

論文

J. of The Korean Society for Aeronautical and Space Sciences 45(4), 349-357(2017)

DOI:https://doi.org/10.5139/JKSAS.2017.45.4.349

ISSN 1225-1348(print), 2287-6871(online)

전술유도무기용 소형 유압식 구동장치의 모델링 및 시뮬레이션

이도윤\*, 이호성\*\*, 안성용\*\*, 박연정\*\*

Modeling and Simulation of A Small Hydraulic Actuation System for the Tactical Missile

Doyun Lee\*, Hosung Lee\*\*, Sungyong An\*\* and Yeonjung Park\*\*

Agency for Defense Development, The 1<sup>st</sup> R&D Institute\*, \*\*

ABSTRACT

If an actuation system of the tactical missile is required very fast response time on conditions of short operating time and big loads on the actuator, we would prefer to adopt a small hydraulic system. In this paper, a mathematical model is proposed to analyze and simulate the small hydraulic actuation system. The mathematical model consists of a high pressure vessel model, a pressure regulator model, a hydraulic reservoir model and a actuator model. The suggested model is validated by comparison of simulation results with experimental data. The simulation results show that the mathematical model could be useful for designing a hydraulic actuation system.

초 록

최근 전술유도무기 분야는 대부분 전기식 구동장치를 채용하고 있으나 주어진 공간조건과 무게 제한 아래 상대적으로 부하가 크며 작동시간이 짧고 동시에 빠른 응답성이 요구될 경우에는 무게 및 공간 조건을 맞추기 위해서 반드시 유압식 구동장치를 적용해야 할 경우가 발생한다. 본 논문에서는 소형 유압식 구동장치 시스템을 대상으로 수학적 모델링과 시뮬레이션을 수행하였다. 수학적 모델은 고압용기, 압력조절밸브, 저유기, 유압작동기로 나누어 구성하였으며 실험 결과와 비교하여 모델의 타당성을 검증하고 고찰하였다. 본 연구를 통하여 소형 유압식 구동장치 시스템 설계에 유용한 수학적 모델을 수립하였다.

**Key Words** : Hydraulic Actuation System(유압식 구동장치), Tactical Missile(전술유도무기), Side Jet Thruster(측추력기)

1. 서 론

유도무기용 유압식 구동장치는 전기식 구동장치나 공압식 구동장치와 비교하여 강성이 크고 응답성이 뛰어나다. 최근 들어 전기식 구동장치

의 기술 발전으로 많은 유압식 구동장치가 전기식 구동장치로 대체되고 있는 추세이며, 특히 전술유도무기 분야는 대부분 전기식 구동장치를 채용하고 있다. 그러나 주어진 공간조건과 무게 제한 아래 상대적으로 부하가 크며 작동시간이 짧

† Received : November 27, 2016      Revised : February 15, 2017      Accepted : February 22, 2017

\* Corresponding author, E-mail : heypresto@hanmail.net

고 동시에 빠른 응답성이 요구될 경우에는 무게 및 공간 조건을 맞추기 위해서 반드시 유압식 구동장치를 적용해야 할 경우가 발생한다. 본 논문에서는 이러한 제한 조건을 가진 고기동 대공 유도무기 종말 추추력기용 소형 유압식 구동장치 시스템을 대상으로 수학적 모델링과 시뮬레이션을 수행하였고, 실험 결과와 비교하여 모델의 타당성을 검증하고 고찰하였다.

Figure 1에 본 논문에서 다룬 소형 유압식 구동장치의 개념을 도시하였다. Fig. 2와 Fig. 3은 유압식 구동장치의 형상이다. Fig. 2는 유압작동기와 배관 및 연결 다지관들을 보여주고 있으며, Fig. 3은 유압동력원을 나타내고 있다.

본 논문의 소형 유압식 구동장치 시스템은 종말 추추력기를 구동하는 4개의 유압작동기와 이들 유압작동기에 동력을 공급하는 유압동력원으로 구성되어 있다. 유압작동기는 노즐-플래퍼형의 서보밸브가 조립된 유압 실린더로 각 실린더 별로 위치를 측정할 수 있는 위치감지기가 적용

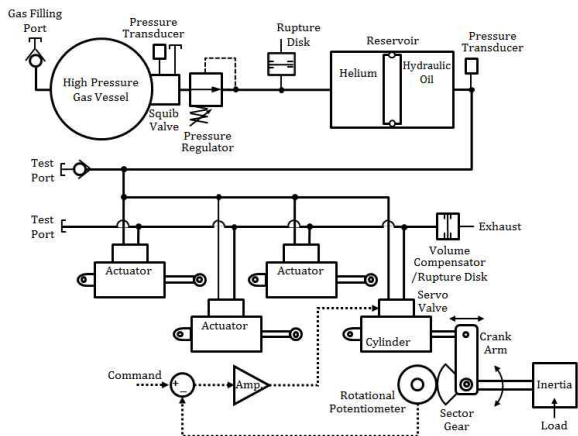


Fig. 1. Schematic of a hydraulic actuation system

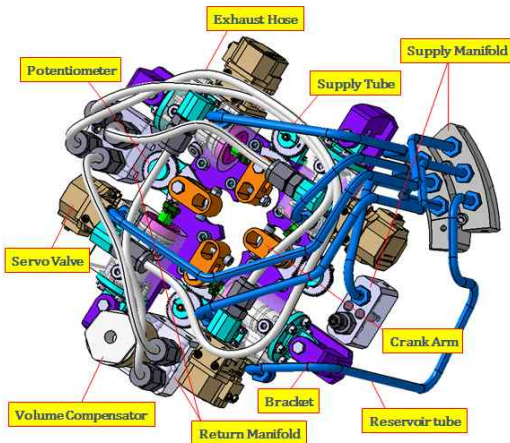


Fig. 2. Hydraulic actuators and its tube lines

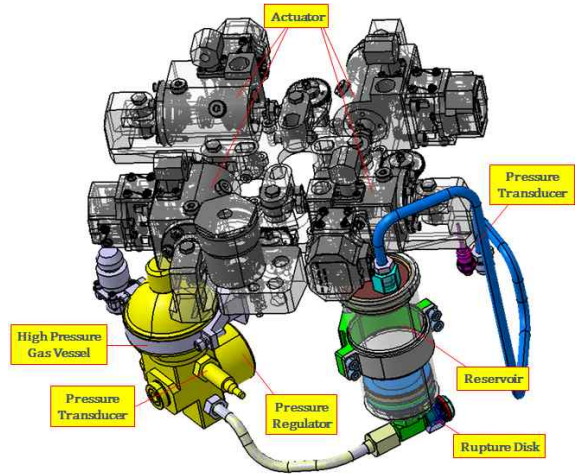


Fig. 3. Hydraulic power supply system

되어 독립적으로 위치를 제어 할 수 있다.

유압동력원은 Blow-Down식으로 고압용기, 스킵 밸브, 압력조절밸브, 저유기, 매니폴드 및 배관, 체적보상기로 구성되어 있다. 시스템을 운용해야 할 시점에 고압용기에 장착된 스킵 밸브를 동작시키면 저장된 고압의 헬륨은 압력조절밸브에 전달된다. 압력조절밸브를 거치면서 일정한 압력으로 조절된 기체는 저유기의 피스톤을 밀고 그에 따라 저유기에 저장된 유압유가 일정한 압력으로 유압작동기에 전달된다.

본 논문에서는 소형 유압식 구동장치의 수학적 모델을 통하여 고압용기 및 저유기의 용량을 최적으로 결정하고 그에 따른 작동 시간을 예측하여 협소한 공간과 제한된 무게 조건에 맞는 시스템을 설계하기 위하여 세밀한 수학적 모델링을 수행하였다.

## II. 본 론

### 2.1 수학적 모델링

소형 유압식 구동장치의 수학적 모델은 크게 고압용기, 압력조절밸브, 저유기, 유압작동기로 나누어 구성하였다. 각 구성품의 입력과 출력은 다음 Table 1과 같다.

기본적인 입력 변수는 고압용기에 저장된 기체의 초기 압력 및 온도, 유압작동기의 명령( $\theta_{cmd}$ ) 프로파일이다. 최종적으로 얻고자 하는 출력 변수는 고압용기 저장기체의 압력( $P_1$ )과 온도( $T_1$ ), 압력조절밸브의 출구압력( $P_2$ ) 또는 유압작동기 공급압력( $P_3$ ), 저유기의 배출 유량( $Q_{total}$ ), 유압작동기의 위치 피이드백( $\theta_{fbk}$ ), 시스템 작동시간이다. 시스템에 사용된 기체는 헬륨이며, 사용 유압

Table 1. Inputs and outputs of system components

구성품		입력	출력
고압용기		소모기체 유량( $\dot{m}_{12}$ )	저장기체 압력( $P_1$ ) 저장기체 온도( $T_1$ )
압력 조절 밸브		소모기체 유량( $\dot{m}_{12}$ ) 저장기체 압력( $P_1$ ) 저장기체 온도( $T_1$ )	밸브출구 압력( $P_2$ ) 밸브출구 온도( $T_2$ )
저유기		저유기 배출유량 ( $Q_{total}$ ) 밸브출구 압력( $P_2$ )	소모기체 유량( $\dot{m}_{12}$ ) 작동기 공급압력( $P_3$ )
유압 작동기	서보 밸브	작동기 위치명령 ( $\theta_{cmd}$ )	서보밸브스풀 변위 ( $x_v$ )
	실린더	부하(F) 작동기 공급압력( $P_3$ ) 서보밸브스풀 변위( $x_v$ )	저유기 배출유량 ( $Q_{total}$ ) 작동기 위치피드백( $\theta_{bk}$ )

유는 MIL-H-83282 항공유이다. 각 구성요소별 설계 파라미터에 대한 적용값은 Table 2에서 제시하였다.

2.1.1 고압용기

고압용기 모델은 높은 기체 밀도에서 사용하기 알맞은 잘 알려진 실험 상태방정식 중 하나인 Beattie Bridgeman Equation을 사용하였다[1].

$$P_1 = \frac{\bar{R} T_1}{\bar{v}} + \frac{\beta}{\bar{v}^2} + \frac{\epsilon}{\bar{v}^3} + \frac{\delta}{\bar{v}^4} \quad [kPa] \quad (1)$$

$$\beta = B_0 \bar{R} T_1 - A_0 - \frac{c \bar{R}}{T_1^2}$$

$$\epsilon = -B_0 b \bar{R} T_1 + A_0 a - \frac{B_0 c \bar{R}}{T_1^2}$$

$$\delta = \frac{B_0 b c \bar{R}}{T_1^2}$$

$$\bar{v} = \frac{V_1 M}{m_{He\ store} - \dot{m}_{12} t} \quad [m^3/kmol]$$

여기서  $P_1$ ,  $T_1$  및  $V_1$ 은 고압용기 저장기체의 압력, 온도 및 부피이다. 계수들의 값은 헬륨 분자량  $M = 4.003$ , 일반기체상수  $\bar{R} = 8.314$  kN-m/kmol-K,  $a = 0.05984$ ,  $A_0 = 2.1886$ ,  $b = 0$ ,  $B_0 = 0.014$ ,  $c = 0.004 \times 10^{-4}$  이다. 초기 질량  $m_{He\ store}$ 는 주어진 초기 저장압력, 온도를 사용하여 식(1)로부터 구할 수 있다.

$P_1$ 의 변화에 따른  $T_1$ 의 변화를 모델링에 반영

Table 2. Parameters and values of each component

항목	변수	값	단위
고압용기	초기 $P_1$	53.26	MPa
	초기 $T_1$	15	°C
	$V_1$	$60 \times 10^{-6}$	$m^3$
압력 조절 밸브	$V_{20}$	$12.50 \times 10^{-6}$	$m^3$
	$A_{ps}$	$27.84 \times 10^{-6}$	$m^2$
	$X_{max}$	$0.4 \times 10^{-3}$	m
	$M_1$	$12 \times 10^{-3}$	kg
	$k_f$	$155.16 \times 10^3$	N/m
	$k_s$	$6.65 \times 10^3$	N/m
	$F_f$	453	N
	$F_s$	13.31	N
	$F_n$	15	N
	$d_s$	$1.3 \times 10^{-3}$	m
저유기	$V_{30}$	$85.3 \times 10^{-6}$	$m^3$
	$A_{pr}$	$133.96 \times 10^{-6}$	$m^2$
	$y_{max}$	$61.7 \times 10^{-3}$	m
	$M_2$	$40 \times 10^{-3}$	kg
	$F_{f2}$	20	N
유압 작동기	$K_{fbk}$	0.14	Volt/deg
	$K_{amp}$	1.926	mA/Volt
	$k_{sv}$	$1.908 \times 10^{-3}$	-
	$k_{v1}$	$1.188 \times 10^{-3}$	-
	$k_{v2}$	$0.216 \times 10^{-6}$	-
	$k_{v3}$	$0.061 \times 10^{-9}$	-
	$X_{v,max}$	$0.38 \times 10^{-3}$	m
	$w$	$4.08 \times 10^{-3}$	m
	$A_p$	$0.214 \times 10^{-3}$	$m^2$
	$Q_{null}$	$9.429 \times 10^{-6}$	$m^3/sec$
	$Q_{tare}$	$4.261 \times 10^{-6}$	$m^3/sec$
	$J$	$0.081 \times 10^{-3}$	kg·m <sup>2</sup>
	$L_{arm}$	$19.0 \times 10^{-3}$	m
	$T_f$	1.12	N·m

하기 위해 식(2)와 같이 이상기체의 폴리트로픽 과정에 대한 관계식을 이용하였다[2].

$$\frac{T_{1f}}{T_{1i}} = \left( \frac{P_{1f}}{P_{1i}} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (2)$$

첨자  $i$ 와  $f$ 는 각각 초기 상태와 이후 상태를 나타낸다. 시뮬레이션 시 이 상태들은 계속 최신화 된다.  $n$ 은 폴리트로픽 상수이며  $n = \gamma$ 로 가정하였다.  $\gamma = 1.66$ 으로 헬륨의 비열비이다.

2.1.2 압력 조절 밸브

압력조절밸브를 모델링하기 위해 이상기체 상태방정식, 연속방정식, 질량유량 방정식, 운동방정식을 사용하였다. Fig. 4는 압력조절밸브의 수

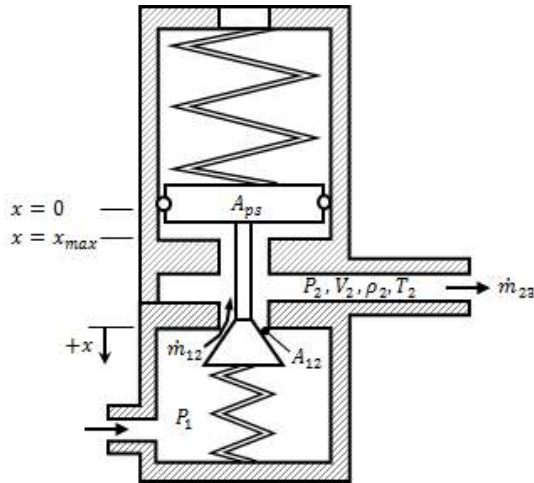


Fig. 4. Schematic of a pressure regulator

학적 모델링을 위하여 간략화한 개략도이다. 이상기체의 상태방정식은

$$P = \rho RT \tag{3}$$

등엔트로피 과정을 가정하면

$$P \rho^{-\gamma} = constant \tag{4}$$

비열비는 일정하다고 가정하고 식(4)를 미분하면,

$$\dot{\rho} = \frac{\dot{P}}{\gamma P \rho^{-1}} \tag{5}$$

식(3)을 식(5)에 대입하고 정리하면 기체의 밀도 변화율에 대한 식을 얻을 수 있다.

$$\dot{\rho} = \frac{\dot{P}}{\gamma R T} \tag{6}$$

적분형 질량보존법칙[2]은

$$\frac{\partial}{\partial t} \left( \iiint_{cv} \rho dV \right) + \iint_{cs} \rho (\mathbf{v} \cdot \mathbf{n}) dA = 0 \tag{7}$$

식(7)을 사용하여 압력조절밸브 내부의 제어체적 \$V\_2\$를 통과하는 유동에 대한 연속방정식을 세우면 다음과 같다. 입구와 출구를 1차원 유동이라고 가정하면

$$\frac{\partial}{\partial t} \left( \iiint_{cv} \rho_2 dV_2 \right) + \dot{m}_{23} - \dot{m}_{12} = 0 \tag{8}$$

$$\frac{\partial \rho_2}{\partial t} \iiint_{cv} dV_2 + \rho_2 \frac{\partial}{\partial t} \left( \iiint_{cv} dV_2 \right) + \dot{m}_{23} - \dot{m}_{12} = 0 \tag{9}$$

$$V_2 = V_{20} - A_{ps}x + A_{pr}y \tag{10}$$

여기서 \$V\_{20}\$는 \$x = x\_{max}\$일 때 \$V\_2\$의 부피, \$A\_{ps}\$는

압력감지부의 면적, \$A\_{pr}\$은 저유기 피스톤의 면적, \$y\$는 저유기 행정거리를 나타낸다.

$$\text{또한 } \iiint_{cv} dV_2 = V_2 \text{이고,}$$

\$\frac{\partial}{\partial t} \left( \iiint\_{cv} dV\_2 \right) = -A\_{ps}\dot{x} + A\_{pr}\dot{y}\$ 이므로 식(9)은 다음과 같다.

$$\dot{\rho}_2 V_2 - \rho_2 A_{ps} \dot{x} + \rho_2 A_{pr} \dot{y} + \dot{m}_{23} - \dot{m}_{12} = 0 \tag{11}$$

식(11)에 식(3), 식(6), 식(10)를 대입하고 정리하면, 제어체적 \$V\_2\$에서의 압력변화율에 대한 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\dot{P}_2 = \frac{\gamma RT_2}{V_{20} - A_{ps}x + A_{pr}y} \left[ \dot{m}_{12} - \dot{m}_{23} + \frac{P_2}{RT_2} (A_{ps}\dot{x} - A_{pr}\dot{y}) \right] \tag{12}$$

오리피스를 통과하는 질량유량 관계식을 사용하면 식(12)에 포함된 질량유량 \$\dot{m}\_{12}\$는 다음과 같이 나타낼 수 있다[3].

$$\dot{m}_{12} = \frac{K P_1 C_{d12} A_{12} N_{12}}{\sqrt{T_1}} \tag{13}$$

$$N_{12} = \sqrt{\frac{\left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}}{\frac{\gamma-1}{2} \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}}} \tag{14}$$

$$K = \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \tag{15}$$

상수 \$K\$는 비열비와 기체상수의 함수이며, 기체의 종류에 따라 각기 다른 값을 가진다.

\$A\_{12}\$는 메터링 오리피스(metering orifice)의 면적으로 각도가 \$\theta\$인 원추형상의 포켓과 시트부 사이에서 만들어지는 환형의 유로이다. Fig. 5를 참고하여 포켓의 행정거리 \$x\$의 변화에 따른 면적

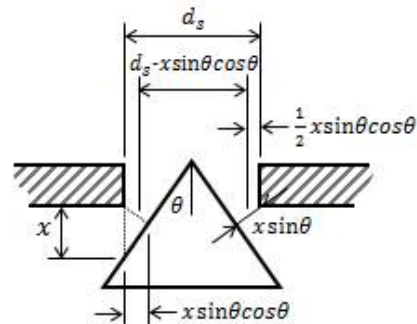


Fig. 5. Area of metering orifice

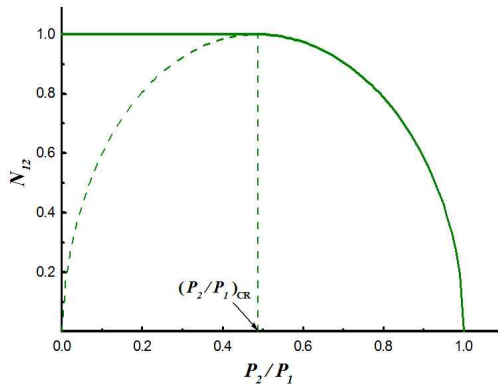


Fig. 6. Relation of  $N_{12}$  to pressure ratio

변화를 구하면 아래와 같다.

$$A_{12} = \pi \times \text{Diameter} \times \text{Width} = \pi(d_s - x \sin\theta \cos\theta)x \sin\theta \quad (16)$$

$C_{d12}$ 는 송출계수(discharge coefficient)로 원추형 포켓에 대한 0.72~0.87 범위의 값을 사용하였다[4].

계수  $M_{12}$ 는 압력비와 비열비의 함수이며,  $M_{12}$ 와 압력비의 관계를 Fig. 6에 나타내었다.

$M_{12}$ 는 압력비가  $(\frac{P_2}{P_1})_{cr} = (\frac{2}{\gamma+1})^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$  일 때 최댓값 1을 가지며, 이때의 유속은 음속이고 초음속(choke)되었다고 한다.

압력조절기의 작동부분인 포켓과 압력감지부에 대한 운동방정식을 세우기 위한 자유 물체도는 Fig. 7과 같다.

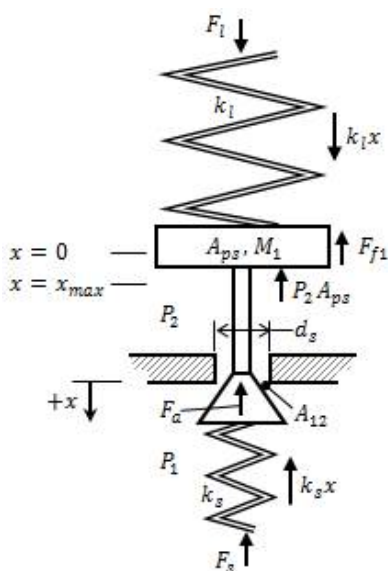


Fig. 7. Free body diagram of pressure regulator

$$F_l - F_s - k_l x - k_s x - F_{f1} - F_a - P_2 A_{ps} = M_1 \ddot{x} \quad (17)$$

윗 식을 정리하면

$$M_1 \ddot{x} + (k_l + k_s)x - (F_l - F_s) + F_{f1} + F_a + P_2 A_{ps} = 0 \quad (18)$$

위 식에서  $F_l$ 과  $F_s$ 는 스프링에 의해 초기에 설정된 힘을 나타내며,  $F_{f1}$ 는 마찰력(friction force),  $F_a$ 는 포켓 밸브에 작용하는 공기역학적인 힘(aerodynamic force),  $P_2 A_{ps}$ 는 압력감지부에 작용하는 압력힘을 각각 나타낸다.

포켓 밸브에 작용하는 공기역학적인 힘  $F_a$ 는 밸브를 통과하는 유동으로 인하여 발생하는 힘으로, 밸브 및 유로의 기하학적 형상과 압력차에 관계된다. 이 힘의 정확한 계산을 위해서는 유동에 대한 공기역학적인 해석으로부터 포켓의 압력 분포를 구한 후 이것을 적분하여야 한다. 일반적으로 유동의 형태가 매우 복잡하기 때문에 이론적으로 계산하기는 매우 힘들다. 그러나 유로의 어떤 점을 기준으로 위와 아래 부분이 각각 일정한 압력이라고 가정하고, 실험에 의하여 구해진 보정계수를 사용하여 단순화하면, 원추형 포켓에 대한 식은 공급압력  $P_1$ 과 포켓의 행정거리  $x$ 의 함수로 구할 수 있다[4].

Figure 7을 참조하여 관계식을 세우면 다음과 같다.

$$F_a = P_1 (A_s - EA_{12}) - P_2 (A_s - EA_{12}) \quad (19)$$

$$= (1 - E \frac{A_{12}}{A_s})(P_1 - P_2) A_s$$

보정계수  $E$ 는 원추형 포켓의 경우 0.97이고[4],  $A_s$ 는  $\frac{\pi d_s^2}{4}$ 으로 시트부의 면적이다.

### 2.1.3 저유기

Figure 8은 저유기의 개략도이다. 저유기 한쪽으로 유입된 기체가 피스톤을 밀어 기체와 거의 같은 압력의 유압유가 다른 한쪽으로 배출되어 유압작동기에 공급된다.

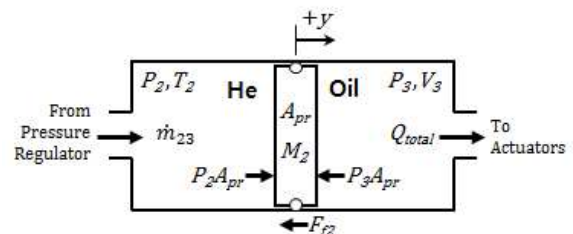


Fig. 8. Schematic of a hydraulic reservoir

압력조절밸브를 통해 저유기로 유입되는 기체의 질량유량은 이상기체 상태방정식을 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다. 아래 식에서  $z$ 는 기체의 압축인자이다.

$$\dot{m}_{23} = \frac{P_2}{zRT_2} Q_{total} \quad (20)$$

$$\mu_T = \left( \frac{\partial T}{\partial P} \right)_H \approx \frac{\Delta T}{\Delta P} \quad (21)$$

여기서  $Q_{total}$ 은 저유기에서 배출되는 유압유의 유량이다.  $T_2$ 는 압력조절밸브의 출구온도이며, 식(21)과 같이 Joule-Thomson 효과를 고려하였다 [1].

본 시스템의 작동기체인 헬륨의 경우 특정 온도 범위 내에서 Joule-Thomson 계수  $\mu_T$ 가 일정하다[5]고 가정할 수 있으므로 식(21)을 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$T_2 = T_1 - \mu_T(P_1 - P_2) \quad (22)$$

여기서  $\mu_T \approx -0.06 \text{ K/bar}$  @  $150 \sim 400 \text{ K}$ 이다. Joule-Thomson 계수의 음의 부호는 하류 압력이 떨어질 경우 하류 온도가 상승한다는 것을 의미한다.

유압 시스템 해석에 흔히 사용되는 연속방정식의 형태인 식(23)를 이용하여 저유기에서 배출되는 유압유의 유동에 대한 식을 세우면 다음과 같다[7].

$$\sum Q_{in} - \sum Q_{out} = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\beta} \frac{dP}{dt} \quad (23)$$

$$-Q_{total} = \frac{dV_3}{dt} + \frac{V_3}{\beta_e} \frac{dP_3}{dt} \quad (24)$$

$$V_3 = V_{30} - A_{pr}y \quad (25)$$

여기서  $\beta_e$ 는 유압유의 유효 체적팽창계수 (Effective bulk modulus)로  $923.9 \text{ MPa}$ 로 가정하였다.  $V_{30}$ 는  $y = 0$ 일 때  $V_3$ 의 부피이며,  $y$ 는 저유기 행정거리를 나타낸다. 식(24)은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\dot{P}_3 = \frac{\beta_e}{V_3} (-Q_{total} + A_{pr} \dot{y}) \quad (26)$$

여기서  $Q_{total}$ 은 4개의 유압작동기에서 사용되는 모든 유량의 합이다.  $P_3$ 는 저유기로부터 유압작동기로 전달되는 공급압력이다. 식(26)은 제어체적  $V_3$ 에서의 압력변화율에 대한 식이다.

Figure 8을 참조하여 저유기 피스톤에 대한 운

동방정식을 세우면 다음과 같다. 식에서  $M_2$ 는 저유기 피스톤의 질량이고,  $F_{f2}$ 는 피스톤에 작용하는 마찰력이다.

$$P_2 A_{pr} - P_3 A_{pr} - F_{f2} = M_2 \ddot{y} \quad (27)$$

#### 2.1.4 유압작동기

4개의 유압작동기는 서보밸브와 유압 실린더로 구성되어 있고 실린더의 피스톤 로드에는 부하가 작용한다.

서보밸브 관계식들은 다음과 같다.

구동명령과 서보밸브 입력전류 사이에는 다음과 같은 관계가 있다.

$$i = K_p K_{fbk} K_{amp} \theta \quad (28)$$

여기서  $i$ 는 서보밸브 입력전류로  $\pm 10 \text{ mA}$ 의 범위이고,  $\theta$ 는 구동각도 명령으로  $0 \sim 21 \text{ deg}$ 이다.  $K_p$ 는 비례제어 이득,  $K_{fbk}$ 는 포텐시오미터 피이드백 이득,  $K_{amp}$ 는 전류증폭 이득이다.

$$x_v = \frac{k_{sv}}{k_{v3}s^3 + k_{v2}s^2 + k_{v1}s + 1} i \quad (29)$$

위 식은 서보밸브의 전달함수로 입력전류  $i$ 에 대한 서보밸브 스펴의 행정거리  $x_v$ 의 동특성을 나타낸다[6].

$$Q_L = C_d w x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_3 - \frac{x_v}{|x_v|} P_L)} \quad (30)$$

식 (30)는 실린더에 연결되어 있는 서보밸브 내부 스펴 밸브의 압력-유량 관계식으로, 대칭의 직사각형 오리피스를 가진 이상적인 Critical spool valve의 압력-유량 관계식이다[7]. 식에서  $Q_L$ 은 부하유량이며,  $P_L$ 은 부하에 따른 압력강하이다.  $w$ 는 직사각형 오리피스의 폭이다. 식(31)과 같이 유량 이득  $K_q$ 를 정의하면 식(30)는 식(32)과 같이 다시 쓸 수 있다[7].

$$K_q = C_d w \sqrt{\frac{P_3}{\rho}} \quad (31)$$

$$Q_L = K_q x_v \sqrt{1 - \frac{x_v}{|x_v|} \frac{P_L}{P_3}} \quad (32)$$

Figure 9를 참고하여 부하가 작용하는 유압작동기 실린더의 유입, 유출에 대한 연속 방정식을 세우면 다음과 같다.

$$\frac{V_{cl}}{\beta_e} \frac{dP_{cl}}{dt} + \frac{dV_{cl}}{dt} = Q_L \quad (33)$$

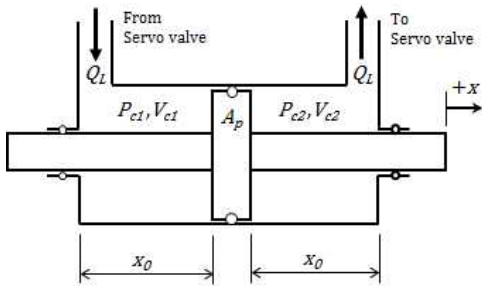


Fig. 9. Schematic of a actuator cylinder

$$\frac{V_{c2}}{\beta_e} \frac{dP_{c2}}{dt} + \frac{dV_{c2}}{dt} = -Q_L \quad (34)$$

여기서 첨자 c1, c2는 실린더 양쪽의 챔버를 각각 나타낸다.

실린더 챔버의 전체 체적  $V_t$ 는 다음 식(35)와 같이 나타낼 수 있다.  $V_{c0}$ 는 피스톤의 위치가 중립일 때 양쪽 챔버의 각각의 체적이다.

$$V_t = V_{c1} + V_{c2} = 2V_{c0} \quad (35)$$

또한  $x_c$ 를 실린더 피스톤의 행정거리라고 하면  $V_{c1}$ 과  $V_{c2}$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.  $A_p$ 는 피스톤의 유효 단면적이다.

$$V_{c1} = A_p(x_{c0} + x_c) = V_{c0} + A_p x_c = V_{c0} + f(x_c) \quad (36)$$

$$V_{c2} = A_p(x_{c0} - x_c) = V_{c0} - A_p x_c = V_{c0} - f(x_c) \quad (37)$$

위의 식(36)과 식(37)을 각각 식(33)과 식(34)에 대입하면

$$\frac{V_{c0} + f(x_c)}{\beta_e} \frac{dP_{c1}}{dt} + A_p \dot{x}_c = Q_L \quad (38)$$

$$\frac{V_{c0} - f(x_c)}{\beta_e} \frac{dP_{c2}}{dt} + A_p \dot{x}_c = -Q_L \quad (39)$$

식(38)에서 식(39)을 빼면

$$\frac{V_{c0}}{\beta_e} \frac{d}{dt} (P_{c1} - P_{c2}) + \frac{f(x_c)}{\beta_e} \left( \frac{dP_{c1}}{dt} + \frac{dP_{c2}}{dt} \right) + 2A_p \dot{x}_c = 2Q_L \quad (40)$$

부하 압력강하  $P_L$ 은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$P_L = P_{c1} - P_{c2} \quad (41)$$

또한 공급압력  $P_3$ 는 Three-land-four-way spool valve의 경우 다음과 같이 나타낼 수 있다 [7].

$$P_3 = P_{c1} + P_{c2} \quad (42)$$

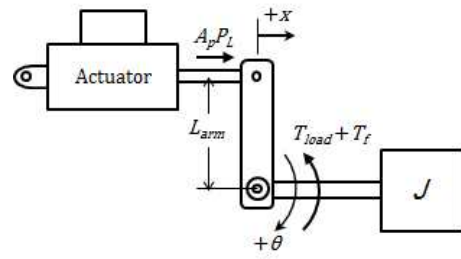


Fig. 10. Schematic of a actuator and a load

식(41) 및 식(42)을 조합하면  $P_{c1}$ 과  $P_{c2}$ 를 아래와 같이 쓸 수 있다.

$$P_{c1} = \frac{P_3 + P_L}{2} \quad (43)$$

$$P_{c2} = \frac{P_3 - P_L}{2} \quad (44)$$

$$\frac{dP_{c1}}{dt} + \frac{dP_{c2}}{dt} = 0 \quad (45)$$

식(41)과 식(45)를 식(40)에 대입하고 정리하면

$$\dot{P}_L = \frac{4\beta_e}{V_t} (Q_L - A_p \dot{x}_c) \quad (46)$$

유압작동기 실린더가 동작하는데 사용하는 전체 유량은 부하유량  $Q_L$ 과 전체 누설량  $Q_{leakage}$ 의 합이 된다. 이 유량은 식(26)의  $Q_{total}$ 과 같은 유량이다.

$$Q_{total} = Q_L + Q_{leakage} \quad (47)$$

유압작동기의 전체 누설량은 서보밸브의 중립 상태 누설량인  $Q_{null}$ 과 기본 누설량인  $Q_{tare}$ 의 합으로 나타낼 수 있다.  $Q_{null}$ 과  $Q_{tare}$ 의 값은 밸브 제조사 제공 값을 적용하였다.

$$Q_{leakage} = Q_{null} + Q_{tare} \quad (48)$$

Figure 10을 참조하여 유압작동기 및 부하에 대한 운동방정식을 세우면 식(49)과 같다.

$$J\ddot{\theta} = A_p P_L L_{arm} \cos \theta - T_{load} - T_f \quad (49)$$

$J$ 는 부하 및 구조물의 관성모멘트,  $L_{arm}$ 은 크랭크 암의 길이이며,  $T_f$ 는 마찰에 의해 발생하는 토크이다.  $T_{load}$ 는 유압작동기에 작용하는 부하로 Fig. 11에 구동 각도에 따른 부하의 변화를 나타내었다.

## 2.2 실험 및 시뮬레이션 결과

앞 절에서 유도된 수학적 모델을 Matlab/

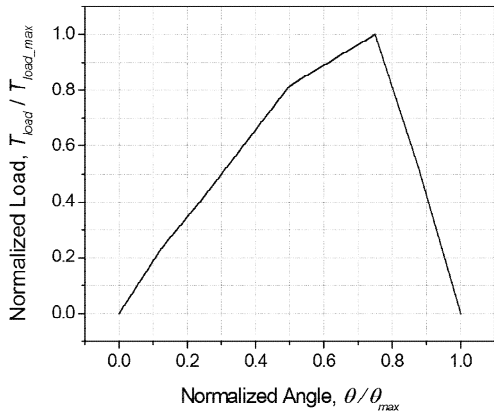


Fig. 11. Load profile on a actuator

Simulink를 사용하여 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션을 통하여 유압식 구동장치 시스템의 거동을 예측하고 설계에 이용하는 것이 최종 목표이다. 따라서 수학적 모델 및 시뮬레이션 결과의 타당성을 검증하기 위해 실험결과와 시뮬레이션 결과를 비교하고 고찰하였다.

2.2.1 실험 및 시뮬레이션 결과의 비교

Figure 12는 유압작동기의 각도 위치 명령에 대한 피드백 결과를 나타낸 그래프이다.

명령은 ±21 deg 범위에서 5 Hz의 구형파로 인가되었으며, 1번 작동기에는 0 ~ 15.75 deg, 2, 3, 4번 작동기에는 -21 ~ -15.75 deg의 명령이 입력되었다. Fig. 12에서 보는 바와 같이 실험 및 시뮬레이션 결과가 잘 일치한다.

Figure 13은 유압작동기에 공급되는 공급압력( $P_3$ )과 고압용기에 저장된 기체의 압력( $P_1$ ) 변화를 보여준다. 유압작동기가 명령에 따라 동작함으로써 유량 소요가 발생하고 그에 따라 고압

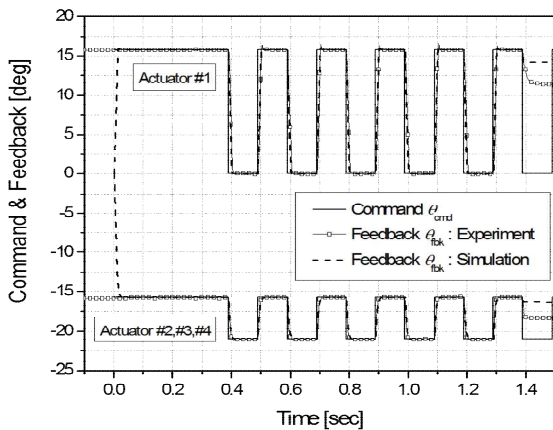


Fig. 12. Comparison of simulation results with experimental results : actuator's position commands and feedbacks

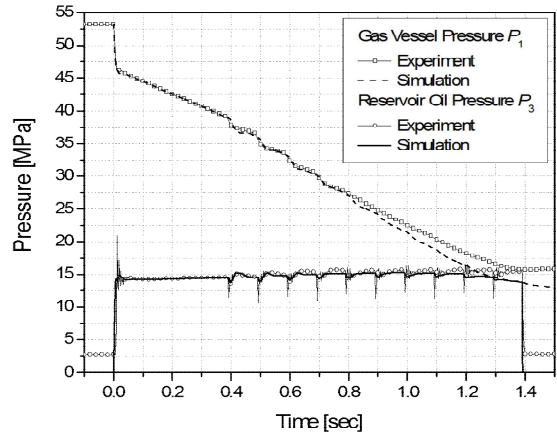


Fig. 13. Comparison of simulation results with experimental results : gas vessel pressure and reservoir oil pressure

용기의 저장압력이 감소함을 볼 수 있다. 또한 고압용기 저장압력 변화 및 소요 유량 변화에 따른 유압작동기 공급압력의 거동을 확인 할 수 있다.

Figure 13에서 유압작동기 공급압력의 경우 실험 및 시뮬레이션 결과가 비교적 잘 일치한다. 그러나 고압용기 저장기체 압력의 경우 0.7초 이후 실험 결과와 시뮬레이션 결과가 차이나기 시작한다. 이는 기체의 급속한 팽창으로 인해 기체 온도가 급격하게 떨어지는 과정 중에 외부로부터 고압용기로 열전달이 발생하게 되는데 그 영향이 모델에 반영되지 못한 결과이다.

2.2.2 시뮬레이션 결과 고찰

식(2)에 나타난 폴리트로픽 과정은 이상기체가 열의 이동을 동반하는 가역과정을 한다는 가정 아래 유도된 관계식이므로 폴리트로픽 지수  $n$ 값을 변화시킴에 따라 어느 정도의 열전달 효과를 반영할 수 있다.

Figure 13의 고압용기 저장기체 압력의 경우  $n = \gamma$ 로 가정하고 얻은 결과이다. 만일  $n$ 이 Fig. 14와 같이 변한다고 가정하고 시뮬레이션을 수행하면 Fig. 15와 같은 결과를 얻을 수 있다. 이는 실험 결과와 매우 잘 일치한다. 즉,  $n \leq \gamma$ 로 가정하여 고압용기와 저장기체 사이의 열전달 효과를 반영함으로써 0.7초 이후 실험결과와 시뮬레이션의 저장기체 압력차를 보정할 수 있다.

이상의 결과를 통하여 설계 시 고압용기 및 저유기의 용량을 최적으로 결정할 수 있고 그에 따른 작동시간을 비교적 정확하게 예측할 수 있게 되었다.



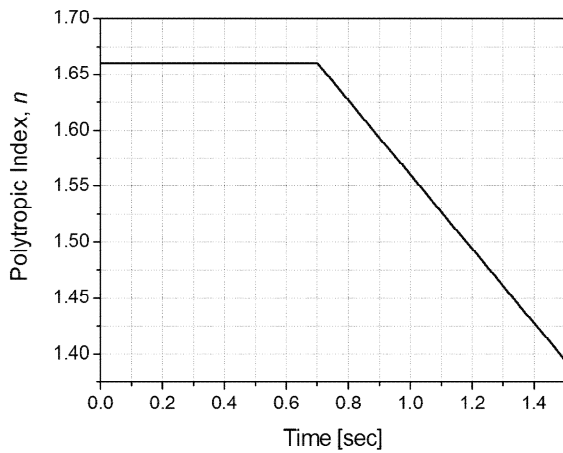


Fig. 14. Polytropic index

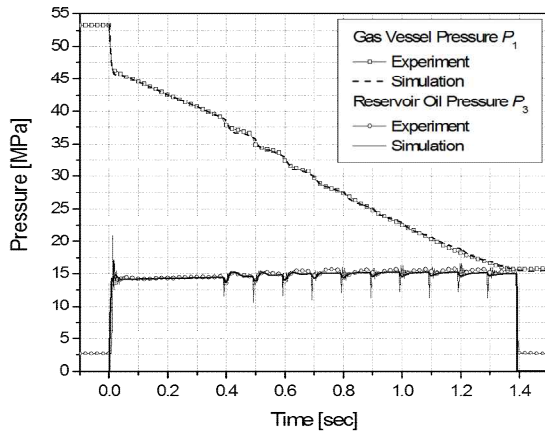


Fig. 15. Comparison of simulation results with experimental results : gas vessel pressure and reservoir oil pressure,  $n \leq \gamma(t)$

### III. 결 론

본 논문에서는 전술 유도무기 종말 추추력기 용 소형 유압식 구동장치 시스템에 대한 수학적 모델을 구하고 시뮬레이션을 수행하여 실험 결과와 비교하였다. 수학적 모델은 크게 고압용기, 압력조절밸브, 저유기, 유압작동기(서보밸브, 실린더)로 나누어 구성하였으며 시뮬레이션 결과는 실험 결과와 잘 일치하였다.

본 연구를 통하여 소형 유압식 구동장치 시스템의 거동을 예측할 수 있는 수학적 모델을 수립하였다. 이로서 좀 더 세밀하게 시스템을 예측 가능하게 되어 설계 시 고압용기 및 저유기의 용량을 최적으로 결정할 수 있고 그에 따른 작동 시간을 비교적 정확하게 예측할 수 있게 되었다. 따라서 협소한 공간과 제한된 무게 조건에 맞는 최적의 설계결과를 도출할 수 있다.

본 연구에서는 이상기체의 폴리트로픽 과정에 대한 관계식을 이용하여 폴리트로픽 지수 값을 변화시킴에 따라 고압용기에서의 열전달 효과를 반영하였다. 향후 연구에서는 열전달 관계식들을 도입하여 좀 더 완성된 수학적 모델을 구축 할 예정이다.

### References

- 1) Yunus A. Cengel and Michael A. Boles, "Thermodynamics: An Engineering Approach 5th Edition," McGraw-Hill, Inc. USA, pp.144 ~ 148, pp.668 ~ 669, 2006.
- 2) Frank M. White, "Fluid mechanics, 7th Edition," McGraw-Hill, Inc. USA, pp.143 ~ 153, pp.618 ~ 619, 2011.
- 3) Blaine W. Andersen, "The Analysis and Design of Pneumatic Systems," John Wiley & Sons, Inc. USA, pp.17 ~ 24, 1967.
- 4) D. H. Tsai, E. C. Cassidy, "Dynamic Behavior of a Simple Pneumatic Pressure Reducer," Transactions of the ASME, Journal of Basic Engineering, pp.253 ~ 264, Jun. 1961.
- 5) Robert. H. Perry and Don. W. Green, "Perry's Chemical Engineers' Handbook, 7th edition," McGraw-Hill, Inc. USA, pp.2/132-2 /135, 1997.
- 6) W. J. Thayer, "Transfer Functions for Moog Servovalves," Moog Technical Bulletin 103, pp.3 ~ 11, 1965.
- 7) Herbert E. Merritt, "Hydraulic Control Systems," John Wiley & Sons, Inc. USA, pp.79 ~ 87, 1967.