

逆動力學에 의한 竝進운동 탄성 Arm 先端의 위치제어

이 성 철*, 방 두 열**, 長南 征二***, 猪岡 光***

The End-point Position Control of a Translational Flexible Arm by Inverse Dynamics

S.C. Lee*, D.Y. Pang**, S. Chonan***, H. Inooka***

ABSTRACT

This paper provides the end-point positioning of a single-link flexible robot arm by inverse dynamics. The system is composed of a flexible arm, the mobile ballscrew stage as an arm base, a DC servomotor as an actuator, and a computer. Actuator voltages required for the model of a flexible arm to follow a given tip trajectory are formulated on the basis of the Bernoulli-Euler beam theory and solved by applying the Laplace transform method, and computed by the numerical inversion method proposed by Weeks. The mobile stage as the arm base is shifted so that the end-point follows the desired trajectories. Then the trajectory of end-point is measured by the laser displacement sensor. Here, two kinds of functions are chosen for the given tip trajectories. One is what is called the bang-bang acceleration profile and the other is the Gaussian velocity profile.

Gaussian velocity profile, as a result, provides a smoother behavior of the tip motion and gives the 4.8 times reduction in the residual vibrations compare to the results obtained with no use of the inverse dynamics under same conditions. On the whole, end-point responses obtained experimentally are in good agreement with the desired trajectories, which show that the scheme of inverse dynamics is effective for the end-point positioning of the flexible arm driven by the translational base.

1. 서 론

생산자동화에 따른 산업용 로봇의 사용이 증대되고, 이에 대한 성능향상이 요구되면서 경량 로봇 암의柔軟性を 고려한 연구가 시작되었다. 즉, 剛體 로봇 암을 사용함으로써 重量 증가에 수반되는 많은 에너지 소비, 慣性力의 증가에 따른 高速化의 어려움, 高精度

化的 신뢰성 제고등에 대한 문제가 요구되어, 로봇 암의 운동 고속화와 先端위치의 고정도 결정을 개선시키기 위한 연구가 진행되고 있다. 이와같은 유연 경량의 로봇 암은 자체중량에 비하여 상대적으로 큰 負荷를 다룰 수 있고 동작의 고속화, 低動力, 저 에너지화 등을 꾀할 수 있으나 유연 경량의 암에서는 강제 암에 비하여 강성이 크지 않기 때문에 탄성변형에 의한 휨이

* 전북대학교 기계공학과 (정회원)

** 전북대학교 대학원 기계공학과

*** 일본 동북대학 공학부 기계항공공학과

나 진동이 발생하고 이로 인하여 그 끝단의 진동특성이 조작기의 정밀도와 안정성에 많은 영향을 미치게 된다. 따라서, 고정도의 위치결정과 고속화, 선단의 진동제거에 관한 연구가 유연한 경량 로봇 암의 제어에서 극복해야 할 문제이다.

지난 수년의 짧은 기간 동안에, 탄성 로봇 암의 위치결정과 진동제어에 대하여, 소수의 逆動力學法¹¹⁻¹⁶을 포함한 많은 논문이 발표되었다. 역동역합법은 선단의 진동을 감소 및 제거시키기 위해서 요구하는 목표궤적을 따라 선단이 운동하도록 액츄에이터에 가해야 할 입력정보를 먼저 수치계산으로 구하고 여기에서 얻은 정보를 실 시스템에 적용시키는 방법으로, Ma¹¹와 Asada¹² 등은 가상 강제링크 좌표계를 도입하여 탄성암이 목표궤적에 따라 운동하는데 필요한 액츄에이터의 토크를 계산하였고, Bayo^{13,14}는 Bernoulli-Euler beam 이론에 근거한 유효요소법을 도입함으로써 암 선단을 목표궤적에 따라 이동하기 위하여 1-링크 탄성암의 역동역학적 일반식을 소개하여 회전 액츄에이터의 토크를 계산하고, 실험을 통해서 이의 타당성을 입증하였다. Sasaki^{15,16} 등은 회전각도 및 토크를 제어함으로써 선단의 궤적, 힘, 모멘트를 제어하는 위치, 힘의 복합제어에 대한 방법을 연구하였다. 이 논문들은 모두가 회전운동을 하는 탄성암에 대한 연구이고, 최근에 竝進運動 시스템에 閉루프제어 및 開루프제어법을 적용한 1-링크 탄성암의 병진운동 위치제어에 관한 연구가 Hur¹⁷, Lee^{18,9,10}와 Yu¹¹¹ 등에 의하여 발표되었다.

본 논문에서는 베이스가 병진운동을 하는 1-링크 탄성암에서 부하질량을 갖는 선단이 위치결정과 진동을 감소 및 제거시키기 위한 위치제어를 실현하기 위하여 역동력학법을 사용하였다. 출발점과 도달점에서 비교적 완만하고 빠른시간에 도달하도록 하는 선단 변위궤적으로 두개의 함수, 소위 강제 로봇에서 최적의 궤적을 주는 bang-bang 가속도분포를 갖는 변위함수와 Bayo¹³ 등이 제안한 고주파수 응답성분을 제거하고 비교적 매끄러운 변위 특성을 갖는 Gaussian 속도분포로 나타나는 변위함수를 사용하였다. 이 함수들을 탄성암 선단이 요구하는 궤적으로 하고 라플라스 변환법으로 구한 운동방정식을 Weeks¹⁴가 제안한 라플라스 수직역변환 알고리즘을 사용하여 모터의 구동에 필요한 전압 데이터를 구하고 그 결과치를 사용하여 본 실험실에서 제작한 시스템모델에 적용하여 실험하고 그 결과를 비교 검토하였다.

2. 시스템 운동방정식

본 논문의 이론해석을 위하여 사용한 시스템모델은 Fig. 1(a)와 같으며, DC 서보모터, 길이 L인 탄성암, 탄성암을 병진 이송하기 위하여 사용한 볼나사기구, 그리고 선단 부하질량으로 구성하였다. 암의 각 요소는 Fig. 1(b)에서 보는 바와 같이 剪斷力 V와 굽힘모멘트가 M_i가 작용하여 상호운동을 전달하는 것으로 가정한다. 그림과 같이 해석모델의 운동방정식을 구하기 위하여 두개의 좌표계를 도입한다. 먼저 空間에 고정된 (x, y, z) 좌표계는 x-축을 탄성암의 길이 방향으로 설정하고, y-축은 x-축에 垂直 방향, 그리고 x-축과 y-축에 모두 수직인 방향으로 z-축을 설정한다. 한편 (x', y', z') 좌표계는 탄성암 베이스와 함께 운동하는 병진이송대 위에 고정되는 좌표계로 정하고, w(x, t)를 y-방향에 따른 암의 절대변위, w(x, t)는 암의 길이가 x인 위치에서의 y'-축 방향으로 나타나는 암의 상대변위, 그리고 암 베이스의 竝進變위를 w_b(x, t)로 한다.

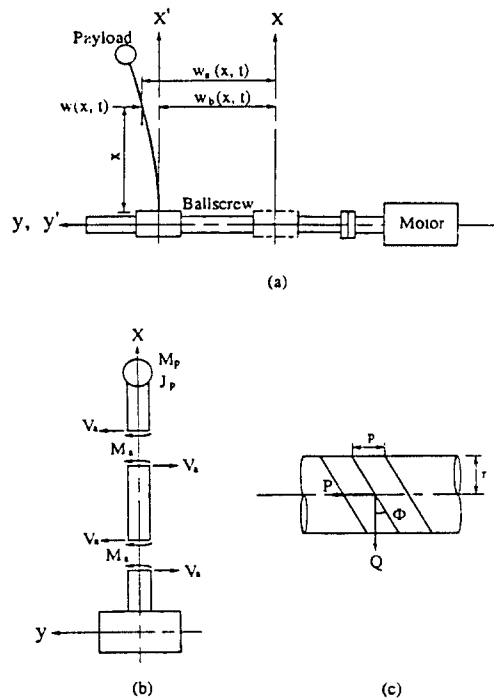


Fig. 1 (a) Geometry of problem, (b) system variables, and (c) details of ballscrew.

따라서, 이들로 표현된 탄성압의 변위 관계식은

$$w_a(x, t) = w_b(t) + w(x, t). \quad (1)$$

가 되며, Bernoulli-Euler beam 이론에 근거한 상대변위 $w(x, t)$ 를 포함한 압의 운동방정식은 다음과 같이 구해진다.

$$EI(1+C)\frac{\partial}{\partial t}\frac{\partial^4 w(x, t)}{\partial x^4} + \rho A\left(\frac{d^2 w_b(t)}{dt^2} + \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial t^2}\right) = 0, \quad (2)$$

여기서 사용된 기호는 탄성압에 대하여 각각, E는 Young 率, ρ 는 밀도, C는 減衰계수, A는 단면적, I는 단면 이차모멘트, 그리고 t는 시간(sec)이다.

한편, 베이스에 탄성압이 부착된 $x=0$ 위치에서의 경계조건을 식(3)과 식(4)로 표현하고 압 선단 위치인 $x=L$ 에서의 힘과 모멘트에 대한 평형방정식을 식(5)와 식(6)으로, 그리고 각 방정식을 간단히 표현하기 위하여 식(7)과 같은 새로운 변수 τ 와 무차원 변수들을 나타내는 식(8)을 도입한다.

$$w(0, t) = 0, \quad (3)$$

$$\frac{\partial w(0, t)}{\partial x} = 0. \quad (4)$$

$$M_p\left(\frac{d^2 w_b(t)}{dt^2} + \frac{\partial^2 w(L, t)}{\partial t^2}\right) = EI\left(1 + C\frac{\partial}{\partial t}\right)\frac{\partial^3 w(L, t)}{\partial x^3}, \quad (5)$$

$$J_p\frac{\partial^2}{\partial t^2}\frac{\partial w(L, t)}{\partial x} = -EI\left(1 + C\frac{\partial}{\partial t}\right)\frac{\partial^2 w(L, t)}{\partial x^2} \quad (6)$$

$$\tau = \{PAL^4/EI\}^{1/2}, \quad (7)$$

$$\bar{x} = x/L, \quad \bar{w} = w/L, \quad \bar{w}_a = w_a/L, \quad \bar{w}_b = w_b/L, \\ \bar{t} = t/\tau, \quad \bar{C} = C/\tau, \quad \bar{M}_p = M_p/\rho AL, \quad \bar{J}_p = J_p/\rho AL^3. \quad (8)$$

여기서, M_p , J_p 는 각각 선단부하의 질량과 극관성모멘트이며, 위에 표현한 식(1)-(6)을 라플라스 변환하여 다음과 같은 식(9)-(14)를 얻는다.

$$\bar{w}_a(\bar{x}, s) = \bar{w}_b(s) + \bar{w}(\bar{x}, s), \quad (9)$$

$$(1 + \bar{C}s)\frac{d^4 \bar{w}(\bar{x}, s)}{d\bar{x}^4} + s^2\{\bar{w}_b(s) + \bar{w}(\bar{x}, s)\} = 0, \quad (10)$$

$$\bar{w}(0, s) = 0, \quad (11)$$

$$\frac{d\bar{w}(0, s)}{d\bar{x}} = 0, \quad (12)$$

$$\bar{M}_p s^2\{\bar{w}_b(s) + \bar{w}(1, s)\} = (1 + \bar{C}s)\frac{d^3 \bar{w}(1, s)}{d\bar{x}^3}, \quad (13)$$

$$\bar{J}_p s^2\frac{d\bar{w}(1, s)}{d\bar{x}} = -(1 + \bar{C}s)\frac{d^2 \bar{w}(1, s)}{d\bar{x}^2}. \quad (14)$$

윗 식에서 s는 라플라스 변환변수이고, 시스템의 운동방정식(10)에 대한 해는 다음과 같이 얻어진다.

$$\bar{w}(\bar{x}, s) = \alpha \cos \zeta \bar{x} + \beta \sin \zeta \bar{x} + \gamma \cosh \zeta \bar{x} \\ + \delta \sinh \zeta \bar{x} - \bar{w}_b(s) \quad (15)$$

여기서,

$$\zeta^4 = -\frac{s^2}{1 + \bar{C}s}, \quad (16)$$

이며, α, β, γ 및 δ 는 경계조건으로 부터 구하여지는 미지상수들이다. 식(15)를 식(11), (12), (13), (14)에 각각 대입함으로써, α, β, γ 및 δ 에 대한 4개의 방정식을 얻을 수 있고, 또 식(12)를 통하여 $\beta + \delta = 0$ 를 구하게 되어 결과식을 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$[a_{ij}][\alpha, \beta, \gamma]^T = [\bar{w}_a(1, s), 0, 0]^T, \\ (i, j = 1, 2, 3) \quad (17)$$

여기서 사용된 각각의 행렬요소 a_{ij} 값 들은 다음과 같이 표현된다.

$$a_{11} = \cos \zeta,$$

$$a_{12} = \sin \zeta - \sinh \zeta,$$

$$a_{13} = \cosh \zeta,$$

$$a_{21} = \bar{M}_p s^2 \cos \zeta - (1 + \bar{C}s)\zeta^3 \sin \zeta,$$

$$a_{22} = \bar{M}_p s^2 (\sin \zeta - \sinh \zeta) \\ + (1 + \bar{C}s)\zeta^3 (\cos \zeta + \cosh \zeta),$$

$$a_{23} = \bar{M}_p s^2 \cosh \zeta - (1 + \bar{C}s)\zeta^3 \sinh \zeta,$$

$$a_{31} = -\bar{J}_p s^2 \zeta \sin \zeta - (1 + \bar{C}s)\zeta^2 \cos \zeta,$$

$$a_{32} = \bar{J}_p s^2 \zeta (\cos \zeta - \cosh \zeta) \\ - (1 + \bar{C}s)\zeta^2 (\sin \zeta + \sinh \zeta),$$

$$a_{33} = \bar{J}_p s^2 \zeta \sinh \zeta + (1 + \bar{C}s)\zeta^2 \cosh \zeta.$$

따라서, 주어진 $\bar{W}_a(1, s)$ 함수에 따라 암 선단이 궤적 운동을 하는데 요구되는 암 베이스의 함수 $\bar{W}_b(s)$ 는 다음과 같이 구해진다.

$$\begin{aligned} \bar{W}_b(s) &= \alpha + \gamma \\ &= \left\{ \frac{\Delta\alpha}{\Delta} + \frac{\Delta\gamma}{\Delta} \right\} \bar{W}_a(1, s), \end{aligned} \quad (18)$$

여기서,

$$[\alpha, \beta, \gamma]^T = \frac{\bar{W}_a(1, s)}{\Delta} [\Delta\alpha, \Delta\beta, \Delta\gamma]^T, \quad (19)$$

이고, Δ , $\Delta\alpha$, $\Delta\beta$, 및 $\Delta\gamma$ 값은 아래와 같이 표현된다.

$$\Delta = \begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{vmatrix}.$$

$$\Delta\alpha = a_{22}a_{32} - a_{23}a_{32}.$$

$$\Delta\beta = a_{23}a_{31} - a_{21}a_{33}.$$

$$\Delta\gamma = a_{21}a_{32} - a_{22}a_{31}.$$

다음에 베이스에 작용하는 힘과 모터 토오크와의 관계를 고려한다. 이것은 DC 서보모터와 볼나사기구에 의하여 베이스가 병진운동 하도록 구동될 때, 베이스의 질량을 M_b , 베이스와 볼나사 사이의 감쇠계수를 C_b 로 하고, 베이스와 볼나사 사이에 작용하는 모우멘트와 Fig. 1(c)에 표현된 힘의 평형관계를 고려하면 다음 식들을 얻는다.

$$\begin{aligned} M_b \frac{d^2w_b(t)}{dt^2} &= -C_b \frac{dw_b(t)}{dt} \\ &- EI(1 + C \frac{\partial}{\partial t}) \frac{\partial^3 w(0, t)}{\partial x^3} + P(t) \end{aligned} \quad (20)$$

$$\begin{aligned} P(t) &= \frac{\cos\phi - \mu\sin\phi}{\sin\phi + \mu\cos\phi} Q(t) \\ &= \frac{1}{\tan(\phi+\varphi)} Q(t) \end{aligned} \quad (21)$$

여기서, $P(t)$ 는 볼나사를 통하여 베이스에 작용하는 축방향의 힘이며, $Q(t)$ 는 볼나사 상에서 圓둘레 방향으로 작용하는 힘, ϕ 는 리이드 각, $\mu(=\tan\psi)$ 는 베이스와 볼나사 사이의 마찰계수, 그리고 ψ 는 마찰각이다.

플렉시블 커플링으로 모터에 연결된 볼나사는 모터 토오크 $T(t)$ 에 의하여 직접 구동된다. 이때 모터축에 대한 모우멘트의 평형을 고려하면

$$\begin{aligned} T(t) - rQ(t) - (J_m + J_c + J_b) \frac{d^2\theta(t)}{dt^2} \\ - C_m \frac{d\theta(t)}{dt} = 0, \end{aligned} \quad (22)$$

이 되고, 여기서 J_m, J_c, J_b 는 각각 모터축, 커플링 그리고 볼나사 축의 극관성 모우멘트이며, r 은 볼나사 피치원 반경, C_m 은 모터축의 감쇠계수이다. 한편, 모터축의 회전각 $\theta(t)$ 와 베이스의 축방향 변위 $w_b(t)$ 사이에는 아래와 같은 관계식이 성립된다.

$$\theta(t) = \frac{2\pi}{p} w_b(t). \quad (23)$$

여기서, p 는 볼나사의 피치이다. 따라서, 식(21), (22)와 식(23)으로 부터 구한 $P(t)$ 값을 식(20)에 대입하고 정리하면

$$\begin{aligned} M_b \frac{d^2w_b(t)}{dt^2} + C_1 \frac{dw_b(t)}{dt} + EI(1 + C \frac{\partial}{\partial t}) \frac{\partial^3 w(0, t)}{\partial x^3} \\ = \frac{1}{r \tan(\phi + \varphi)} T(t), \end{aligned} \quad (24)$$

을 얻으며, 식에서 사용된 계수들은 각각 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} M_b &= M_b + \frac{1}{r \tan(\phi + \varphi)} \frac{2\pi}{p} (J_m + J_c + J_b), \\ C_1 &= C_b + \frac{C_m}{r \tan(\phi + \varphi)} \frac{2\pi}{p}. \end{aligned}$$

한편, 모터 토오크 $T(t)$ 와 모터의 전기자 전압 $e_a(t)$ 와의 관계는

$$T(t) = k_t \cdot i_a(t), \quad (25)$$

$$L_a \frac{di_a(t)}{dt} + R_a \cdot i_a(t) + k_b \frac{d\theta(t)}{dt} = e_a(t) \quad (26)$$

로 표현되며, k_t 는 모터 토오크상수, $i_a(t)$ 는 전기자전류, L_a 와 R_a 는 각각 전기자의 인덕턴스와 저항, k_b 는 모터의 逆起電力 상수를 나타낸다. 식(23)과 (25)를 식(26)에 대입하고 정리하면 다음식을 얻는다.

$$\begin{aligned} \frac{1}{r \tan(\phi + \varphi)} \frac{L_a}{R_a} \frac{dT(t)}{dt} + \frac{1}{r \tan(\phi + \varphi)} T(t) \\ + C_2 \frac{dw_b(t)}{dt} = K_1 e_a(t) \end{aligned} \quad (27)$$

여기서, 사용된 등가상수 C_2, K_1 는 아래와 같다.

$$C_2 = \frac{k_t k_b}{R_a} \frac{2\pi}{p} \frac{1}{r \tan(\phi + \varphi)}$$

$$K_1 = \frac{k_t}{R_a} \frac{1}{r \tan(\phi + \varphi)}$$

위의 식들을 간단히 표시하기 위하여 다시 아래와 같은 무차원 변수를 도입한다.

$$\bar{r} = r/L, \quad \eta = L_a/\tau R_a,$$

$$\bar{T} = T/(EI/L)/(r \tan(\phi + \varphi)),$$

$$\bar{M}_0 = M_0/\rho AL, \quad \bar{C}_1 = C_1/(\rho AL/\tau),$$

$$\bar{C}_2 = C_2/(\rho AL/\tau), \quad \bar{K}_1 = K_1/(EI/L^2),$$

따라서, 식(24)와 식(27)은 각각 다음과 같이 간단히 표현한다.

$$\bar{M}_0 \frac{d^2 \bar{w}_b(\bar{t})}{d\bar{t}^2} + \bar{C}_1 \frac{d\bar{w}_b(\bar{t})}{d\bar{t}} + (1 + C \frac{\partial}{\partial \bar{t}}) \cdot \frac{\partial^3 \bar{w}(0, \bar{t})}{\partial \bar{x}^3} = \bar{T}(\bar{t}), \quad (28)$$

$$\eta \frac{d\bar{T}(\bar{t})}{d\bar{t}} + \bar{T}(\bar{t}) + \bar{C}_2 \frac{d\bar{w}_b(\bar{t})}{d\bar{t}} = \bar{K}_1 e_a(\bar{t}) \quad (29)$$

그러므로, 식(28)과 (29)를 라플라스 변환한 후 정리하여 다음 식을 얻는다.

$$(\bar{M}_0 s^2 + \bar{C}_0 s) \bar{W}_b(s) + (1 + Cs) \frac{d^3 \bar{W}(0, s)}{d\bar{x}^3} = \bar{K}_0 E_a(s), \quad (30)$$

여기서,

$$\bar{C}_0 = \bar{C}_1 + \bar{C}_2 \frac{1}{\eta s + 1}, \quad \bar{K}_0 = \frac{\bar{K}_1}{\eta s + 1}$$

이다. 마지막으로 지정한 선단변위 $\bar{W}_b(l, s)$ 를 얻기 위하여 요구되는 전기자전압 $E_a(s)$ 를 다음식으로 계산한다.

$$E_a(s) = \frac{1}{\bar{K}_0} \{ (\bar{M}_0 s^2 + \bar{C}_0 s) \bar{W}_b(s) - 2K^3(1 + \bar{C}s)\beta \}$$

$$= \frac{(\bar{M}_0 s^2 + \bar{C}_0 s)(\Delta\alpha + \Delta\gamma) - 2K^3(1 + \bar{C}s)\Delta\beta}{\bar{K}_0 \cdot \Delta} \cdot \bar{W}_a(l, s). \quad (31)$$

본 논문에서의 탄성암이 주어진 선단계적 $\bar{W}_b(l, s)$ 를 추종토록 하기 위하여 공급하여야 할 모터 구동전압의 수치계산 예는 식(31)을 Weeks^[14]가 제안한 라플라스 수치역변환 알고리즘을 이용하였고, 이때 수치계산은 매

10msec로 샘플하고 구해진 데이터를 실험에 사용하였다.

3. 실험장치 및 방법

Fig.2는 본 연구를 위하여 사용된 실험장치의 개략도이다. 실험에 사용한 탄성암은 단면이 높은 12.1mm, 너비 2mm인 알루미늄 빔으로 길이를 300mm, 500mm로

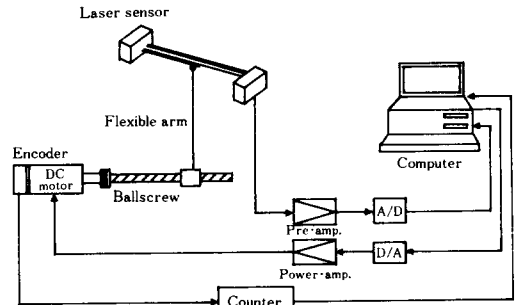


Fig.2 Experimental setup.

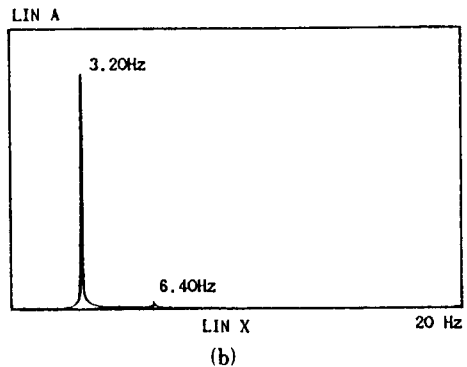
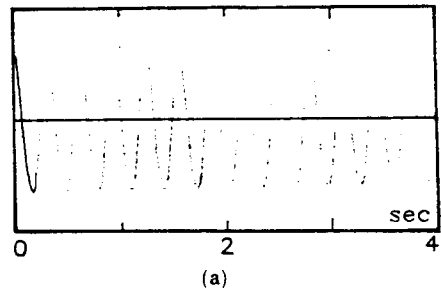


Fig.3 (a) The free vibration and (b) spectrum of the tip displacement (Experiment), $L = 500\text{mm}$, $M_p = 2.368 \times 10^{-2}\text{kg}$.

하여 사용하였다. 또, 선단부하는 질량이 $M_s = 2.368 \times 10^{-2} \text{ kg}$ 이고 극관성모우멘트가 $J_s = 2.1123 \times 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 인銅으로 가공된 6면체를 부착하여 사용하였다. Fig. 3은 위의 先端質量을 갖고 길이 500mm인 탄성암의 自由振動 狀態와 이의 스펙트럼을 보이고 있다. 그림에서와 같이 측정된 탄성암의 고유진동수는 3.20Hz가 되며 대략적으로 0.0109814 값의 대수감쇠율을 보였다.

실험에 사용한 액츄에이터로는 정격출력이 80W인 DC 서보모터(Sanyo Denki, U508T)이며, 이 모터의 구동은 컴퓨터(IBM PC/AT Compatible)로 부터 D/A 변환기(Nanotec, Labin Master)를 통하여 보내진 제어신호에 의하여 구동된다. 탄성암이 부착된 이송베이스는 모터와 플렉시블 커플링으로 체결된 축의 회전운동이 볼나사기구에 의하여 병진운동으로 변환되어 구동된다. 탄성암 선단의 위치변위는 공간상에 고정된 레이저 변위 센서(Keyence, LX-130)의 발광부와 수광부 사이의 광선을 탄성암 선단이 진동할 때 차단하는 양에 비례하여

발생하는 전압 신호량을 검출함으로써 측정되고, 검출된信號의 크기는 프리엠프를 통하여 암 선단의 변위에 비례하면서 최소 -5V에서 최대 +5V 사이에서 전압이 線形으로 발생토록 조정하였다. 변위센서에서 얻어진 신호는 12비트 分解能을 갖는 A/D변환기로 전송되어 컴퓨터에 저장되어 사용된다. 한편, 탄성암 베이스의 변위는 DC 서보모터 축에 부착된 엔코더로 부터 발생하는 펄스를 자체 제작한 카운터로 計數하여 측정하고 프로그램에 따라서 제어된다. 모터의 구동은 역동력학으로 구한 식으로부터 컴퓨터가 수치계산한 데이터에 매 10msec 단위로 同期시켜 사용하며 D/A변환기를 통하여 아날로그 신호값으로 변화한 후 구동증폭기를 통해 증폭된 전류를 서보모터에 공급함으로써 구동시켰다.

Table 1은 본 실험에 사용한 시스템의 주요 구성요소인 DC 서보모터, 볼나사 병진운동기구 및 탄성암에 대한 物理常數들을 정리하였다.

Table 1. Physical parameters of system

<u>DC servomotor :</u>		
polar moment of inertia of motor	$J = 5.820 \times 10^{-5}$	($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)
damping coefficient of motor shaft and ballscrew	$C = 2.984 \times 10^{-3}$	($\text{N} \cdot \text{m}^2/\text{s}$)
resistance of motor armature	$R_s = 8.70$	(Ω)
inductance of motor armature	$L_s = 5.50 \times 10^{-3}$	($\text{V} \cdot \text{s}/\text{A}$)
motor torque constant	$K_t = 3.883 \times 10^{-1}$	($\text{N} \cdot \text{m}/\text{A}$)
motor back electromotive force constant	$K_b = 2.872 \times 10^{-1}$	($\text{V} \cdot \text{s}/\text{rad}$)
<u>Mobile stage :</u>		
mass of stage	$M_s = 6.3869 \times 10^{-1}$	(kg)
polar moment of inertia of ballscrew	$J_s = 1.4803 \times 10^{-5}$	($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)
polar moment of inertia of coupling	$J_c = 9.5450 \times 10^{-5}$	($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)
damping coefficient between stage and guide	$C_s = 6.5320 \times 10^{-3}$	($\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}$)
pitch of screwthread	$p = 4.0 \times 10^{-3}$	(m)
pitch circle radius of screwthread	$r = 6.375 \times 10^{-3}$	(m)
lead angle	$\phi = 8.8942 \times 10^{-3}$	(rad)
friction coefficient between stage and screw	$\mu = 3.50 \times 10^{-3}$	
friction angle	$\psi = 3.499 \times 10^{-3}$	(rad)
<u>Flexible arm :</u>		
density of flexible arm	$\rho = 2.447 \times 10^3$	(kg/m^3)
cross sectional area	$A = 2.433 \times 10^{-5}$	(m^2)
internal damping coefficient	$C = 1.190 \times 10^{-4}$	(s)
Young's modulus	$E = 6.50 \times 10^4$	(Pa)

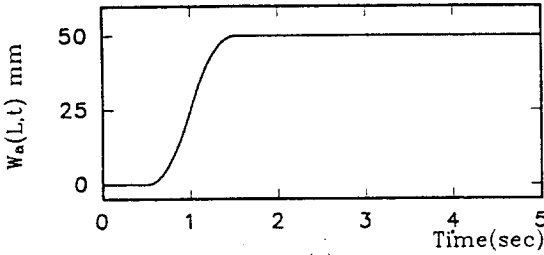
4. 수치계산 및 실험결과

본 연구에서 탄성암 선단이 병진운동하며 추종하도록 요구되는 목표궤적으로 아래와 같은 두종류의 함수를 사용하였다.

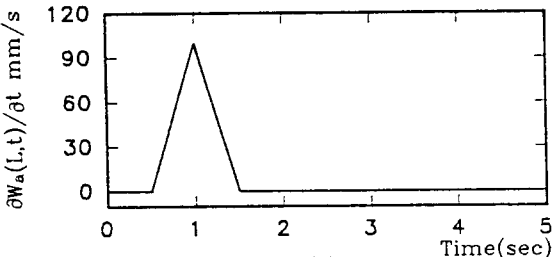
(가) Bang-bang 가속도 Profile :

이 함수는 가속도의 분포형태가 bang-bang 모양을 이루는 변위함수로서 다음식과 같이 구해진다.

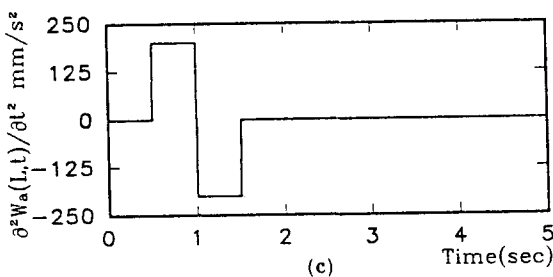
$$w_a(L, t) = \{ (t-T_0)^2 U(t-T_0) - 2(t-2T_0)^2 U(t-2T_0) + (t-3T_0)^2 U(t-3T_0) \} W_b^* / 2T_0^2. \quad (32)$$



(a)



(b)



(c)

Fig. 4 Profiles of commanded tip motion of bang-bang acceleration function, (a) displacement, (b) velocity, and (c) acceleration. $L=500\text{mm}$, $W_b^*=50\text{mm}$

여기서, $U(\cdot)$ 는 Heaviside 單位계단함수이고, W_b^* 는 요구하는 궤적함수의 이동변위 폭으로 본 실험에서는 시스템 구성의 제한을 고려하여 탄성암 길이의 10%에 해당하는 크기를 적용하였다.

Fig. 4는 윗식으로 주어진 bang-bang 가속도분포를 갖는 함수의 변위, 속도 및 가속도의 모양을 도시하였다. 그림에서와 같이 함수의 변위모양은 시작부분과 목표위치 부분에서 완만히 그리고 유연하게 변하는 궤적이 되며, 속도분포는 처음 반주기 동안은 선형적으로 증가했다가 나머지 반주기 동안은 다시 선형적으로 감소하는 특성을 보이고 있고 가속도는 bang-bang 형태의 분포가 되고 있다.

(나) Gaussian 속도 Profile :

이 함수는 속도분포가 Gaussian 정규분포 모양으로 이루어질 때의 변위함수를 말하며 아래의 식으로 표현된다.

$$w_a(L, t) = W_b^* \int_0^t \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp\left\{-\frac{1}{2\sigma^2}(t-\mu)^2\right\} dt \quad (33)$$

여기서, σ 와 μ 는 Gaussian 함수에서의 標準偏差와 平均値를 나타내는 상수로서 요구하는 선단궤적의 출발점과 도달점에 일치하도록 취한 값으로 본 연구에서는 $\sigma=0.19$ 와 $\mu=1.0$ 값을 각각 사용하였다. 위의 (33) 식으로 주어지는 Gaussian 속도분포 궤적을 갖는 함수의 변위, 속도 및 가속도 모양을 Fig. 5에서 보여주고 있으며, 변위와 속도, 가속도의 분포가 각각 시간에 따라서 그 형태 변화가 완만하게 나타나고 있어 앞의 (32) 식으로 주어지는 선단궤적과 비교하는 대상으로 고려하였다.

즉, Fig. 6과 같이 동일한 상승시간(rise time)으로 출발점과 도달점 사이의 변위궤적이 거의 유사하게 주어지면서 다만 속도와 가속도분포의 변화상태가 시간에 따라 相異하게 주어지는 특성을 갖는 두개의 함수를 탄성암의 요구하는 선단궤적으로 사용하였다.

Fig. 7은 역동력학을 적용시키기에 앞서 선단질량 $M_p=2.368 \times 10^{-2} \text{kg}$, 암 길이 500mm 인 탄성암의 베이스가 식(32)로 주어진 궤적함수에 따라서 이송하도록 모터를 구동시켰을 때 탄성암 선단의 변위에 대한 실험 결과로서 최대 overshoot이 약 9.1%로 나타났고, 베이스가 목표위치에 도착한 후에도 선단은 계속 자유진동을 하고 있다. 물론 강제 암의 경우에는 당연히 이와같

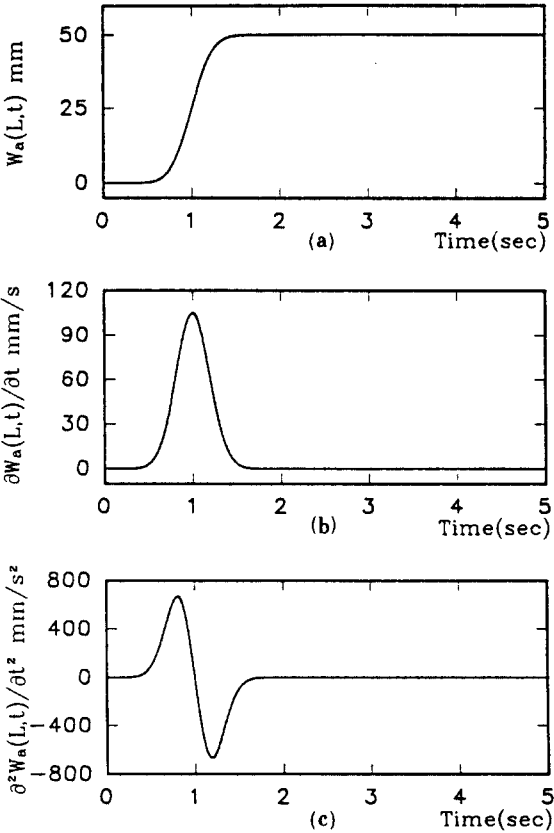


Fig.5 Profiles of commanded tip motion of Gaussian velocity function
(a)displacement, (b) velocity, and (c)acceleration. $L=500\text{mm}$, $W_i^*=50\text{mm}$

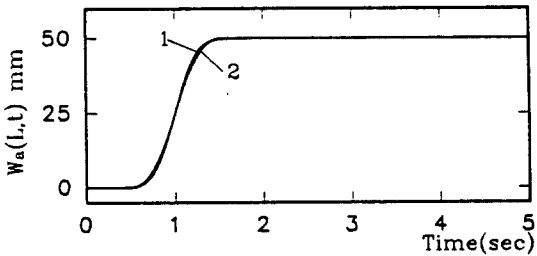


Fig.6 Calculated tip displacement profiles,
curve 1 : equation (33), 2 : equation (32)

은 진동은 발생하지 않는다. 이와같이 탄성암의 궤적운동 중에 나타나는 잔류진동을 감소시키고 주어진 궤적을 따라 제한된 시간 안에 선단을 이동시키기 위하여 역동력학법을 적용시킨다.

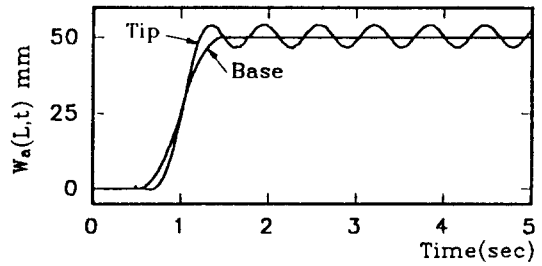


Fig.7 Variation of tip displacement when base is transferred by equation (32)
(Experiment), $M_p=2.368 \times 10^{-2}\text{kg}$,
 $T_r=0.5\text{sec}$, $L=500\text{mm}$, $W_i^*=50\text{mm}$.

Fig.8은 시스템 모델링으로 부터 구한 궤적함수와 모터의 구동전압과의 관계를 제공하는 식 (31)로부터 수치 계산하여 구한, 두 궤적의 DC 서보모터에 가해야 될 입력전압의 크기변화를 보여주고 있다. 시간에 따라 모터에 가해 주어야 할 전압의 형상들은, Fig.4(b)와 Fig.5(b)에서와 같이 속도분포함수의 모양과 유사하게 주어지고 있으나 bang-bang 가속도분포 함수의 경우가 출발점과 도달점 부근에서 약간의 피크전압이 나타나고 가속도의 방향이 바뀌어지는 부근에서 전압의 찌그러짐이 있어 모델링상의 오차가 있음을 말해주고 있으나 Gaussian 속도분포함수의 경우는 대체적으로 잘 일치하고 있어 좋은 결과가 예상되고 있다.

이제, 수치계산으로 구한 Fig.8과 같은 구동제어전압을 탄성암 선단이 요구하는 궤적운동을 실현하도록 모터에 적용시킨다. 먼저 이 데이터로 시뮬레이션 결과를 구하면 그 결과가 바로 요구하는 궤적함수와 일치하게 되며, 이것은 역동력학법을 사용하였기에 당연한 결과가 되고 있어 시뮬레이션 결과가 결국 요구궤적과 같게 된다. 따라서 이론치와 실험치의 비교는 곧바로 요구하는 궤적함수치와 실험치와의 비교가 되고 있음을 알 수 있다.

Fig.9는 동일한 선단질량을 갖고 탄성암 이송거리 \bar{W}_i^* 의 크기를 각각 탄성암 길이 300mm , 500mm 의 10%에 해당하는 이송거리를 병진운동시키기 위하여 bang-bang 가속도분포를 갖는 변위함수식 (32)에 대하여 역동력학법으로 구한 구동전압을 모터에 인가했을 때 얻어진 선단변위의 실험결과를 보이고 있으며, 또한 같은 방법으로 Gaussian 속도분포를 갖는 변위함수식 (33)에 대하여 얻은 선단변위의 실험결과가 Fig.10에 보이고 있다. 두 그림으로부터 길이가 짧은 암에서는 선단

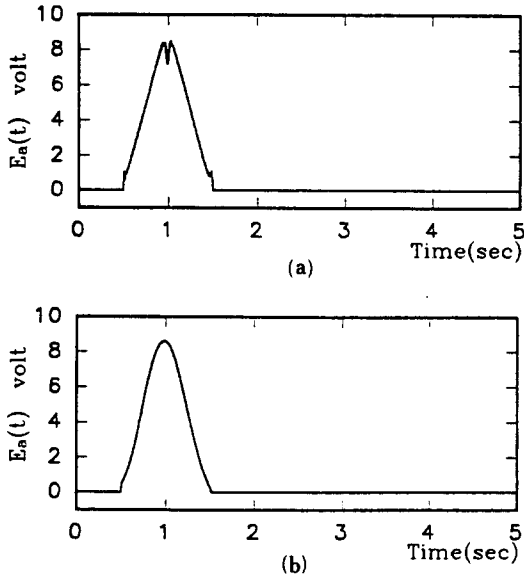


Fig. 8 Profiles of calculated motor voltage E_a that realizes (a) the desired tip motion equation (32) and (b) equation (33), $T_c = 0.5$ sec, $L = 500$ mm, $W_c^* = 50$ mm.

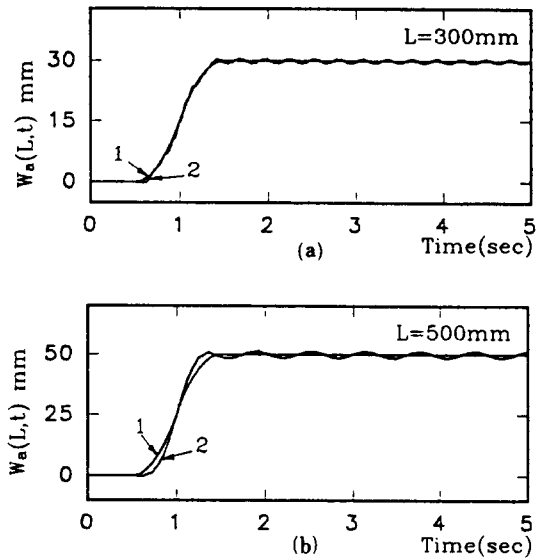


Fig. 9 Realized tip motion to the commanded motion of equation (32) (Experiment), 1: commanded trajectory, 2: realized motion, (a) $L = 300$ mm and, (b) $L = 500$ mm, $T_c = 0.5$ sec, $W_c^* = 10\%$ of the arm length.

변위가 bang-bang 가속도분포를 갖는 변위함수에서는 미소의 잔류진동이 계속하여 나타나지만, Gaussian 속도분포를 갖는 변위함수에 대하여는 진동이 나타나지 않고 요구계적에 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 구해진 데이터로부터 분석한 선단의 최대 overshoot 값은 암 길이 300mm인 경우에, bang-bang 가속도 분포함수인 경우는 2.19%, Gaussian 속도분포함수인 경우는 0.001% 이었다. 후자의 탄성암에서는 overshoot이 거의 나타나지 않는 아주 좋은 결과를 보여주고 있다. 한편, 비교적 암의 길이가 긴 경우에는 베이스가 최종 위치에 도달한 후에도 선단에 약간의 残留振動을 가지고 있음을 두 함수의 경우에 모두 볼 수 있다. 그러나 동일 조건에 대하여 Gaussian 속도분포를 갖는 변위함수의 계적이 bang-bang 가속도분포를 갖는 변위함수보다 잔류진동을 감소시키고 있음을 알 수 있다. 즉, bang-bang 가속도분포 함수인 경우에 overshoot이 약 3.4%로 나타났고, Gaussian 속도분포 함수인 경우가 1.894%로 나타나 前者의 경우에 비하여 거의 2배에 가까운 진폭감소를 보이고 있다. 이 결과는 또, 역동력학법을 사용하지 않은 경우에 비하여 각각 2.6배, 4.8

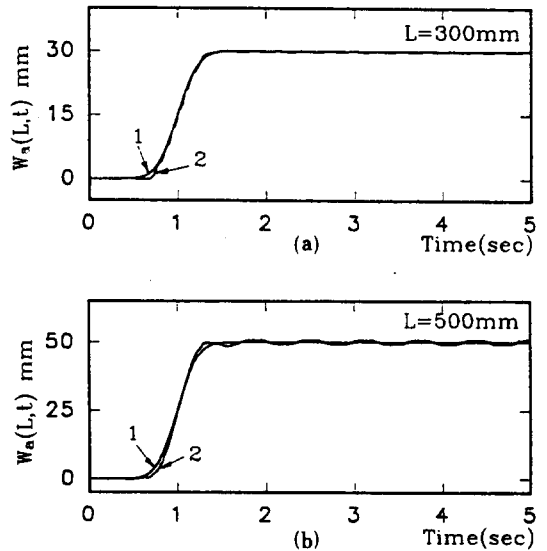


Fig. 10 Realized tip motion to the commanded motion of equation (32) (Experiment), 1: commanded trajectory, 2: realized motion, (a) $L = 300$ mm and, (b) $L = 500$ mm, $T_c = 0.5$ sec, $W_c^* = 10\%$ of the arm length.

배의 진폭감소 효과를 가져왔다. 이는 선단계적합수에 의존하는 현상을 보여주고 있어 선단운동의 시작부분과 끝나는 부분의 궤적이 보다 더 유연하게 나타나고 속도와 가속도의 분포변화가 완만한 최적의 선단궤적을 선택함으로써 역동력학법으로 선단의 진동을 감소시킬 수 있음을 안다.

Fig. 11은 시간에 따라 베이스 운동에 대한 탄성암 선단과의 상대적인 변위를 실험결과로 보이고 있다. 그림에서와 같이 처음의 반주기 동안에는 베이스가 암 선단의 운동보다 앞서 진행하다가 후반의 반주기에서는 역전되어 선단이 베이스를 앞서 이동하며 운동의 제어가 완료된 후에는 베이스가 명령한 위치에 도착하여 정지하고 있는 반면 선단의 변위는 미소의 잔류진동이 계속되고 있음을 볼 수 있다. 이것은 관성력으로 인한 결과로 생각하며, 역동력학법으로는 극복하기 어려운 상태라 할 수 있다. 또, 이와같은 약간의 잔류진동이 존재하는 이유중의 하나는 시스템의 기계적인 구조의 정밀도에도 원인이 있다고 생각하기에 일종의 개회로 제어방법인 역동력학법에는 제한이 있으나 적절한 궤적합수를 사용함으로써 탄성암 선단에 발생하는 잔류진동을 감소시키는 역할은 충분히 하고 있다고 생각한다.

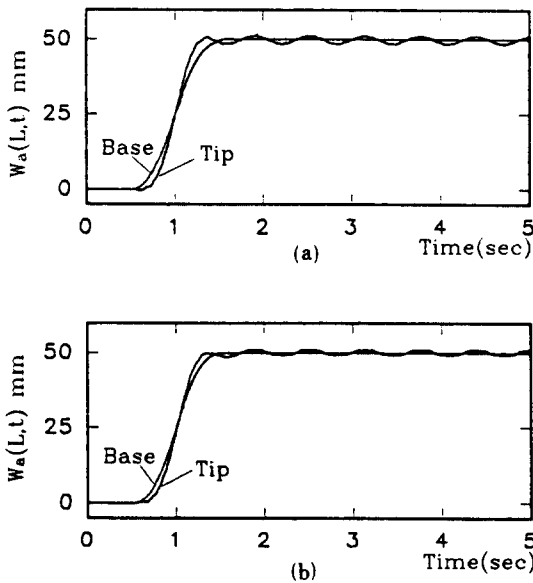


Fig. 11 Actual tip trajectory to the base motion (Experiment), (a) equation (32) and (b) equation (33), $T_c=0.5\text{sec}$, $W_{in}^*=50\text{mm}$.

5. 결 론

병진운동으로 제어되는 탄성암 선단의 위치결정을 역동력학법으로 연구하였다. 모터를 구동시키기 위한 제어 전압은 시스템모델로부터 구한 운동방정식을 라플라스 변환법과 Weeks가 제안한 수치 역변환법으로 계산하였고, 계산된 구동전압으로 탄성 로봇트 암을 요구하는 선단변위 궤적을 따라 잘 이동시킬 수 있었으며, 짧은 길이의 탄성암에 대하여는 만족한 위치결정을 얻었고, Gaussian 속도분포를 갖는 변위함수에 기초한 선단궤적의 응답에서 더욱 진폭을 감소시키고, 보다 더 매끄러운 특성으로 선단이 운동하게 됨을 알 수 있었다. 본 연구에서 사용한 시스템에서는 최대 overshoot 값이 Gaussian 속도분포를 갖는 변위함수를 입력으로 사용한 경우가 bang-bang 가속도분포를 갖는 변위함수를 입력으로 사용한 결과보다 2배 정도, 또 역동력학을 사용하지 않은 경우에 비하여 이 함수들은 각각 4.8배, 2.6배의 진폭 감소효과를 나타내었다. 따라서 開루프제어 측면에서 역동력학법은 선단궤적합수의 적절한 선택과 함께 병진운동을 하는 탄성암 선단의 위치결정에 대한 진동제어 효과를 향상시킬 수 있었다.

참고문헌

1. Z. D. Ma, H. Asada, and H. Tokumaru, "Inverse Dynamics of Flexible Robot Arms for Trajectory Control", J. of System and Control, Vol. 31, NO. 2, pp. 764~772, 1987.
2. H. Asads, Z. D. Ma, and H. Tokumaru, "Inverse Dynamics of Flexible Robot Arms: Modelling and Computation for Trajectory Control", J. of Dynamic System, Measurement, and Control, Vol. 112, pp. 177~185, 1990.
3. E. Bayo, "A Finite-Element Approach to Control the End-Point Motion of a Single-Link Flexible Robot", J. of Robotic System, Vol. 4, No. 1, pp. 63~75, 1986.
4. E. Bayo, R. Movathar, and M. Medus, "Inverse Dynamics of a Single-Link Flexible Robot. Analytical and Experimental Results" J. of Robotics and Automation, Vol. 3,

- No. 3, pp. 150~157, 1988.
5. M. Sasaki, E. Yamagata, T. Saikawa, and H. Inooka, "The Hybrid Position/Force Control of a Flexible Robot Arm Using Inverse Dynamics", The International Symposium on ACD and Design, '89-A15, pp. 85~90, 1989.
 6. M. Sasaki and H. Inooka, "Application of Inverse Dynamics for Hybrid Translation Position/Force Control of a Flexible Robot Arm", '89 KACC, Vol. II, pp. 595~599, 1989.
 7. S. Hur, "Translational Control of a 1-link Elastic Arm with a Tip Mass", Master's thesis, Chonbuk University, Feb., 1989 (in Korean).
 8. S. C. Lee, S. Chonan, and H. Inooka, "Translational control of a One-Link Flexible Arm", '89 KACC, Vol. II, pp. 577~583, 1989.
 9. S. C. Lee, S. Chonan, and H. Inooka, "End-Point Positioning of One-Link Flexible Arm under Translational Motion", '90 KACC, Vol. II, pp. 890~895, 1989.
 10. 李 聖哲, "End-Point Positioning of a Translational Motion Single-Link Flexible Arm", 전북대학교 공학연구 논문집, 제22집, pp. 133~142, 1991.
 11. K. H. Yu, "An Analysis and Vibration Control of the Translational Motion on the 1-Link Flexible Arm", Master's thesis, Chonbuk University, Aug., 1990 (in Korean).
 12. S. C. Lee, D. Y. Pang, S. Chonan and H. Inooka, "Tip Position Control of 1-Link Flexible Arm by Inverse Dynamics", '91 KACC, Vol. II, pp. 1453~1458, 1991.
 13. E. Bayo and B. Paden, "On Trajectory Generation for Flexible Robots", J. of Robotic System, Vol. 4, No. 2, pp. 229~235, 1987.
 14. W. T. Weeks, "Numerical Inversion of Laplace Transforms Using Laguerre Functions", Journal of the Association for Computing Machinery, Vol. 13, No. 3, pp. 419~426, 1966.
 15. S. Chonan and M. Tahara, "Closed-Loop Displacement Control of a One-Link Flexible Arm with a Tip Mass", JSME International Journal, Vol. 31, No. 2, pp. 409~415, 1988.