

〈논 문〉

보의 회전 및 진동제어를 위한 동적 모델 타당성 연구

A Study on the Valid Dynamic Modeling for the Slewing and Vibration Suppression Control of Beam

곽 문 규* · 남 상 현**

Moon Kyu Kwak and Sang Hyun Nam

(2000년 11월 3일 접수 ; 2001년 3월 22일 심사완료)

Key Words : Slewing Beam (회전보), Dynamic Modeling (동적 모델링), Active Vibration Control (능동진동제어), PID Control(PID 제어), PPF Control(PPF 제어)

ABSTRACT

This research is concerned with the validation of the modeling technique and controller design for slewing beam structures. When cantilever beam rotates about axes perpendicular to the undeformed beam's longitudinal axis, it experiences inertial loading. Hence, the beam vibrates from the initial stage of slewing. In this paper, the analytical model for a single slewing flexible beam with surface bonded piezoelectric sensor and actuator is developed using the Hamilton's principle with discretization by the assumed mode method. Comparisons with the theoretical model are made based upon the frequency responses and time responses. A new factor called the coupling coefficient is introduced to incorporate the discrepancies between the theoretical and experimental results. The slewing is achieved by applying the PID control, which is found to be less sensitive to vibrations. The vibrations are controlled by PPF controller, which is found to be effective in suppressing residual vibrations after slewing. The vibrations occurred during slewing is difficult to control because the piezoceramic actuator is not powerful enough to overcome inertial loadings.

1. 서 론

지능 구조물의 능동진동제어에 대한 연구^(1~8)는 매우 활발히 진행되고 있지만, 이에 반해 회전하는 지능구조물에 대한 연구는 활발하지 않은 편이다. 이것은 이 분야 연구의 난해성과 중요성을 간접적으로 증명하고 있는 것이라고 말할 수 있는데 현재까지 회전 지능구조물에 대한 연구는 주로 정확한 모델링에 관한 논문^(9~15)이 많은 부분을 차지하고 있으며, 해석적 모델의 타당성에 대한 실험적인 연구는 거의 없는 실정이다. 그만큼 이 분야에 대한 실험은 실험 그 자체가 매우 까다로우며 특히 회전과 관련된 실험이 매우 어려운 분야라고 말할 수 있다.

회전 구조물의 능동진동제어 분야가 본격적으로 논의가 되기 시작한 것은 우주산업 인공위성과 우주왕복선의 개발과 더불어 활발하게 우주개발이 이루어지던 1970년대와 그 때를 같이 한다고 볼 수 있다. 우주개발이 진행되면서 우주공간상에서 작업을 해야 하는 경우가 늘어남에 따라 로봇팔을 이용하는 것을 고려하게 되었는데 지상에서 사용하는 로봇팔과는 달리 경량 구조로 만들어야 하기 때문에 진동 문제를 피할 수 없게 되었다. 이러한 구조물의 제어는 각도를 제어하는 위치제어와 이동 중과 이동 후에 발생하는 진동의 제어로 구분할 수 있다. 모터를 이용하여 구조물을 회전하는 경우 모터를 이용하여 진동제어를 동시에 이룩하려는 노력이 있었으나, 이는 실용적인 방법이 될 수 없다.

본 연구에서는 회전하는 보, 즉 모터와 연결된 보에 대하여 모델링 방법을 논의하고 실험으로 그 모델의 타당성을 검토하였다. 실험 장치는 디지털 제어를 구현하는 DSP 보드, 회전을 이룩하는 DC모터, 진동제어를 위한 압

* 동국대학교 기계공학과 부교수

E-mail : kwakm@cakra.dongguk.ac.kr

Tel : (02) 2260-3705, Fax : (02) 2263-9379

** 동국대학교 기계공학과 대학원, 현 (주)퍼스트정보통신

전세라믹 감지기와 작동기, 그리고 보 구조물로 구성되었다. 모델 유도는 광⁽⁹⁾에 의해서 제시된 회전구조물의 동적 모델링 방법을 사용하였으며, 이론적인 주파수 응답과 시간 응답은 실험 결과와 비교하였다. 실험결과와 비교한 결과 차이를 발견할 수 있었는데 모델의 정확도를 높이기 위해서는 정확한 모터 모델의 산정이 필요함을 알게 되었다. 그러나 전기적인 부분의 모델링에 대한 불확실성으로 인해 모터에 대한 정확한 이론 모델은 유도가 불가능하였다. 이러한 요인이 회전하는 보조구조물의 모델 정확도를 떨어뜨리는 요인으로 작용하였다. 본 연구에서는 또한 회전하는 보조구조물에 대하여 PID와 PPF제어를 동시에 적용하였는데 각도제어는 PID제어를 통하여 성취하였고 진동제어는 PPF제어를 사용하여 이룩하였다. 실험 결과로부터 모델에 포함되지 않았던 마찰이 회전운동과 진동에 큰 영향을 주고 있음을 발견할 수 있었다. 이를 바탕으로 연성인자의 도입을 제시하였으며, 연성인자 값에 따른 주파수 응답곡선의 변화와 시간 응답의 변화를 관찰하였다. 이론 결과를 실험 결과와 비교한 결과 연성 인자를 도입하는 것이 바람직하다는 것을 확인할 수 있었다.

제어 실험 결과로부터 PID제어를 사용한 모터의 회전 제어는 PID제어 자체의 강인성으로 인해 포함된 불확실성을 극복하고 주어진 각도 제어를 이룩함을 확인할 수 있었다. 진동제어를 위한 PPF제어기는 회전 중에 발생하는 관성력을 압전 작동기가 극복할 수 없어 회전 중에는 효과적이지 못했으며, 회전이 끝난 후에는 효과적으로 진동을 억제할 수 있음을 발견할 수 있었다.

2. 시스템의 운동방정식

먼저 Fig. 1의 회전 지능보를 Euler-Bernoulli 보라 가정하고 회전 지능보의 동적모델을 유도해 보자.

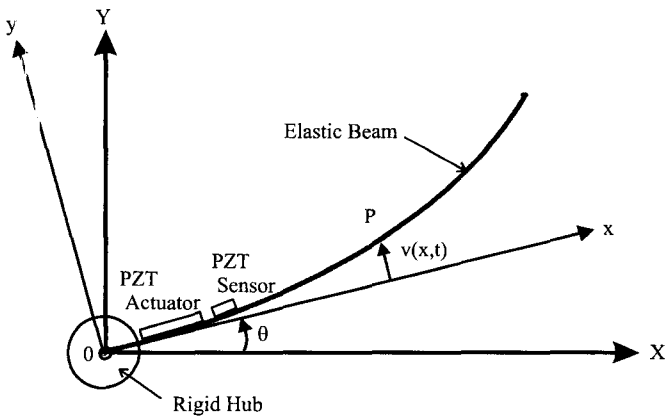


Fig. 1 Configuration of a Cantilever Beam Attached to Rigid Hub

여기서 X 와 Y 는 절대좌표를 의미하며 x, y 는 강체의 회전 좌표를 의미한다. P 는 보위의 임의의 질점을 나타내며, θ 는 강체의 회전각을 의미한다. 그림에서 알 수 있듯이 강체 허브는 모터에 연결되어 회전을 유도하며 보의 진동은 보에 부착된 압전 감지기와 작동기를 이용하여 이루어진다. 지능보의 한 점 P 에서의 변위는 다음식으로 표현된다.

$$R_p = [(x + r_H) \cos \theta - v \sin \theta] \hat{i} + [(x + r_H) \sin \theta + v \cos \theta + \sin \theta] \hat{j} \quad (1)$$

여기서 r_H 는 허브의 반경, $v(x, t)$ 는 탄성변위를 나타낸다. 이를 시간에 대해서 미분하면 보위에 임의의 질점 P 의 속도벡터, \dot{R}_p 에 관한 식을 얻을 수 있는데 속도벡터의 내적을 이용하면 보의 운동에너지를 구할 수 있다.

위 그림의 모델을 대상으로 운동방정식을 유도하면 상미분방정식과 편미분 방정식이 혼합된 형태로 나타난다. 그 이유는 회전체는 이산식으로 표현되지만 보는 연속체이기 때문에 연속식으로 표현되기 때문이다. 이와 같은 혼합미분방정식은 제어기 설계와 수치계산에 부적합하기때문에 탄성 변위 $v(x, t)$ 를 다음과 같이 이산화하는 것이 바람직하다.

$$v(x, t) = \sum_{j=1}^n \phi_j(x) q_j(t) = \Phi q \quad (2)$$

여기서 $\phi_j(x)$ 는 가정모드(assumed mode) 들이며 $q_j(t)$ 는 일반화된 좌표(modal coordinate)이다 n 은 $q_j(t)$ 의 개수를 나타낸다. $\Phi = [\phi_1 \ \phi_2 \dots \phi_n]^T$, $q = [q_1 \ q_2 \dots q_n]^T$ 인 벡터 변수이다. $\phi_j(x)$ 는 Kwak⁽⁹⁾이 제안한 가정모드를 이용하였다.

보와 허브의 전체 운동에너지는 다음과 같이 표현된다.

$$T = \frac{1}{2} J \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} \dot{\theta}^2 q^T M q + \dot{\theta} \dot{\Phi} \dot{q} + \frac{1}{2} q^T M \dot{q} \quad (3)$$

여기서 J 는 Hub와 보의 총관성질량을 의미하며 다음의 식으로 표현된다.

$$J = J_H + \frac{1}{3} m_b L^2 + m_b r_H^2 + m_b r_H L + \sum_{i=1}^{n_s} \overline{m_{\beta i}} \left[\frac{1}{3} \beta_i^3 - \frac{1}{3} a_i^3 + r_H^2 (\beta_i - a_i) + r_H (\beta_i^2 - a_i^2) \right] \quad (4)$$

또한

$$M = m_b \int_0^1 \Phi^T \Phi d\xi + \sum_{i=1}^{n_s} \overline{m_{\beta i}} L \int_{a_i}^{\beta_i} \Phi^T \Phi d\xi \quad (5)$$

$$\dot{\Phi} = m_b r_H \int_0^1 \Phi d\xi + m_b L \int_0^1 \xi \Phi d\xi$$

$$+ \sum_{i=1}^{n_p} [\overline{m}_{pi} L r_H \int_{\alpha_i}^{\beta_i} \Phi d\xi + \overline{m}_{pi} L^2 \int_{\alpha_i}^{\beta_i} \xi \Phi d\xi] \quad (6)$$

여기서 J_H 는 허브의 질량관성모멘트, m_b 는 보의 질량, r_H 는 허브의 반경, L 는 보의 길이, \overline{m}_{pi} 는 압전세라믹판의 단위길이당 질량, α_i, β_i 는 i 번째 압전세라믹 판의 시작위치와 종료위치를 나타낸다. 식의 원활한 유도를 위해서 무차원 상수 $x=L\xi$ 를 도입하였으며 $\overline{\alpha}_i = \alpha_i/L, \overline{\beta}_i = \beta_i/L$ 이다.

탄성에너지는 다음과 같이 표현된다.

$$V_b = \frac{1}{2} \int_0^L E_b I_b \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right)^2 dx = \frac{1}{2} q^T K_b q \quad (7)$$

여기서 E_b 는 보의 탄성계수, I_b 는 보의 단면이차모멘트를 나타낸다. 또한,

$$K_b = \frac{E_b I_b}{L^3} \int_0^L \Phi''^T \Phi'' d\xi \quad (8)$$

는 강성행렬을 나타낸다. 여기서 ''은 $\frac{d^2}{d\xi^2}$ 을 의미한다.

보에 대한 가상일은 감쇠를 비보존력으로 취급하여 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\delta W_b = -\delta V_b - \delta q^T C \dot{q} \quad (9)$$

한 개의 압전세라믹에 의한 일은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$W_{pi} = \frac{1}{2} w_{pi} \int_{\alpha_i}^{\beta_i} \int_{y_i}^{y_i+t_{pi}} [(\epsilon_3^T - d_{31}^T E_p) E_{3i}^2 + 2 d_{31} E_p E_{3i} \epsilon_x - E_p \epsilon_x^2] dy dx \quad (10)$$

여기서 w_{pi}, t_{pi} 는 압전세라믹 판의 폭과 두께, ϵ_3^T, d_{31} 는 압전세라믹의 압전상수, E_p 는 압전세라믹 판의 탄성계수, E_{3i} 는 압전세라믹판에 가해지는 3방향 전기포텐셜, ϵ_x 는 변형률을 나타내는데 다음 식으로 표현된다.

$$\epsilon_x = -y \frac{\partial^2 v}{\partial x^2}, \quad v_i = t_{pi} E_{3i} \quad (11)$$

여기서 v_i 는 i 번째 압전세라믹에 가해지거나 발생한 전압을 나타낸다. 식 (11)을 식 (10)에 대입하면 다음식이 유도된다.

$$W_{pi} = \frac{1}{2} c_{pi} v_i^2 - q^T b_i v_i - \frac{1}{2} q^T K_{pi} q \quad (12)$$

여기서

$$c_{pi} = w_{pi} (\beta_i - \alpha_i) (\epsilon_3^T - d_{31}^T E_p) / t_{pi} \quad (13a)$$

$$b_i = d_{31} w_{pi} E_p (y_i + t_{pi}/2) / L \int_{\alpha_i}^{\beta_i} \Phi''^T d\xi \quad (13b)$$

$$K_{pi} = w_{pi} E_p t_{pi} / L^3 (y_i^2 + y_i t_{pi} + t_{pi}^2 / 3) \int_{\alpha_i}^{\beta_i} \Phi''^T \Phi'' d\xi \quad (13c)$$

변형률을 적용하는데 있어 압전세라믹 판의 두께가 얇기 때문에 두께 방향으로 변형이 일정하다는 가정을 사용하였다. 구조물에 부착된 모든 압전세라믹에 의한 일은 다음과 같이 표현된다.

$$W_p = \sum_{i=1}^{n_p} W_{pi} = \frac{1}{2} v_p^T C_p v_p - q^T B v_p - \frac{1}{2} q^T K_p q \quad (14)$$

여기서 $v_p = [v_1 \ v_2 \ \dots \ v_{n_p}]^T$ 이며

$$C_p = \begin{bmatrix} c_{p1} & & \\ & \ddots & \\ & & c_{pn} \end{bmatrix}, \quad B = [b_1 \ b_2 \ \dots \ b_{n_p}], \quad K_p = \sum_{i=1}^{n_p} K_{pi}$$

가 된다.

모터에 의한 가상일은 다음과 같이 표현된다.

$$\delta W_m = T_H \delta \theta \quad (15)$$

여기서 T_H 는 보의 허브에 작용한 토크를 의미한다.

식 (9), (14), (15)를 이용하면 전체 가상일은 다음과 같이 표현된다.

$$\delta W = -\delta v_p^T C_p v_p - \delta q^T B v_p - \delta q^T K q + T_H \delta \theta - \delta v_p^T B^T q - \delta q^T C \dot{q} \quad (16)$$

여기서 $K = K_b + K_p$ 이다.

Hamilton 원리를 적용하고 θ 이 과도하지 않는다면, 즉 slewing이 빠르지 않다고 가정하면 운동방정식을 다음과 같이 유도할 수 있다.

$$J \ddot{\theta} + \overline{\Phi} q = T_H \quad (17)$$

$$\overline{\Phi}^T \dot{\theta} + M \dot{q} + C \dot{q} + K q = -B_a G_a v_a \quad (18)$$

또한 감지기 방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$v_s = G_s C_{ps}^{-1} B_s^T q \quad (19)$$

여기서 $G_s C_{ps}^{-1} = -C_c^{-1}$ 이 되며 C_c 는 각각의 Charge Amp에 사용된 컨덴서 값으로 이루어진 대각행렬을 나타낸다. 이 식을 유도함에 있어 행렬 B 를 작동기와 감지기에 대해 분리시켜 각각 B_a, B_s 로 칭하였고, v_p 또한 v_a, v_s 로 분리하였다. 또한 감지기와 관련된 C_p 를 C_{ps} 로 다시 지정하였고 작동기와 감지기에 포함된 이득을 각각 G_a, G_s 로 하여 포함시켰다.

모터의 동역학을 고려하면 모터 토크 T_H 는 다음과 같은 식으로 표현된다.

$$T_H = -J_m \ddot{\theta} - C_m \dot{\theta} + \alpha_m v_m \quad (20)$$

여기서 J_m , C_m 은 모터 내부 로터의 질량관성모멘트와 감쇠계수를 나타낸다. α_m 은 모터 드라이버에 걸린 전압 v_m 을 모터 토크로 바꾸어주는 모터 상수이다.

회전이 없는 경우에 대하여 식 (18)의 고유치 문제를 풀면 고유벡터와 고유치가 얻어진다. 이 경우에 얻어진 고유벡터의 직교성, $U^T M U = I$, $U^T K U = \Lambda = \Omega^2$ 를 이용하고 감쇠에 대한 가정 $U^T C U = 2Z\Omega$ 와 새로운 모달좌표계, $\eta = U\eta$, 그리고 식 (20)을 이용하면 식 (17)~(19)을 다음과 같이 다시 쓸 수 있다.

$$(J + J_m) \ddot{\theta} + C_m \dot{\theta} + c_f \Phi U \eta = \alpha_m v_m \quad (21)$$

$$U^T \Phi^T \ddot{\theta} + \ddot{\eta} + 2Z\Omega \dot{\eta} + \Lambda \eta = U^T B_a G_a v_a \quad (22)$$

$$v_s = -C_c^{-1} B_s^T U \eta \quad (23)$$

여기서 식 (20)을 유도하는 과정에서 c_f 를 도입하였다. c_f 는 모터의 마찰력과 기타 연성 영향을 반영하는 계수인데, 연성계수의 도입은 이론모델에서 추정했던 응답이 실험에서 얻어지지 않았다는 관찰 결과를 바탕으로 하고 있다. 연성계수를 도입하면 보의 진동이 허브에 전달되는 것을 어느 정도 차단할 수 있는데, 마찰로 인한 효과를 구현할 수 있게 된다. c_f 를 사용하면 회전의 영향이 보의 진동에 영향을 주게 되어 응답 자체에 변화를 주게 된다. 본 연구에서는 이론 모델의 응답이 실험결과와 유사해지는 c_f 값이 얼마가 되는지 조사하였다.

3. 실험 장치 및 제어기 설계

본 연구를 위하여 Fig. 2와 같이 압전감지기와 작동기를

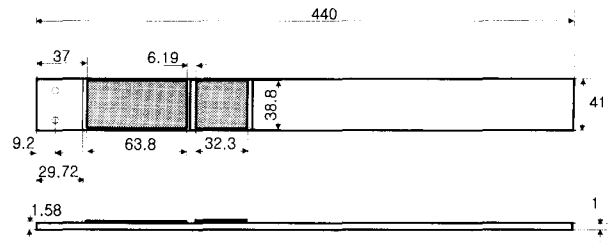


Fig. 2 Cantilever with Piezoceramic Sensor and Actuator

부착한 외팔보를 Fig. 3에서 보이는 바와 같이 DC 모터에 연결하였다. DC 모터 구동 드라이버는 DSP 보드에서 나오는 제어 전압을 전류로 바꾸주는 장치를 사용하였다. 애플에 사용된 칩은 APEX사의 PA61이다. 모터의 각도는 인코더를 이용하여 계측하였으며 보의 탄성변위는 압전감지기를 이용하여 계측하였다. 모터와 압전작동기 제어 알고리즘은 DSP보드에 다운로드되어 구동되는데, 감지기의 계측값은 DSP보드의 A/D단자에 전달되고 디지털제어를 이용하여 각도와 보의 변위에 관한 제어력을 계산하고 이를 D/A단자로 출력하여 피드백 제어를 성취하였다.

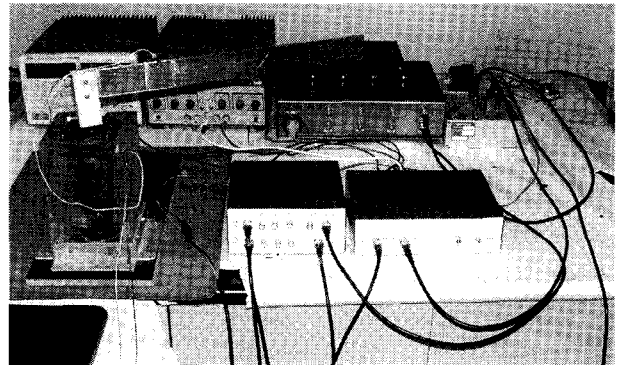


Fig. 3 Experimental setup

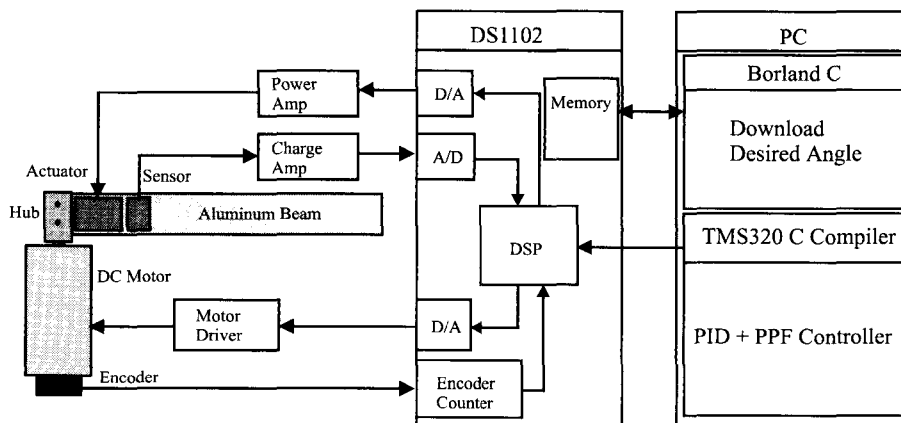


Fig. 3 Experimental setup

본 연구에서는 먼저 식 (21)에서 탄성변위의 영향을 무시하고 PID제어기를 설계하였다. 이론적으로는 탄성변위가 포함되어야 하지만 실험 결과 탄성변위는 모터의 회전 운동에 영향을 주지 못함을 관찰할 수 있었기 때문에 이와 같은 가정은 타당한 것으로 사료된다. PPF제어기는 식 (22)에 대해 각변위를 무시하고 설계되었다. 실험 결과 PPF제어기는 회전이 끝난 후의 잔류진동에만 효과적이어서 회전을 동시에 고려한 제어기 설계는 의미가 없음을 관찰하였기 때문이다. 그러나 제어 실험에서는 PID제어기와 PPF제어기를 동시에 적용하여 회전 운동중에 발생하는 진동과 회전후의 잔류진동을 제어하였다.

본 연구에서는 각도 제어를 위하여 도입한 PID제어기는 다음과 같다.

$$T_H = -K_d \dot{\epsilon} - K_p \epsilon - K_i \int_0^t \epsilon dt \quad (24)$$

여기서 K_p, K_d, K_i 는 각각 비례이득, 미분이득, 적분이득을 나타낸다. $\epsilon = \theta - \bar{\theta}$ 이며, $\bar{\theta}$ 는 원하는 각도이다. PID 제어기의 강인한 제어성능은 널리 알려져 있어 더 이상 설명이 필요하지 않을 것으로 생각되어 더 이상의 설명은 생략하였다. 식 (24)를 디지털 PID 제어기로 전환한 형태는 다음과 같다.

$$G(z) = \frac{T_H(z)}{\epsilon(z)} = \frac{\left(K_p + \frac{TK_i}{2} + \frac{K_d}{T}\right)z^2 + \left(\frac{TK_i}{2} - K_p - \frac{2K_d}{T}\right)z + \frac{K_d}{T}}{z(z-1)} \quad (25)$$

여기서 T 는 샘플링 시간을 나타내는데, 본 실험에서는 $T=0.0001$ s를 사용하였다. 디지털 PID제어기의 세가지이득, 즉 비례이득, 적분이득, 미분이득을 결정하기 위하여 Zigler-Nichols방법⁽¹⁶⁾을 사용하였다. 선택된 PID 이득 값은 $K_p=2.0, K_I=0.8, K_D=0.38$ 이다.

PPF 제어기법은 일반 변위를 예측하여 진동을 억제하는 방법으로 제어 대상 주파수 영역을 확실하게 제어할 수 있고 고유 진동 모드들이 밀집되어 있더라도 다수의 PPF 제어기를 사용하여 개개의 고유모드들을 독립적으로 제어할 수 있는 장점이 있다. 본 연구에서는 다음과 같은 디지털 PPF제어기는 다음과 같이 표현된다.⁽⁵⁾

$$H(z) = \frac{b_2 z^2 + b_1 z + b_0}{z^2 + a_1 z + a_0} \quad (26)$$

여기서 ω_f 는 PPF제어기의 필터주파수를 나타내며 제어하려는 특정진동모드의 고유진동수와 일치시켜 능동감쇠효

과를 얻게 된다. 본 연구에서는 첫 번째 고유진동수와 동일한 값을 사용하였다.

$$\begin{aligned} b_2 &= \omega_f^2/\Delta, \quad b_1 = 2\omega_f^2/\Delta, \quad b_0 = \omega_f^2/\Delta, \\ a_1 &= (2\omega_f^2 - 8/T^2)/\Delta, \quad a_0 = (4/T^2 - 4\xi_f \omega_f/T + \omega_f^2)/\Delta \\ \Delta &= 4/T^2 + 4\xi_f \omega_f/T + \omega_f^2 \end{aligned} \quad (27)$$

본 실험에서는 TMS320 Floating-Point DSP Optimizing C 컴파일러와 라이브러리를 이용하여 디지털 PID제어기와 디지털 PPF제어기를 구현하여 적용하였다. 샘플링 시간, $T=0.0001$ s는 회전각 제어 및 PPF제어를 수행하는데 있어 충분한 것으로 나타났다.

4. 실험 결과

이론 계산에 있어 가장 큰 문제는 모터 상수들이다. 제작사에서 주어지는 상수값은 대표값 성격이어서 이에 대한 명확한 산정없이 정확한 이론 계산은 불가능하다는 판단이 내려져 먼저 모터 상수를 결정하기 위한 실험이 수행되었다. 두 가지 실험이 수행되었는데 하나는 모터 구동 드라이버에 1V를 가한후 응답을 측정하는 것이고 다른 하나는 모터 축에 긴 봉을 부착하고 이를 자유진동시켜 모터 자체의 감쇠계수를 측정해 보았다. 이와 같은 실험 결과로부터 모터 상수는 다음과 같을 것으로 추정되었다. $J_m = 0.0014 \text{ kgm}^2, C_m = 0.0109 \text{ Nms}, \alpha_m = 0.0575 \text{ Nm/V}$. 이 값을 확인하는데 많은 시간을 소요하였으나 정확하다고 장담할 수는 없으며, 앞으로 모터 상수들을 결정하는 보다 나은 방법이 제시되었으면 좋겠다. 유연한 구조물로 이루어진 다관절 로봇에 대한 실험을 수행하기 위해서는 모터

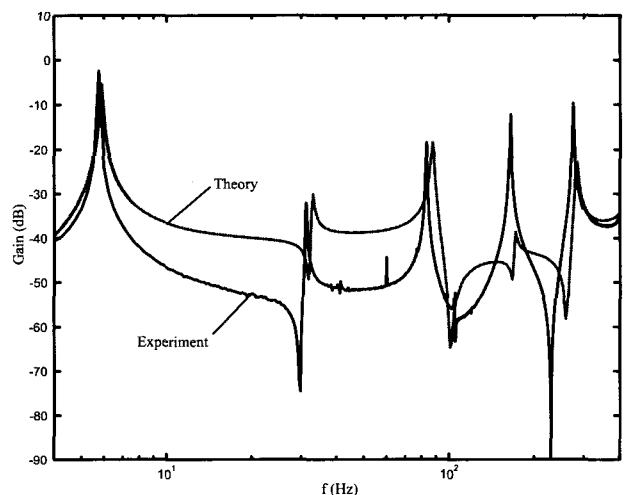


Fig. 4 Uncontrolled Experimental and Theoretical FRFs

Table 1 Natural Frequencies for Clamped Beam

| 차수 | 이론 (Hz) | 실험 (Hz) |
|----|---------|---------|
| 1 | 5.9 | 5.8 |
| 2 | 32.8 | 31.5 |
| 3 | 87.5 | 83.75 |
| 4 | 170.7 | 168.5 |

특성의 정확한 산출방법에 대한 연구가 선행되어야 할 것으로 생각된다.

클램프를 고정된 경우에 대해 이론적인 모델과 실제 모델과의 차이점을 살펴보았다. Fig. 4는 외팔보에 대한 이론적인 주파수 응답과 실험적인 주파수 응답을 보여주고 있다.

이론과 실험으로부터 구한 고유진동수 값은 Table 1과 같다.

Fig. 4와 Table 1으로부터 고유진동수값은 거의 일치하고 있으나 주파수 특성은 약간 틀리는 것을 알 수 있다. 압전체가 부착된 보를 모델링하는데 있어 앞에서 도입한 Euler-Bernoulli 보 이론은 한계를 가지고 있다. 이에 관해서는 Crawley 등^(17,18)의 연구를 참조하기 바란다. 기본 고유진동수 근처에서는 주파수 곡선이 거의 일치하고 있기 때문에 기본 진동모드가 지배하는 시간 응답은 거의 같을 것으로 예상되었다.

Fig. 5는 보가 고정되어 있을 경우와 모터에 부착된 경우에 대해 실험으로 구한 주파수 응답 곡선을 보여주고 있다. 이 그림으로부터 모터에 부착했을 경우에 고주파수 대역에서는 많은 차이가 있지만 저주파수 대역에서는 큰 차이가 없음을 알 수 있다. 이론적인 식 (21)~(23)를 살펴보면 보가 모터와 연결되었을 때 모터 관성의 영향으로 인해 고유진동수는 증가하게 된다. 그러나 Fig. 5의 결과는 기본진동수에 거의 영향이 없는 것으로 나타난다. 즉, 보가 고정된 것이나 다름없다는 결론이 나온다.

이론 결과와의 차이를 살펴보기 위해서 식 (21)의 연성계수를 변화시켜 가면서 실험으로부터 구한 주파수 응답곡선과 비교하여 보았다. 그 결과가 Fig. 6인데 이 그림으로부터 연성계수가 1인 경우에 실험적인 주파수 응답곡선으로부터 멀어지고 있음을 알 수 있다. 연성계수가 0이라면 보의 진동은 허브의 각운동과 모터 운동에 아무런 영향을 주지 못하게 된다.

보의 진동이 모터에 의한 각운동에 영향을 주지 못하고 있음을 Fig. 6으로부터 알 수 있다. Fig. 7은 디지털 PID 제기기를 적용해서 얻은 각도 응답을 나타내고 있는데 이로부터 이론과 실험에는 약간의 차이가 있는 것을 알 수 있다. 이것은 모터 상수의 값이 부정확함을 의미한다. 정

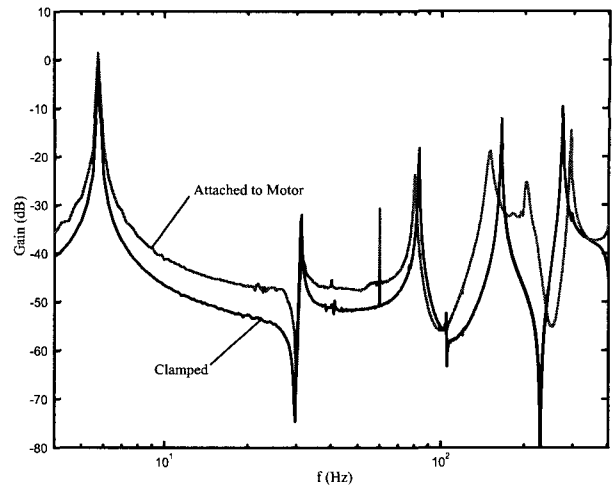


Fig. 5 Comparison of experimental FRFs for the clamped beam and the beam attached to motor

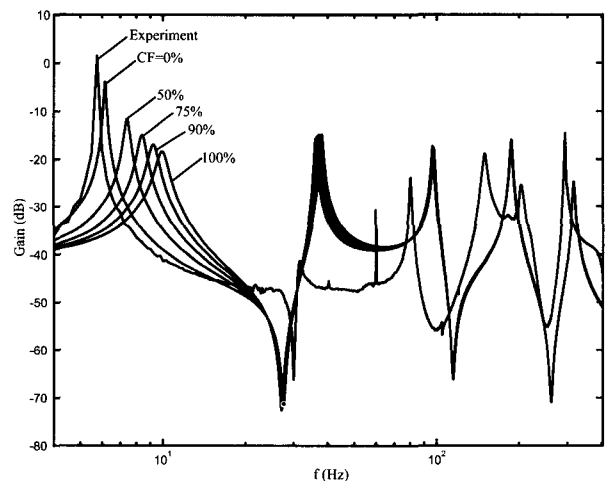


Fig. 6 Experimental and theoretical FRFs for beam attached to motor

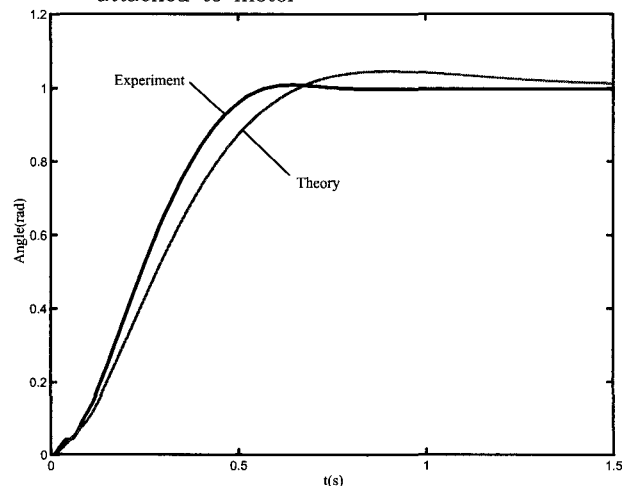


Fig. 7 Experimental and theoretical time-responses of angle with PID control

확한 모터 상수값의 산정은 현재로서는 매우 어렵다. 각도 응답은 PPF 제어를 동시에 적용하여도 차이가 거의 없는데 이것은 보의 진동이 모터의 각운동에 거의 영향을 주지 않고 있기 때문으로 볼 수 있다.

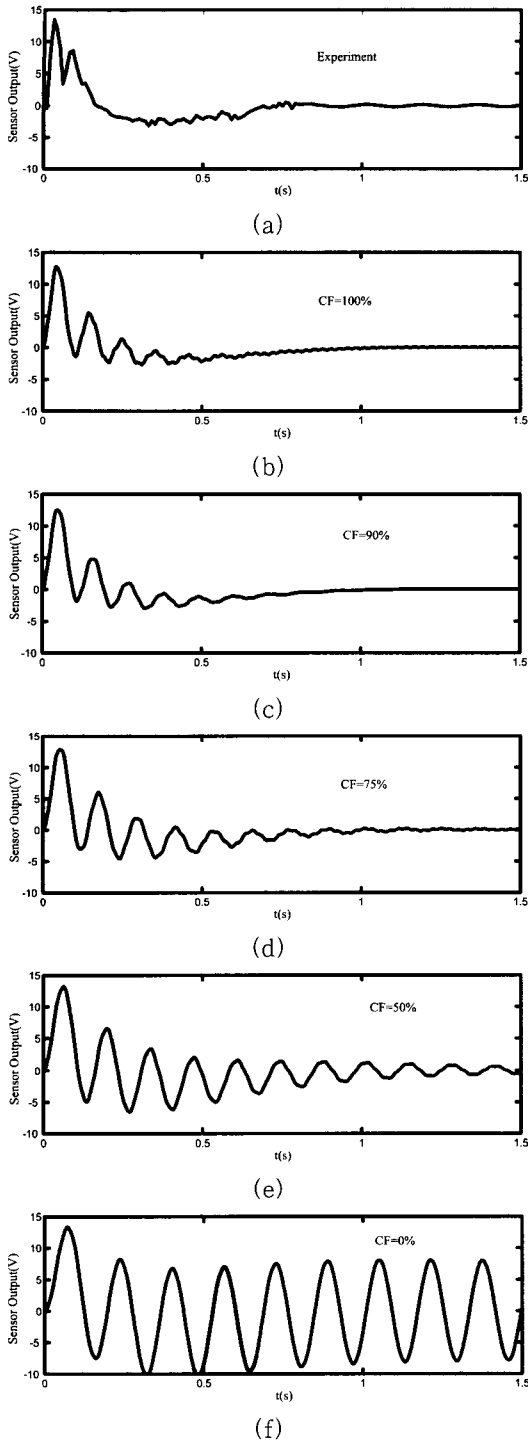


Fig. 8 Experimental and theoretical time-responses of sensor with PID control

Fig. 8은 마찰영향계수를 0부터 1까지 변화해 가면서 실험 결과와 비교해 본 그림이다. 이 그림으로부터 실험 결과와 가장 유사한 것은 마찰영향계수를 1로 보았을 경우인데, 이 결과는 주파수응답의 경우와 반대되는 결과이다. 회전구조물에 대한 대부분의 이론 연구에서 구조물은 끝단에 토크가 작용하는 시스템으로 가정하고 있다. 이 경우는 Fig. 8(f)에 해당하는 경우인데 실험 결과와의 비교로부터 이 모델은 현실적이지 못함을 알 수 있다. Fig. 8에서 회전이 끝난 후의 보의 진동은 약 1 mm 이내로 아주 작게 나타났다.

Fig. 6과 8에 보이는 실험 결과와 이론 결과는 우리에게 매우 어려운 선택을 요구하고 있다. 모터 상수들의 불확실성과 내재하는 비선형 특성, 그리고 마찰력 등을 어떻게 이론 모델에 포함시킬 것인가에 대한 논의가 필요하다. 본 연구에서는 이러한 불확실성에 대처하기 위해 연성계수의 도입을 제안하였는데 주파수 응답 관점에서 본다면 연성계수를 작게 해야 하고, 시간응답 관점에서 보면 연성계수를 크게 해야 하는 문제점을 아직 해결하지 못하고 있다. 본 연구에서는 계속된 실험과 수치 모사를 통해 연성계수를 0.75로 하는 것이 바람직 할 것으로 생각되었다. 앞으로 이런 차이에 대한 보다 많은 연구가 있어야 할 것으로 생각된다. 특히 모터를 포함한 구조물의 모델링에 대해서는 앞으로 많은 연구가 필요하다.

디지털 PID제어기와 2개의 고유진동모드에 대하여 디지털 PPF제어기를 설계하여 적용하고 시간응답을 구해보았다. 디지털 PPF제어기를 적용함에 있어 PPF제어기의 감쇠계수, ζ 는 0.3으로 놓았는데 적은 값은 제어기의 효율을 높이지만 제어기가 보다 넓은 주파수 대역에 대응하기 위해서는 0.3이 알맞은 것으로 판단되고 있다. PPF 제어기

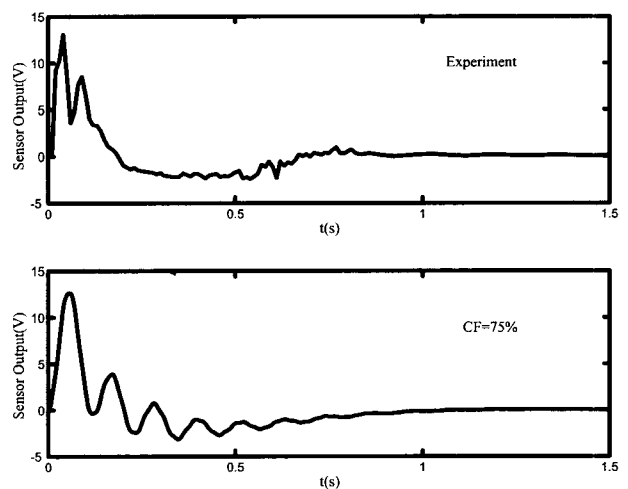


Fig. 9 Experimental and theoretical time-responses of sensor outputs with PID&PPF control

구동을 위한 파워앰프의 이득은 15를 사용하였다. 센서에서 감지된 시간 응답 결과는 Fig. 9와 같다. 모터의 각도 응답은 진동 제어를 적용하지 않은 경우와 거의 동일하다.

5. 토의 및 결론

본 논문은 DC모터에 의하여 회전하는 지능구조물에 대하여 모델링 방법과 제어기 설계방법을 논의하였다. 회전 지능구조물에 있어 제어 목적은 원하는 회전각을 성취하면서 동시에 진동을 최소한으로 억제하는 것이다. 회전 지능구조물의 이론 모델에 대한 타당성을 조사하기 위해서 압전세라믹 감지기와 작동기를 포함한 지능보 구조물을 제작하고 이를 DC모터에 연결하여 실험장치를 구성하였다. DC모터와의 연성 효과를 계측하기 위해 기어가 포함되어있지 않은 모터를 사용하였는데 그럼에도 불구하고 보의 진동은 모터의 운동에 영향을 거의 주지 못하고 있음을 발견할 수 있었다. 이론적으로는 보의 진동과 모터내의 로터 회전운동이 서로 연성되어 있는 형태로 나타나지만 실제로는 이런 연성이 발견되지 않음을 확인할 수 있었다. 이런 현상을 설명하고자 본 연구에서는 연성계수의 사용을 제안하였다. 연성계수의 도입은 이론적 결과가 아니고 실험결과의 관찰에 바탕을 두고 있다.

회전 지능보의 각도는 PID제어를 적용하여 성취하였는데 약간의 불확실성에도 불구하고 원하는 각도를 성취하는데 아무런 문제가 없었다. 보의 진동은 회전 운동으로 인해 발생하는데 PPF제어기를 적용하여 진동을 억제하였다. 그러나 압전세라믹 작동기가 회전 중에 보에 걸리는 과도한 관성력을 극복할 정도는 아니어서 회전 중의 진동제어는 기록할 수 없었다. 회전 후에는 진동제어가 효과적으로 이루어짐을 확인할 수 있었다.

이론 모델에 대한 수치계산 결과는 보의 진동과 회전각이 서로 연성되어 있음을 보여주고 있다. 따라서 보의 진동으로 인해 각운동이 영향을 받아 제어기 설계가 어려울 것으로 예상하였는데 실제로는 그 영향이 내부 마찰로 인해 거의 나타나지 않았다. 결론적으로 회전 지능보를 제어함에 있어 가장 큰 문제는 모터의 질량관성모멘트, 감쇠계수, 모터상수와 같은 모터 파라미터의 정확한 산정과 마찰에 대한 모델링 방법이 필요함을 알 수 있었다.

본 연구를 통해 앞으로 회전 중의 진동을 억제할 수 있는 제어기법의 개발, 모터 부분의 정확한 모델링 및 모터상수 산출 방법, 이론 결과를 입증할 수 있는 회전 구조물 실험 시스템의 개발이 필요함을 알 수 있었다. 이에 대해 많은 연구가 이루어졌으면 좋겠다.

후 기

본 연구는 동국대학교 2001학년도 논문게재연구비 지원을 받아 수행되었다. 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Fanson, J. L. and Caughey, T. K., 1987, "Positive Position Feedback Control for Large Space Structures," AIAA Journal, Vol. 28, No. 4, April 1990, pp. 717~724.
- (2) 라완규, 박문규, 윤광준, 1997, "압전감지기와 작동기를 이용한 복합재료 격자 구조물의 능동 진동 제어," 한국항공우주학회지, 제 25 권 제 5 호, pp. 76~85.
- (3) 박문규, 1999, "압전재료를 이용한 지능구조물의 능동진동제어", 한국소음진동공학회지, 제 5 권 제 3 호, pp. 292~302.
- (4) 박문규, 라완규, 윤광준, 1997, "PPF와 SRF 조합 제어기법을 사용한 지능구조물의 능동진동제어," 한국소음진동공학회지, 제 7 권 제 5 호, pp. 811~817.
- (5) 신태식, 박문규, 1998, "수정 LQG 제어기를 이용한 지능구조물의 능동진동제어", 한국소음진동공학회 춘계학술대회 논문집, 용평, pp. 664~669.
- (6) Yoon, K. J., Lee, Y. J., and Kim, H.S., 1994, "Active Suppression of Glass/Epoxy Composite Cantilever Beam Using Piezoceramic Actuators and Piezopolymer Sensors," Journal of Composite Materials, Vol. 7, No. 1, pp. 48~56.
- (7) Kwak, M.-K., Ra, W.-K., and Yoon, K.-J., 1997, "Active Vibration Suppression of a Smart Grid Structure by the Multiple Positive Position Feedback Control," Asia-Pacific Vibration Conference '97, Kyounju, Korea, pp. 1271~1276.
- (8) 허석, 박문규, 1999, "다중 입출력 능동진동제어를 위한 실시간 유전자 알고리즘 개발", 한국소음진동공학회지, 추계학술대회논문집, pp. 205~210.
- (9) K. K. Denoyer, M. K. Kwak, 1996, "Dynamic Modelling and Vibration Suppression of a Slewing Structure Utilizing Piezoelectric Sensors and Actuators", Journal of Sound and Vibration, 189(1), pp. 13~31.
- (10) M. K. Kwak, 1998, "New Admissible Functions For the Dynamic Analysis of Slewing Flexible Beam", Journal of sound and vibration 210(5), pp. 581~592.
- (11) Ephrahim Garcia and Daniel J. Inman 1991, 한국소음진동공학회지/제 11 권 제 2 호, 2001년/299

"Modelling of the Slewing Control of a Flexible Structure" Journal of Guidance and Control, Vol. 14, No. 4, pp. 736~742.

(12) 신호철, 최승복, 1996, "압전작동기를 이용한 매우 유연한 로봇팔의 진동제어" 한국소음진동공학회지, 제 6 권, 제 2 호, pp. 187~196.

(13) Benjamin C. Kuo, 1995, "Automatic Control Systems", 7th ed., Prentice Hall International.

(14) 박정훈, 유흥희, 1997, "회전구조물의 진동 해석 및 실험" 대한기계학회 논문집(A), 제 21 권 제 2 호, pp. 272~280.

(15) 유흥희, 1992, "회전 외팔보의 굽힘진동 해석" 대한기계학회논문집 제 16 권, 제 5 호, pp. 891~898.

(16) Richard C. Dorf, Robert H. Bishop, 1998, "Modern control Systems", 8th ed., Addison-Wesley.

(17) Crawley, E.F. and de Luis, J., 1987, "Use of Piezoelectric Actuators as Elements of Intelligent Structures," AIAA Journal, Vol. 25, No. 10, pp. 1375~1385.

(18) Crawley, E.F. and Anderson, E.H., 1990, "Detailed Models of Piezoceramic Actuation of Beams," Journal of Intelligent Material Systems and Structures, Vol. 1, No. 1, pp. 4~25.