

압축가스 방출 유압시스템 해석 및 제어

장웅락*(부산대학교 기계공학부 지능기계공학과), 김정관(부산대학교 기계공학부 지능기계공학과),
한명철 (부산대학교 기계공학부), 정찬희(국방과학연구소), 박인기(국방과학연구소)

The Analysis and Control of Compressed Gas Discharging System

W. R. Jang, (Mech. Eng. Robotics And Control System Lab., PNU),
J G Kim(Mech. Eng. Robotics And Control System Lab., PNU), M. C. Han(Mech. Eng. PNU),
C H Jung (ADD), I K Park (ADD)

ABSTRACT

The hydraulic system for discharging compressed gas is composed of compressor tank, proportional flow control servo valve, expulsion spool valve and discharging tube. Purpose of this study is to control of expulsion spool valve. First, we analyzed the hydraulic system. The flow control servo valve is modeled as a 2nd order transfer function and friction force of the expulsion spool valve is modeled as nonlinear model with stribek effect. However, it is difficult to include the flow reaction force in modeling. So, we exchanged from the simplified flow reaction force of the compressed gas affection into the flow analysis code written in FORTRAN code. Our simulation of the oil pressure system for discharging gas used MATLAB/Simulink. So, we realized "Level -2 S-Function Fortran" to cooperate for MATLAB/Simulink and FORTRAN code. PD controller is selected to control in this system. Simulation results show that with given conditions the controllers give a good tracking performance.

Key Words : Hydraulic System (유압 시스템), Compressed Gas (압축가스), Flow Control Servo Valve (비례제어 밸브), Expulsion Spool Valve (방출밸브), Level-2 S-Function, PD Controller (PD 제어기)

1. 서론

수중발사 시스템은 탑재된 정밀 첨단장비의 보호와 요구되는 성능을 유지하기 위해, 발사 시 안정성이 확보된 상태에서 적절한 이탈가속도를 가져야 한다. 또한 저에너지, 저소음, 작은 공간 확보, 가벼운 중량, 보수유지의 저비용, 발사체 형태변화에 따른 유연성 등이 발사시스템에 요구되고 있다.

본 연구의 목적은 수중발사체의 발사 시 이탈가속도를 제어하는데 있으며, 이를 위하여 그림 1 과 같은 유압서보 시스템을 모델링하고, PD 제어를 통하여 비례유량제어밸브의 입력전압을 조절함으로써 방출밸브의 개방제어를 제어한다. 비례유량제어밸브

는 주어진 주파수 응답곡선을 토대로 2 차 전달함수로 모델링 하였으며[1], 방출밸브의 운동방정식에 포함된 마찰력은 stribek 효과를 고려한 비선형식으로 모델링 하였다[2][3]. 그림 1 과 같은 유압서보 시스템은 강한 비선형성과 다양한 불확실성을 내포하고 있으므로 실제 시스템을 정확히 표현하기 위한 수학적 모델식을 얻기가 매우 어렵다[4]. 그러므로 본 논문에서는 유압회로 내부에 발생하는 유체력을 FORTRAN 언어로 전산 유동해석하여 대체하였다. 본 시스템의 제어성능 평가를 위하여 MATLAB/Simulink 를 이용하여 시뮬레이션 툴을 개발하였다. 시뮬레이션에 사용되는 기준입력(방출밸브의 제적)은 발사체의 원활한 발사를 위한 최적의

방출밸브 কেടिक으로서 전산유동해석으로부터 계산된 어진 값을 적용하였다. FORTRAN 으로 작성된 압축가스에 의한 유체력과 시스템 전체의 시뮬레이션을 위해 사용한 MATLAB/Simulink 와의 연동은 Level-2 S-Function 으로 구현하였다.

2. 유압 시스템 모델링

본 논문에서 고려된 압축가스 방출 유압 시스템의 구성은 크게 압축탱크, 방출밸브, 비례 유량제어밸브, 방출밸브, 그리고 발사튜브로 구성되며, 이에 관한 전체 시스템의 개략도를 그림 1 에 도시하였다. 비례 유량제어밸브에 전압이 인가되면 솔레노이드 힘이 생성되어 입력에 비례하는 유체가 축압기로 유입된다. 축압기로 유체가 유입됨에 따라 방출밸브가 개방되어 압축탱크로부터 압축가스가 방출밸브를 경유하여 발사튜브 내부로 공급된다. 이때, 비례유량제어밸브에 인가하는 입력전압을 제어함으로써 방출밸브의 개방변위가 결정되며, 이로 인한 발사튜브 내 생성되는 유체력에 의하여 발사체가 원하는 궤적으로 발사된다.

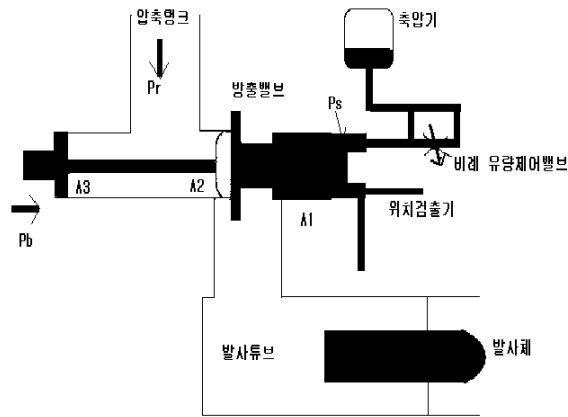


Fig 1. Structure of the Hydraulic System

2.1 비례유량제어밸브

본 시스템에서 비례유량제어밸브는 Rexroth 사의 2FRE 6 B-2X 시리즈 모델로서 그림 2 는 구조와 기호도를 보여준다. 비례유량제어밸브는 입구와 출구에서의 압력차를 일정하게 유지해 주는 압력 보상기능을 가지고 있다. 또한 체크밸브가 있어 작동유가 리턴 시 체크밸브를 통해 자유 흐름을 한다. 또한 체크밸브가 있어 작동유가 리턴 시 체크밸브를 통해 자유 흐름을 한다.

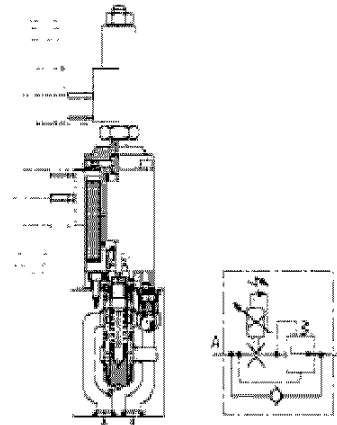


Fig. 2 Flow Control Servo Valve

실험을 통하여 주어진 비례유량제어밸브의 입력 전압에 대한 출력 유량의 주파수 응답곡선을 근거한 근사범위 3Hz 의 2 차 전달함수 식 (1)과 같이 모델링 하였다[1].

$$G(s) = K_v \cdot \frac{w_n^2}{s^2 + \zeta w_n s + w_n^2} \quad (1)$$

여기서, K_v 는 상수 $3.125 \times 10^{-3}/60$, ζ ($=0.5$)는 감쇠비, w_n ($=18.894$)은 고유진동수이다.

2.2 축압기

축압기는 방출밸브의 최대 개방 시 작동유를 저장하고 있다가 리턴 시에 다시 배출한다. 봉입 기체는 질소 (N_2) 이며 이상기체 및 단열 변화로 간주한다. 실제로 축압 과정이 매우 짧은 시간에 이루어지므로 단열과정을 적용하는 것이 가능하다[5]. 보일의 법칙에 의해 축압기의 지배방정식을 유도하면 식 (2)와 같다.

$$V_{ac0} = \frac{\Delta V}{P_0^{1/n} \left(\left(\frac{1}{P_2} \right)^{1/n} - \left(\frac{1}{P_1} \right)^{1/n} \right)} \quad (2)$$

- 여기서, V_{ac0} = 축압기 유효 내용적
- ΔV = 토출량
- P_0 = 봉입 압력 최고작동압력
- P_1 = 최고 작동압력
- P_2 = 최저 작동압력
- n = 폴리트로프 지수 = 1.4

본 시스템에서 작동압력 범위는, 초기 봉입 압력에서 방출밸브가 최대 개방되었을 때까지 압력이 올라가며 리턴 시에 다시 봉입압력까지 내려온다. 따라서 $P_0 = P_2$ 이므로 식 (2)의 V_{ac0} 는 다음과 같다.

$$V_{ac0} = \frac{\Delta V}{\left[1 - \frac{P_0}{P_1}\right]^{0.715}} \quad (3)$$

적용된 어큐뮬레이터의 $V_{ac0} = 0.5[\text{ℓ}]$ 이고, ΔV 의 값은 방출밸브의 유압실 측의 단면적과 최대 이동거리의 곱으로부터 구할 수 있으므로 식 (3)을 적용하여 P_0 및 P_1 을 구할 수 있다.

2.3 방출밸브

방출밸브 스펴의 개방은 비례유량제어밸브를 통해 축압기로 빠져나간 작동유의 유량에 의해 시작되며, 개방시간에 따른 변위에 의해 압축탱크로부터 압축가스의 방출 유량이 결정된다. 먼저 방출밸브에 관련된 모든 항들을 정리해서 방출밸브의 운동방정식을 쓰면 다음과 같다.

$$M\ddot{X} + KX = F_b - F_{K0} - P_s A_1 - F_f - F_g \quad (4)$$

여기서, M : 방출밸브 질량
 X : 방출밸브 변위
 KX : 스프링 힘
 F_b : $P_b A_3$
 F_{K0} : 초기 스프링 힘
 F_f : 마찰력
 F_g : 유체력

$P_b A_3$ 는 방출밸브를 개방하기 위한 일정한 힘이고, $P_s A_1$ 은 비례유량제어밸브의 유압실 내에 존재하는 힘이며, F_g 는 유동해석 코드에서 계산되는 압축가스에 의해 방출밸브가 받는 힘이다.

2.4 마찰력

일반적으로 마찰력은 강한 비선형성을 가지므로 정확한 모델식을 구하기 어렵다. 본 연구에서 발생하는 마찰력은 방출밸브 스펴과 실린더 사이에 발생하는 것으로서 작동압력, 작동속력, 실린더 표면 거칠기, 실의 재료, 윤활정도, 작동온도, 조립 시 실린더의 변형 등에 영향을 받는다. 본 방출밸브의 경우 마찰력은 스펴 속력에 지배적인 영향을 받는다. [2][3]

본 연구에서는 쿨롱마찰, 정지마찰, 점성마찰을 포함한 비선형 식을 적용하였다[6][7]. 속력 변화에 따른 마찰력 비선형 모델식은 식 (5)와 식 (6)과 같이 된다.

$$F_f = \sin(\dot{X})F_{coul} + F_s + B\dot{X} \quad (5)$$

$$F_s = \begin{cases} (F_{st} - F_{coul})\left(1 - \frac{|\dot{X}|}{v_c}\right)\sin|\dot{X}| & |\dot{X}| < v_c \\ 0 & |\dot{X}| > v_c \end{cases} \quad (6)$$

여기서, F_{coul} : 쿨롱 마찰력
 F_{st} : 최대정지 마찰력
 v_c : 임계마찰속력

그림 3에서 B 는 Friction의 선형적인 기울기를 의미한다.

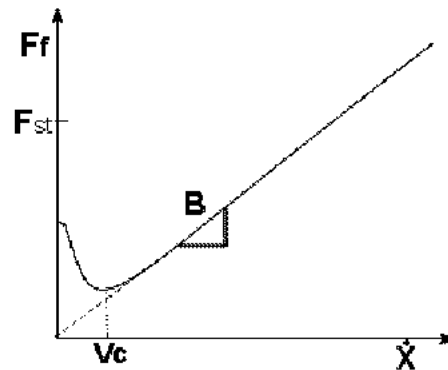


Fig. 3 Friction of the Expulsion Valve

4. 시뮬레이션 및 고찰

제어기는 산업계 전반에 가장 널리 적용되는 표준형 PD 제어기를 적용하여 그 추종성능과 적용가능성을 분석하였다. PD 제어기의 입력은 기준입력과 실제 출력간의 에러신호이다. 제어기인 선정은 Ziegler-Nichols 법과 시행착오 방법으로 구하였다.

$$K(t) = K_p + K_d \frac{d}{dt} \quad (7)$$

본 논문에서 제시한 유압제어 시스템에 대한 성능평가를 위한 시뮬레이션 툴을 MATLAB/Simulink를 이용하여 구축하였다. 이 때, 발사체의 발사 시 방출밸브 내부에 발생하는 유체력 F_g 는 FORTRAN 코드로 작성된 서브루틴에 의해 계산되어지며, 이들 간의 실시간 연동을 위하여 MATLAB/Simulink의 Level-2 S-Function 라이브러리를 사용하였다.

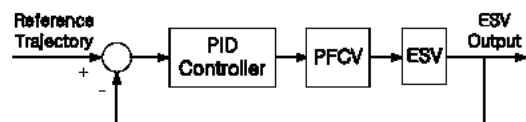


Fig. 4 The Block Diagram of Closed-loop System

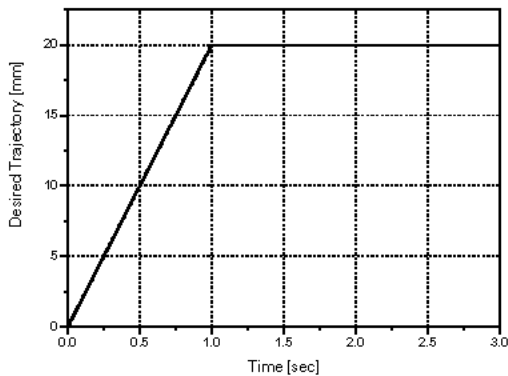


Fig. 5 Desired Trajectory of the Expulsion Valve

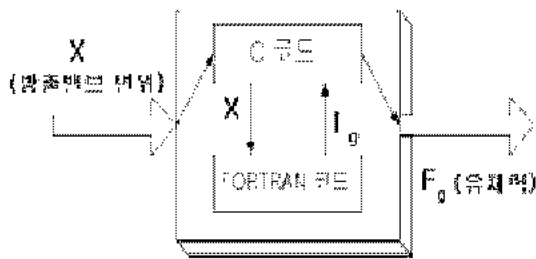


Fig. 6 Conceptual Diagram of the Level-2 S-function

그림 4는 유압시스템 전체의 블록선도를 나타낸다. 그림 4에서 기준입력은 방출밸브의 목표 궤적으로서 그림 5와같이 램프 입력으로 가정하였다.

방출밸브 블록 내부에는 FORTRAN 코드와의 연동을 위하여 Level-2 S-Function 라이브러리가 포함되어 있으며, 전체적인 입출력 관계를 그림 6에 도시하였다. 유동해석을 위해 독립적으로 작성된 FORTRAN 코드는 방출밸브 개방변위를 입력으로 하여 밸브 내 유체력 및 발사체의 속도, 가속도, 그리고 이동거리를 출력한다.

PD 제어기에 의한 방출밸브 개방제적의 응답곡선은 그림 7과 같으며, 목표궤적에 대한 오차신호는 그림 8에 도시하였다. 그림 7과 그림 8에서, 방출밸브의 개방제적이 목표궤적을 잘 추종하고 있음을 알 수 있다. 압축탱크의 압력과 압축가스에 의해 방출밸브가 받는 유체력 F_g 는 각각 그림 9와 그림 10과 같이 나타났다. 그림 9에서의 압력은 180[bar]에서 1[sec]에는 20[bar]까지 떨어지는 것을 보여준다. 그림 10에서는 개방 후 0.2 [sec]까지의 F_g 가 매우 불안정하다. 이 두 가지의 계산값들은 모두 전산 유동해석된 FORTRAN 코드에서 계산되었다.

그림 11(a), 11(b), 11(c)는 각각 발사체의 속도, 가속도, 그리고 위치를 나타낸다. 발사체는 이동거리가 7.2[m] 되는 순간에 발사튜브를 완전히 통과하

여 발사된다. 시뮬레이션을 위한 발사체의 질량은 1000[kg]으로 설정하였으며, 시뮬레이션 결과 발사체는 방출밸브 개방 후 2.5[sec]에 발사되었다.

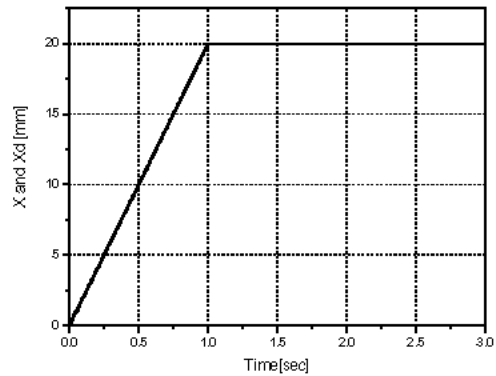


Fig. 7 The response of Expulsion Spool Valve, X

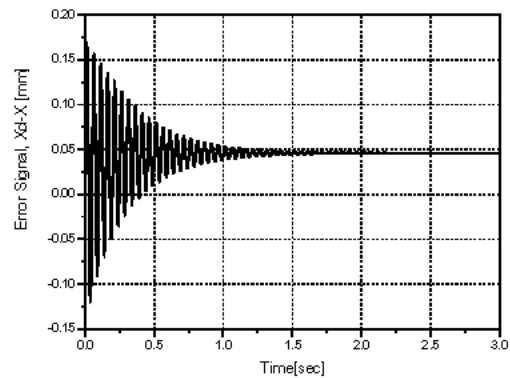


Fig. 8 Error Signal, $X_d - X$

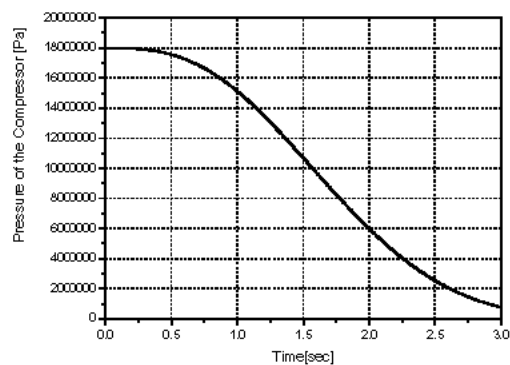


Fig. 9 Pressure of the Compressor Tank

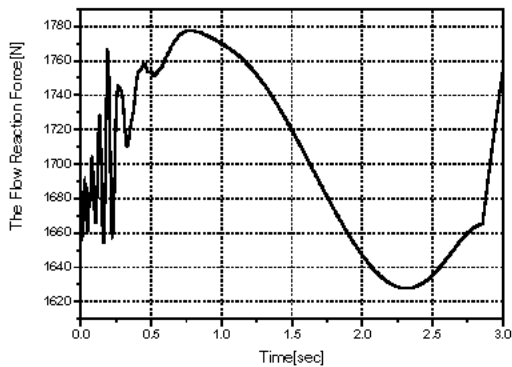


Fig. 10 The Flow Reaction Force, F_g

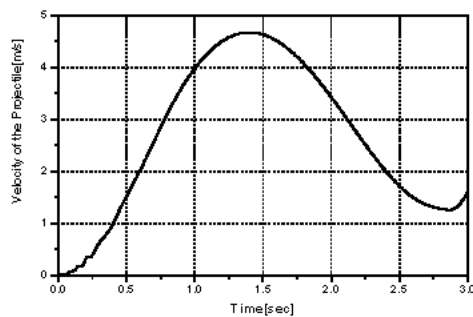


Fig. 11(a) Velocity of the Projectile

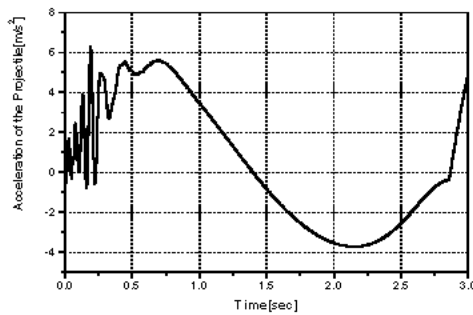


Fig. 11(b) Acceleration of the Projectile

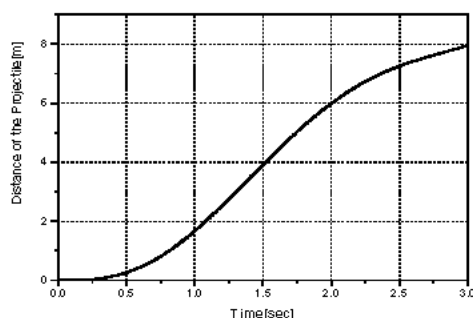


Fig. 11(c) Distance of the Projectile

5. 결론

수중발사 시스템은 탑재된 정밀 침단장비의 보호와 요구되는 성능을 유지하기 위해, 발사 시 안정성이 확보된 상태에서 적절한 이탈가속도를 가져야 하기 때문에 본 연구는 수중발사체의 발사 시 제적 (이탈가속도)을 제어하기 위해 강한 비선형성과 다양한 불확실성을 내포하고 있는 유압서보 시스템의 내부에 발생하는 유체력을 실제 시스템과 유사한 시뮬레이션을 하기 위해 FORTRAN 언어로 작성된 전산 유동해석 코드를 적용하였다.

본 연구에서는 압축가스 방출 유압시스템을 해석 및 모델링 하였으며, PD 제어기에 의한 방출밸브의 개방변위 제어 시뮬레이션을 수행하였다. 방출밸브 운동방정식에 포함되는 압축가스의 유체력은 FORTRAN 언어를 이용하여 전산 유동해석을 통해 계산하였으며, MATLAB/Simulink Level-2 S-Function 기법을 사용하여 전체 시스템의 통합 시뮬레이션을 구현하였다.

PD 제어기에 의한 시뮬레이션 결과 방출밸브의 목표제적을 잘 추종할 수 있음을 확인하였다. 그러나 0.2[sec] 에러를 보이고 있는데 이러한 현상은 고압가스 방출이 시작되는 시기의 유체력이 불안정하기 때문이라는 것도 FORTRAN 코드에서 계산된 F_g 값을 통하여 확인할 수 있었다.

참고문헌

1. J. Watton, Fluid Power Systems, Prentice Hall International (UK) Ltd., 1999
2. D. Karnopp, "Computer Simulation of Stick-Slip Friction in Mechanical Dynamic System", ASME J. Dyn. Syst, Meas., Control, 107, No.1, pp. 100-103, 1985
3. B. Armstrong-Helouvry, P. Dupont, C. Canudas de Wit, "Friction in Servo Machines: Analysis and Control Methods." Appl. Mech. Rev., 47, No.7., 1994.
4. 구대정 "수중발사를 위한 압축가스 방출 시스템의 동특성 해석 및 제어" 2004 부산대학교 석사학위논문
5. 손병진 외, "油壓工學", 喜重堂, 1995.
6. Raparelli, T., Manuello Bertetto, A. and Mazza, L., "Experimental and numerical study of friction in an elastomeric seal for pneumatic cylinders", Tribology International, Vol. 30, No. 7, pp 547-552, 1997.
7. Nouri, B. M. Y., Al-Bender, F., Swevers, J., Vanherck, P. and Van Brussel, H., "Modelling a pneumatic servo positioning system with friction", Proceedings of the American Control Conference, Vol. 2, p 1067-1071, 2000