

서보밸브 스푼-슬리브 형상공차가 압력 정특성에 미치는 영향 연구

Effect of Spool-Sleeve Geometry on Static Pressure Characteristics of Servo Valves

김성동^{1*} · 손성회² · 함영복³

Sung Dong Kim, Sung Hoe Son and Young Bog Ham

Received: 27 Jan. 2016, Accepted: 23 Feb. 2016

Key Words : Pressure Gain(압력 이득), Hysteresis(히스테리시스), Clearance(틈새), Overlap(오버랩), Mismatch Error(비부합 오차)

Abstract: This study studied how the clearance, overlap and mismatch errors of spool-sleeve affect the static pressure characteristics of a servo valve. A computer simulation model was established as a direct acting servo valve and a series of simulations was conducted for various values of clearance, overlap and mismatch errors. Pressure gain decreased as the clearance increased. The overlap also affects the pressure gain and was similar to the effect of clearance. Asymmetry of the pressure plot got worse and worse as the mismatch error increased.

기호 설명

B : effective bulk modulus of oil, Pa
 B_f : fluid friction coefficient, Ns/m
 c : clearance between spool and sleeve, m
 C_d : flow coefficient, dimensionless
 F : spool driving force of linear force motor, N
 F_c : Coulomb friction force, N
 F_f : flow force, N
 H : hysteresis for the input signal, mA
 i : servo valve input signal, mA
 K_i : gain of motor force for valve input, N/mA
 K_x : gain of force for spool displacement, N/m
 K_s : coefficient of spool centering spring, N/m
 M_e : mismatch between spool lands and ports, m
 M_s : spool mass, kg
 N_e : null error, mA
 O : overlap between spool lands and ports, m
 P_A : pressure of port A, bar

P_B : pressure of port B, bar
 P_d : downstream pressure of orifice or clearance
 P_L : load pressure, bar
 P_S : supply pressure, bar
 P_t : return line pressure, bar
 P_u : upstream pressure of orifice or clearance, bar
 Q_L : load flow rate, m³/s
 $Q_{a \sim d}$: clearance flow rate of or orifice flow rate for ports a, b, c, d, m³/s
 U : underlap, m
 V_A : volume of port A, m³
 V_B : volume of port B, m³
 w : width of spool ports, m
 x : spool displacement, m
 x_e : spool displacement error caused by mismatch between input and spool displacement, m
 ρ : density, kg/m³
 μ : viscosity, N·s/m²

* Corresponding author: sdkim@kumoh.ac.kr

1, 2 Department of Mechanical System Engineering, Kumoh National Institute of Technology, Gumi 39177, Korea

3 Extreme Energy Machinery lab, Korea Institute of Machinery & Materials Industrial Machinery, 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. 서론

기계 산업 분야에서 널리 사용되는 유압 서보밸브는 고가, 초정밀 부품으로 구성되어 있으며, 서보밸브의 고장은 서보밸브가 구동을 하게 되는 장비의

가동을 정지시키면서 생산에도 큰 손실을 초래하기 때문에 유압용 서보밸브의 성능유지, 관리, 보수가 매우 중요하게 인식된다.

서보밸브의 성능진단 실험에 관한 연구와 문헌이 많이 존재하고 있지만¹⁻⁴⁾, 서보밸브의 다양한 성능 항목들을 모두 측정하는 것은 매우 번거로운 작업이다. 국제 표준 규격인 ISO 10770-1¹⁾는 서보밸브를 진단하기 위해서 사용되는 신호의 종류와 진단 방법, 절차 등을 제시하고 있다. 예를 들어, 서보밸브의 정적 성능 항목인 영점(null), 히스테리시스 등은 유량 신호를 이용하여 측정하는 방법을 제시하고 있다. 일반적으로 유량센서는 가격이 비싸고, 측정 장치에 설치하는 과정이 복잡한 단점이 있다. 압력 신호를 이용하여 측정하는 성능 인자는 압력 계인에 그치고 있다.^{1, 5)} 서보밸브의 스톱 변위 신호를 사용하는 방법은 서보밸브 동특성을 표현하는 대역폭 주파수를 측정하는 용도로만 사용되며, 서보밸브의 정적 특성을 측정하는 용도로는 사용되지 않는다.

본 연구에서는 서보밸브 입력신호에 대하여 부하 압력 신호를 이용하여 측정되는 압력계인 특성 선도로부터 압력계인 뿐만 아니라, 영점(null), 히스테리시스 등을 측정하는 방법의 가능성을 조사한다. 또한 서보밸브 스톱 변위 신호에 대한 압력계인 특성 선도에 대한 컴퓨터 시뮬레이션 결과에 분석하여 스톱-슬리브의 틈새, 오버랩, 비부합 오차 등의 형상 공차가 히스테리시스, 압력계인 등의 밸브 성능에 미치는 영향을 조사하고자 한다.

연구 방법은 스톱변위 센서가 내장되어 있는 직동형 서보밸브(Fig. 1)를 분해하여 측정된 부품의 사양을 바탕으로 컴퓨터 해석 모델을 유도하고, 스톱-슬리브의 틈새, 오버랩, 비부합 오차 등이 히스테리시스, 압력계인 등의 밸브 성능에 미치는 영향을 컴퓨터 시뮬레이션 해석의 방법으로 조사하고자 한다. 윤소남⁶⁾은 압력계인 선도를 얻기 위한 수학 모델의 유도과정에서 틈새 흐름과 오리피스 흐름사이의 변화과정에서 급격한 불연속 특성을 방지하기 위하여 두 가지 특성의 흐름 사이에 보간법을 적용하는 방안을 제시하였다. 본 연구에서는 이러한 개념의 보간법을 적용하여 연속된 특성의 모델을 유도하여 적용하였다.

2. 컴퓨터 시뮬레이션 모델

서보밸브를 구동하는 비례 포스 모터(linear force motor)의 기본 모델 식 (1)은 전자기 이론, 솔레노이드

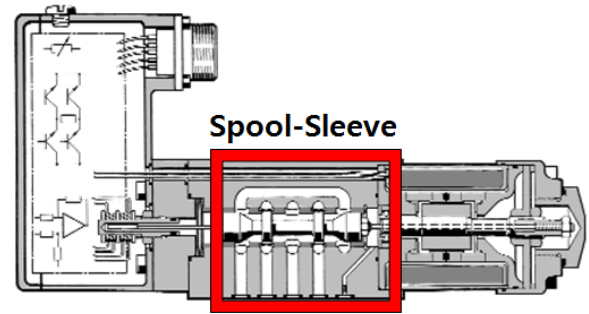


Fig. 1 Construction of a direct drive servo valve

드 재료의 기자력-자속밀도의 특성 등에 기반을 두어 결정되며 매우 복잡하다. 여기서 N 은 권선수, λ_p 은 영구자석의 자속, μ_o 는 공기 투자율, A 는 공극 면적, x_o 는 초기 공극 길이를 각각 의미한다. 본 연구에서는 입력 전류 i - 전자기력 F 의 특성실험과 스톱 변위 x - 전자기력 F 특성 실험의 결과를 바탕으로 식 (2)과 같이 단순화하였으며, 히스테리시스 현상을 Fig. 2와 같이 모델링하고 식(3), (4)에 기반을 두고 이번 연구를 진행하였다.

$$F = \frac{N\lambda_p\mu_o A}{2x_o}i + \frac{\lambda_p^2\mu_o A}{2x_o^3}x \quad (1)$$

$$F = K_i \cdot i + K_x \cdot x \quad (2)$$

$$F = K_i \left(i - \frac{H}{2}\right) + K_x \cdot x \quad \text{for } \frac{di}{dt} \geq 0 \quad (3)$$

$$F = K_i \left(i + \frac{H}{2}\right) + K_x \cdot x \quad \text{for } \frac{di}{dt} \leq 0 \quad (4)$$

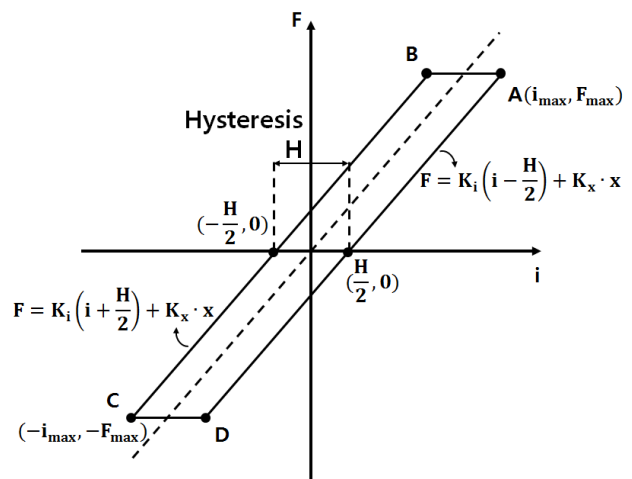


Fig. 2 Modeling of hysteresis between valve input signal and spool driving force

또 스톱과 슬리브의 조립 상태는 Fig. 3에 그려져

있는데, 스톱의 변위에 따라서 형성되는 유체 흐름의 특성을 크게 틱새 흐름과 오리피스 흐름으로 표현된다.

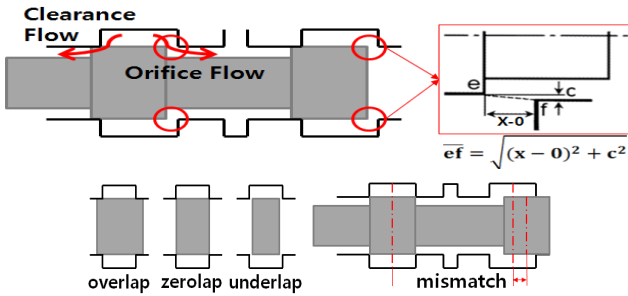


Fig. 3 Clearance, lap condition and mismatch error between spool and sleeve

스톱 랜드와 슬리브 사이의 틱새 흐름은 층류(Laminar flow)이며 식 (5)와 같이 표현된다. 오리피스 흐름은 식 (6)와 같이 표현된다. 그리고 밸브에서 유압 작동기로 연결되는 A, B 포트를 차단한 상태에서 유량이 연속 방정식을 적용하여 두 포트 압력 P_A , P_B 은 유량의 연속방정식 (7)과 (8)로 표현되며, 부하 압력 P_L 은 두 포트 압력의 차압이다. 전자기력에 의하여 구동되는 스톱의 운동방정식은 식 (10)과 같다. 식 (10)에서 A, B 포트가 차단한 상태를 적용하면 유체력(flow force) F_f 는 무시될 수 있다.

$$Q = \frac{wc^3}{12\mu(O+x)}(P_u - P_d) \quad (5)$$

$$Q = C_d w \sqrt{(x-O)^2 + c^2} \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_u - P_d)} \quad (6)$$

$$Q_b - Q_a = \frac{V_A}{B} \times \frac{dP_A}{dt} \quad (7)$$

$$Q_c - Q_d = \frac{V_B}{B} \times \frac{dP_B}{dt} \quad (8)$$

$$P_L = P_A - P_B \quad (9)$$

$$M_s \frac{d^2x}{dt^2} + B_f \frac{dx}{dt} + K_s(x + x_e) + \text{sign}\left(\frac{dx}{dt}\right)F_c + F_f = F \quad (10)$$

식 (5)와 (6)을 바탕으로 하여, Fig. 4에서 보여 주는 a-d 포트와 스톱 변위의 구간에 따라 선택적으로 적용하여, 식 (11)과 같이 정리하였다. 틱새 흐름에서 오리피스 흐름으로 변화하는 과정을 부드럽게 연

결하기 위하여 스톱-슬리브 영점(null)에 인접한 영역에서는 보간법을 적용하였다. 오리피스 길이에 관한 모델 식에서도 틱새 c 의 효과를 고려하였으며, 영점 부근에서 틱새 면적으로부터 스톱변위에 의한 오리피스 면적으로 부드럽게 변화하게 하였다.

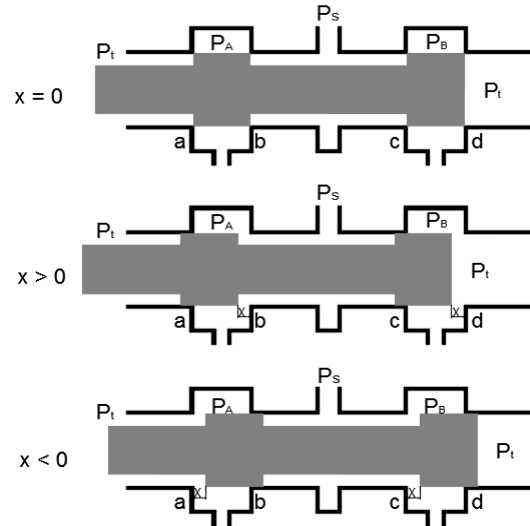


Fig. 4 Modeling of hysteresis between valve input signal and spool driving force

for $O < x$ (11-1)

$$Q_a = \frac{wc^3}{12\mu(O+x)}(P_A - P_t)$$

$$Q_b = C_d w \sqrt{(x-O)^2 + c^2} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_s - P_A)}$$

$$Q_c = \frac{wc^3}{12\mu(O+x)}(P_s - P_B)$$

$$Q_d = C_d w \sqrt{(x-O)^2 + c^2} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_B - P_t)}$$

for $O - c \leq x \leq O$ (11-2)

$$Q_a = \frac{wc^3}{12\mu(O+x)}(P_A - P_t)$$

$$Q_b = \frac{O-x}{c} \cdot \frac{wc^3}{12\mu c}(P_s - P_A) + \frac{c-(O-x)}{c} \cdot C_d w \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_s - P_A)}$$

$$Q_c = \frac{wc^3}{12\mu(O+x)}(P_s - P_B)$$

$$Q_d = \frac{O-x}{c} \cdot \frac{wc^3}{12\mu c}(P_B - P_t) + \frac{c-(O-x)}{c} \cdot C_d w \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_B - P_t)}$$

for $0 \leq x < O - c$ (11-3)

$$Q_a = \frac{wc^3}{12\mu(O+x)}(P_A - P_t)$$

$$Q_b = \frac{wc^3}{12\mu(O-x)}(P_S - P_A)$$

$$Q_c = \frac{wc^3}{12\mu(O+x)}(P_S - P_B)$$

$$Q_d = \frac{wc^3}{12\mu(O-x)}(P_B - P_t)$$

for $-O + c < x < 0$ (11-4)

$$Q_a = \frac{wc^3}{12\mu(O-|x|)}(P_A - P_t)$$

$$Q_b = \frac{wc^3}{12\mu(O+|x|)}(P_S - P_A)$$

$$Q_c = \frac{wc^3}{12\mu(O-|x|)}(P_S - P_B)$$

$$Q_d = \frac{wc^3}{12\mu(O+|x|)}(P_B - P_t)$$

for $-O \leq x \leq -O + c$ (11-5)

$$Q_a = \frac{O-|x|}{c} \cdot \frac{wc^3}{12\mu c} (P_A - P_t) + \frac{c-(O-|x|)}{c} \cdot C_d c w \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_A - P_t)}$$

$$Q_b = \frac{wc^3}{12\mu(O+|x|)}(P_S - P_A)$$

$$Q_c = \frac{O-|x|}{c} \cdot \frac{wc^3}{12\mu c} (P_S - P_B) + \frac{c-(O-|x|)}{c} \cdot C_d c w \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_S - P_B)}$$

$$Q_d = \frac{wc^3}{12\mu(O+|x|)}(P_B - P_t)$$

for $x < -O$ (11-6)

$$Q_a = C_d w \sqrt{(|x| - O)^2 + c^2} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_S - P_A)}$$

$$Q_b = \frac{wc^3}{12\mu(O+|x|)}(P_S - P_B)$$

$$Q_c = C_d w \sqrt{(|x| - O)^2 + c^2} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_S - P_B)}$$

$$Q_d = \frac{wc^3}{12\mu(O+|x|)}(P_B - P_t)$$

틈새의 유량과 오리피스 유량을 표현하는 (11-1)~(11-6)식은 오버랩의 스톱-슬리브를 기준으로 한 것이며, 언더랩의 경우에는 언더랩 조건에 맞게 수정되어야 한다. 여기서는 지면을 아끼기 위하여 생

략한다.

이상에서 유도된 수학적 모델을 매트랩(Matlab) 언어를 이용하여 프로그램을 작성하고 시뮬레이션하였다. 식에 사용되는 파라메타 값은 Table. 1의 값을 참고하여 시뮬레이션을 진행하였다.

Table 1 Parameter for computer simulation

Parameter	Unit	value
c	m	$3 \cdot 10^{-6}$
C_d	none	0.61
B_f	Ns/m	3.566
F_c	N	$1.68 \cdot 10^{-1}$
F_f	N	0
H	mA	34.0
M_s	kg	0.08772
N_e	mA	25
K_i	N/mA	0.05838
K_s	N/m	131,200
K_x	N/m	0
P_s	N/m ²	$70 \cdot 10^5$
V_A, V_B	m ³	$3.5 \cdot 10^{-6}$
x_e	m	0 or $11.1 \cdot 10^{-6}$
β_e	N/m ²	$1000 \cdot 10^5$
μ	Ns/m ²	0.04
ρ	Kg/m ³	867
w	m	$5.8 \cdot 10^{-3}$

Table 2에서 컴퓨터 시뮬레이션에 적용된 틈새, 오버랩, 스톱-슬리브 비부합 오차 등의 파라메타 값들을 보여준다. 파라메타들의 기준 값을 일정하게 유지하면서 한 번에 한 가지 파라미터만을 변화시키면서 해당 파라미터 변화의 효과를 관측하였다. 기준이 되는 파라미터의 조건은 틈새 c 는 $3 \cdot 10^{-6}$ m, 입력신호 주기 시간은 500 s, 제로 랩 조건, 비부합 오차가 없는 조건으로 하였다.

Table 2 Parameter values applied at the computer simulation analysis

Clearance [10^{-6} m]	3	6	9	12
Input cycle period [s]	0.5	5	50	500
Mismatch [10^{-6} m]	0	6	12	18
Overlap [10^{-6} m]	0	6	12	18
Underlap [10^{-6} m]	0	6	12	18

3. 시뮬레이션 결과

스풀과 슬리브 사이에 오버랩과 비부합 오차가 제거되고 틈새만 주어진 상태에서 히스테리시스 특성 선도를 Fig. 5 ~ Fig. 7에서 보여준다. Fig. 5의 입력 전류에 대한 스톱구동력(쿨롱 마찰력 효과 포함)의 히스테리시스가 Fig. 6에서 보여주는 압력신호의 히스테리시스의 크기와 일치하는 반면에, Fig. 7에서 보여주는 스톱 변위 신호와 P_A , P_B , P_L 압력 신호들 사이에는 히스테리시스 현상이 나타나지 않는다. 이러한 사실은 스톱 변위 신호와 압력 신호 사이에는 히스테리시스의 원인 인자가 존재하지 않으며, 인자로 알려진 자기 히스테리시스와 쿨롱 마찰력은 입력 신호와 스톱변위 사이에 작용하는데, 이러한 히스테리시스가 P_A , P_B , P_L 압력 신호들에도 그대로 전이되어 나타나는 것이다. 그러므로 서보밸브의 히스테리시스를 압력신호 선도로부터도 측정이 가능하다고 할 수 있다.

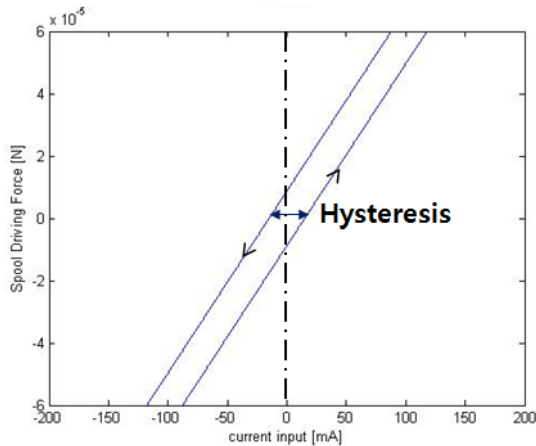


Fig. 5 Hysteresis between current input and spool driving force

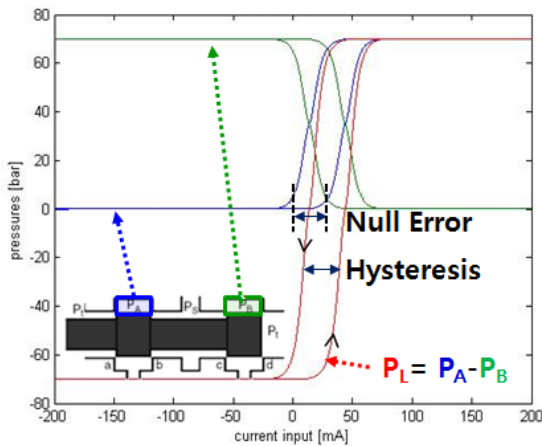


Fig. 6 Null error and hysteresis between current input and pressures of P_A , P_B , and P_L

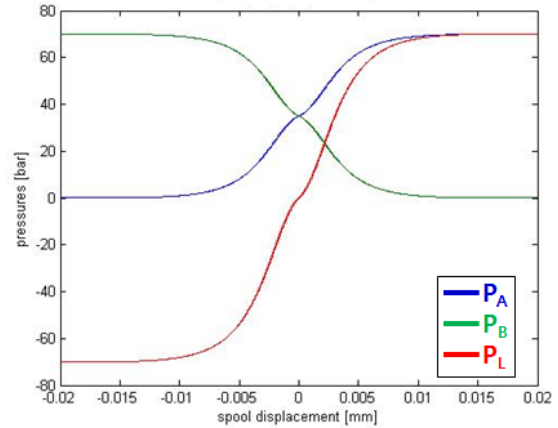


Fig. 7 No hysteresis exists between spool displacement and pressures of P_A , P_B , and P_L for 500 s input cycle period

Fig. 7에서 스톱변위가 0(영)인 지점에서 부하압력이 정확히 0가 되며, 스톱과 슬리브가 정합 상태인 영점(null) 상태이다. Fig. 5와 7의 경우와 동일한 시뮬레이션 조건이지만, Fig. 6에서는 영점에 해당하는 입력신호의 값이 0로부터 편위되어 있다. 입력신호의 영점오차(null error)를 입력 신호가 증가할 경우의 영점과 감소할 경우의 영점의 중앙값으로 정의하면, 히스테리시스 현상을 보이는 부하압력이 0가 되는 두 지점의 입력 값의 중앙 값을 영점 오차로 측정할 수 있다. 혹은 P_A 압력과 P_B 압력이 정확히 일치하는 지점들의 중앙 값을 영점오차로 측정할 수도 있을 것이다. Fig. 6에서는 부하압력이 0이 되는 입력신호들의 중앙값은 25 mA만큼 편위되어 있으며, 영점오차는 25mA이다. 이것은 입력신호가 25 mA일 때에 스톱변위가 0이 되도록 입력신호-스풀변위의 부정합 오차 x_e 를 $11.1 \cdot 10^{-6}$ 값으로 인가하였기 때문이다. 만약 압력신호와 함께 스톱변위신호를 모두 측정할 수 있는 경우에는 스톱변위신호가 0인 지점의 입력신호 값 25 mA를 영점 오차로 측정할 수 있을 것이다.

Fig. 7의 입력신호의 사이클 주기시간은 500 s(초)로 매우 길게 설정된 경우에 P_A , P_B , P_L 압력선도에서 히스테리시스 효과가 보이지 않는다. 하지만, Fig. 8과 Fig. 9에서 보여주는 바와 같이 입력신호의 사이클 시간을 5 s와 50 s로 짧게 했을 경우에는 스톱변위신호와 압력신호들 사이에서도 마치 히스테리시스 인자가 존재하는 모습의 시뮬레이션 결과를 보인다. 이러한 동적인 히스테리시스는 서보밸브 A, B 출력포트의 압력이 변화하는 속도에 비교하여 스톱의 움직임의 속도가 너무 빠르기 때문에 발생한다.

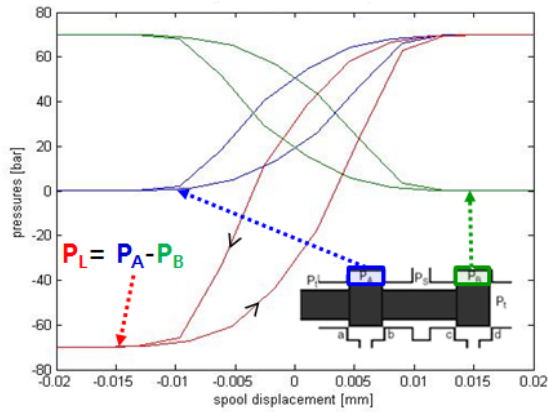


Fig. 8 Dynamic hysteresis between spool displacement and pressures of P_A , P_B , P_L for 5 s input cycle period

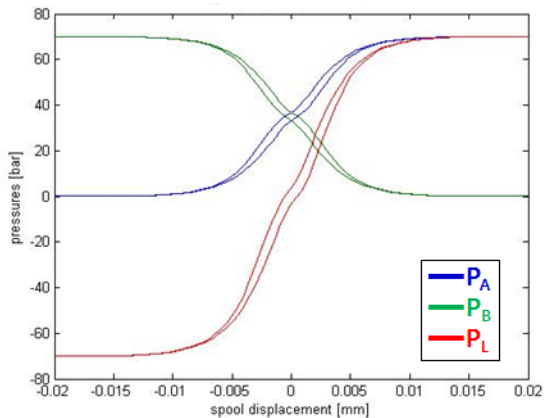


Fig. 9 Dynamic Hysteresis between spool displacement and pressures of P_A , P_B , P_L for 50 s input cycle period

동적 히스테리시스에 관한 이론적 해석은 오리피스 유량식의 선형화, 스프링변위에 대한 부하압력의 전달 함수, 역-라플라스 변환으로 부하압력의 시간 응답 함수를 구하는 등의 복잡한 과정을 필요로 한다. 여기서는 스프링-슬리브 부의 모델 식과 컴퓨터 시뮬레이션 결과에 대하여 정성적으로 고찰한다. 예를 들어서, Fig. 4에서 $x \geq 0$ 인 경우에 대하여 설명한다. 제로랩의 스프링-슬리브 상태에서 A 부위의 a 포트 흐름은 틈새 흐름이며 흐름이 원활하지 못하며 유량이 작은 반면에 b 포트 흐름은 오리피스 흐름이어서 원활하며 동일 조건에서 유량이 크다. 이러한 두 가지 유량이 서로 평형을 이룬 상태의 압력의 궤적이 압력계인 선도이다. 틈새 흐름의 유량은 매우 작은 양이므로 순간순간에 평형을 이루는 속도가 매우 느리며, 이와 같이 매우 느린 특성의 정적 현상을 측정하기 위해서 입력 신호의 주기 시간도 매우 길게 설정

되어야 한다. Fig. 8과 같이 주기 시간이 과도하게 짧게 설정된 경우에는 A 부위의 압력이 충분히 낮아져 Fig. 7에서 보여 주는 정상 상태에 미처 도달하기 전에 스프링이 움직여 버리기 때문에 정상 상태보다 높은 값이 된다. 유사한 논리로 B 부위의 압력은 Fig. 7의 정상 상태 값보다 낮게 형성되며, A부위 압력과 B부위 압력의 차압인 부하압력도 정상상태 값보다 크다. 이 부하 압력이 입력신호가 감소하는 동안의 궤적과 증가하는 동안의 궤적이 서로 다르게 되어서, 마치 히스테리시스 현상과 유사한 모습을 띠게 된다.

이 후의 시뮬레이션에서는 입력 신호 주기와 시뮬레이션 시간을 500 s로 길게 하여, 동적인 효과를 제거한 상태에서 순수하게 스프링-슬리브의 형상 오차가 정특성에 미치는 효과를 조사한다. 동적인 히스테리시스를 제거할 수 있는 입력 주기 시간에 대한 기준을 이론적으로 해석하는 것은 매우 복잡하여 추후의 연구과제로 남겨 두고, 여기서는 단순히 시행오차적으로 시뮬레이션한 결과에 근거하여 결정하였다.

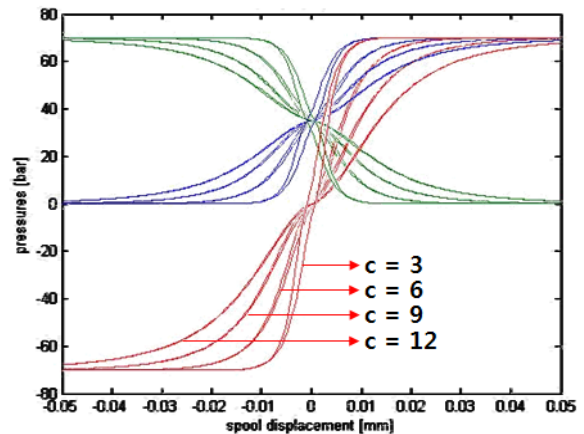


Fig. 10 Variation of pressure gain according to the clearance size

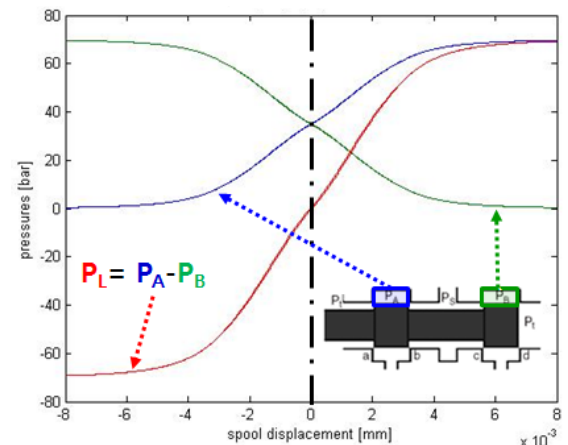


Fig. 11 Symmetry property in case of no overlap and no mismatch errors

Fig. 10에서 스톱과 슬리브 사이의 틈새가 증가함에 따라 부하압력의 변화기울기인 압력계인이 작아짐을 알 수가 있다. 또한 틈새 크기가 증가함에 따라 압력이 변화하는 스톱변위의 영역도 증가한다. 이러한 내용은 이미 기존 문헌⁵⁾에서 알려져 있는 것들이다.

Fig. 11에서 오버랩과 비부합 오차가 존재하지 않는 경우에 압력 P_A 와 P_B 는 정확히 대칭적으로 변화함을 알 수 있다. P_A 압력과 P_B 압력이 정확히 일치하는 지점에서 부하압력 P_L 이 0에 해당하며 스톱과 슬리브의 영점(null)상태에 이른다.

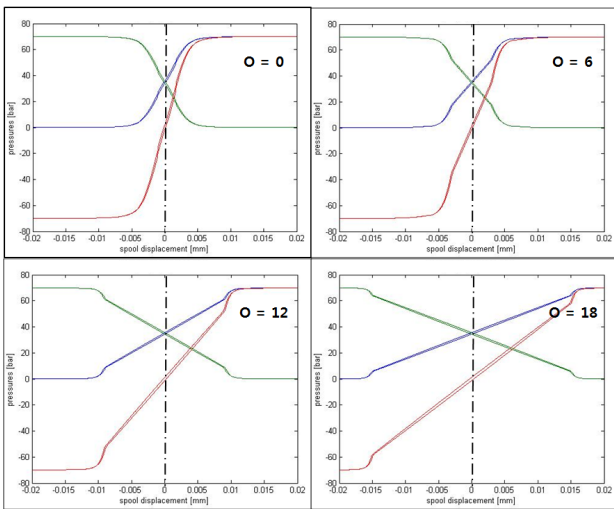


Fig. 12 Effect of overlap on the pressure gain and pressure transition length

Fig. 12에서 스톱과 슬리브 사이에 오버랩이 존재하는 경우의 모습을 보여준다. 스톱과 슬리브가 오버랩된 상태에서는 A, B 두 출력 포트모두가 스톱-슬리브 틈새의 유량에 의하여 압력이 변화하기 때문에 제로랩의 경우에 압력계인 선도가 변화하는 양상과 다르다. 제로랩 경우보다 더 뚜렷한 직선 모습을 띠면서 영점 영역 혹은 오버랩 영역에 위치하게 된다. 오버랩 영역을 벗어나면서 압력계인 선도가 부드러운 곡선의 형상을 띠게 된다.

곡선 구간에서는 압력 P_A 와 P_B 의 공간에 연결된 두 포트 a와 b 혹은 c와 d가 각각 틈새 흐름과 오리피스 흐름의 양상을 가지지만, 스톱-슬리브 틈새의 유로 길이가 오버랩 길이만큼 길게 형성되기 때문에 틈새 흐름의 효과가 미약하며 결과적으로 아주 좁은 영역에 그치는 것으로 판단된다. 즉, 스톱-슬리브 틈새보다 더 큰 오버랩이 존재하는 경우에 오버랩의 크기와 거의 일치하는 영역에서 P_A , P_B , P_L 의 압

력이 직선 양상으로 변화한다. 틈새가 오버랩보다 매우 작다는 조건을 전제한다면 압력이 직선적으로 변화하는 영역의 크기로 오버랩의 크기를 추정할 수 있을 것이다. 또 오버랩이 커짐에 따라 부하압력의 변화 기울기로 정의되는 압력계인이 감소됨을 알 수 있다.

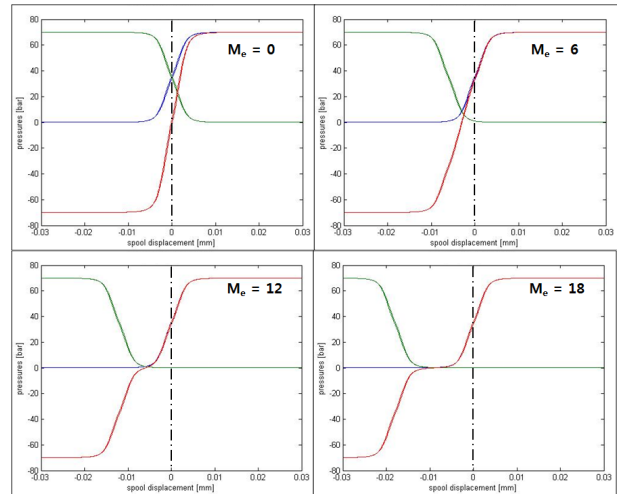


Fig. 13 Effect of spool-sleeve mismatch on the symmetry of P_A , P_B , P_L pressures

Fig. 13에서 스톱의 랜드 사이 거리와 슬리브의 포트 사이 거리의 차이 값으로 정의되는 비부합 오차가 존재하는 경우에는 압력 P_A 와 P_B 사이에 대칭성이 깨어지게 된다. 이 경우에는 압력 P_A 와 P_B 가 각각 식 (12)와 (13)을 만족하는 조건이 해당 포트와 랜드가 독립된 영점을 형성하는 것으로 고려하여야 한다.

$$P_A = \frac{P_S}{2} \tag{12}$$

$$P_B = \frac{P_S}{2} \tag{13}$$

압력 P_A 의 포트와 랜드가 정확히 영점이 되는 일점쇄선 기준 지점으로부터 압력 P_B 의 포트와 랜드가 영점이 되어, 압력 P_B 가 공급압력의 절반이 되는 지점이 편위된다. 여기서 압력 P_A 와 P_B 가 각각 공급압력의 절반이 되는 지점의 입력 신호의 차이 값을 비부합 오차로 측정할 수 있다. 압력 P_A 와 P_B 가 교차하는 점이 부하압력이 0인 지점에 해당하는데, 압력 P_A 의 일점쇄선 기준 지점으로부터 비부합 오차의 절반만큼 편위된다. 또 비부합 오차의 크기가 압력 P_A 와 P_B 부하압력의 변화영역보다 더 큰 경우에 부하압력이 0를 유지하는 영역이 관측되는 것을 확인할 수 있다.

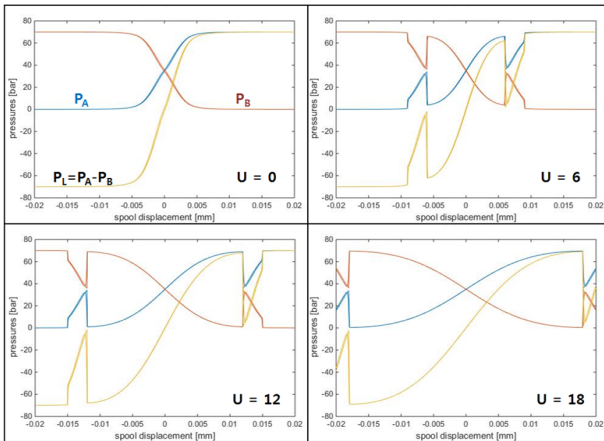


Fig. 14 Effect of underlap on the pressure gain and pressure transition length

Fig. 14에서 언더랩 스톱-슬리브에 대한 시뮬레이션 결과를 보여주고 있다. 영점 인근의 언더랩 영역에서, 압력 P_A 와 P_B 의 공간에 연결된 두 포트 a와 b 혹은 c와 d가 모두 오리피스 흐름이며, 압력 P_A , P_B , P_L 이 매우 완만한 곡선 형상으로 나타난다. 언더랩 특성 영역에 대하여 음양으로 바뀐 영역에서 압력 P_A 와 P_B 의 두 포트가 틈새와 오리피스인 흐름 양상이 주어지는 제로랩 특성이 나타난다. 언더랩 특성 영역과 제로랩 특성영역은 극단적으로 불연속되는 모양으로 나타난다.

Fig. 10 ~ Fig. 14에서 공통적으로 보여주는 특성으로서 스톱과 슬리브 사이의 틈새, 오버랩, 언더랩, 비부합 오차 등의 모든 종류의 형상 공차는 서보밸브의 히스테리시스에는 영향을 미치지 않음을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서 스톱-슬리브 사이에 틈새, 오버랩, 비부합 오차 등의 형상 오차가 압력선도의 특성에 미치는 영향에 대하여 조사되었다. 컴퓨터 시뮬레이션 결과는 다음과 같이 요약된다.

1) 비례 포스 모터의 자기 히스테리시스와 스톱 운동의 고체 마찰력에 의해 유발되는 히스테리시스가 압력선도의 히스테리시스로 그대로 전이된다. 하지만, 입력신호가 짧은 주기로 빠르게 변화하면 오리피스 흐름과 틈새 흐름의 유량 불균형으로 인한 동적인 히스테리시스 효과가 추가된다.

2) 히스테리시스 현상을 보이는 부하압력이 0가 되는 두 지점의 입력 신호 값의 중앙 값을 영점 오

차로 측정할 수 있다.

3) 스톱과 슬리브 사이의 틈새 크기가 증가하면 부하 압력의 변화가 완만해지고 압력계인이 작아지는 반면에 압력이 변화하는 영역은 넓어진다.

4) 오버랩이 증가하면 압력이 변화하는 영역이 길어지고, 결과적으로 압력계인도 감소한다. 오버랩이 틈새에 비교하여 매우 큰 경우에는 부하 압력이 직선 양상으로 변화하며, 압력 변화 영역의 길이가 오버랩의 길이와 거의 일치한다.

5) 스톱 랜드와 슬리브 포트 사이의 비부합 오차가 증가하면 압력선도의 비대칭성도 증가한다. 압력 P_A 와 P_B 가 각각 공급압력의 절반이 되는 지점의 입력 신호의 차이 값이 비부합 오차로 측정할 수 있다.

6) 언더랩 특성 영역은 부드러운 곡선 모양이며, 양 쪽의 제로랩 특성영역과 극단적으로 불연속되는 모양으로 나타난다.

7) 스톱과 슬리브 사이의 틈새, 오버랩, 언더랩, 비부합 오차 등의 모든 종류의 형상 공차는 서보밸브의 정적 히스테리시스에는 영향을 미치지 않는다.

향후 두 가지 이상의 형상공차가 복합되는 경우에 대하여 지속적인 연구를 수행할 계획이다.

후 기

본 연구는 금오공과대학교 학술연구비에 의하여 연구된 논문입니다.

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) ISO 4411 Hydraulic fluid power - Valves - Determination of pressure differential / flow characteristics. 1986.
- 3) KS B 6511 Test methods for electro - hydraulic proportional directional series flow control valves. 2011.
- 4) G. H. Jung and G. H. Lee, "A Development of Proportional Control Solenoid Valve Performance Tester for Automatic Transmission", Journal of the Korea Fluid Power Systems Society, ISSN 1738-3315, Vol. 3 No. 4, pp21~28, 2006.

- 5) Herbert E. Merritt, "Hydraulic Control Systems", John Wiley & Sons, Inc. (New York USA), ISBN 0 471 59617 5, pp217~219, 1967.
- 6) S. N. Yun "A Study on the Performance Evaluation of a Proportional Pressure Control Valve" The Korean Society of Mechanical Engineers, pp. 931~936, 2009.
- 7) William J. Thayer, "Specification Standards for Electrohydraulic Flow Control Servo valves, Moog Technical Bulletin 117", Moog Inc. Control Division, 1962.
- 8) Moog Inc., "D633 Direct Drive Proportional valve manual"
- 9) Robert A. Nasca, "Testing Fluid Power Components", Industrial Press Inc. (New York USA), pp 212-240, 1990.