

〈論 文〉

한쌍의 압전형 구동기를 이용한 구조물의 능동 미소 진동 제어

Active Micro-vibration Control of a Structure by Using a Pair of Piezoelectric Actuators

김 미 경* · 지 원 호** · 이 종 원***

Kim Mi-Gyoung, Jee Won-Ho, Lee Chong-Won

(1993년 8월 9일 접수 ; 1993년 12월 1일 심사완료)

ABSTRACT

Active micro-vibration control of a structure, which simulates a stepper device, is performed using a pair of piezoelectric actuators. The control aims at reducing the translational and rotational vibrations of the upper plate when the base is subject to seismic disturbance and the upper plate undergoes impulsive transient motion. Using the experimentally determined model, derivative control scheme is adopted so that the damping of the closed-loop system is effectively increased. It is found that the predicted control performance is in good agreement with the experimental results. Finally, the limit cycle phenomenon due to the controller voltage saturation is compared with the simulation.

1. 서 론

첨단기술 관련장비들이 점점 미세화, 정밀화하는 방향으로 나아감에 따라, 다양한 제조 분야에서 진동외란의 영향이 적은 저진동 환경을 필요로 하고 있다. 즉, 지금까지의 수동 진동제어보다 한층 더 저진동 환경에 도달할 수 있는 능동 진동제어가 필요하다.

저진동 환경을 요구하는 전형적인 예로 반도체 제조공정의 축소투영 노광방식에 사용되는 스텝구동기 (stepper)를 들 수 있다. IC의 집적도가 향상됨에 따라 정밀하고 미세한 노광을 하기 위해서는 고도의 저진동 환경이 요구된다. 기존의 스텝구동기 연구로는 Fujita등이 압전소자를 구동기로 사용해서 1축방향 능동 미소진동제어를 실현한 바 있으며⁽¹⁾,

Shimogo등은 스텝구동기에 있어서 압전소자를 이용한 1축 방향의 잔류 진동 제어를 실현한 바 있다⁽²⁾.

본 연구에서는 스텝구동기의 2축(x, θ) 방향 능동 미소진동제어를 목적으로 한다. 진동제어를 위한 구동기로서는 압전소자를 사용하는데 압전소자는 미소 변위제어가 가능한 점등 여러 장점이 있는 이유로 이를 이용한 제어 연구가 최근 활발히 진행되고 있다. 본 연구에서 사용되는 적층형 압전소자를 이용한 제어의 예로서

- 스텝구동기의 진동제어^(1~3)
- 정밀 X-Y 테이블⁽⁴⁾
- 다축 마이크로 매니플레이터^(5~6)
- 압전형 서어보 감쇠기를 이용한 외팔보계의 진동제어^(7~9)
- 급속변형을 이용한 정밀 위치제어^(10~11)

등을 들 수 있다.

Fig. 1의 스텝구동기를 이용하여 축소투영 노광방식으로 웨이퍼를 가공하기 위해서는, 먼저 웨이퍼의 한 구간을 노광시키고 스텝구동기로 웨이퍼를 이동시킨 후 다음 웨이퍼 구간을 노광시킨다. 이때 웨이

*한국통신

**삼성항공산업(주)

***한국과학기술원 기계공학과, 소음 및 진동제어 연구센터 (NOVIC)

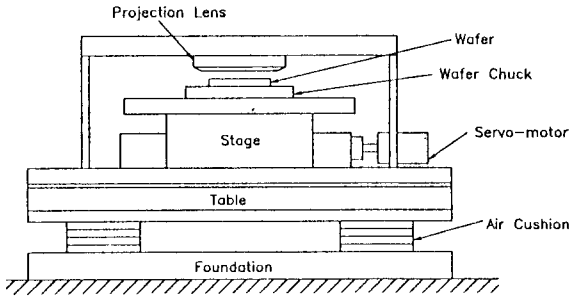


Fig. 1 Structure of a stepper

퍼 선반과 렌즈 사이에 과도적인 잔류진동이 생기면 정밀한 노광을 할 수 없게 된다. 실제 스텝구동기에서는 선반과 렌즈 사이의 상대변위를 측정하여 제어하여야 하지만 본 연구에서는 실험장치를 간단히 하기 위해 절대변위를 측정하여 잔류진동을 제어하고자 하며 덧붙여 연속적인 외란이 가해질 때에도 제어하고자 한다.

실험장치의 개략도는 Fig. 2와 같으며 테이블 1에

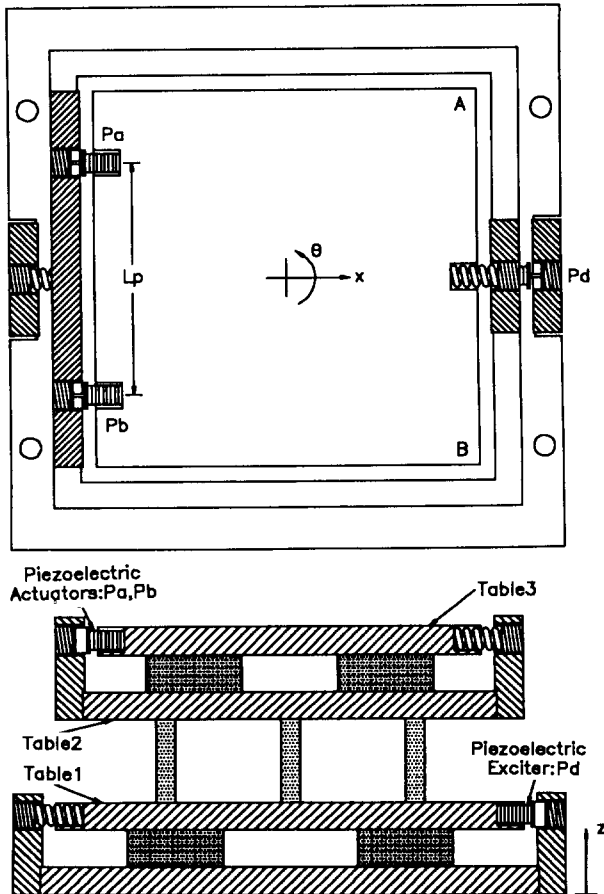


Fig. 2 Schematic of a test rig

서 압전소자 P_a 를 이용하여 가진하고, 테이블 3의 x 방향 왼쪽끝과 오른쪽끝에 두 개의 압전형 구동기 P_a 와 P_b 를 장착하여 x 방향 병진 및 θ 방향의 회전 진동을 제어한다.

스텝구동기의 외란 자체가 미소진동이라는 가정하에 외란의 주파수 범위는 0~30 Hz로 설정하고, 압전소자의 특성상 최대 가진 변위는 15 μm 로 설정한다. x 방향 운동과 θ 방향 운동이 동력학적으로 독립적이고 수직방향 운동이 없다는 가정하에 이론적으로 모형을 구한 후, 실험적인 모형과 비교한다. 실험적 모형을 이용하여 제어기를 설계하며 본 연구에서는 PID제어기를 사용한다.

2. 모형화 및 모의실험

2.1 압전소자

압전소자에는 다양한 종류가 있으며 가속도계, 구동기, 하중계, 압력계, 모터, 음향기기, 초음파기기, 통신기기, 발전자 등 많은 분야에서 응용되고 있다. 본 연구에서 사용한 압전소자는 적층형 압전소자(일본 Tokin사 NLA-10 \times 10 \times 18, 144층)로서 작은 변위(15 $\mu\text{m}/100\text{V}$), 히스테리시스, 기계적 강도가 약하다는 단점은 있지만, 저전압(100 V 이하) 구동이 가능하고, 변위응답속도(무부하시 50~60 μs)가 빠르며, 발생력(변형 제한시 350 $\text{kg}_f/100\text{V}$)이 크고, 복잡한 전달기구 없이 직접 변위가 발생하는 장점이 있다. 이러한 적층형 압전소자의 사용시에는 비선형성, 히스테리시스등이 제어에 미치는 영향 및 선형화 조건을 고려하여야 한다⁽¹¹⁾.

2.2 이론적 모형화

Fig. 3은 Fig. 2의 계를 등가 질량, 등가 강성계수, 등가 감쇠계수로 모형화한 것이다. 먼저, 모형의 x 방향 운동식은

$$\begin{aligned}
 m_1 \ddot{x}_1 &= -c_{1x} \dot{x}_1 - c_{2x} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - c_{px} (x_1 - \Delta l_a) \\
 &\quad - k_{1x} x_1 - k_{2x} (x_1 - x_2) - k_{px} (x_1 - \Delta l_a) \\
 m_2 \ddot{x}_2 &= -c_{2x} (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - c_{3x} (\dot{x}_2 - \dot{x}_3) - c_{px} (\dot{x}_2 \\
 &\quad - \dot{x}_3 + \frac{\Delta l_a + \Delta l_b}{2}) - k_{2x} (x_2 - x_1) \\
 &\quad - k_{3x} (x_2 - x_3) - k_{px} (x_2 - x_3 + \frac{\Delta l_a + \Delta l_b}{2}) \\
 m_3 \ddot{x}_3 &= -c_{3x} (\dot{x}_3 - \dot{x}_2) - c_{px} (\dot{x}_3 - \dot{x}_2 \\
 &\quad - \frac{\Delta l_a + \Delta l_b}{2}) - k_{3x} (x_3 - x_2) \\
 &\quad - k_{px} (x_3 - x_2 - \frac{\Delta l_a + \Delta l_b}{2})
 \end{aligned} \tag{1}$$

로 나타낼 수 있다. 여기서 $x_i(i=1,2,3)$ 는 각 테이블의 변위(즉 x_1, x_2, x_3 은 각각 테이블 1,2,3의 변위, 이하 i 는 1,2,3을 의미), m_i 는 각 테이블의 질량이며 c_{ix}, k_{ix} 는 각각 테이블 사이의 등가 감쇠계수, 등가 강성계수이며 c_{px}, k_{px} 는 압전소자의 감쇠계수, 강성계수를 의미한다. Δl 은 인가전압에 대한 압전소자의 변위량을 나타내는데 Δl_a 는 P_a 의 x 방향 가진변위, Δl_b 는 P_b 의 x 방향 구동변위를 의미한다.

압전소자는 시상수 T ($50 \sim 60 \mu s$)가 매우 작을 뿐만 아니라 외란이 저주파 영역($0 \sim 30 \text{ Hz}$)이라고 가정하였으므로

$$\Delta L(s) = \frac{K_L}{1 + Ts} V(s) \cong K_L V(s) \quad (2)$$

의 관계가 있다⁽¹¹⁾. 여기에서 K_L ($15 \mu m/100 \text{ V}$)은 인가전압에 대한 자유장의 변화를 나타내는 비례상수이다. 식 (1)을 라플라스 변환시킨 후 식 (2)를 대입하여 $x_i(t)$ 의 라플라스 변환 $X_i(s)$ 에 대해서 정리하면

$$\begin{pmatrix} X_1(s) \\ X_2(s) \\ X_3(s) \end{pmatrix} = \frac{K_L}{\Delta(s)} a_p \begin{bmatrix} (a_{02} + a_2 + a_3 + a_p) \\ \times (a_{03} + a_3 + a_p) \\ - (a_3 + a_p)^2 \\ a_2(a_{03} + a_3 + a_p) \\ (a_{01} + a_1 + a_2 + a_p) \\ \times (a_{03} + a_3 + a_p) \\ a_2(a_3 + a_p) \\ (a_{01} + a_1 + a_2 + a_p) \\ \times (a_3 + a_p) \\ a_2(a_3 + a_p) \\ (a_{01} + a_1 + a_2 + a_p) \\ \times (a_3 + a_p) \\ a_2(a_3 + a_p) \\ (a_{01} + a_1 + a_2 + a_p) \\ \times (a_3 + a_p) \\ (a_{02} + a_2 + a_3 + a_p) - a_2^2 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} V_a(s) \\ V_b(s) \end{pmatrix} \quad (3)$$

이 된다. 여기서

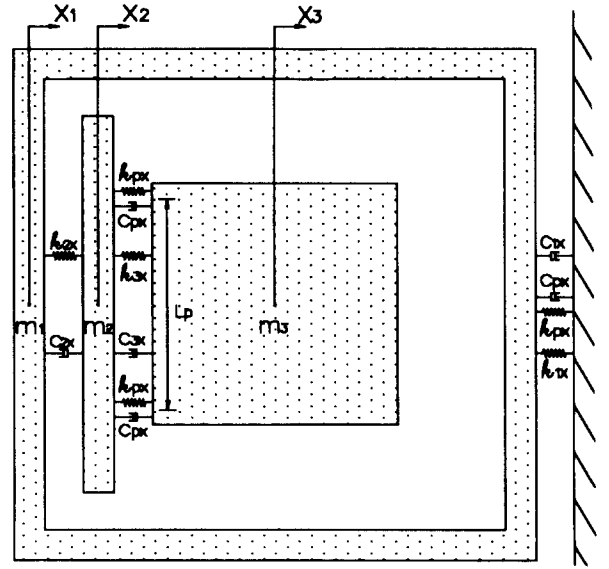


Fig. 3 System modeling

$$\Delta(s) = (a_{01} + a_1 + a_2 + a_p) [(a_{02} + a_2 + a_3 + a_p) (a_{03} + a_3 + a_p) - (a_3 + a_p)^2] - a_2^2 (a_{03} + a_3 + a_p) \quad (4)$$

$$a_{01} \equiv m_1 s^2, a_{02} \equiv m_2 s^2, a_{03} \equiv m_3 s^2$$

$$a_1 \equiv c_{1x} s + k_{1x}, a_2 \equiv c_{2x} s + k_{2x}, a_3 \equiv c_{3x} s + k_{3x}$$

$$a_p \equiv c_{px} s + k_{px}$$

이다. k_{px} 는 $2.8 \times 10^8 \text{ N/m}$ 이며^(3,11) 이에 비하여 m_2 는 4.6 kg , m_3 는 7.8 kg , k_{ix} 는 $10^4 \sim 10^5 \text{ N/m}$, c_{ix} 와 c_{px} 는 k_{ix} 와 k_{px} 에 비해 상대적으로 훨씬 작은 값이므로, 외란이 저주파 영역($0 \sim 30 \text{ Hz}$)임을 고려하면

$$m_i s^2 \ll c_{px} s + k_{px}$$

$$c_{ix} s + k_{ix} \ll c_{px} s + k_{px} \quad (5)$$

의 관계식을 적용할 수 있다. 따라서 식 (4)는

$$\Delta(s) \cong a_p^2 (a_{03} + a_{02} + a_2) \quad (6)$$

로 간략화되며 이로부터 식 (3)을 X_1 과 X_3 에 대해서 쓰면

$$X_3(s) \cong G_x(s) X_1(s) + H_x(s) \{ V_a(s) + V_b(s) \} \quad (7)$$

이 된다. 여기서 외란 x_1 에 대한 x_3 의 전달함수 $G_x(s)$ 는

$$G_x(s) = \frac{X_3(s)}{X_1(s)} = \frac{(c_{2x} s + k_{2x})}{(m_2 + m_3) s^2 + c_{2x} s + k_{2x}} \quad (8)$$

이고, 구동전압 ($V_a + V_b$)에 대한 x_3 의 전달함수 $H_x(s)$ 는

$$\begin{aligned}
 H_x(s) &= \frac{X_3(s)}{V_a(s) + V_b(s)} \\
 &= \frac{\frac{1}{2}K_L(m_2s^2 + C_{2x}s + k_{2x})}{(m_2 + m_3)s^2 + C_{2x}s + k_{2x}}
 \end{aligned}
 \tag{9}$$

이다.

다음으로 모형의 θ 방향 운동방정식은

$$\begin{aligned}
 J_1 \ddot{\theta}_1 &= -c_{1t} \dot{\theta}_1 - c_{2t} (\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) - c_{pt} (\dot{\theta}_1 - \Delta \dot{\theta}_d) \\
 &\quad - k_{1t} \theta_1 - k_{2t} (\theta_1 - \theta_2) - k_{pt} (\theta_1 - \Delta \theta_d) \\
 J_2 \ddot{\theta}_2 &= -c_{2t} (\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_1) - c_{3t} (\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_3) \\
 &\quad - c_{pt} (\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_3 + \frac{\Delta \dot{l}_b - \Delta \dot{l}_a}{L_p}) \\
 &\quad - k_{2t} (\theta_2 - \theta_1) - k_{3t} (\theta_2 - \theta_3) \\
 &\quad - k_{pt} (\theta_2 - \theta_3 + \frac{\Delta l_b - \Delta l_a}{L_p}) \\
 J_3 \ddot{\theta}_3 &= -c_{3t} (\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_2) - c_{pt} (\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_2 + \frac{\Delta \dot{l}_b - \Delta \dot{l}_a}{L_p}) \\
 &\quad - k_{3t} (\theta_3 - \theta_2) - k_{pt} (\theta_3 - \theta_2 + \frac{\Delta l_b - \Delta l_a}{L_p})
 \end{aligned}
 \tag{10}$$

로 나타낼 수 있다. 여기서 θ_i 는 각 테이블의 회전 변위이다. J_i 는 각 테이블의 관성모멘트이며 c_{it} , k_{it} 는 각각 테이블 사이의 θ 방향 등가 감쇠계수, 등가 강성계수이다. $\Delta \theta_d$ 는 θ 방향 가진을 의미하며 L_p 는 구동 압전소자 P_a 와 P_b 사이의 거리이다.

x 방향에 대한 앞서의 처리 과정과 유사한 방법을 적용한 뒤 θ_1 과 θ_3 의 라플라스 변환 $\Theta_1(s)$ 와 $\Theta_3(s)$ 에 대해서 정리하면

$$\Theta_3(s) \cong G_t(s) \Theta_1(s) + H_t(s) \{-V_a(s) + V_b(s)\}
 \tag{11}$$

이 된다. 여기서 외란 θ_1 에 대한 θ_3 의 전달함수 $G_t(s)$ 는

$$G_t(s) = \frac{\Theta_3(s)}{\Theta_1(s)} = \frac{(C_{2t}s + k_{2t})}{(J_2 + J_3)s^2 + C_{2t}s + k_{2t}}
 \tag{12}$$

이고, 구동전압 $(-V_a + V_b)$ 에 대한 θ_3 의 전달함수 $H_t(s)$ 는

$$\begin{aligned}
 H_t(s) &= \frac{\Theta_3(s)}{(-V_a(s) + V_b(s))} \\
 &= \frac{\frac{1}{L_p}K_L(J_2s^2 + (C_{2t}s + k_{2t}))}{(J_2 + J_3)s^2 + C_{2t}s + k_{2t}}
 \end{aligned}
 \tag{13}$$

이다.

2.3 실험적 모형화

Fig. 4는 $H_x(s)$ 와 $H_t(s)$ 의 실험적 모형화와 진동 제어에 위한 실험장치이다. 테이블 1에 x 방향 외란

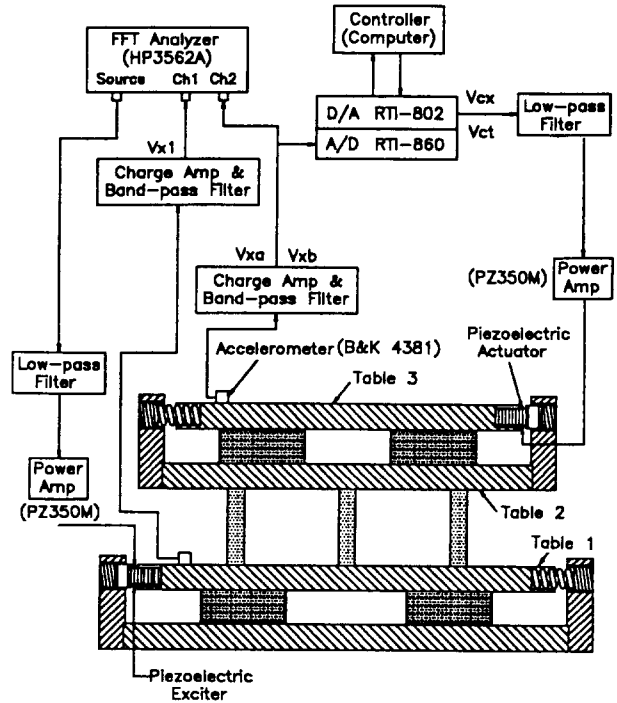


Fig. 4 Experimental set-up for system identification and control

측정을 위한 가속도계를 장착하고 테이블 3의 왼쪽 끝(Fig. 2의 A위치)과 오른쪽끝(Fig. 2의 B위치)에 각각 x 방향으로 가속도계를 장착하였다. 가속도계 증폭기 내부의 적분회로를 이용하여 테이블 각 위치의 변위를 얻는다. 테이블 1의 변위신호를 V_{x1} , 테이블 3의 왼쪽끝 변위신호를 V_{xa} , 오른쪽끝 변위신호를 V_{xb} 라고 정의한다. 식 (9)와 식 (13)에서 보는 바와 같이 $H_x(s)$, $H_t(s)$ 는 구동전압 V_a , V_b 에 대해 연성(couple)되어 있으므로 측정에 의하여 바로 구할 수 없다. 따라서 입출력이 연성되지 않은 경우에 대하여 먼저 전달함수를 구하고 이로부터 $H_x(s)$ 와 $H_t(s)$ 의 실험적 모형을 구했다.

즉 구동입력 전압 V_a 와 V_b 에 대한 x 방향과 θ 방향 변위신호 사이의 관계는 다음과 같이 유도된다. 즉

$$\begin{aligned}
 \begin{pmatrix} V_{x3}(s) \\ V_{t3}(s) \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} \frac{V_{xa}(s) + V_{xb}(s)}{2} \\ -V_{xa}(s) + V_{xb}(s) \end{pmatrix} \\
 &= H^*(s) \begin{pmatrix} V_a(s) + V_b(s) \\ -V_a(s) + V_b(s) \end{pmatrix}
 \end{aligned}
 \tag{14}$$

여기서

$$\begin{aligned}
 H^*(s) &= \begin{bmatrix} H_{aa}^*(s) & H_{ab}^*(s) \\ H_{ba}^*(s) & H_{bb}^*(s) \end{bmatrix} \\
 &= \begin{bmatrix} \frac{H_{aa}(s) + H_{ab}(s) + H_{ba}(s) + H_{bb}(s)}{4} \\ \frac{-H_{aa}(s) + H_{ab}(s) + H_{ba}(s) + H_{bb}(s)}{2} \\ \frac{H_{aa}(s) - H_{ab}(s) + H_{ba}(s) - H_{bb}(s)}{4} \\ \frac{-H_{aa}(s) + H_{ab}(s) + H_{ba}(s) - H_{bb}(s)}{2} \end{bmatrix} \\
 \begin{pmatrix} V_{xa}(s) \\ V_{xb}(s) \end{pmatrix} &= \begin{bmatrix} H_{aa}(s) & H_{ab}(s) \\ H_{ba}(s) & H_{bb}(s) \end{bmatrix} \begin{pmatrix} V_a(s) \\ V_b(s) \end{pmatrix} \quad (15)
 \end{aligned}$$

Fig. 5는 실험으로부터 $H_{aa}(s)$, $H_{ab}(s)$, $H_{ba}(s)$, $H_{bb}(s)$ 를 구한 후 $H^*(s)$ 를 계산한 결과이다. 그림에서 볼 수 있듯이 $H_{ab}^*(s) \cong H_{ba}^*(s) \cong 0$ 로 둘 수 있으므로 x 방향 운동과 θ 방향 운동이 독립적임을 알 수 있다. 그런데 이론적 모형인 식 (9)와 (13)에서

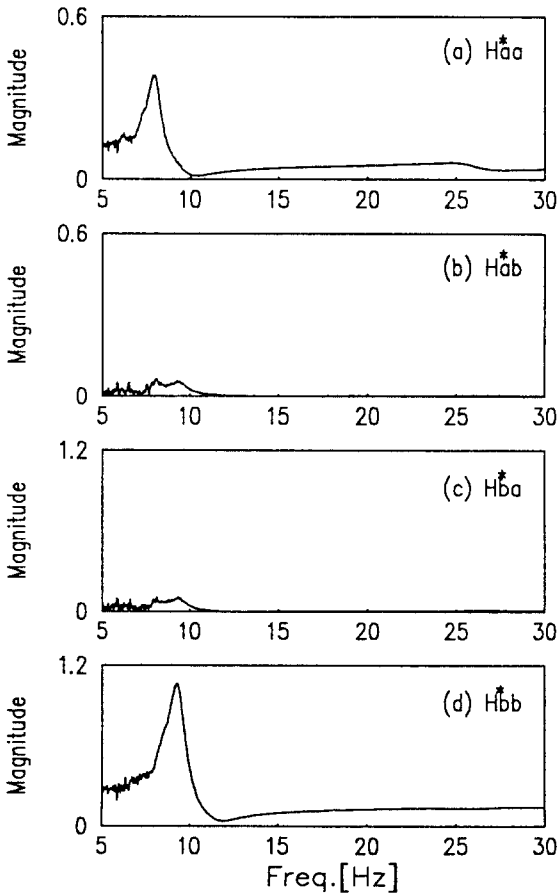


Fig. 5 Experimental frequency response function

는 모드가 1개였으나 실험 결과인 Fig. 5를 보면 27 Hz 근처에 예상하지 못한 모드가 발생했음을 알 수 있다. Fig. 6과 같이 테이블 1의 수직방향 변위를 입력으로, 테이블 3의 수직방향 변위를 출력으로 하는 추가실험으로부터 수평방향과 수직방향 모드는 연성되어 있음을 알 수 있었으며 이 모드는 외부 가진범위 0~30 Hz에 속하므로 제어 모형에 포함되어야 한다.

$G_x(s)$, $G_t(s)$, $H_x(s)$, $H_t(s)$ 에 수직방향 모드를 포함시키고 제어편의를 위하여 x_1 , x_3 , θ_3 대신 V_{x1} , V_{x3} , V_{t3} 를 사용한 실험적 모형을 $G_{ex}(s)$, $G_{et}(s)$, $H_{ex}(s)$, $H_{et}(s)$ 라고 정의한다. $H_{ex}(s)$ 와 $H_{et}(s)$ 의 실험결과와 각각 Fig. 5의 $H_{aa}^*(s)$, $H_{bb}^*(s)$ 와 동일하다. 커브 피팅한 결과를 수식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 G_{ex}(s) &= \frac{V_{x3}(s)}{V_{x1}(s)} \\
 &= \frac{4.26s^3 + 9.96s^2 + 128000s + 48000000}{s^4 + 23.3s^3 + 29400s^2 + 175000s + 65100000} \\
 G_{et}(s) &= \frac{V_{t3}(s)}{V_{t1}(s)} \\
 &= \frac{0.0928s^3 + 2610s^2 + 155000s + 69100000}{s^4 + 9.80s^3 + 29700s^2 + 167000s + 92000000} \\
 H_{ex}(s) &= \frac{V_{x3}(s)}{V_a(s) + V_b(s)} \\
 &= \frac{-0.0169s^4 + 1.05s^3 - 1240s^2 - 4510s - 5100000}{s^4 + 78.7s^3 + 26900s^2 + 297000s + 60800000} \\
 H_{et}(s) &= \frac{V_{x3}(s)}{-V_a(s) + V_b(s)} \\
 &= \frac{0.118s^4 + 11.4s^3 - 616s^2 - 80900s - 6690000}{s^4 + 175s^3 + 17900s^2 + 647000s + 46800000} \quad (16)
 \end{aligned}$$

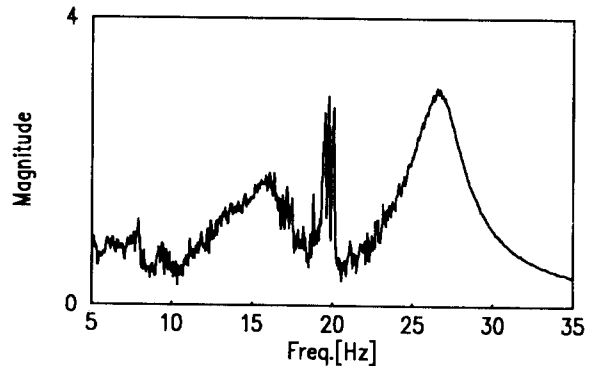


Fig. 6 Experimental frequency response function in the vertical direction

2.4 제어기 설계와 모의실험(Simulation)

제어기 설계에는 실험적 모형식 (16)이 이용된다. Fig. 7은 시스템의 x 방향 및 θ 방향제어를 위한 폐쇄환계의 블록선도로서 이를 식으로 표현하면 다음과 같다.

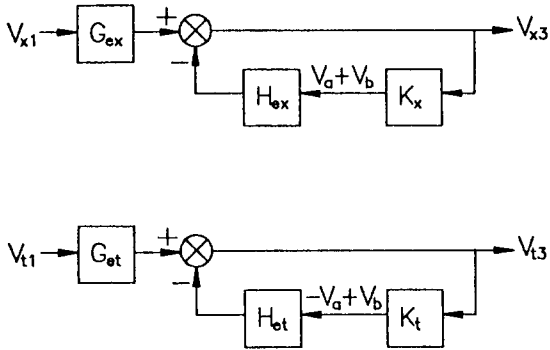


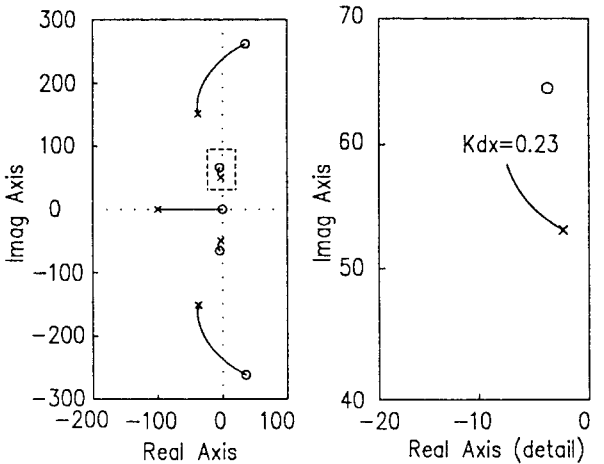
Fig. 7 Block diagram of the closed loop system

$$\begin{aligned} \left[\frac{V_{x3}(s)}{V_{x1}(s)} \right]_{closed} &= \frac{G_{ex}(s)}{1 + K_x(s)H_{ex}(s)}, \\ \left[\frac{V_{t3}(s)}{V_{t1}(s)} \right]_{closed} &= \frac{G_{et}(s)}{1 + K_t(s)H_{et}(s)} \end{aligned} \quad (17)$$

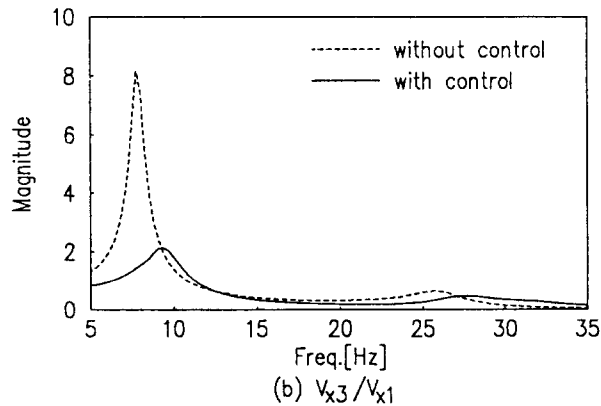
$K_x(s)$ 와 $K_t(s)$ 는 x 방향 및 θ 방향 제어기로서

$$\begin{aligned} K_x(s) &= K_{dx}s / (\tau_x s + 1) \\ K_t(s) &= K_{dt}s / (\tau_t s + 1) \end{aligned} \quad (18)$$

여기서 K_{dx} 와 K_{dt} 는 x 방향 및 θ 방향 미분제어이득, τ_x 와 τ_t 는 극점수가 영점수보다 많아지지 않도록 하기 위한 x 방향 및 θ 방향 시상수이다. Fig. 8은 x 방향에 대해 $K_{dx}=0 \sim 0.23$, $\tau_x=0.01$ 로 하여 MATLAB을 이용한 모의실험을 한 결과로 근궤적 선도와 주파수 영역에서의 응답을 나타낸다. 제어하기 전 계의 고유진동수는 8 Hz이고 제어한 후에는 9 Hz이며 감쇠율은 $\zeta=0.0451$ 에서 $\zeta=0.1174$ 로 2.6배 정도 증가한다. Fig. 9는 θ 방향에 대해 $K_{dt}=0 \sim 0.06$, $\tau_t=0.01$ 로 하여 모의실험한 결과로 근궤적 선도와 주파수 영역에서의 응답을 나타낸다. 제어하기 전 계의 고유진동수는 9.3 Hz이고 제어한 후에는 10.2 Hz이며 감쇠율은 $\zeta=0.0387$ 에서 $\zeta=0.0878$ 로 2.3배 정도 증가한다.

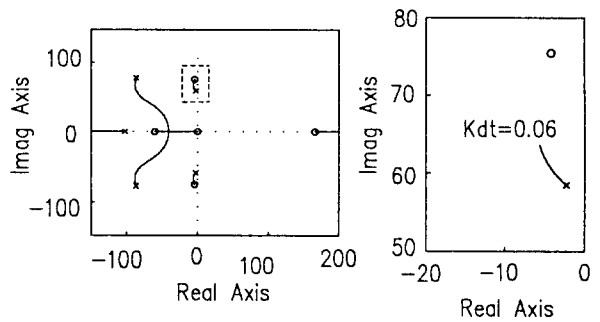


(a) Root loci

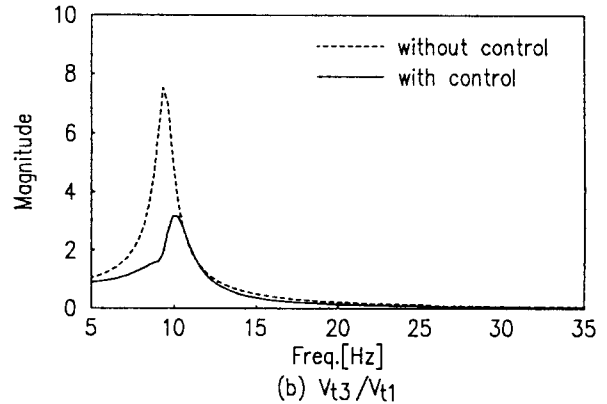


(b) V_{x3}/V_{x1}

Fig. 8 Simulation in x -direction

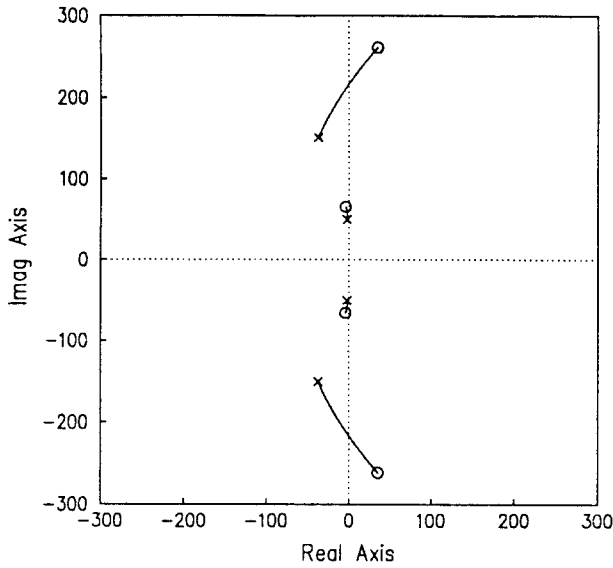


(a) Root loci

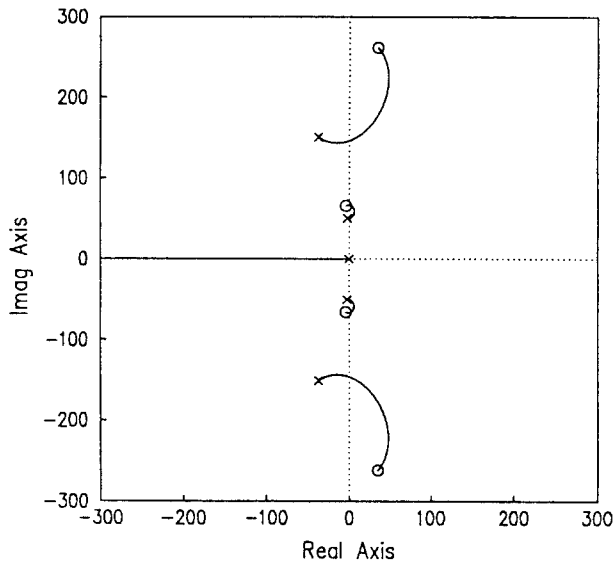


(b) V_{t3}/V_{t1}

Fig. 9 Simulation in θ -direction



(a) with P-control



(b) with I-control

Fig. 10 Root loci in x -direction

Fig. 10은 x 방향에 대해 미분제어 대신 비례제어와 적분제어에 대한 근체적 선도를 MATLAB을 이용해 구한 결과로서 효과적인 제어가 어려움을 보여준다.

3. 제어 실험

3.1 실험장치

제어실험을 위하여 Fig. 4에서 보는 것과 같이 FFT분석기로부터 0~30 Hz의 랜덤 외란(random

noise) 신호를 발생시켜 전압증폭기로 증폭시킨 후 테이블 1의 x 방향 압전형 가진기 P_a 에 전달하여 시스템을 가진시킨다. 그리고 테이블 3에 전달되는 진동을 측정한다. 이 신호는 A/D변환기를 거쳐 컴퓨터에 입력되며 여기에서 계산된 제어전압을 D/A변환기를 거쳐 전압증폭기로 증폭시킨 후 최종적으로 두 개의 구동 압전소자 P_a, P_b 에 전달하여 시스템을 제어한다. 제어와 동시에 테이블 1의 가진신호와 테이블 3의 변위측정신호로부터 주파수 응답함수를 구하여 제어 효과를 측정한다.

3.2 진동제어 실험

실험에서는 x 방향 제어와 θ 방향 제어 모두 미분제어를 행한다. 따라서 식 (18)을 Backward difference 방법을 이용하여 이산화시켜 사용하며⁽¹²⁾ 본 실험에서의 샘플링 시간은 0.0013초로 하였다.

전압증폭기 Burleigh PZ350M은 사용전압이 -20~115 V로 제한되어 있고, 압전소자 인가가능전압이 -40~100 V임을 감안하여 실험시 최대 전압범위를 5~95 V로 제한하여 사용한다. 따라서 그 중간값인 50 V를 DC offset으로 설정하며 이 경우 압전소자가 대칭으로 설치되어 있으므로 추가의 예압이 가해지는 것은 아니다.

x 방향과 θ 방향이 서로 독립적으로 운동하므로 제어기는 따로 설계하였지만, 제어의 목적은 모두 x_a 와 x_b 를 감소시키는 것이다.

Fig. 11은 랜덤가진시 $K_{ax}=0.23, K_{at}=0.06, \tau=0.01$ 로 제어한 결과를 제어하지 않은 경우와 주파수 영역에서 비교한 것이다. 실험결과인 Fig. 11과 모의 실험한 Fig. 8, Fig. 9가 유사함을 볼 수 있는데 이로부터 식 (16)의 모형식이 타당함을 알 수 있다. Fig. 12는 충격가진시 x_3 의 과도응답으로서 모의실험예측처럼 제어시 고유진동수가 증가함을 보인다.

3.3 리미트 싸이클(Limit cycle)

이득을 $K_{ax}=0.25, \tau=0.01$ 로 증가시켜 제어할 경우 Fig. 13과 같은 리미트 싸이클이 발생하며 이 이상의 이득을 줄 경우에도 같은 현상이 발생한다. 이러한 현상은 제어전압 포화에 의해 발생하는 것으로 보인다. 제어전압 포화를 고려하여 계의 ब्ल럭선도를 다시 그리면 Fig. 14와 같다.

포화에 의한 묘사함수(describing function) $N(a)$ 를 수학적으로 표현하면 다음과 같다.

$$N(a) = \frac{M}{b} \quad \text{for } a < b$$

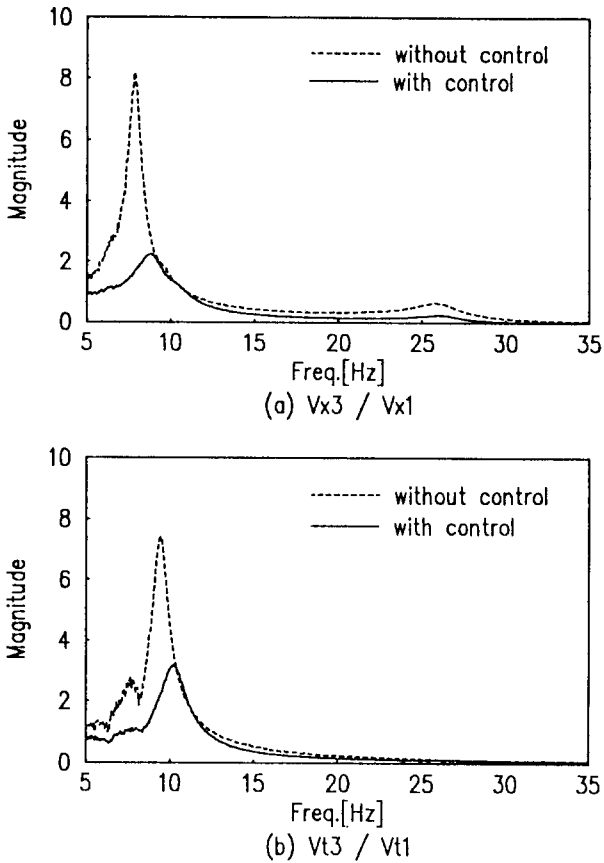


Fig. 11 Experimental frequency response function

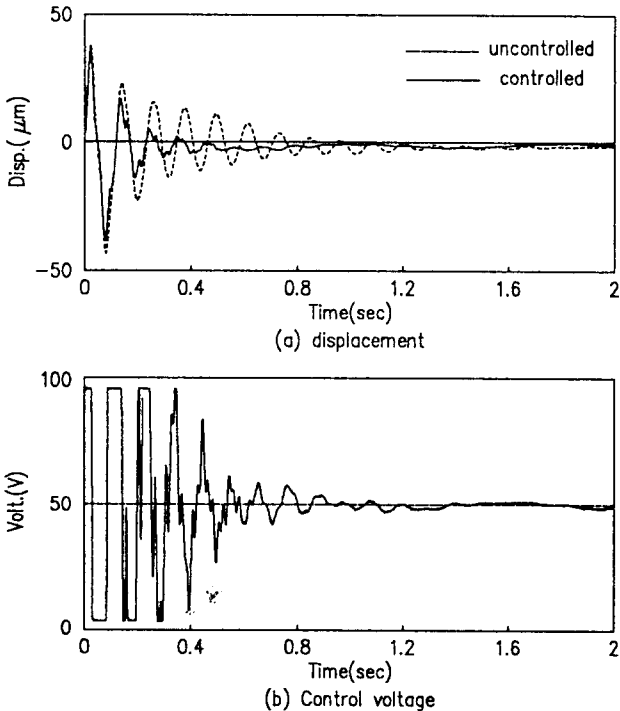


Fig. 12 Typical impulse response of x_3 ($K_{dx}=0.2$, $\tau=0.01$)

$$N(a) = \frac{2M}{\pi b} \sin^{-1} \frac{b}{a} + \frac{2M}{\pi a} \sqrt{1 - \left(\frac{b}{a}\right)^2} \text{ for } a \geq b \quad (19)$$

여기서 a 는 제어 입력이다. 이 묘사함수를 이용하여 리미트 싸이클을 예상할 수 있다. Fig. 14에서

$$K(j\omega)H_e(j\omega) = -\frac{1}{N(a)} \quad (20)$$

이므로 리미트 싸이클이 발생한다면 다음 두 조건을 만족시키는 해가 존재하여야 한다⁽¹³⁾.

$$Re(KH_e) = -\frac{1}{N(a)}, \quad Im(KH_e) = 0 \quad (21)$$

계의 포화가 일어나기 전까지 묘사함수 $N(a)$ 의

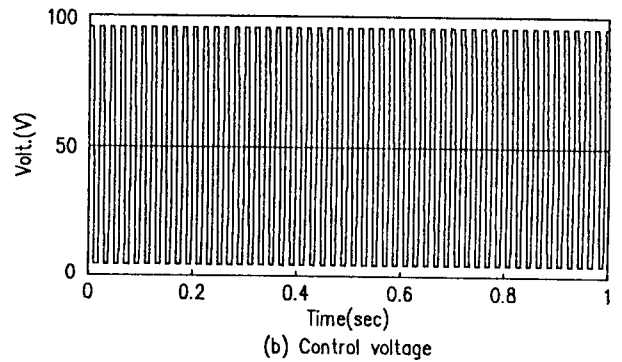
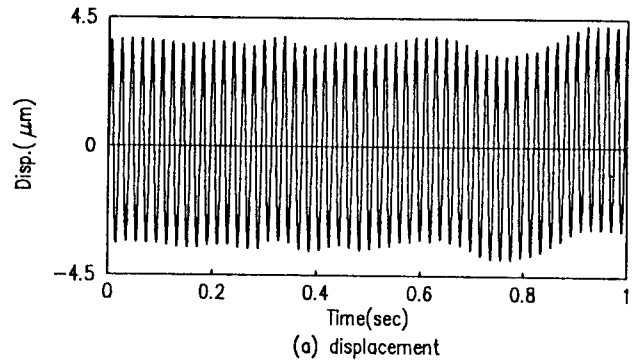


Fig. 14 Block diagram of the control system with saturation

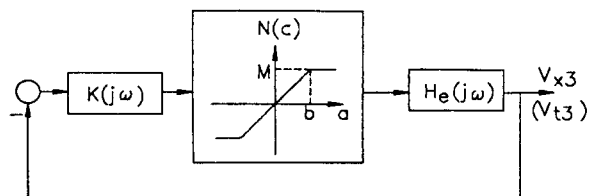


Fig. 13 Time history of x_3 when $K_{dx}=0.25$, $\tau=0.01$

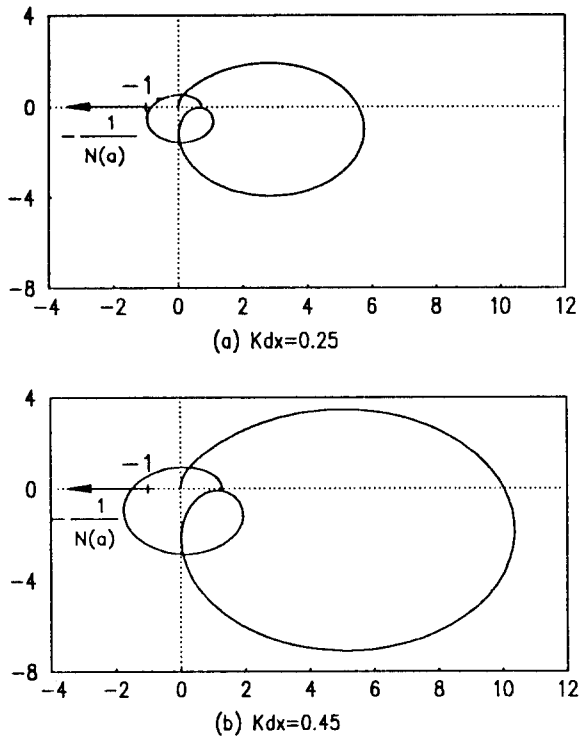


Fig. 15 Nyquist plots due to the variation of K_{dx} when $\tau = 0.01$ (Discrete-time)

기울기는 "1"이므로 포화가 일어났을 때 $N(a)$ 의 범위는

$$0 < N(a) \leq 1 \quad (22)$$

이다. 따라서 본 계에서 리미트 사이클이 발생한다면

$$Re(KH_e) \leq -1, Im(KH_e) = 0 \quad (23)$$

을 만족하는 해가 존재하여야 한다. Fig. 15는 $t = 0.01$ 이고 $K_{dx} = 0.25$ 와 0.45 에 대해 Nyquist 선도를 그린 것이다. 이론에 따르면 Nyquist 선도가 묘사함수와 만날 때 리미트 사이클이 발생가능하다. 즉 $K_{dx} = 0.25$ 일때는 리미트 사이클이 발생하지 않고 $K_{dx} = 0.45$ 일때 리미트 사이클이 발생한다.

리미트 사이클의 안정도 판별법에 의해 위의 리미트 사이클이 안정하다는 것을 예상할 수 있다. Phase plane에서의 리미트 사이클은 고립된 폐곡선으로 정의되는데 Fig. 16은 계가 정지해 있을 경우 $K_{dx} = 0.4$ 부터 0.1 씩 증가시켜 $K_{dx} = 1.0$ 까지 실험한 결과로서 동일하게 수렴하는 폐곡선을 겹쳐 그린 것이다. Fig. 17의 실험결과중 원점으로부터 폐곡선까지의 곡선은 계가 정지해 있을 때 $K_{dx} = 0.25$ 이상의

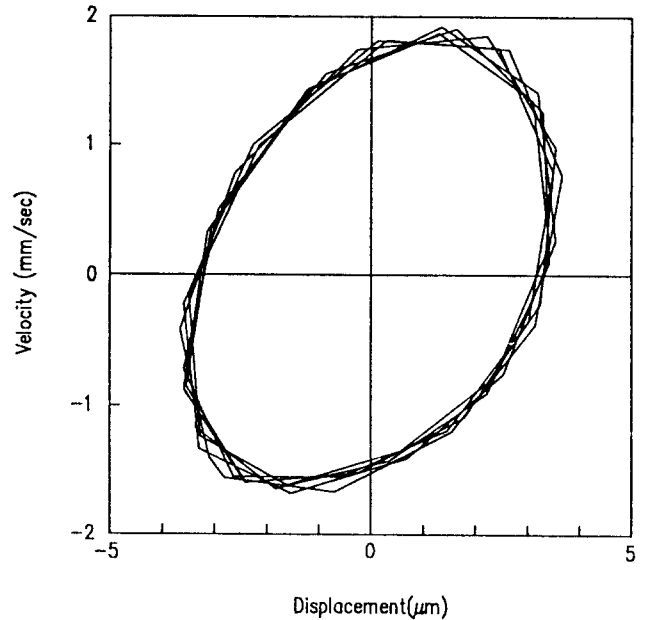


Fig. 16 Limit cycle when $K_{dx} = 0.4 \sim 1.0$, $\tau = 0.01$

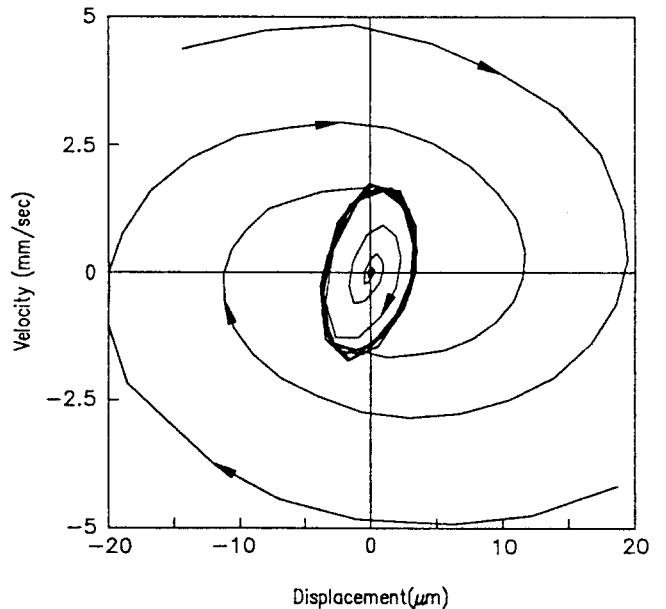


Fig. 17 Stable limit cycle

제어이득을 줄 경우의 Phase-portraits이고 외부로부터 폐곡선까지의 곡선은 초기변위를 주고 $K_{dx} = 0.25$ 이상의 제어이득을 줄 경우의 Phase-portraits이다. 예상과 같이 이는 안정한 리미트 사이클로 수렴한다.

4. 결 론

압전형 구동기를 이용한 구조물의 미소진동 제어에 대하여 x 방향과 θ 방향의 운동방정식을 유도하고 운동방정식에서 고려하지 않은 수직방향 운동은 실험적으로 모형을 구하였다. 또한 전달함수 사이의 변환을 이용하여 x 방향 운동과 θ 방향 운동을 비연성화 시킨 후 각 방향 진동을 독립적으로 제어할 수 있음을 보였다. 각 방향에 대한 모의실험으로부터 미분제어가 적절함을 보였으며 실제 랜덤가진과 충격가진 실험에서 모의실험과 근사한 결과를 얻었다. 미분제어 이득이 일정 값을 넘을 경우 전압포화에 의한 리미트 사이클이 발생하는데 묘사함수로부터 리미트 사이클 발생과 안정성을 예측할 수 있었다.

후 기

본 논문의 자료정리에 많은 도움을 준 최정환군에게 감사를 드립니다.

참 고 문 헌

(1) Fujita, T., Tagawa, Y., Murai, N., Shibuya, S., Takeshita, A. and Takahashi, Y., 1991, "Fundamental Study of an Active Microvibration Control Device Using a Piezoelectric Actuator," Asia-Pacific Vibration Conference '91, pp. 3.14~3.19.
 (2) Shimogo, T., Asai, M. and Kurigara, M., 1992, "Transient Vibration Control at the Stepper," The 1st International Conference on MOVIC, Vol. 1, pp. 455~458.
 (3) 김미경, 1993, "압전형 구동기를 이용한 2자유도 구조물의 능동 미소진동 제어", 한국과학기술원 석사학위논문.
 (4) Moriyama, S., Harada, T. and Takanashi, A., 1984, "Precision X-Y Stage with a Piezodriven

Fine-table," 일본정밀기계지 50권 4호, pp. 718~723.
 (5) Fukuda, T., Fujiyoshi, M., Arai, F. and Matsuura, H., 1990, "Control of Micro-manipulator (4th Report, Design and Experimental Result of Micromanipulator with 6 D.O.F)," 일본기계학회 논문집(C편) 56권 532호, pp. 3287~3293.
 (6) Higuchi, T., Yamagata, Y., Furutani, K. and Kudoh, K., 1990, "Precise Positioning Mechanism Utilizing Rapid Deformation of Piezoelectric Elements," Proc. IEEE Micro Electro Mechanical Systems Workshop, Napa Vally, CA, pp. 222~226.
 (7) 이상호, 1991, "압전형 서어보 감쇠기를 이용한 외팔보계의 진동제어", 한국과학기술원 석사학위논문.
 (8) 김성대, 1992, "압전형 서어보 감쇠기를 이용한 시변 외팔보계의 진동제어", 한국과학기술원 석사학위논문.
 (9) Lee, C. W., Kim, S. D., Jee, W. H. and Lee, S. H., 1992, "Vibration Control of a Time-Varying Flexible Beam by Using a Piezoelectric Servo-Damper," The 1st International Conference on MOVIC, Yokohama, pp. 50~55.
 (10) Higuchi, T., Watanabe, M. and Kudoh, K., 1988, "Precise Positioner Utilizing Rapid deformations of a Piezoelectric Element," 일본 정밀공학회지 54권 11호, pp. 2107~2112.
 (11) 이석구, 지원호, 이종원, 1992, "압전형 구동기를 갖는 이동기구의 운동 해석 및 제어", 한국소음진동공학회지 제2권 제1호, pp. 49~58.
 (12) Aström, K. J. and Wittenmark, B., 1990, "Computer-Controlled Systems: Theory and Design," 2nd ed., Prentice-Hall.
 (13) Takahashi, Y., Rabins, M. J. and Auslander, D. M., 1972, "Control and Dynamic Systems," 2nd ed., Addison-Wesley.