

〈논 문〉

마찰구동형 액추에이터의 동특성 모델 및 거동 해석

김상채* · 김수현** · 박기환*** · 곽윤근**

(1995년 4월 14일 접수)

Modeling and Analysis of a Friction Drive Type Precise Actuator

Sang-Chae Kim, Soo-Hyun Kim, Kyihwan Park and Yoon Keun Kwak

Key Words : Precise Actuator(정밀액추에이터), Piezoelectric Element(압전소자), Stick-Slip Friction Law(스틱슬립 마찰법칙)

Abstract

In this work, a precise actuator which is capable of high positioning accuracy is developed. For estimating the dynamic behavior of the actuator, system modeling is performed by employing a stick-slip friction law. Dynamic characteristics over various types of driving input signals and vibration loci of the driving tip are examined by experiments. Phase differences between the input signals are applied, and the dynamic behavior of slider is investigated. From the simulation and experimental results, it is observed that the dynamic behaviors from the simulation results agree fairly well to those of the experimental results. This indicates that the model developed in this work is applicable to other precision mechanisms in which a friction force is an important factor for actuation.

1. 서 론

정밀한 기계 시스템과 전자기기에 있어 기계, 전자, 광학장치 등을 복합적으로 이용하게 되고 이러한 시스템의 고정밀도와 경량화가 추구됨에 따라 압전소자를 이용한 구동 액추에이터가 많은 주목을 받고 있다. 압전소자를 이용한 액추에이터에 대한 연구 내용은 구동 원리와 방법들에 대한 내용이 주류를 이루고 있다. 또한, 직진 구동형 액추에이터에 대한 연구가 회전 구동형 액추에이터보다 훨씬 적은 편이다. 직진 구동형 액추에이터는 공진형, 비공진형 두가지로 대별할 수 있고 공진형은 가동부(slider)의 공진현상을 이용한 것과 유도선로

(guide rail)를 이용한 방법으로 다시 구분될 수 있다.^(1~3)

Endo가 제시한 구동방법은 비공진형 액추에이터로 진동체적을 발생시켜 가동부를 구동하는 원리이다.⁽⁴⁾ 그러나, 구동선단(driving tip)의 진동체적과 가동부의 운동특성 사이의 관계에 대한 역학적 모델이나 실험결과가 제시되지 않았다.

본 논문에서는 압전소자를 이용하여 직선 왕복운동이 가능한 고정밀도의 액추에이터를 개발하였다. 개발된 액추에이터는 비공진형으로 구동선단이 직각으로 배열된 압전소자에 의하여 여러 형태의 진동체적을 발생하고 이와 접촉된 가동부가 구동되는 구조로 되어 있다. 본 연구에서는 제작된 액추에이터에서 구동선단의 진동체적에 의하여 운동하는 가동부의 운동특성을 예측할 수 있는 동특성 모델을 도출하고 구동 조건의 변화에 따른 동특성 변화를 예측하였다. 또한 실험을 통하여 진동체적과 가동

*한국과학기술원 대학원 기계공학과

**회원, 한국과학기술원 기계공학과

***회원, 광주과학기술원 기전공학과

부의 동적특성 관계를 규명함과 동시에 동특성 모델의 적합성도 조사하였다.

2. 액추에이터의 구조 및 구동 원리

Fig. 1은 본 연구에서 제작한 정밀 액추에이터의 실물이고, Fig. 2는 구조를 나타낸 그림이다. 이 액추에이터는 압전소자와 지지물체를 연결하는 탄성관절, 수직방향 압전소자 B와 수평방향 압전소자 A가 직각으로 배열된 진동발생부, 그리고 압전소자의 교차점에 반구형 접촉구(接觸球)가 결합된 구동선단이 구동부를 형성한다. 가동부인 슬라이더는 V홈 형태의 안내면(guide-block)을 따라 직선 운동을 하도록 되어 있고, 수직력을 측정하기 위해 로드셀(load cell)을 지지물체 상단에 부착하였다. 슬라이더 상하 양면의 마찰계수를 다르게 해주기 위해서 V홈 안내면과 슬라이더 밑면에 15 μm의 두께를 갖도록 전성 피막 윤활제인 불소수지 (PTFE: polytetrafluoro ethylene)를 코팅하였다. 피막된 재료는 불소수지 파우더가 유기용제 중에 분산되어 있는 도료로 마찰계수를 아주 작게 하여 주는 윤활제 역할을 한다.

구동부에 이용된 압전소자는 Tokin사의 NLA 형으로 단면 크기가 5 mm×5 mm, 길이가 9 mm인 적층형이다. 이 압전소자의 최대 구동 전압은 100 V로 자유단(free end)에서의 신장 변위는 6.5 μm이다. 탄성관절⁽⁵⁾은 회전관절형태로 구동부를 구성하는 압전소자의 변형에 저항력을 주지 않기 위하여 부착되었다.

액추에이터의 슬라이더는 구동선단의 진동으로 슬라이더 윗면의 마찰력과 슬라이더 밑면의 마찰력 차이에 의하여 구동된다. 슬라이더 윗면에 작용하는 최대 마찰력은 밑면의 최대 마찰력보다 항상 크며 상하면의 최대 마찰력 차이는 구동선단의 진동 제력에 따라 접촉면에 작용하는 수직력에 비례하게 된다.

슬라이더 이동은 구동선단의 규칙적 반복운동이 누적되어 이루어진다. 구동선단이 슬라이더에 접촉하였을때 구동선단 진동제력의 수평 변위성분은 슬라이더의 운동에 기여하고, 수직 변위성분은 슬라이더에 가해지는 수직력을 변화시키게 된다. 구동선단의 진동제력은 압전소자에 가하는 입력신호에 의하여 조절할 수 있다.

실험적으로 조사한 유형은 구동선단 운동이 타원

형 제직형태로, 이때 압전소자 A, B에는 정현파 (sinusoidal wave) 구동신호가 가해지게 된다. 구동신호의 진폭, 주파수, 위상을 변화시켜 여러가지 타원제직을 생성시킬 수 있다. 주파수가 동일하고 위상각이 90° 차이가 나는 경우에 구동선단은 각 압전소자 최대 신장변위를 장축과 단축으로 하는 타원제직을 형성하게 된다. 구동선단 진동제력에 따라 슬라이더의 운동특성인 방향, 속도, 이동거리가 변화하게 된다.

본 연구에서는 동일한 진폭과 주파수를 가지나 위상차가 있는 정현파 입력신호를 압전소자에 가하여 여러가지 형태의 구동선단 진동제력을 발생시키고 이에 따른 슬라이더의 운동특성을 분석하였다.

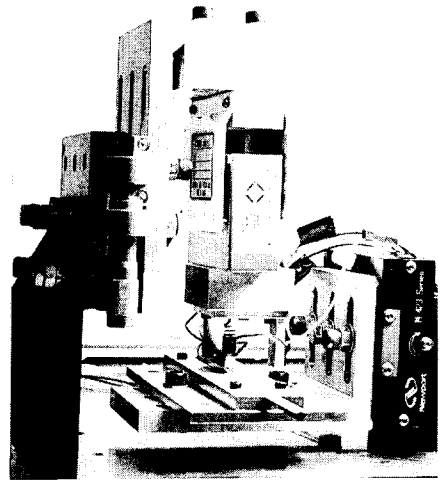


Fig. 1 Photograph of the precise actuator

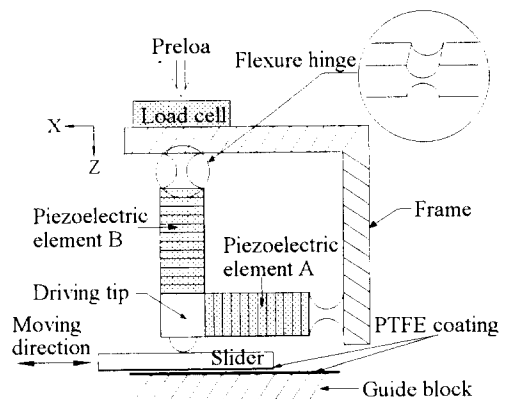
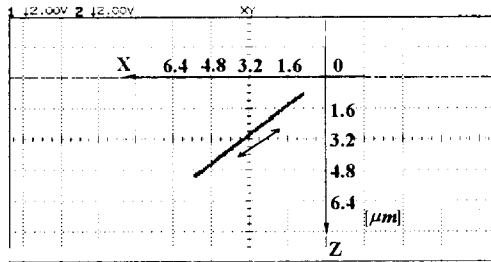
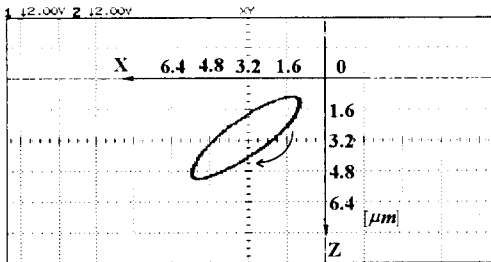


Fig. 2 Schematic diagram of the precise actuator

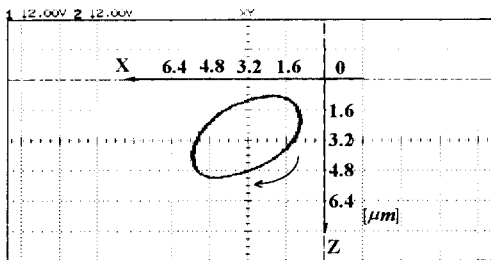
Fig. 3은 두 압전소자에 스트레인 게이지를 부착하여 측정된 구동선단 진동계적이다. θ 는 입력신호 간 위상차를 나타내며 수직방향 압전소자 입력신호 위상각 ϕ_b 에서 수평방향 압전소자 입력신호 위상각 ϕ_a 를 뺀 것이다.



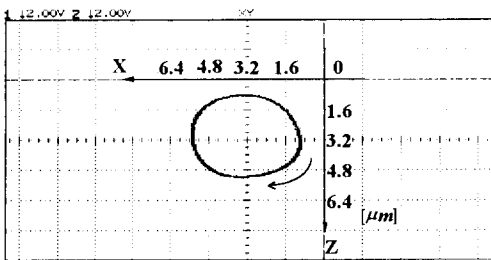
(a) $\theta=0^\circ$



(b) $\theta=30^\circ$



(c) $\theta=60^\circ$



(d) $\theta=90^\circ$

Fig. 3 Vibration loci of driving tip(300 Hz, $V_{p-p}=80$ V, phase angle difference, $\theta = \phi_b - \phi_a$)

3. 액추에이터의 동특성 모델 및 시뮬레이션

액추에이터의 슬라이더에 구동선단과 안내면이 접촉하는 부분은 건성(乾性)마찰에 의한 마찰력이 작용한다고 생각할 수 있다. 본 연구에서는 이러한 건성마찰 조건에 적합한 스틱-슬립 마찰법칙(stick-slip friction law)을⁽⁶⁾ 적용하여 구동계의 동적모델을 도출하였다. Fig. 4는 스틱-슬립 마찰법칙을 표시한 그림이다. 마찰력에 대한 스틱-슬립 모델에서 스틱영역은 접촉부의 상대속도 차이(V_r)가 아주 작은 어떤 속도(δV)범위 이내인 것, 즉 $|V_r| \leq \delta V$ 를 의미하며 스틱영역에서 마찰력의 크기가 점차 증가하여 최대 정지마찰력(F_h)을 넘게 되면 슬립영역으로 전환되어진다. 따라서 스틱영역에서 작용하는 마찰력은 영(零)에서부터 최대 정지마찰력 사이의 크기를 갖게 되고 슬라이더와 상호작용을 하는 다른 요소와의 동적인 힘의 평형관계로부터 정하여지게 된다.

슬라이더 상면에 작용하는 수직력과 수평방향의 힘은 구동선단의 진동계적형태에 따라서 변화하게 되며 구동선단 진동계적의 매 사이클(cycle)마다 수평방향 운동은 밀고 당기는 운동이 반복되므로 구동선단과 슬라이더 접촉부의 상대속도가 거의 영(零)이 되는 구간이 있게 된다.

Fig. 5는 슬라이더와 구동선단부의 동특성 모델을 나타낸 것이다. 압전소자는 등가스프링(K_p)과 감쇠기(C_p)에 연결된 등가 질량계로 하고 수직방향의 스프링 상수 K_f 은 수직력을 측정하기 위하여

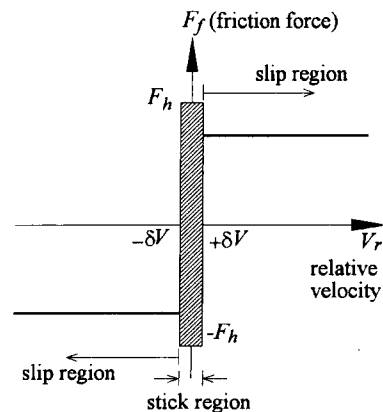


Fig. 4 Stick-slip friction laws

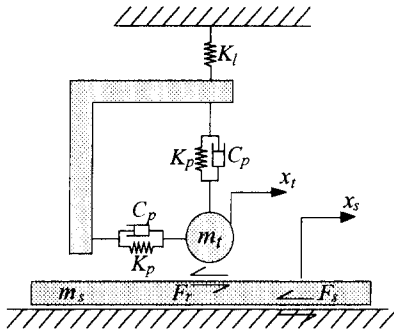


Fig. 5 Dynamic model of actuator

설치된 로드셀의 탄성계수를 나타낸 것이다. 압전 소자의 변형량과 힘을 측정하기 위한 로드셀의 변형량이 비슷한 크기이기 때문에 수직방향의 전체 강성도를 결정하는데 로드셀의 탄성계수는 무시할 수 없는 요인이 된다. 또, 이 모델에서 m_t 는 구동선단의 등가질량을 나타내고, m_s 는 슬라이더의 질량이다.

구동선단과 슬라이더의 기본적인 운동방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} m_t \ddot{x}_t &= F_a - F_r \\ m_s \ddot{x}_s &= F_r - F_s \end{aligned} \quad (1)$$

F_a 는 수평 압전소자가 구동선단에 가하는 힘이고, F_r 은 구동선단과 슬라이더 사이의 마찰력이며, F_s 는 슬라이더와 V홈 안내면 사이의 마찰력이다. 구동선단과 슬라이더의 상대속도 V_r 과 수평방향 압전소자 A에 의하여 발생하는 힘은 식 (2)로 표시할 수 있다. 이 식에서 $\Delta L_a(t)$ 는 수평방향 압전소자에 입력전압이 가하여졌을 때 자유단의 길이 변화를 나타낸 것이다.

$$\begin{aligned} V_r &= \dot{x}_t - \dot{x}_s \\ F_a &= -K_p(x_t - \Delta L_a(t)) - C_p(\dot{x}_t - \dot{\Delta L}_a(t)) \end{aligned} \quad (2)$$

운동방정식 (1)에서 마찰력 F_r 과 F_s 는 4가지 경우로 구분할 수 있다.

첫번째는 식 (3)처럼 구동선단과 슬라이더 간의 상대 속도 V_r 과 슬라이더의 속도 \dot{x}_s 가 스틱영역인 경우로 마찰력들은 힘 평형에 의해서 식 (4)와 같이 결정된다. 그러나, F_a 가 슬라이더 밑면에서의 최대 정지 마찰력보다 더 커질 경우 밑면의 마찰계수가 윗면보다 작게 되어 있으므로 상하 양면의 마

찰력은 밑면의 최대 정지 마찰력과 같아지게 되고 밑면은 슬립상태로 변화하게 된다. 여기에서 δV 는 스틱영역으로 간주하는 속도의 크기를 나타내며 본 연구에서는 $10^{-5}[\text{m/sec}]$ 로 설정하였다.

$$|V_r| \leq \delta V, |\dot{x}_s| \leq \delta V \quad (3)$$

$$F_r = F_s = F_a \quad (4)$$

두번째 경우는 식 (5)처럼 구동선단 상대속도 V_r 이 스틱영역을 벗어나 슬립상태가 되고, 슬라이더 속도는 스틱영역에 있는 상태로 마찰력 F_r , F_s 는 식 (6)과 같이 슬라이더 윗면의 동마찰력, F_s' 가 된다.

$$|V_r| > \delta V, |\dot{x}_s| \leq \delta V \quad (5)$$

$$F_r = F_s = F_a' \text{sgn}(V_r) \quad (6)$$

세번째 경우는 식 (7)처럼 구동선단의 상대속도가 스틱영역이고, 슬라이더는 스틱영역을 벗어나 슬립 상태인 경우로 이때의 마찰력은 식 (8)과 같다. 이 경우는 슬라이더가 슬립상태이고 구동선단과 슬라이더가 일체로 운동하는 조건으로부터 다음과 같이 구해진다. 여기에서 F_a' 은 슬라이더 밑면에 작용하는 동마찰력을 나타낸다.

$$|V_r| \leq \delta V, |\dot{x}_s| > \delta V \quad (7)$$

$$F_r = -\frac{m_s}{m_t + m_s} F_a + \frac{m_t}{m_t + m_s} F_a' \text{sgn}(\dot{x}_s)$$

$$F_s = F_a' \text{sgn}(\dot{x}_s) \quad (8)$$

네번째 경우는 식 (9)처럼 구동선단과 슬라이더 모두 스틱영역에서 벗어나 슬립상태인 경우로 마찰력은 식 (10)과 같다.

$$|V_r| > \delta V, |\dot{x}_s| > \delta V \quad (9)$$

$$F_r = F_a' \text{sgn}(V_r)$$

$$F_s = F_a' \text{sgn}(\dot{x}_s) \quad (10)$$

위의 네가지 경우에서 슬립상태의 마찰력은 식 (11)과 같고 N^u , N^l 은 각각 슬라이더 윗면과 밑면에 작용하는 수직력이다. 여기에서 동마찰력 F_r' , F_s' 과 정마찰력 F_r'' , F_s'' 은 구동선단의 진동계측에 의존하여 변화하므로 일정하지 않다. 스틱구간에서 정마찰력은 동적 평형에 의하여 결정되나 F_r , F_s 가 각각 식 (11)에서 표현된 것처럼 최대 정마찰력 F_r'' , F_s'' 를 넘을 수 없다. 이 식에서 F_p 는 수직방향의 초기하중(preload)을 나타내고, ΔL_b 는 수직방향 압전소자의 자유단 길이변화를 나타낸다.

$$\begin{aligned}
 N^u &= F_p + \frac{K_p \cdot K_t}{K_p + K_t} \Delta L_b(t) + C_p \dot{\Delta L}_b(t) \\
 N^l &= F_p + \frac{K_p \cdot K_t}{K_p + K_t} \Delta L_b(t) + C_p \dot{\Delta L}_b(t) + m_s g \\
 F_d^u &= \mu_d^u \cdot N^u \\
 F_d^l &= \mu_d^l \cdot N^l \\
 F_s^u &= \mu_s^u \cdot N^u \\
 F_s^l &= \mu_s^l \cdot N^l
 \end{aligned} \tag{11}$$

구동선단과 슬라이더 사이의 속도차와 슬라이더의 절대속도에 의하여 스틱과 슬립상태를 결정하고 각각의 경우에 따라 마찰력을 계산함으로써 정밀 액추에이터의 운동 해석이 가능하게 된다.

시뮬레이션에 이용된 매개변수들의 특성치는 Table 1과 같다. 도출된 액추에이터의 동특성 모델을 이용하여 운동 특성을 압전소자 입력신호 사이의 위상차 변화에 따라 예측한 결과는 Fig. 6과 같다. 이 결과에서 보듯이 압전소자 입력신호의 진폭이 증가할수록 슬라이더의 이동변위도 커지는 것을 알 수 있다. 또한 슬라이더의 진전운동이 발생되는 영역내에서 압전소자에 가하는 입력신호 위상각 차이(θ)의 허용범위는 $0^\circ \sim 180^\circ$ 로 누적이동거리도 위상차에 따라 연속적으로 증가하였다가 감소하는 것을 볼 수 있고 후전의 경우도 이와 유사한 성향을 보이고 있다.

4. 구동실험

액추에이터의 구동실험을 위하여 Fig. 7과 같이

실험장치를 구성하였다. 구동실험에서 정현파 입력 진폭 변화폭은 40 V, 60 V, 80 V이고 주파수는 300 Hz로 하였다.

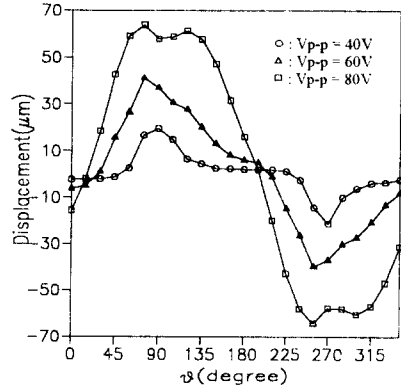


Fig. 6 Translational characteristics of slider by phase difference and input voltages(after 20cycles, Preload 0.5N, frequency 300 Hz)

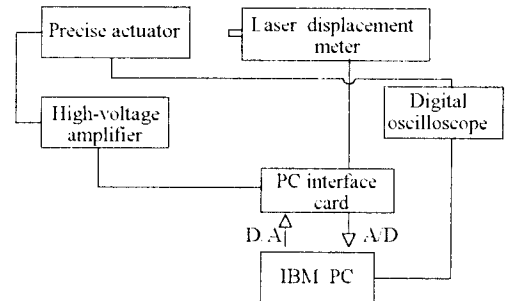


Fig. 7 Schematic diagram of experimental setup

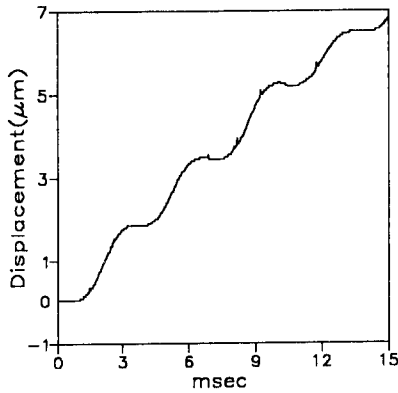
Table 1 Parameters in simulation experiments

Parameter description	Symbol	Value[unit]
Equivalent spring constant of piezoelectric element	K_p	$1,313 \times 10^6 [N/m]$
Equivalent damping coefficient of piezoelectric element	C_p	$2 \times 10^2 [N \cdot sec/m]$
Spring constant of load cell	K_t	$2,359 \times 10^5 [N/m]$
Equivalent mass of driving tip	m_t	2.95[g]
Mass of slider	m_s	7.20[g]
Static friction coefficient(between slider and guide slot)	μ_s^l	0.15
Static friction coefficient(between tip and slider)	μ_s^u	0.27
Dynamic friction coefficient(between slider and guide slot)	μ_d^l	0.10
Dynamic friction coefficient(between tip and slider)	μ_d^u	0.18
Limiting velocity of stick region	δV	$10^{-3} [m/sec]$

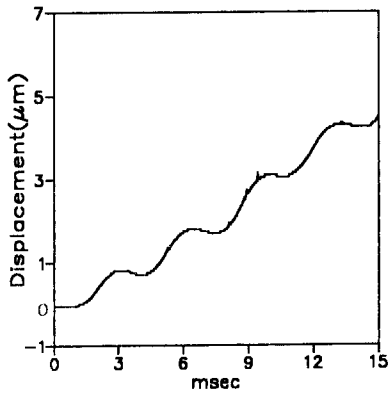
구동부 압전소자에 가하는 입력신호간의 위상차에 따른 슬라이더의 운동은 Fig. 8과 같다. 단위주기당 슬라이더의 순이동변위는 구동선단이 슬라이더를 이동방향 쪽으로 밀어주는 변위와 구동선단이 이동방향과는 반대방향으로 복귀할때 후퇴하는 변위의 차가 된다. 슬라이더의 이동특성은 Fig. 8과 같이 단위주기당 후퇴변위의 양이 적어 순이동변위는 커짐을 볼 수 있고 따라서 전체적으로 부드러운 전진운동이 발생되고 있음을 알 수 있다.

입력신호간의 위상차가 90° 이면 구동선단이 시계 방향으로 Fig. 3(d)와 같은 궤적을 생성하여 슬라이더를 전진시키고, 위상차가 270° 이면 위상차가 90° 인 경우와 반대방향으로 진동궤적을 생성하여 슬라이더를 역방향으로 움직이게 한다. 이 두가지 형태의 구동선단 진동궤적에 대하여 0.2[N]씩 구동선단과 슬라이더 사이의 접촉력을 증가시키면서 실험

을 수행하였다. 접촉력의 크기는 구동선단이 부착된 프레임의 높낮이를 마이크로미터로 조절하고 이때 수직방향으로 연결된 로드셀로 수직력의 크기를 측정하였다. Fig. 9는 수직 접촉력 변화에 따른 슬라이더의 누적 이동거리를 실험적으로 구한 것이다. 구동선단이 슬라이더의 구동방향 쪽으로 갈 때 는 접촉하고 역방향으로 후퇴할 때 완전히 분리되면 슬라이더의 순이동거리가 최대로 될 것이나 구동선단이 슬라이더에서 분리되어 있는 순간에 외부 하중이 작용하면 움직이기 때문에 구동선단과 슬라이더는 항상 일정한 힘으로 접촉하고 있는 것이 효과적이다. 따라서 본 실험에서는 일정한 수준의 초기 수직력을 가한 상태에서 구동실험을 행하였다. Fig. 9(a)에서 보는 것과 같이 수직력이 증가함에 따라서 이동거리는 감소하고 2[N] 이상의 수직력이 가해지면 이동거리의 변화가 거의 없어지고 순

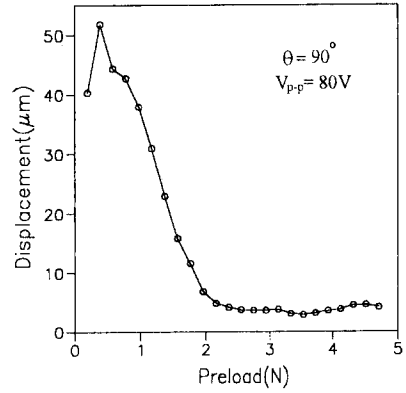


(a) $\phi_b - \phi_a = 60^\circ$

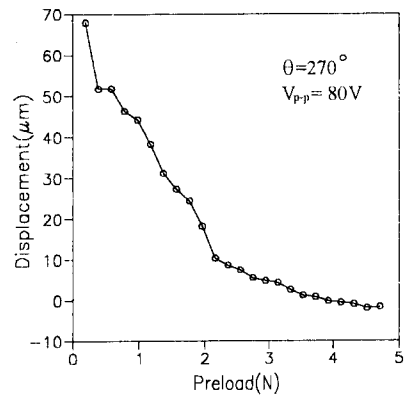


(b) $\phi_b - \phi_a = 90^\circ$

Fig. 8 Translational motion of slider(preload : 0.5 N, 300 Hz, $V_{p-p} = 40$ V)



(a) Forward



(b) Backward

Fig. 9 Effect of preload on the displacement of slider(300 Hz, after 20cycles)

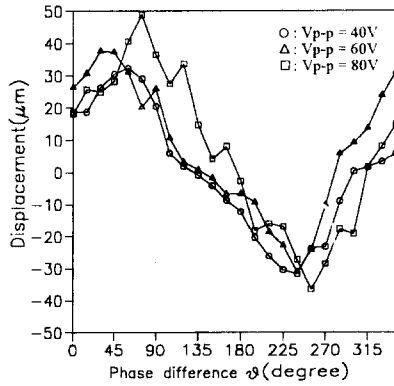


Fig. 10 Effect of phase difference on the displacement(preload : 0.5N, 300 Hz, after 20cycles)

이동거리도 크게 줄어드는 것을 알 수 있다. Fig. 9(b)는 역방향의 순이동거리 변화를 나타낸 것으로 순방향과 거의 비슷한 결과를 보여주고 있다.

압전소자에 가하는 입력신호 사이의 위상차 차이에 따른 슬라이더의 이동 특성도 조사하기 위해서 위상차이를 15°씩 변화시키면서 실험을 수행하였다. Fig. 10과 같이 이동거리의 형태는 두 입력신호의 위상차이에 따라 크게 변화됨을 알 수 있다. 또한 구동전압의 크기에 따라 이동 특성의 변화도 발생함을 볼 수 있다.

Fig. 10에서 이동방향을 살펴보면, 진진운동이 발생하는 입력신호 사이의 위상차이 허용범위가 0°~160°와 290°~0° 사이의 범위를 가지고 있으며 이동거리가 연속적으로 부드럽게 증가 또는 감소하고 있음을 알 수 있다. 이와 같은 실험결과는 3장의 시뮬레이션 결과와 대체적으로 잘 일치하고 있음을 나타내고 있다.

5. 결 론

직선 왕복운동이 가능한 정밀 액추에이터를 개발하고, 동특성 모델에 의한 시뮬레이션과 실험적 관찰에 의하여 이 액추에이터의 특성을 분석하였다.

(1) 구동전단에 가하는 정현파 입력신호의 위상차이에 의하여 구동전단의 진동계적 형태가 여러가지 타원으로 변하는 것을 실험적으로 측정하였다. 진동계적의 변화는 슬라이더의 구동특성에도 변화를 주어 위상각 차이가 이동거리 및 이동방향을 변화시키는 것을 확인하였다.

(2) 슬라이더에 가해지는 수직방향의 초기하중을 증가시키면서 구동하였을 때, 단위 이동량이 점차적으로 감소함을 알 수 있었다. 2[N] 이상의 수직하중에서는 순이동거리의 변화가 거의 없고 단위 이동거리도 크게 줄어 들었다.

(3) 입력신호 진폭이 작아지면 순이동거리도 다소 감소되는 경향을 볼 수 있다.

(4) 스틱슬립 마찰법칙을 이용하여 액추에이터의 동특성 모델을 도출하였고 입력신호의 변화에 따른 이동특성의 예측결과가 실험과 유사한 경향을 보임으로써 모델의 유용성을 입증하였다.

후 기

본 연구는 1995년도 한국과학재단의 특정 목적기초 연구(과제번호 94-1400-09-01-03)의 일부로 수행되었으며, 관계자분들에게 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Kenji Uchino, Koichiro Kato and Masayuki Tohda, 1988, "Ultrasonic Linear Motor Using a Multilayered Piezoelectric Actuator," *Ferroelectrics*, Vol. 87, pp. 331~334.
- (2) Atsuo Kawamura, 1991, "Linear Ultrasonic Piezoelectric Actuator," *IEEE Transactions on Industry Applications*, Vol. 27, No. 1, pp. 23~26.
- (3) Nobuhide Endo, Masao Nagai and Toshio Yamada, 1992, "Computer Simulation of Dynamic Characteristics of Linear Ultrasonic Motor Driven by Travelling Wave," *Conf. on Motion and Vibration Control*, Yokohama, pp. 350~355.
- (4) Endo, A., Sasaki, N. and Tomikawa, Y., 1990, "Linear Type Ultrasonic Motor Using Two Dimensionally Positioned Piezoelectric Elements," *Ferroelectrics*, Vol. 112, pp. 165~170.
- (5) Paros, J. M. and Weisbord, L., 1965, "How to Design Flexure Hinges," *Machine Design*, Nov. Vol. 27, pp. 151~156.
- (6) Dean Karnopp, 1985, "Computer Simulation of Stick-Slip Friction in Mechanical Dynamic Systems," *Transactions of the ASME*, Vol. 107, pp. 100~103.