

향상된 스틱-슬립 마찰 모델을 이용한 스마트 구조물의 마이크로 위치제어

Micro-positioning of a Smart Structure Using an Enhanced Stick-slip Model

이철희† · 장민규* · 최승복**

Chul-Hee Lee, Min-Gyu Jang and Seung-Bok Choi

(2008년 9월 5일 접수 ; 2008년 10월 27일 심사완료)

Key Words : Micro-positioning(위치제어), Friction Control(마찰 제어), Piezo Stack Actuator(압전 작동기), Smart Structure(스마트 구조물), Static Friction Model(정지 마찰 모델), Displacement Amplifier(변위 증폭기)

ABSTRACT

In this paper, a model-based stick-slip compensation for the micro-positioning is proposed using an enhanced stick-slip model based on statistical rough surface contact model. The smart structure is comprised with PZT(lead (Pb) zirconia(Zr) Titanate(Ti)) based stack actuator incorporating with the PID(proportional-integral-derivative) control algorithm, mechanical displacement amplifier and positioning devices. For the stick-slip compensation, the elastic-plastic static friction model is used considering the elastic-plastic asperity contact in the rough surfaces statistically. Mathematical model of system for the positioning apparatus was derived from the dynamic behaviors of structural parts. PID feedback control algorithms with the developed stick-slip model as well as feedforward friction compensator are formulated for achieving the accurate positioning performance. Experimental results are provided to show the performances of friction control using the developed positioning apparatus.

1. 서 론

최근 반도체 생산 분야, 극 초정밀 기계, 바이오-메디컬 조작, MEMS(micro-electro-mechanical systems)분야의 기술력이 발전함에 따라 정밀 위치제어의 필요성은 날이 커져왔다. 마이크로, 나노 단위의 위치제어 정확성을 달성하기 위해서 보다 진보된 위치제어 기구를 개발하기 위한 많은 연구들이 수행

되었다. 전동 모터나 유압 작동기는 초정밀 제어나 응답속도에 한계를 보였다. 따라서 많은 연구자들은 이러한 위치제어의 정확성을 확보하기 위하여 적층형 압전 작동기를 적용하고 있으며⁽¹⁾, 그 중에서도 PZT(Pb(Zr, Ti)O₃)타입이 널리 사용되고 있다. 그러나 PZT 작동기가 부드러운 모션과 세밀한 제어 분해능, 빠른 반응 속도를 가지고 있지만 최대 이동거리가 작동기 길이의 1% 정도로 아직 작은 양이다. 따라서 변위 증폭 메커니즘을 도입하여 압전 작동기와 함께 사용함으로써 수백 마이크로의 이동거리를 확보 하도록 하고 있다^(2,3).

Her와 Chang은 Pseudo-rigid-body 모델을 사용하여 선형 개념을 도입하여 마이크로 위치제어모델

† 교신저자: 정희원, 인하대학교 기계공학과

E-mail : chulhee@inha.ac.kr

Tel : (032)860-7311, Fax : (032)868-1716

* 인하대학교 대학원 기계공학과

** 정희원, 인하대학교 기계공학과

을 제시하였으며⁽⁴⁾, Lin은 탄성 힌지를 기반으로 한 마이크로 위치제어 스테이지의 동적 반응을 연구하였고⁽⁵⁾, Yang은 단축 압전작동 수직 위치제어 스테이지를 고안하였다⁽⁶⁾. 이후 Jouaneh과 Yang은 탄성 힌지 레버타입을 적용한 멀티레버 구조물을 개발하였다⁽⁷⁾.

탄성 힌지에는 크게 레버형(lever type), 브릿지형(bridge type)이 있는데 레버형은 초정밀 제어에 적합하지 않아 이 연구에서는 브릿지형의 탄성 힌지 변위 증폭기를 설계 제작하였으며 수학적 모델링과 유한요소 분석을 통하여 그 증폭 성능을 확인하였다.

마이크로 단위의 초정밀 위치 제어를 수행하기 위해서는 마찰 영향을 최대한 고려하여 제어기를 설계하여야 한다. 이러한 마찰은 모든 기계적 시스템에서 나타나며 제어 성능을 저해하는 주요한 요인이라고 할 수 있다. 마찰에 의한 주요 저해 영향으로 나타나게 되는 현상에는 정적 오차, 스틱-슬립 현상, Limit Cycle 등을 들 수 있다^(8,9). 특히 마이크로 위치제어 시스템에서 스틱-슬립 현상은 나노 단위의 분해능과 위치제어 정확성을 저해하는 주요한 요인이다. 이러한 스틱-슬립 현상은 표면이 접촉해있는 시스템에서는 반드시 나타나는 현상이며 정적 운동에서 동적 운동으로 변이할 때 finite jump나 진동을 필연적으로 발생시키게 된다⁽¹⁰⁾. 이 연구에서는 통계적 표면 거칠기 접촉 이론에 근거한 elastic-plastic 정지(static) 마찰모델을 이용하여 향상된 스틱-슬립 모델을 개발하였다. 따라서 스틱-슬립 모델을 포함하는 PID feedback 제어 알고리즘을 개발하여 스마트 구조물의 위치 제어를 시뮬레이션과 실험을 통해 수행하였다. 또한 스틱-슬립 모델 자체의 보상 성능을 확인하기 위하여 모델 기반 마찰 보상기를 설계하고 시뮬레이션을 수행하였다.

2. 탄성 힌지 변위증폭기

탄성 힌지를 이용한 변위 증폭 메커니즘은 광학용 스테이지, 반도체 제조장치 등에 광범위하게 이용되고 있다. 이러한 탄성 힌지는 기어나 핀 조인트와 같은 기계적 운동전달 메커니즘보다 백-래쉬가 없고 윤활이 필요치 않으며 조밀한 구조로 설계가 가능하다. 따라서 이러한 장점으로 특히 압전 작동기가 가지는 제한된 구동 범위를 증폭시키는데 많이 사용되

고 있다⁽¹¹⁾. 주로 레버형 탄성 힌지가 큰 변위 증폭을 위해 많이 사용되고 있지만 링크의 크기에 따라서 증폭비가 결정됨으로 높은 효율을 얻기 힘든 단점 때문에 초정밀 기계에 사용하기에는 적합하지 않다. 하지만 브릿지형은 대칭형 형태를 가짐으로써 초정밀 제어 측면에 적합하다. 따라서 이 연구에서는 브릿지형의 탄성 힌지 메커니즘을 도입하여 변위 증폭기를 설계 및 제작하였다.

일반적으로 두 개의 강체를 연결하는 탄성 힌지는 이 두 강체 사이에 x-y-z축 방향으로 각각 회전, 병진 운동을 하는 6개의 스프링이 존재하는 것과 같이 생각할 수 있다. Fig. 1은 일반적인 탄성 힌지의 좌표 시스템을 나타낸 것이다. 이러한 좌표 시스템을 이용하여 단일 탄성 힌지가 각 축 방향으로 갖는 6개의 컴플라이언스를 모델의 적분식을 이용하여 체계화 하였다⁽³⁾. 적분식 모델을 이용하여 탄성 힌지를 컴플라이언스 행렬식으로 표현하면 다음과 같다.

$$X^h = C^h F^h$$

$$C^h = \begin{bmatrix} \frac{\Delta x}{F^x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\Delta y}{F^y} & 0 & 0 & 0 & \frac{\Delta y}{M^z} \\ 0 & 0 & \frac{\Delta z}{F^z} & 0 & \frac{\Delta z}{M^y} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{\Delta \alpha^x}{M^x} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\Delta \beta^y}{F^z} & 0 & \frac{\Delta \beta^y}{M^y} & 0 \\ 0 & \frac{\Delta \gamma^z}{F^y} & 0 & 0 & 0 & \frac{\Delta \gamma^z}{M^z} \end{bmatrix} \quad (1)$$

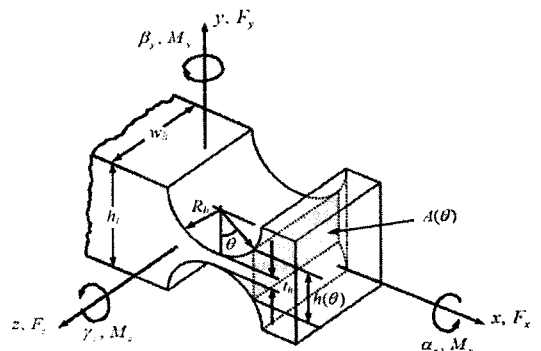


Fig. 1 Single-axis flexure hinge and coordinate system

여기서 X^h 는 탄성 힌지의 변형량이고 F^h 는 탄성 힌지로 가해지는 힘이다. 또한 M^h 는 각축으로의 입력 모멘트를 말하며 $\alpha_x, \beta_y, \lambda_z$ 는 입력 모멘트로 인하여 변형된 회전 변형량을 말한다.

이러한 변위 증폭기의 운동을 평면 운동을 한다고 가정하면 식 (1)은 다음과 같이 표현할 수 있다:

$$X^h_{reduced} = [\Delta x, \Delta y, \Delta \gamma]^T, F^h_{reduced} = [F_x, F_y, M_z]^T,$$

$$C^h_{reduced} = \begin{bmatrix} \frac{\Delta x}{F_x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\Delta y}{F_y} & \frac{\Delta y}{M_z} \\ 0 & \frac{\Delta \gamma_z}{F_y} & \frac{\Delta \gamma_z}{M_z} \end{bmatrix} \quad (2)$$

여기서 $X^h_{reduced}$ 는 감차된 힌지 모델의 변위이며 $F^h_{reduced}$ 는 감차 힌지 모델로 가해지는 힘 $C^h_{reduced}$ 는 감차모델의 컴플라이언스 행렬이다. 따라서, 탄성 힌지의 강성행렬은 아래의 식과 같이 컴플라이언스 행렬의 역행렬을 취해줌으로써 얻을 수 있다.

$$K^h_{reduced} = [C^h_{reduced}]^{-1} \quad (3)$$

Fig. 2는 이 연구에서 설계된 변위 증폭기의 하프(half) 모델이다. 따라서 Fig. 2에 정의된 설계 파라미터와 앞서 구한 1축 탄성행렬식을 이용하여 전체 시스템의 위치에너지를 구하였다. 또한 변위 증폭기의 각 레버를 강체로 가정하고 전체 운동 에너지를

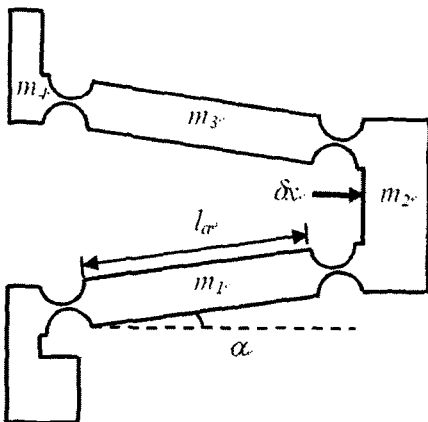


Fig. 2 Structure of proposed displacement amplifier (half system)

구하였다. 유도된 두 개의 에너지를 Lagrange's 방정식을 도입 하여 구한 변위 증폭기의 운동 방정식은 다음과 같다.

$$M_{reduced} \ddot{x}_{reduced} + K^h_{reduced} x_{reduced} = F_{reduced},$$

$$M_{reduced} = \text{diag}[m_1, m_1, I_{z1}, m_2, m_2, m_3, m_3, I_{z3}, m_4] \quad (4)$$

따라서, 식에서 $X_{reduced}$ 는 증폭기의 변형량이고 m_i 는 증폭기 링크의 무게이다.

또한 이론적 증폭 성능을 비교 검증하기 위하여 기하학적 방법, 유한요소법 및 수학적 분석 모델을 이용하였다. Lobontiu와 Garcia는 기하학적 관계식을 통하여 이상적인 증폭비를 구하는 방정식을 유도하였는데 유도된 방정식은 다음과 같다⁽¹²⁾.

$$R_{amp} = \frac{\sqrt{l_a^2 \sin^2 \alpha + i(2l_a \cos \alpha - \Delta x)} - l_a \sin \alpha}{\Delta x} \quad (5)$$

여기서 R_{amp} 는 기하학적 증폭비를 말하며 l_a 는 첫 번째 링크의 길이이고 α 는 첫 번째 링크가 수평면과 이루는 각이다. Δx 는 2번째 링크로 작동기가 가하는 입력 변위 이다.

또한 앞서 구한 변위 증폭기의 운동방정식 식 (4)를 이용하여 정적 변위 증폭 비를 구할 수 있다.

$$[K_{reduced}] [x_{reduced}] = [F_{reduced}] \quad (6)$$

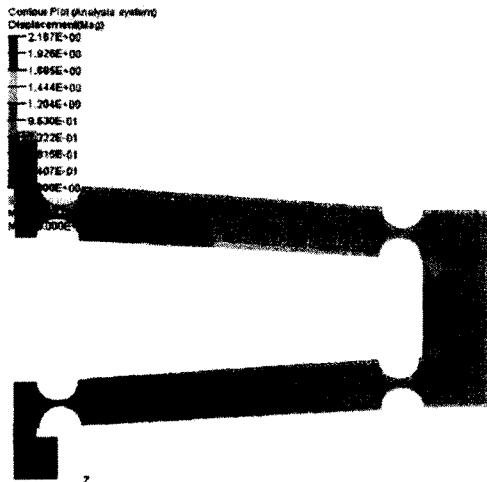
감차된 강성 행렬을 이용하여 입력력 상태 벡터를 $x_{reduced}$ 로부터 분리하여 증폭비를 구할 수 있다.

이 연구에서는 증폭비 검증을 위하여 유한요소 모델을 사용하여 증폭비를 추가로 측정하였다. 제안된 변위증폭기에 대하여 테트라히드럴(tetrahedral) 요소를 사용하여 대칭되는 반쪽형태의 유한요소 모델을 설계하고 상용 패키지를 이용하여 증폭비 등을 분석 하였다.

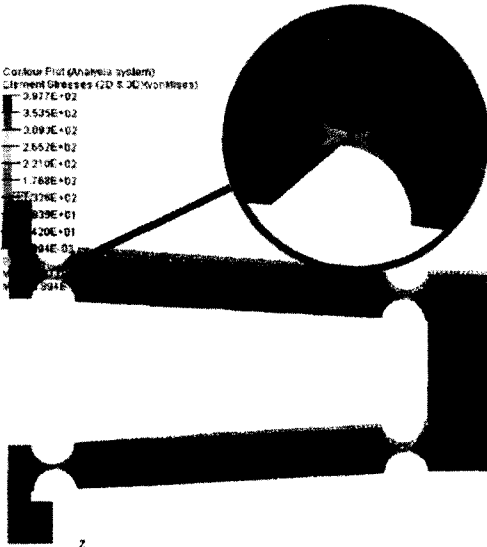
Fig. 3은 제안된 변위 증폭기의 변위량과 응력 집중을 보여주는 유한요소 시뮬레이션 결과이다. 예측된 결과는 입력 변위 160 μm 에 대한 예측 값으로 증폭된 출력 변위는 2167 μm 이고, 최대 응력결과는 397.7 MPa이다. 따라서 최대 응력 값이 증폭기 재질(stainless steel 304)의 최대 항복 응력인 520 MPa보다 낮음으로 설계의 적절성을 검증하였다. 실제로 제작된 변위증폭기를 이용하여 실험을 통한 증폭 비 또한 확인하였으며 제안된 변위 증폭기의 증폭

예측비 및 측정비는 Table 1과 같이 정리하였다.

Table 1에서 보는 바와 같이 유한요소법을 이용하



(a) Static deformation



(b) Stress concentration

Fig. 3 Finite element analysis results for the displacement amplification mechanism

Table 1 Amplification performance

Method	Ratio
Geometric	19.39
Mathematical model	14.22
FEM	13.54
Experiment	9.40

여 얻은 증폭비와 수학적 모델을 이용해서 얻은 증폭비는 비슷한 값을 나타내지만 기하학적 방법 및 실험 결과는 값의 차이가 나는 것을 볼 수 있다. 기하학적 방법을 이용한 증폭비 예측 값은 탄성 힌지 부분의 에너지 소실을 고려하지 않은 이상적인 기하학적 모델이기 때문에 값이 크게 나왔다. 또한 실험적인 결과값은 수학적 모델이나 유한요소법에서 가정한 정확한 대칭의 변위증폭기의 형상을 실제로 제작 시 오차로 인하여 증폭비가 차이가 나는 것으로 분석된다. 또한 실제 측정 실험 시 자체적으로 가지는 변위 증폭기와 압전 작동기의 무게에 의한 처짐도 오차의 요인으로 분석된다.

3. 향상된 마찰 모델

스티크-슬립 현상은 대부분의 기계시스템에서 파트들의 접촉면에서 발생하며 낮은 속도의 마이크로 미세 제어 성능에 큰 영향을 미친다. 따라서 스틱-슬립 마찰모델이 정확할수록 향상된 제어 성능을 발휘할 수 있게 된다. 이러한 스틱-슬립 현상은 비선형적이지만 Coulomb, Dahl, LuGre 모델 등에서 속도의 함수로 나타내어 표현된다^(9,14). 하지만 이러한 일련의 모델들은 정지 마찰계수, 즉 안정상태에서 이탈이 시작하는 시점의 정지 마찰력에 대한 이해가 모델을 개발하는데 필연적으로 요구된다.

레오나르도 다빈치 이후로 정지 마찰력 값을 찾아내기 위하여 많은 실험들이 각기 다른 조건하에 행해졌으며 그 값들을 정리하여 다양한 자료로 만들어졌다^(15,16). 그러나 특정 마찰 계수 값은 측정 조건에 따라 각기 다른 값을 나타내게 된다. 따라서 여러 선행 연구에서는 분석적 모델을 이용 정지 마찰을 예측하기 위하여 물리학에 기반으로 둔 정지 마찰 모델을 개발하였다⁽¹⁰⁾. 그 중에서도 Kogut과 Etsion은 접촉 부분에서의 통계적 표면 거칠기를 고려한 향상된 elastic-plastic 접촉 모델(KE 모델)을 개발하여 정지 마찰력을 예측하였다⁽¹⁰⁾. 최근 Lee와 Polycarpou는 이를 실험적으로 증명하였다⁽¹⁷⁾. 따라서 이 연구에서는 KE 모델을 이용하여 스틱-슬립 모델의 정지 마찰력 예측을 위하여 사용하였다. 모델에서는 접촉 상태의 표면 거칠기, 재료, 기하학적 특성들이 이용되고, 정지 마찰력, F_s 는 식(7)과 같이 표현된다.

$$F_s(d^*) = \frac{2}{3} A_n H \pi \beta K \omega_c^* \left[0.52 \int_{d^*}^{d^* + \omega_c^*} I^{0.982} + \int_{d^* + \omega_c^*}^{d^* + 6\omega_c^*} (-0.01I^{4.425} + 0.09I^{3.425} - 0.4I^{2.425} + 0.85I^{1.425}) \right] \quad (7)$$

식에서, * 기호는 거칠기 높이의 표준 편차(σ)로 표준화된 무차원 값을 나타내며, d 는 평면과 거친 표면 사이의 평균 거리, ω_c 는 plastic 변형이 일어나기 시작하는 결정 적인 간섭을 나타낸다. 또한 A_n 은 접촉 면적, H 는 재료의 경도, $K(K=0.454+0.41v)$ 는 재료의 경도 계수이다. 식에서 거칠기 파라미터인 $\beta(\beta=\eta R \sigma)$ 는 표면의 거칠기를 측정함으로써 구할 수 있으며, 그 측정값으로는 지면의 거칠기 밀도 h , 표면 굴곡의 평균 반지름 R , 굴곡 높이의 표준 편차인 σ 가 있다.

Fig. 4는 KE모델에서 표현되는 각종 파라미터들을 나타내며, 이때 접촉면의 거칠기 높이에 관한 Gaussian 분포 함수 I_b 는 식 (8)과 같이 표현된다:

$$I^b = \left(\frac{z^* - d^*}{\omega_c^*} \right)^b \phi^*(z^*) dz^* \quad (8)$$

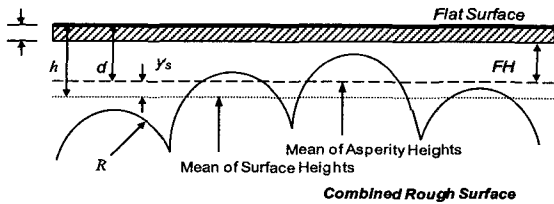


Fig. 4 Static friction force acting between contacting surfaces in KE model

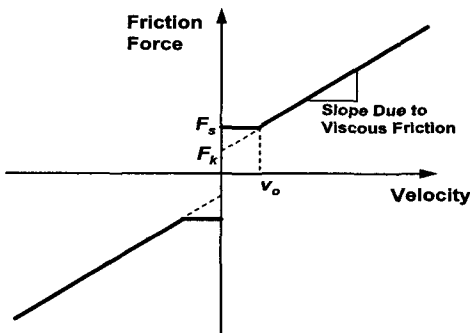


Fig. 5 Friction model (Karnopp + Viscous)

여기서 z 는 거칠기 높이를 나타낸다.

Fig. 5는 이 연구에서 사용한 수정된 Karnopp 스틱-슬립 마찰모델이며 앞서 구한 정지 마찰 모델 (식 (7)) 을 이용하여 정지 마찰력을 F_s 를 예측하게 된다.

4. 시스템 모델링

위치 제어 장치를 포함하는 제안된 스마트 구조물은 스틱-슬립 마찰모델을 이용하여 모델링 할 수 있다. 적층형 압전 작동기로 전압 V 가 가해지면 출력 힘 F 와 변형 x 가 발생되며 이는 변위 증폭기에 가해진다. 이 연구에서 적층형 압전 작동기는 낮은 주파수 영역에서 구동되기 때문에 압전 작동기의 시간 상수는 무시가 가능하다⁽¹³⁾. 따라서 제안된 스마트 구조물의 전체 시스템의 수학적 모델은 다음과 같이 표현된다:

$$F_{pzl} = \beta_{pzl} V = m_p \ddot{x}_p + k_p x_p + M_{reduced} \ddot{x}_{reduced} + K_{reduced} x_{reduced} + F_f, \quad (9)$$

$$F_{pzl} - F_f = M_{sys} \ddot{x} + K_{sys} x$$

여기서 m_p 는 압전 작동기의 무게, k_p 와 x_p 는 각각 압전 작동기의 강성과 출력 변위를 나타낸다. F_{pzl} 는 전압 인가 시 압전 작동기로부터 변위 증폭기로 가해지는 힘을 말하며 F_f 는 변위 증폭기 끝에 연결된 파트의 접촉면 사이에 발생하는 마찰력을 뜻한다. 또한 β_{pzl} 는 압전 작동기 계수이다.

이 연구에서 시스템 모델링을 위하여 수정된 Karnopp 스틱-슬립 마찰 모델을 적용하였다. 접촉 조건에서 마찰 모델을 시뮬레이션이나 마찰력 보상에 사용하려 할 때 문제점은 물체의 정지상태와 운동상태를 결정하기 힘들다. 이러한 문제점을 해결하기 위해 Karnopp는 속도에 영속도 구간이라는 불감대를 정의하였으며 이는 다음의 식과 같이 표현된다⁽¹⁴⁾.

$$F_f = F_f(v, F_{pzl}) = \begin{cases} F_k \operatorname{sgn}(v) & \text{for } v < -v_0 \\ \max(F_s, F_{pzl}) & \text{for } -v_0 < v < 0 \\ \min(-F_s, F_{pzl}) & \text{for } 0 < v < v_0 \\ F_k \operatorname{sgn}(v) & \text{for } v > v_0 \end{cases} \quad (10)$$

여기서 F_s 와 F_k 는 Fig. 5에서와 같이 각각 정지, 운

동 마찰력을 나타낸다. 또한 v 는 시편의 속도이며 v_0 는 물체가 정지 상태에서 운동상태로 넘어가는 임계 속도를 말하며 이 값은 매우 작다.

5. 시뮬레이션 및 실험결과

시뮬레이션을 수행하기 위하여 표면은 완전 건조 상태로 설정하고, 변위 증폭기의 재료와 같은 재질의 시편을 사용하였다. 또한 Karnopp마찰모델에 여러 임계속도를 비교하여 최적의 스틱-슬립 임계속도를 구한 값 v_0 는 0.0001 m/s 이다⁽¹⁸⁾. 이 연구에서 사용된 PID제어기는 비례-적분-미분 제어기로서, 실제 산업 현장에서 가장 많이 사용되는 제어기법이다.

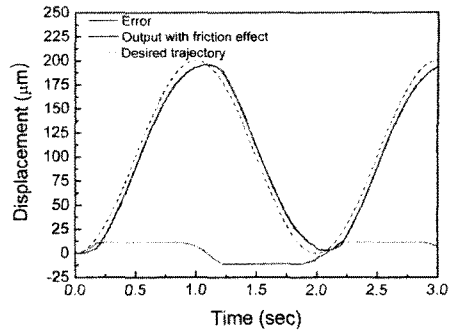
제안된 제어기는 오차 신호를 feedback형식으로 받아서 제어기 출력신호를 출력하도록 설계된다. PID 제어기의 오차신호는 다음과 같은 수학적 식으로 나타낸다.

$$u(t) = K_{gain}(P_{gain}e(t) + I_{gain} \int_0^t e(t)dt + D_{gain} \frac{de(t)}{dt}) \quad (11)$$

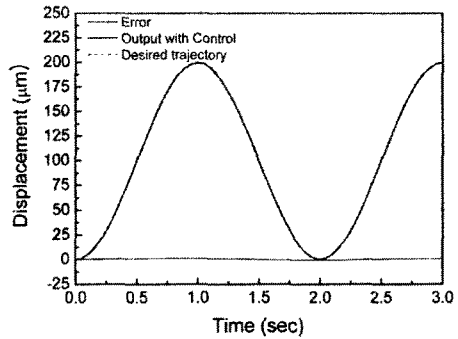
여기서 $u(t)$ 는 제어 입력 전압이고 $e(t)$ 는 feedback 오차이다.

Fig. 6은 제안된 제어기를 이용한 시뮬레이션 결과값으로 $x(t) = 100 \times 10^{-6} + 100 \times 10^{-6} \times \sin(2\pi t - \pi/2)$ 의 궤적을 기준으로 하여 위치 제어를 수행 하였다. Fig. 6(a)는 feedback 제어 없이 스틱-슬립 모델을 포함하는 시스템에 오픈 루프로 제어 입력을 한 경우이고, Fig. 6(b)는 PID 제어기를 이용하여 feedback 제어를 수행한 경우이다. 따라서 Fig. 6(a)는 마찰현상이 정확한 위치 제어에 미치는 영향을 보여주고 있다. 수학적으로 모델링 된 마찰력이 시스템의 작동력에 반대방향으로 작용하여 원하는 위치 궤적을 따라가는데 방해로 하는 것을 알 수 있다. Fig. 6(b)는 PID제어기를 사용하여 위치 제어를 한 결과를 보여주고 있는데 Fig. 6(c)에서와 같이 시뮬레이션 오차 값은 $1\mu\text{m}$ 미만으로 작은 양이다. 이때 시행 착오 법으로 구한 최적 게인 값 K_{gain} , P_{gain} , I_{gain} , D_{gain} 은 각각 13000, 7132, 6457, 0.003이다.

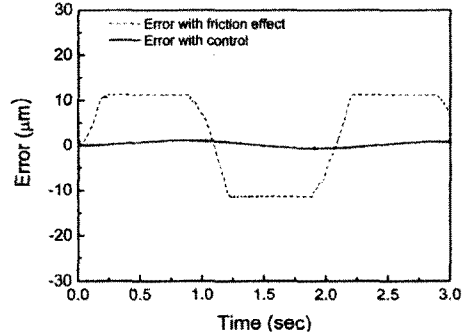
Fig. 7은 실험을 위하여 개발된 마이크로 위치 제어를 위한 스마트 구조물로 구성품으로는 구동 부인 적층형 압전 작동기(PSt1000/16/200Vs25,



(a)



(b)



(c)

Fig. 6 Micro-positioning simulation under stick-slip friction

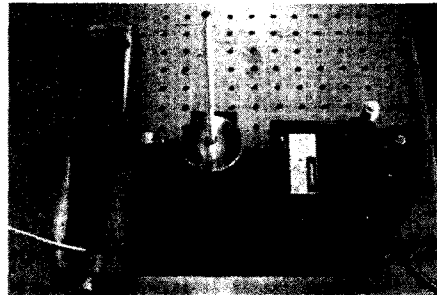


Fig. 7 Micro positioning apparatus

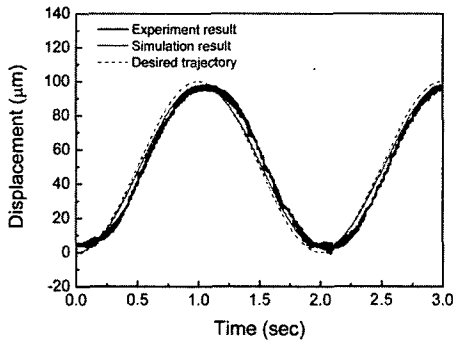
Piezomechanik), 변위 측정부인 레이저 변위센서 (LK-G30, KEYENCE), 마찰력 측정부인 6축 힘/토크센서(Nano25, ATI)로 크게 구분될 수 있으며 구동 전압은 -200~1000 V, 구동 범위는 변위증폭기를 사용하여 최대 약 1.9mm까지 가능하도록 설계하였다.

Fig. 8은 제안된 시험 장치를 사용하여 위치 제어를 수행한 실험 결과와 시뮬레이션 결과값을 비교하여 보여준다. 위치 제어를 위하여 설정된 궤적 함수 $x(t) = 50 \times 10^{-6} + 50 \times 10^{-6} \times \sin(2\pi t - \pi/2)$ 를 기준으로 하여 위치제어를 수행하였으며 K_{gain} , P_{gain} , I_{gain} ,

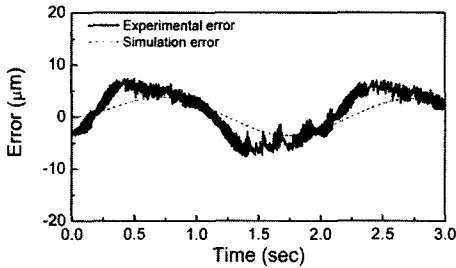
D_{gain} 값은 각각 10072, 241, 857, 0.0001으로 선정하였다. Fig. 8(a)에서 보는 것과 같이 위의 게인 값을 적용 시 원하는 궤적을 추적하는 것을 볼 수 있다. 하지만 Fig. 8(b)를 보면 시스템의 오차가 시뮬레이션 결과 값인 $-3.3 \sim 4.2 \mu\text{m}$ 보다 $-7.1 \sim 6.8 \mu\text{m}$ 정도 크고, 다소 다른 경향을 보이는 것을 확인할 수 있는데 이는 시뮬레이션에 사용된 수학적 모델이 실제 제작된 변위증폭기의 제작 오차까지 고려하지 못하기 때문이다.

제안된 스마트 구조물의 스틱-슬립 모델 자체의 마찰 보상 성능 시뮬레이션을 위하여 Fig. 9와 같이 feedforward 마찰 보상을 설계하였다. 앞서 소개한 향상된 마찰 모델을 이용하여 실제 시스템이 가지는 마찰력을 예측하여 이를 시스템에 보상하는 마찰 보상은 마이크로 단위의 시스템에서의 정확성을 높이는데 큰 역할을 한다.

Fig. 8에서 보는 실험 결과와 같이 PID 제어기 자체만으로는 정확한 제어가 어려움으로 스틱-슬립 현상을 보상하기 위하여 설계된 마찰 보상의 제어 성능을 확인하기 위하여 시뮬레이션 수행하였다. 따라서 Fig. 10은 마찰 보상을 적용했을 때와 적용하



(a)



(b)

Fig. 8 Position control performance result(without feedforward compensator)

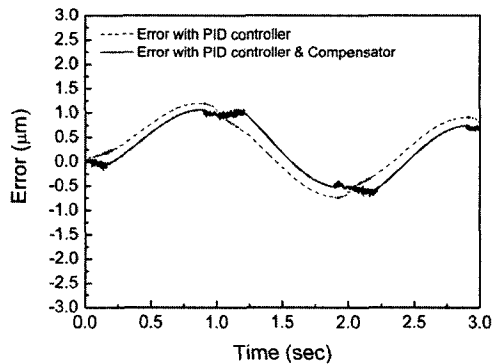


Fig. 10 Simulation result with compensator

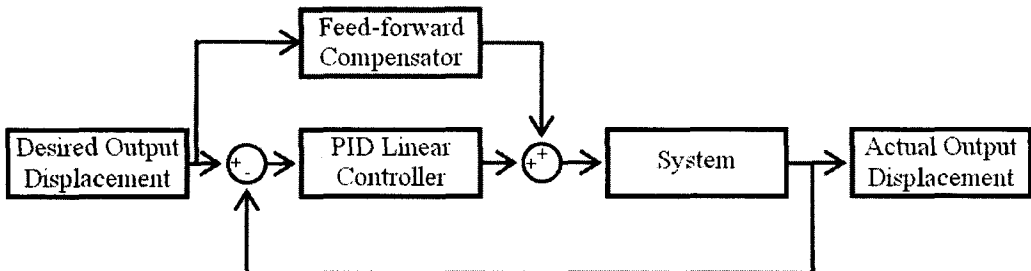


Fig. 9 Block diagram of proposed system

지 않았을 때의 위치 제어에 대한 시뮬레이션 오차 결과값을 보여주며 사용된 게인 값은 K_{gain} , P_{gain} , I_{gain} , D_{gain} 이 각각 13000, 7132, 6457, 0.003이다. 결과에서 보는 바와 같이 PID제어기만 사용하였을 경우 $-0.7\sim 1.35\mu\text{m}$ 의 오차가 발생하고 같은 게인 조건에서 PID 제어기 및 마찰 보상기를 같이 사용하였을 때는 $-0.6\sim 1.1\mu\text{m}$ 로 좀 더 좋은 제어 성능을 갖는 것을 알 수 있다.

6. 결 론

이 연구에서는 통계적 정지 마찰 모델을 기반으로 한 향상된 스틱-슬립 마찰 모델을 제시하였다. 향상된 스틱-슬립 마찰 모델은 기존의 경험적인 마찰측정을 통한 정지마찰력 적용이 아니라 표면 거칠기를 이용하여 수식으로 계산할 수 있는 반경험적인 모델이다. 또한 상용화 되어있는 압전 작동기의 적은 작동 변위를 극복하기 위하여 브릿지형 변위 증폭기를 개발하였다. 개발된 변위 증폭기의 성능을 확인하기 위하여 기하학적 방법, 수학적 모델링을 이용한 방법, 유한요소법을 이용하였으며 실제 개발된 변위 증폭기의 변위는 수학적 모델, 유한요소법에 의해 예측된 증폭비보다 다소 낮은 증폭비를 보였다.

제안된 스마트 구조물의 위치제어를 수행하기 위하여 PID feedback 제어기와 feedforward 마찰 보상기가 제안되었으며 이를 증명하기 위하여 시뮬레이션을 수행하였고 2~3 mm의 오차범위의 만족스러운 위치제어 성능을 보여주었다. 또한 개발된 실험 장치를 통하여 실제 실험을 수행하였으며 모델과 실제 장치의 차이로 인해 시뮬레이션 결과값과 차이가 발생 하는 것을 확인할 수 있었다. 추후 feed-forward 보상기를 사용한 실험을 수행하여 보상기 자체의 마찰 보상 성능을 입증 할 예정이다.

후 기

이 연구는 지식경제부와 한국산업기술재단의 전략 기술인력양성사업으로 수행된 연구결과임

참 고 문 헌

(1) Sakamoto, T., 1987, "Normal Displacement

and Dynamic Friction Characteristics in a Stick-slip Process", *Tribology*, Vol. 20, pp. 25~31.

(2) Paros, J. M. and Weisbord L., 1965, "How to Design Flexure Hinge", *Mach. Des.*, Vol. 37, pp. 151~157.

(3) Choi S. B., Han S. S. and Lee Y. S., 2005, "Fine Motion Control of a Moving Stage Using a Piezoactuator Associated with a Displacement Amplifier", *Smart Mater. Struct.*, Vol. 14, pp. 222~230.

(4) Armstrong-H'elouvry, B., 1991, *Control of Machines with Friction*, Kluwer Academic Publishers.

(5) Her, I. and Chang, J. C., 1994, "A Linear Scheme for the Displacement Analysis of Micro-positioning Stages with Flexure Hinges", *ASME Journal of Mechanical Design*, Vol. 116, pp. 770~776.

(6) Lin, L. C., Sheu J. W. and Tsay J. H., 2001, "Modeling and Hierarchical Neuro-fuzzy Control for Flexure-based Micropositioning Systems", *Journal of Intelligent & Robotic Systems*, Vol. 32, pp. 411~435.

(7) Yang, R., Jouaneh, M. and Schweizer, R., 1996, "Design and Characterization of a Low-profile Micro-positioning Stage", *Precision Engineering*, Vol. 18, pp. 20~29.

(8) Jouaneh, M. and Yaun, R., 2003, "Modeling of Flexure-hinge Type Lever Mechanisms", *Precision Engineering*, Vol. 27, pp. 407~418.

(9) Armstrong-H'elouvry, B., Dupont, P. and Canudas de Wit, C., 1995, "A Survey of Models, Analysis Tools and Compensation Methods for the Control of Machines with Friction", *Automatica*, Vol. 30, pp. 1083~1138.

(10) Kogut, L. and Etsion, I., 2004, "A Static Friction Model for Elasto-plastic Contacting Rough Surfaces", *ASME, J. Tribology*, Vol. 126, p. 34.

(11) Kim, J. H., Kim, S. h. and Kwak, Y. K., 2003, "Optimization of a Piezoelectric Actuator using Bridge-type Hinge Mechanism", *Journal of the Korean Society of Precision Eng.*, Vol. 20, No. 2, pp. 168~175.

- (12) Lobontiu, N. and Garcia, E., 2003, "Analytical Model of Displacement Amplification and Stiffness Optimization for a Class of Flexure-based Compliant Mechanisms", *Comput. Struct.*, Vol. 81, pp. 2797~2810.
- (13) Choi, M. K., Nguyen, Q. H., Yun, B. Y. and Choi, S. B., 2006, "Design and Control of Jetting Dispenser 6Driven by Piezoelectric Actuator", *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 16, No. 11, pp. 1165~1171.
- (14) Karnopp, D., 1985, "Computer Simulation of Slip-stick Friction in Mechanical Dynamic Systems", *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 107, No. 1, pp. 100~103.
- (15) Xie, W., De Meter, E. C. and Trethwey M. W., 2000, "An Experimental Evaluation of Coefficients of Static Friction of Common Workpiece-fixture Element Pairs", *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, Vol. 40, pp. 467~488.
- (16) Hwang, D. H. and Zum Gahr, K. H., 2003, "Transition from Static to Kinetic Friction of Unlubricated or Oil Lubricated Steel/Steel, Steel/Ceramic and Ceramic/Ceramic Pairs," *Wear*, Vol. 255, pp. 365~375.
- (17) Lee, C. H. and Polycarpou, A. A., 2007, "Static Friction Experiments and Verification of an Improved Elastic-plastic Model Including Roughness Effects", *ASME J. Tribology*, Vol. 129, pp. 754~760.
- (18) Basava, S. and Hess, D. P., 1998, "Bolted Joint Clamping Force Variation due to Axial Vibration", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 210, No. 2, pp. 255~265.