

3-방향 PWM 고속전자밸브의 본드그래프 모델링과 성능 해석

(Bondgraph Modeling of 3-way PWM High Speed Solenoid Valve and Performance Analysis)

송한림*(성균관대 대학원), 김현수(성균관대 기계공학과)

H.L. Song*, H.S. Kim(Sung Kyun Kwan Univ.)

Keywords : High Speed Solenoid Valve (고속전자밸브), Pulse Width Modulation (PWM, 펄스폭변조), Bondgraph (본드그래프)

개 요 (ABSTRACT)

Dynamic model of 3-way PWM high speed solenoid valve was derived considering reluctance and inductance of electromagnet through valve spool by Bondgraph modeling method. Computer simulations of hydraulic system with 3-way high speed solenoid valve were performed and the results were compared to the experimental results in order to validate the PWM valve dynamic model obtained.

1. 서론

PWM 고속전자 밸브는 취급이 간단하고 작동유 오염에 대한 내구성이 강하며 가격이 저렴하고 디지털 구동이 가능하여 유압 시스템의 디지털 제어기에 적용이 용이하다.^[1] 이같은 이점 때문에 고속전자 밸브는 최근 유압 및 유량 제어 시스템에 그 사용이 증가하고 있다.

고속전자 밸브로 제어되는 유압 시스템은 액츄에이터로 공급되는 작동유의 유압 및 유량을 적절한 듀티율(duty ratio)과 반송주파수(carrier frequency)를 갖는 펄스폭변조(Pulse Width Modulate : PWM) 방식으로 고속전자 밸브를 제어함으로써 구현된다. 따라서 고속전자 밸브를 사용한 유압 전체 시스템의 동적 과도 특성 해석을 위해서는 먼저 고속전자 밸브의 동특성 및 유압 액츄에이터 내의 압력 특성 연구가 필요하다.

3-방향 PWM 밸브에 관한 기존 연구로는 Matsumoto^[2] 등의 연구가 있으나 솔레노이드의 특성을 무시하고 압력을 지수함수로 가정하였다. Tanaka^[3], 송창섭^[4] 등은 솔레노이드의 유한요소해석을 시도하였으나 밸브 자체의 특성 해석에 제한하였다. 최근 PWM 밸브 특성을 기술함수로 유도하여 PWM 밸브 구동 실린더 계에 대한 주파수 응답 특성을 연구한 결과^[5]가 보고되었으나 솔레노이드의 전자기 특성은 고려하지 않았다. 솔레노이드의 전자기 특성을 해석하려면 유한요소 해석방법이 가장 적합하지만 솔레노이드 밸브와 복잡한 유압회로의 동특성을 동시에 고려하기에는 많은 불편이 있다.

본드그래프 모델링 기법은 열, 유체, 전자기 등의 동적 시스템 해석에서 일관적인 접근(unified approach)이 가능하고 도식적 방법을 통한 직관적 이해와 해석 방안을 제공한다. 또한 PWM 솔레노이드 밸브 제어 유압 시스템과 같이 여러 유압 액츄에이터와 각종 밸브들로 구성된 유압회로의 특성해석에 있어서 복잡한 경계 조건과 추가되는 계의 동

역학적 특성을 쉽게 연결시킬 수 있다는 장점이 있다.

따라서 본 연구에서는 본드그래프 모델링 기법을 이용하여 3 방향 PWM 고속전자 밸브와 유압 시스템을 모델링하고 전산 시뮬레이션을 수행하였다. 또한 압력특성에 대한 실험을 수행하여 모델링의 타당성을 검증하였다.

2. 3 방향 PWM 고속전자 밸브의 모델링

Fig. 1에 2 위치 3 방향 PWM 고속전자 밸브의 내부 구조가 도시되어 있다. 밸브의 솔레노이드(solenoid) 구조^[6]는 가동철심(plunger)과 가이드(guide) 철심 및 이들을 감싸고 있는 코일(coil)로 구성되어 있다. 가이드 철심 중간과 솔레노이드의 상부 종단에는 백동링(brass ring)과 백동 환봉이 삽입되어 있다.

밸브는 솔레노이드의 전자기력과 리턴 스프링(return spring)력에 따라 가동철심에 붙어 있는 스펴에 의해 On, Off상태에 놓인다. 밸브 코일에 전류가 여자 되면 코일사이 에 있는 가동철심에 전자기력이 작용하여 가동철심이 아마튜어(amateur) 즉, 밸브 스펴을 y방향으로 이

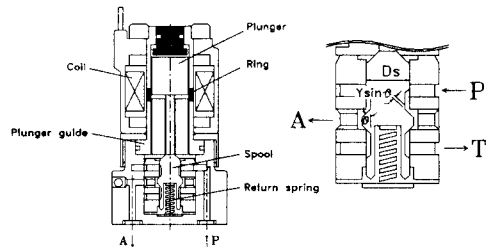


Fig. 1 3-way PWM high speed solenoid valve

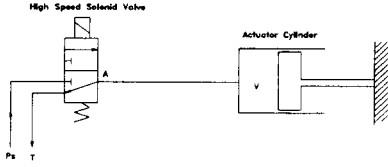


Fig. 2 Pressure control system with fixed cylinder

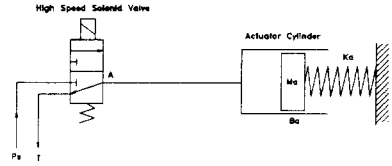


Fig. 3 Pressure control system with movable piston

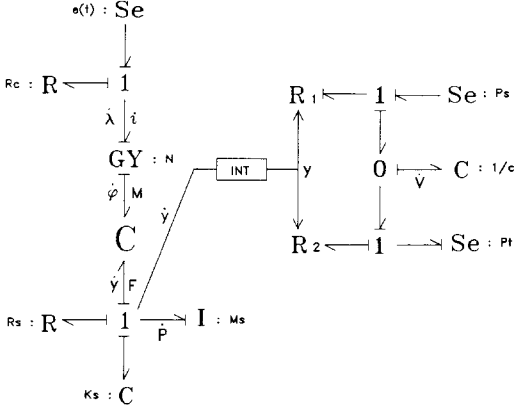


Fig. 4 Bondgraph model of pressure control system with fixed cylinder

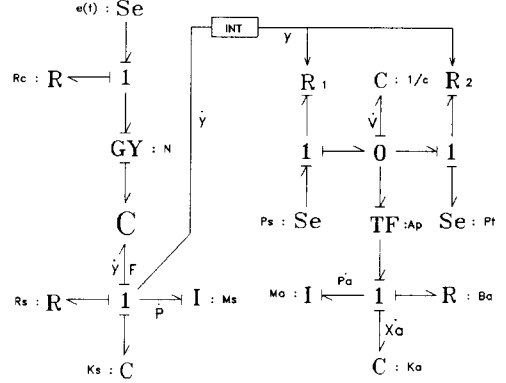


Fig. 5 Bondgraph model of pressure control system with movable piston

동시키고 밸브가 On 상태가 된다. 밸브가 On상태가 되면 포트 P의 작동 오일이 포트 A로 유출되어 포트 T는 폐쇄되고 출력압은 공급오일에 의해 압력이 증가된다.

코일에 전류가 단속되면 리턴 스프링의 복원력으로 아마튜어는 (-)y의 방향으로 이동하고 밸브는 Off 상태가 된다. 밸브가 Off 상태가 되면 포트 P는 폐쇄되고 포트 A의 오일은 배출 포트 T를 통해 탱크로 배출되어 포트 P의 압력은 감소한다.

본 연구에서는 3 방향 고속전자 밸브 특성을 해석하기 위하여 Fig. 2 및 Fig. 3과 같은 PWM 고속전자 밸브 유압 제어 시스템을 구성하였다. Fig. 2는 유압 액츄에이터 실린더가 고정되어 있는 경우이고 Fig. 3은 유압 실린더 종단에 스프링이 설치되어 있는 경우로서 PWM 고속전자밸브에 의한 압력 제어 특성을 고찰할 수 있도록 구성하였다.

Fig. 2, Fig. 3의 유압제어 시스템에 대한 본드 그래프 모델이 Fig. 4와 Fig. 5에 도시되어 있다. Fig. 4의 본드 그래프에서 외부로부터의 공급되는 전압은 코일의 감은 횟수에 따라 자속의 크기를 결정하고 전류 크기는 기자력(magnetomotive force)의 크기를 변화시킴으로 공급전압 및 전류 그리고 자속 및 기자력과의 관계를 본드 그래프의 자이레이터[Gy]로 모델링하였다. 스테이터(stator)와 아마튜어 사이의 공극에 발생하는 자기 에너지는 포텐셜 에너지로 표현될 수 있으므로 이를 C-필드(field)로 모델링하였다. C-필드의 포텐셜 에너지 $U_{\phi y}$ 는 다음 식으로 표시된다.

$$U_{\phi y} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 R_{ai} \phi^2 \quad (1)$$

위 식에서 R_{ai} 는 i 번째 공극의 리럭턴스(reluctance), ϕ 는 자속이다.

Fig. 4의 본드 그래프에서 자기계의 특성 해석을 위한 가정은 다음과 같다 : 전자석은 2차원 축대칭이고 자계장 강도(magnetic field intensity) H와 자속밀도 B는 선형적 관계를 갖으며 히스테리시스 현상은 무시한다.

철심에 코일을 N번 감고 전류 i 를 흐르게 하면 이때 발생하는 공급 기자력 M은 식(1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$M = Ni \quad (2)$$

공급 기자력 M은 자속 ϕ 가 철심과 공극의 서로 다른 매질을 통과하여 소모된 기자력의 합으로 표시될 수 있다. 자속 ϕ 가 자계장 강도 H, 길이 l 인 철심을 통과할 때의 소모 기자력 M_s 는 다음과 같이 표시한다.

$$M_s = \sum H_i \cdot l_i \quad (3)$$

여기서 i 는 i 번째 철심을 나타낸다. 매질이 공기인 경우, 소모 기자력 M_s 는 공기를 통과하는 자속 ϕ 와 리럭턴스 R과의 곱으로 표현된다.

$$M_s = \sum R_j \cdot \phi \quad (4)$$

여기서 j 는 j 번째 공극을 나타낸다. 자기회로의 리럭턴스 R은 투자율(permeability) μ 와 자속이 흐르는 단면적 A에 반비례하고 길이 l 에

비례하므로 식(4)는 다음과 같이 표시된다.

$$M_a = \sum \frac{l_j}{\mu_o A_j} \cdot \varphi \quad (5)$$

한편, 철심에서 자계장 강도 H는 다음 식으로 표시된다.

$$H = \frac{\varphi}{\mu A} \quad (6)$$

여기서 투자율 μ 는 $\mu=B/H$ 로 표시되며 매질의 특성에 의존한다. 식(3), (5), (6) 에서 식(2)는 다음과 같이 정리된다.

$$\begin{aligned} M &= Ni = M_s + M_a = \sum H_i l_{s_i} + \sum R_{a_j} \varphi \\ &= \sum \frac{l_{s_i}}{\mu A_{s_i}} \cdot \varphi + \sum \frac{l_{a_j}}{\mu_o A_{a_j}} \cdot \varphi \\ &= \sum (R_{s_i} + R_{a_j}) \varphi \end{aligned} \quad (7)$$

여기서 $R_{s_i} = \frac{l_{s_i}}{\mu A_{s_i}}$ 이다.

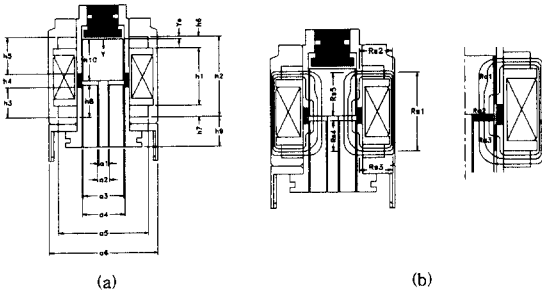


Fig. 6 Cross section of an electromagnet, magnetic flux path and reluctance for 3-way PWM high speed solenoid valve

Fig. 6(a)에 연구대상인 3 방향 고속전자 밸브의 단면이 도시되어 있다. 밸브는 최고압력 175 bar, 최대유량 8 l/min, 정격전압 12 VDC 인 일본 NACHI사의 고속전자 밸브⁶⁾를 사용하였다. Fig. 6(a)에서 철심의 리럭턴스 R_s 와 공극의 리럭턴스 R_a 는 솔레노이드 내부 단면도에서 가이드 철심과 가동철심을 통과하는 자속의 길이, 단면적 및 공극의 거리와 단면적을 고려하여 다음과 같이 계산할 수 있다. 여기서 가이드 철심과 가동 철심 사이의 공극 단면적은 가동철심 위치에 대한 함수로서 표시하였다.

$$R_{s1} = \frac{4(h_1 + h_2)}{\mu \pi (a_3^2 - a_6^2)} \quad R_{s2} = \frac{a_5 + a_6 - 2a_4}{\mu \pi h_6 (2a_4 + a_5 + a_6)}$$

$$R_{s3} = \frac{a_5 + a_6 - 2a_4}{\mu \pi h_7 (2a_4 + a_5 + a_6)} \quad R_{s4} = \frac{2h_8 - h_7}{\mu \pi a_3^2}$$

$$R_{s5} = \frac{4h_{10}}{\mu \pi a_3^2} \quad R_{a1} = \frac{a_4 - a_3}{\mu_o \pi 0.8h_3 (a_3 + a_4)}$$

$$R_{a2} = \frac{4(y_{\max} - y)}{\mu_o \pi (a_3^2 - a_2^2)} \quad R_{a3} = \frac{a_4 - a_3}{\mu_o \pi (0.8h_5 - y_o - y)(a_3 + a_4)}$$

Fig. 6 (b)에 솔레노이드 내의 자속이 통과하는 자로와 철심과 공극의 각 부분에 대한 리럭턴스를 도시하였다. 코일 전체의 리럭턴스 R은 모두 직렬로 연결되어 있어 5개의 철심에 대한 리럭턴스 R_s 와 3개의

공극에 대한 리럭턴스 R_a 를 모두 합하여 식(8)과 같이 표시할 수 있다.

$$R = \sum_{i=1}^5 R_{s_i} + \sum_{j=1}^3 R_{a_j} \quad (8)$$

솔레노이드에 전압이 가해지거나 단속될 경우 코일의 인덕턴스(inductance)로 인하여 전류가 정상상태까지 도달하는데 어느 정도 시간이 소모되며 이때의 인덕턴스는 자속쇄효수 λ 에 비례하고 전류에 반비례하므로 식(9)와 같이 나타낼 수 있다.

$$L = \frac{\lambda}{i} = \frac{N\varphi}{i} \quad (9)$$

가동철심의 임의 위치 y 에 대한 인덕턴스 L(y)는 식(7)로부터 φ 을 구하여 식(9)에 대입함으로써 다음 식과 같이 정리된다.

$$L(y) = \frac{N^2 \varphi}{\sum_{i=1}^5 R_{s_i} + \sum_{j=1}^3 R_{a_j}} \quad (10)$$

그러므로 Fig. 4의 본드 그래프에서 자속쇄효수 λ 에 대한 1계 미분방정식이 유도된다.

$$\dot{\lambda} = e(t) - R_c \frac{1}{L(y)} \lambda = e(t) - R_c \frac{\sum_{i=1}^5 R_{s_i} + \sum_{j=1}^3 R_{a_j}}{N^2} \lambda \quad (11)$$

Fig. 4의 본드 그래프에서 아마튜어의 운동량 P 및 변위 y에 대한 다음의 미분 방정식이 유도된다.

$$\dot{P} = F - b \frac{P}{m_c} - K(y + y_o) \quad (12)$$

$$y = \frac{P}{m_c} \quad (13)$$

여기서 F는 가동철심에 작용하는 전자기력으로서 포텐셜 에너지 $U_{\varphi y}$ 을 가동철심 변위에 대하여 미분하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} F &= \frac{\partial U_{\varphi y}}{\partial y} \\ &= \frac{1}{2} \left(\frac{a_4 - a_3}{\mu_o \pi (a_3 + a_4)(y + y_o - 0.8h_5)^2} - \frac{4}{\mu_o \pi (a_3^2 - a_2^2)} \right) \varphi^2 \end{aligned} \quad (14)$$

밸브를 통과하는 유량 Q_1 과 Q_2 는 다음 식으로 표시된다.

$$Q_1 = C_d A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_c)}, \quad Q_2 = C_d A_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} p_c} \quad (15)$$

여기서 $A_1 = \pi D y \sin \theta$

$$A_2 = \pi D (y_{\max} - y) \sin \theta$$

Fig. 2와 같이 유압 실린더가 고정된 경우의 유압실린더 내 압력변화를 \dot{p} 는 식(14)에서 얻어진 유량 Q_1 과 Q_2 차이에 작동유 강성(fluid stiffness) 1/C 을 곱함으로써 식(16)과 같이 구할 수 있다.

$$\dot{p} = \frac{Q_1 - Q_2}{C} \quad (16)$$

Fig. 3과 같이 피스톤이 움직이는 압력제어 시스템의 경우 유압 액튜에이터 내의 유량 변화는 솔레노이드 밸브를 통과하는 유량 Q_1 과 Q_2 차이에 의한 유량변화와 액튜에이터 피스톤 이동에 따른 유량변화의 합으로 계산되므로 식(17)과 같이 표시할 수 있다.

Table 1 Length of solenoid parts

Parts	Length (mm)	Parts	Length (mm)
a1	3.0	h3	8.1
a2	3.4	h4	5.0
a3	9.9	h5	14.6
a4	10.0	h6	3.1
a5	28.0	h7	2.5
a6	36.0	h8	9.3
h1	16.4	h9	8.9
h2	22.0	h10	12.3

Table 2 List of parameters used in simulation

Para.	Value	Unit	Contents
C	$2.9526e-13$	m^5/N	fluid stiffness
C_d	0.7		flow coefficient
D_a	0.1	m	piston diameter
D_s	0.0003486	m	diameter of spool
K_s	831	N/m	spring constant of solenoid
K_a	1962000	N/m	spring constant of actuator
m_s	0.015	kg	spool mass
m_a	0.1	kg	actuator piston mass
N	690	turn	coil turn
P_s	30	bar	supply pressure
R_s	9.5	Ω	resistance of coil
y_{max}	0.25	mm	max. displacement of spool
y_{so}	3.55	mm	init. displacement of spring
μ_o	$1.2566e-6$	Wb/ATm	air permeability
μ	$1.30e-2$	Wb/ATm	steel permeability
ρ	858.2	kg/m^3	density of oil

$$\dot{V} = Q_1 - Q_2 - A_a \frac{P_a}{m_a} \quad (17)$$

유압실린더 압력변화율 \dot{p} 은 앞서와 마찬가지로 식(17)에 작동유 강성 1/C 을 곱함으로써 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\dot{p} = \frac{Q_1 - Q_2}{C} - \frac{\pi D_a^2 P_a}{4C m_a} \quad (18)$$

식(18) 우변의 P_a 는 액튜에이터 피스톤의 운동량으로서 다음 식으로 계산된다.

$$\dot{P}_a = \frac{\pi D_a^2}{4} \dot{p} - K_a \dot{x}_a - b_a \frac{P_a}{m_a} \quad (19)$$

$$\dot{x}_a = \frac{P_a}{m_a} \quad (20)$$

따라서 Fig. 2에 도시된 3 방향 고속전자 밸브 압력제어 시스템은 식 (11), (12), (13), (16)과 같이 4개의 비선형 상태 방정식으로 표현되고 Fig. 3의 경우에는 식(11), (12), (13), (18), (19) 그리고 (20)과 같이 6개의 비선형 상태 방정식으로 표현된다.

3. 3 방향 PWM 고속전자 밸브의 성능 수치해석

Table 1에 3 방향 PWM 고속전자 밸브의 솔레노이드 내부 구조에 대한 길이 치수가, Table 2에 전산 시뮬레이션에 사용된 각 물리량들이 나와 있다. 이 물리량들은 실험 측정 결과, 실물 분해 결과 및 참고

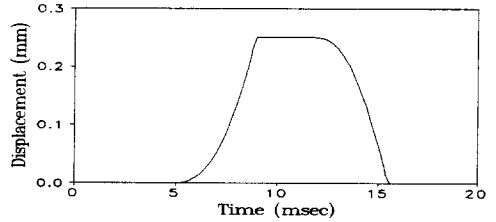


Fig. 7 Response of spool displacement for high speed solenoid valve

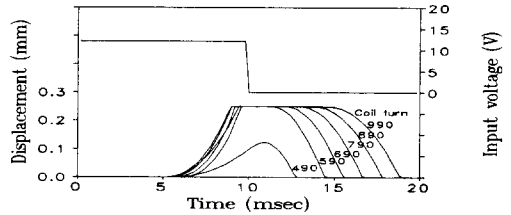


Fig. 8 Spool displacement for various number of coil turns

문헌^{[6],[7]}을 토대로 얻어졌다.

Fig. 7 ~ Fig. 9는 3 방향 PWM 고속전자 밸브의 동특성에 관한 수치해석 결과이다. Fig. 7은 아마튜어 스펴의 변위응답에 대한 수치해석 결과이다. 입력 전압은 12V로서 $t = 0$ msec 에서 가해지고 $t = 10$ msec 에서 제거되었다. Fig. 7에 도시된 바와 같이 스펴 변위는 약 5 msec 이상의 시간지연을 보이고 있으며 밸브가 On 상태까지의 소요시간은 약 8 msec, 밸브가 Off 상태까지의 소요시간은 약 6 msec인 것을 알 수 있다.

밸브가 On/Off 상태로 전환할 때 밸브의 완전 열림 및 닫히는데 소요되는 시간은 솔레노이드 내부 코일의 인덕턴스 및 공극에 발생하는 자기 에너지의 포화 도달 시간과 관계있다. 또한 코일의 인덕턴스와 자기 에너지의 크기 및 변화율은 밸브 내부의 가동철심과 가이드 철심사이의 공극 및 코일 감은 횟수에 따라 그 크기가 변한다. 따라서 3 방향 PWM 고속전자 밸브의 코일 감은 횟수와 밸브의 최대 전환 시간과의 관계를 알아보기 위해 솔레노이드 코일의 감은 횟수 변화에 대한 스펴의 변위를 알아보았다.

Fig. 8은 솔레노이드 코일의 감은 횟수 변화에 대한 스펴의 변위를 시뮬레이션한 결과이다. 선도 상단에 3 방향 고속전자 밸브에 인가된 전압이 도시되어 있다. 전압은 Fig. 7의 시뮬레이션 조건과 마찬가지로 $t = 0$ msec 에서 가해지고 $t = 10$ msec 에서 제거되었다. Fig. 8에 나타난 바와 같이 코일을 감은 횟수가 증가하면 솔레노이드 전자기력의 증가로 밸브가 열리는 시간은 짧아지나 솔레노이드 공극의 자기 에너지 크기 증가로 솔레노이드의 전자기력이 스펴링력보다 작아지는 시간이 길어지므로 밸브가 닫히는 시간도 증가하게 됨을 알 수 있다.

Fig. 9에 반송주파수 50 Hz이고 듀티율 0% ~ 100%에 대한 스펴의

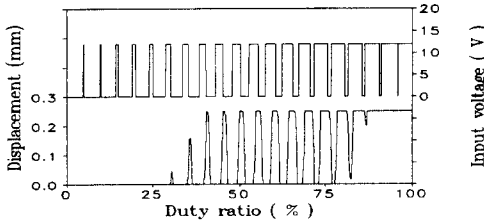


Fig. 9 Response of spool displacement for various duty ratio

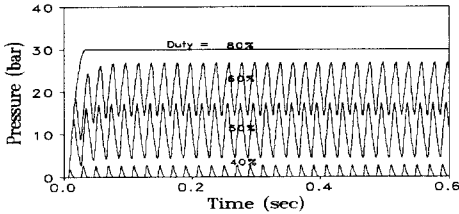


Fig. 10 Pressure response of fixed cylinder for various duty ratio at supply pressure 30 bar, carrier frequency 50 Hz (Simulation)

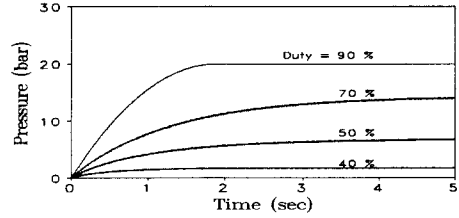


Fig. 11 Pressure response of movable cylinder for various duty ratio at supply pressure 30 bar, carrier frequency 50 Hz (Simulation)

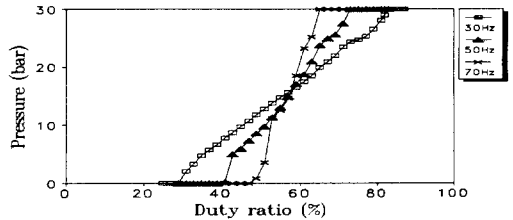


Fig. 12 Pressure response for various carrier frequency (Experiment)

변위 응답이 도시되어 있다. 선도의 상단에 입력 전압이 나타나 있다. Fig. 9에서 볼 수 있는 바와 같이 듀티율 30% 이하에서는 PWM 전압 신호가 계속 입력되더라도 스푼의 변위가 전혀 없고 40% 이하에서는 스푼이 약간 열린다. 듀티율 85% 이상에서는 스푼이 열려서 닫히지 않으며 80%~85% 구간에서는 약간의 스푼의 이동이 있다. 그러므로 고속전자 밸브에 일정 주파수의 PWM 신호가 입력되었을지라도 일부 듀티율 구간에서는 솔레노이드의 전자기력이 스프링력보다 너무 작거나 커서 밸브 스푼의 이동이 미소하거나 없게 되고 이에 따라 밸브를 통과하는 오일유량이 거의 없는 무효율 구간이 발생한다.

Fig. 10 ~ Fig. 11은 고속전자 밸브와 유압 액츄에이터로 구성된 유압 시스템의 시뮬레이션 결과이다.

Fig. 10은 실린더가 고정된 계(Fig. 2)에 대한 수치해석 결과로서 공급 압력이 30 bar, 반송 주파수가 50 Hz인 PWM 신호를 듀티율 40%에서 80%까지 변화시킨 경우에 대한 실린더 내부 압력 선도이다. 유압 액츄에이터의 직경은 $\phi 100$ mm, 작동유의 체적탄성계수는 $\beta = 1.33 \times 10^9$ N/m², 검사 체적(control volume)은 실린더의 고정된 스트로크(stroke)를 고려하여 3.9×10^{-4} m³으로 설정하였다. 반송 주파수 50 Hz로 고속전자 밸브가 열리고 닫힐 때마다 이 주파수 성분의 압력맥동이 액츄에이터 내부에 작용하고 최대 맥동의 크기는 듀티율 50~60% 부근에서 발생함을 알 수 있다. 듀티율이 40% 미만에서는 압력이 형성되지 않았고 80% 이상인 경우 듀티율 변화에 대한 압력 응답이 동일하였다. 따라서 이 구간은 무효율 구간임을 알 수 있다.

Fig. 11은 Fig. 3과 같이 유압 액츄에이터 종단에 스프링을 설치하였을 경우 유압 실린더 내부의 압력을 시뮬레이션한 결과이다. 이때의 유

압 공급압력은 20 bar이고 반송 주파수는 50 Hz로 설정하였다. Fig. 11에서 볼 수 있듯이 실린더 내의 유압은 맥동이 크게 감소하였다. 이것은 스프링 강성 및 감쇠 효과로 인한 것이다. 그러나 압력증가에 따른 피스톤 이동에 의한 실린더 내부 체적의 증가로 정상상태 도달시간은 2 sec 이상으로 지연되었다. 보통 스프링의 강성이 커질수록 실린더 내부로 유입되는 유량이 작아 압력 상승률이 커지므로 정상상태 도달시간이 짧아지나 맥동은 증가한다.

4. 3 방향 PWM 고속전자 밸브의 실험적 해석

앞서의 3 방향 PWM 고속전자 밸브 모델과 고속전자 밸브 유압제어 시스템 모델의 타당성을 검증하고 Fig. 2와 Fig. 3에 도시된 압력 제어 시스템의 특성을 파악하기 위하여 실험을 실시하였다.

Fig. 12는 반송 주파수를 30 Hz, 50 Hz 및 70 Hz로 변화시킬 때 듀티율 변화에 대한 압력 응답의 실험 결과이다. 실험장치는 Fig. 2와 같이 고속전자 밸브와 고정된 실린더로 구성된 유압 시스템을 사용하고 공급압력은 30 bar를 사용하였다. 제어 압력은 듀티율이 증가함에 따라 증가하고 압력 증가율도 반송 주파수가 증가함에 따라 커짐을 알 수 있다. 반송 주파수가 30 Hz인 경우 듀티율이 28% 이하 및 85% 이상인 경우에는 듀티율 변화에 대한 압력변화가 없는 무효율 구간이 존재한다. 무효율 구간은 반송 주파수가 증가함에 따라 증가하여 반송 주파수가 50 Hz인 경우에는 듀티율이 40% 이하 및 77% 이상 되어 전체 듀티율 구간중 무효율 구간이 차지하는 비율이 약 63%이고 반송 주파수가 70 Hz인 경우에는 약 87%에 이르고 있다. 반송 주파수 50 Hz 인 경우 무효율 크기의 구간은 Fig. 11의 시뮬레이션 결과와 잘 일치하고 있다.

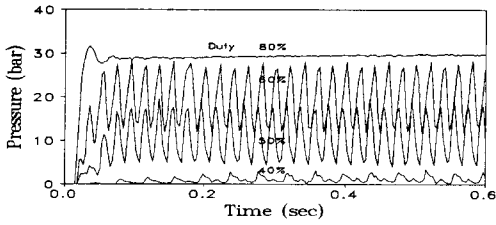


Fig. 13 Pressure response of fixed cylinder for various duty ratio at supply pressure 30 bar, carrier frequency 50 Hz (Experiment)

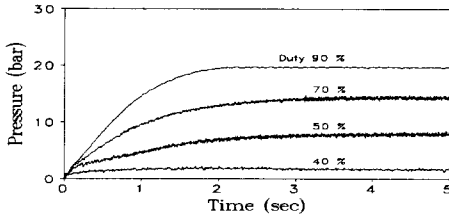


Fig. 14 Pressure response of movable cylinder for various duty ratio at supply pressure 30 bar, carrier frequency 50 Hz (Experiment)

Fig. 13은 Fig. 2의 압력 제어 시스템을 사용하여 공급 압력 30 bar, 반송 주파수가 50 Hz 일 때 듀티율 변화에 대한 압력 응답 실험결과이다. 실험은 고속전자 밸브가 Off 상태에서 듀티율을 40, 50, 60, 80%로 변화시키며 수행하였다. Fig. 13에서 볼 수 있듯이 압력은 맥동현상을 보이며 증가한다. 압력맥동은 듀티율 50~60%에서 가장 큰 값을 보이고 있는데 이는 Fig. 10의 시뮬레이션 결과와 경향이 일치하고 있다. 듀티율 80% 일 때에는 밸브의 무효율 영향으로 압력 선도가 맥동없이 공급압력까지 바로 증가하며 이때의 초기 과도응답에는 압력의 오버슈트(overshoot) 현상이 나타나고 있다. 듀티율 50% 이상의 압력 응답 선도에서 초기 약 0.015 sec의 시간 지연이 존재하고 있는데 이것은 코일의 인덕턴스로 인한 밸브의 열림 지연, 밸브가 열린 후 압력이 실린더 챔버로 전파되는 시간 지연 등에 의한 것이다.

Fig. 14는 Fig. 3의 실험장치에 대하여 PWM 고속전자 밸브 듀티율 변화에 따른 실린더 내의 압력응답 실험결과이다. 이때의 공급압력은 20 bar이고 반송 주파수는 50 Hz이다. Fig. 14의 압력 변화 선도는 Fig. 11 시뮬레이션의 압력 변화 선도와 경향이 거의 일치한다. 다만 맥동의 크기는 시뮬레이션 결과보다 약간 크게 검출되었다.

Fig. 10~Fig. 14에서 알 수 있듯이 3 방향 고속전자 밸브의 시뮬레이션 결과와 실험결과는 거의 일치하며 따라서 고속전자 밸브 모델의 타당성을 확인할 수 있다. 또한 시뮬레이션 및 실험결과에서 볼 수 있듯이 고속전자 밸브는 무효율 구간이 존재하며 반송주파수가 커질수록 무효율 구간도 증가하게 된다. 압력 맥동은 큰 시상수를 갖는 시스템일 경우 평균압력으로 작용하게 되나 압력 제어 품질을 향상시키기

위해서 맥동 감소에 대한 연구가 필요하다.

5. 결론

(1) 3 방향 고속전자 밸브의 마그네틱 코어 내의 금속 부위에 대한 리턴스스와 스톱 위치에 따른 공급 변화 및 인덕턴스 변화를 고려하여 3 방향 고속전자 밸브의 본드 그래프 모델을 구하고 PWM 솔레노이드 제어 유압계에 대한 본드 그래프 모델을 추가하여 시간 영역의 압력 응답 특성을 고찰하였다. 유도된 상태 방정식을 이용한 컴퓨터 시뮬레이션 결과는 실험결과와 거의 일치하며 유도된 모델의 타당성을 확인하였다.

(2) 2 방향 고속전자 밸브를 이용한 유압 액츄에이터의 압력 제어시 특정 구간에서는 듀티율이 변화하여도 압력변화가 발생하지 않는 무효율 구간이 존재하며 반송주파수가 커질 수록 무효율 구간은 증가한다.

참고문헌

- [1] N. Ye, S. Scavarda, M. Betemps, A. Jutard, "Models of a Pneumatic PWM Solenoid Valve for Engineering Application," *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Transactions of the ASME, Vol. 114, pp. 680-688, DEC. 1992.*
- [2] Toshiki Matsumoto, Kenjiro Fujita, Kohji Hasunaka, "Theoretical and Experimental Analyses of Electro-Hydraulic Solenoid-Valve Controlled by Duty Cycle," *自動車技術, Vol. 42, No. 4, 1988.*
- [3] Hirohisa Tanaka, "고속전자밸브에 관한 연구," *일본기계학회논문집, 50권 457호, 昭59-9.*
- [4] 송창섭, 양해정, 송성배, "PWM 방식 고속 전자석에 관한 연구," *한국정밀공학회지 제11권 제6호 pp. 127-135, 1994.*
- [5] 허준영, G. Wennmacher, "고속전자밸브를 사용한 유압장치의 주파수응답특성에 관한 연구," *한국정밀공학회지 제12권 제2호 pp. 79-86, 1995.*
- [6] "NACHI HYDIS High Speed Solenoid Valve Technical Catalogue"
- [7] John Watton, "Fluid Power Systems," Prentice Hall, 1989.
- [8] 정현술, "차량용 변속장치의 과도응답 제어에 관한 연구," *서울대학교 박사 학위논문, 1993.*
- [9] Koji Hasunaka, Kiyoshi Takagi, Sinji Watanabe, Takeo Hiramatsu, Kenjiro Fujita, "A Study on Electro-Hydraulic Control for Automatic Transmission," *SAE 892000, 1989.*
- [10] William H. Hayt, "Engineering Electromagnetics," McGraw-Hill, 1981.
- [11] Y. Suematu, H. Yamada, T. Muto, "Digital Control of Hydraulic Actuator System by the Method of Differential-Pulse Width Modulation," *일본기계학회논문집, 55권 516호, 1989.*