

XY 선형 모션 스테이지 시스템의 반발력 보상 기구와 제어

조규중* · 최동수* · 안형준**†

* ㈜저스텍 기술연구소, ** 송실대학교 기계공학과

Mechanism and Control of Reaction Force Compensation of XY Linear Motion Stage System

Kyu Jung Cho*, Dong Soo Choi* and Hyeong Joon Ahn**†

* Research & Development Department, JUSTEK, INC.

** Dept. of Mechanical Engineering, Soongsil Univ.

(Received July 21, 2010 ; Revised March 10, 2011 ; Accepted March 14, 2011)

Key Words : XY Linear Motion Stage(XY 선형 모션 스테이지), Reaction Force Compensation(반발력 보상)

초록: 본 논문에서는 별도의 외부 격리 구조물이나 추가 모터가 필요 없는 XY 선형 모션 스테이지를 위한 반발력 보상 시스템을 개발하였다. 개발된 시스템은 이동 가능한 마그넷 트랙, 스프링, 추가 질량을 포함한 자체 반발력 보상 구조를 가지고 있으며 이송용 모터 코일과 마그넷 트랙의 상대 위치를 검출할 수 있는 전용 센서를 개발하여 고정밀 추력 및 위치를 제어에 적용하였다. 먼저 반발력 보상 시스템을 모델링하고 모의 시험을 통해 이동 거리, 가속도, 하중, 허용 가능한 장비 크기와 같은 설계 요소를 최적화 하였다. 반발력 보상 시스템이 구비된 XY 모션 스테이지를 제작하였으며, 해당 시스템의 성능을 실험적으로 검증하였다. 실험결과 10m/s² 가감속 시에 85%의 반발력이 반발력 보상 시스템에 의해 흡수되었다.

Abstract: In this paper, a reaction-force compensation system for an XY linear motion stage, without an additional external isolation structure or extra motors, is developed. This system consists of a movable magnet track, a spring, a dummy weight, and a dedicated sensor module that measures the relative positions of the movable magnet track with respect to the motor coil. The reaction force compensation system is modeled, and simulations are carried out to optimize design parameters such as the moving distance of the magnet track, the transmission force, the dummy weight, and the allowed size of the mechanism. An XY linear motion stage is built, incorporating the reaction force compensation system, and the performance of the system is verified experimentally. For acceleration and deceleration values of 10 m/s², 85% of the reaction force is absorbed by the reaction force compensation system.

1. 서론

XY 선형 모션 스테이지 시스템은 고속, 고정밀 위치결정이 요구되는 많은 분야에 널리 사용되고 있고 고속 및 고가감속 구동을 통한 작업 속도 향상에 대한 요구가 꾸준히 증가하고 있는 상황이다. 예컨대 반도체 및 LCD 등의 정밀 제조 공정에는 생산성이 매년 비약적으로 증가하며 이에 따라 스테이지의 고가감속 위치 결정이 요구된다.^(1~4)

시스템의 고속 및 고가감속 운전 시 반발력으로 기계 베이스에 큰 진동이 발생하는데 이는 정밀 장비의 수명 및 생산성 저하에 주된 요인이 된다. 시스템의 고가감속 운동을 위한 추력은 작용 반작용에 의해 기계 베이스에 큰 반발력을 발생시킨다. 이러한 큰 반발력은 기계 베이스의 수평방향 진동을 유발하여 기계 베이스에 부착된 현미경, 인크젯 노즐 등과 같은 정밀 장비의 수명과 제품의 품질에 악영향을 미친다. 그뿐 아니라, 고가감속 시에 반발력에 의한 수평 방향 잔류 진동이 일정 정도 감소 되기 전까지 다음 공정을 진행할 수 없기 때문에 생산성 저하의 주된 원인이 된다.

고가감속 시에 발생하는 잔류 진동을 제거하기

† Corresponding Author, ahj123@ssu.ac.kr
© 2011 The Korean Society of Mechanical Engineers

위하여 고정 및 가동 마그넷 트랙의 두 가지 형태의 반발력 보상 기법(Reaction force compensation)이 연구되었다. 고정형 마그넷 트랙 방식의 반발력 보상 구조는 Dover (Greene 등),⁽⁵⁾ Nikon (Lee),⁽⁶⁾ Canon(Qsanai 등)⁽⁷⁾에 의해 제안되었으며, 이는 별도의 격리된 외부 프레임 구조물을 통한 반발력 전달 방식으로 구성되어 있다. 따라서 별도의 격리 구조물 설치에 따라 공간적 효율성이 저하되며 이송용 모터와 제진용 기구물에 고정된 마그넷 트랙 사이의 위치 변화 및 추력 코일과 마그넷 트랙 사이의 공극 변화에 따른 추력 제어의 어려움이 있다. 가동형 마그넷 트랙 방식의 반발력 보상 구조는 ASML (Galburt),⁽⁸⁾ Nikon (Poon 등),⁽⁹⁾ Nikon (Binnard)⁽¹⁰⁾에 의해 제안되었으며, 이는 시스템 내부 자체 반발력 상쇄 방식으로 구성되어 있다. 이러한 구조는 반발력 보상을 위해 별도의 외부 구조물이 필요 없는 대신, 자체 제진 제어를 위한 별도의 마그넷 트랙과 코일로 구성된 제진용 모터의 추가 장착에 의해 제작 비용 증가 및 이송용 모터와 제진용 모터의 상호 작용에 의한 회전 모멘트 발생의 문제가 있다.

본 논문에서는 별도의 외부 격리 구조물이나 추가 모터가 필요 없는 반발력 보상 시스템을 개발하여 XY 선형 모션 스테이지에 적용하였다. 개발된 시스템은 이동 가능한 마그넷 트랙, 스프링, 추가 질량을 포함한 자체 반발력 보상 구조와 전용 센서로 이송용 모터 코일과 마그넷 트랙의 상대 위치를 검출하여 고정밀 추력 및 위치를 제어하는 시스템으로 구성된다. 반발력 보상 시스템을 모델링하고 모의 시험을 통해 이동 거리, 가속도, 하중, 허용 가능한 장비크기와 같은 설계 요소를 최적화하였다. 반발력 보상 시스템이 구비된 XY 모션 스테이지를 제작하였으며, 해당 시스템의 성능을 실험적으로 검증하였다.

2. 반발력 보상 시스템

2.1 작동 원리

본 논문에서 제안한 반발력 보상 시스템의 원리를 반발력 보상 시스템이 없는 경우와 비교하여 Fig. 1에 나타내었다. Fig. 1(a)는 기존 시스템의 작동 원리를 나타낸 것이다. 베이스(m_{Base})에 마그넷 트랙(m_{MT})이 고정되어 있어 이동자(m_M)가 가감속 운동을 할 때 발생하는 힘(f_T)과 동일한 크기의 반발력(f_T)이 시스템 베이스(m_{Base})에 그대로 전달된다. Fig. 1(b)는 반발력 보상 시스템의 작동 원리를 나

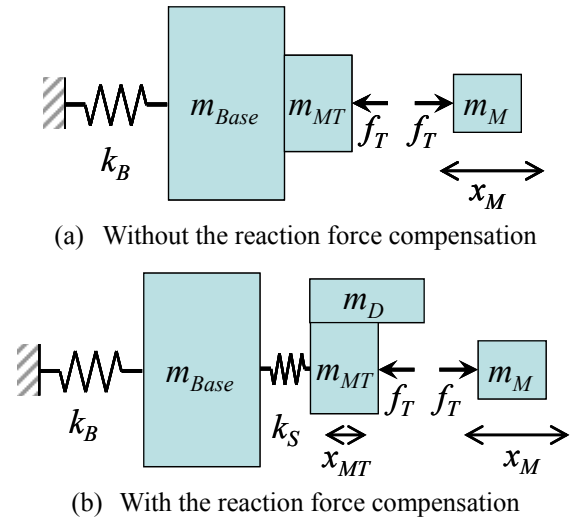


Fig. 1 Principle of the reaction force compensation

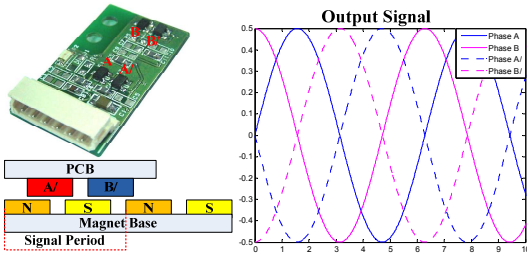
타낸 것이다. 본 논문에서 제안하는 반발력 보상 시스템은 베이스(m_{Base})에 마그넷 트랙(m_{MT})을 고정하지 않아 스프링(k_S)으로 진동(x_{MT})하도록 하고, 마그넷 트랙에 추가적인 질량(m_D)을 부가하여 베이스로 전달되는 반발력을 감소시키는 시스템이다.

제안된 반발력 보상 시스템은 아래와 같은 특징을 가진다. 첫째, 모터 내부에서 자체적으로 제진이 가능한 독자적인 구조이다. 둘째, 한 개의 자석 트랙을 사용하여 구조가 간단하고 추가적인 구조물이 필요하지 않아 시스템의 소형화가 가능하다. 셋째, 추가적 제어 시스템의 개발 없이 기존의 제어 시스템으로 적용 가능하다. 넷째, 제어를 위해서 마그넷 트랙의 변위(x_{MT}) 측정이 필요하다.

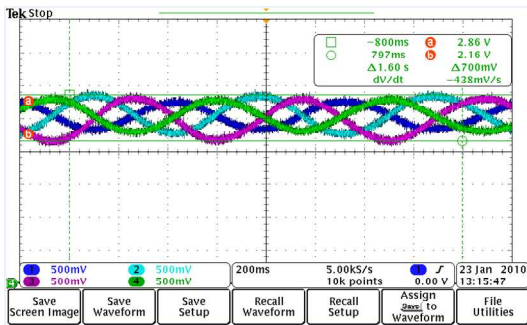
2.2 제어 시스템

본 논문의 반발력 보상 시스템은 베이스에 마그넷 트랙이 스프링으로 지지된 상태에서 가이드를 따라 자유롭게 움직이기 때문에 마그넷 트랙의 변위를 측정하는 것과 마그넷 트랙 변위 측정을 고려한 제어 시스템이 필요하다.

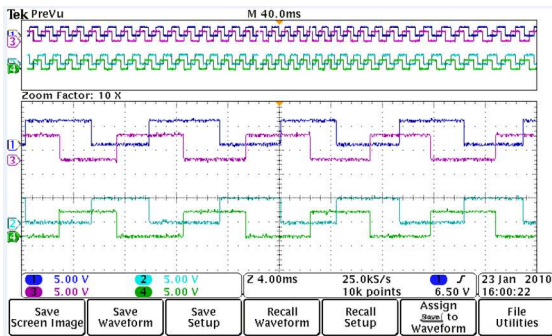
마그넷 트랙의 변위 측정을 위해 Fig. 2와 같이 전용 변위 센서를 개발하였다. 전용 변위 센서는 아날로그 출력 형태의 홀 센서 모듈(A, A/, B, B/)을 이용해 모터 이동 방향 기준 마그넷 트랙과 모터 코일 사이의 상대 위치를 검출한다. 아날로그 홀 센서 모듈은 A, B와 A/, B/가 서로 대칭 구조로 배치되어 마그넷 트랙의 N, S 자석 배열을 신호주기로 하는 차동의 아날로그 신호를 출력한다. Fig. 2(b)는 마그넷 트랙의 움직임에 따른 아날로그 홀 센서의 차동 출력신호를 표시하였고, Fig. 2(c)는 아날로그 홀 센서의 출력을 보간(200 체배)하여 얻은



(a) Concept diagram of dedicated sensor module



(b) Analog output signals of the sensor module (Ch1~Ch4 are A, A', B, B/ respectively)

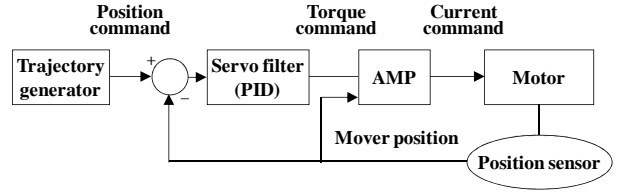


(c) Digital output signals of the sensor module (Ch1~Ch4 are A, A', B, B/ respectively)

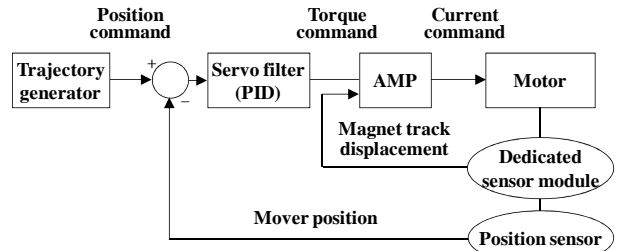
Fig. 2 The dedicated sensor module for movable magnet tracks

디지털 출력 신호를 표시하였다. 개발 된 전용 변위 센서는 마그넷 트랙 N, S 자석 배열 한 주기가 66mm 인 모터 기준으로 설계 되어 0.33mm 의 분해능을 가진다.

기존 시스템과 본 논문에서 제안하는 반발력 보상 시스템의 제어 블락선도를 Fig. 3(a)와 (b)에 나타내었다. 반발력 보상 시스템의 정밀 위치 제어 도 Fig. 3(a)에 도식된 일반 시스템과 동일하게 모션 제어기에서 생성된 위치 명령(Position command) 과 모터의 위치센서(Position sensor) 궤환을 기반으로 한 PID 서보 필터에 의해 수행된다. 하지만 고정된 마그넷 트랙을 사용하는 Fig. 3(a)의 일반 시



(a) A conventional system



(b) The passive reaction force compensation system

Fig. 3 Control block diagram of torque/position control

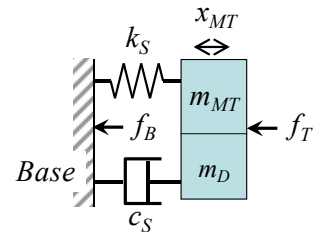


Fig. 4 Force transmission model

스템과는 달리 Fig. 3(b)의 반발력 보상 시스템은 마그넷 트랙이 가이드를 따라 자유롭게 왕복 운동 하기 때문에 마그넷 트랙과 모터 코일 사이의 위치 관계를 측정하는 전용 변위센서(Dedicated sensor module)가 필요하며, 이 전용 센서를 기반으로 전류 전환 (Current commutation)을 수행하여 정밀 추력제어가 가능해진다.

3. 시스템 설계

3.1 진동 전달 모델

Fig. 1(b)와 같은 반발력 보상 시스템을 설계하기 위해 요구 가감속 조건에 의한 추력 f_T 가 마그넷 트랙(m_{MT})에 작용할 때 베이스(m_{Bass})에 전달되는 힘과 마그넷 트랙의 변위가 적절한 값을 가지도록 추가 질량(m_D)과 스프링(k_S)을 결정해야 한다.

반발력 보상 시스템은 베이스의 질량이 매우 크다고 가정할 때 아래 Fig. 4 와 같은 진동 전달 모델로 간략화할 수 있다.

마그넷 트랙의 추력(f_T)과 베이스에 전달되는 힘 (f_B)은 아래와 같은 식 (1)과 (2)로 표현된다.

Table 1 Moving conditions for long and short pitch motion

Conditions	unit	Long				Short	
		1	2	3	4	1	2
Distance	mm	550	550	550	500	50	100
Max. vel.	mm/s	2500	2000	2000	2000	500	300
Mean acc.	m/s ²	15	15	10	10	10	5
S curve	%	100	100	100	100	100	100

$$(m_{MT} + m_D)\ddot{x}_{MT} + c_S\dot{x}_{MT} + k_Sx_{MT} = f_T(t) \quad (1)$$

$$c_S\dot{x}_{MT} + k_Sx_{MT} = f_B(t) \quad (2)$$

반발력에 의한 마그넷 트랙의 변위와 시스템 베이스로의 힘 전달률은 아래 식 (3)과(4)로 정의된다. 감쇠는 매우 작고 마찰 감쇠이므로 무시한다. 식 (3)과 (4)를 통해 추가 질량은 마그넷 트랙의 변위와 힘 전달률 모두를 감소시키고, 스프링의 강성은 마그넷 트랙의 변위를 감소시키지만 힘 전달률에는 큰 영향이 없음을 알 수 있다. 또한 가감속 주파수가 시스템의 공진 주파수와 연관되어 큰 영향이 있다.

$$\left| \frac{x_{MT}}{f_T} \right| = \left| \frac{1}{-(m_{MT} + m_D)\omega^2 + jc_S\omega + k_S} \right| \quad (3)$$

$$\left| \frac{f_B}{f_T} \right| = \left| \frac{jc_S\omega + k_S}{-(m_{MT} + m_D)\omega^2 + jc_S\omega + k_S} \right| \quad (4)$$

3.2 가속도 사양

본 논문에서 제안하는 반발력 보상 시스템을 시뮬레이션 하기 위한 구동 사양은 단거리 모션과 장거리 모션 두 조건으로 구분하여 Table 1에 나타내었다.

추가 질량, 마그넷 트랙의 최대 이동 변위, 반발력 전달률 등의 설계 요소를 고려하여 Table 1의 구동 사양으로 반발력 보상 시스템을 모의 시험하였다. 추가 질량은 LM 가이드의 최대 허용 하중 및 시스템 공간을 고려 150kg 이내, 마그넷 트랙의 최대 이동 변위는 스테이지 외곽 크기를 기준으로 100mm 이내, 반발력 전달 율은 50% 이하로 제한하였다.

3.3 시뮬레이션 모델

추가 질량과 스프링 강성의 적절한 값을 선정하

Table 2 Simulation results

Items	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
Dummy weight (kg)	215	200	150	130
Stiffness (N/m)	3500	2500	4200	3900
Reaction force Transmission (%)	75%	75%	50%	50%
Magnet track displacement (mm)	80	80	100	100

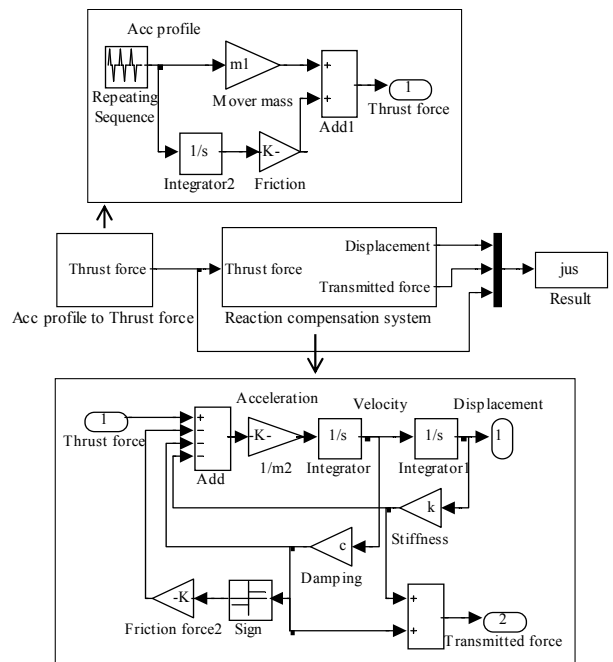


Fig. 5 Simulation model

기 위하여 Fig. 5와 같은 모의시험 모델을 구성하였다. 모의시험 모델은 가속도 형상, 마찰력, 이동자의 질량에 의한 추력 계산 블록과 변위와 전달률 계산을 위한 일자유도계 진동 모델로 구성된다. 모의 시험을 수행하여 그 결과를 Table 2에 정리하였다. 선정된 값을 이용하여 short 2 입력의 모션의 경우 모의 시험 결과를 시간 영역으로 Fig. 6에 나타내었다. 마그넷 트랙이 베이스에 고정된 기존 시스템은 변위는 0이 되고 Fig. 6의 가장 위 그림인 추력(Thrust force)이 그대로 베이스에 전달된다. 하지만 반발력 보상 시스템을 적용하면 Fig. 6의 맨 아래 그림과 같이 마그넷 트랙이 진동하면서 반발력 보상 시스템의 고유 주파수에 의해 Fig. 6의 중간 그림과 같이 베이스에 전달되는 힘(transmitted force)이 저역 통과 되어 크기가 크게 감소함을 알 수 있다.

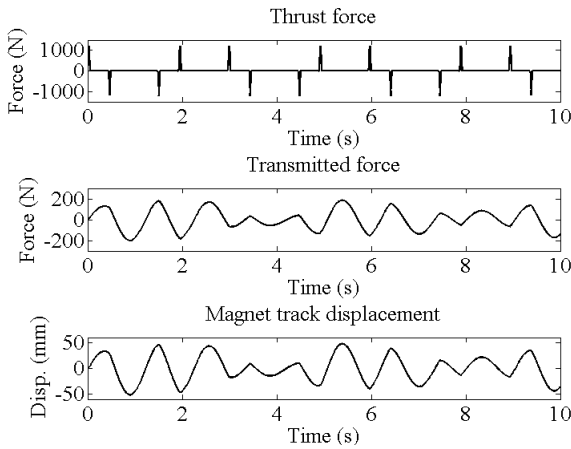
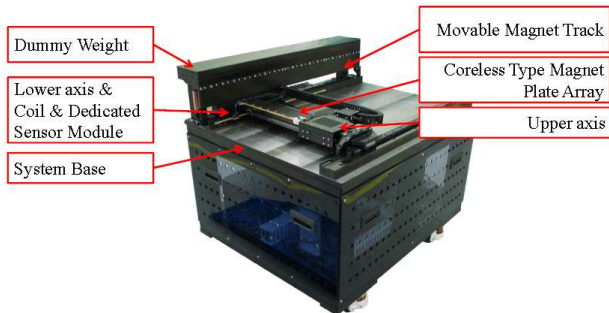
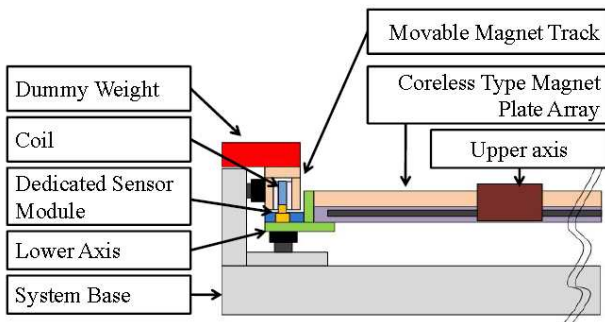


Fig. 6 Simulation results in time domain



(a) Photo



(b) Schematic

Fig. 7 Experimental apparatus

4. 성능 시험

4.1 실험 장치

본 논문에서 제안한 반발력 보상 시스템의 검증 을 위해 사용한 반도체 및 LCD 등의 제조 공정에 널리 사용되는 XY 선형 모션 스테이지 시스템과 그것의 개략적인 기구 구성을 Fig. 7 에 나타내었다. 실험장치는 별도의 제진기가 포함되지 않은 LM 가이드 기반 XY 선형 모션 스테이지 시스템이다. 반발력 보상 시스템은 하축에 적용되었으며

Table 3 Specifications of experimental apparatus

Model		JTSG-ACU 600×350
Travel	Lower axis	600 mm
	Upper axis	350 mm
Motor	Lower axis	JTKL5139 (1500N peak)
	Upper axis	JTKL3619 (416N peak)
Feedback		Noncontact type linear encoder
Maximum Speed		2m/s
Acceleration		15m/s ²

Table 4 Experimental condition for precision torque control

H/W	AMP	Direct PWM amplifier (290VDC, 7kW)
	Encoder	Noncontact type linear encoder with 20μm signal period
Motion profile1	Distance @ PTP(point to point move)	100mm with 100ms waiting time
	Speed	300mm/s
	Acceleration	5m/s ²
Motion profile2	Distance @ PTP	50mm
	Speed	500mm/s
	Acceleration	10m/s ²

구동용 마그넷 트랙(Movable magnet track)에 추가 질량 (Dummy weight)을 부가한 후 LM 가이드로 지지하고 스프링에 의해 시스템 베이스에 대하여 왕복 운동하며 반발력을 흡수하도록 하였다. 이때 가동형 마그넷 트랙의 변위를 측정하는 전용 센서 모듈(Dedicated sensor module)이 함께 설치 된다. 상축 지지용 크로스 빔은 모터 구동용 마그넷 트랙 모듈을 이용하여 고강성 저중량의 구조로 설계되었다. Table 3 에 실험 장치의 이송거리, 최대추력, 최대 속도와 가속도 등 자세한 사양을 표시하였다.

4.2 실험 방법

모션 스테이지의 고가감속 모션에 의한 반발력 보상 및 고정밀 추력/위치 제어 성능 구현을 실험 적으로 검증하기 위해 Table 4 와 5 와 같은 조건에서 실험을 수행하였다. 마그넷 트랙 고정 유/무에 따라 시스템 구동에 의한 반발력을 직접 측정하는 것은 어렵기 때문에 시스템 베이스 위에 2 자유도 (수직과 수평) 가속도 센서를 부착하고 시스템 구동 중 베이스 진동을 측정하여 시스템 베이스에 전달되는 반발력을 예측하였다.

Table 5 Experimental condition for precision position control

H/W	AMP	Linear amplifier (±75VDC, 0.5kW)
	Encoder	Noncontact type linear encoder with 2μm signal period
Motion profile	Distance @ PTP	100mm
	Speed	300mm/s
	Acceleration	5m/s ²

Table 6 Jitter measurement

Sampling frequency	1kHz
Measurement condition	Following error under stopping condition of motor
Resolution	0.488nm

정밀 추력 제어 성능을 검증하였다. 실험에 사용된 두 가지 입력 신호를 Fig. 8에 표시하였다.

반발력 보상 시스템의 정밀 위치 제어 성능은 Table 6의 측정 조건에서 모터 정지상태의 떨림(Jitter)를 측정하여 검증하였다. 증폭기의 스위칭 신호에 따른 영향을 배제하기 위하여 Table 5와 같이 선형 증폭기(Linear amplifier)와 정밀도가 높은 2μm 주기의 비접촉 범용 선형 엔코더를 이용하여 선형 모션 시스템을 구성하였다.

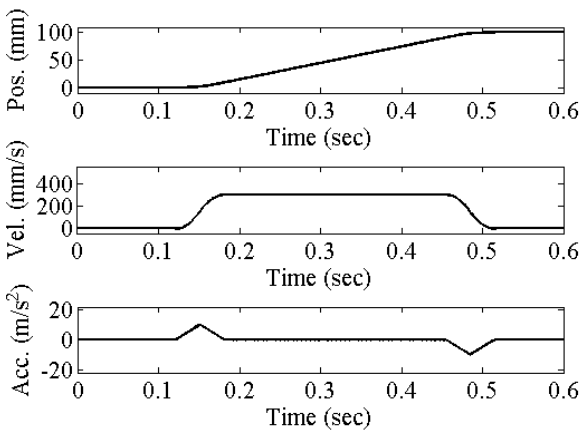
4.3 실험 결과

4.3.1 정밀 추력 제어 성능 검증

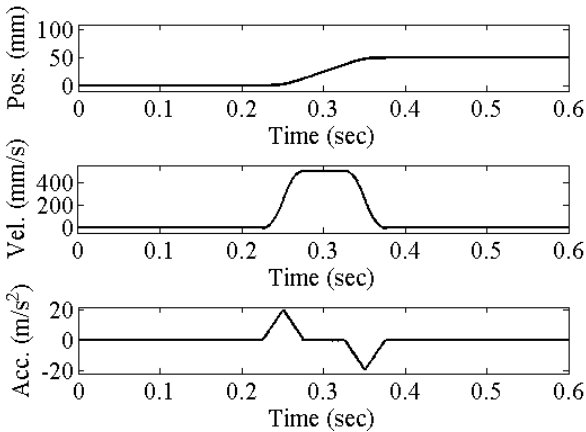
Table 4에 표시된 입력 신호에 따른 베이스 진동 측정 결과를 기존 시스템(Fixed magnet track)과 반발력 보상 시스템(Movable magnet track)에 따라 Fig. 9와 10에 나타내었다.

Fig. 9(a)와 Fig. 10(a)에 고정형 마그넷 트랙과 가동형 마그넷 트랙 적용 시의 반발력에 의해 발생하는 시스템 베이스의 진동 측정결과를 나타내었다. Table 4의 입력 신호 1을 반복 모션 수행 시 고정형 마그넷 트랙 시스템의 경우 베이스는 Fig. 9(a)와 같이 수평방향 최대 가속도 680mm/s²와 수직방향 최대 가속도 140mm/s²로 진동했다. 반면에 가동형 마그넷 트랙 시스템 경우 수평방향 최대 가속도 66mm/s²와 수직방향 최대 가속도 65mm/s²로 시스템 베이스의 진동이 크게 감소하였다. 즉, 반발력 보상 시스템을 적용하여 시스템 베이스의 진동이 최대치 기준 수평방향 90%, 수직 방향 53% 감소되었다.

Table 4의 입력 신호 2를 반복 수행할 때 고정형 마그넷 트랙 시스템의 경우 시스템 베이스는 Fig. 10(a)와 같이 수평방향 최대 가속도 1200mm/s²와 수직방향 최대 가속도 450mm/s²로 진동했다. 반면 가동형 마그넷 트랙 시스템의 경우 수평방향 최대 가속도 180mm/s²와 수직방향 최대 가속도 350mm/s²로 베이스의 진동이 크게 감소하였다. 즉, 반발력 보상 시스템을 적용하여 시스템 베이스 진동이 최대치 기준 수평방향 85%과 수직 방향 22% 감소되었다.



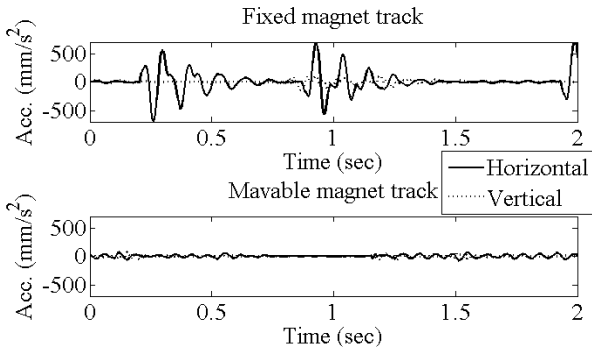
(a) Motion profile 1



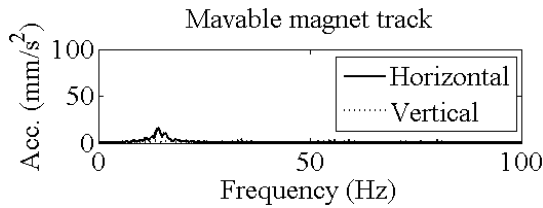
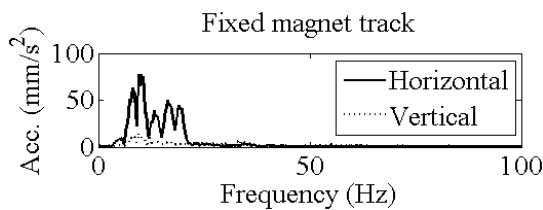
(b) Motion profile 2

Fig. 8 Motion Profiles for experimental verification

반발력 보상 기구 구조에 의한 반발력 보상 및 정밀 추력 제어 성능 검증을 위해 Table 4와 같이 Direct PWM 증폭기와 20μm 주기의 비접촉 범용 선형 엔코더를 이용한 선형 모션 시스템을 구성하여 실험 하였다. Table 4에 표시된 입력신호(Motion profile) 1과 2를 각각 수행면서 마그넷 트랙 고정 유/무에 따른 시스템 베이스 진동 및 모션 제어 성능 데이터를 측정 및 분석하여 반발력 보상 및

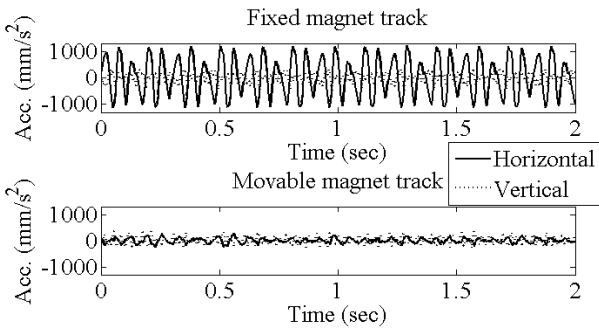


(a) Vibration

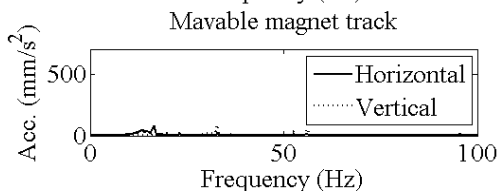
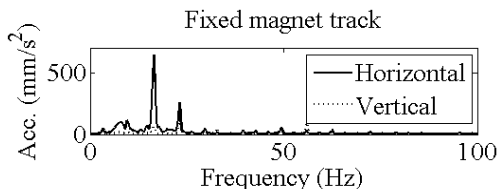


(b) Power spectrum

Fig. 9 Motion Profile 1(300mm/s, 5m/s², 100mm PTP)



(a) Vibration

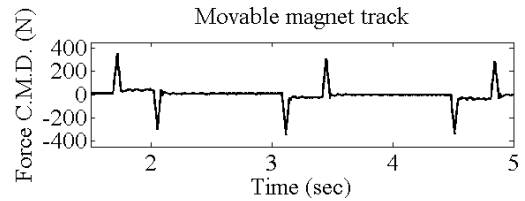
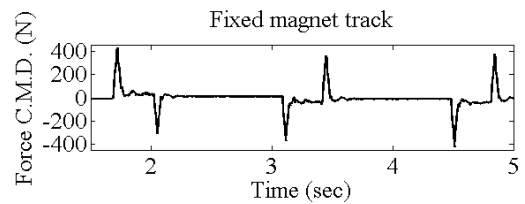


(b) Power spectrum

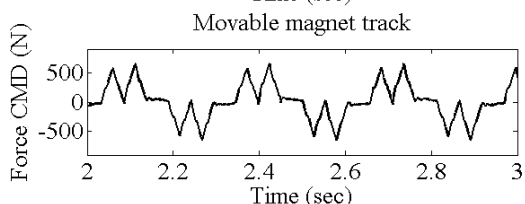
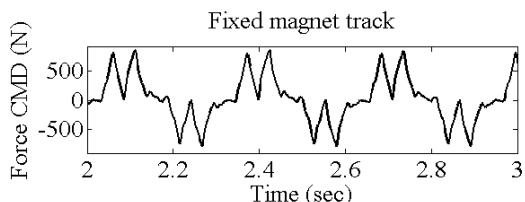
Fig. 10 Motion Profile 2 (500mm/s, 10m/s², 50mm PTP)

마그넷 트랙 고정 유/무에 따른 시스템 베이스 진동의 주파수 분석을 각각 Fig. 9(b)와 Fig. 10(b)에 나타내었다. 입력 신호 1의 경우 Fig. 9(b)와 같이 시스템 베이스의 주된 진동 요소인 수평방향 10Hz 성분이 가동형 마그넷 트랙을 이용한 반발력 보상 시스템에 의해 크게 감소하였다. 또한 입력 신호 2에서는 Fig. 10(b)와 같이 시스템 베이스의 주된 진동 요소인 수평방향 23Hz 진동성분이 반발력 보상 시스템에 의해 크게 감소하였다.

Table 4의 입력 신호를 반복 수행할 때 제어 시스템에서 발생하는 추력 제어 명령을 각각 Fig. 11에 나타내었다. 고정형 마그넷 트랙 시스템은 입력 신호 1에서 최대 428N의 추력 명령을 가지고, 가동형 마그넷 트랙은 최대 352N을 가진다. 또한 입력 신호 2에서 고정형 마그넷 트랙 시스템은 최대 836N의 추력 명령을 가지고, 가동형 마그넷 트랙은 최대 663N을 가진다. 즉, 반발력 보상 시스템이 적용되면 수평방향 진동 감소로 인해 기존 시스템 대비 각각 76N(17.8%)와 173N(20.7%)의 추력 보상 효과, 즉 동적 성능 향상이 있었다.

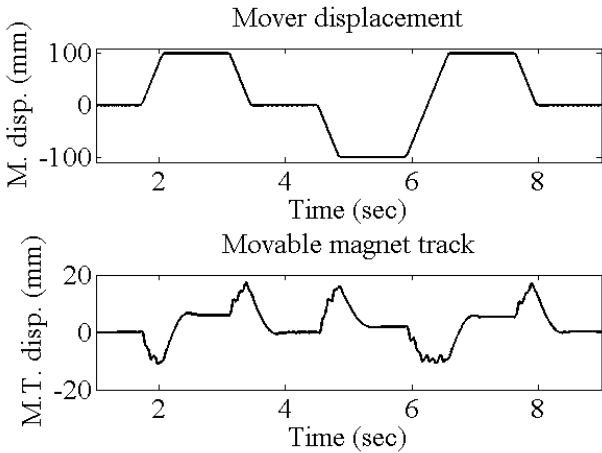


(a) 300mm/s, 5m/s², 100mm PTP Motion Profile

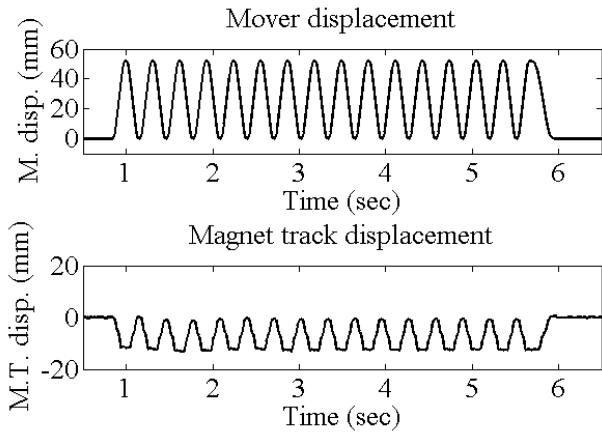


(b) 500mm/s, 10m/s², 50mm PTP Motion Profile

Fig. 11 Servo command for thrust force



(a) 300mm/s, 5m/s², 100mm PTP Motion Profile



(c) 500mm/s, 10m/s², 50mm PTP Motion Profile

Fig. 12 Mover and magnet track displacements

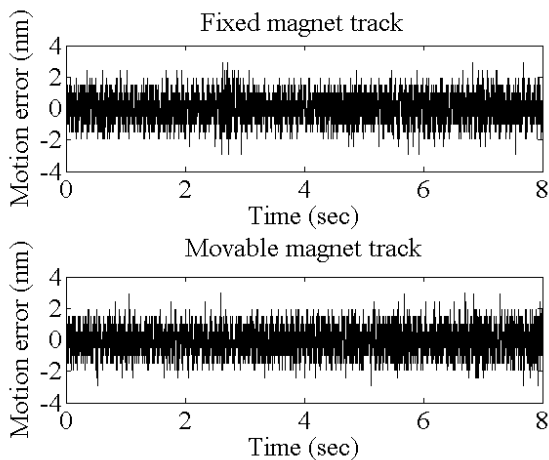


Fig. 13 Jitter (position error) of fixed and movable magnet track systems

Table 4의 입력 신호 1 과 2 를 반복 수행할 때 이동자 (Mover)의 변위와 가동형 마그넷 트랙의

변위를 Fig. 12 에 나타내었다. 입력 신호 1 에서는 마그넷 트랙이 $\pm 17\text{mm}$ 이하로, 입력 신호 2 에서는 $\pm 14\text{mm}$ 이하로 왕복 운동하며 설계 사양 $\pm 50\text{mm}$ 에 만족함을 확인하였다.

4.3.2 정밀 위치 제어 성능 검증

Table 5 에 표시된 실험 조건으로 마그넷 트랙 고정 유/무에 따라 Table 6 의 방법으로 측정된 떨림 (Jitter)를 Fig. 13 에 나타내었다. 마그넷 트랙의 고정 유/무와 상관 없이 측정된 정지상태에서의 떨림 값이 모두 $\pm 3\text{nm}$ 이하로 반발력 보상 시스템 적용에 따른 정밀 위치 제어 성능 저하가 없음을 확인하였다.

5. 결론

본 논문을 통해 반발력 보상 XY 선형 모션 시스템의 기구 구조 및 제어 방법 구현을 통해 모션 스테이지의 고속, 고가감속 모션에 의한 반발력 보상 및 고 정밀 추력/위치 제어 성능 구현 방법을 제안 및 검증 하였다.

(1) 반발력 보상 XY 선형 모션 시스템의 기구 구조를 설계 제작하였다. 가이드 빔의 경량 설계를 통해 이송 질량을 최소화 하였고 가동형 마그넷 트랙의 최대 이동 가능한 변위, 스프링 강성, 추가 질량 등의 설계 요소를 모의 시험을 통해 도출하였다.

(2) 반발력 보상 XY 선형 모션 시스템의 제어 시스템을 위하여 가동형 마그넷 트랙의 변위 전용 센서 모듈을 개발하였다.

(3) 실험을 통하여 제안된 시스템의 반발력보상 및 위치 제어 성능을 검증하였다. 10m/s^2 가감속 시에 최대값 기준 85%의 반발력이 반발력 보상 시스템에 의해 흡수되었고 20.7%의 추력명령이 저감되었다. 추력명령의 저감은 반발력 보상으로 인한 떨림의 감소에 따른 위치제어의 동적 성능이 개선되었음 의미한다. 정지상태에서 위치에러 (Jitter) 값이 $\pm 3\text{nm}$ 로 반발력 보상 시스템에서 정밀 위치 제어 성능 저하가 없음을 확인하였다.

후 기

본 연구는 중소기업청에서 지원하는 2010 년도 산학연공동기술개발사업(No. 00044211)의 연구수행과 지식경제부 및 정보통신산업진흥원의 “IT 융합 고급인력과정 지원사업” (NIPA-2010-C6150-1001-0004)의 결과물임을 밝힙니다.

참고문헌

- (1) Dijkstra, B. G., Rambaratsingh, N. J., Scherer, C. W., Bosgra, O. H., Steinbuch, M. and Kersemakers, S., 2001, "Input Design for Optimal Discrete Time Point-To-Point Motion of an Industrial XY-Positioning Table," *Selected Topics in Signals, Systems and Control*, Vol.12, pp. 9~14.
- (2) Tseng, Y. T. and Liu, J. H., 2003, "High-speed and Precise Positioning an X-Y Table," *Control Engineering Practice*, Vol. 11, No. 4, pp. 357~365.
- (3) Kwac, L. K., Kim, J. Y., Yang, D. J., Ko, M. S., You, S. and Kim, K. T., 2002, "Optimal Design of Controller for Ultra-Precision Plane X-Y Stage," *Proc. of the KSPE Spring Conference*, pp. 342~347.
- (4) Jang, J. W., Park, S. W. and Hong, S. W., 2008, "Command Generation Method for High-speed and Precise Positioning of Positioning Stage," *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*, Vol.25, No.10, pp. 122~129.
- (5) Greene, P. M., Hero, S., Bittner D. (Dover Instrument Corporation), 2005, "Reaction Force Transfer System," *United States Patent*, US006844635B2, pp. 1~4.
- (6) Lee, M. E. (Nikon Corporation) 1998, "Guideless Stage with Isolated Reaction Frame," *United States Patent*, US005744924A, pp. 1~18.
- (7) Qsanai, E. and Akutsu, K. (Canon Kabushiki Kaisha), 1999, "Stage Apparatus and Exposure Apparatus and Device Producing Method Using the Same," *United States Patent*, US005864389A, pp. 01~16.
- (8) Galburt, D. N. (ASML US Inc.), 2004, "Method, System, and Apparatus for Management of Reaction Loads in a Lithography System," *United States Patent*, US006784978B2, pp. 01~32.
- (9) Poon, A. K. T., Kho, L. W. F., Yang, P.-H., Chang, P.-W., (Nikon Corporation), 2005, "Modular Stage with Reaction Force Cancellation," *United States Patent*, US006917412B2, pp. 01~26.
- (10) Binnard, M. (Nikon Corporation), 2003, "Stage Assembly Including a Reaction Assembly that is connected by Actuators," *United States Patent*, US006603531B1, pp. 01~23.