

더블 베인 회전형 유압 구동시스템의 임피던스 제어를 위한 토크 서보 설계

Design of Torque Servo for Impedance Control of Double Vane Rotary Hydraulic Actuator System

김 선 민¹, 최 영 진², 정 완 균³

Seon Min Kim¹, Young Jin Choi², Wan Kyun Chung³

Abstract In order to achieve a force controller with high performance, an accurate torque servo is required. However, the precise torque servo for a double vane rotary actuator system has not been developed till now, due to many nonlinear characteristics and system parameter variations. In this paper, the torque servo structure for the double vane rotary actuator system is proposed based on the torque model. Nonlinear equations are set up using dynamics of the double vane rotary hydraulic actuator system. Then, to derive the torque model, the nonlinear equations are linearized using a Taylor series expansion. Both effectiveness and performance of the design of torque servo are verified by torque servo experiments and applying the suggested torque model to an impedance controller.

Keywords : Double Vane Rotary Hydraulic Actuator, Torque Servo, Impedance Control

1. 서론

현존하는 로봇의 구동기(actuator)로는 전기 모터가 가장 많이 사용되고 있다. 하지만 대용량의 응용분야 및 상용화 기술에는 전기 모터로는 적용 불가능한 경우가 많기 때문에 고 하중을 요구하는 산업 현장에서는 유압 구동기를 활용하는 로봇이 유리하다.

기존 중장비에 사용된 유압 구동기는 실린더(cylinder) 타입의 구조를 가지고 있기 때문에 관절 축의 변화가 쉽지 않으며 로봇과 같은 다 관절 시스템에 적용하기 힘들다. 따라서 로봇의 관절에 적용 가능한 회전형 유압 구동기에 대한 연구가 진행되어 왔다^{1,2,8,11-13}. 회전형 유압 구동기의 종류들 중 효율과 유지보수가 유리한 베인(vane) 타입의 회전형 구동기가 산업현장의 적용에 가장 적합하며, 베인 타입의 구동기는 베인의 갯수에 따라 크게 싱글(single) 타

입과 더블(double) 타입으로 나누어져 있다. 더블-베인 타입이 싱글-베인 타입에 비해 작동범위가 작다는 단점이 있지만 대칭으로 인해 축에 걸리는 편심을 적게 받으며 싱글-베인보다 2배의 큰 출력을 낼 수 있다는 강점을 가지고 있다. 이러한 이유로 더블-베인 회전형 구동기에 대한 개발이 국내 사업, 기업체의 투자를 통해 현재 많이 이루어지고 있는 상태이며, 이것을 적용한 다 관절 산업용 로봇 또한 개발되고 있는 추세이다.

싱글-베인 타입에 대한 모델과 현상들은 기존의 연구들을 통해서 알려져 있지만 더블-베인 타입의 경우 하드웨어의 개발 시점이 얼마 되지 않았다는 점과 싱글-베인 타입을 확장시켜 모델을 사용할 수 있다는 점 때문에 연구가 매우 미미하며 실제 하드웨어를 통한 제어기의 적용은 더욱 그러하다. 따라서 본 연구를 통해 더블-베인 회전형 유압 구동기를 구동 관절로 이용하는 산업용 로봇 시스템의 힘 제어기 개발과 최종적으로 산업용 로봇의 특성을 제어할 수 있는 임피던스(impedance) 제어를 하기 위하여 선행되어야 하는 토크 모델(torque model)에 관하여 제안한다.

Received: Apr. 05, 2010; Reviewed: May. 10, 2010; Accepted: May. 24, 2010

¹ 포항공과대학교 기계공학과 석사

² 한양대학교 전자정보시스템공학과 교수

³ 포항공과대학교 기계공학과 교수

임피던스 제어는 일차적으로 매니플레이터의 동역학과 시스템의 임피던스 특성을 고려해 구동 관절의 토크를 계산한 뒤에 계산된 토크를 바탕으로 위치제어를 하는 구조이다^{3,4}. 외력이 가해지지 않은 상황에서 정밀한 위치제어가 되어야하며 말단 장치에 외력이 가해지는 경우 Jacobian transpose를 이용하여 각 관절 축에 힘이 전달되기 때문에 그에 맞는 추가적인 토크가 축에서 발생되어야 한다. 따라서 정확한 동역학식의 계산은 물론이며 계산된 토크를 구현하기 위한 토크 서보의 중요성은 더욱 커지게 된다.

전기모터의 경우 입력(전류)에 대한 토크의 관계가 일반적으로 선형적이기 때문에 토크 소스로서 사용이 가능하다. 따라서 토크서보가 전류제어를 통해 간단하게 구현될 수 있지만 회전형 유압 구동기의 경우 토크 모델이 정확하게 알려져 있지 않으며 외부 환경적인 요인들에 의해 시스템이 변화하기 때문에 전류제어만을 통해 구현이 불가능하다. 싱글-베인 타입 유압 구동기의 경우 기존에 연구된 복잡한 토크모델⁷에도 불구하고 계산의 복잡성과 시스템의 변수 추정이 힘들다는 등의 이유로 실제 토크제어에서는 주요한 유압식들만 정리하여 사용^{12,13}하였다. 하지만 더블-베인 타입 유압 구동기의 경우 이러한 토크제어 연구조차 미미하고 더 나아가 보다 정확한 토크제어를 위해서는 작은 값의 식들까지 고려한 토크모델이 필요하다. 따라서 본 논문에서는 기존에 연구된 복잡한 비선형 싱글-베인 타입 유압 구동기의 모델^{7,8}을 더블-베인 타입으로 수정한 뒤 모델을 선형화시켜 토크모델을 정리한다. 이후 실험을 통해 변화하는 시스템 변수를 찾아 이를 기반으로 새로운 토크서보 구조를 제안한다.

논문의 구성은 다음과 같다. 2장에서는 시스템의 역학을 고려한 비선형 모델을 제시하고, 3장에서는 테일러급수 전개를 통해 시스템 모델을 선형화 시켜 토크모델을 찾아낸다. 4장에서는 토크모델을 이용한 토크서보기를 제안하며, 5장의 토크서보 실험과 임피던스제어 실험을 통해 제어기의 성능을 확인한 뒤, 6장의 결론을 통해 논문의 끝을 맺는다. 본 논문에서는 많은 변수들이 도입되는데 이를 부록에 정리해두었다.

2. 시스템의 비선형 모델

제어기 설계에 앞서 시스템의 특성과 물리적인 현상에 대한 분석은 필수적이다. 따라서 힘 평형 방정식과 유체의 압축성, 유체의 모멘텀(momentum) 방정식의 지배방정식을 이용^{5,6}하여 비선형 시스템 모델을 제시하고자 한다. 서보밸브(servo-valve)에 대한 모델은 선행 연구를 통해 잘

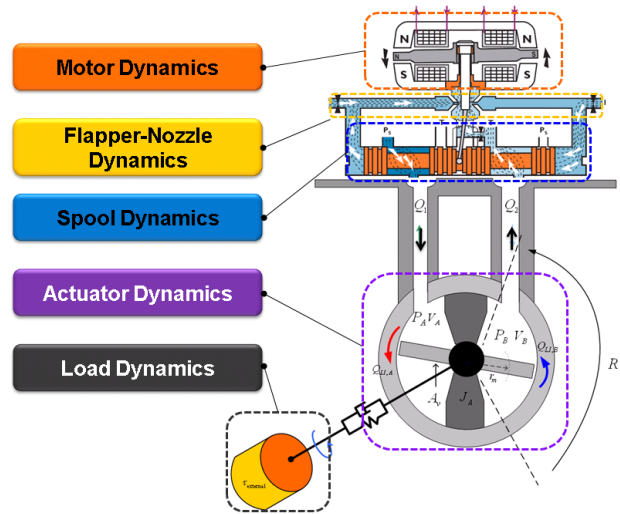


그림 1. 시스템 역학의 구성

알려져 있는 식이며 더블-베인 유압 구동기의 경우 선행 연구된 싱글-베인 타입의 모델을 수정하여 나타내었다. 유압시스템은 HPU(Hydraulic Power Unit)와 유압관의 역학을 제외한다면 그림 1과 같이 크게 서보밸브 역학과 유압 구동기의 역학으로 나눌 수 있다.

2.1 서보밸브 역학

플래퍼-노즐(flapper-nozzle) 타입의 서보밸브에 대한 모델은 전자기력으로 밸브를 구동시키는 구동부의 모터 역학, 스푼(spool)의 위치를 제어하는 플래퍼-노즐 역학, 유체의 흐름을 조절하는 스푼 역학식으로부터 유도 할 수 있으며 기존 연구들을 통해 많은 모델이 제시되었다⁷⁻¹⁰.

2.1.1 모터 역학⁷

입력(전류)에 의해 모터에 발생하는 토크식과 플래퍼의 양단에 걸리는 힘의 차이(베르누이 방정식을 이용)에 의한 토크식을 모터 회전각도에 따른 힘 평형 방정식에 넣어 다음과 같은 서보밸브 모터 역학식을 나타내었다.

$$\begin{aligned} \ddot{\theta} = & \frac{1}{J_a} \{ K_i \Delta i - B_v \dot{\theta} - (K_a - K_m) \theta \\ & - (r+b) K_f [x_s + (r+b)\theta] - r(p_{s1} - p_{s2}) A_N \\ & - 4\pi C_{df}^2 r^2 [(x_{fm} - r\theta)^2 p_{s1} - (x_{fm} + r\theta)^2 p_{s2}] \} \end{aligned} \quad (1)$$

우변의 첫 번째 항은 전류에 의한 모멘트, 두 번째 항은 모터의 댐핑(damping)에 의한 토크, 세 번째 항은 회전 강성도(rotational stiffness), 네 번째 항은 캔틸레버 피드백

스프링 강성도 (cantilever feedback spring stiffness), 다섯 번째 항은 노즐(nozzle) 사이의 압력차에 의한 토크, 마지막 항은 플래퍼(flapper) 양단 사이의 압력차에 의한 토크를 각각 의미한다.

2.1.2 플래퍼-노즐 역학⁷⁾

서보밸브의 스톱 양단에 생기는 압력의 변화를 유체의 압축식으로 표현하면 다음과 같은 식으로 나타난다.

$$\begin{aligned} \dot{p}_{s1} &= \frac{\beta}{V_{so} + A_s x_s} [C_{qo} A_o \sqrt{\frac{2(P_s - p_{s1})}{\rho}} \\ &\quad - \pi D_n C_{df} (X_{fm} - R\theta) \sqrt{\frac{2p_{s1}}{\rho}} - A_s \dot{x}_s] \\ \dot{p}_{s2} &= \frac{\beta}{V_{so} - A_s x_s} [C_{qo} A_o \sqrt{\frac{2(P_s - p_{s2})}{\rho}} \\ &\quad - \pi D_n C_{df} (X_{fm} + R\theta) \sqrt{\frac{2p_{s2}}{\rho}} + A_s \dot{x}_s] \end{aligned} \quad (2)$$

우변의 첫 번째 항은 오리피스(orifice)를 통과할 때, 두 번째 항은 노즐을 통과할 때의 유량을 각각 나타내며 세 번째 항은 스톱의 속도에 따른 양단의 부피 변화를 나타낸다.

2.1.3 스톱 역학⁷⁾

스톱에 대한 힘 평형 방정식을 적용하면 다음 식과 같이 표현된다.

$$\ddot{x}_s = \frac{1}{M_s} \{ (p_{s1} - p_{s2}) A_s - B_s \dot{x}_s - F_t - F_s - F_{spring} \} \quad (3)$$

우변의 첫 번째 항은 스톱 양단의 압력 차이에 의한 힘을 나타내며, 두 번째 항은 스톱의 댐핑에 의한 힘을 나타낸다. 세 번째와 네 번째 항은 유체의 모멘텀 방정식에서 나타나는 transient와 steady-state flow로 나누어진 식이며 마지막 항은 피드백 스프링에 의한 힘을 나타낸다.

2.2 유압 구동기 역학

더블-베인 회전형 구동기^[11]의 내부 베인(vane)을 기준으로 양단의 압력변화는 유체의 압축에 의해 다음 식으로 표현된다.

$$\begin{aligned} \dot{P}_A &= \frac{\beta}{V_m + LA_a r_a \dot{q}} [Q_A - LA_a r_a \dot{q} - C_l (P_A - P_B)] \\ \dot{P}_B &= \frac{\beta}{V_m - LA_a r_a \dot{q}} [-Q_B + LA_a r_a \dot{q} + C_l (P_A - P_B)] \end{aligned} \quad (4)$$

우변의 첫 번째 항은 구동기로 유입되는 유량을 나타내며, 두 번째 항은 베인(vane)의 속도에 따른 내부 유량의

변화, 마지막은 베인을 기준으로 압력 차이에 의한 누수 유량을 나타낸다.

마찰과 더블-베인 구동기의 내부 관성을 고려하여 힘 평형 방정식을 세우면 다음 식으로 표현된다.

$$\ddot{q} = \frac{1}{J_A} \{ LA_a r_a (p_A - p_B) - LB_a \dot{q} - \tau_M \} \quad (5)$$

우변의 첫 번째 항은 베인을 기준으로 양단에 걸리는 압력 차이에 의해 발생하는 토크를 의미하며, 두 번째 항은 베인의 속도에 의한 마찰 토크, 마지막 항은 실제로 구동기의 외부에서 사용할 수 있는 유효 토크를 나타낸다.

3. 선형화 식을 이용한 토크 모델

2장에서 구현한 비선형 식의 결과, 변수들의 비선형성과 복잡성이 클 뿐만 아니라 센서로부터 변수들의 상태를 확인하기 어렵기 때문에 제어기 적용에 많은 어려움이 있다. 따라서 본 장에서는 테일러급수전개를 통해 평형점에서 선형화를 시킨 뒤, 선형화된 식을 바탕으로 토크서보에 적합한 새로운 토크 모델을 제안한다.

3.1 비선형 시스템 모델의 선형화

평형점, 즉 입력(전류)이 0일 때의 상태 변수들의 값은 다음과 같이 주어진다.

$$\theta_e = 0, \dot{\theta}_e = 0, x_{se} = 0, \dot{x}_{se} = 0, q_e = 0, \dot{q}_e = 0 \quad (6)$$

1차의 테일러급수전개를 통하여 서보밸브와 더블-베인 구동기의 비선형 식을 평형점에서 선형화 식을 유도하고자 한다. 서보밸브의 식들은 [7], [8]을 참고하였으며, 서보밸브와 구동기의 선형화 식에서 치환된 상수는 부록에 정리해 두었다.

3.1.1 서보밸브 비선형 모델의 선형화

서보밸브의 구동 모터 역학식인 식 (1)을 선형화 시킨 뒤, 라플라스 변환을 취하면 다음 식을 얻을 수 있으며

$$[s^2 + D_5 s + D_4] \theta(s) = -D_6 [p_{s1} - p_{s2}] - D_7 x_s + D_8 i(s) \quad (7)$$

플래퍼-노즐 역학식인 식 (2)를 선형화 시켜 라플라스 변환을 취하면 다음 식을 얻을 수 있다.

$$[s + D_2] [p_{s1} - p_{s2}] = 2D_1 \theta(s) - 2D_3 s x_s \quad (8)$$

또한 스펙트럼 역학식인 식 (3)을 선형화 시킨 뒤, 라플라스 변환을 통해 다음 식을 얻을 수 있다.

$$[s^2 + D_{12}s + D_{11}]x_s = D_{10}[p_{s1} - p_{s2}] - D_9\theta(s) \quad (9)$$

3.1.2 더블-베인 구동기 비선형 모델의 선형화

더블-베인 구동기의 압축성을 고려한 식인 식 (4)를 선형화 시킨 뒤, 라플라스 변환을 통해 다음 식을 얻을 수 있으며

$$s[p_A(s) - p_B(s)] = R_4x_s(s) - q(s)[R_5s] - R_6(p_A - p_B) \quad (10)$$

유효 토크에 대해 계산식인 식 (5)를 선형화 시켜 라플라스 변환을 취하면 다음 식을 얻을 수 있다.

$$[s^2 + R_2s]q(s) = [p_A(s) - p_B(s)]R_1 - R_3\tau_M \quad (11)$$

3.2 시스템의 토크 모델

서보밸브 역학식의 선형화를 통해 얻은 식들을 연립하여 입력(전류)에 따른 서보밸브 스펙트럼의 위치에 대한 전달 함수를 구할 수 있다. 하지만, 내부 스펙트럼의 양단에 걸리는 압력과 구동모터의 각도, 스펙트럼의 위치를 포함한 많은 변수들의 상태를 확인할 수 없으며 치환된 상수들의 값도 정확하게 알 수 없다. 따라서 [12]에서 제시하는 전달함수의 시간 상수가 샘플링 타임보다 작을 경우 스펙트럼 역학식에서 무시할 수 있다는 가정을 통해 스펙트럼의 위치는 입력전류에 비례한다는 $x_s = Au$ 식을 사용하였다. (u 는 입력(전류), x_s 는 스펙트럼의 위치, A 는 서보밸브에 따른 비례 계수를 의미한다.)

더블-베인 회전형 구동기의 모델을 선형화 시켜 얻은 식은 총 5개의 변수로 이루어져 있다. 이들 중 구동기 내부의 압력 차이가 토크를 만들어내는데 가장 주요한 변수라 할 수 있다. 하지만 내부의 압력은 압력센서를 사용하지 않고는 측정할 수 없기 때문에 식 (10), (11)을 연립하여 내부의 압력에 해당하는 변수들을 소거시켜 축의 토크 센서만을 이용하여 토크 제어를 할 수 있도록 하였다. 물론 압력센서를 이용하여 구동기 내부의 압력을 측정 후 압력 차이와 부피의 변화량으로 토크를 계산하는 연구도 있었다^[13,14]. 하지만 압력센서를 통해 계산된 토크의 값은 오차가 매우 크며, 엄밀히 말해서 실제 축에서 사용할 수 있는 유효 토크라고도 할 수 없다. 선형화된 식의 연립을 통해 내부 압력차에 관한 변수를 소거한 최종 토크모델을 다음 식과 같다.

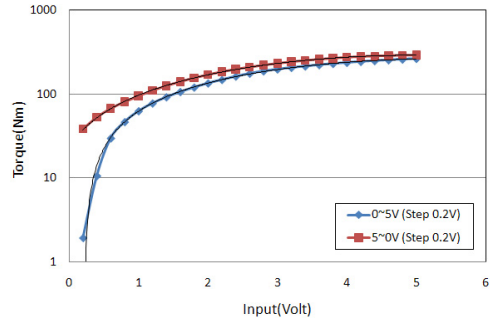


그림 2. 실험데이터를 통한 경계 영역(bound region)

$$\dot{\tau}_M = (T_1x_s - T_2\ddot{q} - T_3\dot{q} - T_4\tau_M) \quad (12)$$

위 토크모델에서 우변의 두 번째 항은 마찰에 해당하는 것으로 그 값이 작으며 정확한 모델을 알지 못한다. 또한 가속도 센서를 사용하지 않아 변수를 피드백하기 어렵기 때문에 0으로 가정한다.

4. 토크모델을 이용한 토크서보

선형화된 식은 전체의 시스템 모델을 정확히 대변할 수가 없다. 또한 측정할 수 없는 변수에 의해서 내부의 압력이 변화하기 때문에 불확실성의 문제가 존재하게 된다. 따라서 선형화에 의한 오차와 불확실성의 문제를 해결하기 위해 유압 구동기의 끝단을 고정시킨 뒤 입력(전류)에 따른 토크의 open-loop 실험 데이터를 얻는다. 데이터를 통하여 입력전류를 증가시키면서 측정된 토크와 입력전류를 감소시키면서 얻은 토크는 일정한 경계 영역(bound region)을 갖는다는 것을 그림 2와 같이 얻었으며 이것을 통해 유압 구동기는 히스테리시스를 갖는다는 것을 확인할 수 있다. 그 뒤 같은 입력전류에 대한 경계 영역의 평균값을 취하여 제어기에 적용한다.

4.1 토크모델의 Identification을 위한 실험

구동기 끝단을 고정시킨 상태에서의 토크 모델은 다음 식 (13)과 같이 다시 쓸 수 있게 된다. 또한 입력(전류)과 토크와의 관계를 다음 식 (14)의 연산자(operator)로 표현할 수 있다.

$$\dot{\tau}_M = (AT_1u - T_4\tau_M) \quad (13)$$

$$\mathcal{L}(\tau_M) = u \quad (14)$$

Open-loop 실험의 목적이 입력에 따른 토크의 변화를 측정하는 것이지만 실제 시간에 의한 토크의 영향도 존재

하기 때문에 입력에 따른 토크의 변화를 관찰하면서 시간-입력(전압)-토크에 관한 3D 그래프를 얻었다. 그 뒤 시간에 따라 토크의 변화가 없는 구간의 데이터 집합을 취하여 커브 피팅(curve fitting)을 하였다.

하지만 위의 실험결과는 내부 누수와 압력의 변화에 의한 시스템의 히스테리시스로 인해 매번 변하게 되며 이것을 해결하기 위해 방향성에 대한 두 번의 실험으로 경계 영역(bound region)을 정하였다. 최소입력으로부터 최대입력까지 증가시켜가면서 얻은 입력-토크 데이터를 하한(low bound)으로 최대입력으로부터 최소입력으로 낮추어가면서 얻은 입력-토크 데이터를 상한(upper bound)로 하는 그림 2의 그래프를 얻을 수 있다.

4.2 토크 서보의 구조

제안하는 토크서보에 대한 개략적인 접근 방법은 다음과 같다. 원하는 토크 값을 얻기 위해 1차적으로 실험을 통해 얻은 데이터를 피드포워드(feed-forward)로 시스템에 적용한 뒤 2차적으로 구간 내에서의 오차만큼 PI(비례-적분)제어로 잡아준다.

모델의 선형화를 통해서 세웠던 토크 모델에 토크 PI와 커브 피팅(curve fitting)의 결과를 결합하여 새로운 제어입력 u 를 다음 식과 같이 제안한다.

$$u = \frac{T_2 \ddot{q} + T_3 \dot{q}}{A T_1} + \mathcal{L}(\tau_{des}) + K_p(\tau_{des} - \tau_M) + K_i \int (\tau_{des} - \tau_M) \quad (15)$$

위의 제어입력이 유압시스템에 들어가게 되면 결국 최종식이 식 (16)과 같이 토크에 대한 PID 형태로 정리가 되어 토크 오차의 값이 시간이 경과함에 따라 0으로 수렴하게 된다.

$$(\tau_{des} - \tau_M) + K_p(\tau_{des} - \tau_M) + K_i \int (\tau_{des} - \tau_M) = 0 \quad (16)$$

5. 실험

전체 실험은 제안한 토크서보와 PI 제어에 대한 비교 실험, 토크서보를 바탕으로 한 임피던스 제어실험으로 이루어져 있으며 사용된 실험 장비는 다음과 같다.

하드웨어로는 KNR사의 더블-베인 회전형 유압 구동기, Star사의 서보벨브, Star사의 서보벨브-앰프, RVDT, 조인트 토크센서, F-T 센서, 토크센서 앰프를 사용하였다.

PC 제어기는 Windows XP(RTX)의 C++을 사용하였으

며 샘플링 타임은 1[kHz]로 설정하였다. 또한 노이즈 제거를 위해 절단주파수(cutoff frequency) 3.3hz의 저대역 통과 필터(low-pass filter)를 소프트웨어와 하드웨어에 모두 적용하였다.

5.1 토크 서보 실험

토크서보의 실험은 매니플레이터의 링크를 단단한 물체에 접촉시켜 놓은 뒤 조인트의 토크센서로 측정된 토크와 desired 토크가 같은지 확인하였으며 최종적으로 제안한 토크 서보의 성능을 알아보기 위하여 입력을 다음 식과 같은 PI 토크서보 결과와 비교하였다.

$$u = K_p(\tau_{des} - \tau_M) + K_i \int (\tau_{des} - \tau_M) \quad (17)$$

그림 3은 식 (17)을 이용한 PI 토크 서보의 결과이다. 25Nm에서 100Nm로 desired 토크를 변화 시킬 경우 PI 이득(gain)의 변화에 따라 제어성능이 크게 달라지며 최적의 이득 값을 찾는 데 어려움이 존재하였다. 그에 반해 4장에서 제안 식 (15)의 모델을 이용한 토크서보의 결과는 그림 4로 나타나며 모델 식을 통한 피드포워드 (feed-forward) 입력이 큰 토크의 변화에 민첩하게 대응하는 것을 확인할 수 있다.

또한 부수적으로 들어가는 PI 제어가 외란과 불확실성에 대한 약간의 오차만을 보정해 주기 때문에 이득 값을 작게 설정해 놓아도 desired 토크의 변화에 민감하지 않게 되며 최종 오차가 1% 내로 들어오게 된다.

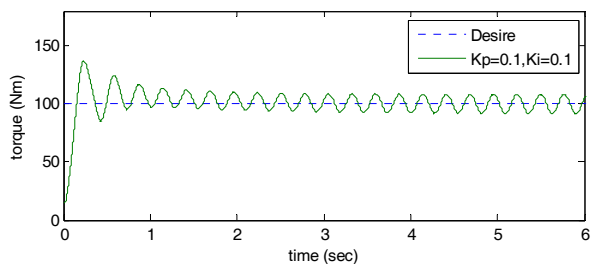
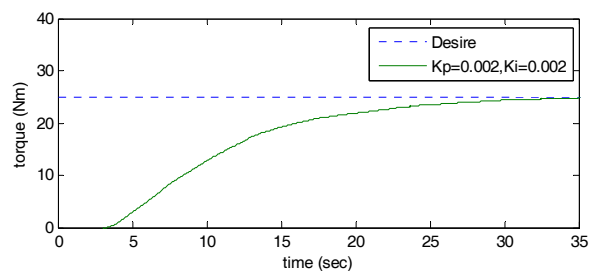


그림 3. PI 토크서보 실험 결과



그림 5. 2축 유압 매니플레이터

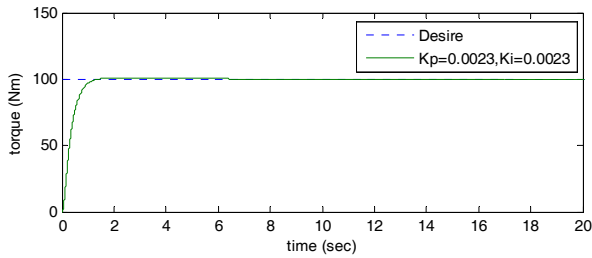
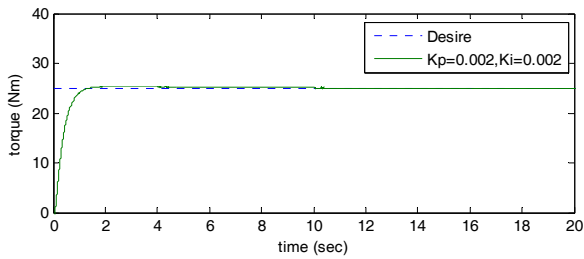


그림 4. 모델을 이용한 토크서보 실험 결과

5.2 임피던스 제어 실험

외력에 의한 영향을 고려한 매니플레이터의 동역학식^[15]은 식 (18)과 같이 표현되며 실험에 사용된 매니플레이터는 그림 5와 같다.

$$\tau = M(q)\ddot{q} + h(q, \dot{q}) + g(q) - J^T(q)f_{ext} \quad (18)$$

우변의 첫째항부터 순서대로 매니플레이터 관성, 원심력과 코리올리, 중력, 외력에 관한 항들이며 q 는 구동기의 각도를 나타낸다.

M : 질량, D : 댐퍼, P : 스프링의 값을 통하여 외력에 대한 시스템의 특성을 바꾸기 위한 임피던스 특성 식은 식 (19)을 사용한다.

$$M\ddot{e} + D\dot{e} + Pe = -f_{ext} \quad (19)$$

식 (19)의 임피던스 성능을 내기 위하여 시스템의 제어 입력을 만들어 주어야 한다. 따라서 센서의 엔코더 값을 두 번 미분해야하는 가속도를 피드백 선형화를 통해 소거한 뒤 시스템의 reference 입력으로 넣으면 매니플레이터의 동역학과 시스템의 임피던스 특성을 고려한 최종 제어 토크를 계산할 수 있다.

Inner-loop에 4장에서 제안한 토크서보를 outer-loop에 임피던스 제어를 인가하여 최종 제어기를 완성시켰으며 최종 제어기의 블록다이어그램은 그림 6로 나타난다.

또한 임피던스 제어 실험은 set point regulation과 trajectory tracking 실험으로 나누어 하였으며 결과는 그림 7, 8과 같다. 가해진 외력을 임피던스 식 (19)에 넣어 시뮬

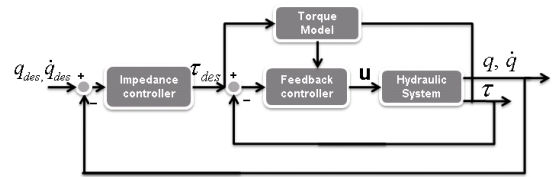
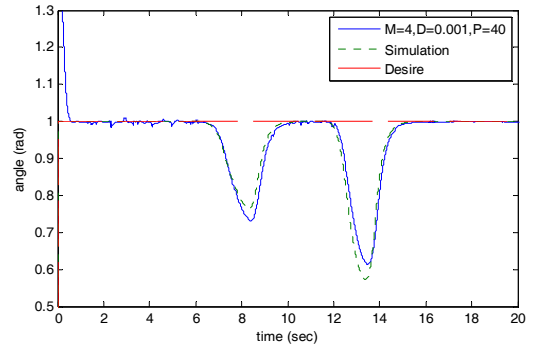
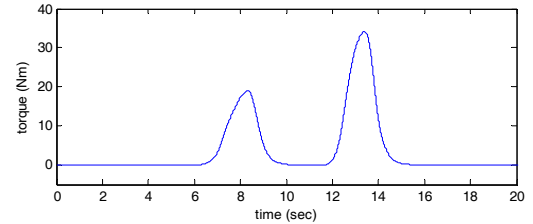


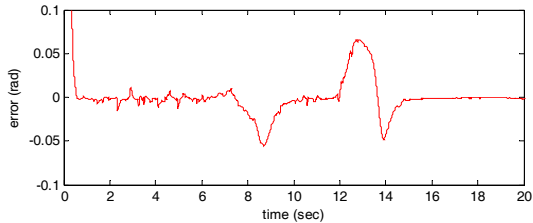
그림 6. 전체적인 임피던스 제어 블록다이어그램



(a) Set point regulation : 실험 결과

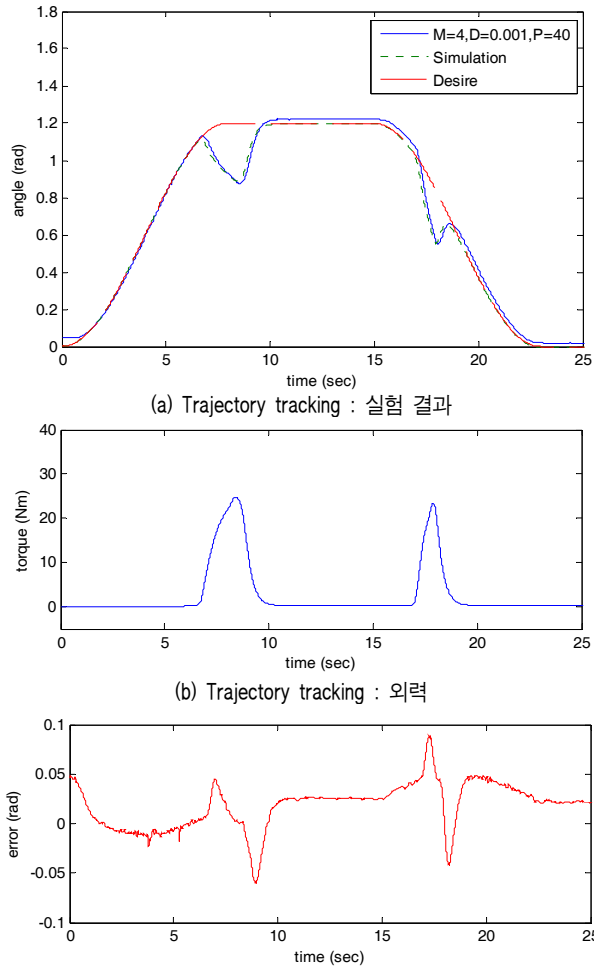


(b) Set point regulation : 외력



(c) Set point regulation : 시뮬레이션과 실험의 오차

그림 7. 임피던스 제어 실험 : Set point regulation



(a) Trajectory tracking : 실험 결과
(b) Trajectory tracking : 외력
(c) Trajectory tracking : 시뮬레이션과 실험의 오차
그림 8. 임피던스 제어 실험 : Trajectory tracking

레이션 한 결과와 실험으로 얻은 구동기의 위치를 비교하여 보면 두 번의 실험 결과 모두 외력이 없을 때에는 1% 내외의 오차를 외력이 작용할 할 때에는 5% 내외의 오차를 보이는 것을 확인할 수 있다.

Set point regulation 실험 결과에서 초반에 나타는 오차는 매니플레이터의 초기 위치와 desired 위치가 맞지 않아서 발생하는 오차로 적절한 trajectory의 입력을 통해 없앨 수 있다.

6. 결론

본 논문에서는 1차적으로 더블-베인 회전형 유압 구동 시스템의 역학식을 기반으로 하여 선형화된 토크 모델을 세웠으며, 토크 모델을 바탕으로 새로운 토크서보 구조를 제안하였다. 토크에 대한 PI제어와 제안한 토크 서보와의 비교 실험을 통해 토크서보의 성능을 검증 하였으며, 최종

적으로 구동기의 역학을 포함한 토크 서보기를 inner-loop, 매니플레이터 동역학을 포함한 임피던스 제어를 outer-loop으로 가지는 임피던스 제어를 완성하였다.

제안한 토크서보 구조는 철강산업이나 중공업 산업현장에서 고하중물 취급에 필요한 유압기반의 산업용 로봇에 적용할 수 있으며 이를 바탕으로 힘 제어와 임피던스 제어에 관한 과제를 수행할 수 있을 것이다.

더블-베인 로터리 유압시스템의 특성상 정밀한 힘 제어가 매우 힘들지만 만약 더욱 향상된 제어 성능을 필요로 한다면 마찰에 대한 모델링, 선형화된 모델의 허용 범위 계산 등과 같은 추가적인 연구들을 통해 목적을 달성할 수 있을 것이다.

부 록

1. 서보밸브 역학

1.1 모터 역학

- θ = 모터의 회전각도 [rad]
- Δi = 모터에 입력되는 전류의 변화량 [amps]
- K_t = 토크-모터의 비례 계수 [N-m/amps]
- K_a = 모터 변형 튜브의 회전 강성도 [N-m/rad]
- K_m = 전자기의 회전 강성도 [N-m/rad]
- B_v = 토크-모터의 댐핑 계수 [N-m/(rad/s)]
- J_a = 토크-모터의 관성 모멘트 [kg-m²]
- K_f = 피드백 스프링의 강성도 [N-m/m]
- r = 노즐과 모터 회전 중심점 사이의 거리 [m]
- b = 노즐과 스톱 중심 사이의 거리 [m]
- A_N = 노즐의 넓이 [m²]
- C_{df} = 노즐의 흐름 계수 [dimensionless]
- X_{fm} = 플래퍼의 최대 변위 [m]

1.2 플래퍼-노즐 역학

- β = 유체의 체적탄성률 [N/(m²)]
- ρ = 유압식 기름의 밀도 [kg/(m³)]
- A_o = 스톱의 단면적 [m²]
- C_{qo} = 오리피스(orifice)의 흐름 계수 [dimensionless]
- D_N = 노즐의 지름 [m]
- V_{so} = 스톱의 변위가 0일 때 스톱 양단의 부피 [m³]
- P_s = 공급되는 유체의 압력 [N/(m²)]

1.3 스톱 역학

- x_s = 스톱의 변위 [m]
- p_{s1}, p_{s2} = 스톱 양단에 걸리는 압력 [N/(m²)]

M_s = 스펙의 질량 [kg]
 B_s = 스펙의 댐핑 계수 [N/(m/s)]
 F_t = 스펙 내에서의 transient flow에 의한 힘 [N]
 F_s = 스펙 내에서의 steady-state flow에 의한 힘 [N]
 F_{spring} = 스펙에 달린 피드백 스프링에 의한 힘 [N]

2. 구동기 역학

L = 베인의 개수 [dimensionless]
 A_a = 구동기 내부 단면적 [m²]
 C_l = 베인 사이의 누수 계수 [m⁵/(N-s)]
 B_a = 구동기의 댐핑 계수 [N-m/(rad/s)]
 r_a = 축의 중심과 베인의 중심 사이의 거리 [m]
 J_a = 구동기의 관성 모멘트 [kg-m²]
 V_m = 구동기의 변위가 0일 때의 내부 부피 [m³]
 q = 구동기 베인의 각도 [rad]
 p_A, p_B = 구동기 베인 양단에 걸리는 압력 [N/(m²)]
 τ_M = 조인트 토크센서로 측정되는 유효토크 [N/m]

3. 서보밸브 모델

$$\begin{aligned}
 D_1 &= \left[C_{qn} r \theta \pi D_n \frac{\beta}{V_{so}} \sqrt{\frac{2p_{s1e}}{\rho}} \right] \\
 D_2 &= \left[\frac{\beta C_{qo} A_o}{V_{so} \sqrt{2\rho(P_s - p_{s1e})}} + \frac{\beta C_{qn} \pi D_n x_{fm}}{V_{so} \sqrt{2\rho(p_{s1e})}} \right] \\
 D_3 &= \left[\frac{\beta}{V_{so}} A_s \right] \\
 D_4 &= \left[\frac{(K_a - K_m) + (r+b)^2 K_f - 16\pi C_{df}^2 r^2 x_{fm} p_{s1e}}{J_a} \right] \\
 D_5 &= \left[\frac{B_a}{J_a} \right] \\
 D_6 &= \left[\frac{A_s r + 4\pi C_{df}^2 x_{fm}^2 r}{J_a} \right] \\
 D_7 &= \left[\frac{K_f}{J_a} \right] \\
 D_8 &= \left[\frac{K_t}{J_a} \right] \\
 D_9 &= \left[\frac{K_f}{M_s} \right] \\
 D_{10} &= \left[\frac{A_s}{M_s} \right] \\
 D_{11} &= \left[\frac{\frac{K}{r+b} + 2C_q W \cos \theta_f P_s + 2K_s}{M_s} \right] \\
 D_{12} &= \left[\frac{B_s + (L_2 - L_1) C_q W \sqrt{P_s \rho}}{M_s} \right]
 \end{aligned}$$

4. 구동기 모델

$$\begin{aligned}
 R_1 &= \left[\frac{L A_a r_a}{J_a} \right] \\
 R_2 &= \left[\frac{L B_a}{J_a} \right] \\
 R_3 &= \left[\frac{1}{J_a} \right] \\
 R_4 &= \left[2 \frac{\beta}{V_m} C_q W \left\{ \sqrt{\frac{2(P_s - p_{a1e})}{\rho}} + \sqrt{\frac{2(p_{a2e})}{\rho}} \right\} \right] \\
 R_5 &= \left[2 \frac{\beta}{V_m} L A_a r_a \right] \\
 R_6 &= \left[2 \frac{\beta}{V_m} C_l \right]
 \end{aligned}$$

5. 토크 모델

$$\begin{aligned}
 T_1 &= \left[2 \frac{\beta}{V_m} L A_a r_a C_q W \left\{ \sqrt{\frac{2(P_s - p_{a1e})}{\rho}} + \sqrt{\frac{2(p_{a2e})}{\rho}} \right\} \right] \\
 T_2 &= \left[L B_a \right] \\
 T_3 &= \left[2 \frac{\beta}{V_m} L^2 A_a^2 r_a^2 + 2 \frac{\beta}{V_m} L C_l B_a \right] \\
 T_4 &= \left[2 \frac{\beta}{V_m} C_l \right]
 \end{aligned}$$

참고문헌

- [1] J. Heintze, G. van Schothorst, van der A.J.J. Weiden, P.C. Teerhuis, "Modeling and Control of an industrial hydraulic rotary vane actuator", IEEE International Conference on Decision and Control, Vol.2, pp.1913-1918, 1993.
- [2] Glen Bilodeau, Evangelos Papadopoulos, "Modeling, Identification and Experimental Validation of a Hydraulic Manipulator Joint for Control", IEEE International Conference on Robots and Systems, pp.331-336, 1997.
- [3] Robert Bickel, Masayoshi Tomizuka and Wan-kyun Chung, "Hybrid impedance control in constraint coordinates using a disturbance observer", IEEE International Conference on Decision and Control, Vol.2, pp.1974-1979, 1996.
- [4] Guangjun Liu, A. A. Goldenberg, "Robust Hybrid Impedance Control of Robot Manipulators Via a Tracking Control Method", IEEE International Conference on Intelligent Robots and Systems, Vol.3, pp.1594-1601, 1994.
- [5] Herbert E. Merritt, *Hydraulic Control Systems*,

- WILEY, 1967.
- [6] Noah D. Manring, *Hydraulic Control Systems*, WILEY, 2005.
- [7] Dean H. Kim, Tsu-Chin Tsao, "A linearized electrohydraulic servovalve model for valve dynamics sensitivity analysis and control system design", *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol.122, No.1, pp. 179-187, 2000.
- [8] Dean H. Kim and Tsu-Chin Tsao, "An Improved Linearized Model for Electrohydraulic Servovalves and its Usage for Robust Performance Control System Design", *Proceedings of the American Control Conference*, pp.3807-3808, 1997.
- [9] P. Y. Li, "Dynamic Redesign of a Flow Control Servovalve Using a Pressure Control Pilot", *J. Dyn. Syst., Meas. Control*, Vol.124, pp.428-434, 2001.
- [10] Y. B. He, P. S. K. Chua and G. H. Lim, "Performance Analysis of a Two-Stage Electrohydraulic Servovalve in Centrifugal Force Field", *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol.125, Issue.1, pp.166-170, 2003.
- [11] Frank Heidtmann and Markus Brocker, "Nonlinear Modeling and Tracking Control of a Hydraulic Rotary Vane Actuator", *PAMM*, Vol.5, Issue.1, pp.161-162, WILEY, 2005.
- [12] S. R. Habibi, R. J. Richards and A. A. Goldenberg, "Hydraulic actuator analysis for industrial robot multivariable control", *IEEE American Control Conference*, Vol.1, pp.1003-1007, 1994.
- [13] Mehrzad Namvar, Farhad Aghili, "A combined scheme for identification and robust torque control of hydraulic actuators", *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol.125, No.4, pp.595-606, 2003.
- [14] Claude Kaddissi, Jean-Pierre Kenne and Maarouf Saad, "Identification and Real-Time Control of an Electrohydraulic Servo System Based on Nonlinear Backstepping", *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Vol.12, No.1, pp.12-22, 2007.
- [15] Tsuneo Yoshikawa, *Foundations of Robotics Analysis and Control*, MIT Press, 1990.



김 선 민

2008 POSTECH 기계공학과
(공학사)
2010 POSTECH 기계공학과
(공학석사)
2010~현재 삼성중공업 연구원
관심분야: 강인제어, 로봇제어



최 영 진

1994 한양대학교 정밀기계공
학과(공학사)
1996 POSTECH 기계공학과
(공학석사)
2002 POSTECH 기계공학과
(공학박사)

2002~2005 KIST 지능로봇연구센터 선임연구원
2005~현재 한양대학교 전자시스템공학과 조교수
관심분야: 재활로봇, 로봇제어



정 완 균

1981 서울대학교 기계설계학과
(공학사)
1983 한국과학기술원 기계공하
과 (공학석사)
1987 한국과학기술원 생산공학
과 (공학박사)

1987~현재 포항공과대학교 교수
2008.4~현재 IEEE TR. On Robotics Editor
관심분야: 이동로봇의 지능형 이동기술, 수중 로봇
의 설계 및 제어, 여유자유도 로봇의 제어,
기계 시스템의 강인 제어