

◆ 특집 ◆ 기계장비 정밀도 시뮬레이션 기술

## 직선운동 시스템의 정밀도 시뮬레이션 기술

### Accuracy Simulation of the Precision Linear Motion Systems

오정석<sup>1</sup>, 김경호<sup>1</sup>, 박천홍<sup>1,✉</sup>, 정성종<sup>2</sup>, 이선규<sup>3</sup>, 김수진<sup>4</sup>  
Jeong Seok Oh<sup>1</sup>, Gyungho Khim<sup>1</sup>, Chun Hong Park<sup>1,✉</sup>, Sung-Jong Chung<sup>2</sup>, Sun-Kyu Lee<sup>3</sup> and Su-Jin Kim<sup>4</sup>

1 한국기계연구원 초정밀기계시스템연구실 (Ultra-precision Machine & System Lab., KIMM)

2 한양대학교 기계공학과 (Department of Mechanical Engineering, Hanyang Univ.)

3 광주과학기술원 기전공학과 (School of Information and Mechatronics, GIST)

4 경상대학교 기계공학과 (Department of Mechanical Engineering, Gyeongsang National Univ.)

✉ Corresponding author: pch657@kimm.re.kr, Tel: 042-868-7117

Manuscript received: 2011.1.24 / Accepted: 2011.2.1

*The accuracy simulation technology of linear motion system is introduced in this paper. Motion errors and positioning errors are simulated using informations on the design parameters of elements of linear motion system. 5 Degree-of-freedom motion error analysis algorithm utilizing the transfer function method and positioning error analysis algorithm which are main frame of accuracy simulation are introduced. Simulated motion errors are compared with experimental results for verifying the effectiveness. Then, using the proposed algorithms, simulation is performed to investigate the effects of ballscrew and linear motor on the motion errors. Finally, the influence of feedback sensor position on the positioning error is also discussed.*

Key Words: Linear Motion System (직선운동 시스템), Accuracy Simulation Algorithm (정밀도 예측 알고리즘), Transfer Function Method (전달함수법), 5 DOF Motion Errors (5 자유도운동오차), Positioning Error (위치결정오차)

#### 1. 서론

직선운동시스템은 측정 또는 가공 대상물을 원하는 위치로 직선 이동시키는 기구로서 LM, 유정압, 공기정압 등의 베어링, 볼스크류, 랙앤 피니언 등의 이송기구, 커플링, 감속기 등의 동력전달요소, 서보모터와 같은 액츄에이터 및 리니어스케일과 같은 변위센서 등의 조합으로 구성되며 이들 요소들의 영향이 중첩되어 Fig. 1 과 같이 6 자유도 방향으로 운동오차를 갖게 된다.

직선운동시스템을 구성하는 각 요소 측면에서 보면, 이들 요소는 대부분 규격화되어 있으므로 시스템의 설계 단계에서 대부분의 특성이 잘

반영되고 있는 상황이다. 그러나 시스템 측면에서 보면, 이들 요소들이 중첩되어 나타나는 최종적인 정밀도에 대한 설계 단계에서의 예측은 아직 용이하지 않다. 따라서 대부분, 시스템 제작후 성능 평가를 통해 설계 결과를 평가, 보완하고 있으며 이러한 경험이 설계자나 각 제조사의 능력으로 축적되고 있는 상황이다.

예를 들어 볼스크류 자체의 강성과 정밀도는 기존 메이커에서 제공하는 카탈로그<sup>1,2</sup> 등을 통해 충분한 검토가 가능하지만 이를 실제 시스템에 적용했을 때 운동정밀도에 미치는 영향을 정량적으로 예측하기는 어렵다. 또한, 볼스크류의 정밀도 등급에 따라 시스템의 실제 위치결정오차가 얼마

나 변화할까 등의 문제를 예측하기도 쉽지 않다.

한편, 각 요소용 부품들의 가공 및 조립오차도 정밀도를 크게 좌우하게 된다. 같은 LM 베어링을 사용하더라도 레일 장착면의 가공 정밀도에 따라 실제 운동정밀도는 달라지게 되며, 볼스크류의 조립오차 또한 테이블의 운동정밀도에 영향을 미치게 된다.

저자 등은 직선운동 시스템의 설계 절차를 보다 체계화하기 위한 방법의 하나로, 설계 단계에서 시스템에 적용하는 각 요소들의 설계 정보를 입력하면 그에 따른 시스템의 운동오차를 예측할 수 있는 정밀도 시뮬레이션 기술의 개발을 수행중에 있다. 본 논문에서는 그 가운데 기술 전개의 주요 프레임이 되는 5 자유도 운동오차의 모델링과 전달함수를 이용한 해석 알고리즘, 위치결정오차 해석 알고리즘 및 실험결과와의 간단한 비교를 통한 알고리즘의 유용성 검토 결과를 소개하고자 한다. 또한, 개발된 해석 알고리즘을 이용하여 볼스크류 및 리니어모터가 운동오차에 미치는 영향 및 피드백 센서의 설치 위치가 위치결정오차에 미치는 영향 등에 대한 검토 예를 간략히 소개하고자 한다.

**2. 직선운동시스템의 정밀도 및 영향 인자**

하나의 직선운동 시스템은 Fig. 1 과 같이 6 자유도 방향으로 오차를 갖게 되며 이 가운데 진행 방향으로의 오차를 위치결정오차, 나머지 진행 경로에 대한 오차를 운동오차라고 정의하며 운동오차 가운데 수직, 수평오차와 같이 직선 축에 대한 운동오차를 직선운동오차로, 요, 피치, 롤 등과 같이 회전 축에 대한 오차를 각운동오차라고 정의한다.

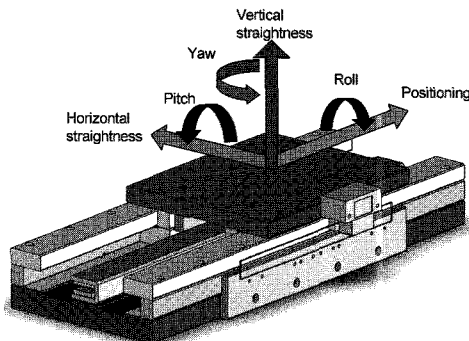


Fig. 1 Error components of linear motion system

직선운동 시스템의 정밀도는 기본적으로 각 요소들이 지니고 있는 정밀도 특성과 상대적인 강성 그리고 제작 및 조립 공차에 의해 결정된다.

Table 1 에 운동오차 및 위치결정오차에 영향을 미치는 주요 요소별 인자를 정리하였다.

운동오차의 경우에는 대부분 베어링과 가이드 레일 간의 상대운동에 의해 결정되며 특히, 베어링내 볼 또는 롤러 사이즈의 차이가 큰 경우나 베어링부가 이송중에 급격한 부하변동을 받지 않는 한 운동오차는 Fig. 2 로부터 알 수 있듯이 레일의 형상오차에 의해 주로 영향을 받게 된다.

Table 1 Factors influencing on the accuracy

component	element	Factors
Motion error	guide rail	Machinig error (straightness, squareness)
		Assembly error (parallelism, squareness)
	ballscrew	Machinig error (Concentricity) Assembly error (misalignment)
	linearmotor	Cogging moment
Positioning error	bearing	Friction/ heat generation Unbalance of carrying weight Abbe's offset by motion error
		ballscrew
	encoder	Accuracy Assembly error Abbe's offset by location
		others

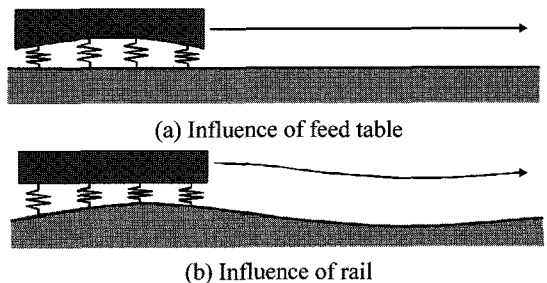


Fig. 2 Influence of form errors of rail and feed table on motion error

한편, Fig. 3 은 유정압베어링을 적용한 이송테이블에 있어서 레일 형상오차를 구성하는 공간주파수에 따른 유막의 평균화효과를 해석한 예<sup>3</sup>를 나타낸 것이다. Fig. 3(a)로 부터 레일 형상오차를 구성하는 공간주파수의 크기는 1 주기를 제외하고는 모두 같으나 이의 영향을 받은 운동오차를 구성하는 공간주파수의 크기는 Fig. 3(b), Fig. 3(c)와 같이 서로 다르게 나타나고 있어 같은 크기의 레일 형상오차라도 공간주파수의 구성에 따라 테이블의 운동오차에 미치는 영향은 다르다는 것을 알 수 있다. 또한 특정한 주파수는 직선운동 오차에만 또는 각운동 오차에만 크게 영향을 미치고 있는 것을 볼 수 있으며 이러한 관계는 테이블, 패드(또는 블록) 및 레일의 상대적인 길이비에 따라 변화하게 된다.

이외에도 볼스크류의 동심오차에 따른 런아웃은 테이블내 베어링강성과 볼스크류 굽힘강성의 상대적인 비에 따라 Fig. 4 와 같이 운동오차에 영향을 미치게 된다. 이 경우, 볼스크류 축의 굽힘강성이 클수록 볼스크류의 리드에 동기하는 오차의 크기는 크게 나타나게 되며, 같은 이유로 볼스크류

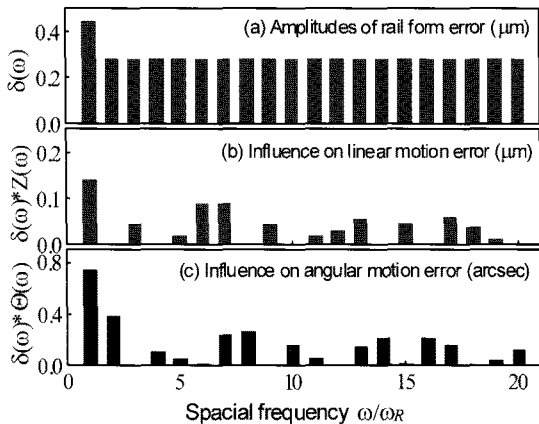


Fig. 3 Influence of rail spatial frequencies on motion error

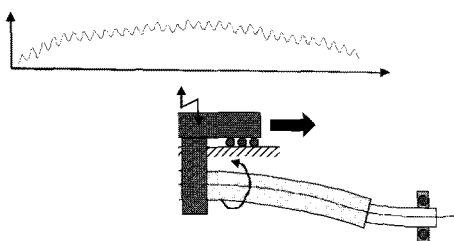


Fig. 4 Influence of ballscrew on motion error

의 조립오차가 있는 경우 볼스크류의 굽힘강성이 커지는 베어링 지지방식일 수록 운동오차에 크게 영향을 미치게 된다.

리니어모터의 경우 Fig. 5 와 같이 흡인력에 따른 자기장의 변화에 의해 코깅모멘트가 발생하게 되어 운동오차에 영향을 미치게 된다. 각 제작사마다 모터용 마그네트의 스큐(skew)나 형상 조절 등을 통해 코깅 모멘트의 크기를 감소시키고 있으나<sup>4,5</sup> 아직 완전히 제거하지는 못하고 있는 상황이다.

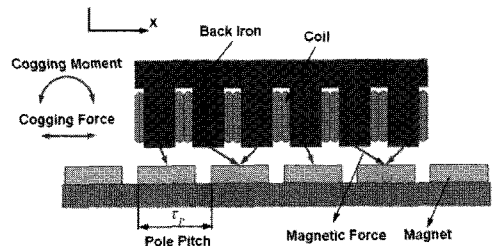


Fig. 5 Cogging moment by unbalance of magnetic field in the cored type linearmotor

위치결정오차의 경우에는 기본적으로 이송기구 및 피드백 센서의 정밀도에 크게 의존하게 된다. 이 가운데 볼스크류나 랙엔피니언의 경우에는 정밀도 등급이 규격화되어 있으며 요구 성능에 따른 지지베어링의 설치 방식이 이미 일반화되어 있는 상황이다. 최근에는 CNC 가 일반화되어 대부분 피드백 센서를 설치하므로 이송기구 자체가 갖고 있는 정밀도보다 크게 향상된 정밀도를 얻을 수 있으며 그 값은 피드백 센서 자체의 정밀도에 의존하게 된다. 그러나 이 경우에도 이송테이블의 자세오차 및 센서의 설치 위치에 따른 아베 오프셋오차(Abbe's offset error)에 의해 위치결정오차는 센서 자체의 정밀도보다 확대되어 나타나는 것이 일반적이다. 또한, 구동 중심과 무게 중심이 일치하지 않는 구조에서 베어링의 마찰이 크거나 이송기구의 구조강성이 상대적으로 약할 경우에는 피드백 센서를 설치에도 불구하고 Fig. 6 과 같이 로스트모션에 의한 오차가 발생하며<sup>6</sup> 주로 양방향 반복오차에 크게 영향을 미치게 된다.

한편, 베어링 마찰이나 구동 모터에서의 발열은 구성요소의 열변형을 통해 위치결정오차를 악화시키는 역할을 하게 되며 일반적으로는 피드백 센서의 장착에 의해 오차를 감소시킬 수 있으나 센서 및 스케일의 장착 위치에 따라서는 열변형에 따른 오차가 발생할 여지가 있다.<sup>7</sup>

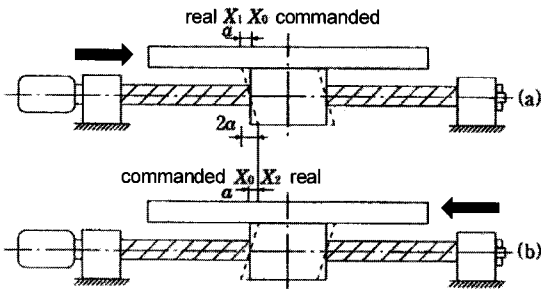


Fig. 6 Positioning error induced by the inconsistency of friction between driving point and mass center

3. 직선운동시스템의 정밀도 시뮬레이션

3.1 시뮬레이션을 위한 모델링

직선운동 시스템의 운동오차는 앞 절에서 논의된 오차 요인들이 중첩되어 작용할 때의 최종적인 이송테이블의 자세로부터 구할 수 있다. 따라서, 이송테이블을 기준으로 각 오차 요인의 영향을 힘과 모멘트 성분으로 나타낸 후, 이 힘과 모멘트의 평형조건이 성립할 때의 테이블의 자세 변화를 테이블의 진행 위치에 대해 연속적으로 구함으로써 운동오차를 계산할 수 있다.

일반적으로 레일 형상오차를 포함한 오차 요인들을 고려한 운동오차의 해석을 위해서는 먼저 테이블에 사용되는 베어링의 성능 해석 모델을 Fig. 7(a)와 같이 전 테이블에 대해 확장하고 레일 형상오차가 주어졌을 때의 테이블의 자세오차를 FEM 등을 이용하여 반복적으로 구하게 된다.<sup>8</sup> 이러한 해석방법은 비교적 정밀한 해석결과를 얻을 수 있으나, 전체 테이블에 대한 해석이 필요하여 많은 시간이 소요되고 사용되는 베어링에 따라 새로이 모델링을 해야하는 불편함이 있다.

한편, 대부분의 이송테이블에 사용되는 베어링은 동일한 치수의 패드(정압베어링) 또는 블록(LM 베어링)이 복수로 배치되어 있는 구조를 갖는다. 따라서 각 패드 또는 블록의 특성 해석이 가능하고 공간적인 배치 구조를 알고 있는 경우, 전달함수법<sup>9,10</sup>을 이용하여 Fig. 7(b)와 같이 보다 효과적인 운동오차 해석이 가능하다.

따라서 본 연구에서는 전달함수 및 이송테이블의 5 자유도 방향에 대한 힘과 모멘트의 평형식을 이용하여 5 자유도 운동오차를 해석할 수 있도록 Fig. 8 과 같이 직선운동 시스템을 모델링하였다. 단, 그림에 있어 수직방향은 이해를 쉽게 하기 위해 단면 패드로 모델링하였으며 양면 패드의 경우

에는 테이블 위 방향에 아래 쪽과 같은 패드의 배열을 대칭으로 추가하여 모델링할 수 있다.

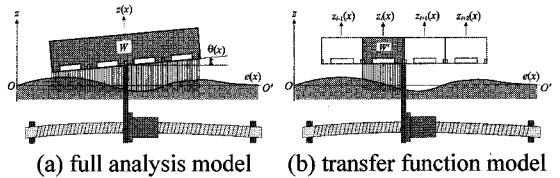


Fig. 7 Comparison of analysis models for motion error

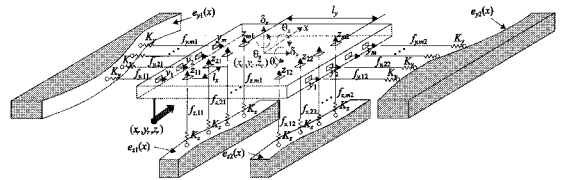


Fig. 8 Analytic model of 5 DOF motion errors

3.2 전달함수

전달함수의 설명을 위해 Fig. 9에 유정압베어링을 예로 들어 하나의 패드가 레일상을 이동하는 경우를 나타내었다. 패드는 레일 형상오차와 진폭은 다르지만 같은 주기를 갖고 운동하게 되며 이때의 진폭은 레일 형상오차의 공간주파수 성분 및 그 형상오차에 따라 발생하는 패드내 반력의 변화에 따라 달라지게 된다. 이 때, 특정 공간주파수의 형상오차를 갖는 레일상을 테이블이 Fig. 9와 같이 직선으로 한 주기만큼 이동했을 때의 유막반력의 변화를 그 공간주파수에 대한 전달함수로 정의하면 임의의 공간주파수에 대한 전달함수는 Eq. (1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$K(\omega) = \frac{f_e(\omega)}{e(\omega)} \tag{1}$$

전달함수는 특정 공간주파수의 레일 형상오차를 베어링 간극 변화로 설정하여 부하특성을 구하고 이를 필요로 하는 최대 공간주파수까지 반복 계산함으로써 이론적으로 얻을 수 있다.

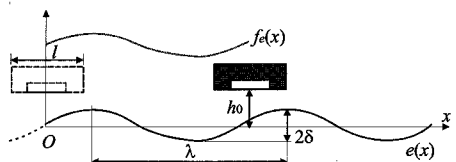


Fig. 9 Film reaction force in the presence of sinusoidal profile in rail

### 3.3 전달함수를 이용한 운동오차 해석

먼저, Fig. 8 에서와 같이  $\delta_z$  및  $\delta_y$  를 테이블 중심에서의 수직 및 수평방향 진직도 오차,  $\theta_x, \theta_y, \theta_z$  를 각각 롤, 피치 및 요오차로 정의한다. 각 방향에 사용된 베어링 패드(또는 블록)가 각각 동일한 모델이며 각 패드 강성도 동일함을 가정한 후, 5 자유도 방향에 대한 힘과 모멘트의 평형방정식을 구하면 수직방향  $i, j$  번째 베어링의 레일 오차에 따른  $z$  방향 변위  $z_{ij}$  및 수평방향  $i, j$  번째 베어링의 레일 오차에 따른  $y$  방향 변위  $y_{ij}$  는 각 방향 운동 오차와 Eq. (2) 및 Eq. (3)의 관계를 갖으므로 이를 힘과 모멘트의 평형방정식에 대입하여 행렬식으로 정리하면 Eq. (4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$z_{ij} = \delta_z + \theta_y X_{vci} - Y_{cj} \theta_x \quad (2)$$

$$y_{ij} = \delta_y - X_{hci} \theta_z - z_c \theta_x \quad (3)$$

$$\{\delta\} = [A]^{-1} (\{B\}\{F\} + \{M\}) \quad (4)$$

$$[A] = \begin{bmatrix} 1-\bar{K}_z & -\bar{K}_z D_x & \bar{K}_z D_y & 0 & 0 \\ -\bar{K}_z D_x & A_{0v} - \bar{K}_z D_x^2 & \bar{K}_z D_x D_y & 0 & 0 \\ -\bar{K}_z D_y & -\bar{K}_z D_x D_y & \bar{K}_z D_y^2 + \bar{K}_z D_z^2 - B_0 - C_K z_c^2 & -\bar{K}_z D_x D_z & C_K z_c + \bar{K}_z D_z \\ 0 & 0 & -\bar{K}_y D_x D_z & \bar{K}_y D_x^2 - A_{0h} & -\bar{K}_y D_x \\ 0 & 0 & -z_c - \bar{K}_y D_z & \bar{K}_y D_x & 1 - \bar{K}_y \end{bmatrix}$$

$$\{\delta\} = \{\delta_z \quad \theta_y \quad \theta_x \quad \theta_z \quad \delta_y\}^T$$

$$[B] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & z_c C_K \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \{M\} = \begin{bmatrix} f_{z,e} / K_A \\ (f_{z,e} D_x + M_{ry}) / K_A \\ (f_{z,e} D_y - f_{y,e} D_z) / K_A \\ (f_{y,e} D_x + M_{rz}) / K_B \\ f_{y,e} / K_B \end{bmatrix}$$

$$\{F\} = \begin{bmatrix} \frac{1}{K_A} \sum_j \sum_i^{n_v m_y} f_{z,ij} \\ \frac{1}{K_A} \sum_j \sum_i^{n_v m_y} f_{z,ij} (X_{vci} + \gamma_{vi}) \\ \frac{1}{K_A} \sum_j \sum_i^{n_v m_y} f_{z,ij} Y_{cj} \\ \frac{1}{K_B} \sum_j \sum_i^{n_h m_h} f_{y,ij} (X_{hci} + \gamma_{hi}) \\ \frac{1}{K_B} \sum_j \sum_i^{n_h m_h} f_{y,ij} \end{bmatrix}$$

$$A_{0v} = \frac{(m_v^2 - 1)l_{xv}^2}{12}, \quad A_{0h} = \frac{(m_h^2 - 1)l_{xh}^2}{12}, \quad B_0 = \frac{(n_v^2 - 1)l_y^2}{12}$$

$$K_A = n_v m_v K_z, \quad K_B = n_h m_h K_y, \quad C_K = K_B / K_A$$

$$\bar{K}_z = K_r / K_A, \quad \bar{K}_y = K_r / K_B$$

$$X_{vci} = l_{xv} \left\{ i - \frac{(m_v + 1)}{2} \right\}, \quad X_{hci} = l_{xh} \left\{ i - \frac{(m_h + 1)}{2} \right\}$$

$$Y_{cj} = l_y \left\{ j - \frac{(n_v + 1)}{2} \right\}$$

여기서, 행렬  $[A]$ 는 운동시스템의 기하학적 관계 및 강성 관계를 나타내는 행렬로,  $K_z$  및  $K_y$ 는 각각 수직( $z$ ), 수평( $y$ )방향 패드의 강성을 나타내며  $K_r$ 은 볼스크류와 같이, 테이블의 자세변화에 따라 작용력이 변화하는 요소의 강성을 나타낸다.  $m_v, m_h$ 는  $x$  방향의 수직 및 수평방향 패드수를,  $n_v, n_h$ 는  $y$  방향의 수직 및 수평방향 패드수를 나타낸다.  $z_c$ 는 레일의 중심과 테이블 상면간의 상대 높이를,  $\gamma_{vi}$  및  $\gamma_{hi}$ 는 수직, 수평방향 각 패드에서 발생하는 모멘트 중심과 기하학적 중심간의 거리를 나타낸다.  $X_{vci}$  및  $X_{hci}$ 는  $x$  방향에 있어 수직 및 수평방향 패드 중심들과 테이블 중심간의 상대거리,  $Y_{cj}$ 는  $y$  방향에 있어 패드 중심들과 테이블 중심간의 상대거리를 나타내며  $l_{xv}, l_{xh}$ 는 각각  $x$  방향 수직, 수평패드간의 간격을,  $l_y$ 는  $y$  방향 패드간의 간격을 나타낸다. 또한,  $D_x, D_y, D_z$ 는 볼스크류, 감속기 등 이송기구 장착 위치의 테이블 중심에 대한 상대 좌표를 나타낸다.

한편, 행렬  $\{F\}$ 는 레일 형상오차에 의한 베어링내의 반력 변화의 영향을 나타내며 여기서  $f_{z,ij}$  및  $f_{y,ij}$ 는 각각  $x, y$  방향으로  $i, j$  번째 패드의  $z$  방향 및  $y$  방향 반력으로, 각 방향 레일의 형상오차가 주어지면 그 형상오차의 푸리에계수 및 전달함수를 이용하여 Eq. (5)와 같이 구할 수 있다. 단, 여기서  $L$ 은 레일의 길이이다.

$$f_{z,ij}(x_i) = \sum_{k=1}^n K \left( \frac{2k\pi}{L} \right) \left( a_{k,zj} \cos \frac{2k\pi}{L} x_i + b_{k,zj} \sin \frac{2k\pi}{L} x_i \right) \quad (5)$$

$$x_i = x + X_{ci}$$

유정압이나 공기베어링의 경우, 레일 형상오차의 측정치로부터 얻어지는 푸리에계수를 이용하여 반력을 구할 수 있다. 반면, LM 베어링의 경우, 레일의 형상오차를 측정하기가 어려우며 실제 규격화된 제품의 정밀도도 블록과 레일간의 상대오차로 나타내고 있으므로 이 상대오차를 레일의 형상오차로 이용하여 반력을 구하게 된다.

행렬  $\{M\}$ 은 작용하는 외력의 영향을 나타내는

항으로  $f_{z,e}$ ,  $f_{y,e}$  및  $M_{rz}$ ,  $M_{ry}$ 는 각각  $z$ ,  $y$  방향에 작용하는 외력 및 모멘트를 나타낸다.

Eq. (4)로 부터 테이블 중심에서의 5 자유도 방향 운동오차  $\{\delta\}$ 가 구해지면, 테이블중심과  $(R_x, R_y, R_z)$ 의 상대좌표를 갖는 임의의 점에서의 운동오차  $\{\delta_i\}$ 은 Eq. (6)과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} \delta_{zr} \\ \theta_{yr} \\ \theta_{xr} \\ \theta_{zr} \\ \delta_{yr} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & R_x & -R_y & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & R_z & -R_x & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \delta_z \\ \theta_y \\ \theta_x \\ \theta_z \\ \delta_y \end{Bmatrix} \quad (6)$$

### 3.4 위치결정오차의 시뮬레이션

블스크류, 랙앤피니언 등의 이송기구가 발생시키는 위치결정오차는 그 부품의 가공정밀도에 크게 의존하며 이에 따라 사용자가 예측 가능하도록 등급을 통해 규격화되어 있고 대부분 제작사가 실제 측정값을 제공한다. 따라서 실제 시스템에 있어서의 위치결정오차는 이 측정값을 기반으로 이송기구의 장착 위치에 따른 아베 옵셋오차를 고려하면 얻을 수 있으며 피드백센서를 이용한 페루프 시스템에 있어서도 센서의 장착위치에 따른 상대적인 아베 옵셋오차를 구하는 것에 의해 예측 가능하다.

먼저, 자체 오차가  $\delta_{x0}$ 인 이송기구가 테이블 중심으로부터 상대좌표  $(D_x, D_y, D_z)$ 의 위치에 장착되어 있는 경우, 테이블 중심에서의 아베 옵셋오차를 포함한 위치결정오차  $\delta_{xc}$ 는 상대좌표 변환을 통해 Eq. (7)과 같이 나타낼 수 있으며 테이블중심과  $(R_x, R_y, R_z)$ 의 상대좌표를 갖는 임의의 점에서의 오차는 Eq. (8)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\delta_{xc} = \delta_{x0} - \theta_z D_y + \theta_y D_z + (2 - \cos \theta_z - \cos \theta_y) D_x \quad (7)$$

$$\delta_{xr} = \delta_{xc} + \theta_z R_y - \theta_y R_z - (2 - \cos \theta_z - \cos \theta_y) R_x \quad (8)$$

다음으로 피드백 센서가 테이블중심과 상대좌표  $(S_x, S_y, S_z)$ 에 설치된 경우, 피드백 센서상에서의 위치결정오차  $\delta_{xs}$ 는 역시 상대좌표 변환으로부터 Eq. (9)와 같이 나타낼 수 있으며, 페루프 제어할 경우 이 오차량이 0이 되도록 제어하게 되므로 그 때의 테이블 중심에서의 위치결정오차는 Eq. (10)과 같이 구할 수 있다.

$$\delta_{xs} = \delta_{x0} + (S_y - D_y)\theta_z - (S_z - D_z)\theta_y - (S_x - D_x)(2 - \cos \theta_y - \cos \theta_z) \quad (9)$$

$$\delta_{xc} = -S_y \theta_z + S_z \theta_y + S_x (2 - \cos \theta_y - \cos \theta_z) \quad (10)$$

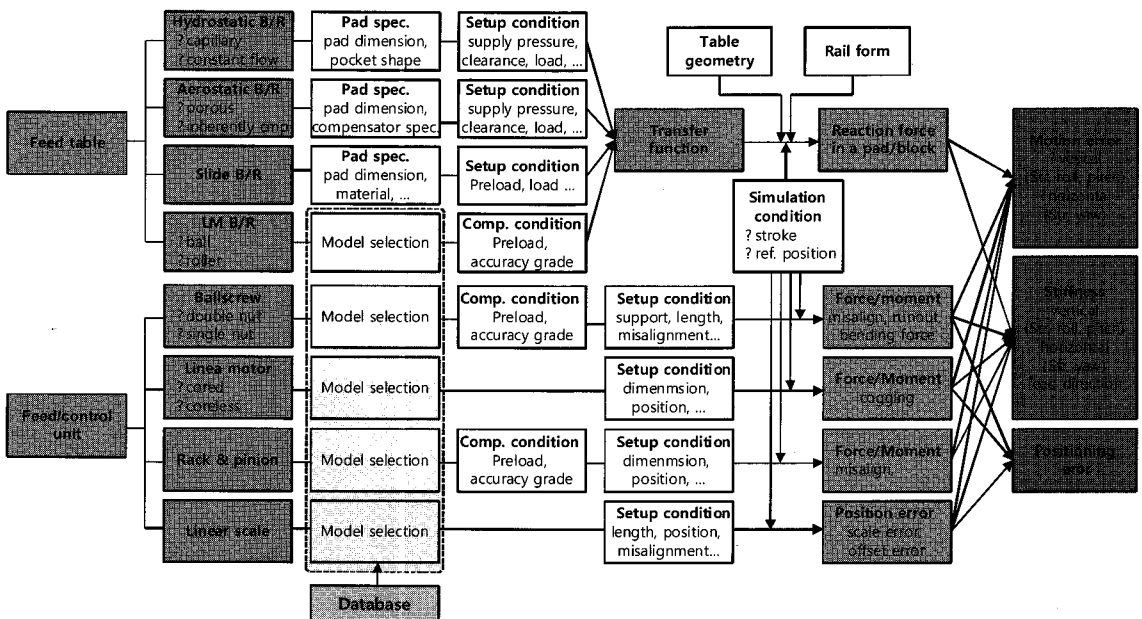


Fig. 10 Flow chart of accuracy simulation process using the transfer function method

### 3.5 시뮬레이션 프로세스의 구성

이상의 알고리즘을 이용하여 직선운동 시스템의 정밀도를 시뮬레이션하는 경우의 흐름도를 Fig. 10 에 나타내었다. 전달함수법의 적용에 의해 Eq. (4)의 행렬  $\{F\}$ 가 의미하는 바와 같이 레일 형상 오차에 의한 베어링 반력을 독립적으로 계산할 수 있게 되며 이에 따라 베어링 반력과 이송기구 또는 모터 등에 의한 간섭력을 병렬로 계산하는 것이 가능해지므로 시뮬레이션 프로세스는 모듈화된 형태로 구성이 가능해지는 장점을 갖게 된다.

## 4. 알고리즘의 검증 및 각 요소의 영향 검토

### 4.1 알고리즘의 실험적 검증

6 방향 운동오차에 대한 실험적 검증은 현재 실험장치를 구축중이므로 전체적인 실험적 검증은 아직 수행하지 못했으나, 전달함수법의 검증을 위해 수행한 바 있는 유정압베어링 및 LM 베어링을 이용한 이송테이블의 수평방향에 대한 운동오차 실험결과<sup>3,10</sup>와 본 알고리즘을 적용하여 계산된 결과를 비교하여 Fig. 11 및 Fig. 12 에 나타내었다.

먼저, Fig. 11로부터 유정압베어링 테이블의 경우, 테이블 전체에 대해 FEM 을 적용하여 해석한 운동오차 해석결과(MPM 으로 표시)와 본 알고리즘에 의한 결과(TFM 으로 표시)는 거의 동일한 값을 나타내고 있었으며 실험결과도 잘 일치하는 결과를 보이고 있다. 한편, Fig. 12의 LM 베어링 테이블의 경우, 직선운동 오차는 잘 일치함을 보이고 있으며 각운동 오차의 경우에는 경향은 잘 일치하나 정량적인 값에서는 다소 차이를 보이고 있다.

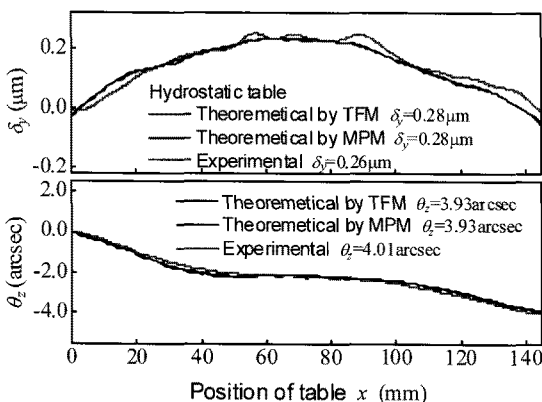


Fig. 11 Comparison of simulated motion errors with experimented ones in the hydrostatic table

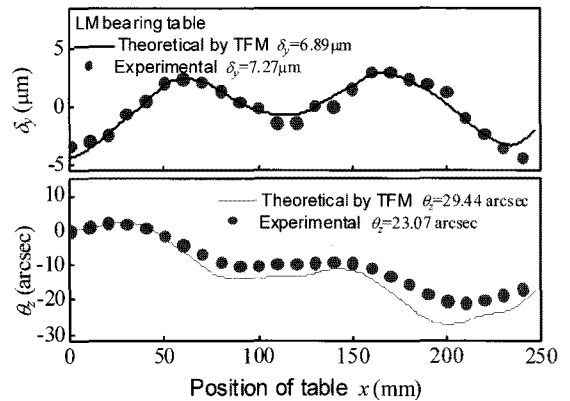


Fig. 12 Comparison of simulated motion errors with experimented ones in the LM bearing table

이것은 LM 베어링의 경우, 앞 절에서 언급한 바와 같이 블록과 레일간의 상대오차를 레일 형상오차로 사용하게 되며 이때 형상오차 측정에 있어 각 운동 오차의 영향이 충분히 보상되지 못했기 때문으로 추정된다.

### 4.2 볼스크류가 운동오차에 미치는 영향

Fig. 13 은 볼스크류가 운동오차에 미치는 영향을 파악하기 위해 강성 177 kg/μm의 테이블에 직경 25 mm, 길이 500 mm의 볼스크류(BNFN2505, THK)가 고정-고정(Fig. 13(a)) 및 고정-자유(Fig. 13(b))의 방식으로 조립되어 있을 때의 운동오차를 본 알고리즘을 이용하여 예측한 것이다.

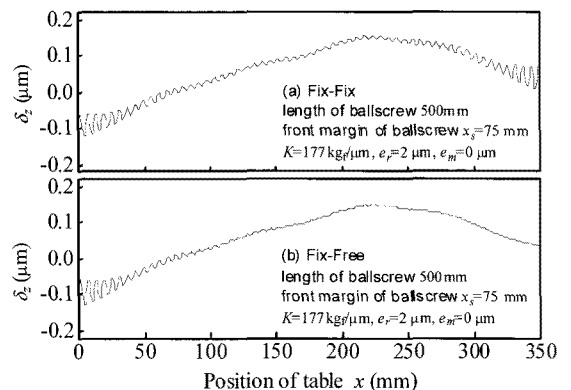


Fig. 13 Influence of run-out on the motion error

고정-고정의 경우 상대적으로 볼스크류의 굽힘 강성이 커지는 양단에서 런아웃의 영향으로 볼스크류 리드(5 mm)와 동기된 오차가 크게 나타나며

고정-자유의 경우에는 우측의 굽힘강성이 거의 없으므로 해당부분의 리드 동기오차는 거의 나타나지 않음을 볼 수 있다.

Fig. 14는 테이블 강성을 변화시켰을 때 볼스크류 조립오차와 운동오차의 관계를 예측한 결과이다. 먼저, Fig. 14(a)는 조립오차가 없는 경우( $e_m=0$ )로, 조립오차가 없어도 레일 형상오차가 존재하면 그에 의해 테이블과 볼스크류 간에 평행도 오차가 발생함에 따라 운동오차에 영향을 미치게 되며 테이블 강성이 작을수록 볼스크류의 굽힘강성이 상대적으로 크게 영향을 미쳐 운동오차가 나빠짐을 보이고 있다. Fig. 14(b)는  $e_m=2\mu\text{m}$ 의 조립오차가 있을 경우의 결과로 역시 테이블 강성이 작을수록 볼스크류 굽힘강성의 영향이 커져 운동오차는 나빠지는 현상을 보이고 있다.

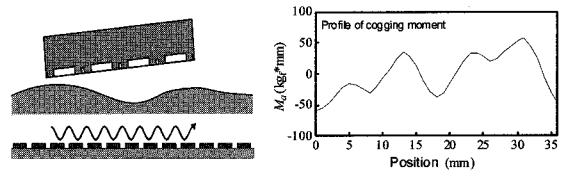


Fig. 15 An example of calculated cogging moment profile of cored linear motor

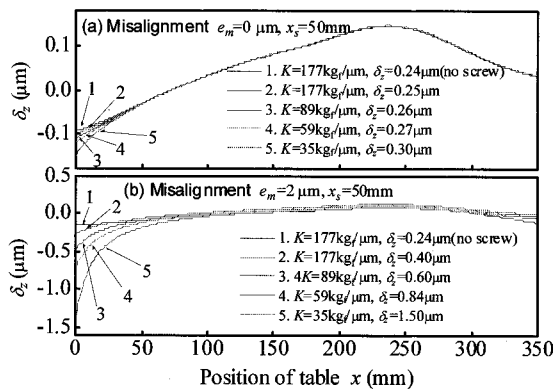


Fig. 14 Influence of misalignment on the motion error

### 4.3 리니어모터가 운동오차에 미치는 영향

Fig. 15는 시판중인 철심형 리니어모터에서 흡인력의 불균형에 의해 발생하는 코깅모멘트를 해석한 예로, 이 모터의 경우 36 mm의 주기로 모멘트가 변화함을 보이고 있다. 이 리니어모터를 강성 110 kg/μm의 테이블에 조립했을 경우의 운동오차를 예측하여 Fig. 16에 나타내었다. 각 그림에서 위의 프로파일은 레일만에 의한 운동오차, 아래의 프로파일은 리니어모터로 구동했을 때의 운동오차이다. 직선운동오차의 경우 코깅모멘트의 영향은 무시할 만큼 두 값은 거의 변화가 없으나 각운동오차의 경우에는 36 mm 주기로 코깅모멘트와 같은 형태로 영향이 나타나게 되고 이에 의해 운동오차가 나빠지게 됨을 알 수 있다.

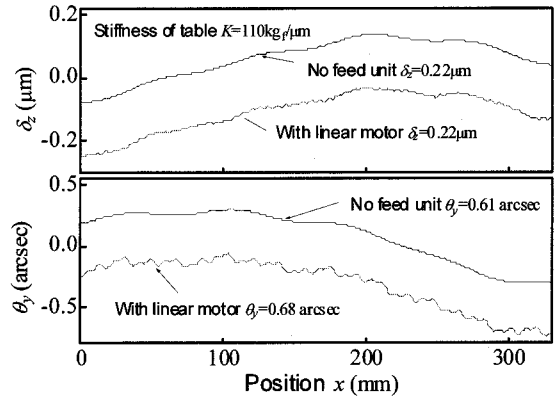


Fig. 16 Influence of cogging moment on motion errors in the linear motor

### 4.4 피드백센서의 위치에 따른 위치결정오차

앞 절에서 언급했듯이 대부분의 이송기구는 피드백 센서의 설치에 의해 훨씬 향상된 위치결정 정밀도를 보이게 되며, 이 경우 주요 오차요인은 아베 옵셋오차가 된다. Fig. 17은 피드백 센서를 이송 테이블의 측면( $R_x=0\text{ mm}$ ,  $R_y=60\text{ mm}$ )에 설치했을 때 테이블 중심( $R_x=0\text{ mm}$ ,  $R_y=0\text{ mm}$ )에서의 수직방향 직선운동오차, 롤오차, 요오차 및 위치결정오차를 예측한 결과를 나타낸 것이다. 테이블 중심에서의 위치결정오차(Fig. 17(d))는 피드백 센서의 설치 위치 및 요오차( $\theta_z$ )에 의한 아베 옵셋오차를 갖게 되며 따라서 오차값은 Fig. 17(c)의 요오차의 형상과 일치하는 형상을 보이게 된다.

한편, Fig. 18은 피드백 센서 설치 위치( $R_x=0\text{ mm}$ ,  $R_y=60\text{ mm}$ )에서의 위치결정오차를 예측한 결과로, 이 위치의 경우 아베 옵셋오차가 제거됨으로, 피드백 센서의 자체 오차를 무시하면 Fig. 18(d)와 같이 위치결정오차는 0가 된다. 단, 이 경우에는 Fig. 18(b)의 롤오차에 의해 수직방향 직선운동 오차가 아베 옵셋오차를 갖게 되어 Fig. 18(a)와 같이 변화하게 된다.



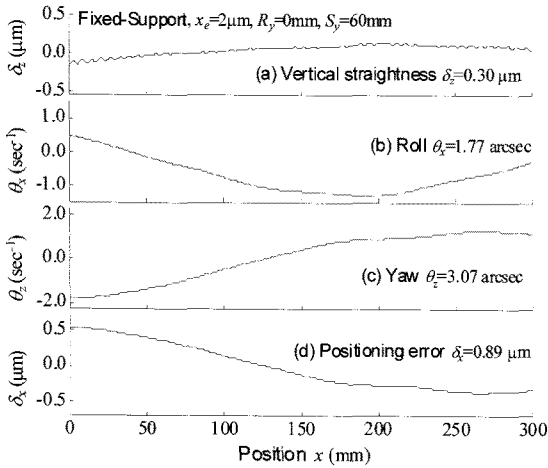


Fig. 17 Influence of feedback sensor on motion errors at center of table

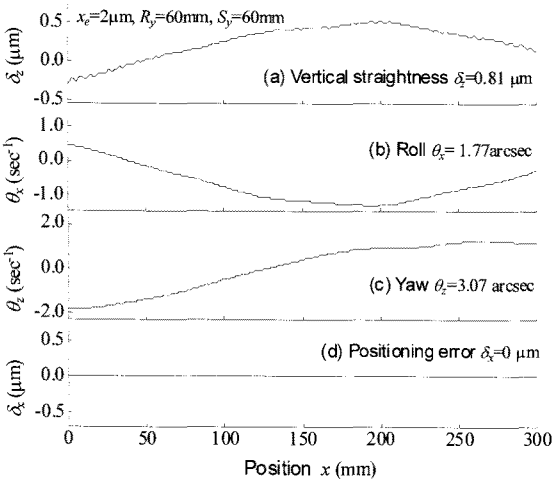


Fig. 18 Influence of feedback sensor on motion errors at sensor position

### 5. 결론 및 향후 계획

본 논문에서는 직선운동 시스템의 정밀도 시뮬레이션을 위해 개발하고 있는 전달함수를 이용한 5 자유도 운동오차 및 위치결정오차 해석 알고리즘을 소개하였으며 이를 이용하여 볼스크류, 리니어모터, 피드백 센서 등의 이송계 구성 요소가 운동정밀도에 미치는 영향에 대한 해석 예도 소개하였다. 현재 본 연구는 5 자유도 전체에 대한 운동오차 해석결과를 LM 베어링, 유정압베어링 및 공기정압베어링 테이블에 대해 실험적으로 검증하는 작업을 수행하고 있다. 또한, 지면 관계상 생략하

였으나 타카이드나 공기 반부상방식 슬라이드 가이드에 대한 운동오차 시뮬레이션,<sup>11</sup> 향후 절삭력, 외부 하중 등 부하를 고려한 시뮬레이션으로의 확대를 위해 볼스크류 및 LM 베어링의 예압에 따른 강성해석,<sup>12</sup> 이송테이블이 수직방향으로 설치되는 경우의 오차 해석<sup>13</sup> 등에 관한 연구도 동시에 수행중에 있으며 결과가 정리되는 대로 학회지를 통해 발표할 예정이다.

### 후 기

본 연구는 지식경제부 산업원천기술개발사업인 “기계장비 정밀도 시뮬레이션 플랫폼 기술개발” 과제의 지원으로 수행되었습니다.

### 참고문헌

1. THK ballscrew catalog, Catalog No. 500-4K, 2009.
2. <http://www.nsk.com>
3. Park, C. H., Oh, Y. J., Lee, C. H. and Hong, J. H., “Experimental Verification on the Motion Error Analysis Method of Hydrostatic Bearing Tables Using a Transfer Function,” Int. J. of KSPE, Vol. 4, No. 2, pp. 57-63, 2003.
4. <http://parkermotion.com>
5. <http://www.rockwellautomation.com/anorad>
6. Fuji Techno System, “Present and Future Technology of Ultraprecision Positioning,” pp. 155-156, 2000.
7. Park, C. H., Oh, Y. J., Hwang, J. and Lee, D. W., “Thermal Characteristics of Hydrostatic Guideway in Ultra Precision Positioning,” Proc. of the KSPE Spring Conference, pp. 37-41, 2002.
8. Park, C. H., Lee, H., Kim, T. H. and Kim, M. G., “Finite Element Analysis on the Motion Accuracy of Hydrostatic Table(2nd. Analysis and Experimental Verification on Double Sides Table),” J. of KSPE, Vol. 19, No. 1, pp. 65-70, 2002.
9. Park, C. H., Oh, Y. J., Lee, C. H. and Hong, J. H., “Theoretical Verification on the Motion Error Analysis Method of Hydrostatic Bearing Tables Using a Transfer Function,” Int. J. of KSPE, Vol. 4, No. 2, pp. 64-70, 2003.
10. Khim, G., Park, C. H., Lee, H. and Kim, S. W., “Improvement of Motion Accuracy Using Transfer Function in Linear Motion Bearing Guide,” J. of

KSPE, Vol. 19, No. 6, pp. 77-85, 2002.

11. Kim, G. H., Kim, J. H. and Lee, S. K., "Analysis of the Motion Accuracy of the Slide Table Considering Guide Straightness," Proc. of the KSPE Spring Conference, pp. 125-126, 2010.
12. Chung, S. C. and Park, C. H., "Analysis of Ballscrew Stiffness Owing to Contact Deformation in Leadscrew Systems," Proc. of the 25th Annual Meeting of the ASPE, pp. 160-163, 2010.
13. Cho, H. K., Le, D., Kim, S. J., Khim, G. and Park, C. H., "Counterweight Effects on Vertical Movement Vibration," The 4th International Conference on Positioning Technology, pp. 287-290, 2010.