

## 추가 이동 질량을 이용한 선형 모터용 반발력 보상 기구

### A Passive Reaction Force Compensation Mechanism for a Linear Motor Motion Stage using an Additional Movable Mass

응웬덕칸<sup>1</sup>, 안형준<sup>2,✉</sup>  
DucCanh Nguyen<sup>1</sup> and HyeongJoon Ahn<sup>2,✉</sup>

1 송실대학교 대학원 기계공학과 (Department of Mechanical Engineering, Graduate School, Soongsil University)

2 송실대학교 기계공학과 (Department of Mechanical Engineering, Soongsil University)

✉ Corresponding author: ahj123@ssu.ac.kr, Tel: +82-2-820-0654

Manuscript received: 2014.5.12 / Revised: 2014.7.7 / Accepted: 2014.8.8

*Reaction force compensation (RFC) mechanism can relieve the vibration of base system caused by acceleration and deceleration of mover. In this paper, we propose a new passive RFC mechanism with a movable additional mass to reduce vibration of the system base as well as displacement of the magnet track. First, equation of motion for the new passive RFC mechanism is derived and simulated to tune design parameters such as masses and spring coefficients. Simulation results show that the vibration of the system base of the stage with the new RFC mechanism.*

Key Words: Linear Motor Motion Stage (선형 모터 모션 스테이지), Reaction Force Compensation Mechanism (반발력 보상 기구), Additional Movable Mass (추가 이동 질량)

#### 기호설명

$a_m$  acceleration of the mover  
 $\mathbf{K}$  stiffness matrix  
 $k_b$  stiffness of the system base  
 $k_{mt}$  stiffness of the magnet track  
 $k_{1,2}$  stiffness of the additional mass  
 $\mathbf{M}$  mass matrix  
 $m_{am}$  mass of the additional mass  
 $m_b$  mass of the system base  
 $m_{mt}$  mass of the magnet track  
 $F_t$  thrust force

$F_{tran}$  transmitted force  
 $\mathbf{Q}$  position vector  
 $x_{am}$  position of the additional mass  
 $x_m$  position of the mover  
 $x_b$  position of the system base  
 $x_{mt}$  position of the magnet track  
 $\boldsymbol{\tau}$  force vector

#### 1. 서론

고속 정밀 모션이 필요한 XY모션 스테이지에 서 제조장비의 총소유비용은 속도와 가속도, 안정

성, 최대시간에 의해 영향을 받으며, 빠른 응답과 고정밀의 스테이지 수요가 급격히 성장하고 있다. 특히, 반도체와 디스플레이 패널 같은 정밀 제조 분야의 생산성이 급격하게 향상되어 5m/s와 10m/s<sup>2</sup> 같은 고속위치제어가 요구된다.<sup>1-3</sup>

급격한 가속속 모션은 시스템 베이스의 반발력을 발생시키며 생산성 감소의 주요 원인이다. 이 동작을 가속하기 위해 큰 추력이 필요한데 반대 방향으로 같은 크기의 반발력이 베이스로 전달되어 허용범위 이상의 큰 진동을 발생시키거나 정착 시간을 증가시키고 제품의 질이나 제조장비의 수명에 나쁜 영향을 줄 수 있다.

고가속시 발생하는 수평 방향 잔류진동을 제거하기 위해 고정 및 가동 마그넷 트랙의 두가지 형태의 반발력 보상 기법이 제안되었다. 고정형 마그넷 트랙 방식의 반발력 보상 구조는 Dover,<sup>4</sup> Nikon,<sup>5</sup> Canon<sup>6</sup>에 의해 제안되었으며, 이는 별도의 격리된 외부 프레임 구조물을 통한 반발력 전달 방식으로 구성되어 있다. 따라서 별도의 격리 구조물 설치에 따라 공간적 효율성이 저하되고 이송 모터의 위치 및 공극이 변화하여 추력 제어에 어려움이 있다. 가동형 마그넷 트랙 방식의 반발력 보상 구조는 ASML,<sup>7</sup> Nikon<sup>8</sup>에 의해 제안되었으며, 시스템 내부에서 자체적으로 반발력을 상쇄하는 방식이다. 이러한 구조는 별도의 외부 구조물이 필요 없는 대신, 별도의 제진용 구동기가 장착되어 제작 비용이 증가하고 이송용 모터와 제진용 모터의 상호 작용에 의한 회전 모멘트가 발생하는 문제가 있다.

선형 모터 모션 스테이지의 베이스 진동 저감을 위해 반발력 보상 기구가 개발되었다.<sup>9,10</sup> 제안된 반발력 보상 기구는 선형 모터에 장착되어 추가적인 구조물이나 모터가 필요하지 않아 시스템의 구조와 부피가 거의 추가되지 않는다. 또한 자석트랙의 스프링과 추가 질량을 조절하여 자석 트랙의 최대 변위와 전달 힘 등의 주요 지표들을 용이하게 조절할 수 있다.

본 논문에서는 베이스와 자석 트랙 사이에 이동 질량을 추가하여 기존의 반발력 보상 장치보다 베이스의 진동과 자석 트랙의 최대 변화를 저감할 수 있는 새로운 반발력 보상 기구를 제안한다. 우선 새로운 반발력 보상 기구의 운동 방정식을 유도한다. 유도한 운동 방정식을 바탕으로 기존의 반발력 보상 기구와 그 성능을 비교한다.

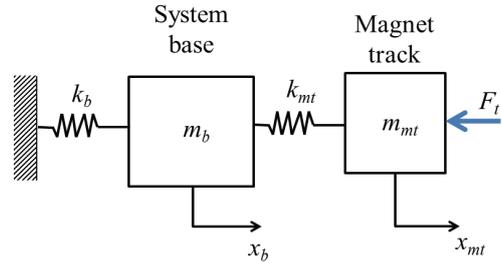


Fig. 1 Simplified 1 DOF passive RFC mechanism with the system base

## 2. 1자유도 베이스 모델을 포함한 기존 반발력 보상 기구

### 2.1 운동 방정식

1자유도 베이스 모델이 포함된 반발력 보상기구의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 베이스의 경우 6자유도를 모두 모델링 해야 하지만 본 연구에서는 새로운 반발력 보상 기구의 성능을 간단하게 검증하기 위해 간단한 1자유도 모델을 사용하였다.<sup>11</sup> 반발력 보상 기구는 이동 가능한 자석 트랙, 자석 트랙을 베이스와 연결하는 스프링과 감쇠기로 구성된다. 여기에 가장 간단한 일자유도 질량과 강성으로 구성된 베이스 모델을 추가한다. 여기서,  $F_t$  는 추력,  $m_b$  은 베이스 질량,  $m_{mt}$  은 자석 트랙의 질량,  $k_b$  는 베이스 강성 그리고  $k_{mt}$  는 자석 트랙의 강성 이며  $x_b$  와  $x_{mt}$  는 각각 베이스와 자석 트랙의 위치이다.

Fig. 1의 반발력 보상 기구를 수학적으로 모델링하면 아래 식(1)과 같다.

$$M\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \boldsymbol{\tau} \tag{1}$$

여기서, 변위와 힘 벡터, 질량 행렬, 그리고 강성 행렬은 아래와 같다.

$$\mathbf{q} = \begin{bmatrix} x_b \\ x_{mt} \end{bmatrix}; \quad \boldsymbol{\tau} = \begin{bmatrix} 0 \\ F_t \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_b & 0 \\ 0 & m_{mt} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_b + k_{mt} & -k_{mt} \\ -k_{mt} & k_{mt} \end{bmatrix}$$

### 2.2 반발력 보상 기구 설계

시스템 설계에 사용된 두 스테이지 모션을 Fig. 2에 나타내었다. 모션 스테이지의 진동은 모션 형상에 따라 크게 좌우 되는데 속도, 최대 가속도

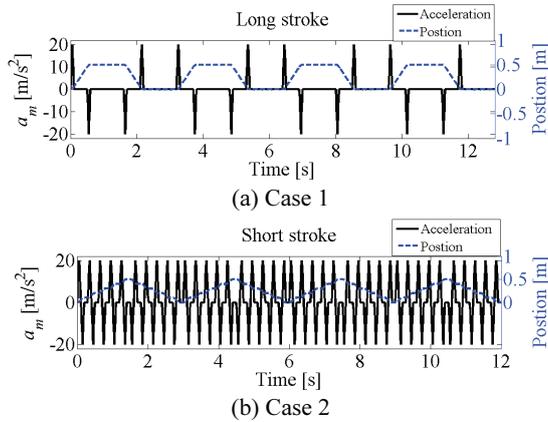


Fig. 2 Two motion profiles

Table 1 Parameters for a linear motor motion stage with the RFC mechanism

Parameter	value	Parameter	value
$m_b$	350kg	$k_b$	800kN/m

등의 특징은 동일하나 운전 시간 (run time)과 운전 거리가 다른 두 모션 형상을 사용하였다.<sup>12</sup> 두 모션 형상은 속도 (1m/s), 가속도 (최대 20m/s<sup>2</sup>, 평균 10m/s<sup>2</sup>)를 지나 다른 운전 시간 (500과 100ms)와 운전 거리 (0.5와 0.1m)를 가진다.

설계를 위한 베이스 파라미터를 Table 1에 나타내었다. 베이스의 질량은 350kg이고 강성은 800 kN/m로 가정하였다.

주어진 두 모션에 대하여 자석 트랙의 질량과 강성을 변화시키며 베이스 진동과 자석 트랙의 변위를 계산하여 각각 Fig. 3과 4에 나타내었다. 자석 트랙의 질량은 30kg부터 지지 가이드의 하중 용량인 100kg까지 변화시켰고 자석 트랙 스프링의 경우 100부터 10,000N/m까지 변화시켰다. 자석 트랙 스프링의 최소 값은 가이드의 마찰력을 이기고 원점으로 복귀할 수 있도록 대략적으로 100N/m로 선정하였다. 자석 트랙의 최대 변위가 0.1m를 만족하면서 베이스의 진동이 최소가 되도록 자석 트랙의 질량과 강성을 선정하였다. 운전 거리가 긴 모션 1이 베이스의 진동과 자석 트랙의 변위가 크기 때문에 모션 1에 대해 자석 트랙의 최대 변위가 0.1m 이하이고 베이스 진동이 최소가 되도록 자석 트랙의 질량은 100kg, 강성은 1124N/m로 선정하였다 (Fig. 3과 4에 적색 x로 표시함). 선정된 설계 조건에서 모션 1의 경우는 베이스 진동의 크

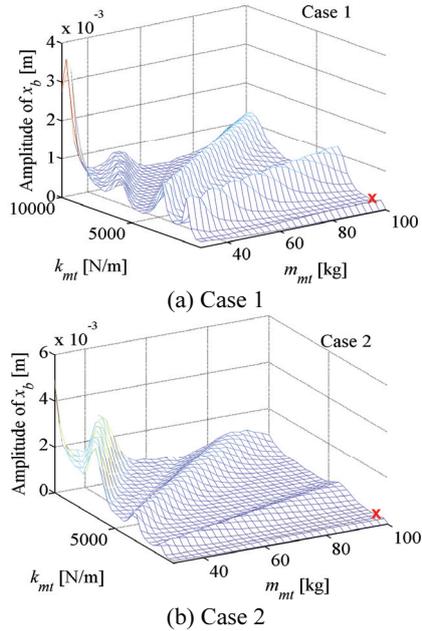


Fig. 3 Vibration of the system base with various stiffness and masses of the existing RFC mechanism

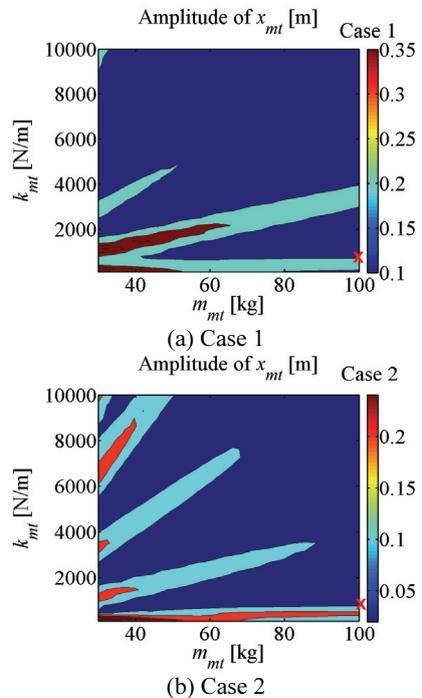


Fig. 4 Displacement of the magnet track with various stiffness and masses of the existing RFC mechanism

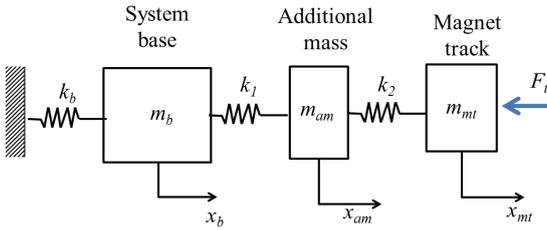


Fig. 5 Schematic diagram of the new RFC mechanism

기가  $1 \times 10^{-4} \text{m}$ 이고 모션 2의 경우는  $6.91 \times 10^{-5} \text{m}$ 이고 자석 트랙의 변위는 각각 0.099m와 0.045m이다.

### 3. 추가 이동 질량을 이용한 새로운 반발력 보상 기구

#### 3.1 운동 방정식

추가 이동질량을 이용한 새로운 반발력 보상 기구의 개략도를 Fig. 5에 나타내었다. 새로운 반발력 보상 기구는 기존 반발력 보상기구의 베이스와 자석 트랙 사이에 이동 질량 ( $m_1$ )을 추가하고 두 개의 스프링 ( $k_1$ 과  $k_2$ )으로 베이스와 이동 질량 그리고 이동질량과 자석 트랙을 연결한다.

추가 이동질량을 이용한 새로운 반발력 보상 기구의 운동 방정식은 식 (2)와 같다.

$$\mathbf{M}_a \ddot{\mathbf{q}}_a + \mathbf{K}_a \mathbf{q}_a = \boldsymbol{\tau}_a \quad (2)$$

여기서,

$$\mathbf{q}_a = \begin{bmatrix} x_b \\ x_{am} \\ x_{mt} \end{bmatrix}; \quad \boldsymbol{\tau}_a = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ F_t \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{M}_a = \begin{bmatrix} m_b & 0 & 0 \\ 0 & m_{am} & 0 \\ 0 & 0 & m_{mt} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{K}_a = \begin{bmatrix} k_b + k_1 & -k_1 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 \\ 0 & -k_2 & k_2 \end{bmatrix}$$

#### 3.2 새로운 반발력 보상 기구 설계

자석트랙의 질량은 기존 반발력 보상 기구와 동일하게 100kg으로 추가 질량을 50kg으로 가정하고 두 개의 연결 강성을 변화시키면서 주어진 모션 형상에 대하여 베이스의 진동과 자석 트랙의 변위를 계산하여 Fig. 6과 7에 나타내었다. 두 개의 강성 변화에 따라 베이스의 진동과 자석 트랙의 최대 변위가 크게 변화함을 알 수 있다. 시뮬레이

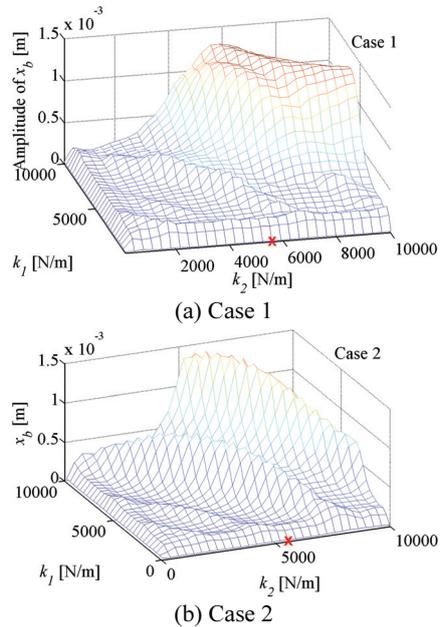


Fig. 6 Vibration of the system base with various stiffness of the new RFC mechanism

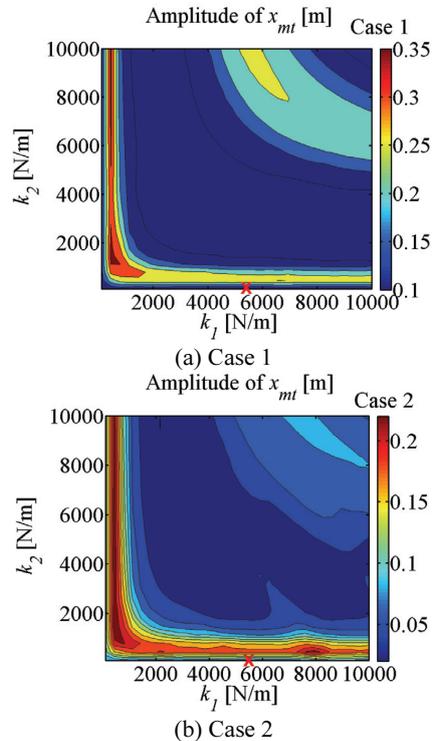


Fig. 7 Peak displacement of the magnet track with various stiffness of the new RFC mechanism

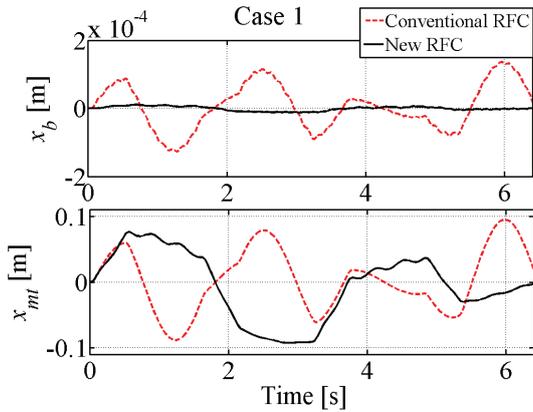


Fig. 8 Comparison of the existing and the new RFC mechanisms for the motion profile of case 1

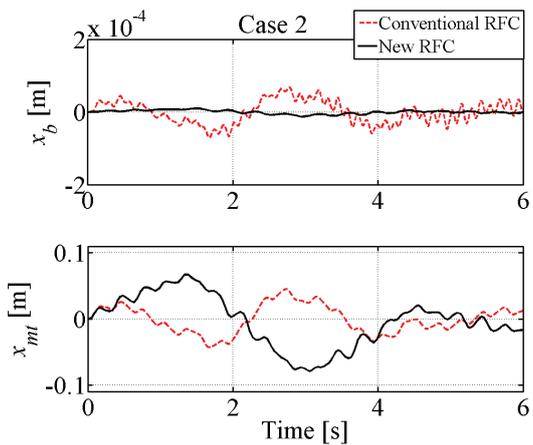


Fig. 9 Comparison of the existing and the new RFC mechanisms for the motion profile of case 2

선 결과를 고려하여 모션 입력 case 1에 대해 자석 트랙과 추가 질량의 변위가 0.1m 이하이고 베이스의 진동치 최소가 되도록 두 스프링  $k_1$ 과  $k_2$ 의 값을 각각 100과 5562N/m로 선정하였다.  $k_1$ 의 경우 스프링의 강성이 작으면 베이스의 진동이 줄어들지만 가이드의 마찰력을 이기고 원점으로 복귀할 수 있도록 스프링의 최소 강성을 100N/m로 선정하였다. 추가 질량과 베이스를 연결하는 강성이 추가 질량과 자석 트랙을 연결하는 강성보다 매우 작게 선정된다. 선정 값에 대한 두 모션의 베이스의 최대 진동은 각각  $1.24 \times 10^{-5}$ m와  $1.34 \times 10^{-5}$ m이고 자석 트랙의 최대 변위는 각각 0.095m와 0.063m이다.

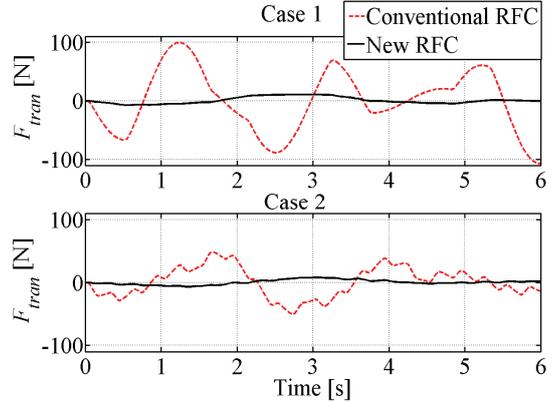


Fig. 10 Transmitted force of the existing and the new RFC mechanisms

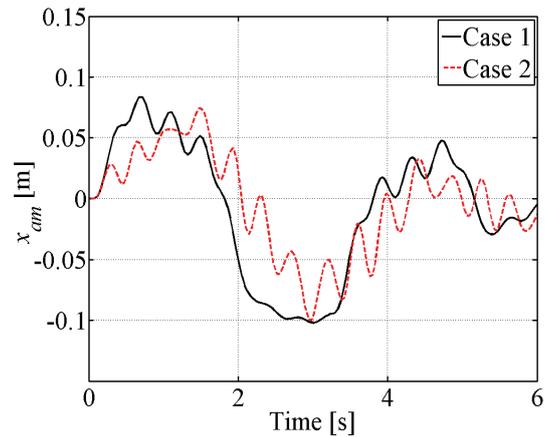


Fig. 11 Position of the additional mass of the new RFC mechanism

### 3.3 기존 반발력 보상 기구와의 비교

두 개의 모션 형상에 대해 기존의 반발력 보상 기구와 새 반발력 보상 기구의 베이스 진동과 자석 트랙 변위를 각각 비교하여 Fig. 8과 9에 각각 나타내었다. 자석 트랙의 변위는 자석 트랙 진동에 의한 반발력의 관성력 소산을 의미하므로 줄어들지 않는다. 하지만 새로운 반발력 보상 기구가 적용된 경우 베이스의 진동이 80% 이상 획기적으로 감소함을 확인하였다.

두 모션에 대해 기존 반발력 보상 기구와 새로운 반발력 보상 기구의 전달력을 비교하여 Fig. 10에 나타내었다. 자석 트랙의 변위는 동일하지만 베이스와 연결된 강성이 작게 선정되어 베이스로 전달되는 힘이 크게 감소하였다.

두 모션에 대해 새로운 반발력 보상 기구의 추가 질량의 변위를 Fig. 11에 나타내었다. 자석트랙과 추가 질량을 연결하는 강성이 비교적 크므로 자석 트랙의 변위와 비슷한 정도의 형상과 크기를 가지고 진동한다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 이동 질량을 추가한 새로운 반발력 보상기구를 제안하였다. 새로운 반발력 보상기구의 운동 방정식을 유도하였으며 이를 바탕으로 이동 질량 및 연결 스프링 강성을 조절하여 베이스의 진동과 자석 트랙의 변위를 저감할 수 있음을 모의 시험으로 보였다. 모의 시험 결과 기존의 반발력 보상 기구에 비해 베이스 진동이 80% 이상 크게 저감됨을 확인하였다.

#### 후 기

본 연구는 미래창조과학부 및 정보통신산업진흥원의 IT융합 고급인력과정지원사업 (NIPA-2014-H0401-13-1004)과 교육과학기술부 및 연구재단의 기초 연구 사업 중 일반 연구자 지원 사업 (NRF-2014R1A1A2010764)의 지원으로 수행되었습니다.

#### REFERENCES

- Dijkstra, B. G., Rambaratsingh, N. J., Scherer, C. W., Bosgra, O. H., Steinbuch, M., and Kerssemakers, S., "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, 2001.
- Tseng, Y. T. and Liu, J. H., "High-speed and Precise Positioning an X-Y Table," Control Engineering Practice, Vol. 11, No. 4, pp. 357-365, 2003.
- Jang, J. W., Park, S. W., and Hong, S. W., "Command Generation Method for High-speed and Precise Positioning of Positioning Stage," J. Korean Soc. Precis. Eng., Vol. 25, No. 10, pp. 122-129, 2008.
- Greene, P. M., Hero, S., and Bitter, D., "Reaction Force Transfer System," US Patent, No. US006844635B2, 2005.
- Lee, M. E., "Guideless Stage with Isolated Reaction Frame," US Patent, No. US005744924A, 1998.
- Qsanai, E. and Akutsu, K., "Stage Apparatus and Exposure Apparatus and Device Producing Method Using the Same," US Patent, No. US005864389A, 1999.
- Galburt, D. N., "Method, System, and Apparatus for Management of Reaction Loads in a Lithography System," US Patent, No. US006784978B2, 2004.
- Ka, A., Poon, T., Wai, L., Kho, F., Yang, P.-H., and Chang, P.-W., "Modular Stage with Reaction Force Cancellation," US Patent, No. US006917412B2, 2005.
- Cho, K. J., Choi, D. S., and Ahn, H. J., "Mechanism and Control of Reaction Force Compensation of XY Linear Motion Stage System," Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A, Vol. 35, No. 6, pp. 583-699, 2011.
- You, Y. H. and Ahn, H. J., "A Passive Reaction Force Compensation (RFC) Mechanism for a Linear Motor Motion Stage, Int. J. Precis. Eng. Manuf., Vol. 15, No. 5, pp 1-5, 2014.
- Park, A. Y., Lim, J. G., and Hong, S. W., "Modeling and Countermeasure for Positioning Stage Base Vibration," J. of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers, Vol. 19, No. 4, pp. 476-484, 2010.
- Hong, S. W. and Bae G. H., "Method of Effective Vibration Reduction for Positioning Systems Undergoing Frequent Short-distance Movement," J. of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers, Vol. 22, No. 3, pp. 421-428, 2013.