

◆ 특집 ◆ 직선·회전모터 구동 이송·회전체 연구 IV

공작기계용 45,000rpm 주축의 정·동적 해석과 강성평가

The Static and Dynamic Analysis of a 45,000rpm Spindle for a Machine Tool and Evaluation of Its Stiffness

김동현¹, 이춘만^{1,✉}
Dong Hyeon Kim¹ and Choon Man Lee^{1,✉}

¹ 창원대학교 기계설계공학과 (Department of Mechanical Design & Manufacturing Engineering, Changwon National Univ.)
✉ Corresponding author: cmlee@changwon.ac.kr, Tel: 055-213-3622

Manuscript received: 2011.2.7 / Accepted: 2011.2.27

The spindle system is very important unit for the product accuracy in machine tools. A spindle system is designed by using the angular contact ceramic ball bearings, built-in motor, oil-air lubrication method and oil jacket cooling method. The static and dynamic analysis and stiffness evaluation of 45,000rpm spindle for machine tool has been investigated. Using a finite element method, we obtained some analyzed a static and dynamic characteristics of a spindle, such as natural frequency, harmonic analysis and we got the value of compliance through it. We evaluated stiffness by taking the inverse this value. A 45,000rpm spindle is successfully developed using the results.

Key Words: Machine Tool (공작기계), Spindle (주축), Stiffness (강성), Finite Element Method (유한요소법), Harmonic Analysis (조화가진해석)

기호설명

M = total mass
C = damping
K = stiffness matrix
F = external force vector

1. 서론

최근 가공품의 생산성 및 품질향상에 대응하기 위해 고정밀 부품 가공의 요구가 증가하면서 공작 기계의 고정밀화, 고능률화, 고속화 기술에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.

공작기계의 설계기술 확보, 성능 향상을 위해 서는 주축계와 이송계 등의 가공 및 조립기술과

정·동적 특성분석이 필수적인 사항이라 할 수 있다.¹ 특히 주축계는 공작기계의 성능을 결정짓는 가장 중요한 요소 중 하나이다. 가공정밀도와 생산성을 향상시키기 위해 주축 설계 시 높은 회전 정밀도와 고속 회전 성능, 큰 강성 등이 요구된다.^{2,3} 특히 구조강성은 가공 정밀도 및 표면 거칠기와 같은 공작물의 품질에 영향을 미치는 중요한 요소이다. 공작물의 이송, 주축 및 모터의 회전 불평형 등으로 인하여 구조진동이 발생한다. 그리고 구조진동은 가공 정밀도 저하, 공구 마모 및 손상, 기계수명 단축 등의 원인이 된다. 이러한 문제점들을 방지하지 위한 고강성, 저진동 구조 설계 기술이 필요하다. 또한 최근의 공작기계는 더 고속화되고 있는 추세이며 구조물의 경량화, 저진동화 설계연구가 강조되고 있다.

주축계의 성능을 향상시키기 위해서는 고유진동특성, 위험속도, 감쇠특성, 불평형 정도, 강제진동 응답해석 등을 종합적으로 결합한 동적 특성 분석이 선행되어야 한다. 그리고 선행된 결과에 따른 최적 설계기술이 확보되어야 한다.⁴⁻⁸

일반적으로 동적 외력을 받는 회전기계를 설계할 경우, 먼저 회전축계의 저차 고유진동수를 해석적으로 계산하여야 한다. 회전축계의 설계에는 운전속도에서 안정성과 운전속도의 공진영역을 회피하여야 한다. 또한 운전범위가 위험속도 이상인 경우에는 위험속도 통과 시 진동량을 최소화하여 회전축계를 경량화 한다. 따라서 경제성과 성능향상을 만족해야 한다. 선행연구자들은 축의 질량, 강성분포, 베어링 강성 등과 같은 형상파라미터들이 주축의 동적특성에 미치는 영향에 관한 연구들을 수행하였다.⁶⁻⁸ 따라서 절삭성능이 우수한 주축을 설계하기 위해서는 주축의 정·동적 특성에 영향을 미치는 인자들을 고려하여 고속화 및 고정밀도를 가지게 하는 최적설계기술이 확보되어야 한다.^{9,10}

본 연구에서는 공작기계용 45,000rpm 주축의 해석모델을 구축하여 정·동적 분석을 수행하였다. 해석모델의 정적해석, 모드해석, 조화가진해석과 강성평가를 수행하였고 결과를 이용하여 시제품을 제작하였다.

2. 45,000rpm 주축계의 해석모델

2.1 주축계 구조

공작기계용 45,000rpm 주축의 구조는 Fig. 1 에 나타내었다. 전반부(front)와 후반부(rear)에 각각 2 개씩 설치한 앵글러 콘택트 볼베어링(HYSM6008, HYSM6009)에 의해서 주축이 지지된다. 모터 내장형(built-in motor) 구조로 설계되어 있다. 또한 베어링의 윤활 방법으로는 미량 급유 방식인 오일-에어

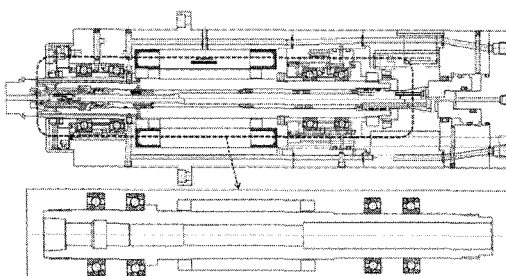


Fig. 1 The schematic of 45,000rpm spindle system

윤활을 채용하였다. 냉각 자켓을 전반부와 후반부 베어링 부분과 내장형 모터부분에 각각 설치하여 주축계의 온도 상승을 억제하도록 하였다.

2.2 유한요소모델

주축계는 크게 축요소(shaft), 로터요소(rotor), 베어링(bearing) 요소로 구분할 수 있다. Fig. 2 에 주축계의 수학적 모델을 나타내었다. Lagrange's equation 을 이용하여 주축계의 운동방정식을 유도하면 식(1)과 같다.

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

모델링은 상용 유한요소해석 프로그램 ANSYS Workbench 를 사용하였다.¹¹ Fig. 3 에 유한요소모델을 구축하였다. 해석모델은 177,485 개의 노드(nodes)와 397,087 개의 요소수(elements)를 가진다. 그리고 주축 선단부 끝점(nose)에 반경방향(radial direction)으로 1,000N 의 절삭력(force)을 부여하였고 자중(self-weight)을 고려하였다. 45,000rpm 의 초고속 주축의 경우, 절삭력이 1,000N 을 상회할 수 있기 때문에 일반적인 해석에 사용된 재료의 물성치는 Table 1 과 같다. 그리고 주축재료의 항복강도(yield strength)는 670 MPa 이다.

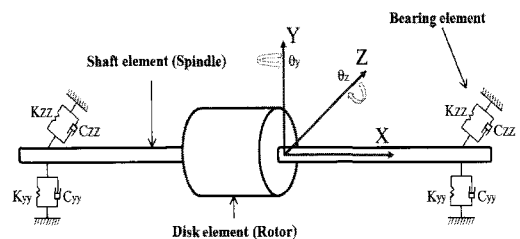


Fig. 2 Mathematical model of the spindle system

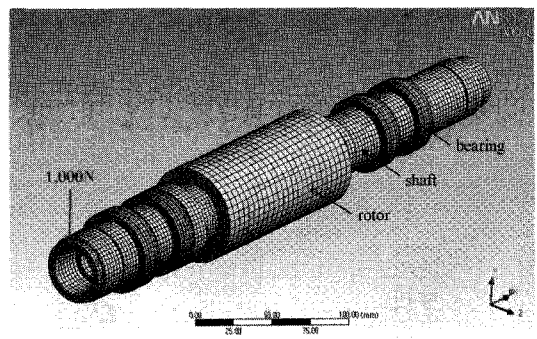


Fig. 3 Finite element model of the spindle system

Table 1 Material properties of the spindle part

Part	E (MPa)	Density (kg/m ³)	Poisson's ratio
Shaft	205,000	7,850	0.29
Rotor	203,000	6,250	0.30
Bearing	205,800	7,860	0.30

Table 2 Material properties of the spindle part

Maximum displacement [μm]	Maximum stress [MPa]	Safety factor
3.77	15.62	43

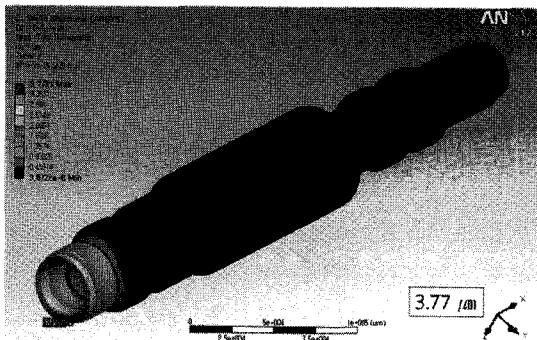


Fig. 4 Analysis result of the maximum deformation

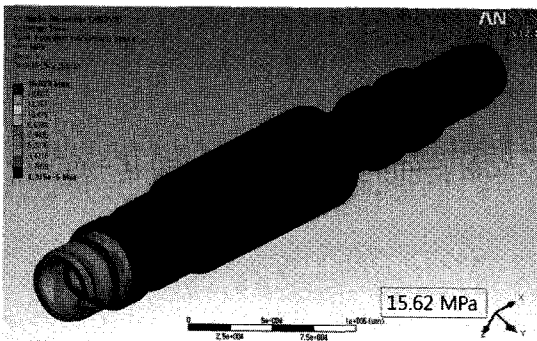


Fig. 5 Analysis result of the maximum stress

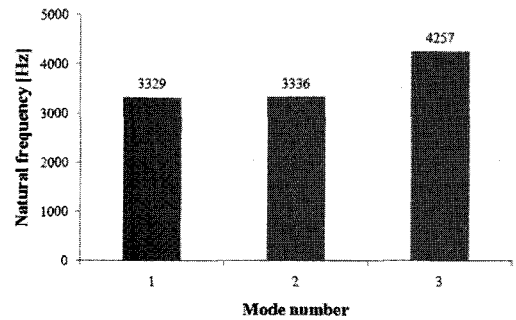


Fig. 6 Natural frequency of the spindle system

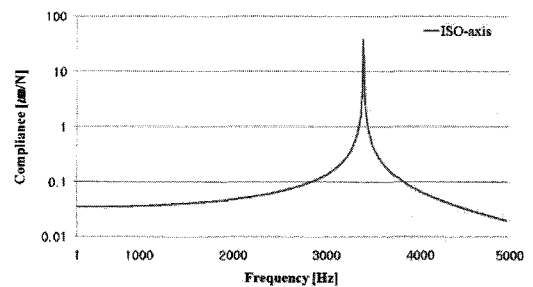


Fig. 7 Result of analysis for compliance

3. 45,000rpm 주축계의 해석

3.1 정적해석

공작기계용 45,000rpm 주축의 자중 및 절삭력을 모두 고려한 상태에서 정적해석을 수행하였다.

Fig. 4 는 주축 선단부의 최대변위 해석 결과이며, Fig. 5 는 최대응력 해석 결과이다. 그리고 구조물의 최대 변형을 에너지 이론(maximum strain energy theory)에 기초한 안전율은 43 으로 나타났다. 최대 변형과 최대 응력 및 안전율 등을 정리한 결과는 Table 2 와 같다. 최대 변위는 주축 선단부 끝점에서 3.77 μm 로 나타났고, 응력은 주축 선단부가 처지는 지점에서 15.62 MPa 로 나타났다.

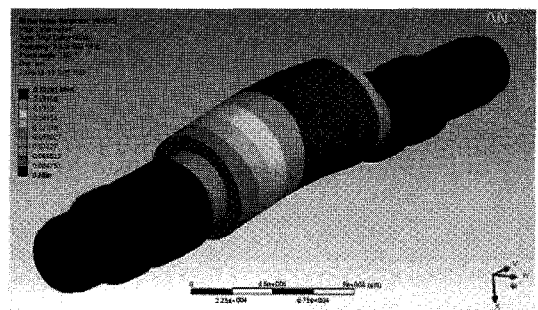


Fig. 8 Deformation by the harmonic analysis

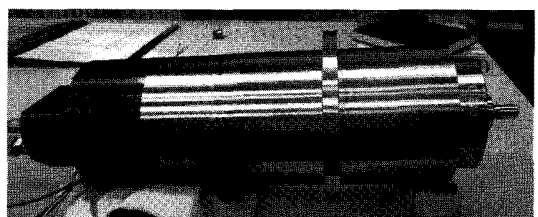


Fig. 9 The developed 45,000rpm spindle

Table 3 Result of static compliance

Response	Peak No.	Direction	Response value [$\mu\text{m}/\text{N}$]
Compliance	0 (at 0 Hz)	ISO-axial	0.0344

3.2 모드해석

구조물의 모드 해석은 공진영역과 체터진동 주파수 대역을 검토하기 위한 것이 주된 목적이다. 고속 주축의 설계에 있어 가장 먼저 수행되어야 하는 것이 바로 진동 모드 해석이라고 할 수 있다.

모드해석을 통해 주축의 고유진동수를 Fig. 6 에 나타내었다. 주축의 1 차 모드는 3,329Hz 에서 발생하였다. 해석모델의 최대 회전속도는 45,000rpm 으로 공진주파수는 750Hz 이다. 분리여유 30%를 고려하여도 공진 가능성을 충분히 회피하였으므로 해석모델은 진동 모드가 안정적이라고 판단된다.

3.3 조화가진해석

공작기계 구조물의 조화가진해석의 목적은 변동 절삭력에 대한 주축 선단부의 주파수 응답의 크기와 구조물의 강성을 해석하기 위한 것이다.

주축 선단부에 1,000N 의 절삭력을 가하고, 0 - 5,000 Hz 대역에서 주축 선단부의 조화가진해석을 수행하였다. 주파수 대역은 모드해석 결과를 참고하였다. 여기서 주축 선단부에 가해진 절삭력은 조화 함수 형태의 가진력이다.

가진력을 ISO 방향에 대해 분석하였고, 그 결과를 Fig. 7 에 나타내었다. 최대 응답은 3,330 Hz 에서 발생하였다.

Fig. 8 은 조화가진해석에서 변형된 형상을 나타낸 것이다. 3,330 Hz 일 때 로터 부분에서 최대 0.22 μm 의 변형이 나타남을 알 수 있다.

Table 3 에 해석결과를 나타내었다. 가공정밀도에 가장 큰 영향을 미치는 주축 선단부에서 나타나는 값이다. 컴플라이언스의 경우 ISO 방향으로 0.0344 $\mu\text{m}/\text{N}$ 의 값이 나타났다. 컴플라이언스는 강성의 역수로서 해석모델 주축의 강성은 29.07 N/ μm 이다.

해석 값들을 이용하여 Fig. 1 에 나타낸 설계도의 시제품을 제작하였다. Fig. 9 는 제작된 시제품을 보여주고 있다.

4. 결론

우수한 주축 설계를 위해서는 대상 주축의 고

유진동수, 조화가진응답 등을 포함한 정·동적 특성의 파악이 중요하다. 그리고 가공정밀도에 큰 영향을 미치는 주축 선단부의 강성 또한 설계 시 고려해야 할 사항이다.

1) 주축 선단부에 1,000N 의 임의의 절삭력이 가해진다고 가정한 후 정적해석을 수행하였다. 최대 변위는 선단부 끝점에서 3.77 μm , 최대응력은 15.62 MPa, 안전율은 43 으로 나타났다.

2) 모드해석 결과 1-3 차까지 3,329, 3,336, 4,257 Hz 로 나타났다. 해석모델의 최대 회전속도는 45,000rpm 이고, 공진주파수는 750 Hz 이다. 분리여유 30% 를 고려하여도 공진 가능성을 충분히 회피하였으므로 해석모델은 진동 모드가 안정적이라고 판단된다.

3) 모드해석 결과를 참고해 0 - 5,000 Hz 대역에서 조화가진해석을 수행하였다. ISO 방향의 컴플라이언스 값이 0.0344 $\mu\text{m}/\text{N}$ 으로 나타났다. 이를 강성 값으로 나타내면 해석모델의 강성은 29.07 N/ μm 이다.

향후 제작된 시제품에 대한 성능평가를 실시하여 45,000rpm 주축에 대한 검증이 필요하다. 그리고 주축의 치수, 베어링 간격, 베어링 강성, 베어링 접촉각, 인터페이스 형상 등 다양한 설계 요소들을 복합적으로 고려하여 주축계의 정·동적 특성 개선을 위한 연구를 수행할 예정이다.

후 기

본 연구는 지식경제부 지방기술혁신사업 (RTI04-01-03) 지원으로 수행되었습니다.

참고문헌

1. Lee, Y. W. and Seong, H. G., "Dynamic compliance analysis and optimization of machine structure," Proc. of KSPE Spring Conference, pp. 63-66, 2001.
2. Hwang, Y. G. and Lee, C. M., "A basic study on the analysis model for static and dynamic stiffness evaluation of a high spindle system," Proc. of KSPE Spring Conference, pp. 91-92, 2008.
3. Hwang, Y. G. and Lee, C. M., "A review on the preload technology of the rolling bearing for the spindle of machine tools," Int. J. of Precision Engineering and Manufacturing, Vol. 11, No. 3, pp. 497-501, 2010.

4. Shin, J. H. and Lee, C. M., "A study on spindle shape design using design of experiments," Journal of KSPE, Vol. 26, No. 4, pp. 120-127, 2009.
5. Shin, S. B., Lee, H. H., Kim, J. S., Kim, J. Y. and Yang, M. Y., "A study on chatter stability of high speed spindle," Journal of KSMTE, Vol. 19, No. 3, pp. 340-345, 2010.
6. Kim, J. M., "Dynamic design optimization of a high speed machine tool system using a genetic algorithm," Master's Thesis, Mechanical Design Engineering, Changwon National University, 2002.
7. Lee, C. H., Park, C. H. and Lee, H. S., "The contribution of spindle parts to static, dynamic stiffness and design improvement," Proc. of KSPE Autumn Conference, pp. 985-988, 2002.
8. Lim, J. S., Chung, W. J. and Lee, C. M., "Selection of bearing position for improving static and dynamic stiffness of 4,000rpm high-speed spindle," Journal of KSMPE, Vol. 8, No. 1, pp. 10-17, 2009.
9. Kim, D. H., Park, S. J. and Lee, C. M., "A basic study on the stiffness evaluation of 45,000rpm spindle," Proc. of KSMTE Autumn Conference, pp. 226-227, 2010.
10. Park, S. J., Lee, C. M. and Hwang, Y. K., "Lightweight design of 45,000 r/min spindle using full factorial design and extreme vertices design methods," J. Cent. South Univ. Technol., Vol. 18, pp. 153-158, 2011.
11. Tae Sung Software & Engineering Inc., "ANSYS Workbench," 2010.