

유연한 로봇트 팔의 진동제어

박영필*, 하영균**, 김승호**

Vibration Control of Flexible Robot Manipulator

Young-Pil Park, Young-Kyun Ha and Seung-Ho Kim.

ABSTRACT

An analytical and experimental investigation is made to the dynamic response of a cantilever with a tip mass that models some of the basic phenomena involved in the response of a flexible manipulator with a tip mass on its free end under the given rotating motion.

The system equation is derived from the Hamilton's principle on the basis of the Euler-Bernoulli hypothesis and an approximate solution is obtained from modal analysis using Galerkin's method for the vibration response of the system subjected to a sudden stop after an impulsive rotation. Experiment was performed to verify the validity of the theoretical analysis.

Results are given for the vibration amplitude of the free end with respect to tip mass ratio, non-dimensionalized rotating velocity, rotating angle and non-dimensionalized hub length. The rotating condition to minimize the vibration amplitude of the free end can be determined for the given basic parameters.

NOMENCLATURE

a	: Rigid hub length, m	$\Omega(t)$: Angular velocity of hub, rad/sec.
a_i, b_i, c_i	: Constants	Ω_0	: Angular velocity constant, rad/sec.
c	: $(= (m\lambda^4/EI)^{1/2})$	θ	: Rotating angle, rad
EI	: Bending stiffness of beam, Nm ²	δ_{ij}	: Kronecker delta
λ	: Beam length, m	$\delta(\)$: Dirac delta function
m	: Mass per unit length of beam, kg/m	$u(\)$: Unit step function
M	: Tip mass, kg	$(')$: Differentiation with respect to ξ
t	: Time, sec.	$(\dot{\ })$: Differentiation with respect to τ
t_1	: Rotating time(= θ / Ω_0), sec.	[]	: Matrix
w(x,t)	: Lateral displacement of beam due to bending, m	{ }	: Vector
x, y, z	: Rotating reference axes	[P]	: Modal matrix
X, Y, Z	: Inertia reference axes	[P] ^T	: Transpose of modal matrix
i, j, k	: Unit base vector in xyz coordinates	[\downarrow]	: Diagonal matrix

* 延世大學校 工科大學

** 延世大學校 工科大學

*** 延世大學校 工科大學

NONDIMENSIONAL PARAMETERS

$$\begin{aligned}
 a^* &= a/l \\
 A^* &= \Omega_0 c \\
 H &= \{w(l, \tau)\}_{\max}, \tau > \tau_1 \\
 M^* &= M/ml \\
 T_i &= 2\pi/\omega_i
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 W(\xi, \tau) &= w(\xi, \tau)/l \\
 \xi &= x/l \\
 \tau &= t/c \\
 \tau &= t_1/c \\
 \omega_i &= (b_i/a_i)^{1/2}
 \end{aligned}$$

1. 서 론

공정의 자동화, 생산성 및 정밀도 향상을 위하여 사용되며 특수하게는 인간의 작업이 불가능한 상태에서 작업을 수행하는 로봇 조작기는 경량인 경우 또는 길이가 길거나 유연한 경우 그 강성이 충분하지 않기 때문에 운동시 진동이 발생하며 그 끝단의 진동특성이 조작기의 정밀도 및 안정성에 큰 영향을 미친다. 따라서 조작기의 진동특성을 분석하여 동적인 영향을 최소화시킬 필요가 있다.

1980년 Yudin^[1]은 산업용 로봇 조작기를 첨단 질량이 부착된 유연한 외팔보로 간주하여 조작기의 진동을 해석적인 방법으로 고찰하였다. 그는 회전에 따른 동적응답만을 해석하였을 뿐 각종 파라미터가 정지후 조작기의 진동에 미치는 영향에 대해서는 연구를 확장시키지 못했다. 1985년 Amada^[2]는 충격적 회전변동을 받는 증기 또는 가스 터빈의 블레이드를 외팔보로 가정하여 계속 회전하고 있는 상태에서의 외팔보의 동적거동을 유한차분법을 이용하여 수치 해석하였다. 1985년 Fukuda^[3]는 첨단질량이 없는 경우에 대해, 1986년 Sakawa^[4]는 허브가 없는 경우에 대해, 각각 유연한 로봇 팔을 회전하는 유연한 외팔보로 모델링하여 정지후 자유단의 진동진폭을 제어하는 방법을 연구하였다.

본 연구에서는 충격적회전 (Impulsive rotation)을 한 후에 정지하는 유연한 로봇 조작기를 첨단 질량이 부착된 유연한 외팔보로 이상화하였다. Galerkin 방법을 적용하여 계의 동적응답을 수치해석으로 구하고 실험을 통하여 이론해석의 타당성을 검토하였으며 파라미터 변화에 따른 진동해석을 하여 끝단의 진동을 최소로 하

는 조작기의 운전조건에 대해 연구하였다.

2. 이론 해석

유연한 로봇 조작기를 Fig. 1 에서와 같이 크기M인 첨단질량이 부착된 외팔보로 이상화하여 해석한다. 허브에 부착된 길이 l인 보는 회전축으로부터 허브길이 a만큼 떨어져 고정되어 있으며 단위길이당 질량이m인 Euler-Bernoulli보로 가정하였으며 회전에 의한 보의 축방향 변위 (Axial displacement)는 무시하였다. 또한 허브는 $\Omega(t)$ 의 각속도로 회전하는 것으로 한다. X, Y, Z는 허브의 회전중심이 원점인 절대좌표축이며 x, y, z는 외팔보가 허브에 부착된 점을 원점으로 하는 상대회전 좌표축으로 x축은 외팔보의 길이방향이며 y축은 횡변위 방향이다.

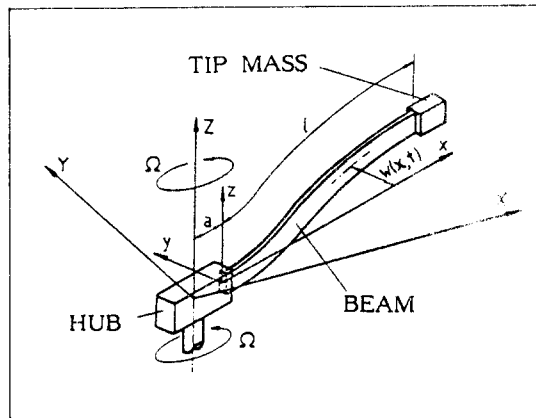


Fig. 1. Rotating Flexible Cantilever Beam Model

외팔보 상의 임의의 점A의 절대속도 $v(x, t)$ 는 다음과 같다.

$$y(x, t) = y_A = y_B + y_{A/B} \dots\dots\dots (1)$$

여기서 $y_B = a \Omega_j$
 $y_{A/B} = \Omega_k \times r_j + y_{rel} \dots\dots\dots (2)$
 $r_j = x_j + w_j$
 $y_{rel} = \frac{\partial w}{\partial t} j$

이며 $w(x, t)$ 는 보의 횡방향 변위 (Lateral displacement) 를 나타낸다.

식(2)를 식(1)에 대입하면

$$y(x, t) = -\Omega w_i + \left\{ \frac{\partial w}{\partial t} + \Omega(x+a) \right\} j \dots\dots (3)$$

이다.

다음의 Hamilton 의 원리를 이 계에 적용한다.

$$\delta \int_{t_1}^{t_2} (T - V) dt = 0 \dots\dots\dots (4)$$

여기서 T는 계의 운동 에너지, V는 계의 탄성 에너지를 나타내며 본 모델에 있어서는

$$T(t) = \int_0^l \frac{1}{2} \{m + M \delta(x-l)\} \dot{y}(x, t) \cdot \dot{y}(x, t) dx \dots\dots\dots (5)$$

$$V(t) = \int_0^l \frac{1}{2} EI \left\{ \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial x^2} \right\}^2 dx$$

식(3)·(5)를 식(4)에 대입하여 정리하면 다음 식을 얻을 수 있다.

$$\int_{t_1}^{t_2} \left[\int_0^l \left\{ (m + M \delta(x-l)) \left(w \Omega^2 - \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - (x+a) \frac{d\Omega}{dt} \right) - EI \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} \right\} \delta w dx - EI \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \delta \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right) \Big|_{x=0}^{x=l} \right. \\ \left. - \left[EI \frac{\partial^3 w}{\partial x^3} \delta w \right]_{x=0}^{x=l} \right] dt = 0 \dots\dots (6)$$

일반적인 로봇트 조작기의 회전속도 Ω 는 조작기 자체의 고유진동수보다 훨씬 작으므로 $w \Omega^2$ 항을 무시하면^[2], 본 계의 운동방정식은

$$EI \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \{m + M \delta(x-l)\} \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = - (x+a) \{m + M \delta(x-l)\} \frac{d\Omega}{dt} \dots\dots\dots (7)$$

이며 경계조건은

$$w(x, t) \Big|_{x=0} = 0, \quad \frac{\partial w(x, t)}{\partial x} \Big|_{x=0} = 0$$

$$\frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial x^2} \Big|_{x=l} = 0, \quad \frac{\partial^3 w(x, t)}{\partial x^3} \Big|_{x=l} = 0$$

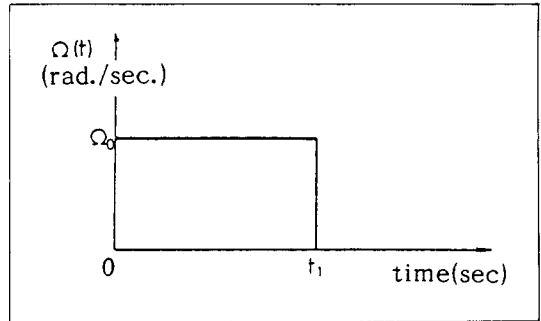


Fig. 2. Angular Velocity profile of Hub

이 된다. 계가 Ω_0 의 각속도로 t_1 시간 동안 충격적 회전을 한후 정지 하는 경우 회전 각속도는 다음과 같이 나타낼 수 있다. (Fig. 2참조)

$$\Omega(t) = \Omega_0 \{u(t) - u(t-t_1)\} \dots\dots\dots (9)$$

식(9)를 시간에 대해 미분하면

$$\frac{d\Omega}{dt} = \Omega_0 \{\delta(t) - \delta(t-t_1)\} \dots\dots\dots (10)$$

이므로 식(10)을 식(7)에 대입하여 다음의 운동방정식을 얻는다.

$$EI \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \{m + M \delta(x-l)\} \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = -\Omega_0 (x+a) \{m + M \delta(x-l)\} \{\delta(t) - \delta(t-t_1)\} \dots\dots\dots (11)$$

따라서 본 문제는 식(11)에서 나타난 바와 같이 회전 시작 시($t=0$)와 회전 정지 시($t=t_1$)에서 충격력(Impulsive force)을 받는 문제가 된다. 무차원화된 변수를 도입하면 식(11)·(8)은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$W(\xi, \tau) + \{1 + M^* \delta(\xi-1)\} \ddot{W}(\xi, \tau) = -A^* (a^* + \xi) \{1 + M^* \delta(\xi-1)\} \{\delta(\tau) - \delta(\tau - \tau_1)\} \dots\dots\dots (12)$$

$$W(\xi, \tau) \Big|_{\xi=0} = 0, \quad W'(\xi, \tau) \Big|_{\xi=0} = 0$$

$$W''(\xi, \tau) \Big|_{\xi=1} = 0, \quad W'''(\xi, \tau) \Big|_{\xi=1} = 0$$

..... (13)

Galerkin 방법을 이용하여 식(12)의 해를 다음과 같이 가정할 수 있다.

$$W(\xi, \tau) = \sum_{i=1}^n U_i(\xi) T_i(\tau) \quad \text{..... (14)}$$

여기에서 $U_i(\xi)$ 는 경계조건 식(13)을 만족하는 계의 Comparison function, $T_i(\tau)$ 는 일반화된 좌표(Generalized coordinates)이며 n 은 사용하는 모드 수를 나타낸다. 본 연구에서는 첨단질량이 없는 균일 외팔보의 고유함수(Eigen function)를 $U_i(\xi)$ 로 사용하였으며 이는 다음과 같다³⁾

$$U_i(\xi) = \cosh \lambda_i \xi - \cos \lambda_i \xi - \sigma_i (\sinh \lambda_i \xi - \sin \lambda_i \xi)$$

(i = 1, 2, ..., n) (15)

여기서,

$$\sigma_i = \frac{\sinh \lambda_i - \sin \lambda_i}{\cosh \lambda_i + \cos \lambda_i} \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad \dots (16)$$

또한 $U_i(\xi)$ 는 다음의 미분방정식과 고유함수의 직교성 조건(Orthogonality condition)을 만족한다.

$$U_i''''(\xi) - \lambda_i^4 U_i(\xi) = 0$$

(i = 1, 2, ..., n) (17)

$$(U_i(\xi), U_j(\xi)) = \int_0^1 U_i(\xi) U_j(\xi) d\xi = \delta_{ij}$$

(i, j = 1, 2, ..., n) (18)

각 i 에 대한 λ_i 와 σ_i 의 값은 Table. 1에 주어졌다.

식(14)·(17)을 식(12)에 대입하고 여기에 $U_j(\xi)$ 를 내적(Inner product)하여 식(18) 및 다음의 식³⁾

$$\int_0^1 U_j d\xi = 2\sigma_j/\lambda_j$$

$$\int_0^1 U_j \xi d\xi = 2/\lambda_j^2, \quad \text{..... (19)}$$

$$U_j(1) = 2(-1)^{j+1} \quad (j = 1, 2, \dots, n)$$

을 이용하면 다음과 같이 표시된다.

$$\sum_{i=1}^n [\{\delta_{ij} + 4M^*(-1)^{i+j}\} \ddot{T}_i + \sigma_{ij} \lambda_i^4 T_i]$$

$$= -2A^* \{\delta(\tau) - \delta(\tau - \tau_1)\} \left\{ \frac{a^* \sigma_j}{\lambda_j} + M^*(a^* + 1) \right.$$

$$\left. (-1)^{j+1} + \frac{1}{n^2} \quad (j = 1, 2, \dots, n) \quad \text{..... (20)} \right.$$

식(20)을 행렬식으로 표시하면

$$[M] \{\ddot{T}\} + [K] \{T\} = (\delta(\tau) - \delta(\tau - \tau_1)) \{F\}$$

..... (21)

이다. 여기서

$$M_{ij} = \delta_{ij} + 4M^*(-1)^{i+j}$$

$$K_{ij} = \delta_{ij} \lambda_i^4$$

$$F_i = -2A^* \left\{ \frac{a^* \tau_i}{x_i} + M^*(a^* + 1) (-1)^{i+1} + \frac{1}{\lambda_i^2} \right\}$$

(i, j = 1, 2, ..., n) (22)

이다. 식(21)의 모달행렬 $[P]$ 를 구하여 일반화된 좌표 $\{T\}$ 를 표준좌표 $\{q\}$ 로 좌표변환 시키면,

$$\{T\} = [P] \{q\} \quad \text{..... (23)}$$

이 되고 이를 식(21)에 대입하고 양변에 치환모달행렬 $[P]^T$ 를 곱하고 모달행렬의 직교성을 이용하여 정리하면 다음 식을 얻을 수 있다.

$$a_i \ddot{\eta}_i + b_i \eta_i = \{\delta(\tau) - \delta(\tau - \tau_1)\} c_i$$

(i = 1, 2, ..., n) (24)

$$\text{여기서 } \begin{bmatrix} a_i \\ b_i \end{bmatrix} = [P]^T [M] [P]$$

$$\begin{bmatrix} b_i \\ c_i \end{bmatrix} = [P]^T [K] [P] \quad \text{..... (25)}$$

$$\{c_i\} = [P]^T \{F\}$$

Table. 1. The Values of λ and σ_i .

i	λ_i	σ_i
1	1.87510407	0.734095514
2	4.69409113	1.018467319
3	7.85475744	0.999224497
4	10.99554073	1.000033553
5	14.13716839	0.999998550

이다. 계의 무차원화된 고유진동수 ω_i 는 식(24)의 $(b_i/a_i)^{1/2}$ 이며 첨단질량비 M^* 의 변화에 따른 ω_i 의 값이 Table.2에 나타나 있다.

Table. 2. Dependence of Nondimensionalized Natural Frequencies upon the Tip Mass (M^*).

M^*	ω_1	ω_2	ω_3	ω_4	ω_5
0.0	3.5160	22.0345	61.6972	120.9020	199.8595
0.1	2.9679	19.3623	55.6185	111.2701	187.5064
0.2	2.6128	18.2194	53.7167	108.9993	185.3158
0.3	2.3599	17.5903	52.8032	108.0008	184.4098
0.4	2.1681	17.1928	52.2683	107.4408	183.9151
0.5	2.0164	16.9192	51.9175	107.0827	183.6035

식(24)의 해를 Convolution integral을 이용하여 구하면 다음과 같다.

$$\eta_i = \int_0^\tau (c_i/a_i \omega_i) \{ \delta(q) - \delta(q - \tau_i) \} \sin \omega_i (\tau - q) dq$$

$$= \begin{cases} (c_i/a_i \omega_i) \sin \omega_i \tau & (\tau < \tau_i) \\ (c_i/a_i \omega_i) \{ \sin \omega_i \tau - \sin \omega_i (\tau - \tau_i) \} & (\tau \geq \tau_i) \end{cases} \quad (26)$$

$(i = 1, 2, \dots, n)$

식(26)을 $u(\tau)$ 를 이용하여 표시하면

$$\eta_i = (c_i/a_i \omega_i) \{ \sin \omega_i \tau - u(\tau - \tau_i) \times \sin(\omega_i (\tau - \tau_i)) \}$$

$(i = 1, 2, \dots, n) \dots \dots (27)$

이 되므로 이 계의 동적 응답은 식(14)·(23)에 의하여 다음 식으로 구해진다.

$$W(\xi, \tau) = \sum_{i=1}^n U_i(\xi) T_i(\tau) = \{U\}^T [p] \{ \eta \} \dots (28)$$

본 연구에서는 $n = 5$ 까지 고려하여 수치해석하였다.

3. 실험장치 및 방법

본 실험에서는 이론에서 설정한 외팔보의 고정단 구속조건을 만족시키기 위하여 허브를 제작하였다. 이 허브를 주어진 각속도에 따라 정

확하게 회전·정지시키기 위해 Stepping motor를 사용한 구동부 및 구동회로를 제작하였으며 Stepping motor제어를 위해 기계어(Machine language)를 사용한 Algorithm을 개발하였다. 본 실험에 사용된 장치는 Fig. 3과 같다.

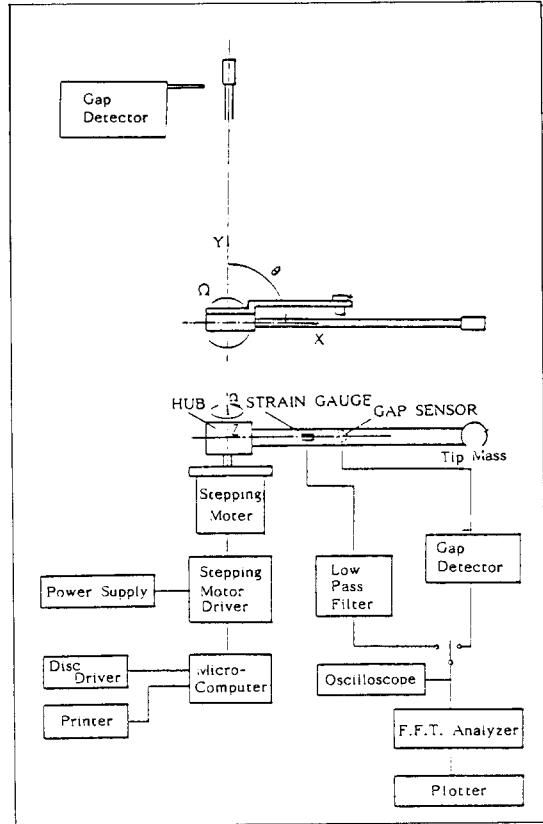


Fig. 3. Schematic Diagram of Experimental Equipments.

허브의 회전 파라미터 (Ω_0, θ)가 주어지면 회전을 위한 구동제어 펄스가 Microcomputer (APPLE II)로부터 발생되고 이 펄스는 PIA (Peripheral Interface Adapter : 6821)를 통하여 Stepping motor driver로 전달되어 Stepping motor를 구동하기 충분한 전압과 전류를 가진 펄스로 증폭되며 최종적으로 Stepping motor가 구동된다.

회전시 및 정지 후의 외팔보 상의 한 점의 변위 및 Strain은 Gap sensor 및 Strain gauge에 의해 검출되어 FFT Analyzer의 Time-data mode

상에서 Display하여 이로부터 측정되며, 회전·정지 후 자유단의 진동폭은 일반적인 Gap sensor가 아닌 진동진폭의 크기만을 측정할 수 있도록 설계제작된 접촉형 Gap detector에 의해 측정된다.

4. 수치해석 및 실험결과

4.1 수치해석

무차원화된 운동방정식의 네개의 파라미터 회전각속도 (A^*), 첨단 질량비 (M^*), 회전각 (θ) 및 허브길이 (a^*) 중에서 $\theta = \pi/2$, $a^* = 0.1$ 로 고정하고 A^* 를 0.006~0.3까지 0.006간격으로 변화시키고 M^* 를 0.01~0.5까지 0.01간격으로 변화시키면서 회전정지 후 자유단의 진동진폭 ($H = |W(1, \tau)| \max, \tau > \tau_1$)을 구하였으며 그 결과를 3차원 및 Contour plot으로 나타낸 것이 Fig. 4, Fig. 5에 있다.

고정된 M^* (0.1, 0.2, 0.3 및 0.4)에 대해 A^* 의 변화에 따른 H 가 Fig. 6에, 고정된 A^* (0.12, 0.18, 0.24 및 0.30)에 대해 M^* 의 변화에 따른 H 가 Fig. 7에 나타나 있으며 이들은 3차원 Plot Fig. 4의 가로 및 세로 단면들을 나타내고

있다.

Fig. 4~Fig.7에서 회전각속도 및 피이송 질량 (Payload)의 크기를 나타내는 첨단질량비 M^* 의 변화에 따라 회전정지후 자유단의 진동진폭이 점차 증가하였다가 영 (Zero)에 가까운 크기까지 감소하는 현상이 반복되어 일어나고 있음을 알 수 있으며 첨단질량비를 고정시킨 경우 H 의 포락선 (Envelop)이 회전각속도와 선형관계가 있고 그 기울기는 첨단질량비가 증가함에 따라 커지며 (Fig. 6참조) 회전각속도가 증가함에 따라 같은 첨단질량비의 변화구간 내의 H 가 영에 가까운 점의 수가 감소하는 것을 알 수 있다. (Fig. 7참조) 이로부터 조작기가 정해진 각도만큼 회전하는 경우 허브의 회전각속도 및 피이송 질량의 크기를 적절히 선택함으로써 회전후의 조작기의 자유단의 진동을 최소로 할 수 있으며 그 선택의 조합은 여러가지로 존재함을 알 수 있다.

다음으로 회전시간 ($\tau_1 = \theta/A^*$)과 계의 첫번째 고유진동형의 주기 (T_1 가 회전정지후 자유단의 진동진폭의 크기에 미치는 영향을 수치해석하였다.

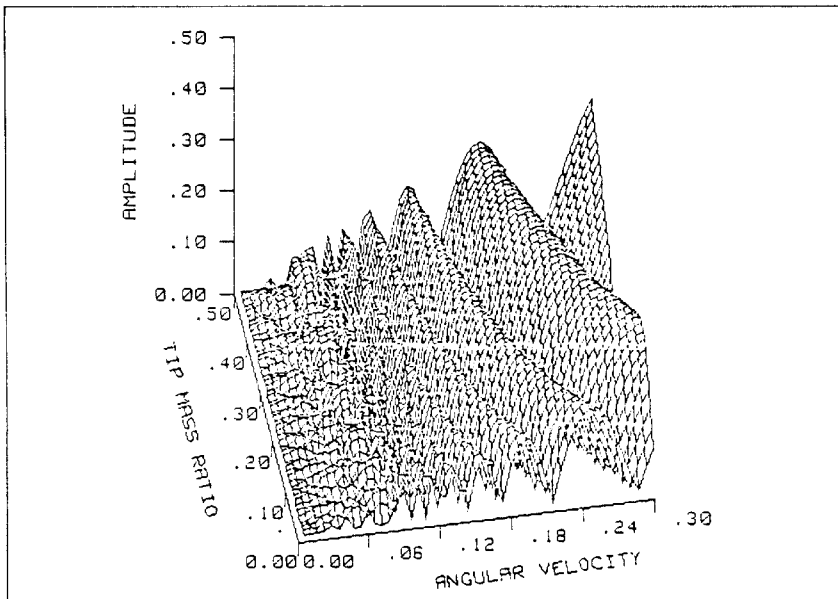


Fig. 4. The Three-Dimensional Plot of Vibration Amplitude of Free End (H) ($a^* = 0.1, \theta = \pi/2$)

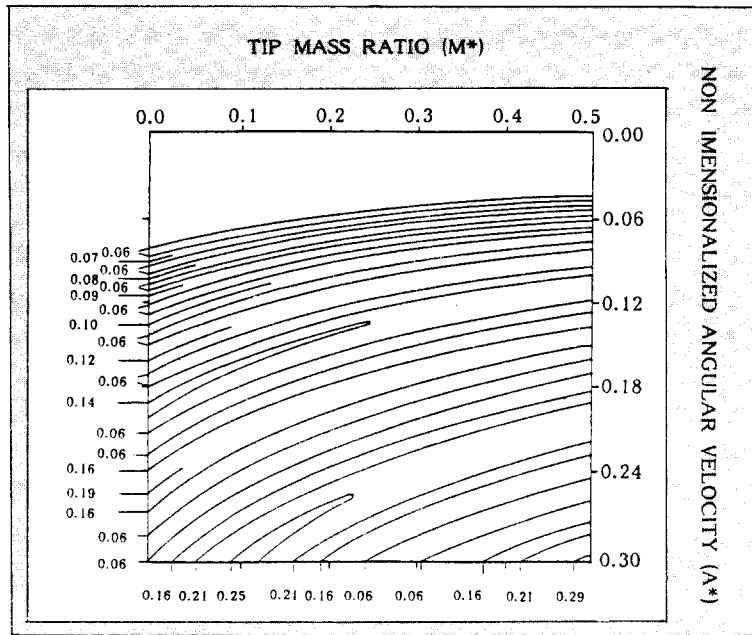


Fig. 5. The Contour Plot of Vibration Amplitude of Free End (H)
($a^* = 0.1, \theta = \pi/2$)

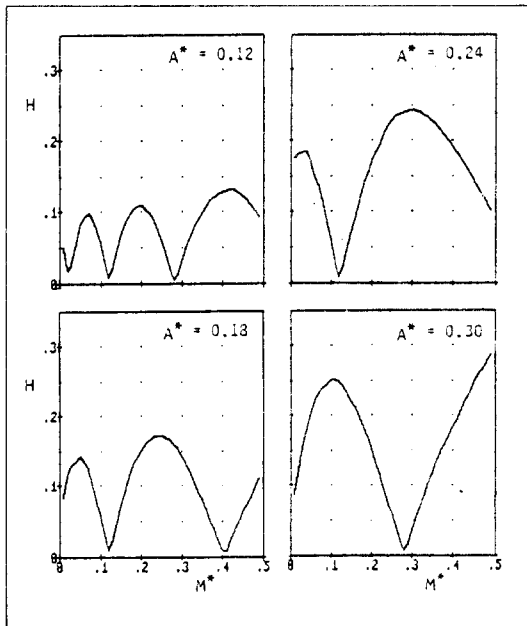


Fig. 6. Dependence of Vibration Amplitude of Free End (H) upon the Angular Velocity (A^*)
($a^* = 0.1, \theta = \pi/2$)

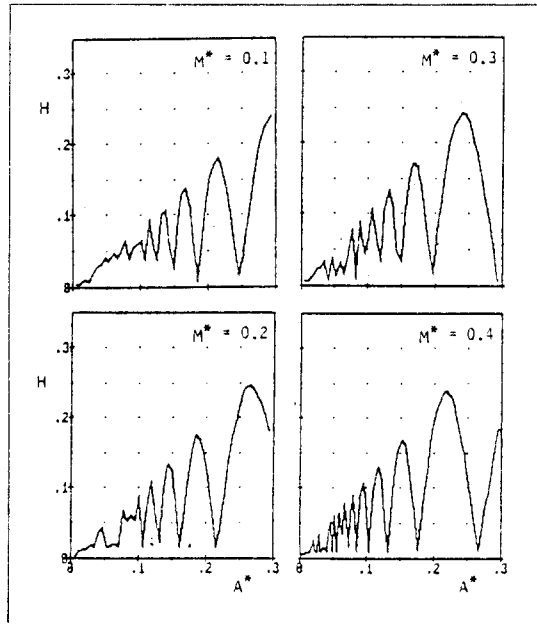


Fig. 7. Dependence of Vibration Amplitude of Free End (H) upon the Tip Mass (M^*)
($a^* = 0.1, \theta = \pi/2$)

첨단질량비 M^* 가 0.4로 고정된 경우(첫번째 진동형의 고유진동수 $\omega_1 = 2.1681$) 회전각속도의 변화에 따른 회전정지후 자유단의 진동진폭의 최상승점(Peak Point) 및 영에 가까운 점들에 대해 회전정지후 자유단의 진동 및 회전시간 τ_1 과 첫번째 진동형의 주기 $T_1 (= 2\pi/\omega_1 = 2.8980)$ 과의 관계가 Fig. 8에 표시되어 있다. 또한 Fig. 9에는 고정된 회전각속도 A^* (0.1, 0.2 및 0.3)에 대해 회전시간의 주기에 대한 비(τ_1/T_1)의 변화에 따른 H 의 변화를 표시하였으며 여기서 고정된 회전각속도에 대해서 (τ_1/T_1)의 변화는 전각의 변화가 된다

해 회전시간이 첫번째 진동형의 주기의 (자연수 + 0.5)배인 경우에는 회전정지후 자유단의 진동 진폭이 최대값을 가지며 그 최대값은 회전각속도가 커질수록 선형적으로 증가하며, 회전시간이 자연수 배인 경우에는 회전정지후 자유단의 진동 진폭이 거의 영에 가까운 값을 가짐을 알 수 있다.

따라서 조작기의 피이송질량이 결정되고 (이 이송질량의 무게에 따라 계의 고유진동수는 결정된다) 그 회전각이 결정되었을 경우 회전각속도를 회전시간이 첫번째 진동형의 주기의 자연수 배가 선택함으로써 회전정지후 자유단의 진동진폭을 최소화 할 수 있음을 알 수 있다.

Fig. 8, Fig. 9로부터 고정된 회전각속도에 대

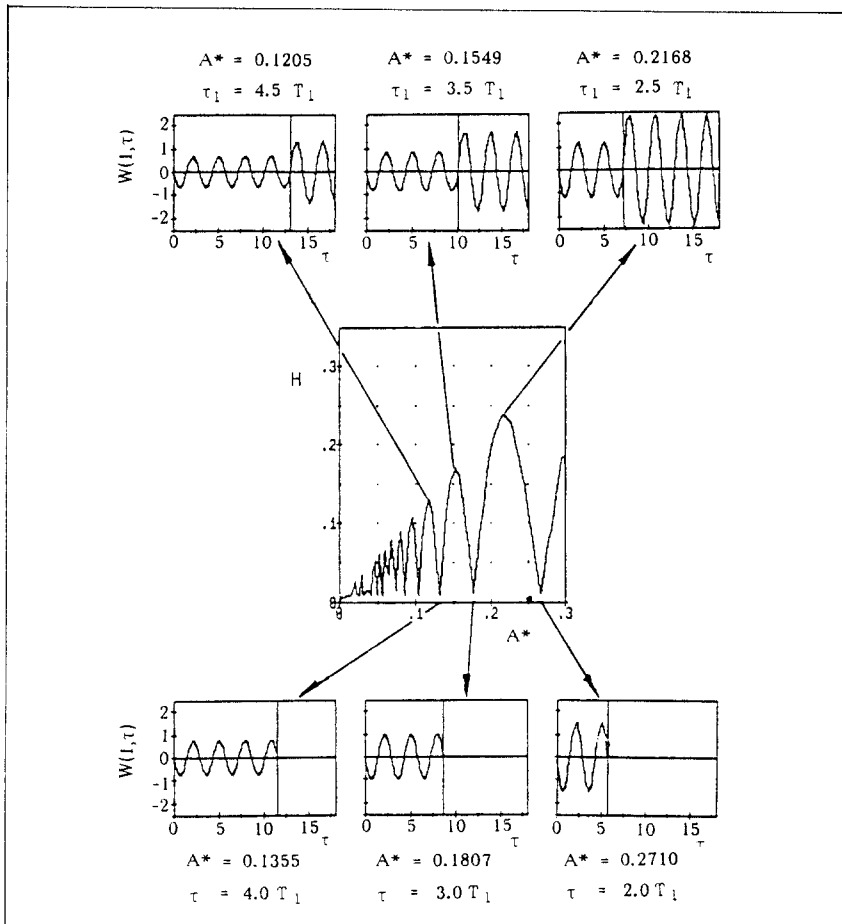


Fig. 8. Vibrations of Free End $\{W(1, \tau)\}$.
 ($a^* = 0.1, \theta = \pi/2, M^* = 0.4, T_1 = 2.8980$)

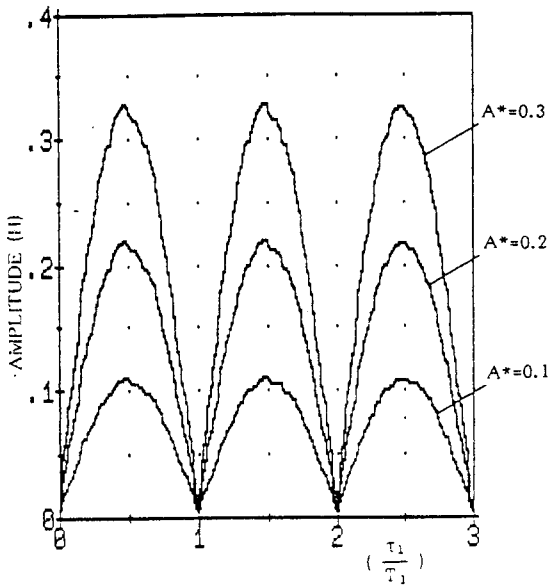


Fig. 9. Dependence of Vibration Amplitude of Free End (H) upon the Rotating Time (τ_1).
 $a^* = 0.1, M^* = 0.4, T_1 = 2.8980$

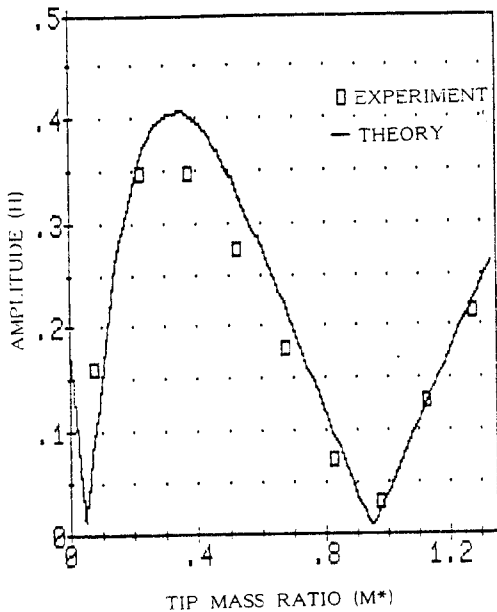


Fig. 10. Vibration Amplitude of Free End (H).
 $(a^* = 0.1, \theta = \pi/2, \Omega_0 = 30 \text{ rpm})$

4 · 2. 실험결과

본 연구의 실험장치 제원 및 실험에 관계된 파라미터는 Table. 3과 같다. Table. 3의 실험 제원에 대해 회전 정지 후 자유단의 진동진폭에 대해 실험을 실시하여 수치해석 결과와 비교한 것이 Fig. 10에 나타나 있다. 회전 중의 진동상태를 알아보기 위해 M^* 를 0.38 및 0.83 으로 고정한 경우에 대하여 Stroboscope를 이용한 사진촬영결과 (80 flashes/sec.)와 Computer simulation의 결과가 Fig. 11에 나타나 있다.

Fig. 10, Fig. 11은 회전시 및 회전 정지 후의 진동상태에 대한 실험결과와 수치해석 결과 가 잘 일치함을 보여주고 있다.

Table. 3. Experimental equipments and parameters.

Equipment	Model	Manufacturer
Stepping Motor	PH 268L-01	Oriental Motor
Cap Sensor	VS-081 with VT-102	ONO SOKKI
Cap Detector		자체제작
Strain Gauge	KFC-10-C1-11	KYOWA
Dynamic Strain Amplifier with Low pass Filter	LF-6C	KYOWA
FFT Analyzer	CF 500	ONO SOKKI

Beam	$l : 0.25 \text{ m}$ $m : 0.06667 \text{ kg/m}$ $EI : 0.01628 \text{ Nm}^2$
Hub	$a : 0.025 \text{ m}$
Tip mass ratio	$M^* : 0.08 \sim 1.28 \text{ (step } 0.15)$
Rotational speed	$\Omega_0 : 30 \text{ rpm } (\pi \text{ rad/sec.})$
Rotating Angle	$\theta : \pi/2$

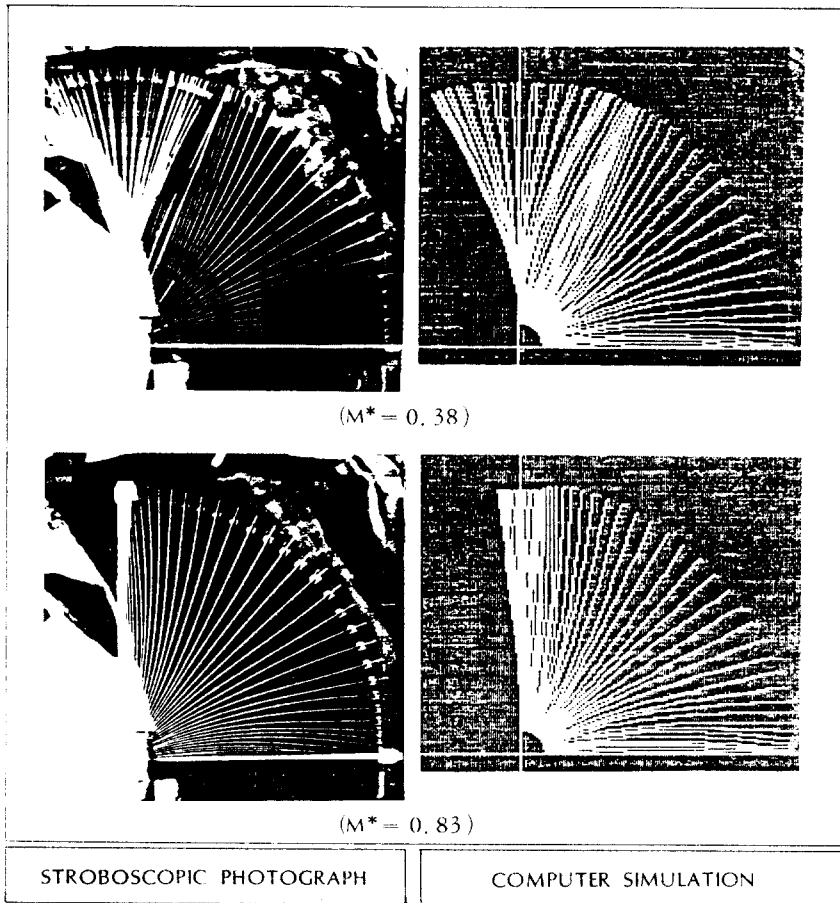


Fig. 11. Comparison of Computer Simulation and Stroboscopic Photographs of Rotating Beam.
 ($a^* = 0.1, \theta = \pi/2, \Omega_0 = 30\text{rpm}, 80\text{ flashes/sec.}$)

5. 결 론

회전하는 유연한 로보트 팔의 진동 세이를 연구하기 위해 이를 충격적 회전을 하는 첨단질량이 부착된 외관보로 모델화하여 회전 중 및 회전 정지 후 자유단의 진동에 대해 수치해석 및 실험을 행하여 다음의 결론을 얻었다.

1) Galerkin 방법을 사용한 수치해석 결과와 실험결과가 잘 일치한다.

2) 첨단질량 및 회전 각속도의 크기 변화에 따라 회전 정지 후 자유단의 진동진폭이 점차로 증가하였다가 다시 감소하여 그 값이 영에 가까

워 지는 경우가 주기적으로 나타난다.

3) 회전각 및 첨단질량의 크기를 고정하고 각속도를 변화시킨 경우 회전 정지 후 자유단의 진동진폭의 포락선은 회전 각속도와 선형관계가 있으며 그 기울기는 첨단질량의 크기가 증가함에 따라 커진다.

4) 회전각 및 회전 각속도를 고정하고 첨단질량의 크기를 변화시킨 경우, 같은 첨단질량 크기의 변화구간에 대해 회전 각속도가 커질수록 H가 영인 점의 수가 감소한다.

5) 조작기의 회전시간이 첫번째 진동형의 주기의 자연수 배이면 회전 정지 후 자유단의 진

동진폭은 잉에 가까운 값을 가지며(자연수+0.0.5)배이면 최대값을 갖게되어 회전 정지 후 자유단의 진동진폭을 최소로 하는 조작기의 운전 조건은 다음 식으로 주어진다.

$$A^* = \frac{\omega_1 \theta}{2n\pi} \quad (n = 1, 2, \dots)$$

참고문헌

1. V. I. Yudin, "Analysis of the Vibrations of a Manipulator Extremity," *Prikladnaya Mekhanika*, Vol. 16, No. 10, pp.108-115, Oct. 1980.
2. S. Amada, "Dynamic Response of a Beam subjected to Impulsive-like Rotations, KIR-IKI, 203B, 931st meeting, JSME, July 1985.
3. T. Fukuda, "Control of Flexible Robotic Arms, " *J. of JSME*, Vol. 51, No. 468, pp. 2140-2144, Aug. 1985.
4. Y. Sakawa and F. Matsuno, "Modeling and Control of a Flexible Arm, " *Measurement and Control*, Vol. 25, No. 1, pp.64-70, Jan. 1986.
5. R. D. Blevins, *Formulas for Natural Frequency and Mode Shape*, Van Nostrand Reinhold Company, New York, 1979.

이 논문은 한국학술진흥재단의 1985년도 연구비에 의하여 연구되었음