적으로 고찰한다. Fig. 7의 입력 신호에 따른 스톨 변위와 부하 압력, 부하 유량의 히스테리시스 루프 면적을 구한 결과와 히스테리시스 루프 면적을 각 신호의 최댓값으로 나누어 표준화한 결과를 Table 3에서 보여 준다. 부하 압력과 부하 유량의 표준화된 히스테리시스 면적은 매우 근접된 결과를 보여줌을 알 수 있으며, 스톨변위에 대한 표준화된 히스테리시스 면적을 기준으로 하여 2% 이내의 오차를 보이는 정도이다.

Table 3 Comparison of the Hysteresis loop areas

	$x_v$	$P_L$	$Q_L$
hysteresis loop area for $i$	9.254 [ $3.8 \cdot 10^{-5}$ m·V]	6.474 [1.4 MPa·V]	11.164 [0.6 LPM·V]
maximum value	7.0 [ $3.8 \cdot 10^{-5}$ m]	5.0 [1.4 MPa]	8.3 [0.6 LPM]
normalized hysteresis area	1.322 [V]	1.295 [V]	1.345 [V]
error for $x_v$ nor. hys. area	0 %	2.0 %	1.7 %

4.2 서보밸브 포트 압력의 이용

배관부하 실험에서 입력 신호에 대해 서보밸브 각 포트의 출력부 압력  $P_1$  과  $P_2$ 으로도 히스테리시스의

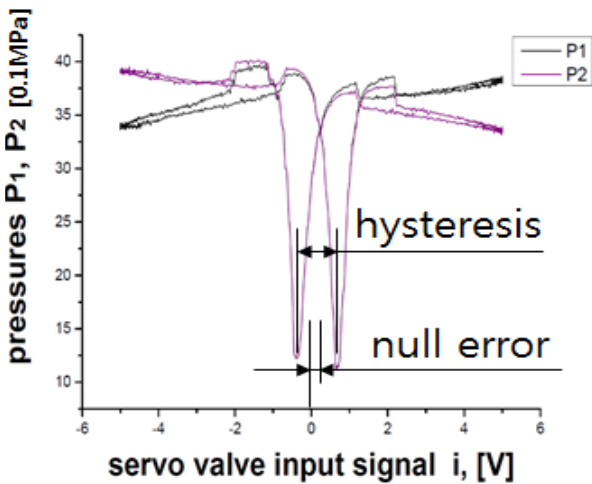


Fig. 10 Port pressures  $P_1, P_2$  for valve input

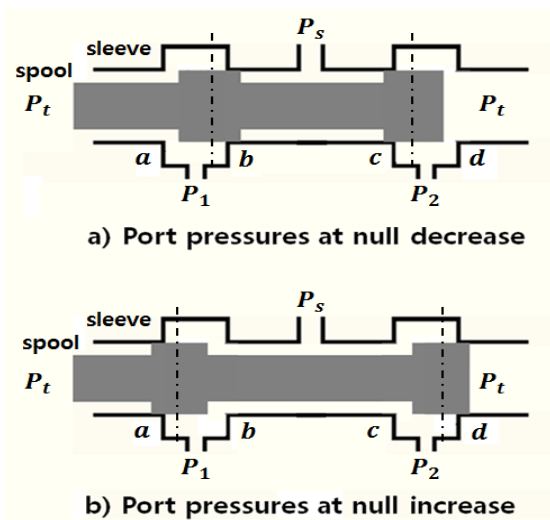


Fig. 11 Port pressures at null deviate from  $P_s/2$  due to the mismatch errors

크기를 측정할 수 있으며, 그 결과의 그래프가 Fig. 10과 같다. 그림과 같이 두 포트의 압력이 매우 날카롭게 강하하여 꼭짓점 모양의 두 지점이 일정한 간격을 가지고 있는 것을 볼 수 있다. 두 꼭짓점은 각각 입력신호가 감소하는 과정과 증가하는 과정에서의 영점을 의미하며, 이 두 지점의 입력신호의 간격은 히스테리시스의 크기로 볼 수 있다.

서보밸브 출력 포트의 압력 선도에서 날카로운 꼭짓점 모양이 나타나는 이유는 Fig. 11에서 도식적으로 보여 주는 바와 같이 스톱 랜드 사이의 거리와 슬리브 포트 사이의 거리가 차이를 보이는 비부합 오차(mismatch error) 때문이다. 스톱 랜드 사이의 거리와 슬리브 포트 사이의 거리가 비부합한 경우에는 영점 상태에서  $P_1, P_2$  포트에서 공급 압력  $P_s$  측에 연결된 오리피스 b, c의 개구면적과 귀환 압력  $P_t$  측에 연결된 오리피스 a, d의 개구면적이 서로 다르기 때문에 스톱-슬리브가 완벽한 대칭조건인 경우의 압력  $P_s/2$ 로부터 이탈하게 된다. 예를 들어서, Fig. 10과 같이 영점에서 포트 압력이 공급 압력의 절반보다 낮은 경우는 Fig. 11의 (a) 경우에 해당하며, Fig. 11의 (b) 경우에는 영점에서 포트 압력이 공급 압력의 절반보다 높게 된다.  $P_1, P_2$  포트 압력이 압력  $P_s/2$ 로부터 이탈하는 정도는 스톱-슬리브의 틈새 크기와 비부합 오차의 상대적 크기에 따라 영향을 받을 것으로 예측된다. 그러므로 스톱-슬리브의 틈새 크기 수준의 비부합 오차에도  $P_1, P_2$  포트 압력이 압력  $P_s/2$ 로부터 이탈하는 현상이 뚜렷하게 나타날 것으로 생각된다. 이러한 정량적 해석은 실험 연구로는 매우 복잡하며, 추후에 컴퓨터 시뮬레이션에 의한 연구가 필요하다고 판단된다.

앞 선 Fig. 7과 Fig. 8과 같이 부하 압력으로 측정하는 방법은 서보밸브 영점 부근에서 압력 선도의 기울기가 너무 완만하고, 노이즈가 관측되면서 비교적 정확한 영점과 히스테리시스의 크기 측정이 어렵고, 측정된 결과 값의 오차가 크게 될 수 있는 문제점이 있다. 하지만 Fig. 10과 같이 두 포트 압력이 급격히 하강하는 꼭짓점의 존재는 이러한 문제점을 개선할 수 있는 방법이라고 할 수 있다.

본 실험에서 측정된 압력에서 강하된 두 꼭짓점 사이의 거리인 히스테리시스는 전압신호로 환산된 입력 신호를 기준으로 했을 경우 1.04 V인데, Fig. 8에서 측정된 1.06 V와 유사함을 알 수 있다.

서보밸브 출력부 압력  $P_1$  과  $P_2$ 의 그래프를 입력

신호 대신에 스펙트럼에 대하여 그렸을 경우를 Fig. 12에서 보여주고 있다.

앞에서 스펙트럼에 대한 부하압력의 선도인 Fig. 9의 결과와 같이 Fig. 12에서도 영점오차와 히스테리시스 효과가 나타나지 않는 결과를 볼 수 있다. 이 또한 앞서 설명한 출력된 스펙트럼 변위와 압력 신호 사이에서는 영점오차와 히스테리시스를 발생시키는 요인 인자가 없음을 다시 한 번 확인시켜 준다.

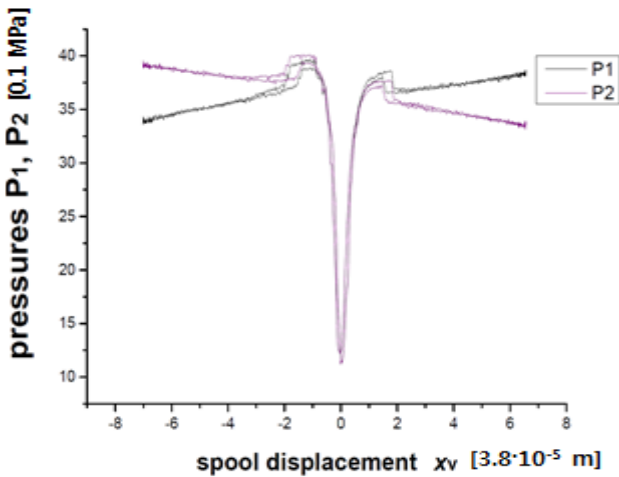


Fig. 12 Port pressures  $P_1$ ,  $P_2$  for spool displacement

### 5. 결 론

본 연구는 기존의 서보밸브 정적 성능 시험 항목 중에서 영점과 히스테리시스를 측정하기 위하여 유량 신호 혹은 스펙트럼 변위를 사용하였을 경우에 발생하는 어려움을 개선 하고자 배관 압력 신호를 이용하는 방법을 제시하고, 이 방법의 효율성을 실험적으로 확인하였다. 연구 결과는 다음과 같이 요약된다.

1) 서보 밸브 토출 부를 배관으로 연결한 상태에서 배관의 압력 신호를 이용하여 서보 밸브의 히스테리시스와 영점을 측정할 수 있다. 즉, 히스테리시스와 영점의 측정을 위하여 기존에 사용되었던 유량 신호와 스펙트럼 변위 신호를 대신하여 압력 신호로 측정이 가능하다.

2) 서보 밸브 두 출력부의 압력 차인 부하 압력을 이용하는 것보다 출력부 압력을 그대로 이용하여 히스테리시스와 영점을 측정하는 것이 더 용이하고 효율적이다.

3) 향후 서보밸브 출력 포트 압력이 매우 날카로운 꼭짓점 모양을 보이는 현상에 대하여 서보밸브 스펙-

슬리브의 비부합 오차가 미치는 정량적 효과를 컴퓨터 시뮬레이션 해석을 통하여 규명하는 연구가 필요하다.

### 후 기

본 연구는 금오공과대학교 학술연구비에 의하여 연구되었습니다.

### References

- 1) ISO 10770-1 Hydraulic fluid power - Electrically modulated hydraulic control valves - Part 1: Test methods for four-way directional flow control valves. 1998.
- 2) William J. Thayer, "Specification Standards for Electrohydraulic Flow Control Servo valves, Moog Technical Bulletin 117", Moog Inc. Control Division, 1962.
- 3) Robert A. Nasca, "Testing Fluid Power Components", Industrial Press Inc. (New York USA), pp 212-240, 1990.
- 4) ISO 4411 Hydraulic fluid power - Valves - Determination of pressure differential / flow characteristics. 1986.
- 5) ISO 1219-1, Fluid power systems and components - Graphic symbols and circuit diagrams - Part 1: Graphic symbols for conventional use and data-processing applications
- 6) ISO 3448, Industrial liquid lubricants - ISO viscosity classification, 1992.
- 7) ISO 4406, Hydraulic fluid power - Fluids - Method for coding level of contamination by solid particles
- 8) ISO 5598, Fluid power systems and components - Vocabulary
- 9) ISO 6743-4, Lubricants, industrial oils and related products (Class L) - Classification - Part 4: Family H (Hydraulic systems)
- 10) ISO 9110-1, Hydraulic fluid power - Measurement techniques - Part 1: General measurement principles, 1990.
- 11) ISO 10771-1, Hydraulic fluid power - Fatigue pressure testing of metal pressure-containing



- envelopes — Part 1: Test method
- 12) IEC 60617-DB, Graphical symbols for diagrams
  - 13) KS B 6511 Test methods for electro - hydraulic proportional directional series flow control valves. 2011.
  - 14) Sungdong Kim, Sunghoe Son and Y. B. Ham, Effect of Spool-Sleeve Geometry on Static Pressure Characteristics of Servo Valves, Journal of Drive and Control, Korean Society for Fluid Power and Construction Equipment, ISSN 2234-8328, Vol. 13 No. 1, pp34~42, 2016.
  - 15) Herbert E. Merritt, “Hydraulic Control Systems”, John Wiley & Sons, Inc. (New York USA), ISBN 0 471 59617 5, pp289~290, 1967.
  - 16) Moog Inc., “D633 Direct Drive Proportional valve manual”