한국공작기계기술학회 '96년도 추계학술대회 논문집 pp 40~45

머시닝센터용 고속주축 구조물의 동특성 해석

(Dynamic Analysis of the High-Speed Spindle Structure for Machining Center)

하재용(대우중공업 공작기계사업본부 연구개발실)
송승훈, 권오철(고등기술연구원 생산기술연구실)

Abstract

This paper presents a dynamic analysis of the high-speed spindle system for vertical machining center using finite element techniques. The computed natural frequencies are compared with the measured frequencies obtained from experimental modal analysis. The results show that the bending and twisting deformations of the spindle housing dominate in the lowest modes owing to low dynamic stiffness of the housing structure. The design parameters used in the analysis are: (a) panel thickness of the housing, (b) height of the housing, and (c) spindle-to-column distance of the housing. Through sensitivity analysis and optimizing simulation considering design constraints, an optimal design of the spindle system has been obtained.

1. 서 론

일반적으로 공작기계 주축계에 요구되는 기본적인 특성으로는 고강성, 고감쇠, 고회전정밀도, 저발열, 장수명 등을 들 수 있다. 최근에는 이러한 특성들과 함께 가공능률과 가공정밀도의 향상을 위하여 공작기계 주축계의 고속화에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.[1]

공작기계 주축계의 동특성은 공작물의 가공정밀도에 직접적인 영향을 미칠 뿐만 아니라 공작기계의 절삭능력을 제한하는 채터진동의 발생과 밀접한 관계가 있으므로 공작기계의 절삭성능을 개선하기 위하여 주축계의 동특성 해석과 관련된 많은 연구들이 수행되어 왔다.[2-4] 그러나 이러한 연구들은 대부분이 주축 자체의 최적형상과 베어링의 최적배치 등에 관한 연구들로서 주축계 전체의 동특성에 관한 실용적인 연구는 매우 부족한 편이다. 특히 머시닝센터용 주축계는 선반의 경우와는 달리 주축계가 고속화될수록 주축 자체의 동특성 뿐만 아니라 주축을 지지하는 하우징의 강성, 감쇠, 기하학적 형상 등에 의하여 결정되는 주축계 전체의 동특성이 회전정밀도에 매우 큰 영향을 미친다. 따라서 주축계의 상세설계 이전에 주축과 이를 지지하는 하우징을 포함한 주축계 전체에 대한 동특성 해석이 수행되어야 개발시 시행착오를 줄일 수 있다.

본 연구에서는 수직형 머시닝센터용 고속주축계에 대하여 고유진동 해석을 수행하고 이를 동특성 실험을 통하여 검증하였다. 또한 이를 바탕으로 주요 설계변수를 선택하고 민감도 분석과 최적화 시뮬레이션을 수행하여 주축 구조물의 설계개선안을 제시하였다.

2. 연구배경

해석대상인 수직형 머시닝센터용 고속주축의 주요 목표사양은 Table 1에 나타낸 바와 같다. 이 고속주축은 최대회전수 20,000 rpm, 내경 65 mm의 중절삭용 고속주축으로서 구조적 특징으로는 고속화를 실현하기 위하여 고정밀 세라믹 앵귤러 콘택트 볼 베어링과 내장형 모터를 채택하고 있다. 또한 베어링의 예압방식은 정위치-정압 예압절환방식으로서 저속회전시에는 정위치예압이 작용하여 강력절삭이 가능하고 고속회전시에는 정압예압으로 절환되어 온도상승이 억제되는 구조이다.

Table 1 Specifications of the high-speed spindle system

항 목	사 양
회 전 수	20000 rpm (d_mn=1.65x10^6)
베 어 링	내경 65 mm 세라믹 볼 베어링
예압방식	정위치-정압 예압절환방식
윤활방식	오일-에어 윤활
구동모터	5.5/7.5 kW 내장형 모터

3. 고유진동 해석

3.1 유한요소 모델링

스핀들의 회전속도가 증가할수록 베어링의 원심력의 영향과 자이로스코프 효과에 의하여 고유진동수가 감소하는 것으로 알려져 있으나 본 연구에서는 하우징의 영향을 관찰하는 것이 주목적이므로 이를 무시하였다.[5-6] 또한 볼트 결합부를 비롯한 결합부의 동특성 해석에 대하여 많은 연구들이 이루어져 왔으나 주축계와 같이 복잡한 복합 구조물의 경우 현실적으로 적용상의 어려움이 있으므로 이를 무시하였다.[7]

고속주축에 장착되는 내장형 모터(SJ-2B4306KH, Mitsubishi사)의 고정자와 회전자는 적층된 규소강판에 권선이 감겨있는 형태로서 종래에는 강성 효과를 무시하고 질량 효과만을 고려하여 모델링하였다. 그러나 최근 최대봉 등[4]이 실험을 통하여 구한 모터내장형 주축의 고유진동수로부터 회전자의 종탄성계수를 계산하여 모터의 회전자가 질량 효과 뿐만 아니라 상당한 크기의 강성 효과를 가짐을 정량적으로 규명하였다. 따라서 본 연구에서는 최대봉 등이 실험한 내장형 모터가 본 모델과 동일하므로 종탄성계수는 21.3 GN/m^{2}로 가정하였다.

동특성 해석시 필요한 각 재료의 기계적 성질은 Table 2에 나타낸 바와 같으며 베어링의 반경방향 강성과 축방향 강성은 Table 3에 나타낸 바와 같이 SKF사로부터 제공받은 하중-변위곡선을 1차식으로 근사화하여 구하였다.

하우징부의 유한요소 모델은 Fig. 1에 도시한 바와 같다. 경계조건으로는 주축 구조물의 후면 전체의 절점에서 자유도를 모두 고정하였다. 4절점 4면체 요소를 사용하여 모델링하였으며 총 절점의 갯수는 4,230여개, 요소의 갯수는 10,050여개이며 질량은 267 kg으로 모델링되었다. 스핀들부의 유한요소 모델은 Fig. 2에 나타낸 바와 같다. 8절점 6면체 요소를 사용하였으며 총 절점의 갯수는 1,820여개, 요소의 갯수는 1,240여개이며 질량은 28.5 kg으로 모델링되었다.

하우징부와 스핀들부를 연결하는 볼 베어링의 반경방향 강성은 Fig. 2에서 보는 바와 같이 단일 베어링당 8개, 총 40개의 스프링 요소를 사용하여 모델링하였으며 축방향 강성은 총 32개의 스프링 요소로 모델링하였다. 단 상부 베어링의 축방향 강성은 하부 베어링에 포함시켜 모델링하였다.

Table 2 Mechanical properties of materials

Material	Elastic modulus (GN/m^2)	Poisson's ratio	Density (kg/m^3)
GC30	95.1	0.27	7300
SM45C	206.0	0.30	7870

Table 3 Radial and axial stiffnesses of bearings

Bearing type	Radial stiffness (N/μm)	Axial stiffness (N/μm)
7013CE/HC P4A QBC	785.3	184.0
7011CD/P4A	143.2	70.4

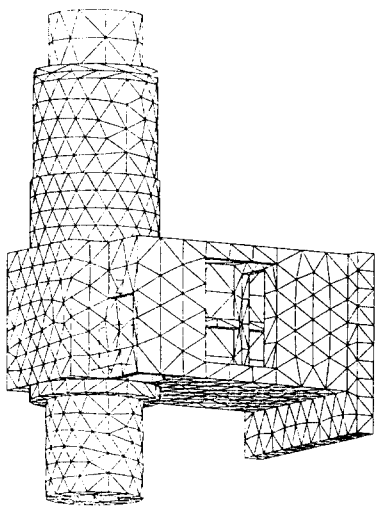


Fig. 1 FE model of the spindle housing

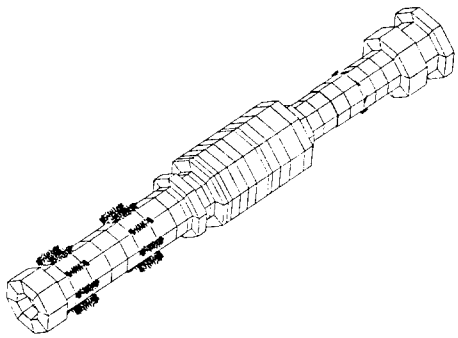


Fig. 2 FE model of the spindle

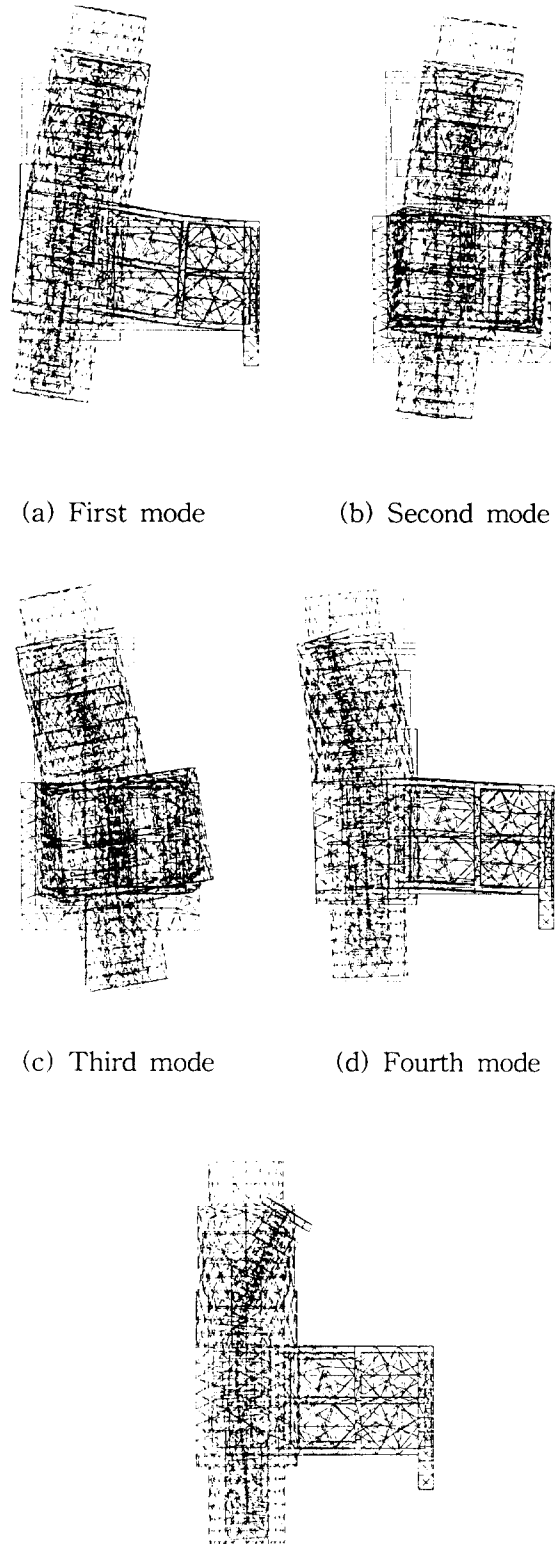
3.2 결과 및 고찰

대형 구조물의 해석에 가장 적합한 Lanczos 법을 사용하여 총 5개의 고유진동수를 구하였으며 이를 Table 4에 나타내었다. 각각의 고유진동수에 해당하는 진동모드는 Fig. 3에 도시한 바와 같다.

해석결과 1차 고유진동수는 177.3 Hz(10,640 rpm)로 하우징의 상하방향의 굽힘 변형이 우세하다. 2차 고유진동수는 198.3 Hz (11,900 rpm)로 좌우방향의 굽힘 변형의 영향이 크며 하우징의 좌우 비대칭 형상의 영향이 나타난다. 3차 고유진동수는 290 Hz(17,400 rpm)로 하우징부의 좌우 비대칭 형상의 영향으로 2차 모드와 구별하기 어려우나 하우징의 비틀림 변형이 두드러지게 나타난다. 4차 이상의 모드에서는 하우징의 변형이 매우 작고 스핀들의 변형이 상대적으로 커지며 모드형상이 복잡해진다. 따라서 저차 모드에서 스핀들부는 강성 효과보다 질량 효과가 매우 크며 하우징부의 취약한 동강성이 전체 주축계의 동특성에 큰 영향을 미치는 것으로 볼 수 있다.

Table 4 Computed natural frequencies of the spindle system

Mode	Natural frequency(Hz)
1st	177.3
2nd	198.3
3rd	290.0
4th	364.7
5th	453.5



(a) First mode (b) Second mode

(c) Third mode (d) Fourth mode

(e) Fifth mode

Fig. 3 Computed mode shapes of the spindle system

4. 동특성 측정

4.1 실험조건 및 방법

기계 구조물의 동특성을 측정하는 방법은 여러 가지가 있으나 본 연구에서는 충격가진법(impact hammer test)을 사용하였다. 실험은 크게 하우징부와 스핀들부로 나누어 진행하였으며 실험장치 구성도는 Fig. 4에 나타낸 바와 같고 밧줄로 매달아 자유경계조건하에서 측정하였다.

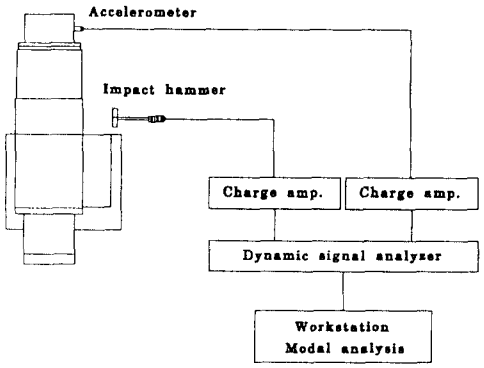


Fig. 4 Schematic diagram of experimental setup for modal testing

4.2 결과 및 고찰

Polyreference 커브피팅법에 의해 추출한 고유진동수를 앞에서 언급한 유한요소 모델에 대하여 자유경계조건하에서 해석하여 이를 각각 Table 5, 6에 비교하였다.

Table 5 Comparison of measured and computed natural frequencies of the spindle housing

Mode	Measured(Hz)	Computed(Hz)	Error(%)
1st	546	603	10.4
2nd	671	731	8.9
3rd	839	1008	20.1
4th	1014	1120	10.6

Table 6 Comparison of measured and computed natural frequencies of the spindle

Mode	Measured(Hz)	Computed(Hz)	Error(%)
1st	401	426	6.2
2nd	1029	1141	10.9
3rd	1968	2224	13.0

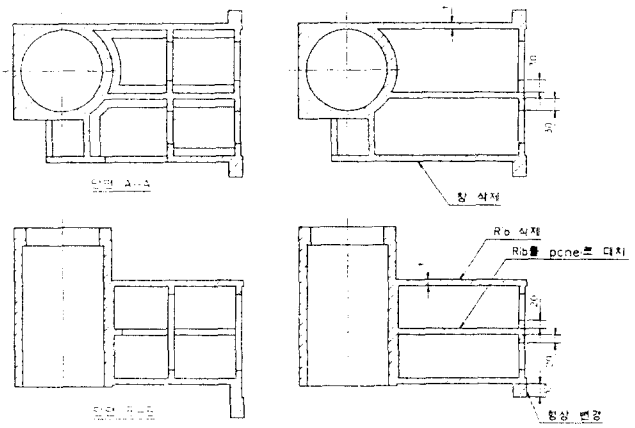
해석결과와 실험결과가 평균 10%의 오차범위내에서 잘 일치함을 알 수 있다. 커브피팅하여 얻어진 각각의 모드형상과 유한요소 해석에 의해 계산된 모드형상 역시 비교적 잘 일치한다.

5. 설계개선

5.1 개선모델

적절한 설계변수를 선택하여 구체적인 민감도 분석을 수행하기 위한 사전작업으로 먼저 Fig. 5와 같이 하우징부 내부의 형상을 변경하였다. 이는 주로 단면이용률을 높임으로써 주축 구조물의 3차까지의 진동모드인 상하방향 및 좌우방향의 굽힘 변형과 비틀림 변형에 대한 동강성을 향상시키기 위한 것이다.

Table 7에 원모델과 위의 하우징부의 내부형상을 변경하여 얻어진 개선모델에 대한 유한요소 해석을 수행하여 구한 고유진동수를 비교하였다. 1차 고유진동수는 크게 향상되지 않았으나 2, 3차 고유진동수는 각각 9.2%, 11%가 향상되었다.



(a) Preliminary design (b) Improved design

Fig. 5 Recommendations for design change

Table 7 Comparison of natural frequencies between the preliminary and the improved design

Mode	Preliminary design(Hz)	Improved design(Hz)	Increasing rate(%)
1st	177.3	183.6	3.6
2nd	198.3	216.6	9.2
3rd	290.0	322.0	11.0

5.2 설계변수 민감도 분석

이하의 설계변수 민감도 분석은 개선모델에 기초하여 수행하였으며 설계변수로는 Fig. 6에 나타낸 바와 같이 하우징부의 패널의 두께 t와 하우징의 높이 H 및 주축의 회전축으로부터 칼럼까지의 길이 L_4로 정하였다.

Fig. 7에 개선모델의 패널 두께의 변화에 따른 고유진동수의 변화를 나타내었다. 패널의 두께가 증가함에 따라 고유진동수가 거의 선형적으로 증가하므로 1차 고유진동수의 변화를 선형회귀법(linear regression method)을 사용하여 1차식으로 근사화하면

$$f_1[\ \mathrm{Hz}] = 2.45\,t[\ \mathrm{mm}] + 146.9 \qquad (1)$$

으로 표현된다.

Fig. 8에 개선모델의 하우징의 높이의 변화에 따른 고유진동수의 변화를 나타내었으며 Fig. 9에는 하우징부의 길이의 변화에 따른 고유진동수의 변화를 나타내었다. 하우징의 높이가 증가함에 따라 고유진동수가 거의 선형적이므로 증가하므로 1차 고유진동수의 변화를 1차식으로 근사화하면

$$f_1[\ \mathrm{Hz}] = 0.685\,H[\ \mathrm{mm}] + 19.2 \qquad (2)$$

으로 표현된다. 또한 하우징의 길이가 증가할수록 고유진동수는 거의 선형적으로 감소하므로 1차 고유진동수의 변화를 1차식으로 근사화하면

$$f_1[\ \mathrm{Hz}] = -0.473\,L_4[\ \mathrm{mm}] + 390.6 \qquad (3)$$

으로 표현된다.

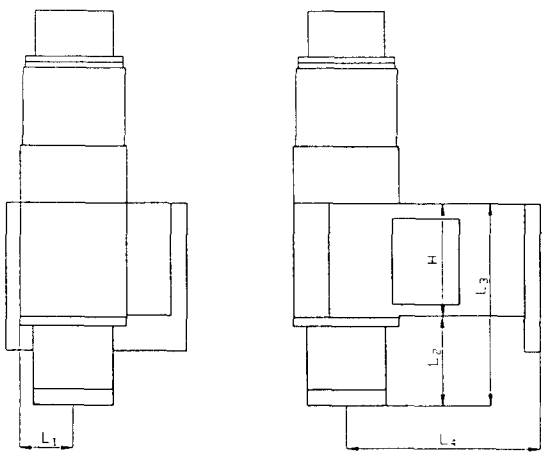


Fig. 6 Design parameters for the spindle housing

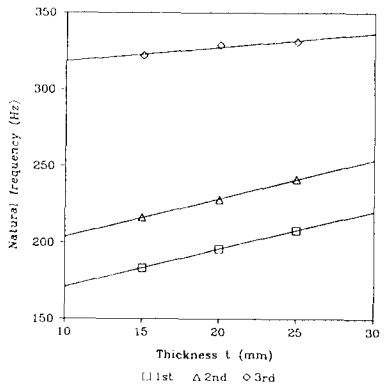


Fig. 7 Effect of the panel thickness of the housing on natural frequencies of the improved design

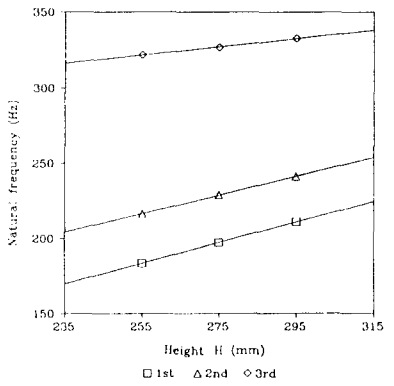


Fig. 8 Effect of the height of the housing on natural frequencies of the improved design

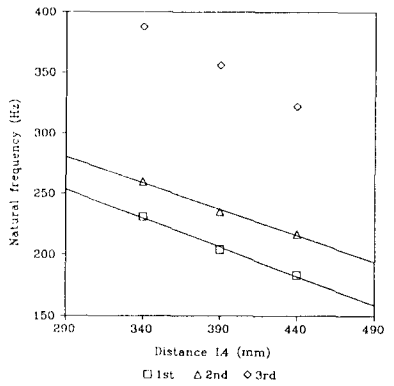


Fig. 9 Effect of the spindle-to-column distance on natural frequencies of the improved design

5.3 최적화 시뮬레이션

본 연구에서는 주축 구조물에 대한 최적의 설계개선안을 도출하기 위하여 전술한 설계변수 민감도 분석을 바탕으로 선택된 설계변수에 대한 최적화 시뮬레이션을 수행하였다.

패널의 두께 t를 최대 40 mm로 하였을 때 1차 고유진동수는 개선모델에 대하여 약 33.4% 증가하고 하우징의 높이 H를 최대 60 mm 증가시켰을 때 약 22.4% 증가한다. 또한 주축의 회전축으로부터 컬럼까지의 거리 L_4를 100 mm 감소시켰을 때 1차 고유진동수는 약 25.8% 향상된다. 따라서 이들 설계변수들간의 커플링을 무시하고 최적의 설계조건을 예측하면 1차 고유진동수는 377.1 Hz이 될 것으로 보이며 이는 22,630 rpm에 해당한다. 이는 개선모델에 대하여 약 105.4%, 원래 모델에 대해서는 112.7% 정도 향상된 것이다. 이를 검증하기 위하여 선택된 최적의 설계조건에 대한 유한요소 해석결과를 Table 8에 나타내었다. 1차 고유진동수가 356.3 Hz(21,380 rpm)로 설계변수간 커플링을 무시한 단순예측치와 약 5.9%의 오차를 보인다. 또한 2차 고유진동수와 3차 고유진동수는 개선모델에 대해서는 각각 75.6%와 32.5%, 원래 모델에 대해서는 각각 91.8%와 47.1%가 향상되었다. 각 모드중에서 1, 2차 모드는 원래의 모델과 마찬가지로 상하방향 및 좌우방향의 굽힘 변형에 해당하며 3차 모드는 스핀들의 변형이 지배적이다.

최종적으로 구조물의 감쇠의 영향을 최소화하여 목표로 하는 20,000 rpm 근처에서 고속주축의 회전정밀도를 향상시키기 위하여 최적설계된 하우징부의 내외부에 리브를 부착하여 강성을 보강하였다.

Table 8 Improvements in the natural frequencies through design change

Mode	Preliminary design(Hz)	Improved design(Hz)	Optimal design(Hz)
1st	177.3	183.6	356.3
2nd	198.3	216.6	380.3
3rd	290.0	322.0	426.7

6. 결 론

머시닝센터용 주축 구조물의 동특성 해석을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 주축 구조물에 대한 고유진동 해석을 수행한 결과 저차 모드에서는 주로 하우징부의 상하방향 및 좌우방향의 굽힘 변형과 비틀림 변형이 두드러지게 나타났으며 자유경계조건하에서 하우징부와 스핀들부에 대한 동특성 실험을 수행한 결과 평균 10%의 오차범위내에서 비교적 잘 일치하였다.

2) 설계변수 민감도 분석을 수행한 결과 하우징부의 패널의 두께와 높이가 증가할수록 1차 고유진동수는 증가하였으며, 주축의 회전축으로부터 컬럼까지의 길이가 증가할수록 1차 고유진동수는 감소하였다. 최적화 시뮬레이션을 수행하여 설계개선안을 제시하였으며, 그 결과 1차 고유진동수는 원래의 모델에 비하여 약 2배 향상되었다.

참고문헌

1. 森協俊道, "工作機械の高速化技術の現況," 일본정밀공학회지, 제53권, 제7호, pp. 1001-1004, 1987.
2. 김석일, 곽병만, 이후상, 정재호, "공작기계 주축계의 진동특성해석에 관한 연구," 한국정밀공학회지, 제8권, 제2호, pp. 57-68, 1991.
3. 최대봉, 조정준, 김석일, "모터내장형 주축의 동특성 해석," 한국정밀공학회지, 제11권, 제3호, pp. 184-190, 1994.
4. 조정준, 김석일, 최대봉, "선반용 고속주축계의 동특성 해석," 한국정밀공학회지, 제11권, 제4호, pp. 5-12, 1994.
5. Wang, K. W., Shin, Y. C., Chen, C. H., "On the Natural Frequencies of High-Speed Spindles with Angular Contact Bearings," Proc Instn Mech Engrs, Vol. 205, No. C2, pp. 147-154, 1991.
6. Brandon, J. A., Al-Shareef, K. J. H., "On the Validity of Several Common Assumptions in the Design of Machine Tool Spindle-Bearing Systems," Int. J. Mach. Tools Manufact., Vol. 31, No. 2, pp. 235-248, 1991.
7. 이재운, "결합부가 있는 복합구조물의 동적 해석," 서울대학교 박사학위논문, 1994.