

## 고속 스피ن들의 동적거동과 밸런싱 해석

구자함, 권순구, 김종순\*  
부산대학교 바이오산업기계공학과

### Analysis of Dynamic Behavior and Balancing of High Speed Spindle

Ja-Ham Koo, Soon-Goo Kwon, Jong-Soon Kim\*

Department of Bio-Industrial Machinery Engineering, Pusan National University

**요약** 공작기계 응용에 있어서 고속 및 고효율 가공의 추세는 스피ن들의 고속화를 지속적으로 요구하고 있다. 내장형 모터를 장착한 스피ن들은 가공시스템의 구조를 단순하게 한다. 하지만 로터에는 불평형 질량에 의해 진동이 발생하며, 이를 제거하기 위한 밸런싱 작업은 필수적이다. 이 논문에서는 내장형 모터를 장착한 고속 스피ن들의 동적거동을 해석하였다. 불평형 질량, 베어링 강성, 회전 속도의 변화에 따른 휘돌림 궤적을 해석하였고, 이를 저감시키는 방법을 모색하였다. 또한 Timoshenko 빔 요소를 적용하여 스피ن들-베어링 시스템을 모델링하고, 영향 계수법을 적용하여 밸런싱 과정을 시뮬레이션 하였다. 스피인들의 경우, 불평형 하중이 작용할 때, 베어링 지지점에서 가장 작은 휘돌림 궤적이 나타났으며, 양단에서 가장 큰 휘돌림 궤적을 나타내었다. 스피인들의 회전속도가 증가함에 따라 스피인들 선단에서의 휘돌림 궤적도 증가하였다. 베어링의 강성이 커짐에 따라 휘돌림 궤적 또한 증가하였다. 밸런싱 전, 후의 휘돌림 궤적 반경은 최대 73%까지 감소함을 확인할 수 있었다. 이러한 연구 결과는 CNC 자동선반의 스피인들 고속화에 중요한 정보를 제공하고 있다

**Abstract** A spindle with a built-in motor can be used to simplify the structure of a machine tool system, but the rotor inevitably has unbalanced mass. This paper presents an analysis of the dynamic behavior. The spindle was used in a CNC lathe and investigated using the finite element method and transfer matrices. The high-speed spindle can be very sensitive to the rotation of an unbalanced mass, which has a harmful effect on many machine tools. Thus, a balancing procedure was performed with a spindle-bearing system for the CNC lathe by numerical analysis. The balancing was performed through the influence coefficient method, and the whirl orbit radii before and after balancing were compared to evaluate the effects. The results show that the rotational speed of the spindle seriously affects the whirl responses of the spindle. The whirl responses were also affected by other factors, such as the unbalanced mass and bearing stiffness. The balancing of the assembled spindle model significantly reduced the whirl orbit magnitude.

**Keywords** : FETM, Influence coefficient method, Balancing of rotating mass, Spindle, Unbalanced mass, Whirl orbit

### 1. 서론

고속 및 고효율 가공의 추세는 공작기계 응용에 있어서 스피인들의 고속화와 고통력화를 지속적으로 요구하고 있다. 고성능화 측면에서 스피인들 시스템은 고속화를 위하여 시간 단축 및 가공 표면을 개선시키는 효과를 내어야 한다. 스피인들 정밀도는 공작물의 가공정도에 직접적

인 영향을 주기 때문에 불평형량을 줄이는 것이 중요하다. 주축의 고속화에 있어 중요하게 고려되어야 할 문제는 불평형 질량(unbalance mass)에 의한 진동이다. 따라서 공작기계 주축의 회전 밸런싱 문제는 스피인들 고속화에 따라 중요한 요소이며, 불평형 질량에 의하여 발생한 진동을 제거하기 위한 밸런싱(balancing) 작업은 필수적이다.

이 논문은 부산대학교 기본연구지원사업(2년)에 의하여 연구되었음.

\*Corresponding Author : Jong-Soon Kim(Pusan National Univ.)

Tel: +82-55-350-5426 email: jongsoon-kim@pusan.ac.kr

Received December 5, 2016

Revised December 15, 2016

Accepted January 6, 2017

Published January 31, 2017

본 논문에서는 유한요소 모델링을 이용하고 시간 경과의 Houbolt 수치적분 알고리즘[1]을 사용하여, 전달행렬 방법을 시간영역 및 동적 계의 비선형 해석까지 전개한 유한요소-전달행렬(FE-TM)법[2,3]을 적용하였다. 이 해석 모델은 축의 성질을 관성을 나타내는 절점 및 강성을 나타내는 영역 요소로서 이산화 하므로, 절점 행렬 및 영역 행렬을 각각 구하여 그 곱으로서 요소의 전달 행렬이 계산된다[4]. 공작기계의 스�핀들에 대해서는 Timoshenko 빔 요소를 사용하여 고유진동수를 계산한 연구가 있었다[5].

불평형에 의한 응답은 회전체 진동을 측정하거나 분석함에 있어서 중요하다. 스�핀들 시스템에서 동적 거동은 각 운전 회전수에서의 정상상태 진폭의 값으로 주파수 영역에서 해석된다. 이 방법은 정상상태에서의 축의 동적 거동 해석에는 적합하지만 임계속도 부근에서 축의 순간적인 거동을 해석할 수 없다. 과도적인 조건에서 축계의 시간 변화 휘둘림(whirl) 궤적 해석은 시간 경과와 접근이 필요하며, 이 궤적은 큰 진폭을 가지므로 과도 해석은 비선형 문제까지 확장된다. 시간영역에서의 비선형 회전축 시스템에서의 동적 해석은 유한요소법[6]이 검증된 방법으로 알려져 있다. 하지만, 이 방법은 회전축의 동적 자유도가 증가하여 과도한 계산시간 및 비용으로 인해 적용에 어려움이 많다. 다자유도계 회전축 시스템의 동적 거동은 유한요소 이산화를 통해 얻어진 행렬 미분방정식을 적분하여 구한다. 자유도를 저감시키는 보다 효율적인 적분방법으로 부분구조 합성법 및 Guyan 소거법[7-9]이 있으며, 선반의 선삭가공 특성에 대한 연구가 있었다[10].

본 논문에서는 앵글러 컨택트 볼 베어링으로 지지된 모터 구동 고속 스�핀들 시스템의 동적 특성을 해석하였다. CNC 자동선반의 스�핀들을 대상으로 유한요소-전달행렬법을 이용하여 과도동적 해석을 수행함으로써, 불평형 질량, 베어링 강성, 회전 속도의 변화에 따른 휘둘림 궤적을 해석 하였으며, 이를 저감시키는 방향을 모색하였다. 또한, Timoshenko 빔 요소를 적용하여 스�핀들-베어링 시스템을 모델링하고, 영향계수법을 적용하여 밸런싱 과정을 시뮬레이션 하였다. 밸런싱 과정에 필요한 스�핀들의 변위 응답은 과도응답해석을 통하여 동적 거동을 해석함으로써 얻었으며, 밸런싱 전과 후의 휘둘림 궤적의 크기를 비교하여 밸런싱의 효과를 계산하였다.

## 2. 스�핀들 시스템

### 2.1 스�핀들 시스템의 구조

자동선반은 일반 선반과 달리 주축대가 이송을 하므로, 외경대비 길이가 긴 공작물의 가공시에 휨 문제의 발생이 적으며 바피더(bar feeder)를 사용한다. CNC 자동선반의 스�핀들 구조를 Fig. 1에 나타내었다. 자동선반의 스�핀들 시스템은 긴 소재가 푸쉬 파이프(push pipe) 안에 삽입되어 앞부분의 척(chuck)에 고정된다. 유압실린더에 의해서 슬라이드 슬리브(slide sleeve)가 전후로 이동하면, 토글(toggle) 끝단의 동작에 의해서 푸쉬파이프가 앞으로 움직인다. 푸쉬파이프는 척 슬리브(chuck sleeve)를 밀어주며, 메인 스�핀들과 척 사이를 파고들어서 척의 내경을 좁힘으로서 소재를 잡아준다.

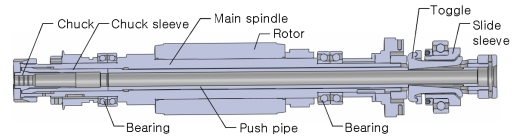


Fig. 1. Schematic view of a spindle system

### 2.2 스�핀들 시스템의 운동방정식

스핀들-베어링계의 유한요소 해석에 있어서, 회전 영향을 고려하기 위해 Rayleigh 빔 요소로 모델링하였다. 유한 축 요소의 모델링에서, 양단에서 절점  $i$  및  $i+1$ 을 갖는 요소  $j$ 의 운동방정식 행렬은 다음과 같다.

$$[M^s]\{\ddot{q}(t)\} + [C^s]\{\dot{q}(t)\} + [K^s]\{q(t)\} = \{F^s(t)\} \quad (1)$$

여기서,  $[M^s]$ 는 유한축 요소의 질량 행렬,  $[C^s]$ 는 자이로 영향을 나타내는 행렬,  $[K^s]$ 는 강성 행렬을 나타낸다.

스핀들-베어링계의 모든 요소에 대한 운동방정식의 행렬은 유한 축의 영역 요소 및 강체 원판의 불평형 하중과 지지베어링 위치에서의 점 요소를 포함하여 유도된다. 해석 대상의 스�핀들-베어링계의 요소는 유한 축 및 구름 베어링이 조합되므로 절점  $i$  및  $i+1$ 을 갖는 요소  $j$ 의 일반화된 운동방정식은 다음과 같이 표시될 수 있다.

$$[M_j]\{\ddot{q}(t)\} + [C_j]\{\dot{q}(t)\} + [K_j]\{q(t)\} = \{F(t)\} \quad (2)$$

여기서,  $\{F(t)\}$ 와  $\{q(t)\}$ 는 절점  $i$  및  $i+1$ 에서 각각 일 반화된, 시간에 따라 변동하는 힘(질량 불평형력) 및 변 위를 표시한다. 또,  $[M_j]$ 는 유한 축의 질량 행렬,  $[C_j]$  는 유한 축 요소의 자이로 영향을 나타내는 감쇠 행렬,  $[K_j]$ 는 축 및 지지 베어링의 강성이 결합된 행렬을 나 타낸다.

### 3. 유한요소 전달행렬법

#### 3.1 유한요소 전달행렬법의 적용

FE-TM법에서, 임의의 시간  $t$ 의 요소 절점  $j$ 에서의 자 유도의 가속도 및 속도는 적절한 정도를 가지면서 변위  $\{q_i(t)\}$ 의 선형적 함수로서 다음과 같이 표시된다.

$$\{\ddot{q}_i(t)\} = A(t) \cdot \{q_i(t)\} + \{B_i(t)\} \quad (3)$$

$$\{\dot{q}_i(t)\} = D(t) \cdot \{q_i(t)\} + \{E_i(t)\} \quad (4)$$

여기서,  $A(t)$ ,  $D(t)$ ,  $\{B_i(t)\}$ ,  $\{E_i(t)\}$ 는 시간적분의 계수에 해당하고, 적분방법에 따라 다양하게 정의되며, 요소 운동방정식의 시간 미분량을 대신한다. 식 (3), (4) 을 식 (2)에 대입하여 유도되는 방정식을 유한요소  $j$ 의 행렬의 항으로 전개하면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} (K_{11})_j & (K_{12})_j & (\nu_1)_j \\ (K_{21})_j & (K_{22})_j & (\nu_2)_j \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_i(t) \\ q_{i+1}(t) \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Rf_i(t) \\ Lf_{i+1}(t) \\ 1 \end{bmatrix} \quad (5)$$

일반적인 축-베어링계의 유한요소 모델링의 경우, 절 점  $i+1$ 의 상태벡터는 유한 요소  $j$ 의 전달행렬  $[T(t)]_j$  및 절점  $i$ 의 상태벡터의 곱으로서, 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\{u(T+\Delta t)\}_{i+1}^L = [T(t)]_j \cdot \{u(T+\Delta t)\}_i^L \quad (6)$$

전달행렬 관계식 (6)의 반복적인 적용으로 전체 축-베 어링계에 관한 다음의 전달 관계식을 구할 수 있다.

$$\{u\}_n^L = [T]_n \cdot [T]_{n-1} \cdots [T]_2 \cdot [T]_1 \cdot \{u\}_1^L \quad (7)$$

#### 3.2 영향계수법을 이용한 보정질량

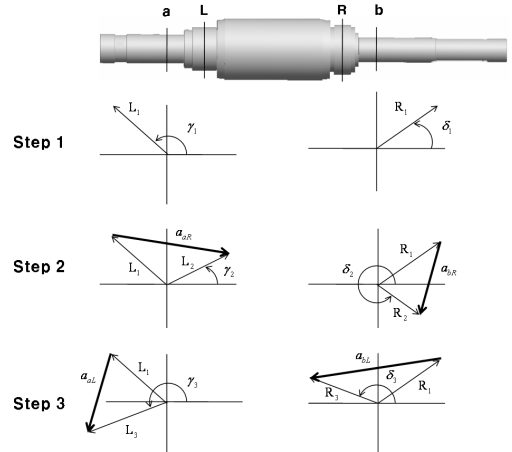


Fig. 2. Influence coefficients for balancing

Fig. 2의 스피들 단면 L, R을 보정평면으로, 평면 a, b 를 측정평면으로 설정한다. 또,  $L_1$ 과  $R_1$ 은 측정평면에서 위상각  $\gamma_1$ 와  $\delta_1$ 로 측정된 진동의 최초 값을 나타낸다. 시험질량( $T_R$ )을 단면R의 임의의 위치에 부가하고, 측정 평면 a, b에서 각각의 위상각  $\gamma_2$ 와  $\delta_2$ 에 대한  $L_2$ 과  $R_2$ 를 구할 수 있다. 즉,  $R_1$ 과  $R_2$  사이의 차이는 평면 b에서 측 정할 때 오른쪽 단면 R에서의 보정질량에 영향을 주며, 영향계수  $\alpha_{bR}$ 로 나타낼 수 있다. 같은 방법으로 동일하 게 영향계수  $\alpha_{aR}$ 도 얻을 수 있다.

$$\alpha_{bR} = (R_2 - R_1) / T_R \quad (8)$$

$$\alpha_{aR} = (L_2 - L_1) / T_R \quad (9)$$

또, 단면 R로부터 시험질량  $T_R$ 을 제거하고 단면 L에 시험질량  $T_L$ 을 가정하고, 측정평면 a, b에서 측정된 값 들을 이용하면 다음과 같은 영향계수를 얻을 수 있다.

$$\alpha_{bL} = (R_3 - R_1) / T_L \quad (10)$$

$$\alpha_{aL} = (L_3 - L_1) / T_L \quad (11)$$

보정 질량들을  $w_R$ 과  $w_L$ 로 표시하면, 최초의 언밸런 스에 의한 측정값은  $L_1$ 과  $R_1$ 이기 때문에 측정평면 a, b 에서 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} R_1 \\ L_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{bR} & \alpha_{bL} \\ \alpha_{aR} & \alpha_{aL} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} w_R \\ w_L \end{Bmatrix} \quad (12)$$

결과적으로, 보정평면 R과 L에서의 보정질량은 다음과 같이 산출된다.

$$w_R = \frac{L_1 \alpha_{bL} - R_1 \alpha_{aL}}{\alpha_{bR} \alpha_{aL} - \alpha_{aR} \alpha_{bL}} \quad (13)$$

$$w_L = \frac{R_1 \alpha_{aR} - L_1 \alpha_{bR}}{\alpha_{bR} \alpha_{aL} - \alpha_{aR} \alpha_{bL}} \quad (14)$$

### 3.3 스피ndl-베어링의 유한요소 모델링

본 논문에 사용된 스피ndl들은 CNC 자동선반용 고속 스피ndl로서, 1.1kW 용량의 내장형 모터로 구동된다. 앵글러 컨택트 볼 베어링으로 양단 지지되는 스피ndl의 중심부에 전동기 회전자가 위치하며, 베어링의 고속 효과를 나타내는 DmN 값(베어링 피치 지름(Dm/mm) × 회전속도(N/rpm))은 500,000 수준이다. 스피ndl의 내경은 10mm이고, 재질은 SW450, 탄성계수는 200GPa, 비중량은 7,850 kg/m<sup>3</sup>이다. 스피ndl은 Fig. 1과 같이 슬리브, 척킹장치, 토글 등의 부품을 체결하여 스피ndl의 조립이 완료된 모델이다.

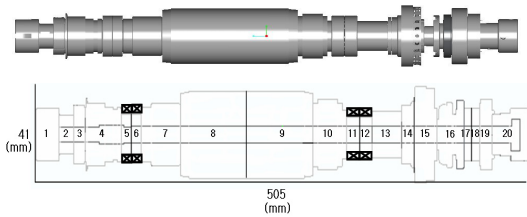


Fig. 3. Analysis model of the spindle

## 4. 해석 결과

### 4.1 동적거동 해석 결과

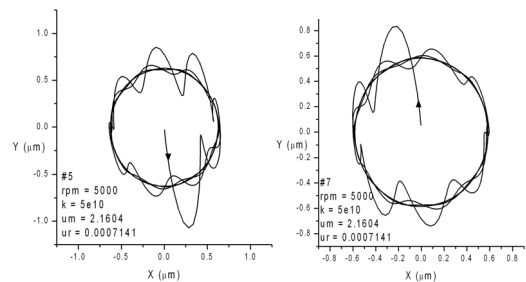
스피ndl-베어링 시스템은 분포질량 및 탄성을 갖는 유한축의 영역 요소, 강체 원판 및 이산화 된 베어링으로 구성되는 점 요소가 상호 결합된 요소의 조합으로 가정된다. 푸쉬파이프를 포함한 스피ndl의 축 단면 직경 변화에 따른 제원은 Table 1에 나타내었다.

Table 1. Spindle configuration data

Element Number	Mass (Kg)	Length (m)	EI (x1000 kg · m <sup>2</sup> )
1	0.2530	0.026	8.782
2	0.1067	0.0156	2.525
3	0.1851	0.0134	1.322
4	0.5700	0.036	1.665
5	0.0741	0.009	3.274
6	0.0740	0.009	3.274
7	0.5988	0.036	1.708
8	2.3203	0.070	6.273
9	2.3203	0.070	6.273
10	0.6612	0.032	2.702
11	0.1016	0.011	1.332
12	0.1016	0.011	1.332
13	0.2831	0.028	4.951
14	0.2132	0.0153	1.988
15	0.7630	0.0220	9.088
16	0.3482	0.0266	2.423
17	0.0973	0.008	8.003
18	0.0973	0.008	8.003
19	0.2466	0.0135	2.654
20	0.3168	0.0380	7.971
계	<b>9.8436</b>	<b>0.505</b>	

스피ndl의 내경은 10mm이고, 재질은 SW450, 탄성계수는 200GPa, 비중량은 7,850 kg/m<sup>3</sup>이다. Fig. 3의 해석 모델을 이용하여 스피ndl-베어링계의 동적 거동을 해석하였다. 5,000rpm의 회전속도에서 계산과정의 수렴은 시간 간격 ΔT=1× 10<sup>-4</sup>s에서 얻어지고, 베어링 강성을 5×10<sup>9</sup>N/m, 불평형량을 1.5×10<sup>3</sup>g · mm로 가정하였을 때, 수렴되는 궤적의 형태는 절점 #5, #7, #9, #11에서 Fig. 4와 같다.

원점 부근의 초기 값에서 시작하여 2주기 이후 원형 궤적의 형태를 나타내며, 안정적으로 수렴될 때까지 궤적이 변동되는 양상은 조금씩 다르지만 수렴된 궤적의 형상과 크기는 동일하였다.



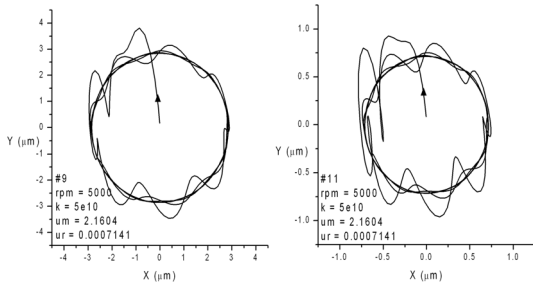


Fig. 4. Transient response of spindle at station #5, #7, #9, #11

스핀들의 회전속도가 고속화됨에 따라 불평형 하중에 의한 회전속도와 스핀들 회전자 부분 변위와의 관계를 해석하였다. Fig. 5에서 스핀들의 회전속도를 3,000에서 8,000rpm까지 변화시켰을 때, 불평형 질량을 적용한 절점 #6에서의 휘돌림 궤적을 나타내었다. 회전수가 높아질수록 휘돌림 궤적이 커지는 것은 불평형 하중이 스핀들의 회전 각속도의 제곱에 비례하여 고속에서는 더 큰 휘돌림을 발생시킨다는 것을 보여준다. 이는 스핀들의 고속화를 위해서는 불평형 하중을 적게 유지시켜야 하며, 따라서 고정밀의 밸런싱이 요구된다는 것을 나타낸다.

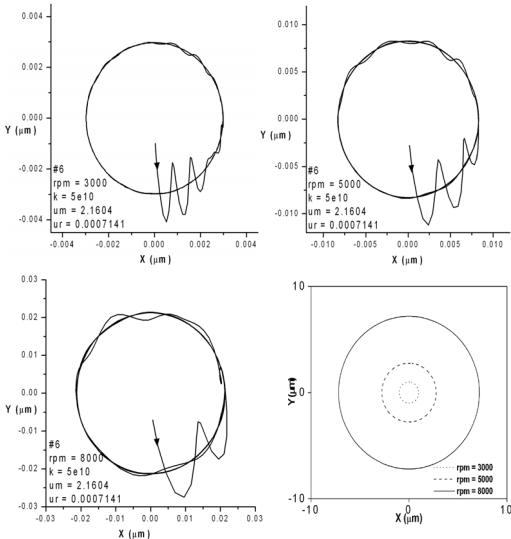


Fig. 5. Comparison of spindle orbits at station #6 due to changes in spindle speeds

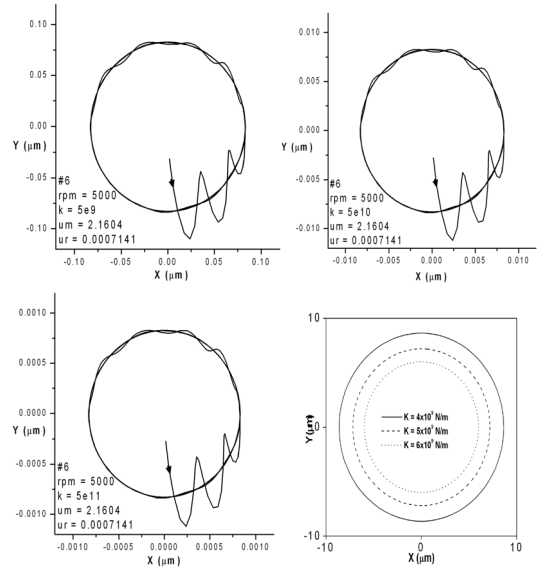


Fig. 6. Comparison of spindle orbits at station #9 with variation in bearing stiffness

Fig. 6에서는 스핀들의 회전속도와 불평형량을 고정하고, 베어링의 강성을 변화시켰을 때, 절점 #9에서의 휘돌림 궤적을 나타내었으며, 베어링 강성이 커짐에 따라 휘돌림 궤적의 크기는 작아지는 현상을 확인할 수 있다.

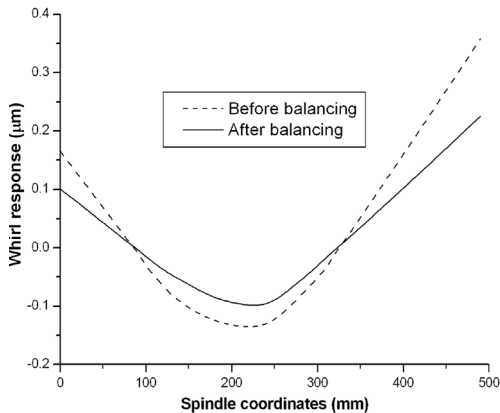
#### 4.2 밸런싱 해석 결과

Fig. 3의 모델을 이용하여 절점 #9, #15를 각각 보정 평면 L, R로 설정하고, 베어링 위치인 절점 #6, #17을 각각 측정평면 a, b로 설정하여 밸런싱을 수행하였다. 본 연구에서는 초기 잔류 불평형을  $50g \cdot mm \angle 0^\circ$ 로 가정하여 절점 #11에 작용하는 것으로 가정하였다. 이 때, 측정평면 a, b에서 얻은 변위와 위상각을 각각  $L_1, \gamma_1, R_1, \delta_1$ 으로 표시하였다. 두 번째는 시도질량  $T_R$ 를 절점 #15에 부여하고, 측정평면 a, b에서 얻은 변위와 위상각을 각각  $L_2, \gamma_2, R_2, \delta_2$ 라고 한다. 세번째는 시도질량  $T_R$ 를 제거하고,  $T_L$ 를 절점 #9에 부여하여 측정평면에서 얻은 변위와 위상각을 각각  $L_3, \gamma_3, R_3, \delta_3$ 라고 한다.

각 단계의 변수들의 값을 Table 2에 정리하였으며, 식 (13)과 식 (14)을 이용하여 얻은 보정평면 R에서 보정질량을 적용하였다.

**Table 2.** Displacement calculated at plane a, b

Step	Plane a ( $\times 10^2 \mu\text{m}$ )	Plane b ( $\times 10^2 \mu\text{m}$ )
1	$L_1=0.449 \angle 139.41^\circ$	$R_1=1.917 \angle 154.22^\circ$
2	$L_2=2.970 \angle 162.62^\circ$	$R_2=9.739 \angle 173.19^\circ$
3	$L_3=4.849 \angle 142.10^\circ$	$R_3=9.818 \angle 175.66^\circ$



**Fig. 7.** Comparison of whirl response after balancing

$w_R$ 을 각각 절점 #9와 #15에 부여하여 밸런싱 후의 결과를 해석하여 그 결과를 비교하였다. 밸런싱 전과 밸런싱 후의 각 절점에서 휘돌림 궤적의 크기를 비교하여 Fig. 7에 나타내었다. 측정평면으로 설정한 베어링 위치에서 가장 큰 폭으로 감소하였으며, 절점 #6에서 65%, 절점 #17에서 73%만큼 궤적의 크기가 작아졌다.

### 5. 결론

본 논문에서는 CNC 자동선반의 스피ن들에서 유한요소-전달행렬법을 이용하여 불평형량에 의해서 발생하는 스피ن들의 과도 동적 거동을 해석하였고, 영향계수법을 이용하여 밸런싱을 시뮬레이션하였다. Timoshenko 빔 요소를 적용하여 스피ن들-베어링계를 모델링하여 회전영향 뿐 만 아니라, 전단 효과까지 고려하였으며, 시간적분법을 사용하여 스피ن들의 동적거동을 해석하였다.

스핀들의 변위는 공작물의 가공에 직접적인 영향을 미치게 되므로 스피ن들의 변위를 변화시킬 수 있는 인자들을 고려하여 해석하였다. 불평형량이 존재할 때, 회전수 증가에 따른 회전자 부분의 휘돌림 궤적의 크기를 계산하였으며, 베어링 강성의 크기를 일정하게 가정한 조

건에서 불평형 하중의 크기에 따른 휘돌림 궤적 해석을 수행하였다. 또한, 베어링의 강성이 변화됨에 따른 스피인들의 휘돌림 궤적을 해석하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 고속 스피인들에 대하여 유한요소 전달행렬법을 이 용함으로써 스피인들의 동적거동을 확인할 수 있고, 영향계수법을 적용하여 밸런싱 과정을 시뮬레이션함으로써 휘돌림 궤적의 크기를 작게 만들 수 있다.
2. 스피인들의 경우, 불평형 하중이 작용할 때, 베어링 지지점에서 가장 작은 휘돌림 궤적이 나타나며, 양단에서 가장 큰 휘돌림 궤적을 나타내었다.
3. 스피인들의 회전속도가 3000, 5000, 8000rpm으로 증가함에 따라 스피인들 선단에서의 휘돌림 궤적의 크기는 커졌으며, 3000rpm의 경우 0.99 $\mu\text{m}$ 의 크기였으나, 5000rpm에서는 이보다 약 2.8배 큰 휘돌림 궤적을 가지며, 8000rpm에서는 약 7.3배 큰 휘돌림 궤적이 나타났다.
4. 스피인들의 불평형량이 증가함에 따라 절점 #9에서 휘돌림 궤적은 선형적으로 커진다. 또, 베어링의 강성이 커짐에 따라 절점 #9에서 휘돌림 궤적은 선형적으로 커진다..
5. 밸런싱 전, 후의 휘돌림 궤적 반경을 비교하여 베어링이 위치한 절점에서는 최대 73%의 궤적 크기 감소가 있음을 확인할 수 있었다.

### References

- [1] Houbolt, J. C., "A recurrence Matrix Solution for the Dynamic Response of Elastic Aircraft", Journal of the Aeronautical Sciences, vol. 17, pp. 540-550, 1950. DOI: <https://doi.org/10.2514/8.1722>
- [2] Subbiah, R. and Kumar, A. S., "Transient Dynamic Analysis of Rotors Using the Combined Methodologies of Finite Elements and Transfer Matrix", Journal of Applied Mechanics, Trans. ASME, vol. 55, pp. 448-452, 1988. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3173697>
- [3] Kumar, A. S. and Sankar, T. S., "A New Transfer Matrix Method for Response Analysis of Large Dynamic Systems", Computer and Structures, vol. 23, no. 4, pp. 545-552. 1986. DOI: [https://doi.org/10.1016/0045-7949\(86\)90097-0](https://doi.org/10.1016/0045-7949(86)90097-0)
- [4] Myung-Soo Choi, Deok-Hong Moon and Seong-Jin Kim, "Transient Response Analysis of Frame Structures Using the Finite Element-transfer Stiffness Coefficient

method", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, vol. 12, no. 9, pp. 674-684, 2002.

DOI: <https://doi.org/10.5050/KSNVN.2002.12.9.674>

- [5] Yuzhong Cao, "Modeling of High-Speed Machine Tool Spindle Systems", Ph. D. Thesis, The University of British Columbia, 2006.
- [6] Ruhl, R. L. and Booker, J. F., "A Finite Element Model for Distributed Parameter Turborotor Systems", Journal of Engineering for Industry, Trans. ASME, pp. 126-132, Feb. 1972.  
DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3428101>
- [7] Yee, Eric K. L. and Tsuei, Y. G., "Transient Response by Component Modal Synthesis Method", Journal of Vibration and Acoustics, Trans. ASME, vol. 112, pp. 21-25, 1990.  
DOI: <http://doi.org/10.1115/1.2930092>
- [8] Nelson, H. D. and Meacham, W. L., "Nonlinear Analysis of Rotor-Bearing Systems Using Component Mode Synthesis", Journal of Engineering for Power, Trans. ASME, vol. 105, pp. 606-614, 1983.  
DOI: <http://doi.org/10.1115/1.3227460>
- [9] Guyan, R. J., "Reduction of Stiffness and Mass Matrices", American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal, vol. 3, no. 2, p. 380, 1965.  
DOI: <https://doi.org/10.2514/3.2874>
- [10] D. K. Park, J. S. Lee, G. H. Cho, "A Study on the Wearing Analysis of Insert Tip and Chip's Shape in Turning Operations", Journal of Korea Academia-Industrial Cooperation Society, vol. 16, no. 4, pp. 2430-2435, 2015.  
DOI: <https://doi.org/10.5762/KAIS.2015.16.4.2430>

---

## 구 자 함(Ja-Ham Koo)

[정회원]



- 2000년 2월 : 부산대학교 대학원 기계설계전공 (공학석사)
- 2012년 8월 : 부산대학교 대학원 기계설계전공 (공학박사)
- 2010년 3월 ~ 현재 : 부산대학교 강사

<관심분야>

회전체 동역학, 구조설계 및 해석

---

## 권 순 구(Soon-Goo Kwon)

[정회원]



- 1990년 3월 : 일본 큐슈대학교 대학원 농업기계전공 (박사)
- 1991년 3월 ~ 현재 : 부산대학교 바이오산업기계공학과 교수

<관심분야>

생물기전설계, 식물공장

---

## 김 종 순(Jong-Soon Kim)

[정회원]



- 1998년 2월 : 서울대학교 대학원 농공학과(농업기계전공) (공학석사)
- 2007년 8월 : 미국 Texas A&M 대학교 농공학과 (공학박사)
- 2011년 9월 ~ 현재 : 부산대학교 바이오산업기계공학과 교수

<관심분야>

바이오시스템공학, 농식품안전성공학, 정밀농업