

이송자벌레의 동적 해석 및 구동 입력신호 설계

Dynamic Analysis and Driving Input Shaping of Inchworm

김 인 수[†] · 김 영 식^{*}

Insoo Kim and Yeung-Shik Kim

(2008년 4월 7일 접수 ; 2008년 6월 16일 심사완료)

Key Words : Inchworm(이송자벌레), Input Shaping(입력신호 설계), LQG Control(LQG 제어), Kalman Filter(칼만 필터), System Identification in Frequency Domain(주파수 영역에서의 계의 규명), Piezoelectric Actuator(압전구동기)

ABSTRACT

This paper presents an inchworm with three piezoelectric actuators. The dynamic stiffness of the inchworm is generally low compared to its driving condition, so mechanical vibration may degenerate the motion accuracy of the inchworm. The dynamic model of inchworm is identified by curve fitting technique based on the experimental frequency response function. For the precision motion control and low residual vibration of inchworm, driving input signal is designed by using cycloid step input and LQG control technique. Experimental result shows that proposed input shaping method is applicable effectively to the inchworm.

1. 서 론

압전소자의 응용기술은 정방향 압전현상을 이용한 센서 개발과 역방향 압전현상을 이용한 작동기 개발이라는 두 가지 방향으로 발전되어 왔다^(1,2). 압전 작동기는 기존의 동력 발생장치인 전기 모터에 비해 구조가 간단하여 저렴하게 제작할 수 있고 응답속도가 빨라 고속구동이 가능하고 고체변형 에너지를 이용하므로 단위 체적당의 출력 에너지 밀도가 높아 소형 경량의 작동기로도 고출력을 발생시킬 수 있다^(3~5). 압전소자를 직렬로 쌓아올린 적층형 압전소자의 경우에 최대 변형량은 수십 마이크로미터 이하이다. 이에 따라 단순히 압전소자 변형량 만으로는 수십mm 이상의 대 변위 이송범위를 갖는 선형이송장치를 구성할 수 없다. 이 같은 한계를 극복하기 위

한 방안으로써 압전소자에 이송 가이드면을 따라서 마찰력을 이용하여 벌레가 기어가는 것과 같은 운동 기능을 부여한 것이 이송자벌레이다. 이송자벌레의 이송거리는 이송 사이클을 단순히 반복함으로써 얻어질 수 있으며 작동기의 변형량은 이송 분해능에만 관계된다^(6,7). 이송자벌레 기구는 소형 경량화가 요구됨으로 인하여 구동조건에 비해 기계적 강성에 상당한 한계가 있게 된다. 따라서 이송자벌레의 정밀도 및 안정성의 향상과 고속구동을 위해서는 적절한 진동저감 방법이 요구된다. 구동 입력신호 설계 기술은 진동 저감을 위해 자주 사용되는 방법으로서 이것의 사례로는 공진주파수 부근의 성분을 제거시켜 잔류 진동을 줄이면서 최소시간에 운동을 완성할 수 있는 구동입력 설계기법, 유한개의 푸리에(Fourier) 급수 전개로부터 구동 입력신호를 구하는 기법 등이 있다^(8~10).

이 논문에서는 3개의 적층형 압전 작동기와 관련 이송기구를 결합시켜 고정밀도의 선형운동 기능을 부여한 이송자벌레를 소개한다. 그리고 유한요소 해석을 통하여 이송자벌레의 모드해석을 수행하고 실

[†] 교신저자: 정회원, 금오공과대학교 기계공학부
E-mail : kiminsoo@kumoh.ac.kr
Tel : (054)478-7345, Fax : (054)478-7319

^{*} 정회원, 금오공과대학교 기계공학부

힘에 의해 얻어진 주파수 응답함수로부터 커브 핏팅을 통해 이송자벌레의 수학적 모델을 규명한다⁽¹¹⁾. 또한 이송자벌레의 잔류진동을 효율적으로 저감하여 이송자벌레의 원활한 구동이 가능하도록 하는 이송자벌레 구동신호 설계기법을 제시한다. 제시된 방법은 이송자벌레 수학적 모델과 LQG(linear quadratic Gaussian) 제어기법⁽¹²⁾을 이용하여 사이클로이드(cycloid) 계단신호⁽¹³⁾로부터 얻어진다. 제시된 방법의 효율성은 이송자벌레 구동실험을 통해 확인하기로 한다.

2. 이송자벌레의 동적 해석

2.1 이송자벌레의 사양

Fig. 1은 이 연구에서 채택한 이송자벌레의 작동원리 개념도를 보인 것이다. 이송자벌레는 추진장치와 전단 잠금장치와 후단 잠금장치로 구성된 이송부 및 이송 가이드로 이루어진다. 이송자벌레의 각 장치에는 1개씩의 압전 작동기가 장착된다.

이송자벌레의 하나의 이송 사이클은 다음과 같이 여섯 단계로 이루어진다.

(1) 전단 잠금장치 수축(압전 작동기에 인가 전압 제거)

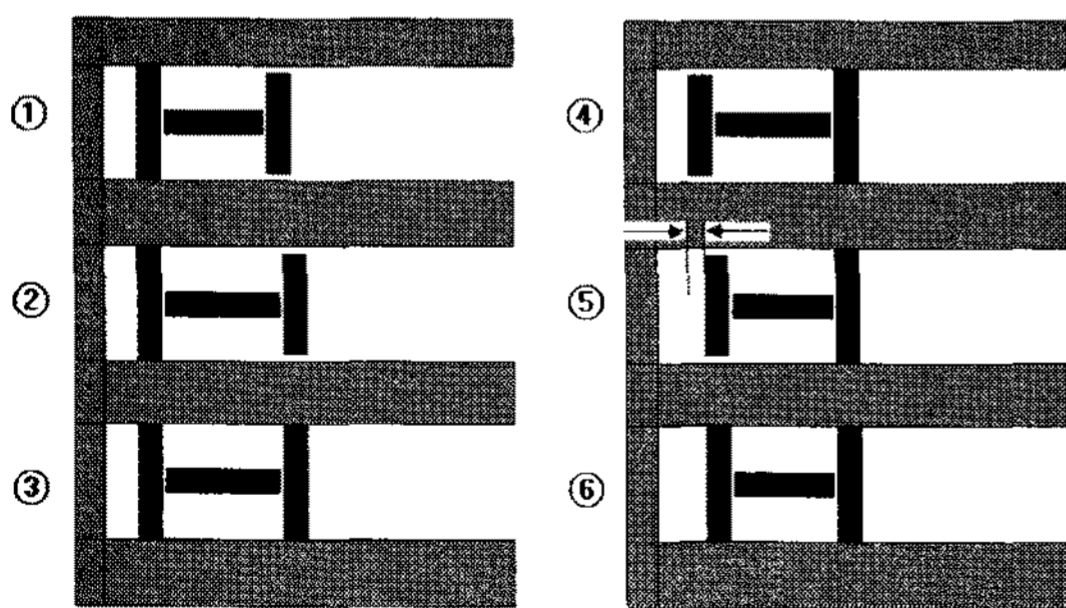


Fig. 1 Schematic diagram of inchworm operation

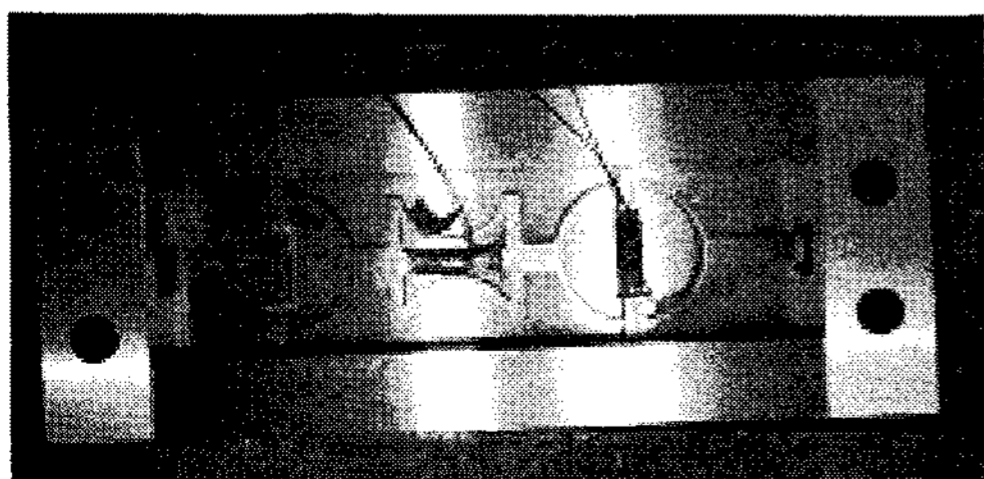


Fig. 2 Assembly of inchworm

- (2) 추진장치 인장(압전 작동기에 전압 인가)
- (3) 전단 잠금장치 인장
- (4) 후단 잠금장치 수축
- (5) 추진장치 수축
- (6) 후단 잠금장치 인장

따라서 하나의 이송 사이클 동안 이송량은 추진장치의 인장 변형량과 같으며 이같은 이송 사이클을 반복함으로써 이송자벌레는 고정도의 대변위 이송이 가능하게 된다.

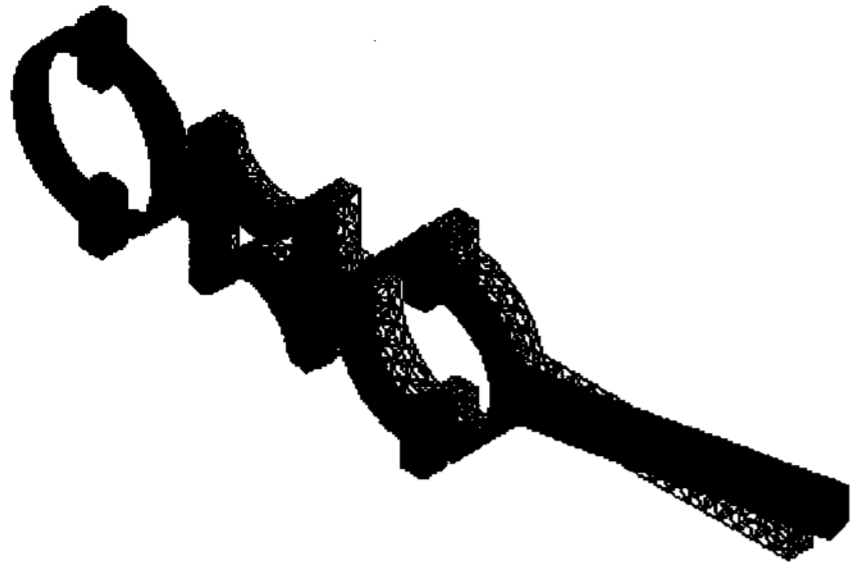
Fig. 2는 가이드와 이송부를 결합한 이송자벌레를 보인 것이다. 이송자벌레의 재질은 스테인레스강이고 내장된 압전 작동기가 충격 및 전단력에 의해 파손됨을 방지하고 압전 작동기의 변형출력 범위 내에서 원활한 신장 수축이 일어나고 적절한 강성과 탄성을 갖도록 추진장치는 반원형 스프링 외곽부를 갖도록 하였다. 잠금장치 외곽도 탄성을 갖도록 원형으로 설계하였다.

압전 작동기(sumitomo PSA15C)는 길이 21 mm, 다층의 PZT 압전 소자를 적층한 것으로 정전용량이 900 nF이다.

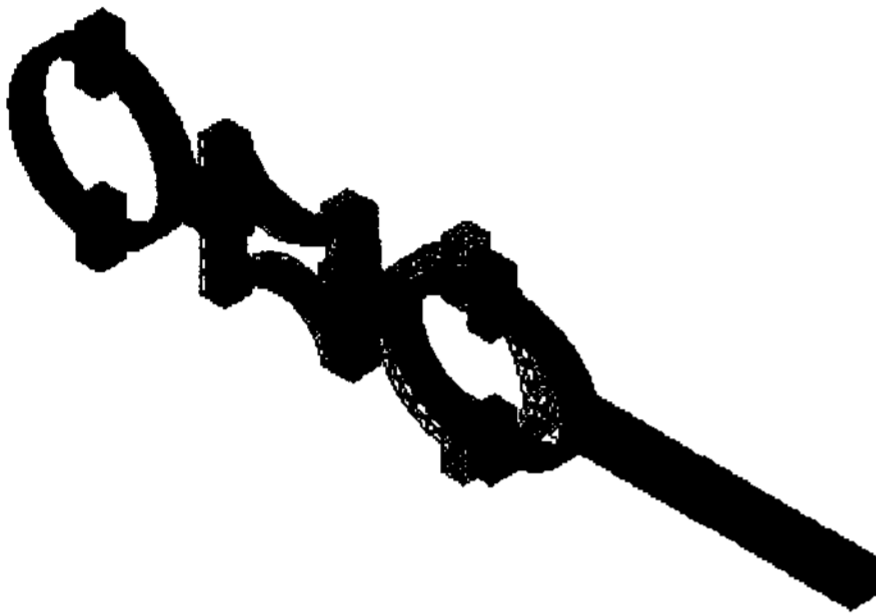
2.2 이송자벌레의 유한요소 해석

설계된 이송자벌레의 잠금장치 및 추진장치 기구의 변형된 형상을 예측하고 압전 작동기에 의해 적절하게 구동될 수 있는지 확인하고자 유한요소 해석 상용프로그램(ANSYS)을 이용하여 이송부의 정적 및 동적해석을 수행하였다. 정적해석을 통해 얻어진 잠금장치의 스프링 계수는 0.42 N/ μ m, 추진장치의 스프링 계수는 2.12 N/ μ m이다. 장착된 압전 작동기의 최대 출력은 700 N, 최대 유효 변위는 20 μ m이고 잠금장치와 가이드 사이의 간격은 3 μ m이므로 잠금장치 및 추진 장치에 장착된 압전 작동기는 이들 기구의 작동에 필요한 변위 및 변형력을 제공할 수 있다.

Fig. 3은 유한요소 해석을 통하여 얻어진 이송자벌레의 동적 거동을 보인 것이다. 모드해석 시에 이송부는 solid요소로 모델링되었고 후단 잠금장치의 끝단은 고정시켰다. 길이방향 인장모드는 620 Hz 및 993 Hz에서 발생되었고 첫째 인장모드 아래의 주파수에서는 4개의 굽힘모드와 1개의 비틀림모드가 존재하였다. 길이방향의 인장모드는 다른 모드들에 비해 이송정밀도에 미치는 영향이 크게 된다.



(a) 284 Hz bending mode



(b) 620 Hz extending mode

Fig. 3 Mode shape of inch worm

2.3 이송자벌레의 수학적 모델 규명

이송자벌레는 하나의 이송 싸이클에 의한 이송량이 압전 작동기의 인장 변형량과 같은 μm 단위이므로 적절한 이송속도를 얻기 위해서는 고속 구동이 불가피하다. 이에 따라 이송자벌레의 동적거동을 규명하고 이를 토대로 이송자벌레 운동을 적절히 제어하는 것이 필요하다. 제어기 설계에 이용될 정확한 모델규명을 위하여 탄성론에 기초한 수학적 모델링 방법 또는 유한요소 해석에 의한 모델링 방법을 전기적 응답특성이 포함된 이송자벌레에 적용하는 것은 모델 오차로 인하여 용이하지 않다. 이에 따라 압전 작동기가 부착된 이송자벌레 이송부의 동적 모델을 현실적으로 구하는 방법은 실험적으로 이송부에 대한 주파수 응답함수를 얻고 이를 커브 피팅하는 방법이다. 이송부를 실시간 제어를 하기 위해서는 정확하고 비교적 낮은 차수(order)의 수학적 모델이 필요하다. 이는 주파수 영역에서 수학적 모델을 규명하는 기법 중 커브 피팅을 행렬분수 표현법(matrix fraction description)을 이용하여 실현할 수 있으며 이 방법은 커브 피팅 방법이 선형(linear)이면서 반복계산을 요구하지 않는 이점이 있다⁽¹¹⁾. r 입력 m 출력의 선형계의 전달함수는 z 평면

에서 식 (1)로 나타낼 수 있다.

$$G(z_k) = R(z_k)Q^{-1}(z_k) \quad (1)$$

여기서 $G(z_k)$ 는 측정된 주파수 응답으로부터 z 평면에서 계산된 이산시간 전달행렬이고 $z_k = e^{j\frac{2\pi\mu}{l}}$ ($k=0,1,\dots,l-1$)이다. $R(z_k)$ 와 $Q(z_k)$ 는 각각 분자와 분모행렬이고 다음과 같이 전개될 수 있다.

$$Q(z_k) = I_r + Q_1 z_k^{-1} + \dots + Q_p z_k^{-p} \quad (2)$$

$$R(z_k) = R_0 + R_1 z_k^{-1} + \dots + R_p z_k^{-p} \quad (3)$$

여기서 I_r 은 r 차의 단위 행렬이고 Q_i 와 R_i 는 각각 $r \times r$ 의 실 정방행렬과 $m \times r$ 의 실 행렬이며 p 는 이산 전달함수의 차수이다. 식 (2)와 식 (3)을 식 (1)에 대입하여 이산 전달함수를 구하면 다음과 같다.

$$G(z_k) = -G(z_k)Q_1 z_k^{-1} - \dots - G(z_k)Q_p z_k^{-p} + R_0 + R_1 z_k^{-1} + \dots + R_p z_k^{-p} \quad (4)$$

식 (4)를 $z_k = e^{j\frac{2\pi\mu}{l}}$ ($k=0,1,\dots,l-1$)에 대해 전개하여 정리하면 다음의 식을 얻는다.

$$\Psi = \Phi \Theta \quad (5)$$

여기서

$$\Phi = \begin{bmatrix} G(z_0)z_0^{-1} & \dots & G(z_0)z_0^{-p} & I_m & z_0^{-1}I_m & \dots & z_0^{-p}I_m \\ G(z_1)z_1^{-1} & \dots & G(z_1)z_1^{-p} & I_m & z_1^{-1}I_m & \dots & z_1^{-p}I_m \\ \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ G(z_{l-1})z_{l-1}^{-1} & \dots & G(z_{l-1})z_{l-1}^{-p} & I_m & z_{l-1}^{-1}I_m & \dots & z_{l-1}^{-p}I_m \end{bmatrix}$$

$$\Theta = \begin{bmatrix} -Q_1 \\ \vdots \\ -Q_p \\ R_0 \\ R_1 \\ \vdots \\ R_p \end{bmatrix}, \quad \Psi = \begin{bmatrix} G(z_0) \\ G(z_1) \\ \vdots \\ G(z_{l-1}) \end{bmatrix} \quad (6)$$

Θ 의 최소자승 해는 식 (5)의 허수부나 실수부 중 하나를 풀어서 얻어진다.

$$\hat{\Theta} = \begin{bmatrix} \text{Re}(\Theta) \\ \text{Im}(\Theta) \end{bmatrix}^+ \begin{bmatrix} \text{Re}(\Psi) \\ \text{Im}(\Psi) \end{bmatrix} \quad (7)$$

여기서 $\hat{\Theta}$ 은 Θ 의 규명된 연산치이고 '+'는 의사(pseudo) 역행렬을 나타낸다. 규명된 주파수응답 모델은 다음과 같이 상태공간 모델로 표현된다.

$$\begin{aligned} x(k+1) &= Ax(k) + Bu(k) \\ y(k) &= Cx(k) + Du(k) \end{aligned} \quad (8)$$

여기서 A, B, C, D는 시스템 행렬이며 다음과 같다.

$$A = \begin{bmatrix} 0 & I_r & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & I_r & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & I_r \\ -Q_p & -Q_{p-1} & -Q_{p-2} & \dots & -Q_1 \end{bmatrix},$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ I_r \end{bmatrix}, \quad C = \begin{bmatrix} R_p - R_0 Q_p \\ R_{p-1} - R_0 Q_{p-1} \\ \vdots \\ R_2 - R_0 Q_2 \\ R_1 - R_0 Q_1 \end{bmatrix}^T, \quad D = R_0 \quad (9)$$

Fig. 4는 이송부의 전달함수를 얻기 위한 실험 장치를 보인 것으로 이송부의 운동은 이송자벌레의 전, 후진을 위한 조건(하나의 잠금 장치가 가이드 면에 고정된 후 추진 장치가 구동됨)과 같도록 후단 잠금 장치를 고정시킨 상태에서 추진장치의 압전 작동기를 구동하였고 이송부 운동은 이송부 전면 끝단에 갭(gap) 센서를 설치하여 측정하였다.

이송부의 주파수 응답함수(FRF)를 얻기 위한 절차는 다음과 같다. 먼저, 백색잡음(random noise)을 함수발생기(HP 9904)로부터 0~1V의 크기로 발생시켜 전력증폭기(Techron 7540)에서 30배 증폭한 후 추진장치의 압전 작동기에 인가하고 이송부의 변위신호를 갭 센서로 검출 한다. 다음 이 신호를 아날로그 저역통과필터, AD 변환기, 이산신호 처리 장치(Robourough DSP/C30), DA 변환기를 거친 후 주파수 분석기(LMS DI-2200)에 입력 저장된다. 저역통과필터의 차단 주파수 f_c 는 2.5 kHz로 설정하였다.

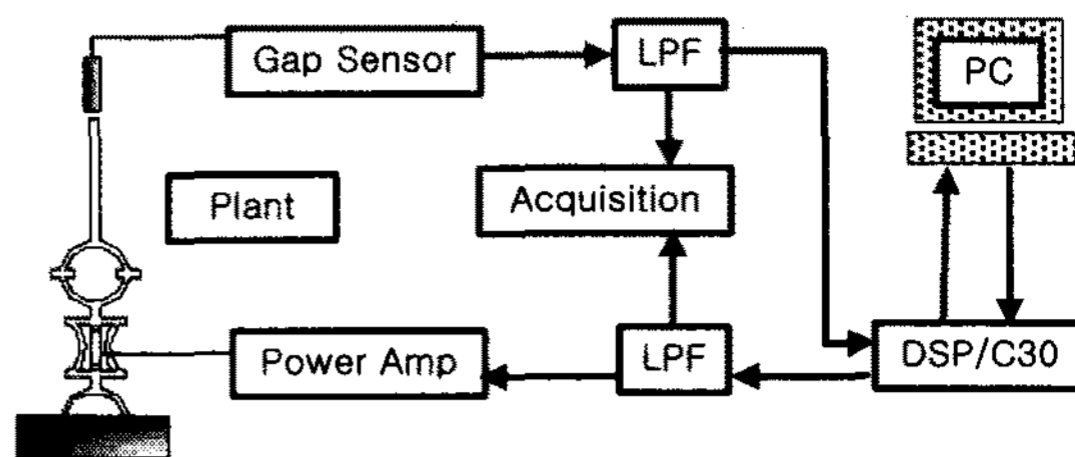


Fig. 4 Schematic diagram of experimental device

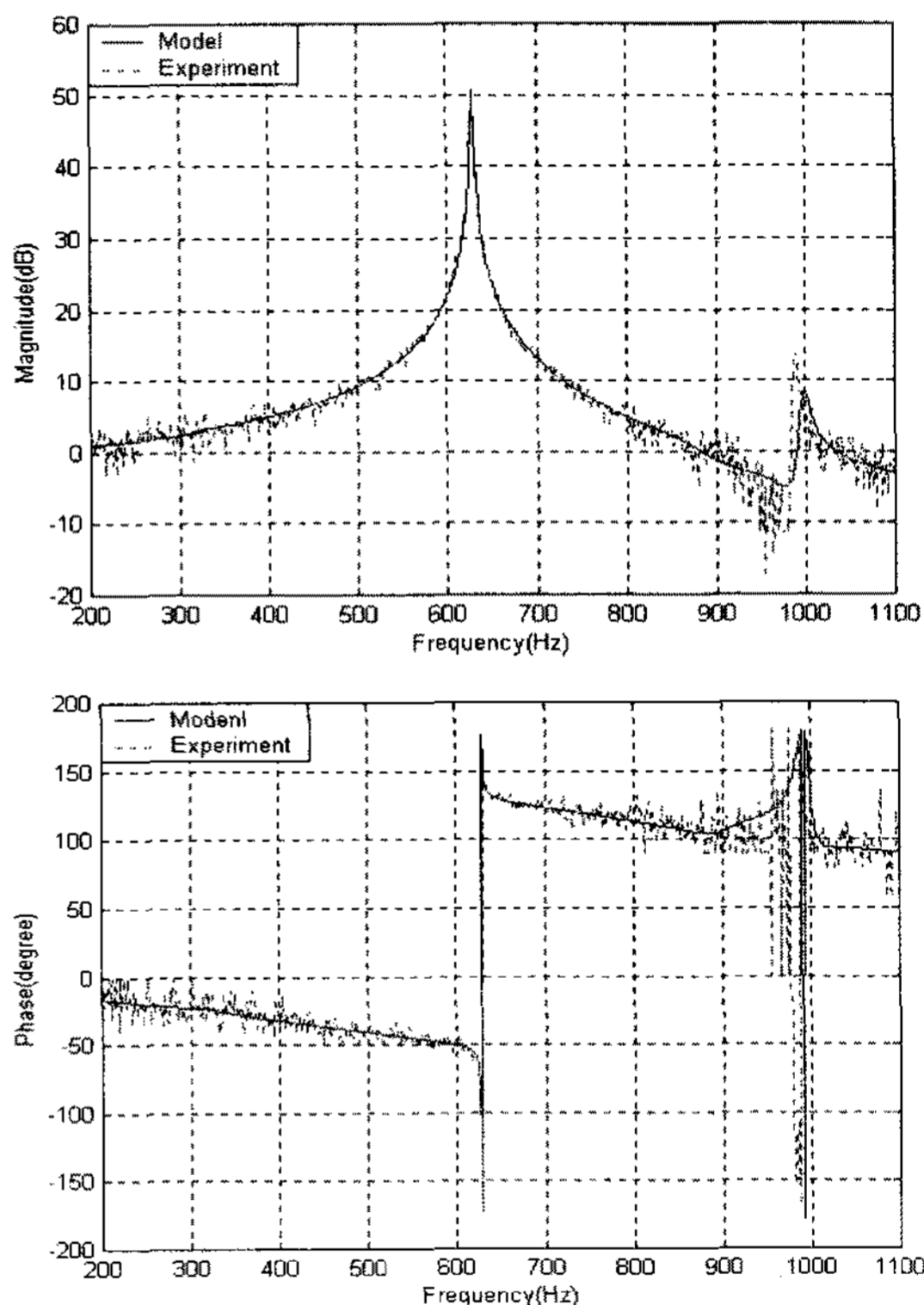


Fig. 5 Measured and identified FRF of inchworm

Fig. 5는 실험을 통해 측정된 이송부의 주파수 응답 함수와 위에서 설명한 커브핏팅에 의해 규명된 모델의 주파수 응답함수를 보인 것으로서 거의 모든 주파수 대역에 대해 잘 일치함을 알 수 있다. 시스템 모델링 차수는 4차로 하였고 샘플링 주파수는 5 kHz로 설정하였다. Fig. 5에 보여진 바와 같이 추진 장치의 압전 작동기를 가진하는 경우에 주파수 전달 함수에는 2.2절의 유한요소해석에서 나타났던 굽힘 모드와 관련된 공진현상은 나타나고 있지 않다. 이는 2.2절의 유한요소해석의 경우에는 가진 및 진동 방향에 제한을 두지 않았기 때문에 모든 진동 모드가 나타나나 Fig. 5와 같이 길이 방향 만으로 가진

및 변위 측정이 되면 단지 길이 방향 진동모드만이 나타나기 때문이다. 따라서 굽힘 진동은 이송 방향과 수직인 방향으로 일어나므로 추진장치의 구동 시에 굽힘 진동에 의한 이송방향 변위는 무시할 수 있다.

3. 구동 입력신호 설계 및 실험

3.1 LQG 제어기 및 구동 입력신호 설계

LQG제어기는 관측기로 칼만 필터가 포함된 2차 최적 제어기로서 제어기 출력 $u(k) = k_i r(k) - Kx(k)$ 이다⁽¹²⁾. LQG 제어기의 블록선도는 Fig. 6와 같으며 k_i 는 위치 서보기능을 위한 비례 이득이다. K 는 제어기 이득으로서 식 (8)로 표현된 상태공간 모델에 다음의 2차 성능지수 J 를 최소화 하도록 결정된다.

$$J = \frac{1}{2} \sum_{k=0}^{\infty} (x^T(k)Qx(k) + u^T(k)Ru(k)) \quad (10)$$

여기서 Q 는 상태 가중행렬, R 은 제어 가중행렬로서 양의 한정 대칭행렬이다. 성능지수 J 를 최소화하는 $K = (R + B^T P B)^{-1} B^T P A$ 이며 P 는 다음의 리카티 (Riccati) 방정식으로부터 결정된다.

$$A^T P A - P + Q - A^T P B (R + B^T P B)^{-1} B^T P A = 0 \quad (11)$$

일반적으로 제어 가중행렬 R 에 비해 상태 가중행렬 Q 를 크게 하면 시스템의 상태를 빨리 정상 상태로 수렴시킬 수 있으나 큰 제어 입력이 요구된다. 반면 제어 가중행렬 R 을 상대적으로 크게 하면 오버슈트는 줄어들지만 응답이 느려진다. 제어기의 상태변수는 일반적으로 모두 측정되지는 않으며 측정된 출력을 이용하여 관측기에 의해서 연산되므로 실제 상태 피드백 되는 제어입력은 $u(k) = k_i r(k) - K\hat{x}(k)$ 이다. $\hat{x}(k)$ 는 칼만 필터에 의해서 연산된 상태변수이다. 칼만 필터 관측기 방정식

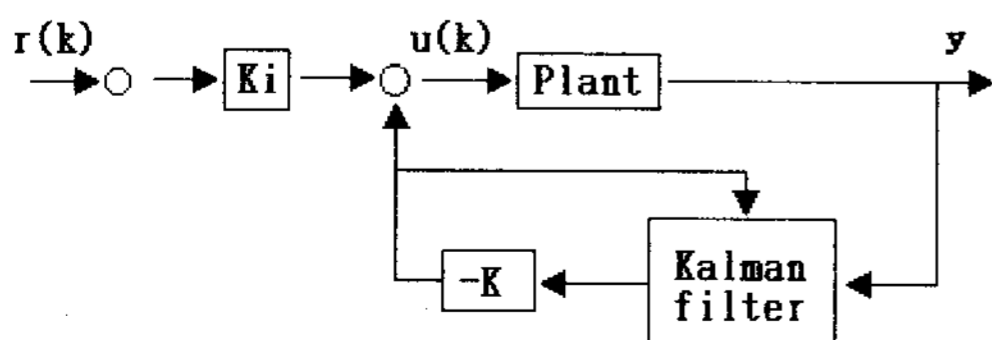


Fig. 6 Block diagram of the LQG control system

은 다음과 같다.

$$\hat{x}(k+1) = A\hat{x}(k) + Bu(k) + L(y(k) - C\hat{x}(k) - Du(k)) \quad (12)$$

여기서 칼만 필터 이득행렬 L 은 실제 상태변수와 관측된 상태변수 오차의 공분산(covariance)을 최소로 하도록 다음과 같이 결정된다.

$$L = \hat{A}P\hat{C}^T (R_0 + C\hat{P}C^T)^{-1} \quad (13)$$

여기서 \hat{P} 는 다음의 관측기 리카티 방정식의 해이다.

$$\hat{P} - \hat{A}P\hat{A}^T + \hat{A}P\hat{C}^T (R_0 + C\hat{P}C^T)^{-1} C\hat{P}\hat{A}^T - LQ_0L^T = 0 \quad (14)$$

Q_0 와 R_0 는 가정된 외란(disturbance)과 측정잡음(measurement noise)의 공분산이다.

이송방향의 인장모드로 인하여 유발되는 진동은 이송자벌레의 고속 이송 시에 이송 정밀도의 저하와 불안정한 이송운동을 유발한다. 이같은 문제점의 해결방안으로서 적절한 구동 입력신호 파형의 설계를 위해 이송부의 이송제어 실험을 수행하였다. 식 (8)로 표현된 이송부의 상태공간 모델에 위에서 기술된 LQG 제어기법을 적용하여 이송부 피드백 제어계를 구성하였다. LQG 제어기의 이득 및 관측기 이득은 제어계의 응답속도를 높이고 공진주파수에서의 감쇠가 크게 되도록 $Q = 12C^T C$, $Q_0 = 12$, $R = R_0 = 1$ 로 설정하였고 위치 서보 기능을 위한 비례이득은 실험을 통해 $k_i = 0.597$ 로 설정했다. Fig. 7은 이송부

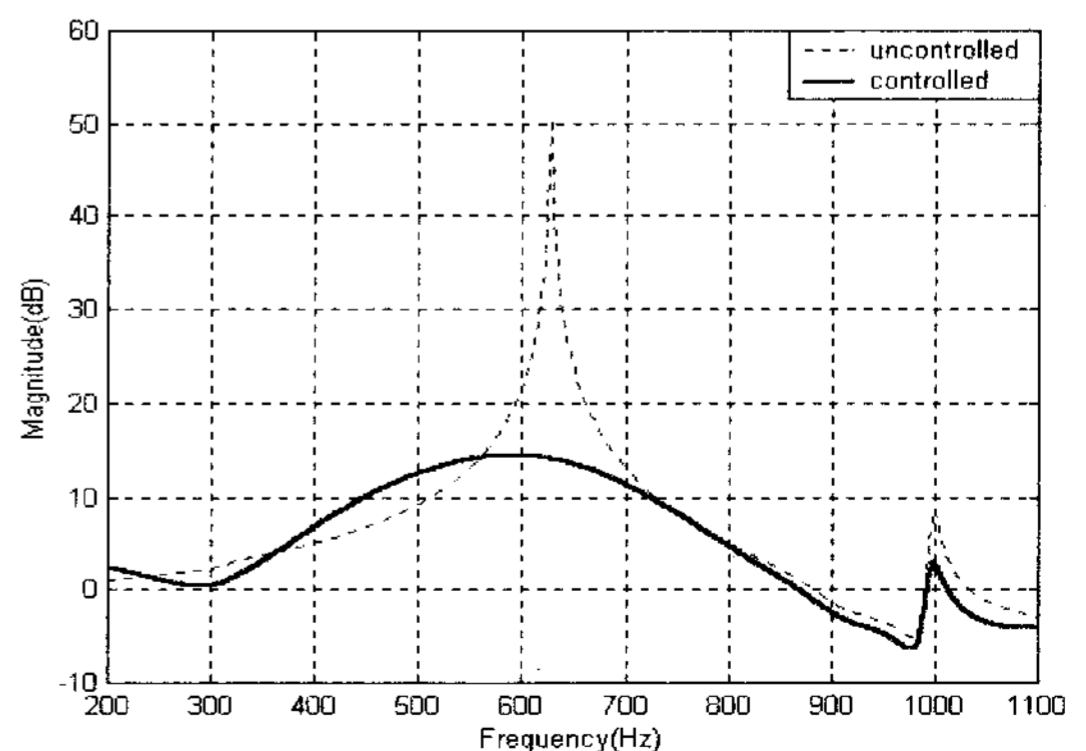
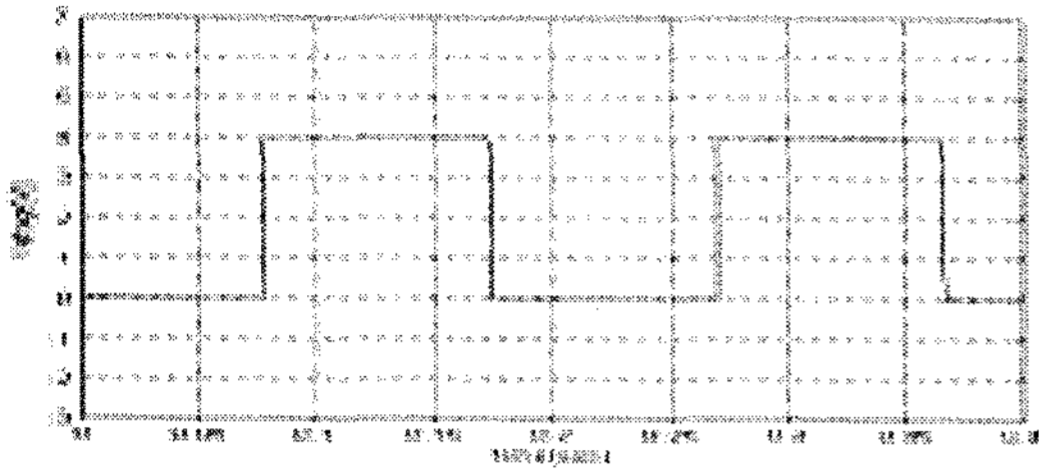


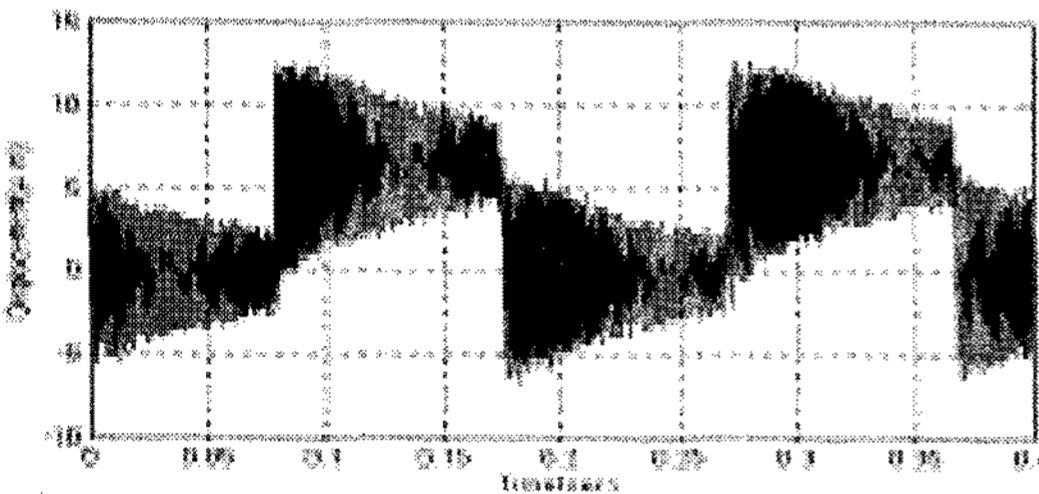
Fig. 7 Uncontrolled FRF and controlled FRF of inchworm

에 대한 LQG제어 전과 제어 후의 주파수 응답함수를 보인 것으로서 620 Hz 공진 주파수에서의 응답 피크가 35 dB 정도 감소되었음을 알 수 있다.

Fig. 8은 구동 입력 신호로서 계단신호를 사용하였을 때 제어되지 않은 이송자벌레의 변위를 보인 것으로서 잔류 진동에 의한 최대 변위 진폭이 7 μm이고 진동 지속시간이 0.1초 이상임을 알 수 있다.

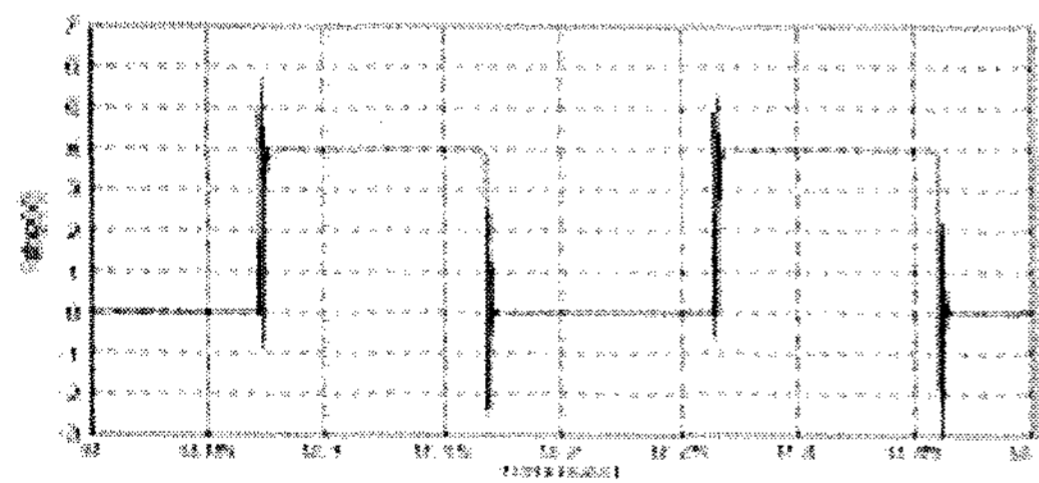


(a) Step input

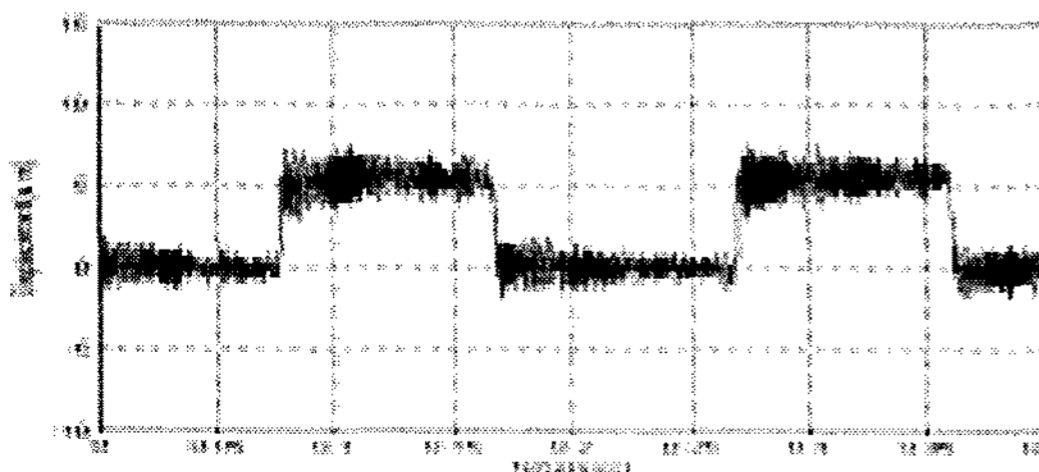


(b) Displacement

Fig. 8 Response of inchworm of step input



(a) Controlled step input



(b) Displacement

Fig. 9 Response of inchworm using controlled step input

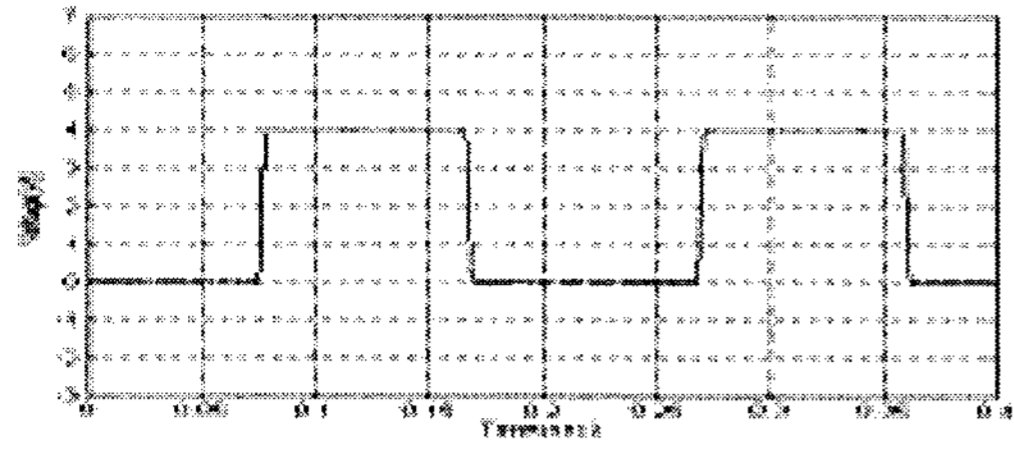
이 연구에서 제작된 이송자벌레에서 추진 장치의 구동 시에 굽힘 진동은 미소하여 잠금장치와 이송가이드 사이의 접촉문제는 발생되지 않는 것으로 확인되었다. 추진장치를 계단신호로 구동하는 경우에 만약 길이방향의 진동과 더불어 굽힘 진동이 유발되어 잠금장치와 이송가이드 사이가 접촉되어 마찰이 발생한다면 Fig. 8과 같은 길이방향의 잔류진동은 일어날 수가 없을 것이다. 물론 굽힘 진동현상이 매우 심하여 상기의 접촉이 일어난다면 이송가이드와 잠금장치의 간극을 넓히고 잠금 장치 압전 작동기 변위는 증가시켜야 한다. Fig. 9는 잔류 진동이 최소화 되도록 연산된 구동 신호(LQG 제어기 출력) $u(k)$ 와 그에 따른 이송자벌레 응답변위를 보인 것이다. Fig. 9(a)에 보인 제어기 출력 $u(k)$ 는 규명된 이송자벌레 모델과 설계된 LQG 제어기를 이용하여 Fig. 8(a)의 계단신호 $r(k)$ 로부터 미리 계산된 구동 입력신호이다. Fig. 9(b)에 보인 이송자벌레 응답 변위는 Fig. 9(a)의 구동신호를 이용하여 이송자벌레를 구동(앞먹임제어)한 결과로서 변위 피드백 루프(feedback loop)는 제거된 상태이다. 물론 Fig. 8(a)의 계단신호에 대해 직접 LQG피드백 제어한 경우에도 같은 응답 변위를 얻게 된다. Fig. 9(b)에서 보는 바와 같이 제어된 변위의 최대 진폭은 2 μm이며 진동 지속시간이 0.07초 정도임을 알 수 있다. 잔류진동을 저감시키기 위한 다양한 구동입력신호 설계방안들이 발표되어 왔다.

유한 상승시간을 갖는 계단 형 구동신호로서 일정 가속도 신호, 역-사인파(versed sine) 신호, 사이클로이드(cycloid) 신호와 같이 신호의 증가 또는 감소과정에서 가속도 변화가 매끄럽게 이루어지도록 한 구동신호를 이용하는 것도 그 중 하나이다⁽¹³⁾. 이 연구에서는 구동신호로서 다음과 같은 사이클로이드 신호를 이용하였다.

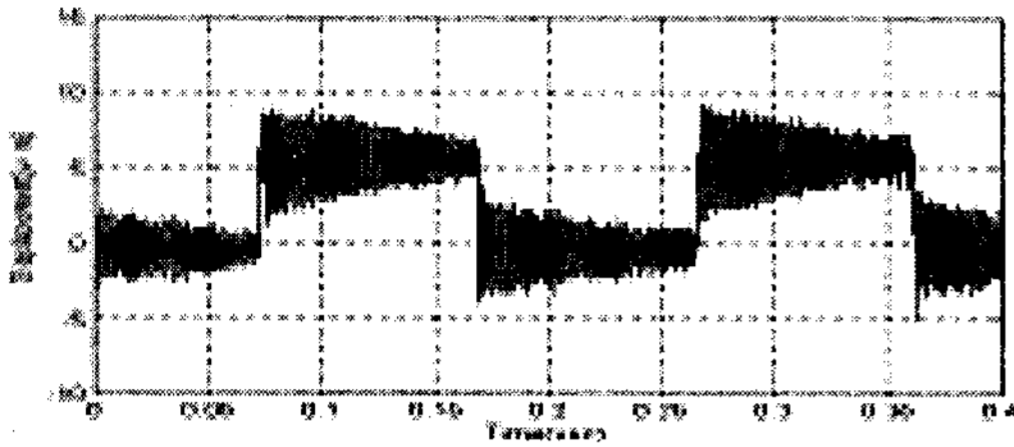
$$x(t) = \frac{x_c}{2\pi} \left(\frac{2\pi}{\tau} t - \sin \frac{2\pi}{\tau} t \right) \quad (0 \leq t \leq \tau) \quad (15)$$

여기서 x_c 는 신호의 진폭이고 τ 는 상승시간이다. 사이클로이드 신호를 진동계에 입력한 경우 잔류진동 진폭은 구동신호 진폭, 상승시간, 고유진동 주기에 의해 결정되는 것으로 알려져 있다.

Fig. 10은 이송자벌레에 입력된 사이클로이드 구동신호와 이에 따른 이송자벌레의 응답 변위를 보인

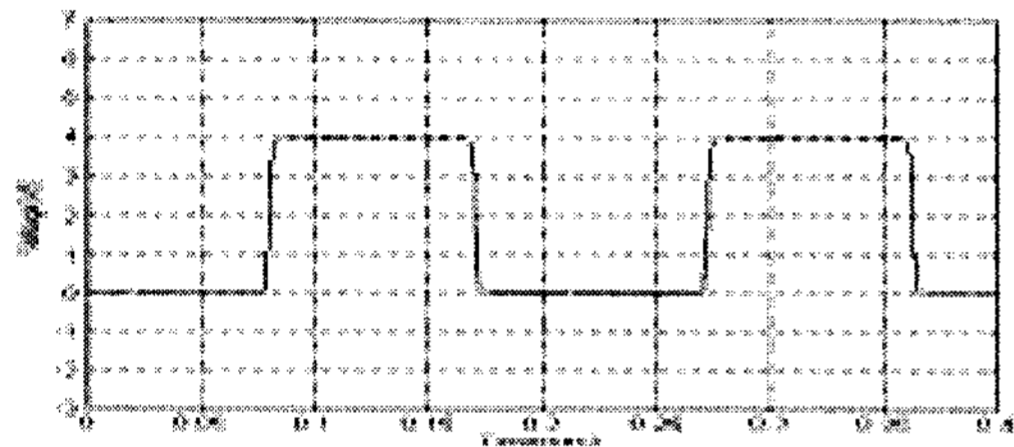


(a) Input

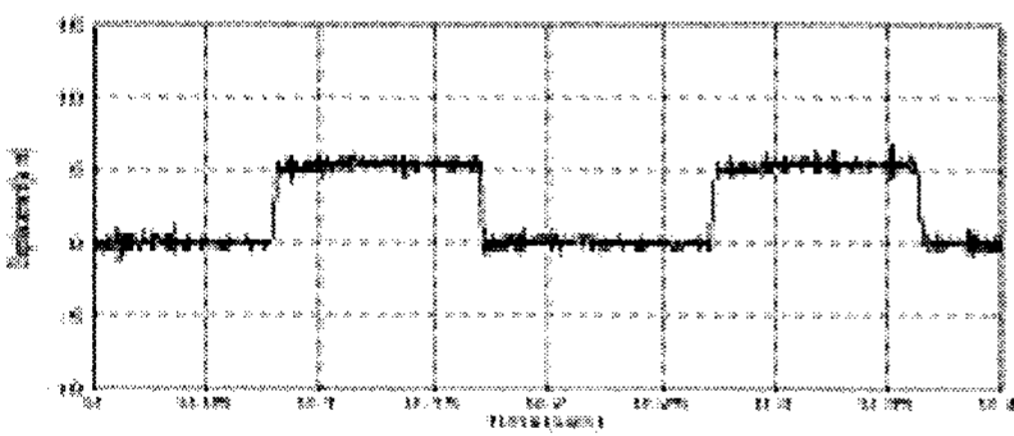


(b) Displacement

Fig. 10 Response of inchworm using step input having a cycloid front in 1.38 msec



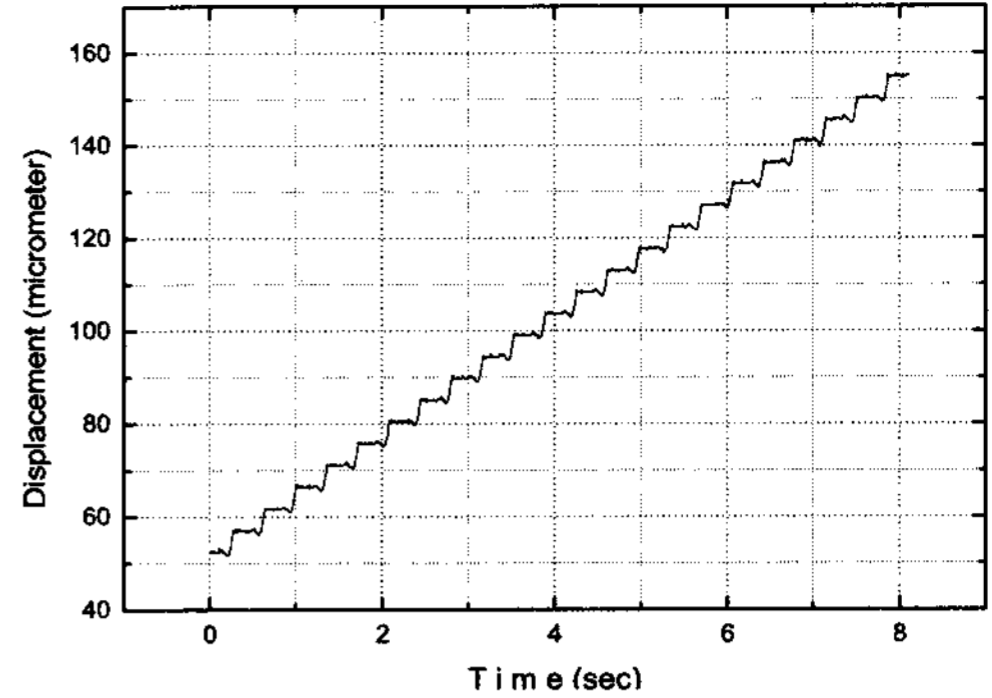
(a) Input



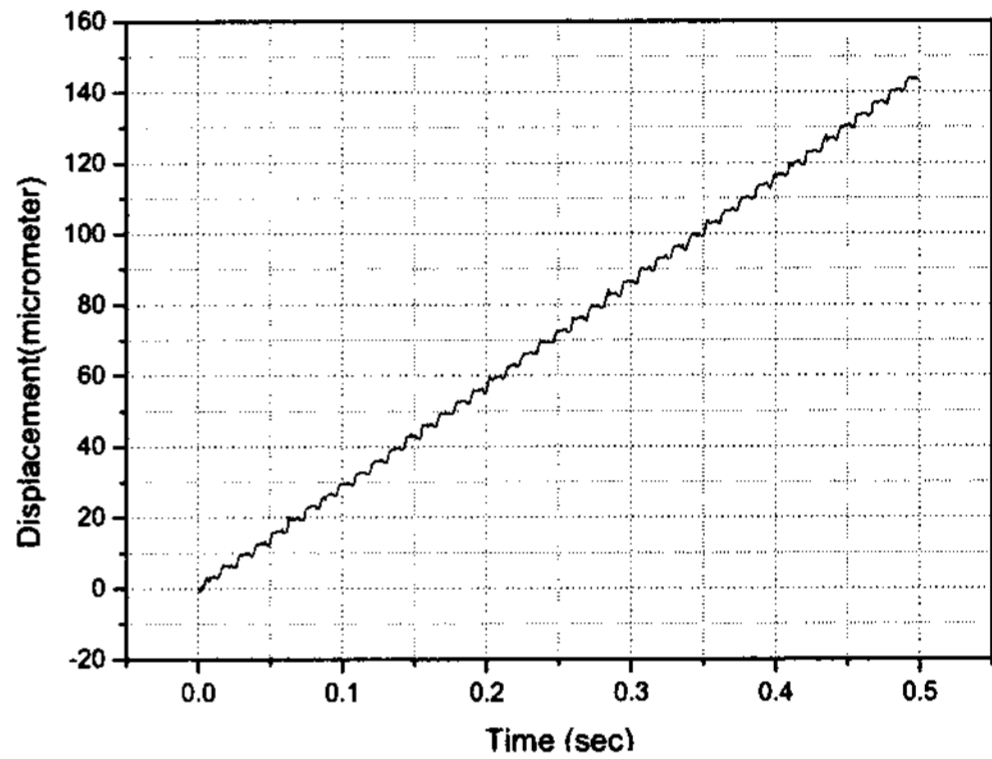
(b) Displacement

Fig. 11 Response of inchworm using controlled step input having a cycloid front in 1.38 msec

것이다. 입력된 사이클로이드 신호의 상승시간은 인장모드의 고유진동수를 고려하여 1.38 msec로 설정하였다. 이 경우 잔류진동 최대진폭은 $3.5\ \mu\text{m}$ 정도이며 정착시간은 0.08초 이내임을 알 수 있다, Fig. 11은 사이클로이드 입력 신호로 부터 LQG 제어기에 의해 구동 입력신호를 미리 계산하고 이를 이용하여 이송자벌레를 구동하였을 때의 구동 입력신호



(a) Feedrate = $13\ \mu\text{m}/\text{sec}$



(b) Feedrate = $285\ \mu\text{m}/\text{sec}$

Fig. 12 Experimental result of inchworm motion

와 이송자벌레 변위를 보인 것이다. 잔류진동 최대 변위진폭이 $1\ \mu\text{m}$ 이내로 유지되고 정착시간도 짧아 계단입력의 경우에 비해 잔류진동이 현격히 저감되었음을 확인 할 수 있다.

3.2 이송자벌레 이송실험

Fig. 12(a)는 이송속도 $13\ \mu\text{m}/\text{sec}$ 로 이송한 결과로서 추진장치와 전, 후단장치의 압전 작동기에는 100 V의 구동 펄스 신호를 입력하였다. 이송 사이클마다 $4.78\ \mu\text{m}$ 의 이송과 $1\ \mu\text{m}$ 이내의 미소한 잔류진동 만이 수반되어 원활한 이송이 이루어졌음을 알 수 있다. Fig. 12(b)은 이송속도 $285\ \mu\text{m}/\text{sec}$ 로 구동신호를 구동장치에 입력했을 때의 이송자벌레의 이송 모습이다. 이 경우에도 이송정밀도 $1\ \mu\text{m}$ 이내의 원활한 이송이 이루어지고 있음을 알 수 있다.

4. 결 론

(1) 3개의 압전 작동기를 내장하도록 설계된 이송

자벌레는 이송정밀도가 1 μm 이내이고 이송 속도가 300 $\mu\text{m}/\text{sec}$ 정도의 정밀 선형 이송장치로서 응용 가능하다.

(2) 이송자벌레의 동적 모델은 실험적으로 얻어진 주파수 응답함수를 커브 피팅을 통해 규명할 수 있고 이송자벌레 운동에 주요 영향을 미치는 진동모드는 추진 장치의 길이방향 진동 모드이다.

(3) 이송자벌레의 잔류진동은 이송 속도 및 정밀도에 심각한 제한을 줄 수 있다. 이러한 문제의 해결 방안으로 기준입력 신호로부터 이송자벌레 수학적 모델과 LQG제어기로부터 구동입력신호를 얻고 이를 이용하여 이송자벌레를 구동하는 방법이 제시되었다.

(4) 실험을 통해 단순 계단신호로 이송자벌레를 구동한 경우에 비해 사이클로이드 계단신호에 LQG 제어기법을 적용하여 계산된 구동 입력신호로 이송자벌레를 구동하면 잔류진동 진폭을 1/8 이하로 줄일 수 있음을 확인 하였다.

후 기

이 연구는 금오공과대학교 학술연구비에 의해 지원된 논문입니다.

참 고 문 헌

(1) Takahashi, S., 1989, "Recent Developments in Multilayer Piezoelectric Ceramic Actuators and Their Applications", *Ferroelectrics*, Vol. 91, pp. 292~302.

(2) Ge, P. and Jouaneh, M., 1995, "Modeling Hysteresis in Piezoceramic Actuators", *Precision Engineering*, Vol. 17, No. 3, pp. 211~221.

(3) Kim, I., Kim, G. and Kim, Y., 2005, "Modeling and Motion Control of the Piezoelectric Actuator for the Inchworm: Part1. Hysteresis Modeling of the Piezoelectric Actuator", *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 15, No. 7, pp. 871~877.

(4) Tzen, J., Jeng, S. and Chieng, W., 2002, "Modeling of Piezoelectric Actuator for Compensation and Controller Design", *Precision Engineering*, pp. 1~17.

(5) Mulling, J., Usher, T. and Dessent, B., 31, October, 2001, "Load Characterization of High Displacement Piezoelectric Actuators with Various End Conditions", *Sensors and Actuators A: Physical*, Vol. 94, Iss. 1-2, pp. 19~24.

(6) Higuchi, T., Watanabe, M. and Kudoh, K., 1988, "Precise Positioner Utilizing Rapid Deformations of a Piezoelectric Element", *J. of Japan Society of Precision Engineering*, Vol. 54, No. 11, pp. 2107~2112.

(7) Kim, S. C. and Kim, S. H., 2001, "A Precision Linear Actuator Using Piezoelectrically Driven Friction Force", *Mechatronics*, Vol. 11, Iss. 8, pp. 969~985.

(8) Meckl, P. H., 1994, "Robust Motion Control of Flexible Systems Using Feedforward Forcing Functions", *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 2., No. 3, pp. 245~254.

(9) Shin, Y. J., 2007, "A Control Strategy for Systems with Single Flexible Mode to Reduce Residual Vibration", *Journal of KSPE*, Vol. 24, No. 11, pp. 91~100.

(10) Aspinwall, D. M., 1980, "Acceleration Profiles for Minimizing Residual Response", *Journal of Dynamic System, Measurement, and Control*, *Transactions of the ASME*, Vol. 102, pp. 3~6.

(11) Juang, J. N., 1994, "Applied System Identification", chapter 7, Prentice Hall, Englewood Cliffs, New Jersey.

(12) Zhou, K. Doyle, J. C. and Glover K., 1996, "Robust and Optimal Control", Prentice Hall, Upper Saddle River, New Jersey.

(13) Harris, M. C., 1987, "Shock and Vibration Handbook", chapter 7, McGraw-Hill, New York.