한국공작기계학회 2001년도 춘계학술대회 논문집 pp.9~14

전달함수를 이용한 유정압테이블 운동정밀도 해석법의 제안 및 이론적 검증

오윤진*(충남대대학원), 박천홍, 이후상(KIMM), 홍준희(충남대)

ABSTRACT

A new model utilizing a transfer function is introduced in the present paper for analizing motion errors of hydrostatic tables. Relationship between film reaction force in a single hydrostatic pad and form error of a guide rail is derived at various spacial frequencies by finite element analysis, and it is expressed as a transfer function. This transfer function clarifies so called averaging effect of the oil film quantitively. For example, it is found that the amplitide of the film reaction force is reduced as the spacial frequency increases or relative width of the pocket is reduced. Motion errors of a multiple pad table is estimated from transfer function, geometric relationship between each pads and form errors of a guide rail, which is named as Transfer Function Method. Calculated motion errors by TFM show good agreement with motion errors calculated by Multi Pad Method, which is considered entire table as an analysis object. From the results, it is confirmed that the proposed TFM is very effective to analyze the motion errors of hydrostatic tables.

1. 서론

저자등은 단면지지형 및 양면지지형 유정압테이블의 운동오차를 해석하기 위한 방법으로, 유한요소법을 이용하여 테이블 전체를 모델링하고 가공된 레일의 형상오차와 테이블의 설계조건으로부터 테이블의 운동정밀도를 해석할 수 있는 알고리즘을 제안한 바 있으며 유용성도 실험적으로 검증하였다[1),2)].

그러나 전편에서 제안한 해석알고리즘을 이용하여 전체 테이블에 대해 유한요소해석을 수행하는 경우(이하 복수패드법, MPM), 패드수 및 고려해야 할 레일 형상오차의 공간주파수성분이 증가할수록 계산에 필요한 절점수가 증가하여 계산에 소요되는 시간이 기하급수적으로 증가하게 된다. 또한 베어링간극, 패드수 등의 설계조건이나 레일형상이 변경될 경우 처음부터 계산을 다시 수행해야 하는 단점이 있다.

본 논문에서는 한 개의 패드에 있어서 레일 형상오차의 각 공간주파수성분에 대한 유막반력의 변화특성으로부터 전달함수를 구하고, 이것을 이용하여 단면지지형 및 양면지지형 테이블에 있어서 베어링간극, 패드수, 레일형상오차등이 변경되는 경우에도 간단히 테이블의 운동오차를 해석할 수 있는 알고리즘(이하, 전달함수법, TFM)을 제안하였다. 제안한 알고리즘의 타당성을 검증하기위해, 먼저 유막반력의 정현파 가정에 따른 계산오차 및 전달함수와 유막의 평균화효과간의 관계를 규명하였으며, 복수패드법에 의한 해석결과와의 비교를 통해 전달함수법의 유효성을 이론적으로 검증하였다.

2. 유정압테이블의 모델링

그림 1 은 단면지지형 유정압테이블의 정적 평형상태를, 각 패드에서의 유막반력 변화 및 수직방향 변위를 고려하여 모델링한 것이다. 여기서 m 은 테이블을 구성하는 패드의 수, X_{ci} 는 테이블 중심으로부터 각 패드 중심까지의 거리, L 은 레일의 길이, $F_i(x), z_i(x)$ 는 테이블 중심의 좌표가 x 일 경우의 i 번째 패드에서의 유막반력 및 수직방향 변위, $\theta(x)$ 는 테이블의 경사각을 각각 나타낸다.

그림에서 테이블을 구성하고 있는 각 패드는 동일한 레일상에, 일정한 간격을 유지하면서 상대운동을 하고 있다. 일반적으로 유정압테이블은 편하중에 대한 복원력을 갖기위해 복수 개의 패드로 구성되어 있으며 각 패드는 동일한 형상을 갖는다. 따라서 한 개의 패드와 레일간의 운동특성을 알면 각 패드간의 기하학적인 관계를 이용하여 테이블 전체의 운동오차를 얻을 수 있다.
먼저, 패드와 레일 형상오차의 관계를 고려하면, 레일형상오차 $e(x)$에 상응하여 추가로 발생한 유막반력 변화분 $f_{ei}(x)$에 의해, 패드는 $z_i(x)$ 만큼 변위하여 유막반력 $F_i(x)$에서 새로운 평형상태를 이루게 된다. 패드가 수직방향으로 변위하는 범

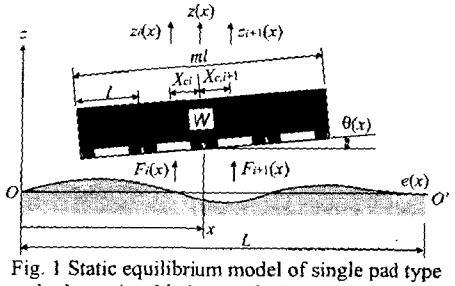

Fig. 1 Static equilibrium model of single pad type hydrostatic table in transfer function method

위내에 있어서 유막강성 K_0 가 일정하다고 가정하면 각 유막반력의 변화분과 패드의 수직방향 변위간의 관계는 식(1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$f_i(x) = f_{ei}(x) - K_0 z_i(x) \tag{1}$$

식(1)의 관계를 고려하면 힘과 모멘트의 평형조건으로부터 식(2) 및 식(3)이 얻어진다.

$$\sum_{i=1}^{m}\{f_{ei}(x) - K_0 z_i(x)\} = 0 \tag{2}$$

$$\sum_{i=1}^{m}\{f_{ei}(x) - K_0 z_i(x)\}\left(X_{ci} + \frac{ml}{2}\right) = 0 \tag{3}$$

$$x = \frac{ml}{2}, \cdots, L - \frac{ml}{2}$$

한편, 레일의 형상오차를 주기함수로 가정하면 식(4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$e(x) = a_0 + \sum_{k=1}^{n}\left(a_k \cos\frac{2k\pi}{L}x + b_k \sin\frac{2k\pi}{L}x\right) \tag{4}$$
$$x = 0, \cdots, L$$

이것을 이용하여 구하고자하는 공간주파수까지에 대한 레일 형상오차와 그에 의한 유막반력의 변화분 $f_{ei}(x)$ 를 전달함수로 미리 얻으면 식(3), (4)로부터 임의의 위치에서의 테이블의 자세변화를 구할 수 있다. 단, 이 때의 테이블 경사방향 변위는 복수의 패드간의 유막반력의 차만에 의해 발생한다고 가정하고 식(5)와 같이 구할 수 있다.

$$\theta(x) = \{z_m(x) - z_1(x)\}/(m-1)l \tag{5}$$

식(2), (3), (4)로부터 레일형상오차에 의한 유막반력의 변화분 $f_{ei}(x)$ 가 기지일 경우 임의의 위치에서의 테이블의 자세변화를 구할 수 있으며, 이 과정을 이동하는 전구간에 대해 반복계산하는 것에 의해 테이블의 운동오차를 구할 수 있다.

3. 전달함수법에 의한 운동오차 해석

3.1 전달함수와 유막반력

먼저 전달함수를 구하기 위해, 한 개의 패드가 레일상에서 이동하고 있는 경우를 고려한다. 형상오차가 주기함수이므로 레일은 연속적인 파형을 갖게 되며 따라서 그림 2 와 같이 패드의 중심이 레일과 같은 좌표상에서 이동하고 있다고 가정할 수 있다. 여기에서 파장 λ 의 정현파형의 공간주파수를 $\omega = 2\pi/\lambda$ 로 정의하고 파장이 패드길이 l 과 같은 경우의 공간주파수를 $\omega_1 = 2\pi/l$ 이라고 한다. 임의의 단일 공간주파수 ω 로 구성된 레일 형상오차상에서 패드가 이동되는 경우를 고려하면, 형상오차에 상응하여 변화하는 유막반력의 변화분 $f_{ei}(x)$ 도 같은 주기를 갖는 파형이 된다. 단, $f_{ei}(x)$ 는 패드중심의 위치가 x 일 때의 유막반력의 변화분으로, 테이블내의 어느 패드에서도 공통의 함수이며 i 번 째 패드의 유막반력의 변화분과는 식(6)의 관계를 갖는다.

$$f_{ei}(x) = f_e(x + X_{ci} - ml/2) \tag{6}$$

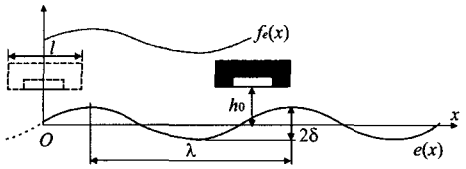

Fig. 2 Response of film reaction force to sinusoidal profile of rail

형상오차 1 주기분의 길이에 대해 패드를 이동시켰을 때의 유막반력의 변화분을 구한 결과를 그림 3 에 나타내었다. 그림은 패드의 포켓폭비와 공간주파수를 변화시켜 계산한 결과로, 그림으로부터 유막반력 변화분의 파형도 싸인파(또는 코싸인파)로 근사시킬 수 있음을 알 수 있다. 그림에 있어서 형상오차는 코싸인파형으로 가정하고 있으나, 공간주파수에 따라 $\omega/\omega_1 = 1.5$ 주기에서와 같이 형상오차와 유막반력 변화분의 위상이 반전하는 경우가 있다. 포켓부에 있어서는 형상오차의 변화에 관계없이 압력은 일정하므로, 이러한 현상은 랜드부에서의 베어링간극 변화에 따른 유막반력의 변화분과 형상오차 파형간의 위상에 의해 결정되며 포켓폭비가 변화하면 그 특성도 달라진다.

한편 아래그림의 $\omega/\omega_1 = 2.0$ 의 경우에는 형상오차에 따른 유막반력의 변화가 상대적으로 매우 작아지는데, 이러한 주파수를 그 패드에 대한 둔감주파수라고 정의한다. 또한 이 가운데 특히 유막반력의 변화가 전혀 없게되는 공간주파수를 불감주파수라고 정의하며, 반대로 가장 변화를 크게 받는 공간주파수를 민감주파수라고 정의한다.

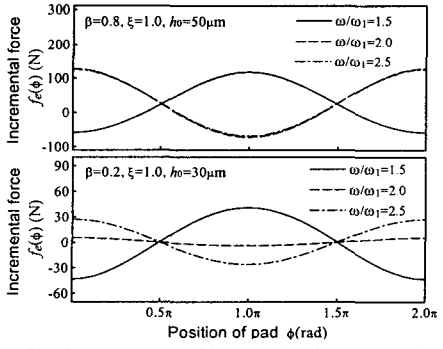

Fig. 3 Increment of film reaction force caused by sinusoidal profile of rail

이상으로부터 싸인파의 레일 형상오차에 대한

유막반력의 변화는, 경우에 따라 반전하는 위상을 갖으면서 형상오차와 동기되는 싸인파로 근사할 수가 있음을 알 수 있으며, 본 논문에서는 이러한 관계를 식(7)과 같이 공간주파수의 영역에 있어서 전달함수로 나타낼 수 있다.

$$K(\omega)=\frac{f_e(\omega)}{e(\omega)} \tag{7}$$

이 전달함수는 패드에 대해 레일 형상오차의 각 공간주파수가 미치는 상대적인 유막의 평균화 효과를 의미하게 되며, 그 값이 작을수록 그 공간주파수에 있어서 형상오차에 대한 유막의 평균화효과는 크게됨을 의미한다. 또한 0 주기의 공간주파수에 대한 전달함수는 그 패드의 정강성을 나타내게 된다.

실제로 전달함수는, 단위크기의 진폭을 갖는 특정한 공간주파수의 싸인파에 대한 유막반력의 변화분을 계산하여 그 최대변화폭을 구하며, 이 과정을 필요로하는 공간주파수까지 반복하는 것에 의해 구성할 수 있다.

3.2 유막반력의 계산

식(4), (6), (7)의 관계를 이용하고, 운동오차에 거의 영향을 주지않는 $n+1$ 주기이상의 성분을 무시하면, 레일 형상오차와 그에 의한 유막반력의 변화분의 관계가 식(8)과 같이 얻어진다. 여기에서 파장이 레일길이 L 과 같은 경우의 공간주파수를 $\omega_R=2\pi/L$ 로 정의하면, 레일길이 L 에 대한 주기와 전달함수에서 정의한 공간주파수의 주기와는 $\omega/\omega_R=(L/l)(\omega/\omega_1)$ 의 관계가 된다.

$$f_e(x)=\sum_{k=1}^{\infty}K\left(\frac{2k\pi}{L}\right)\left(a_k\cos\frac{2k\pi}{L}x+b_k\sin\frac{2k\pi}{L}x\right) \tag{8}$$

3.3 운동오차의 해석

3.3.1 단면지지형 테이블의 운동오차 해석

테이블 중심에서의 직선운동오차 $z(x)$ 와 각운동오차 $\theta(x)$ 간에는 식(9)의 관계가 성립한다.

$$\begin{aligned} z_i(x)&=z(x)+X_{ci}\theta(x)\\ X_{ci}&=l\{i-(m+1)/2\}\end{aligned} \tag{9}$$

식(6), (8), (9)의 관계를 식(2), (3)에 대입하면 직선운동오차 및 각운동오차를 식(10)와 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} z(x)&=\frac{1}{K_{0m}}\sum_{i=1}^{m}f_e(x+X_{ci})\\ \theta(x)&=\frac{12}{K_{0m}(m^2-1)l^2}\sum_{i=1}^{m}\{f_e(x+X_{ci})X_{ci}\}\end{aligned} \tag{10}$$

3.3.2 양면지지형 테이블의 운동오차 해석

양면지지형 테이블의 경우, 테이블에 주어지는 하중은 패드 양측의 유막반력의 차에 의해 지지된다. 그림 4 와 같이 m 개의 패드를 갖는 양면지지형 테이블이 레일형상오차 $e_1(x), e_2(x)$ 상의 임의의 위치 x 에서 정적 평형상태를 이루었을 경우의 힘과 모멘트의 평형조건은 다음과 같이 된다.

$$\sum_{i=1}^{m}\{f_{i,1}(x)-f_{i,2}(x)\}=0 \tag{11}$$

$$\sum_{i=1}^{m}\{f_{i,1}(x)-f_{i,2}(x)\}\left(X_{ci}+\frac{ml}{2}\right)=0 \tag{12}$$

$$x=\frac{ml}{2},\cdots,L-\frac{ml}{2}$$

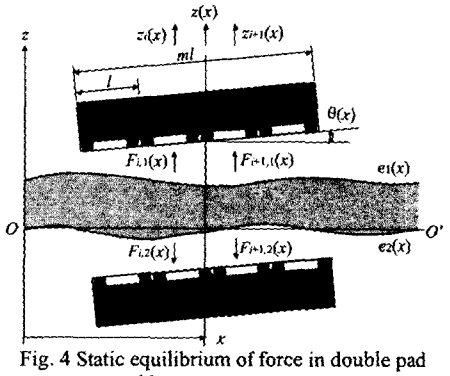

Fig. 4 Static equilibrium of force in double pad type table

단면지지형패드와 마찬가지로 레일형상오차에 의해 발생하는 유막반력의 변화분과 패드 변위의 관계를 이용하여 식(11), 식(12)를 정리하면 식(13) 및 식(14)이 되며, 여기서 K_{0d} 는 양면지지형에 있어서의 유막강성을 나타낸다.

$$\begin{aligned}&\sum_{i=1}^{m}\{f_{e,1}(x+X_{ci})-f_{e,2}(x+X_{ci})\\ &\quad-K_{0d}\{z(x)+X_{ci}\theta(x)\}\}=0\end{aligned} \tag{13}$$

$$\begin{aligned}&\sum_{i=1}^{m}\{f_{e,1}(x+X_{ci})-f_{e,2}(x+X_{ci})\\ &\quad-K_{0d}\{z(x)+X_{ci}\theta(x)\}\}(X_{ci}+ml/2)=0\end{aligned} \tag{14}$$

한편, 레일 상, 하면의 형상오차는 식(15)와 같이 된다.

$$\begin{aligned} e_1(x)&=a_{0,1}+\sum_{k=1}^{\infty}\left(a_{k,1}\cos\frac{2k\pi}{L}x+b_{k,1}\sin\frac{2k\pi}{L}x\right)\\ e_2(x)&=a_{0,2}+\sum_{k=1}^{\infty}\left(a_{k,2}\cos\frac{2k\pi}{L}x+b_{k,2}\sin\frac{2k\pi}{L}x\right)\end{aligned} \tag{15}$$

식(9)의 관계를 이용하여 테이블중심에서의 직선운동오차와 각운동오차를 구하면 식(16)과 같이

되며, 이 때의 유막반력 변화분은 전달함수의 정의로부터 식(17)과 같이 된다.

$$z(x)=\frac{1}{K_{0d}m}\sum_{i=1}^{m}f_e(x+X_{ci})$$
$$\theta(x)=\frac{12}{K_{0d}m(m^2-1)l^2}\sum_{i=1}^{m}\{f_e(x+X_{ci})X_{ci}\} \quad (16)$$

$$f_e(x)=f_{e,1}(x)-f_{e,2}(x)$$
$$f_e(x)=\sum_{k=1}^{n}K_d\left(\frac{2k\pi}{L}\right)\left\{(a_{k,1}-a_{k,2})\cos\frac{2k\pi}{L}x+(b_{k,1}-b_{k,2})\sin\frac{2k\pi}{L}x\right\} \quad (17)$$

$K_d(\omega)$ 는 양면지지형 테이블의 전달함수로, 식(16)과 같이 상, 하 패드에서의 유막반력의 차를 $f_e(x)$ 로 하고 식(7)을 적용하면 얻을 수 있다. 또한 같은 형상을 갖는 단면지지형 테이블에 관한 전달함수가 기지인 경우에는 유막강성의 비례관계를 이용하여 다음과 같이 얻을 수도 있다.

$$K_d(\omega)=\frac{K_{0d}}{K_0}K(\omega) \quad (18)$$

4. 전달함수 해석법의 이론적 검증

4.1 검증을 위한 테이블 제원과 변수값 설정

이론해석에서 대상으로하는 패드형상에 대한 변수값을 표 1 에 나타내었다. 각 변수의 영향을 고려하는 경우에는 이 값들을 중심으로 변수를 변화시켜가며 전달함수 및 운동오차를 계산하였다.

Length of rail	L	600mm	Table length ml	300mm
Table Width	l_y	100mm	Pocket width ratio β	0.2~0.8
Pad Length	l	100mm	Bearing clearance ho	25~67μm
Amplitude ratio	δ/h_0	0.05	Load W	1~4kN
Supply pressure	P_S	1MPa	Feeding Parameter ξ	1
Slot width	l_S	0mm ($m=1$)	5mm ($m=2$)	
		5mm ($m=3$)	2.5mm ($m=4$)	

Table.1 Value of parameter used in this analysis

전달함수는, $\omega/\omega_1=10$ 의 성분까지에 대해, 패드의 위치를 0 에서 2π 까지 $\pi/24$ 만큼씩 이동시켰을 때의 유막반력의 최대치 및 최소치로부터 구하였다. 유한요소해석에 있어 각 요소는 삼각형요소로 분할하여 계산하였다. 그 때 레일 형상오차가 피크값이 찌그러지지 않도록 절점은 1 주기당 10 개이상으로 하였으며 패드를 이동시켰을 경우에도 피크값이 포함될 수 있도록 절점수를 이동간격의 배수로 설정하였다. 테이블의 형상치수를 변화시켰을 때의 전달함수 또는 운동오차를 비교할 경우에는, 형상오차가 없을 때의 유막강성과 같도록 저항비 ξ 를 설정하여 계산하였다.

또한 전달함수의 비교에 있어서는 이해를 돕기 위해, 패드간의 슬롯폭 l_s 를 0 으로하여 $l_x=100$ mm 로 설정하였으나, 운동오차를 해석하는 경우에는 멀티패드형 패드형상을 대상으로 했으므로, 표 1 과 같이 패드수에 따라 적절한 슬롯폭을 설정하였다.

4.2 전달함수의 특성

4.2.1 패드형상에 의한 특성

그림 5 는 포켓폭비가 전달함수의 특성에 미치는 영향을 계산한 결과로, 비교를 위해 포켓폭비가 변해도 유막강성 및 저항비는 변하지 않도록 베어링간극을 설정하여 계산하였다.

그림에서 전달함수의 크기를 비교하면, 공간주파수가 클수록 민감주파수에서의 계인의 크기는 커짐을 보이고 있으며, 따라서 운동오차에 미치는 영향은 작게 된다. 특히 포켓폭비가 작을수록 그 경향은 뚜렷해진다. 따라서 포켓폭비를 작게 할수록 일반적으로 운동정밀도는 향상됨을 알 수 있다. 또한 포켓폭비에 관계없이 약 8 주기보다 큰 공간주파수가 운동오차에 미치는 영향은 무시할 수 있음을 알 수 있다.

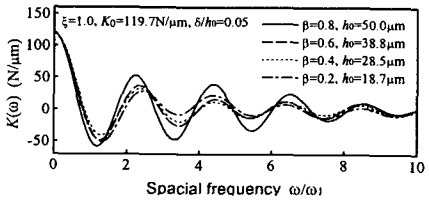

Fig. 5 Influence of pocket width ratio on transfer function

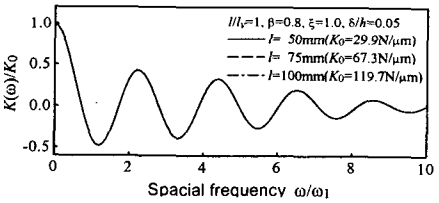

Fig. 6 Relationship between table dimension and transfer function

그림 6 은 패드의 길이 l 을 50, 75, 100mm 로 증가시키고 그 때의 포켓폭비를 일정한 값으로 유지시켰을 때의 전달함수를 구한 결과로, 전달함수의 크기는 패드의 길이가 증가할수록 증가하나, 전달함수를 유막강성으로 나눈 무차원전달함

수는 동일하게 됨을 보이고 있다. 따라서 패드의 치수가 변해도 포켓폭비가 동일한 경우에는 유막강성의 비를 곱하는 것에 의해 변화된 치수에 대한 전달함수를 구할 수 있음을 알 수 있다.

4.2.2 형상오차의 크기에 따른 영향

그림 7 은 베어링간극에 대한 형상오차의 진폭비 δ/h_0 를 변화시켜가며 구한 무차원전달함수를 나타낸 것이다. $\delta/h_0 = 0.20$ 까지는 차가 거의 보이지 않으나 $\delta/h_0 = 0.30$ 이 되면 베어링간극의 변화와 발생압력의 변화간에 비선형성이 나타나게 되어 민감주파수를 중심으로 무차원전달함수가 다소 달라지게 되며, δ/h_0 가 더 커지면 그 현상은 보다 뚜렷해진다. 이상으로부터 $\delta/h_0 = 0.20$ 이내의 범위에서 형상오차의 진폭과 전달함수의 간에는 선형관계를 가정하는 것이 가능함을

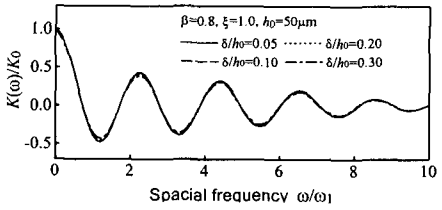

Fig. 7 Relationship between amplitude of rail form error and transfer function

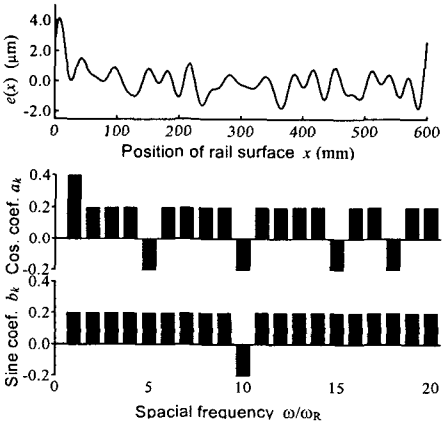

Fig. 8 Rail form error and its frequency components assumed for simulation of single side table

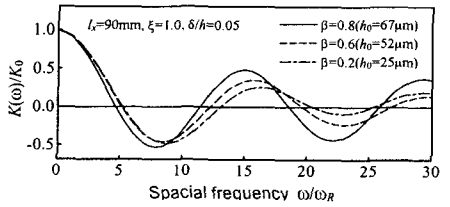

Fig. 9 Transfer function of analyzed tables

알 수 있다.

4..3 운동오차 해석결과의 이론적 검증

4.3.1 단면지지형 테이블의 경우

전달함수법과 복수패드법에 의한 운동오차 해석결과를 비교하기위해 그림 8 과 같이 다양한 주기의 공간주파수가 복합된 레일의 파형을 가정하였으며, 계산에 이용된 테이블 형상에 대한 전달함수를 그림 9 에 나타내었다.

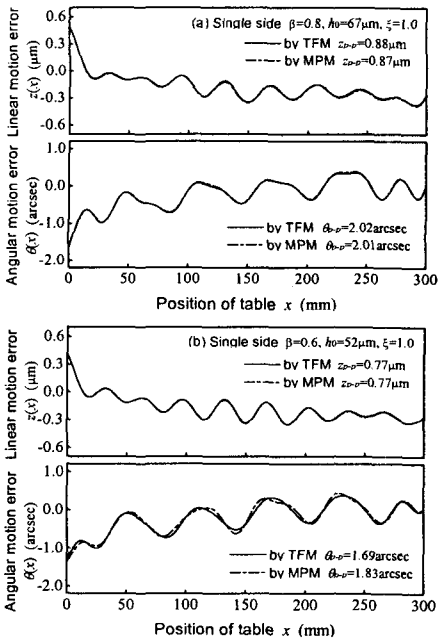

Fig. 10 Analyzed motion errors with various pocket width ratios in single side table

그림 10(a), (b)는 각각 패드의 포켓폭비를 0.8 및 0.6 으로 변화시켰을 때의 운동오차 계산결과로, 포켓폭비에 관계없이 유막강성이 같아지도록 베어링간극은 각각 67, 52μm 로 설정하였다.

두 조건에 있어서 양 해석법에 의한 계산결과는 전반적으로 잘 일치함을 보이고 있다. 각 조건에 있어서의 운동오차의 정량적인 값을 비교해 보면, 포켓폭비가 작아짐에 따라 직선운동오차와 각운동오차가 작아짐을 확인할 수 있다. 양 해석법에 의한 운동오차 파형의 차를 비교해보면 직선운동오차는 어느 경우에도 잘 일치하고 있으나 각운동오차의 경우는 포켓폭비 0.6 에서 미소하게 차이가 나타나고 있다. 이것은 패드내에서 발생하는 모멘트를 고려하지 않은 것과 싸인파 근사에 의한 오차의 영향으로 추정된다. 그러나 전체적인 운동오차량과 비교해보면 그 차는 충분히 작아, 전달함수법에 의한 해석결과는 단면지지형

테이블의 운동오차해석에 충분히 유효함을 확인할 수 있다.

4.3.2 양면지지형 테이블의 경우

그림 11(a), (b)는 양면지지형 테이블의 운동오차 계산결과를 비교하기위해 가정한 상, 하 레일의 형상을 나타낸 것이며, 실제 계산은 양 레일 형상의 차를 이용하므로 해석 대상인 형상은 그림 11(c)와 같이 된다.

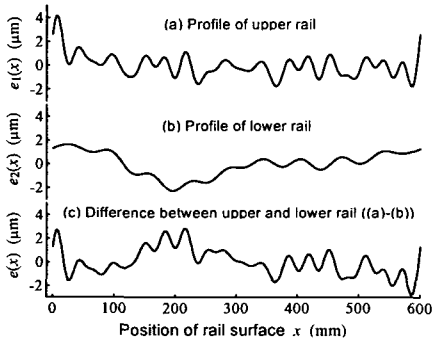

Fig. 11 Rail form errors assumed for simulation of double sides table

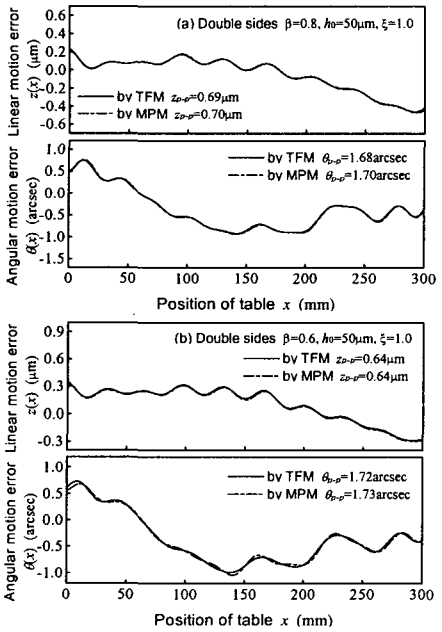

Fig. 12 Analyzed motion errors with various pocket width ratios in double sides table

그림 12(a), (b)는 저항비 $\xi=1$ 이 되도록 각각 포켓폭비 0.8, 베어링간극 50μm 및 포켓폭비 0.6, 베어링간극 25μm 의 조건을 설정했을 때의 운동오차 계산결과로, 양 해석법에 의한 결과는 잘 일치함을 보이고 있다. 이 경우에서도 단면지지형에서와 마찬가지로 포켓폭비 0.6 에서 모멘트의 영향과 싸인파 근사에 의한 오차등에 의해 미소한 차이를 나타내고 있다. 양 그림으로부터 포켓폭비의 변화에 따른 운동오차의 변화를 보면, 포켓폭비의 감소에 따라 직선운동오차는 감소하지만, 각운동오차는 오히려 다소 증가하고 있다. 이것은 그림 12(a)의 레일형상에는 특히 각운동오차에 영향을 크게 주는 $\omega/\omega_R=2$ 주기성분이 크게 존재하며, 또한 그 성분의 전달함수는 그림 9 에서 알 수 있듯이 포켓폭비가 감소할수록 커지게 되므로 각운동오차가 증가하기 때문이다.

이상의 단면 및 양면지지형 테이블에 대한 운동오차 해석결과의 비교로부터, 양 해석법에 의한 운동오차와 그 파형은 잘 일치함을 보이고 있어 전달함수를 이용한 해석알고리즘이 유정압테이블의 운동오차해석에 유효함을 확인할 수 있다

5. 결론

본 논문에서 제안한 , 전달함수를 이용한 유정압테이블의 운동오차 해석법의 이론적인 검증결과는 다음과 같다.

1) 전달함수법에 의한 운동오차 해석결과는 복수패드법을 이용한 이론해석결과와 잘 일치하고 있어 운동오차 해석에 보다 효율적임을 확인하였다.
2) 본 논문에서 산출한 전달함수는 유정압패드에 있어서 유막의 평균화효과를 정량적으로 나타내고 있다.
3) 유막의 평균화효과는 기본적으로 높은 공간주파수의 레일 형상오차일수록 크게 나타나게 되며, 패드길이를 정수로 나눈 주기 부근에 있어서 불감주파수가 존재하여, 이 주기의 레일형상오차는 전혀 운동오차에 영향을 주지 않게 된다.
4) 무차원전달함수는 형상치수의 변화등에는 관계없이 포켓폭비의 변화에 의해서만 달라지게 되므로 베어링간극, 공급압력 등의 설계변수를 변화시켜도 운동오차에는 영향을 미치지 않게 된다.

참고문헌

1) 박천홍, 정재훈, 이후상, 김수태, "FEM 을 이용한 유정압테이블의 운동정밀도해석(1. 단면지지형 테이블의 해석 및 실험적 검증)," 한국정밀공학회지, 제 17 권, 제 12 호, p. 137, 2000.
2) 박천홍, 정재훈, 이후상, 이찬홍, "양면지지형 유정압테이블 운동정밀도의 유한요소해석," 한국정밀공학회추계학술대회논문집, p.188, 2000