

ER 밸브 작동기를 이용한 3 자유도 폐회로 실린더 시스템의 위치제어

최승복*, 조명수**

Position Control of a 3 dof Closed-loop Cylinder System Using ER Valve Actuators

Seung Bok Choi*, and Myung Soo Cho**

ABSTRACT

This paper presents the position tracking control of a closed-loop cylinder system using electro-rheological(ER) valve actuators. After manufacturing three sets of cylindrical ER valves on the basis of Bingham model of ER fluid, a 3 dof(degree-of-freedom) closed-loop cylinder system having the heave, roll and pitch motions is constructed. The governing equations of motion are derived using Lagrange's equation and a control model is formulated by considering nonlinear characteristics of the system. Sliding mode controllers are then designed for these ER valve actuators in order to achieve position tracking control. The effectiveness of trajectory tracking control performance of the proposed cylinder system is demonstrated through computer simulation and experimental implementation of the sliding mode controller.

Key Words : Electro-Rheological(ER 유체), ER Valve(ER 밸브), Closed-loop Cylinder System(폐회로 실린더 시스템), Position Control(위치제어), Sliding Mode Control(슬라이딩 모드 제어)

1. 서론

유압 시스템은 다른 동력 전달 시스템과 비교할 때 중량에 비하여 매우 큰 힘을 넣 수 있고, 시스템의 안정성과 직결되는 댐핑 특성이 우수하기 때문에 산업현장에서 많이 이용되고 있다. 최근 고도의 산업화에 편승하여 많은 산업 시스템이 고속, 고정밀화 되는 추세에 따라 유압 시스템도 성능의 향상이 요구 되었고, 이에 중심이 되는 전기·유압 서보 시스템의 성능 향상에 많은 연구가 진행되었다^(1,2). 전기·유압 서보 시스템은 전기적, 기계적 신호를 입력 받아서 유체의 흐름을 제어하

는 시스템으로 유압을 이용한 고속 제어 시스템에 필수적인 장치이다. 현재 유압 서보 시스템을 구성하고 있는 각종 솔레노이드 및 스플 밸브 작동기는 구동 메커니즘이 복잡하며 가격이 비싼 편이다. 따라서 새로운 차원의 단순한 구동 메커니즘을 갖는 유압 서보 시스템에 대한 연구가 필요하였고, 이러한 방법의 일환으로 스마트 유체라 불리는 ER(electro-rheological) 유체를 이용한 유압 제어 시스템에 연구가 최근 활발히 진행되고 있다. 잘 알려진 바와 같이 입자 분산계 ER 유체는 인가 되는 전기장의 강도에 따라 항복응력의 크기가 조율 될 수 있는 빙햄(Bingham) 유체이며, 이러한

* 인하대학교 기계공학과
** 인하대학교 기계공학과 대학원

특징으로 여러 종류의 진동 제어용 댐퍼(damper), 브레이크 및 클러치, 밸브 시스템, 그리고 능동 구조 시스템 등에 적용되고 있다. ER 유체를 밸브 시스템에 적용하게 되면 유량을 조절하기 위한 전극(electrode)만을 필요로 하고 밸브 내부의 기계적 이동 장치는 필요 없게 된다. 다시 말하여 작동기(actuator) 및 밸브가 하나의 단일 구조로 형성되어 있어 설계의 단순화와 이에 따른 경제적 이득을 꾀할 수 있다. 한편, 제어성 측면에서는 ER 유체 자체의 힘(항복 응력)을 제어함으로써 대상 시스템의 속도와 위치 제어가 동시에 가능하게 되며, 제어 알고리즘 구성 시 연속 가변성을 특징으로 하기 때문에 신뢰성과 정밀성이 높은 다양한 제어 이론을 도입할 수 있는 폭 넓은 자유도가 보장된다.

ER 유체를 이용한 밸브시스템에 대한 연구는 ER 유체의 고유 특성과 연계해 볼 때 가장 적합한 응용장치로 인식되어 많은 전전이 이루어지고 있다. Simmonds⁽³⁾는 평판형의 ER 밸브를 제안하여 전기장에 따른 압력 강하를 고찰하였고 이를 바탕으로 실용화를 위한 문제점과 방향을 제시하였다. Brooks⁽⁴⁾는 ER 밸브를 이용한 유압 회로를 구성하여 성능 시험을 수행했으며, 이를 응용한 연구 분야에 대하여 언급하였다. Nakano 와 Yonekawa⁽⁵⁾는 평판형 밸브를 통과하는 ER 유체를 하겐-포아젤(Hagen-Poiseuille) 흐름으로 해석하고 전기장 부하 시의 압력 강하에 대한 과도 응답과 ER 유체의 압축성 효과를 고찰하였다. Whittle 등⁽⁶⁾은 전기장 부하에 따른 압력 강하 응답 특성으로부터 선형 2차 밸브 시스템을 모델링 하였으며, 모델의 타당성을 실험적으로 입증하였다. 그리고 최근 Choi 등⁽⁷⁾은 평판형 ER 밸브를 이용하여 1자유도 실린더 시스템의 위치 제어를 위해 신경망 제어기를 적용하였다. 본 연구는 이 연구의 연장으로 실린더형 ER 밸브를 이용하여 3자유도 폐회로 실린더 시스템의 위치 추적 제어를 구현하는 것이다. 제안된 시스템은 각종 자동화 라인과 우주 구조물 등에 응용되고 있는 일종의 병렬형 플랫폼(platform) 매니퓰레이터로서 많은 연구가 진행되고 있다^(8,9,10).

제안된 시스템의 위치 추적 제어를 수행하기 위하여 전분(starch)을 사용한 입자 분산계 ER 유체의 항복 응력 모델에 근거하여 ER 밸브를 설계·제작 하였으며, 히브(heave), 롤(roll), 피치(pitch) 등 3자유도 운동구현을 위한 ER 밸브 브릿지 회

로를 구축하였다. 라그란지(Lagrange) 방정식을 이용하여 운동 방정식을 도출하였고, 시스템의 비선형을 고려하여 위치 추적 제어를 위한 슬라이딩 모드 제어기를 설계하였다. 컴퓨터 시뮬레이션과 실험적 구현을 통하여 여러 운동 궤적에 대한 추적 제어 성능을 분석하였다.

2. 시스템 모델링

2.1 ER 밸브 작동기

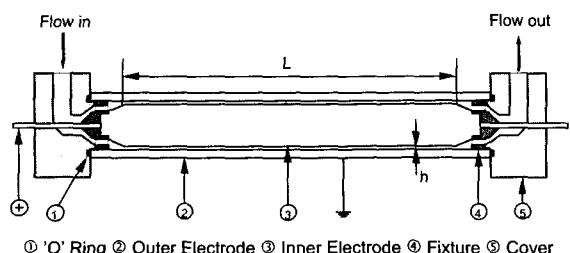
본 연구에서 제안된 ER 밸브의 기하학적 형상을 간략하게 도시하면 Fig. 1 과 같다. 그림에서 보는 바와 같이 튜브 형태의 전극을 갖고 있는 실린더형 ER 밸브의 압력 강하는 유체 점성에 의한 성분과 전기장 부하에 따른 성분으로 구성되며, 이를 수식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\Delta P_E = \Delta P_{ER} + \Delta P_\eta \quad (1)$$

여기서, ΔP_{ER} 은 ER 유체에 전기장이 가해짐으로써 생성되는 항복 응력에 의한 압력 강하이고, ΔP_η 는 유체의 흐름에 따른 유체 점성에 의한 압력 강하이다. 유체가 유동할 때 발생될 수 있는 형상변화에 따른 압력 손실을 무시하고, 동일 단면적에서의 내부 압력은 모든 방향으로 균일하게 작용한다고 가정하면, 식 (1)은 다음과 같이 주어진다⁽⁷⁾.

$$\Delta P_E = 2 \frac{L}{h} \tau_y(E) + 12 \eta \frac{L}{b_e h^3} Q_E \quad (2)$$

여기서, η 는 ER 유체의 점성계수, $\tau_y(E)$ 는 ER



① 'O' Ring ② Outer Electrode ③ Inner Electrode ④ Fixture ⑤ Cover

Fig. 1 Schematic configuration of ER valve

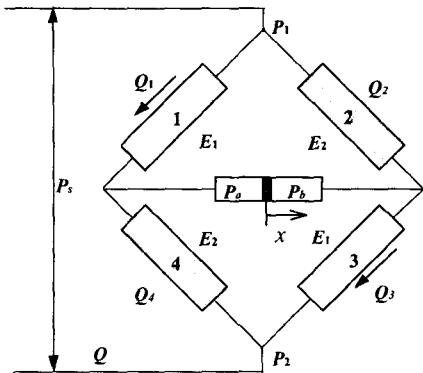


Fig. 2 ER valve bridge-cylinder

유체의 항복응력, L 은 밸브 전극 길이, h 는 전극 사이의 간극, b_e 는 평판으로 환산한 전극의 유효 너비로 밸브 둘레를 나타내며, Q_E 는 전기장 부하시 간극사이를 통과하는 유량을 나타낸다. 식 (2)로부터 알 수 있듯이, ER 밸브의 성능은 전극의 간극 등과 같은 설계 변수와 전기장에 따른 항복응력($\tau_y(E)$)의 크기에 따라 영향을 받는다. 전기장에 따른 압력 강하와 유체 점성에 의한 압력 강하 등을 분석한 후 알맞은 크기의 실린더형 ER 밸브를 제작하였다. 제안된 ER 밸브는 실린더형으로, 스테인레스 재질의 외부 전극(②)내에 45°C 강봉으로 내부 전극(③)을 제작하였으며, 외부 전극과 내부 전극의 간격을 일정하게 유지하도록 MC 플라스틱으로 지지부(④)를 만들었고, 실링을 위하여 “O”링(①)을 사용하였다. 밸브의 기하학적 크기는 길이 L 을 200mm, 반지름 r 을 12.1mm, 전극 간극의 거리 h 를 0.8mm로 하였다. 한편 본 연구에서 사용된 ER 유체는 특수화학 처리된 전도계 압자와 실리콘 오일(동점성:30cSt)이 중량비 3:7로 구성되어 있으며, 회전 전기 점도계를 이용하여 전기장의 함수로 표현되는 항복응력을 도출한 결과 $\tau_y(E) = 144.6E^{1.77}$ 의 관계를 얻었다. 이 관계는 55°C에서의 결과이며, 전기장 E 의 단위는 kV/mm이다. 실험 조건을 55°C로 설정한 이유는 본 연구에서 제안한 ER 밸브 실린더 시스템의 작동온도가 50°C~60°C로 유지되기 때문이다.

제작된 ER 밸브를 이용하여 실린더 시스템의 위치 제어를 위한 작동기를 구성해야 하며, 이를 위하여 Fig. 2 와 같은 브리지 모델이 도입되었다. 밸브에 흐르는 유량을 각각 Q_1, Q_2, Q_3, Q_4 라고 정

의하고, 밸브 1,3에 가해지는 전기장의 세기를 E_1 , 밸브 2,4에 가해지는 전기장의 세기를 E_2 라고 하면 실린더 양단에 발생되는 압력강하는 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} P_1 - P_a &= RQ_1 + \Delta P_{ER}(E_1) \\ P_1 - P_b &= RQ_2 + \Delta P_{ER}(E_2) \\ P_a - P_2 &= RQ_4 + \Delta P_{ER}(E_2) \\ P_b - P_2 &= RQ_3 + \Delta P_{ER}(E_1) \\ Q &= Q_1 + Q_2 = Q_3 + Q_4 \end{aligned} \quad (3)$$

여기서, R 은 식 (2)로부터 다음과 같이 주어진다. $R = 12\eta L / b_e h^3$. 4개의 밸브 조건이 동일하다고 가정하면 피스톤 양단에 주어지는 압력은 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} P_a &= \frac{1}{2}(P_1 + P_2 - R(Q_1 - Q_4) - \Delta P_{ER}(E_1) + \Delta P_{ER}(E_2)) \\ P_b &= \frac{1}{2}(P_1 + P_2 + R(Q_3 - Q_2) + \Delta P_{ER}(E_1) - \Delta P_{ER}(E_2)) \end{aligned} \quad (4)$$

상기 식으로부터 공급 압력이 일정할 경우 작동기 양단에 걸리는 압력은 밸브에 가해지는 전기장과 유량의 함수로 나타낼 수 있음을 알 수 있다. 따라서, 양로드 실린더 양단에 걸리는 압력차를 $\Delta P = P_a - P_b$ 로 정의하면 다음의 작동기 모델을 얻을 수 있다^(7,11).

$$\frac{d(\Delta P)}{dt} = -\frac{2}{RC} \Delta P - \frac{2A}{C} \dot{x} - \frac{2}{RC} [\Delta P_{ER}(E_1) - \Delta P_{ER}(E_2)] \quad (5)$$

여기서, A 는 피스톤 램(ram)의 면적, C 는 실린더 내부 검사체적을 유체의 체적 탄성 계수로 나눈 값이다. 식 (5)에서 $\Delta P_{ER}(E_1), \Delta P_{ER}(E_2)$ 는 전기장 부하시 ER 밸브에서의 압력 강하를 나타내므로 항상 양의 값을 갖는다. 또한 하나의 작동 유체를 사용하므로 ΔP 의 제어는 운동 방향에 따라 아래의 식과 같이 단일 제어 입력으로 고려할 수 있다.

$$\begin{aligned} \text{When } \dot{x} > 0, \quad &\Delta P_{ER}(E_2) > 0 \text{ and } \Delta P_{ER}(E_1) = 0 \\ \text{When } \dot{x} < 0, \quad &\Delta P_{ER}(E_1) > 0 \text{ and } \Delta P_{ER}(E_2) = 0 \end{aligned} \quad (6)$$

2.2 3 자유도 실린더 시스템

본 연구에서 제안한 3 자유도 실린더 시스템의 개략도는 Fig. 3 과 같다. 첨단부(moving platform)와 기저계(base frame)는 3 개의 실린더 작동기에 의해 서로 연결되어 폐루프 구조를 형성하고 있다. 따라서 각각의 실린더 작동기를 구동함으로서 3 자유도의 운동(heave, roll, pitch)을 실현할 수 있다. 시스템의 정기구학 및 역기구학적 해석은 다음 식으로부터 수행될 수 있다⁽⁹⁾.

$$\begin{aligned} l_1^2 &= (b - p \cos \theta_r)^2 + (T + p \sin \theta_r)^2 \\ l_2^2 &= (b - p \cos \theta_r)^2 + (T - p \sin \theta_r)^2 \\ l_3^2 &= (b - p \cos \theta_p)^2 + (p \sin \theta_p \sin \theta_r)^2 \\ &\quad + (T + p \sin \theta_p \cos \theta_r)^2 \end{aligned} \quad (7)$$

여기서, b 는 기저계의 중심으로부터 조인트 B_i 까지의 거리이고, p 는 첨단부의 중심으로부터 조인트 P_i 까지의 거리이다. 식 (7)은 실제 측정되는 입력변위(l_1, l_2, l_3)와 제어 출력변위(T, θ_r, θ_p)의 관계를 나타낸다. 첨단부의 선속도(\dot{T}) 및 각속도($\dot{\theta}_r, \dot{\theta}_p$), 그리고 입력링크의 선속도(i_1, i_2, i_3)와의 관계는 식 (7)을 이용하여 얻을 수 있으며, 다음과 같은 자코비안(Jacobian) 행렬 J 를 이용하여 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} l_1 \\ l_2 \\ l_3 \end{bmatrix} = J \begin{bmatrix} \dot{T} \\ \dot{\theta}_r \\ \dot{\theta}_p \end{bmatrix} = J \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{bmatrix}, \quad J = \begin{bmatrix} j_{11} & j_{12} & j_{13} \\ j_{21} & j_{22} & j_{23} \\ j_{31} & j_{32} & j_{33} \end{bmatrix} \quad (8)$$

여기서,

$$\begin{aligned} j_{11} &= (T + p \sin \theta_r) / l_1 \\ j_{12} &= (p b \sin \theta_r + T p \cos \theta_r) / l_1 \\ j_{13} &= 0 \\ j_{21} &= (T - p \sin \theta_r) / l_2 \\ j_{22} &= (p b \sin \theta_r - T p \cos \theta_r) / l_2 \\ j_{23} &= 0 \\ j_{31} &= (T + p \cos \theta_p \sin \theta_r) / l_3 \\ j_{32} &= (-T + p \sin \theta_p \sin \theta_r) / l_3 \\ j_{33} &= (p b \sin \theta_p + T p \cos \theta_p \cos \theta_r) / l_3 \end{aligned}$$

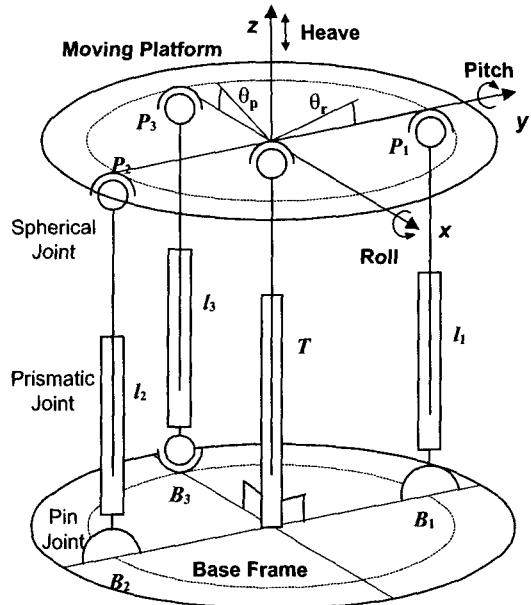


Fig. 3 The proposed 3 dof closed-loop cylinder system

또한, 가상일의 원리를 이용하여 입력 힘과 출력 힘/모멘트의 관계를 다음과 같이 표현할 수 있다⁽¹²⁾.

$$\begin{bmatrix} F_{cz} \\ M_{cx} \\ M_{cy} \end{bmatrix} = J^T \begin{bmatrix} A \cdot \Delta P_1 \\ A \cdot \Delta P_2 \\ A \cdot \Delta P_3 \end{bmatrix} = J^T \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{bmatrix} \quad (9)$$

여기서, F_{cz} 는 z 방향의 제어력, M_{cx} 와 M_{cy} 는 x와 y 방향의 제어 모멘트를 나타내고, u_i 는 다음 장에서 설계될 제어기의 출력력을 의미하며, ΔP_i 는 식 (5)에서 주어진 ER 밸브 작동기의 압력차를 나타낸다.

한편, 제안된 3 자유도 실린더 시스템의 운동 방정식은 라그란지(Lagrange) 방정식을 이용하여 도출할 수 있다. 먼저, 시스템의 운동 에너지 및 위치 에너지는 출력 변위인 T, θ_r, θ_p 를 이용하여 다음과 같이 표현된다.

$$K = \frac{1}{2} (m \dot{T}^2 + I_x \cos^2 \theta_p \dot{\theta}_r^2 + I_y \dot{\theta}_p^2), \quad P = mgT \quad (10)$$

여기서, m 은 첨단부의 질량, g 는 중력 가속도, I_x 와 I_y 는 각각 x와 y 방향의 첨단부 관성 모멘트를 나타낸다. 이제 라그란지 방정식과 식 (10)으로부터 다음과 같은 운동 방정식을 도출할 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt}[m\dot{T}] + mg &= F_{cx} = j_{11}u_1 + j_{21}u_2 + j_{31}u_3 \\ \frac{d}{dt}[I_x \cos^2 \theta_p \dot{\theta}_r] &= M_{cx} = j_{12}u_1 + j_{22}u_2 + j_{32}u_3 \\ \frac{d}{dt}[I_y \dot{\theta}_p] + (I_x \cos \theta_p \sin \theta_p) \dot{\theta}_r^2 &= M_{cy} = j_{33}u_3 \end{aligned} \quad (11)$$

3. 슬라이딩 모드 제어기의 설계

슬라이딩 모드 제어기(sliding mode controller : SMC)는 시스템의 불확실성과 외란에 강건한 제어 알고리즘이다. 설계 과정이 단순하고 실험적 구현이 비교적 용이하여 로봇을 비롯한 여러 제어 시스템에 활발히 응용되고 있다. SMC를 적용하여 출력 변수(제어 변수)인 T , θ_r , $\dot{\theta}_r$ 가 요구 궤적을 추적하도록 하는 것이 제어 목적이다. 선형 변위 센서인 LVDT(linear variable differential transducer)를 이용하여 입력 링크 길이인 l_1 , l_2 , l_3 를 직접 측정하고, 기구학 모델 (7) 및 (8)을 이용하여 제어 변수를 얻는다. 추적 제어를 위한 슬라이딩 모드 제어기를 설계하기 위하여, 먼저 다음과 같은 오차를 정의한다⁽¹³⁾.

$$e_i = x_i - x_{i-d}, \quad \dot{e}_i = \dot{x}_i - \dot{x}_{i-d}, \quad i = 1, 2, 3 \quad (12)$$

여기서, x_i 와 \dot{x}_i 는 제어변수의 위치 및 속도를 나타내며, x_{i-d} , \dot{x}_{i-d} 는 각각 요구 위치 및 속도이다. 따라서 이를 오차로 이루어진 슬라이딩 평면을 다음과 같이 설정한다.

$$s_k = \sum_{i=1}^3 (C_{k(i)} \cdot e_i + C_{k(i+3)} \cdot \dot{e}_i)_k = 0, \quad k = 1, 2, 3 \quad (13)$$

여기서, $C_{k(i)}$ 는 슬라이딩 평면의 기울기(gradient)

를 나타내며, 아래 첨자 k 는 3개의 실린더와 연결된 각각의 ER 밸브 작동기를 나타낸다. 이때 슬라이딩 평면 (13)이 안정되도록 $C_{k(i)}$ 를 설계하고, 오차 공간상에 있는 RP(representative point)를 이슬라이딩 평판위로 보낸다면 추적 오차는 점근적으로 영(zero)이 될 것이다. 이것은 SMC 제어 시스템이 다음과 같은 슬라이딩 모드 존재조건을 만족하게 되면 성취 될 수 있다.

$$s_k \dot{s}_k < 0 \quad (14)$$

식 (14)에 근거한 SMC를 설계하기 이전에 제안된 시스템의 실제상황에서 발생할 수 있는 변수 불확실성을 고려한다. 첨단부에 변하는 부하 질량을 부하하게 되면 다음과 같은 변수 변동이 발생한다.

$$\begin{aligned} m_e &= m_0 + \Delta m \\ I_{xe} &= I_{x0} + \Delta I_x \\ I_{ye} &= I_{y0} + \Delta I_y \end{aligned} \quad (15)$$

여기서 m_0 , I_{x0} , I_{y0} 는 각각 알고 있는 공칭값(nominal value)을 나타내고 Δm , ΔI_x , ΔI_y 는 부하 질량에 따른 각 변수의 변동을 나타낸다. 제어기 설계를 위하여 본 연구에서는 이들 변수 변동이 다음 같이 변수 변동의 제한 조건을 갖고 있는 정합조건(matching condition)⁽¹⁴⁾이 만족한다고 가정하였다.

$$\begin{aligned} \frac{1}{m_0 + \Delta m} &= \frac{1}{m_0}(1 + \gamma_1), \quad |\gamma_1| < \phi_1 < 1 \\ \frac{1}{I_{x0} + \Delta I_x} &= \frac{1}{I_{x0}}(1 + \gamma_2), \quad |\gamma_2| < \phi_2 < 1 \\ \frac{1}{I_{y0} + \Delta I_y} &= \frac{1}{I_{y0}}(1 + \gamma_2), \quad |\gamma_2| < \phi_2 < 1 \end{aligned} \quad (16)$$

따라서 제어하고자 하는 시스템의 모델은 식 (11)과 식 (16)이 연계된 시스템으로서 비선형성과 변수 변동을 내포하고 있음을 알 수 있다.

이제 식 (13)과 주어진 시스템으로부터 슬라이딩모드 존재조건 (14)를 만족하는 SMC를 설계하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 u_k = & -\sum_{i=1}^3 \frac{1}{1-\phi_i} \left\{ C_{k(i)} (\dot{x}_i + |\dot{x}_{i-d}|) + C_{k(i+3)} |\dot{x}_{i-d}| \right. \\
 & + C_{k(5)} |2 \tan x_3 \dot{x}_2 \cdot \dot{x}_3| + C_{k(6)} |\cos x_3 \sin x_3 \dot{x}_2^2| \operatorname{sgn}(s_k) \\
 & \left. - K_k \operatorname{sgn}(s_k) \right\} \quad (17)
 \end{aligned}$$

따라서 슬라이딩 모드 조건이 만족함을 다음과 같이 증명할 수 있다⁽¹³⁾.

$$\begin{aligned}
 s_k \cdot \dot{s}_k = & \sum_{i=1}^3 \left\{ \left(C_{k(i)} (\dot{x}_i - \dot{x}_{i-d}) s_k - \frac{1+\gamma_i}{1-\phi_i} C_{k(i)} (\dot{x}_i + |\dot{x}_{i-d}|) s_k \right) \right. \\
 & + \left. \left(-C_{k(i+3)} \ddot{x}_{i-d} s_k - \frac{1+\gamma_i}{1-\phi_i} C_{k(i+3)} |\ddot{x}_{i-d}| s_k \right) \right\} + \\
 & \left(C_{k(5)} 2 \tan x_3 \dot{x}_2 \cdot \dot{x}_3 \cdot s_k - \frac{1+\gamma_2}{1-\phi_2} C_{k(5)} |2 \tan x_3 \dot{x}_2 \cdot \dot{x}_3| s_k \right) + \\
 & \left(-C_{k(6)} \cos x_3 \sin x_3 \dot{x}_2^2 \cdot s_k - \frac{1+\gamma_3}{1-\phi_3} C_{k(6)} |\cos x_3 \sin x_3 \dot{x}_2^2| s_k \right) < 0 \quad (18)
 \end{aligned}$$

제어기 (17)에서 K_k 는 부호 함수와 연계된 불연속 제어 이득이다. 실제로 제어기 구현에 있어 불연속 제어기는 떨림(chattering) 현상을 유발시켜 추적 제어 성능에 나쁜 영향을 줄 수 있다. 따라서 떨림 현상을 줄이기 위하여 부호 함수 대신 포

화 함수(saturation function)를 사용하였다.

결과적으로 슬라이딩 모드 제어기에 의하여 구하여진 제어입력 u_k 와 ER 밸브에 공급하게 될 전기장 E_1 , E_2 의 관계는 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 u_k = \Delta P_{ER}(E_2) - \Delta P_{ER}(E_1) & = 2 \frac{L}{h} [\tau_y(E_2) - \tau_y(E_1)] \\
 & = \operatorname{sgn}(u_k) \times 2 \frac{L}{h} \times 144.6 |E_2 - E_1|^{1.77} \quad (19)
 \end{aligned}$$

4. 제어 결과 및 고찰

제안된 3 자유도 폐회로 실린더 시스템의 위치 추적제어를 위하여 Fig. 4 와 같은 실험장치를 구성하였다. 이 장치는 크게 유압 시스템으로 구성된 작동부와 센서 및 신호 입출력 장치로 구성된 제어부로 나뉘어진다. 작동부는 실린더를 구동시키기 위한 기본 동력원을 공급하는 유압 펌프와 이에 연계된 유압 회로, 그리고 ER 유체를 저장하는 탱크로 구성되어 있다. 실험에 사용된 유압 펌프는 유체 내에 작은 입자들이 포함되어 있는 특수한 형태의 유체인 ER 유체를 이송 시키기에 적합한 외접 기어형 정유량 펌프가 사용 되었다. 시스템을 제어하기 위한 제어부는 센서, 마이크로

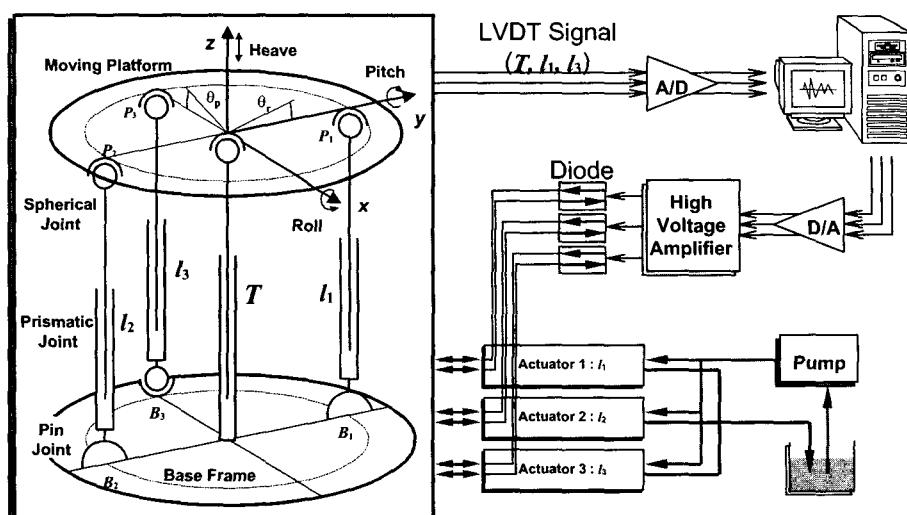


Fig. 4 Experimental configuration for position control

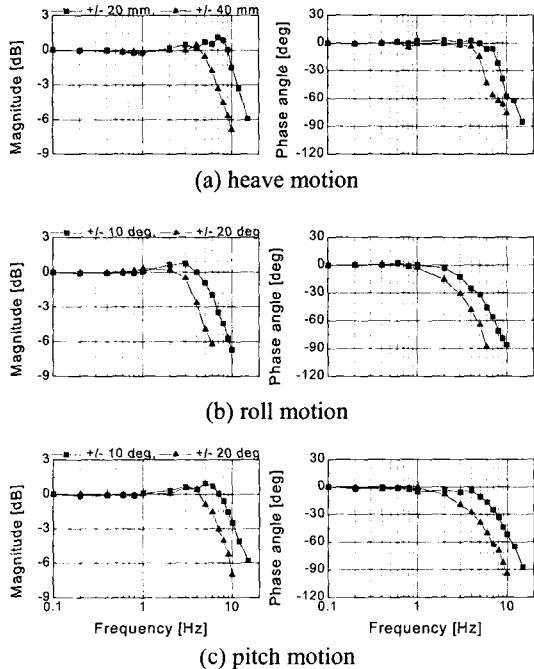


Fig. 5 Bode plots of each motion of the cylinder system

컴퓨터, A/D 및 D/A 컨버터, 고전압 공급 장치, 고온·다이오드로 구성하였다. LVDT 센서는 실린더의 변위를 측정하기 위해 사용되며, 컴퓨터에서 기구학 모델을 통하여 플랫포ーム의 위치를 계산해 냄으로써 요구 위치와 비교되어지며, 계산되어진 제어입력이 고전압 공급장치를 통하여 각각의 ER 밸브 작동기에 인가되어 실린더를 구동 시킴으로써 추적 제어를 수행하게 된다. 모든 실험 시 유체의 온도는 50~60°C로 유지 되었고, 펌프에서 시스템에 공급해 주는 유량은 55ℓ/min으로 고정되었다. 사용된 A/D 및 D/A 변환기의 샘플링 속도는 1000Hz로 실행되었으며, 컴퓨터 시뮬레이션과 실험에 사용된 변수 값은 다음과 같다: $m_0 = 3.0\text{kg}$, $I_{x0} = I_{y0} = 1.04\text{e-}3\text{kg}\cdot\text{m}^2$, $\Delta m = 1.5\text{kg}$, $K_1 = K_2 = 100$, $K_3 = 300$, $\phi_i = 0.7$.

추적제어 성능을 고찰하기 이전에 알맞은 요구궤적 결정을 위하여 각 운동에 대한 제어 대역폭 (control bandwidth)을 주파수 영역에서 실험적으로 얻었으며, 이를 Fig. 5에 나타내었다. 3개의 실린더 작동기의 배치가 x, y 방향의 모멘트 전달 특성 보다는 z 방향의 힘 전달특성이 크도록 나타내었기 때문에 히브 대역폭이 가장 넓게 나타났다. 또

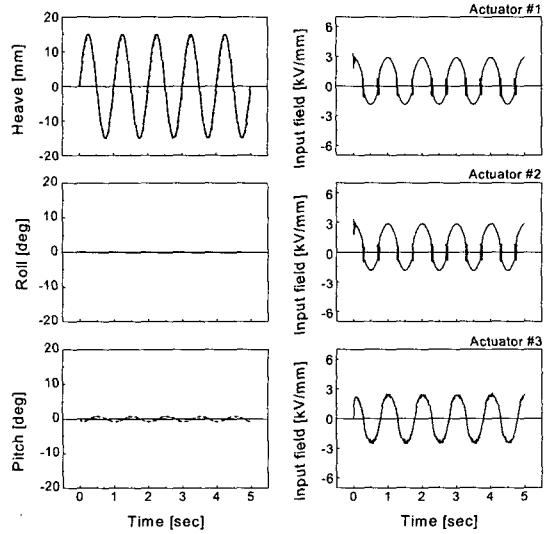


Fig. 6 Position tracking responses for heave motion only; simulated (— desired actual - - - error)

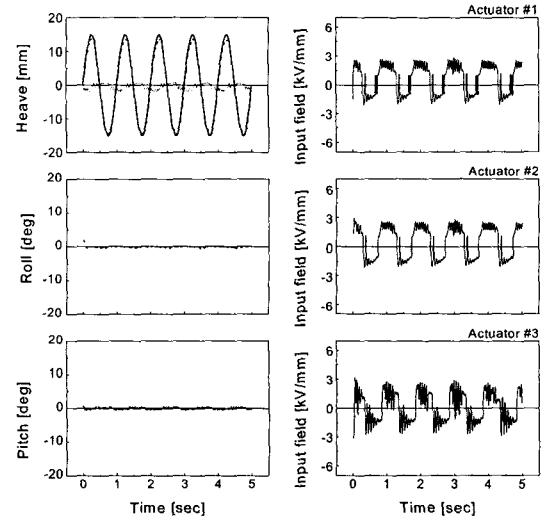


Fig. 7 Position tracking responses for heave motion only; measured (— desired actual - - - error)

한 각 운동의 경우 예상대로 작은 운동 행정 (stroke)의 변위 시 보다 높은 대역폭을 나타내 빠른 추적 성능을 얻을 수 있음을 제시하고 있다.

Fig. 6 과 Fig. 7 은 히브 운동 시 1Hz의 정현

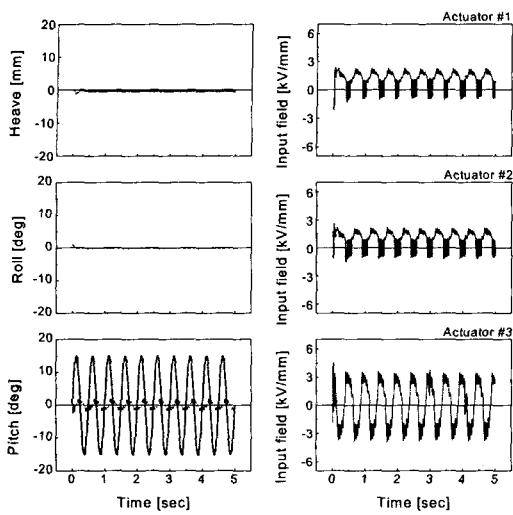


Fig. 8 Position tracking responses for pitch motion only;
measured (— desired actual — error)

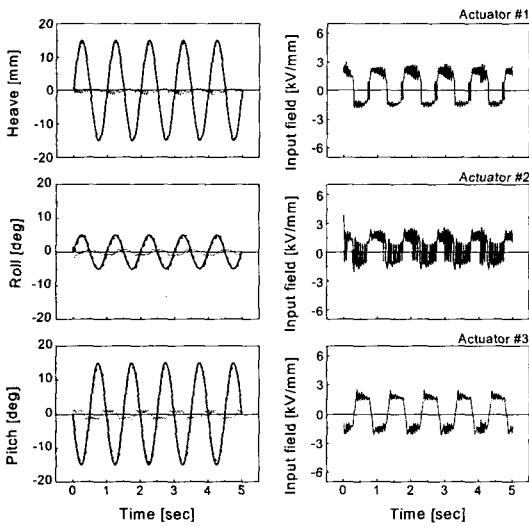


Fig. 9 Position tracking responses for heave, roll and pitch motions; measured (— desired actual — error)

과 궤적을 요구 궤적으로 설정한 경우 각각 시뮬레이션 및 실험 결과를 나타낸다. 3 개의 작동기에 알맞은 제어 전기장이 공급되어 1mm 이하의 비교적 적은 오차로 우수한 위치 추적 제어가 이루어

졌음을 알 수 있다. 그러나 오차 크기의 감소와 피치 운동의 오차 발생 제거에 대한 보다 심도 있는 연구가 계속 수행되어야 할 것이다. 한편, 시뮬레이션 결과와 실험 결과가 비교적 양호하게 일치하고 있는 것을 알 수 있으며, 이는 제안된 실린더 시스템 모델의 타당성과 제어기의 신뢰성을 의미하고 있다. Fig. 8 은 피치 운동에 2Hz 의 정현파 궤적을 요구 궤적으로 설정한 경우로서 역시 우수한 추적 제어 결과를 알 수 있다.

다음은 보다 복잡한 운동에 대한 추적 제어 성능을 고찰하기 위하여 세가지 운동에 대하여 다음과 같은 요구 궤적을 설정하였다.

$$\begin{aligned} T_d &= 15 \sin(2\pi t)[mm] \\ \theta_{r-d} &= 5 \sin(2\pi t)[deg] \\ \theta_{p-d} &= 15 \sin(2\pi t + \pi)[deg] \end{aligned} \quad (20)$$

Fig. 9 는 상기 요구 궤적에 대한 SMC 제어기의 추적 성능을 나타낸다. 세가지 운동에 대하여 비교적 양호한 추적 제어가 수행되었으며, 각 ER 밸브에 공급된 제어 입력으로부터 양방향 대칭으로 최대 3kV/mm 의 제어 전기장이 공급된 것을 알 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 ER 유체를 자동 유체로 하는 ER 밸브 작동기를 구성하여 3 자유도 폐회로 실린더 시스템의 위치 추적 제어에 적용하였다. ER 유체의 빙햄 특성 모델과 연계하여 구조가 간단한튜브(tube)형의 ER 밸브를 설계·제작한 후, 실린더의 구동을 위한 브리지 회로를 구성하였다. 제안된 실린더 시스템의 동적 모델을 도출한 후, 비선형성과 변수 변동을 고려한 슬라이딩 모드 제어기를 설계하였다. 컴퓨터 시뮬레이션과 실험적 구현을 통하여 각 방향의 운동이 우수하게 제어 되었음을 고찰하였으며, 이로부터 제안된 시스템 실린더 모델의 타당성과 제어기의 신뢰성을 입증하였다.

향후 추적 오차를 보다 감소시키기 위한 정교한 모델링 및 제어 알고리즘의 개발, ER 밸브 작동기의 대역폭을 고려한 제어 시스템 구축, 그리고 기존 서보 유압 제어 시스템과의 정량적인 비

교 분석에 대한 연구가 계속 수행될 예정이다.

후기

본 연구의 일부는 한국과학재단 핵심연구과제(981-1001-004-2)의 연구비로 수행되었으며, 이에 관계자께 감사 드립니다.

참고문헌

1. Watton, J., "The Dynamic Performance of an Electrohydraulic Servo Valve/Motor System with Transmission Line Effects," ASME Journal of Dynamics Systems, Measurement, and Control, Vol. 109, pp. 14 - 18, 1987.
2. Plummer, A. R. and Vaughan, N. D., "Robust Adaptive Control for Hydraulic Servosystems," ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 118, pp. 237 - 244, 1996.
3. Simmonds, A. J., "Electro-Rheological Valves in a Hydraulic Circuit," IEE Proceeding-D, Vol. 138, No. 4, pp. 400 - 404, 1991.
4. Brooks, D. A., "Design and Development of Flow Based Electro-Rheological Devices," Journal of Modern Physics B, Vol. 6, pp. 2705 - 2730, 1992.
5. Nakano, M. and Yonekawa, T., "Pressure Response of ER Fluid in a Piston Cylinder-ER Valve System," Proceedings of the Fourth International Conference on Electrorheological Fluids, pp. 477 - 489, 1994.
6. Whittle, M., Firoozian, R. and Bullough, W. A., "Decomposition of the Pressure in an ER Valve Control System," Journal of Intelligent Material Systems and Structures, Vol. 5, No. 1, pp. 105 - 111, 1994.
7. Choi, S. B., Cheong, C. C., Jung, J. M. and Choi, Y. T., "Position Control of an ER Valve-Cylinder System via Neural Network Controller," Mechatronics, Vol. 7, No. 1, pp. 37 - 52, 1997.
8. Fichter, E. F., "A Stewart Platform-Based Manipulator : General Theory and Practical Construction," The International Journal of Robotics Research, Vol. 5, No. 2 ,pp. 157 - 182, 1986.
9. Lee, K. M., Shah, D. K., "Dynamic Analysis of a Three-Degree-of-Freedom In-Parallel Actuated Manipulator," IEEE Journal of Robotics and Automation, Vol. 4, No. 3, pp. 361 - 367, 1988.
10. Lebret, G., Liu, K. and Lewis, F. L., "Dynamics Analysis and Control of a Stewart Platform Manipulator," Journal of Robotics Systems, Vol. 10, No. 5, pp. 629 - 655, 1993.
11. Watton, J., "Fluid Power System," Prentice Hall, 1989.
12. Kosuge, K., Okuda, M., Kawamata, H. and Fukuda, T., "Input/Output Force Analysis of Parallel Link manipulators," Proceedings of the IEEE Int. Conf. On Robotics and Automation, Vol. 1, pp. 714 - 719, 1993.
13. Park, D. W. and Choi, S. B., "Moving Sliding Surface for High-Order Variable Structure Systems," International Journal of Control, Vol. 72, No. 11, pp. 960 - 970, 1999.
14. Leitmann, G., "On the Efficacy of Nonlinear Control in Uncertain Linear Systems," ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 102, pp. 95 - 102, 1981.