



스풀형 비례제어밸브의 유체력 검증법



메카트로닉스 공학과

손제목

공학석사 학위논문

스풀형 비례제어밸브의 유체력 검증법



메카트로닉스 공학과

손제목

손제목의 공학석사 학위논문을 인준함.

2011년 2월



목	차
---	---

Abstract i
기호설명 ······ iii
제1장서론1
1.1 연구의 배경
1.2 연구의 개요 ······ 1
제 2 장 대상 밸브의 기초적 특성 3
2.1 대상 밸브의 개요
2.2 대상 밸브의 수학적 모델링 4
2.3 신호조절기의 특성
2.4 비례솔레노이드의 특성 ······· 13
2.5 스풀에 작용하는 유체의 유동력 15
제 3 장 대상 밸브의 정특성 18
3.1 대상 밸브의 실험장치와 시뮬레이션 모델
3.2 대상 밸브의 정특성 ······ 20
제 4 장 스풀에 작용하는 유체 유동력의 동정법 24
4.1 유체 유동력의 동정법 ······ 24
4.2 유체 유동력의 동정 결과 고찰
제 5 장 정상 유동력 동정기의 특성 30
5.1 대상 밸브의 선형화
5.2 정상 유동력 동정기를 포함한 모델의 특성
5.3 비선형 모델의 주파수 응답 특성 ······ 37

제 6 장 결론	41
부록 A ······ A.1 신호조절기의 블록선도 ····· A.2 스풀 변위에 따른 유량의 비선형성 ·····	43 43 44
참고문헌	46



A Method for Identifying Fluid Force in Proportional Control Valves with Spool

Je-Mok, Son

Department of Mechatronics Engineering Graduate School, Pukyong National University

Abstract

Fluid force in spool type hydraulic valves is one of major physical parameters that have great influence on characteristics of the valves. Although spool valves have been used for a long time, researches on the fluid force in spool valves are very rare. There were researches on flow force analysis based on momentum principle, flow force compensation methods, and computational fluid dynamics analysis for evaluating thrust force on spools. However, research reports on precise measuring/identification of flow force by sensing electric signals in electrically controlled spool valves has not to be found in reference surveys. So, the author develops a method of precisely identifying the flow force on spools by an experimental process in this study.

At the first stage of this study, the author suggests a simulation model of a proportional control valve with spool position feedback. Physical parameters are obtained through some measuring process and preliminary, and they are experiments applied to the valve simulation model. The simulation results showed a good agreement with experimental results under zero flow rate which

i

was the state of zero flow force. Therefore, the validity of the simulation program under no flow force was confirmed.

In the next stage, a method for identifying a flow force on a spool in the actual valve was proposed. The method was introduced from a concept of a disturbance observer in automatic control theory. This identification method utilizes a control method that eliminates an error between the control input to the actual valve and the control input to the valve in the valve simulation model. Using this identification method, the flow force on the target valve was identified, and the accuracy of this method was confirmed through comparing results of experiments and simulations.

Finally, a stability and a response characteristics of the flow force identifier itself were investigated through simulations. And it was verified that the flow force identifier had excellent response performances and stability.

Conclusively, it was confirmed that the flow force on spool in spool type hydraulic valves with spool position feedback can be easily identified by using the method suggested in this study.



ii

기호 설명

u : 밸브 제어입력 i : 솔레노이드 전류 i_a, i_b : 솔레노이드 a 의 전류, 솔레노이드 b 의 전류 f_d : 스풀에 작용하는 외란력 x_s : 스풀 위치 r : 기준 입력 s : 라플라스 연산자 SNIVE Q : 밸브 유량 Δp : 밸브 압력차 m : 스풀의 질량 b : 스풀과 슬리브 사이의 점성 마찰 계수 k : 스프링 상수 k_{p}, k_{i}, k_{d} : 밸브 제어기의 비례 게인, 적분 게인, 미분 게인 H : 입력 필터의 게인 et u K_{pos} : 스풀 위치 센서의 게인 *K_a* : 앰프의 게인 *K_{sol}* ∶ 솔레노이드의 게인 τ : 솔레노이드의 시정수 x_o : 오버랩 C₁, C₂ : 밸브 체임버

iii

- v : 작동유체의 유속
- l_1, l_2 : 밸브 체임버의 축방향 길이
- ∅ : 작동유체의 유출 · 입 각도
- C_d : 밸브 개구 오리피스에서의 유량 계수
- f_s : 정상 유동력
- f, : 비정상 유동력
- f : 유체의 유동력
- K : 유동력 계수
- k_{pe}, k_{ie} : 유동력 동정기 제어기의 비례게인, 적분게인

NERSI)

11 10

A : 밸브 개구 면적

ho : 작동유체의 밀도

- \hat{u} : 밸브 시뮬레이션 모델에서의 제어입력
- \hat{x}_{e} : 밸브 시뮬레이션 모델에서의 스풀 변위
- Δp̂ : 밸브 시뮬레이션 모델에서의 밸브압력차
- \hat{f}_s : 밸브 시뮬레이션 모델에서의 정상 유동력

iv

제1장서론

1.1 연구의 배경

스풀형 유압제어밸브의 수학 모델을 정립함에 있어서 가장 어려운 점은 스풀 에 작용하는 유체의 유동력을 정확하게 반영하는 문제이다. 스풀에 작용하는 유 동력에 관한 기초 방정식이 알려져 있지만, 이 식에 의존하여 유동력을 정밀하게 예측하기란 매우 어려우며, 그러한 사실을 이 논문의 전반부에서 실험 결과의 제 시를 통하여 보일 것이다.

스풀 밸브는 유압공학 역사상의 초기부터 사용되어 온 밸브이지만, 스풀에 작 용하는 유체의 유동력에 관한 연구 보고는 그 수가 많지 않으며, 유동력의 경감 법에 관한 연구¹⁾, 운동량 이론에 기초한 유동력의 해석^{2), 3)}, 스풀 밸브 내부의 유동 해석을 통한 스풀 축 방향 추력 계산^{4), 5)} 등이 있다. 그러나 전기적으로 제 어되는 스풀 밸브에서 전기적 제어 신호에 의하여 유체력을 계측한 연구, 운동량 이론으로부터 유도된 유동력의 식을 초월하는 고정밀도의 유동력 발생 매커니즘 을 밸브 모델에 반영한 연구 등은 찾아 보기 어렵다.

1.2 연구의 개요

이 연구에서는 스풀의 위치가 폐루프 제어되는 일반적인 형태의 비례 방향/유 량제어 밸브를 대상으로 하여, 스풀에 작용하는 유체의 유동력을 정확하게 동정 하는 기법을 개발하고자 한다.

이 논문의 첫 단계에서 연구대상밸브인 스풀 위치 피드백 제어형 비례제어밸 브의 거동을 정확히 모의하는 시뮬레이션 모델을 구현한다. 밸브의 모든 물리 파 라미터를 예비실험과 치수측정의 방법으로 분석하고, 이를 밸브 시뮬레이션 모델 에 효과적으로 반영한다. 이렇게 구현된 밸브 시뮬레이션 모델은 밸브 유량이 0 일 때 즉, 스풀에 유체의 유동력이 작용하지 않을 때, 실제 밸브의 거동을 정확 하게 모의할 수 있음을 확인한다. 다음으로 실제 밸브에서의 유체의 유동력을 정 확하게 동정해내는 기법을 제안한다. 유체의 유동력 동정기법은 제어이론에서 외

란관측기의 개념을 도입한 것이다. 이 동정기법은 실제 밸브와 밸브 시뮬레이션 모델에서 스풀에 작용하는 유체의 유동력에 따른 제어입력의 오차를 0으로 만드 는 제어기법을 이용한다. 이러한 유동력 동정기법으로 연구대상밸브의 다양한 밸 브압력차의 조건하에서 스풀에 작용하는 유체의 유동력을 동정하고, 실험 및 시 뮬레이션 결과로부터 유동력 동정기법의 정확성을 검증한다.

마지막으로 유동력 동정기의 응답특성과 안정성을 조사한다. 먼저, 비선형 요 소를 포함한 밸브 시뮬레이션 모델을 사용하여 주파수 응답 특성을 알아보고 비 교적 고주파의 입력하에서도 유동력 동정기가 올바르게 작동함을 보인다. 그리고, 비선형 요소를 선형화한 선형화 동정기 시스템의 스텝 응답, 주파수 응답, 특성 파라미터값에 따른 특성근의 궤적을 조사함으로써 동정기의 응답성과 안정성을 확인한다.



제 2 장 대상 밸브의 기초적 특성

2.1 대상 밸브의 개요



Fig. 2.2 Shape of the valve inside



Fig. 2.3 Photo. of the spool 3

Fig. 2.1에 연구의 대상인 스풀 위치 폐루프 제어형의 밸브와 신호조절기의 사 진을 나타내었다. 이 밸브는 솔레노이드의 전류값에 비례한 유량을 출력하며, 스 풀 위치 센서가 부착되어 있어서 스풀 위치를 계측할 수 있다는 특징이 있다. 신 호조절기는 부록 A.1에서 블록선도와 함께 기술하였다.

Fig. 2.2에 대상 밸브의 내부 형상을 나타내었다. 그림에 나타낸 것과 같이 스 풀에 원형의 홈이 가공되어 있어서, 작동유체가 원형의 개구부를 통하여 흐른다. 따라서, 이 밸브는 스풀 위치와 밸브 개구면적의 관계가 비선형성을 보이며, 스 풀 위치와 유량의 비선형 관계를 부록 A.2에서 상세히 기술하였다. Fig. 2.3은 스풀의 사진을 보인 것이다.

2.2 대상 밸브의 수학적 모델링



Fig. 2.4에서 스풀의 위치가 페루프 제어되는 일반적인 비례 방향/유량제어밸 브의 블록선도를 나타내었다. 이를 출력과 입력의 관계식으로 나타내면 다음과 같다.

$$X_{s}(s) = \frac{G_{c}(s)G_{amp}(s)G_{sol}(s)G_{s}(s)G_{H}(s)}{1+G_{c}(s)G_{amp}(s)G_{sol}(s)G_{s}(s)G_{pos}(s)}R(s) - \frac{G_{s}(s)}{1+G_{c}(s)G_{amp}(s)G_{sol}(s)G_{s}(s)G_{pos}(s)}F_{d}(s)$$
(2.1)

위 식에서 $G_c(s)$ 는 제어기의 전달함수, $G_{amp}(s)$ 는 신호증폭기의 전달함수, $G_{sol}(s)$ 은 비례 솔레노이드의 전달함수, $G_s(s)$ 는 스풀에 가해지는 힘과 스풀 변 위 사이의 전달함수, $G_{pos}(s)$ 는 스풀 위치 센서의 전달함수, $G_H(s)$ 는 입력 필 터의 전달함수를 나타낸다. 외란 F_d 는 스풀과 슬리브의 고체마찰을 무시할 때, 스풀에 작용하는 유체력으로 간주할 수 있다.

위의 Fig. 2.4 및 식(2.1)에서는 각 요소들이 선형적인 특성을 가지는 것으로 가정하여 전달함수의 형태로 간단히 표시되었다. 그러나 밸브를 구성하는 요소들 가운데서 비례 솔레노이드 및 스풀은 비선형적인 특성을 보이는 요소들이다.

Fig. 2.4 및 식(2.1)에 포함된 각 요소들의 특성 식을 나열하면 아래와 같다.

$$G_c(s) = k_p + \frac{k_i}{s} + k_d s$$

여기서 $k_p(=6)$ 는 비례게인, $k_i = 700$ 는 적분게인, $k_d = 0.0054$ 는 미분게인을 나타낸다.

$$G_{s}(s) = \frac{1}{ms^{2} + bs + k_{1}} \quad \text{when} \quad -0.4 \le x_{s} \le +0.4,$$
$$= \frac{1}{ms^{2} + bs + k_{2}} \quad \text{when} \quad x_{s} > +0.4 \text{ or } x_{s} < -0.4$$

여기서 m(=0.116 kg)는 스풀의 질량, b[=70 N/(m/s)]는 점성 마찰 계수, $k_1(=20920 \text{ N/m})$, $k_2(=10460 \text{ N/m})$ 는 스프링 상수를 나타낸다.

$$G_H(s) = H$$
$$G_{pos}(s) = K_{pos}$$

여기서 H는 입력 필터의 게인, K_{pos} 는 스풀 위치 센서의 게인을 나타낸다. $G_{amp}(s), G_{sol}(s), F_d(s)$ 는 각각 2.3절, 2.4절, 2.5절에서 상세히 기술한다.

위 식들에서 나타난 대상 밸브의 주요 물리파라미터들를 Table 1에 정리하였 다.

component	parameter		parameter value	
	spool mass(<i>m</i>)		0.116 [kg]	
	coefficient of friction(b)		70 [N/(m/s)]	
spool and sleeve	spring coefficient	k_1	20920 [N/m] ($-0.4 \le x_s \le 0.4 \mathrm{mm}$)	
		<i>k</i> ₂	10460 [N/m] ($x_s < -0.4, x_s > 0.4 \mathrm{mm}$)	
	radial clearance		3 [μm]	
	spool land diameter		12 [mm]	
	overlap(x_a)		0.35 [mm]	
	range of spool displacement		$-1.7 \le x_s \le 1.7 \text{ mm}$	
solenoid	solenoid gai	n $K_{\scriptscriptstyle sol}$	30 N/A	
	time constant(τ)		8 [ms]	
amplifier	gain(current/voltage, K _a)		0.25 A/V	
controller	$k_p, k_i,$	k _d	6, 700, 0.0054	
position sensor and input filter	gain(K _{pos} =	= H)	647 [V/m]	

Table 1 Physical parameter of the valve

여기서, 스풀의 질량, 반경방향 틈새, 스풀 랜드의 직경, 오버랩의 수치들은 실 측된 값들이고, 스프링 상수, 스풀 위치의 변화 범위, 솔레노이드 상수 및 시정수, 신호조절기의 상수의 수치들은 실험을 통하여 판별된 값들이고, 제어기의 게인들 과 위치센서와 입력필터의 상수는 연구자 임의로 지정한 값들이다. 스프링 상수 가 2개의 값을 가지는 이유는 스프링이 스풀을 양쪽에서 초기력으로 밀고 있기 때문이다. 스프링의 초기변위 0.4 mm 이내에서 스풀이 작동할 땐, 스풀이 두 개 스프링력의 힘을 받고, 스프링 초기변위를 벗어난 위치에서 스풀이 작동할 때는 스풀이 한 개의 스프링력만을 받는다. 또, 입력필터의 값을 스풀 위치센서 상수 의 값과 동일하게 함으로써 제어의 편의를 도모한 것이며, 제어기의 게인값들은 연구자가 실험에서 시행착오를 거쳐서 밸브가 가장 양호한 특성을 보일 때의 값 들이다.



2.3 신호조절기의 특성

(a) photo. of test bench(b) Circuit diagram of test benchFig. 2.5 Test bench for experiment of the amplifier

비례제어밸브의 구동에 사용되는 신호조절기(amplifier)는 기본적으로 입력되는 전압값에 비례하는 솔레노이드 전류를 출력하는 기능을 한다. 여기에 스풀의 고착을 방지하기 위한 디더신호(dither, 고주파수의 진동)를 출력 전류에 부가하는 기능, 오버랩 구간 보상 기능 그리고 스풀 위치 피드백 제어형의 밸브용 신호

조절기의 경우에는 스풀 위치 피드백 제어기의 기능과 같은 다양한 기능들이 신 호조절기의 사용 목적에 따라서 추가된다. 이 절에서는 향후 연구에 사용되는 신 호조절기를 대상으로 실험하여 그 특성들을 나열한다. Fig. 2.5에 신호조절기의 실험을 위한 실험장치를 나타내었다. 솔레노이드 전류값의 계측에는 홀전류 센서 (hole current sensor)를 사용하였다.

(1) 입력 전압에 따른 출력 전류

Fig. 2.6은 스풀위치 피드백 제어형 밸브에 사용되는 신호조절기(Bosch-Rexroth社의 VT-VRPD)에 스텝상의 입력을 0, +1, +2, …, +9, +10 V와 같 이 단계적으로 각각의 전압에서 약 10초 유지하여 주었을 때, 출력되는 전류를 계측한 결과를 보인다.



위 그림의 결과에서 솔레노이드 A로 흐르는 전류는 하강하고, 솔레노이드 B로 흐르는 전류는 상승함을 알 수 있다. Fig. 2.7에서 Fig. 2.6의 솔레노이드 전류값 의 계측 결과와 입력을 0, -1, -2, …, -9, -10 V로 가하였을 때의 솔레노이드 전류 계측 결과를 평균치 계산하여 나타내었다.



Fig. 2.7 Average values of solenoid current(amp.: VT-VRPD, Bosch-Rexroth corp.)

이 신호조절기는 스풀 위치 피드백 제어의 기능을 수행하므로 솔레노이드의 비선형성과 스프링력의 비대칭성, 비선형성 등에 따른 비선형 효과가 솔레노이드 전류에서 드러난다. 위 그림에서 솔레노이드 전류가 비선형성을 보인다. 특히, 입 릭 -4 V와 +4 V일 때, 솔레노이드 전류가 저입력일 때보다 작은 값을 가지는데, 이것은 앞으로 2.4절에서 소개할 솔레노이드의 비선형성의 영향으로 인해 나타 나는 것이다. 또, 스풀이 밸브 기능상의 중립위치(신호조절기 입력 0 V)에서, 양 솔레노이드 전류값이 다르고, 솔레노이드 출력이 한쪽으로 치우쳐 있다. 이것은 밸브 기능상의 중립위치와 양쪽에서 작용하는 스프링력에 의한 스풀의 중립위치 가 약간의 차이가 있음을 의미한다.



Fig. 2.8 Solenoid current under step input(amp.: VT-VSPA, Bosch-Rexroth corp.)

Fig. 2.8은 향후 유동력 동정의 실험에서 사용될 스풀 위치 피드백 제어를 하 지 않는 밸브용 신호조절기(Bosch-Rexroth社의 VT-VSPA)에 스텝상의 입력 을 0, +0.5, +1, …, +9.5, +10 V와 같이 단계적으로 각각의 전압에서 약 10초 유지하여 주었을 때, 출력되는 전류를 계측한 결과를 보인다. Fig. 2.9에서 Fig. 2.8의 솔레노이드 전류값의 계측 결과와 입력을 0, -0.5, -1, …, -9.5, -10 V 로 가하였을 때의 솔레노이드 전류 계측 결과를 평균치 계산하여 나타내었다.

이 신호조절기는 스풀 위치 피드백 제어의 기능이 없으므로 신호조절기 입력 전압에 비례하는 솔레노이드 전류를 출력하는 양상을 보인다.

CH OL II



Rexroth corp.)

(2) 디더(dither)

Fig. 2.6와 Fig. 2.8에서 보인 신호조절기의 출력특성들에서 비례제어밸브용 신호조절기가 일정한 직류전류의 출력을 내는 것이 아닌 입력에 따라서 조금씩 차이 나는 주기와 진폭 값을 가지는 교류전류의 출력을 내는 것을 확인할 수 있 다. 이러한 교류전류는 스풀에 미세한 진동을 가하여 스풀의 고착을 방지하는 역 할을 하며, 디더(dither)신호라 한다. Fig. 2.10에서 Fig. 2.6와 Fig. 2.8의 솔레 노이드 전류 계측 결과 중의 일부를 시간 축에 대하여 확대하여 나타내었다.





스풀 위치 피드백 제어형 밸브용 신호조절기(VT-VRPD)는 디지털 제어기로 구성되어 있어서 Fig. 2.10의 (a)에서 보인 일정 주기의 신호는 펄스 폭 변조 (PWM)의 역할도 하는 것으로 보인다. 이 신호의 주파수는 신호조절기의 모든 입력에서 2.5 kHz로 일정하다. 반면에 스풀위치 피드백 제어를 하지 않는 밸브 용 신호조절기는 아날로그 제어기로 구성되어 있어서 Fig. 2.10의 (b)에서 보인 일정 주기의 신호는 디더로써의 역할만 하는 것으로 보인다.

input [V]	f [Hz]	Δi [A]
0	369	0.8484
	358	1.4429
2	351	1.6264
3	344	1.8789
4	337	2.0962
5	330	2.2811
6	323	2.4352
7	317	2.6143
8	311	2.7200
9	304	2.9226
10	298	3.0356

Table 2 Frequency and amplitude of dither signal (amp: VT-VSPA)

 $1 \ 2$

Table 2는 신호조절기 입력에 따른 이 신호의 주파수(*f*)와 진폭(Δ*i*)을 나 타낸 것이다. 신호조절기 입력이 상승함에 따라 디더신호의 주파수는 낮아지고, 진폭은 커짐을 알 수 있다.

이상의 예비실험을 통하여 얻어진 신호조절기의 특성 중에서 향후 유동력 동 정법에 사용될 신호조절기의 특성을 아래와 같은 식으로 나타낼 수 있다(Fig. 2.9 참고). 이 식에서 디더의 효과는 반영하지 않았다.

$G_{amp}(s) = K_a = 2.5 \text{ A/V}$

2.4 비례솔레노이드의 특성



Fig. 2.11 Test bench for experiment of solenoid

밸브의 요소들 중에서 비례솔레노이드는 특히 비선형 특성을 뚜렷하게 보인다. Fig. 2.11은 대상밸브의 비례솔레노이드의 특성 분석을 위한 실험장치의 사진을 나타낸 것이다. 솔레노이드의 고정자와 가동자의 상대위치를 바꿔가면서 실험하 여 얻어진 비례솔레노이드의 정상상태 특성 실험 결과를 Fig. 2.12과 Fig. 2.13 에 나타내었다.



Fig. 2.12 Steady state characteristics of the proportional solenoid



Fig. 2.13 Steady state characteristics of the proportional solenoid(hysteresis filtered)

실험 결과의 데이터를 출력하면 Fig. 2.12과 같이 비선형 특성과 히스테리시스

특성을 보인다. 이 데이터를 시뮬레이션 모델에 효과적으로 반영하기 위해서 Fig. 2.13에서와 같이 솔레노이드 힘의 평균치를 구했다. 수평축의 플런저 변위는 솔 레노이드의 플런저가 최대로 돌출되었을 때를 기준으로 하였다. 이 솔레노이드는 플런저 변위 약 0.2 ~ 1.5 mm의 범위에서 비례 특성을 보이며, 그 외의 플런저 변위 범위에서는 플런저 변위에 따라서 영향을 받는다. 대상 밸브는 플런저 변위 약 0.7 ~ 2.4 mm의 영역을 사용하여 작동하므로 플런저 변위에 따른 비선형 특성을 포함한다.

Fig. 2.13의 솔레노이드 특성을 밸브 시뮬레이션 모델에 효과적으로 반영하기 위하여 우선, 이 솔레노이드 특성 데이터를 텍스트 파일로 작성하였다. 그리고, 밸브 시뮬레이션 프로그램이 시뮬레이션을 수행할 시에 이 텍스트 파일로부터 값을 참고하여 보다 정확한 솔레노이드의 힘을 출력하도록 작성하였다.

2.5 스풀에 작용하는 유체의 유동력^{2), 3)}

스풀형 밸브에서 스풀에 작용하는 힘은 솔레노이드의 흡인력, 스풀과 슬리브 사이의 마찰력 그리고 유체력이 있다. 솔레노이드의 흡인력과 스풀과 슬리브 사 이의 마찰력을 제외한 유체력은 Fig. 2.4에서 나타낸 외란(F_d)과 같다.



Fig. 2.14 Jet flow through valve orifice

Fig. 2.14에서 스풀형 밸브에서의 유체 흐름 양상을 나타내었다. 그림에서 체 1 5 임버 C₁과 C₂를 살펴보면, 스풀 랜드에 작용하는 유체의 정압력은 스풀의 대칭 적 구조로 인해 상쇄됨을 알 수 있다. 하지만, 유체의 흐름에 따른 압력분포 차 이로 인해 발생하는 유동력은 그렇지 않다. Fig. 2.15에서 체임버 C₁에서의 압력 분포를 보다 자세히 나타내었다.



위 식에서 ρ 는 유체의 밀도, Q는 유량, v는 유체의 유속, C_d 는 유량계수, $A(x_s)$ 는 스풀 변위에 따른 개구면적, Δp 는 밸브 압력차, ϕ 는 유체의 유출·입 각도를 나타낸다. 위 식의 우변 첫째 항 f_s 는 정상 유동력으로써 밸브의 운동이 정상상태에 도달했을 때, 밸브 개구면적에 따르는 크기를 가지고, 우변 두번 째

항 *f₁*는 비정상 유동력으로써 밸브의 운동이 과도상태일 때, 개구면적의 시간에 따른 변화량에 따르는 크기를 가진다. 스풀이 구조적으로 *l₁*과 *l₂*가 근사적으로 같은 크기를 가지므로 비정상 유동력은 0에 가까운 값을 가지며, 정상 유동력 *f₅*와 비교하면 상당히 작은 값을 가지므로 실제 밸브에서 스풀에 작용하는 유체 의 유동력은 정상 유동력으로 간주할 수 있다. 따라서 Fig. 2.4에서 나타낸 외란 *f₄*는 스풀에 작용하는 유체의 정상 유동력만으로 평가할 수 있다.

밸브 시뮬레이션 모델에는 식(2.2)의 정상 유동력 f_s 를 우선 고려하여, 시뮬 레이션 한다. 그리고, 시뮬레이션 결과와 실제 밸브의 실험 결과를 비교하여 정 상 유동력에 큰 차이가 있음을 보일 것이다.

 $1 \ 7$

제 3 장 대상 밸브의 정특성

3.1 대상 밸브의 실험장치와 시뮬레이션 모델

Fig. 3.2 Circuit diagram of test bench

Fig. 3.1에 밸브 실험 장치와 이에 장착된 대상 밸브와 신호조절기의 사진을 나타내었고, Fig. 3.2에 이 장치의 회로도를 나타내었다. 대상 밸브는 스풀 위치 폐루프 제어를 할 수 있는 전용 신호조절기가 있지만, 여기서는 연구를 보다 용 이하게 수행하기 위하여 스풀 위치 제어기로써 PC를 사용하고, 신호조절기는 단 순히 전류 증폭만을 하는 개루프 밸브용 신호조절기를 사용한다. 따라서, 스풀 위치 센서의 신호와 제어입력 u 의 계측치를 PC로써 직접 기록할 수 있다. 또, 별도의 홀 전류 센서를 사용하여 솔레노이드 전류를 동시 계측할 수 있도록 하 였으며, 압력 센서, 유량 센서로써 밸브 각 포트의 압력과 부하 유량을 계측할 수 있도록 하였다. 그리고, 밸브에 부하를 가하는 요소로 교축 밸브를 사용하였 다.

대상 밸브에는 앞서 보인 바와 같이 비선형 요소가 포함되어 있다. 이러한 비 선형 특성을 포함한 밸브의 특성을 정확히 모의하기 위해서 유압 시스템의 해석 에 널리 사용되는 소프트웨어인 AMESim을 사용하여 시뮬레이션 모델을 구성하 였다(Fig. 3.3). 이 밸브 시뮬레이션 모델은 Fig. 2.4에 나타낸 블록선도를 바탕 으로 작성하였으며, Fig. 2.13에 나타낸 비례 솔레노이드의 특성 데이터가 고려 되어 있다. 또, Fig. 3.1에 나타낸 실험 장치의 구성요소가 모두 갖춰져 있으며, 제어기의 게인들과 입력 필터의 상수 또한 실험 장치에서의 값과 동일하게 설정 하였다.

앞서 보인 실험 장치와 시뮬레이션 모델을 사용하여 대상 밸브의 정상상태 특성 실험 및 시뮬레이션한 결과를 Fig. 3.4 ~ Fig. 3.7에 나타내었다.

Fig. 3.5 Comparison of u~ and $\hat{u}~({\rm under}~\Delta p=0\,)$

Fig. 3.6 Effect of Δp on u: experiment data(hysteresis filtered)

Fig. 3.7 Effect of Δp on \hat{u} : simulation using eq. (2.2) with $C_d=0.7\,,$ $\phi=69^{\,\rm o}$

Fig. 3.4에 대상 밸브에 60초 주기의 매우 완만한 변화를 보이는 램프입력을 가하였을 때의 스풀 변위 응답 실험 결과치 $x_s(t)$ 와 시뮬레이션 결과치 $\hat{x}_s(t)$ 를 기준입력 r(t)과 함께 나타내었다. 결과로부터 실제 밸브와 밸브 모델 모두 스풀 변위가 기준 입력을 정확하게 추종함을 알 수 있다.

이와 같이 밸브의 스풀 변위 제어가 정확히 이루어 진다면, 스풀에 작용하는 외란력 f_d 에 따른 영향은 계측 가능한 변수인 제어입력 u에서 나타남을 Fig. 2.4의 블록선도에서 알 수 있다.

우선, Fig. 3.5에 밸브에 유체가 흐르지 않을 때(밸브압력차 Δp=0), 실험에 서 얻어진 제어입력 u 와 시뮬레이션에서 얻어진 제어입력 û 를 비교하여 나타 내었다. 밸브압력차 Δp=0일 때는 유체의 유동력이 스풀에 작용하지 않는다. Fig. 3.5의 결과에서 u 와 û 가 아주 유사한 양상을 보임을 알 수 있으며, 이로 부터 밸브 시뮬레이션 모델이 실제 밸브의 거동을 비교적 정확하게 모의함을 알 수 있다.

Fig. 3.6에 밸브압력차 Δp가 0, 5, 10, 20, 31 MPa일 때, 대상 밸브의 실험 에서 얻어진 제어입력 u 를 나타내었다. 식(2.2)에서 밸브압력차 Δp가 상승함 에 따라서 정상 유동력 f_s가 비례 상승함을 보였다. Fig. 3.6에서 Δp가 크게 상 승함에 따라서 제어입력 u가 보다 높은 값을 가지는 양상을 보이는데, 이러한 점으로부터 Δp에 따른 스풀에 작용하는 유체 정상 유동력의 양상을 유추해 볼 수 있지만, 정확한 계산은 아직 불가능하다.

Fig. 3.7에서 밸브압력차 Δ*p*가 0, 5, 10, 20, 31 MPa일 때, 밸브 시뮬레이션 모델에 식(2.2)로부터 계산된 정상 유동력 *f*_s을 고려하여 시뮬레이션한 결과를 나타내었다. 식(2.2)에서 유량계수 *C*_d의 값은 일반적인 스풀 밸브에서 고려할 수 있는 값으로 0.7을 고려하였고, 유체의 유출·입각도 Ø는 밸브 개구부가 일 정량 열렸을 때, 수렴하는 값인 69°를 고려하였다. 밸브압력차 Δ*p*가 상승함에 따라서 Fig. 3.7의 결과는 Fig. 3.6의 결과와 서로 다른 양상을 보인다. 특히, Δ*p*가 10 MPa 이상일 때는 제어입력 û가 신호조절기의 입력범위인 ±10 V를 넘어선다. 따라서, 이 때에는 Fig. 3.5의 결과에서와 같이 스풀 변위 제어가 양호 한 결과를 얻지 못한다. 이러한, 제어입력 *u*와 û사이의 오차는 식(2.2)에서 계

 $2 \ 2$

산된 유체의 정상 유동력이 실제 밸브에서 스풀에 작용하는 유체의 정상 유동력 과 차이가 있음을 뜻한다.

제 4 장 스풀에 작용하는 유체 유동력의 동정법

4.1 유체 정상 유동력의 동정법

앞서 3장에서 식(2.2)의 유동력 식으로부터 계산된 유체의 정상 유동력이 실 제 밸브에서 스풀에 작용하는 유체의 정상 유동력과는 차이가 있음을 실험 및 시뮬레이션에서 관측된 제어입력 *u* 와 *û* 의 차이로써 보였다.

이 장에서는 실제 밸브에서 스풀에 작용하는 유체의 정상 유동력을 정확하게 동정하는 기법을 제안하고, 이 정상 유동력 동정법이 정확한가를 실험 및 시뮬레 이션으로 관측된 제어입력 *u*와 *û*의 결과로부터 검증한다.

Fig. 4.1 Block diagram to identify steady state flow force

Fig. 4.1에서 이 연구에서 제안하는 정상 유동력 동정 알고리즘을 블록선도의 형태로 나타내었다. 이 알고리즘을 간략히 설명하면, 실제 밸브와 밸브 시뮬레이 션 모델에 동일한 기준입력 r(t)를 가하여 얻어지는 실제 밸브의 제어입력 u 과 밸브 모델의 제어입력 \hat{u} 의 오차로부터 일정의 연산 과정을 거쳐서 얻어진 새로 운 외란력을 밸브 모델의 스풀에 가한다. 이 새로운 외란력은 밸브 모델의 제어 입력 \hat{u} 가 실제 밸브의 제어입력 u를 추종하도록 제어하는 역할을 한다. 그림에 서 ' f_s identifier'는 정상유동력의 동정을 위하여 실제 밸브와 밸브 모델 사이 에 추가된 요소로서 제어입력 u와 \hat{u} 의 오차로부터 정상유동력 f_s 를 동정하는 역할을 한다. 밸브 모델에는 식 (2.2)의 정상유동력을 대신하여 ' f_s identifier' 로부터 추정된 아래 식 (4.1)의 외란 \hat{f}_s 를 고려한다.

Fig. 4.2 Simulation model including the steady state flow force identifier⁶⁾

Fig. 4.1의 정상 유동력 동정 알고리즘을 바탕으로 하여 AMESim으로 구성한 정상 유동력 동정 시뮬레이션 모델을 Fig. 4.2에 나타내었다. 이 모델에는 Fig. 3.3의 밸브 모델과 함께 '*f_s* identifier'가 포함되어 있다. 또, 실제 밸브의 실험 에서 얻어진 데이터가 반영된 기준입력 *r*(*t*)와 밸브압력차 Δ*p*에 따른 실제 밸 브의 제어입력 *u*를 출력하는 텍스트 데이터 요소가 포함되어 있다.

4.2 유체 정상 유동력의 동정결과 고찰

Fig. 4.2의 정상 유동력 동정 모델로써 실제 밸브의 정상 유동력을 동정한 결 과로써 먼저 밸브 모델의 제어입력 û의 결과를 실제 밸브의 제어입력 u와 함 께 Fig. 4.3에 나타내었다.

Fig. 4.3 u and \hat{u} under various Δp : experiment & simulation(hyteresis filtered)

그림에서 실제 밸브의 제어입력 u는 다양한 모양의 도형들로 표시되어 있고, 밸브 모델의 제어입력 û는 실선, 점선 및 쇄선들로 표시되어 있다. Fig. 3.6과 Fig. 3.7에서 밸브압력차 Δp가 상승함에 따라서 제어입력 u와 û가 서로 다른 양상을 보이는데 반해 Fig. 4.3의 결과에서는 밸브 모델의 제어입력 û가 실제 밸브의 제어입력 u를 정확하게 추종함을 알 수 있다. 앞서 제어입력이 스풀에 작용하는 외란력에 따른 영향을 간접적으로 나타낸다는 점을 보였으며, 이 Fig. 4.3의 결과에서 밸브 모델의 외란력은 실제 밸브에서의 외란력인 정상 유동력 f_s 가 정확히 고려되었음을 유추해볼 수 있다.

동정 결과로써 얻어진 실제 밸브에서의 유체의 정상 유동력 f_s 와 식(4.2)의 변수 *K* 를 Fig. 4.4와 Fig. 4.5에 각각 나타내었다.

Fig. 4.4 Identified f_s under various Δp with spring force

Fig. 4.5 Variable K under various Δp

Fig. 4.4의 결과로부터 이 밸브에서 밸브압력차 Δp 가 31 MPa일 때, 동정된 정상 유동력의 최대값은 약 35 N을 보임을 알 수 있다. 이 때, 스풀에 작용하는 스프링은 약 30 N을 보이며, 솔레노이드는 이 두 힘의 합인 약 65 N을 스풀에 가하여 스풀의 정역학적 평형을 이룬다. 그림에서 스풀의 변위가 -0.35 ~ +0.35 mm의 구간에서는 유체의 유동력이 0이다. 이것은 스풀~슬리브의 오버랩 (x_o)이 정확하게 고려된 결과로써 오버랩 구간에서 유체의 흐름이 없으며, 스 풀에 작용하는 정상 유동력이 0임을 뜻한다. Fig. 4.5의 변수 K의 결과는 실제 밸브에서의 유체의 정상 유동력과 식(2.2)로써 이론적 계산된 유체의 정상 유동 력의 비와 같다. 밸브압력차 Δp 가 31 MPa일 때, 실제 밸브에서의 유체의 정상 유동력은 식(2.2)로써 이론적 계산된 유체의 정상 유동력의 최대 약 0.9배에 달 하며, 밸브 개구면적이 최대일 때에는 약 0.25배 정도의 값으로 정상 유동력의 이론식이 실제 밸브에서의 정상 유동력보다 4배 가량 큰 값을 가짐을 알 수 있 다.

제 5 장 정상 유동력 동정기의 특성

이 장에서는 정상 유동력 동정기의 안정성, 속응성 및 정상상태 오차의 특성들 을 알아 보고, 정상 유동력 동정기의 파라미터인 k_{pe} 값에 따른 특성을 분석해 본다.

5.1 대상밸브의 선형화

안정성, 속응성 및 정상상태 오차의 특성들을 알아 보기 위한 제어이론을 사용하려면, 먼저 대상 밸브의 선형화된 모델이 구해져야 한다. 식(2.1)에서 외란 $F_d(s)$ 관련항을 제외하고, 기준입력 R(s)의 관련항만을 취한 후, 비선형 요소 인 비례 솔레노이드가 식(5.1)에 같이 전류에 비례하는 이상적인 비례 솔레노이드라고 가정하면, 식(5.2)의 대상 밸브의 선형화된 전달함수 $G_{\nu}(s)$ 를 구할 수 있다.

$$F_{sol}(s) = K_{sol} \frac{1/\tau}{s+1/\tau} I(s)$$
(5.1)

$$G_{v}(s) = \frac{\frac{k_{d}K_{a}K_{sol}H}{\tau}s^{2} + \frac{k_{p}K_{a}K_{sol}H}{\tau}s + \frac{k_{i}K_{a}K_{sol}H}{\tau}}{ms^{4} + (b + \frac{m}{\tau})s^{3} + (k + \frac{b+k_{d}K_{a}K_{sol}H}{\tau})s^{2} + \frac{k+k_{p}K_{a}K_{sol}H}{\tau}s + \frac{k_{i}K_{a}K_{sol}H}{\tau}s + \frac{k_{i}K_{a}K_{sol}H}{\tau}$$
(5.2)

식(5.2)에서 스풀과 슬리브 사이의 점성 마찰 계수 b를 제외한 모든 물리 파 라미터들은 Table 1에서 나타낸 것과 같이 정확한 값들을 알고 있다. 미지의 물 리 파라미터인 점성 마찰 계수 b의 값은 대상 밸브의 동특성 실험 결과와의 비 교로써 동정하도록 한다.

Fig. 5.1에서 대상 밸브의 주파수 응답 실험 결과와 식(5.2)의 전달함수를 사용한 시뮬레이션 결과의 Bode선도를 나타내었다. Fig. 5.2에서 대상 밸브의 스텝 응답 실험 결과와 식(5.2)의 전달함수를 사용한 스텝 응답 시뮬레이션 결과를

나타내었다.

이들 결과에서 실험 결과와 최소의 오차를 보일 때의 점성 마찰 계수 *b* 는 70 N/(m/s)임을 확인할 수 있다. 실제 밸브의 스풀이 운동할 때, 스풀은 슬리브 와의 사이에서 나타나는 점성 마찰 외에도 스풀 내부 유로를 통해 흐르는 유체 의 저항력 또한 발생한다. 이러한 점을 고려했을 때, 여기서 얻어진 점성 마찰 계수 *b* 의 값 70 N/(m/s)는 타당성이 있다.

Fig. 5.3에서 이러한 점성 마찰 계수 *b* 값에 따른 전달함수 *G_v(s)*의 극점 변 화를 나타내었다. 이 밸브 선형화 모델의 대표 극점은 2차 복소근이며, *b* 의 값 이 커짐에 따라서 감쇠가 커지고, 고유진동수가 낮아진다.

Fig. 5.1 Bode plot of $G_{v}(s)$ under various b with experiment data

Fig. 5.2 Step response of $G_{\nu}(s)$ under various b with experiment data

Fig. 5.3 Root locus of $G_{_{\!\!\!\!\!\!\!\!\!\!\!\!\!\!}}(s)$ under various b 3 2

5.2 정상 유동력 동정기를 포함한 모델의 특성

Fig. 4.1의 정상 유동력 동정 알고리즘에서 입력을 실제 밸브의 제어입력 u로 하고, 출력을 밸브 모델의 제어입력 û로 하는 시스템을 생각할 수 있다. 이 시 스템은 정상 유동력 동정기의 나타내므로 이 시스템의 전달함수를 구하여 특성 을 분석해 봄으로써 정상 유동력 동정기의 안정성, 속응성 및 정상상태 오차를 판별해 볼 수 있다. 이러한 시스템을 블록선도의 형태로 Fig. 5.4에 나타내었다.

Fig. 5.4에는 식(4.1)의 비선형 방정식이 포함되어 있다. 이 식의 선형화된 방 정식은 아래 식과 같다.

$$f_{l}(t) = f_{0} + \frac{\partial f_{e}(\hat{x}_{s0}, K_{0})}{\partial K}(K(t) - K_{0}) + \frac{\partial f_{e}(\hat{x}_{s0}, K_{0})}{\partial \hat{x}_{s}}(\hat{x}_{s}(t) - \hat{x}_{s0})$$

여기서, 이 식을 동작점에서의 식으로 고쳐쓰면, 아래 식(5.3)으로 나타낼 수 있다.

$$f_{l}'(t) = \frac{\partial f_{e}(\hat{x}_{s0}, K_{0})}{\partial K} K'(t) + \frac{\partial f_{e}(\hat{x}_{s0}, K_{0})}{\partial A} \hat{x}_{s}'(t)$$
(5.3)

위 식에서 $f_l'(t) = f_l(t) - f_0$, $K'(t) = K(t) - K_0$, $\hat{x}_s'(t) = \hat{x}_s(t) - \hat{x}_{s0}$ 이다. 위 선형화된 식을 사용하여 구성한 정상 유동력 동정기의 선형화된 모델의 블록선 도를 Fig. 5.5에 나타내었다.

그림에서 A_0 는 동작점에서의 개구면적, k_{xs} 는 스풀 변위와 개구면적 관계의 비선형 방정식을 선형화했을 때의 상수, $U'(s) = U(s) - u_0$, $\hat{U}'(s) = \hat{U}(s) - \hat{u}_0$, $F_{sol}'(s) = F_{sol}(s) - f_{sol0}$, $\hat{F}_d'(s) = L\{f_l'(t)\}$ 이다. 그리고 k_e 는 아래의 식과 같다.

$$k_e = 4C_d \frac{\Delta p}{2} \cos \phi$$

이 블록선도를 사용하여 기준입력 R(s)를 제외한 선형화된 유동력 동정기의 전달함수 $G_i(s)$ 를 구하면, 아래 식(5.4)와 같다.

$$G_{i}(s) = \frac{k_{e}A_{0}HG_{e}(s)G_{c}(s)G_{s}(s)}{1 + k_{e}K_{0}k_{xs}G_{s}(s) + K_{a}HG_{sol}(s)G_{c}(s)G_{s}(s) + k_{e}A_{0}HG_{e}(s)G_{c}(s)G_{s}(s)}$$
(5.4)

이 전달함수를 사용하여 정상 유동력 동정기의 파라미터인 k_{pe} 의 값을 1, 10, 500으로 바꿨을 때(단, k_{ie} 는 1을 유지함.), 스텝 응답 시뮬레이션 결과를 Fig. 5.6, Bode선도를 Fig. 5.7 그리고 극점의 변화를 Fig. 5.8에 각각 나타내었다.

3 5

Fig. 5.8 Root locus of $\ensuremath{G_i(s)}$ under various $\ensuremath{k_{\scriptscriptstyle pe}}$

파라미터 k_{pe} 의 값이 커질수록 정상상태 오차가 줄어듬을 Fig. 5.6, Fig. 5.7로 부터 확인할 수 있다. 이 시스템은 매우 큰 값의 비례게인 $k_{pe} = 500$ 에서도 안 정되면서, 매우 빠른 응답을 보인다. 따라서, 정상 유동력의 정확한 동정을 위하 여 k_{pe} 의 값을 최대한 큰 값으로 설정하는 것이 바람직하다.

5.3 비선형 모델의 주파수 응답 특성

5.2절에서 선형화한 유동력 동정기 모델을 사용하여 유동력 동정기의 속응성 과 안정성을 조사하였다. 선형화한 유동력 동정기 모델은 유동력의 동정에 사용 된 Fig. 4.2의 비선형 모델과 다소 차이가 있다. 따라서 이 절에서는 Fig. 4.2의 유동력 동정기 모델을 사용하여 유동력 동정기의 주파수 응답 특성을 분석해봄 으로써 유동력 동정기의 속응성과 안정성을 알아본다.

여기서는 Fig. 4.2의 모델에서 reference input은 0으로 두고 제어입력 *u* 에 정현파의 신호를 가하였을 때, 얻어지는 응답으로써 유동력 동정기 비선형 모델 의 특성을 알아본다.

먼저 Fig. 5.9에서 유동력 동정기 파라미터가 $k_{pe} = 1$, $k_{ie} = 1$ 일 때 주파수 1 Hz, 100 Hz, 1000 Hz의 정현파 입력에 따른 제어입력 \hat{u} 의 응답을 나타내었다.

^{3 7}

Fig. 5.9 Frequency response of flow force identifier (when $k_{pe} = 1$, $k_{ie} = 1$)

유동력 동정기의 파라미터가 $k_{pe} = 1$, $k_{ie} = 1$ 일 때 주파수 1000 Hz의 정현파 입력에서 크기와 위상차의 특성이 나빠짐을 그림으로부터 확인할 수 있다. 이 결 과는 Fig. 5.7의 선형화 모델의 주파수 응답 특성의 결과와 비슷한 양상을 보인 다. Fig. 5.10에서 유동력 동정기의 파라미터가 $k_{pe} = 500$, $k_{ie} = 1$ 일 때 주파수

Fig. 5.10의 결과에서 주파수 1000 Hz의 고주파에서도 출력의 크기와 위상차 특성이 나빠지지 않음을 알 수 있으며, Fig. 5.7의 선형화 모델의 주파수 응답 특 성에서와 동일한 양상을 보임을 알 수 있다. 이 결과를 Bode선도로 나타내면 Fig. 5.11과 같다.

Fig. 5.11 Bode plot of flow force identifier

제 6 장 결론

스풀형 유압제어밸브를 모델링함에 있어서 대부분의 물리 파라미터를 실험 및 계측으로 파악할 수 있지만, 유체의 유동으로 인해 스풀에 작용하는 유체의 유동 력은 쉽게 파악할 수 없다. 유체의 유동력을 운동량 이론으로써 해석한 식이 있 지만, 이 식은 실제 밸브에서 작용하는 유체의 유동력을 정확히 계산해주지 못한 다. 또, 밸브의 밀폐된 구조로 인해 힘센서를 통해 유체의 유동력을 직접 계측하 는 것은 어렵다.

이 연구에서는 스풀형 유압제어밸브에서 비교적 계측이 용이한 제어입력 *u*를 사용하여 실제 밸브에서의 유체의 유동력을 정확히 동정하는 기법을 제안하고, 실험과 시뮬레이션을 통하여 이를 검증하였다. 이 연구에서 얻은 성과를 요약하 면 아래와 같다.

- (1) 유체의 유동력을 제외한 스풀 위치 폐루프 제어형 밸브의 모든 물리 파라미 터를 예비 실험과 계측을 통하여 파악하였다.
- (2) 스풀 위치 폐루프 제어형 밸브의 선형 요소와 비선형 요소 모두를 포함하는 밸브 시뮬레이션 모델을 구성하였고, (1)에서 얻어진 밸브 물리 파라미터를 고려하여 시뮬레이션 하였을 때, 유체의 유동력을 제외한 실제 밸브의 거동 을 정확히 모의함을 확인하였다.
- (3) 운동량 이론에 기초한 유동력 방정식으로 계산된 유체의 정상 유동력은 실 제 밸브의 스풀에 작용하는 유체의 정상 유동력과 큰 차이가 있음을 실험 및 시뮬레이션 결과를 비교함으로써 확인하였다.
- (4) 실제 스풀 위치 폐루프 제어형 밸브에서 비교적 계측이 용이한 제어입력 u
 과 밸브 모델의 제어입력 û의 오차를 이용하여 실제 밸브에서의 정상 유동
 력을 정확히 동정하는 기법을 제안하였고, 실험과 시뮬레이션을 통하여 이
 를 검증하였다.

- (5) 대상 밸브의 선형화된 모델을 구하고, 미지 물리파라미터인 점성 마찰 계수
 b의 값을 대상 밸브의 실험 결과와 선형화 모델을 이용한 시뮬레이션 결과
 를 비교함으로써 동정하였다.
- (6) (4)에서 제안한 유동력 동정기의 선형화된 모델을 구하여, 유동력 동정기의 물리 파라미터인 k_{pe}의 값에 따른 유동력 동정기의 특성을 시뮬레이션으로 분석하였다.

 $4\ 2$

부 록 A

A.1 신호조절기의 블록 선도

Fig. A.1 Block diagram of amplifier with spool position feedback controller (VT-VRPD, Bosch-Rexroth Corp.)⁸⁾

Fig. A.1에 스풀 위치 제어기가 포함된 Bosch-Rexroth社의 VT-VRPD 신호조절기의 블록선도를 나타내었다.⁸⁾ 이 신호조절기는 사용자(또는 상위 제어기)로부터 기준입력신호를 받아서 밸브의 스풀 위치를 제어하는 역할을 한다. 이 신호조절기는 스풀 위치 제어기, 솔레노이드 전류 제어기, 입 · 출력 포트 그리고 부가적인 기능을 수행하는 부분으로 구성된다. 스풀 위치 제어기와 솔레노이드 전류 제어기는 각각 PID 제어와 PI 제어를 수행한다. 스풀의 위치 센서로 차동변압기(LVDT, Linear Variable Differential Transformer)를 사용하기 때문에 차동변압기의 신호를 복조(demodulation)하는 역할도 수행한다. 부가적인 기능(Fig. A.1에서 ⑦, ⑧, ⑨, ⑩)들은 밸브의 성능을 보다 효율적으로 이끌어내기 위해 사용자가 임의로 설정해줄 수 있는 것들이다.

A.2 스풀 변위에 따른 유량의 비선형성

 $Q = C_d A(x_s) \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}$

밸브의 스풀과 슬리브가 이루는 단면적을 통해 흐르는 유량은 식(A.1)과 같다.

(A.1)

위 식에서 C_d 는 유량계수, $A(x_s)$ 는 스풀 변위에 따른 밸브 개구 면적, Δp 는 밸브 압력차, ρ는 유체의 밀도를 나타낸다. 연구대상밸브는 Fig. 2.3에 보인 것과 같이 스풀에 가공된 원형의 홈으로 인해 스풀 변위에 따른 개구면적이 선형적이지 않다. 따라서, 밸브 시뮬레이션 모델을 구현하기 위해서는 이러한 비선형성을 식으로 확립하여야 한다. Fig. A.2는 변위 x에 따른 개구면적을 나타낸 것이다.

Fig. A.2 Flow area of the valve

밸브 개구 면적은 그림의 짙은 회색과 같다. 우측 그림의 1/4 원의 짙은 회색의 단면적은 부채꼴 모양의 면적에서 삼각형 모양의 면적을 뺀 것과 같다. 이를 식 71 으로 나타내면 다음과 같다. I

CA

$$A_{1} = \pi R^{2} \frac{\theta}{2\pi} = \frac{1}{2} R^{2} \cos^{-1}(1 - \frac{x}{R})$$

$$A_{2} = \frac{1}{2} (R - x) \sqrt{R^{2} - (R - x)^{2}} = \frac{1}{2} (R - x) \sqrt{2Rx - x^{2}}$$

$$A = R^{2} \cos^{-1}(1 - \frac{x}{R}) - (R - x) \sqrt{2Rx - x^{2}}$$
(A.2)

식에서 A,은 우측 그림의 부채꼴 모양의 면적, A,는 우측 그림의 삼각형의 면적, A는 좌측 그림의 짙은 회색의 밸브 개구 면적을 나타낸다.

참 고 문 헌

- S. Y. Lee and J. F. Blackburn, "Contribution to Hydraulic Control 1. Steady State Axial Forces on Control-Valve Pistons", Trans. ASME, Vol. 74, 1005/1011, 1952.
- 2) Takenaka, T. and e. Urata, "Oil Hydraulics", Yogendo, Tokyo, 1970.
- Herbert E. Merritt, "Hydraulic Control Systems", John Wiley & Sons, Inc. pp. 101 ~ 105, 1967.
- M. Guo and K. Nakano, "Numerical Analysis for the Flow in a Spool Valve by a Boundary Element Method(1st, 2nd Report)", JFPS, Vol. 20, No. 6, 1989.
- R. Amirante, P.G. Moscatelli and L.A. Catalano, "Evaluation of the flow forces on a direct(single stage) proportional valve by means of a computational fluid dynamic analysis", ScienceDirect, 2006.
- 6) LMS IMAGINE S. A., "AMESim Library Manual", 2008
- Bosch-Rexroth Group, "4/2 and 4/3 proportional directional valves direct operated with electrical position feedback without/with integrated electronics", www.boschrexroth.com
- 8) Bosch-Rexroth Group, "Digital valve amplifier for valve types 4WRE
 6 ..., component series 2X, 4WRE 10 ..., component series 2X", www.boschrexroth.com

감사의 글

되늦게 석사과정을 시작하여 여러가지 힘든 점을 겪었던 제게 2년이라는 긴 시간동안 변함없이 따듯한 격려와 아낌없는 교훈을 주신 이일영 지도교수님께 깊은 감사를 드립니다. 교수님께서 연구의 방향과 틀을 마련해주시고, 어려운 난 관을 쉽게 극복할 수 있도록 깨우쳐주셔서 이 논문을 완성할 수 있었습니다. 아 울러 바쁜 시간을 쪼개어 부족한 이 논문을 살펴봐주시고, 부족한 점을 메워주신 정영석 교수님과 이연원 교수님께 진심으로 감사를 드립니다. 그리고, 이 연구를 수행함에 필요한 장소와 장비를 지원해주시고, 힘든 일에 큰 도움을 주신 SGServo㈜의 신행봉 차장님, 손정훈 대리님께도 깊은 감사를 드립니다.

연구의 배경지식을 마련해주시고 전공관련 지식에 큰 보탬을 주신 실험실의 김태형 선배님, 김지웅 선배님, 강만곤 선배님과 여러 선배님들께 깊은 감사를 드리고, 2년간 실험실 생활을 함에 있어서 정말 큰 도움을 준 최세령 군에게도 감사를 드립니다. 또, 함께 힘든 일과 즐거운 일을 겪으면서 정든 실험실 동료 감주성, 신상균, 오동훈 군 그리고 김민진 선배님의 앞날에 무궁한 발전이 있기 를 기원합니다.

어려운 집안 형편에도 든든한 지원을 해주신 사랑하는 우리 가족 아버지, 어머니 그리고 누나와도 이 기쁨을 함께 나누고자 합니다.

CH OL Y

2011년 2월

손 제 목