

## 고속주축의 드로우바 지지조건에 따른 동특성 해석

### Analysis of Dynamic Characteristics of A High-speed Milling Spindle Due to Support Stiffness of Drawbar

노승국\* · 박종권 · 경진호 (KIMM)

S. K. Ro, J. K. Park, J. H. Kyung (KIMM)

한국기계연구원 지능형정밀기계연구부, 대전시 유성구 장동 171

#### Abstract

In designing AMBs (active magnetic bearings) for high-speed spindle system, the shaft is usually assumed as a rigid rotor. For automatic tool change process, there should be a tool clamping system with drawbar using spring or hydraulic force, and the drawbar in the spindle can be in various condition of support during design and manufacturing error. In this paper, the modal characteristics of drawbar in high-speed milling spindle system due to supporting stiffness between drawbar and shaft are analyzed by numerical method. The result shows enough stiff supports must be provided between shaft and drawbar to prevent occurring drawbar vibration lower than the natural frequency of 1<sup>st</sup> bending mode of spindle.

#### 1. 서론

최근에 이르러 고속가공 (high speed cutting)에 대한 관심이 높아 가고 있으며 이에 대한 연구 및 산업화가 활발하게 진행되고 있다. 고속가공은 소재 제거율 (material removal rate)을 향상시켜서 생산 비용 및 시간을 절약하고 고정밀도 가공이 가능하다는 장점을 보유하고 있다. 주축의 고속화에 따라 기존의 구름베어링을 이용하지 않은 공기정압 베어링이나 자기베어링 등의 기계적 접촉이 없는 베어링들이 고속에 활용되고 있다. 이 중 자기베어링은 축을 비접촉으로 지지하여서 마찰손실을 줄이고 보수유지의 필요가 거의 없고 운전 중 실시간으로 모니터링이 가능하다는 장점을 보유하고 있으나 볼베어링 등의 기계적 접촉에 의한 베어링에 비하여 단위면적당 강성이 낮아 축의 크기가 다소 커지는 단점이 발생하며 자기베어링 시스템 설계시 강성축 개념을 도입할 경

우 주축계의 유연모우드에 의한 동특성은 설계시 중요한 고려사항이 된다.<sup>[1]</sup>

이러한 고속 공작기계의 밀링용 주축계에 있어서 자동공구교환 (ATC) 장치는 가공속도와 생산성향상을 위하여 필수적인 장치이며 고속 회전에서의 파악력의 유지를 위하여 HSK 등의 이면구속 방식의 툴 클램핑 메커니즘이 적용되고 있다. 특히 공구자동교환을 위한 툴 클램핑 장치는 축선단의 테이퍼부 내부에 툴홀더를 파악하는 jaw 들이 위치하며 툴홀더의 고정을 위하여 스프링이나 유압을 이용하는 드로우바가 스펀들 내부에 위치하게 되며 (Fig. 1), 필연적으로 스펀들과 분리되어 작동되게 된다. 따라서 강성축의 타당성 검토를 위해서는 이러한 스펀들에 대한 동특성을 설계단계에서 고려하여야 하며 드로우바에 의한 진동은 드로우바 자체보다도 드로우바를 주축내에서 지지하는 부분의 특성이 큰 영향을 미치므로 이에 대한 해석이 필요하다.

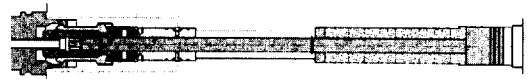


Fig. 1 A typical spring type clamping system (HSK)

본 논문에서는 50,000 rpm 급 고속 밀링용 주축계에 대하여 드로우바를 포함하는 스펀들의 유한요소모델을 구축하고 드로우바의 지지점에서의 강성을 변화에 따른 모우드 해석과 전달함수 해석을 수행하여 드로우바의 진동모우드가 주축계의 동특성에 미치는 영향을 예측하고 주축계의 고속화를 위하여 개선방향을 도출하고자 한다.

## 2. 주축계 모델

### 2.1 고속 밀링 주축계

자기베어링 밀링 주축 설계 모델의 구조를 Fig.2 에 나타내었다. 본 주축 모델은 두개의 반경 방향 베어링과 하나의 축 방향 베어링, 50,000 rpm 내장형 모터로 이루어져 있으며 HSK-40E 타입의 툴 클램핑 시스템을 내장하고 있다. 자기 베어링 시스템은 주축계가 강제 주축임을 가정하고 설계되었으므로 앞, 뒤 베어링을 사용한다. 따라서 주축계의 유연 모우드는 최대속도인 50,000rpm 의 20% 이상의 주파수인 1kHz 이상을 갖는 것이 필요하다.

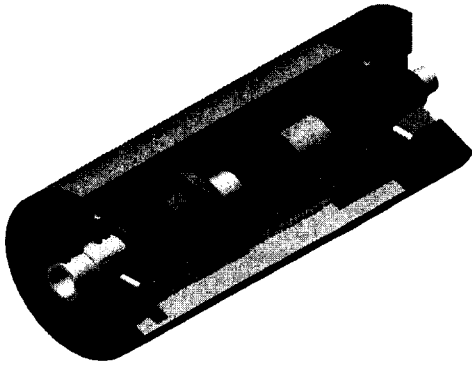


Fig. 2 Schematic diagram of a milling spindle with AMBs

### 2.2 툴 클램핑 시스템

Fig. 2 에 나타난 주축계의 드로우바 시스템은 Fig. 3 과 같다. 회전중의 파삭력을 위하여 스프링이 사용되는 형태이며 뒷부분의 유압 실린더에서 툴 탈착시 드로우바를 밀어주어 조우를 벌리는 역할을 한다. 드로우바의 고정점은 조우를 밀어주고 있는 부분과 스프링의 복원력이 작용하는 부분이다. 그러나 앞부분을 제외하고는 반경방향으로 고정되는 부분은 없다. 따라서 앞부분에 가이드를 두어 반경방향 고정을 하고 있으며 스프링의 힘이 가해지는 부분에도 각각 가이드와 링을 삽입하여 반경방향 지지점을 형성한다. 또한 스프링의 중간부분에 동 재질의 지지포인트를 추가한다. 이러한 지지점들은 반경방향으로 지지는 하지만 공구 탈착시 드로우바의 움직임을 위해서 완전한 고정은 불가능한 상태이다. 또한 제작시 조립 공차에 따라 지지특성이 설계치 보다 낮을 수 있으며 이러한 상태를 직접적으로 검증하기 어려운

점이 있다. 본 연구에서 이러한 드로우바의 지지 조건에 따른 전체 스펀들의 진동 모우드 해석을 통하여 주축계 동특성을 예측한다.

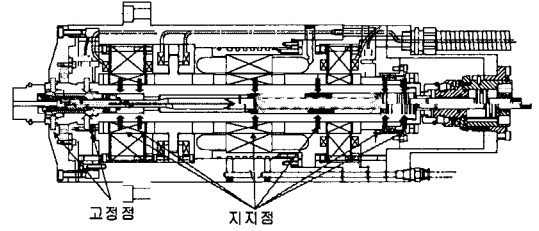


Fig. 3 Schematic diagram of tool clamping mechanism

### 2.3 주축 유한요소 모델

Fig. 4 는 주축계의 유한요소 모델(Half view)을 나타내고 있다. 해석 툴은 ANSYS6.0 을 사용하고 요소는 SOLID45 를 사용하였으며 각각 재료의 물성치는 Table.1 과 같다. 자기베어링의 강성이 상대적으로 낮기 때문에 주축계의 자유단에서의 고유진동 모우드를 계산하였다.

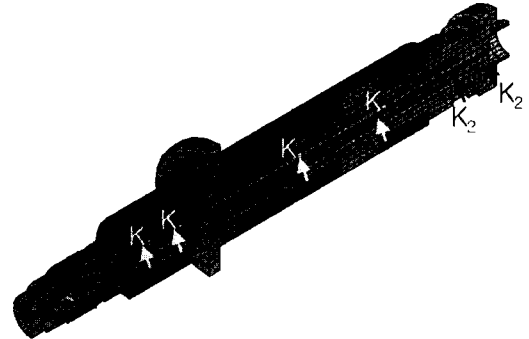


Fig. 4 FE model of the spindle with drawbar

Table. 1 material properties input

Material	E (GPa)	Density (g/cm <sup>3</sup> )	Poisson's ratio
	E (N/mm <sup>2</sup> )	(Ns <sup>2</sup> /mm <sup>4</sup> )	
1.SM45C	205	7.85	0.3
	205e3	7.85e-9	
2.Si-Fe	40	7.8	0.3
	40e3	7.8e-9	
3.SUS304	200	7.9	0.3
	200e3	7.9e-9	

드로우바는 일반 탄소강의 물성치를 적용하였으며 이때 Fig. 4 에 나타난 부분에 드로우바와 스펀들 사이의 강성을 적용하였다. 중앙부에 위치하는 4 개의 지지점에 같은 강성  $K_1$  을 적용하였으며 뒷부분의 강성을  $K_2$  로 적용하였다.

해석조건은 3 가지로 구분 지어 특성을 알아보았다. 우선 드로우바의 지지강성이 낮은 경우 (Case 1,  $K_1=K_2=1$  [N/ $\mu$ m])와 뒷부분의 지지강성만 높 경우 (Case 2,  $K_1=1$  [N/ $\mu$ m],  $K_2=10$  [N/ $\mu$ m]), 그리고 지지강성이 모두 높은 경우 (Case 3,  $K_1=K_2=10$  [N/ $\mu$ m])에 대하여 해석하였다.

### 3. 주축계 동특성 해석 결과

우선, Fig. 5 는 드로우바를 포함하지 않는 주축의 고유진동 모우드를 나타내고 있다. 결과 추출은 Black-Lancosz 방법으로 5000 Hz 까지 20 개의 모드를 추출하였을 때의 결과이다. 1 차 모우드는 974 Hz 로 목표한 주파수에 약간 낮은 주파수를 보이고있으며 앞, 뒤 베어링 부분에 노드점이 형성되고 있다.

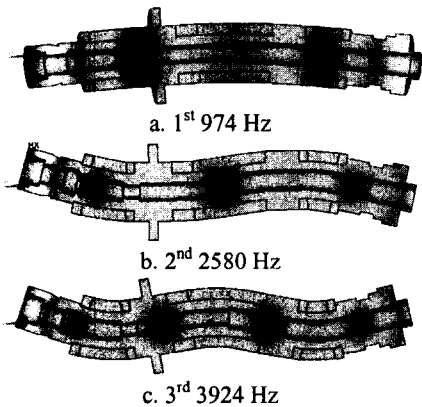


Fig. 5 Mode shapes of the spindle without drawbar

Fig. 6 은 드로우바를 장착하고 드로우바의 지지강성이 낮은 경우의 해석결과이다. 626Hz 및 690Hz 에서 드로우바의 진동모우드가 나타나고 있다. 즉, 해당 회전수(37,000 rpm, 40,000 rpm 부근)에서 내부의 충분한 감쇠가 있지 않다면 드로우바의 내부진동이 발생할 수 있음을 의미한다. 또한 주축전체의 1 차모우드는 878Hz 로 드로우바가 없는 경우보다 약 10%정도 낮아졌음을 알 수 있다. 이는 내부의 질량이 증가하였기 때문으로 볼 수 있다. 이를 개선하기 위해서는 드로우바 없는 주축의 고유진동수를 더 높이도록 설계하는 것이 필요하다.

Fig. 7 은 case 2 에 대한 결과로 뒷부분의 지지강성이 증가된 경우이다. 이때는 주축의 1 차 밴딩모우드 이하로 1 개의 드로우바 모우드가 나타나고 있다. 그러나 주축의 1 차모우드는 839Hz

로 더욱 낮아진 것을 알 수 있다. 이는 지지강성의 증가로 질량효과가 커진 것으로 이해할 수 있다.

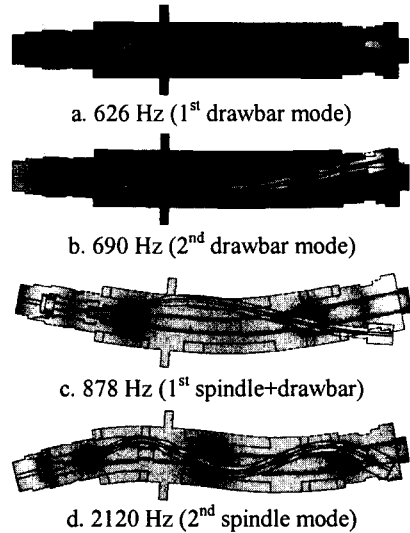


Fig. 6 Mode shapes with drawbar (case 1,  $K_1=K_2=1$  [N/ $\mu$ m])

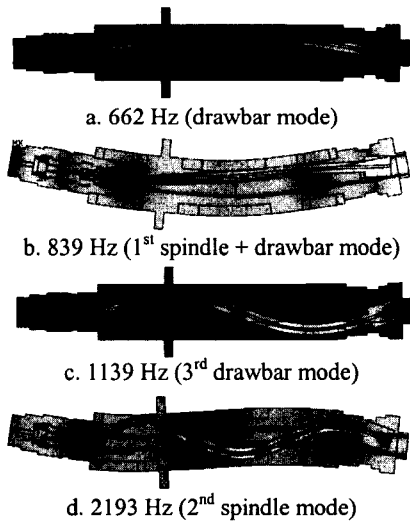


Fig. 7 Mode shapes with drawbar (case 2,  $K_1=1$  [N/ $\mu$ m],  $K_2=10$  [N/ $\mu$ m])

또한 Fig. 8 의 지지강성이 증가된 경우의 결과를 보면 드로우바의 모우드의 주파수가 증가하여 주축의 1 차모우드를 상회하고 있으며 1 차 밴딩모우드의 주파수는 833Hz 로 나타나고 있음을 알 수 있다. 여기서 축의 1 차 고유진동수 이하에 드로우바 모드가 나타나지 않기 위해서는 중간 부분의 지지강성이 충분히 커야함을 알 수 있다.

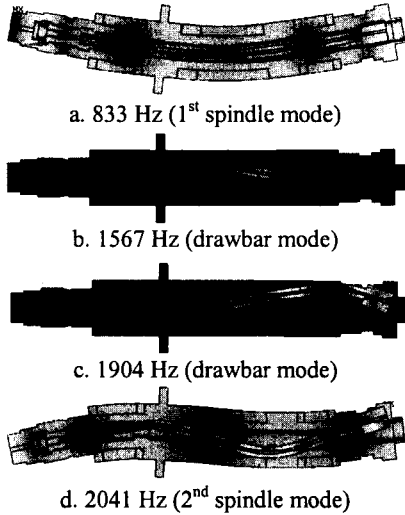


Fig. 8 Mode shapes with drawbar (case 3,  $K_1=K_2=10$  [N/ $\mu$ m])

또한 Fig. 9 는 각각 경우에 대하여 선단에서의 하중에 대한 선단 변위의 전달함수를 나타내고 있다. 그림에서 강성이 낮은 경우(case 1) 상대적으로 작기는 하지만 선단에서 드로우바 모드에 의한 진동이 발생함을 알 수 있다.

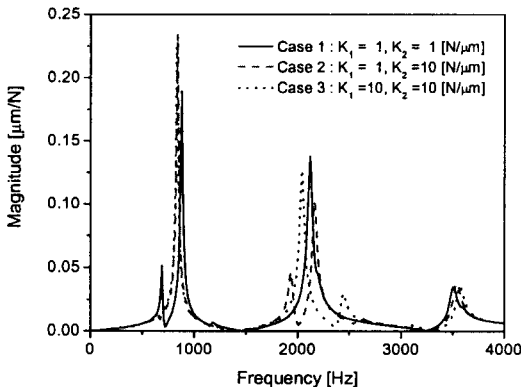




Fig. 9 Frequency response at spindle front end

Table. 2 Results of mode analysis

No-drawbar	Case 1	Case 2	Case 3
	$K_1=1\text{N}/\mu\text{m}$ $K_2=1\text{N}/\mu\text{m}$	$K_1=1\text{N}/\mu\text{m}$ $K_2=10\text{N}/\mu\text{m}$	$K_1=10\text{N}/\mu\text{m}$ $K_2=10\text{N}/\mu\text{m}$
	974	626	<b>833</b>
		689	<b>839</b>
		<b>879</b>	1138
		1174	1904
		1936	<b>2041</b>
	2,580	<b>2120</b>	2434
		2189	3054
	3505	3537	3568

이상의 해석 조건별 모드 해석결과를 정리하여 보면 Table. 2 와 같다. 표에서 굵게 표시한 모드가 스피들의 굽힘진동이 발생하는 모드로 드로우바의 지지강성을 크게 할수록 약간 감소하는 것을 알 수 있다. 즉 드로우바 진동 모드를 축의 1 차모드 이하에 있지 않게 하기 위해서는 중간부분의 강성을 크게 하는 것이 중요하다 할 수 있으며, 지지 강성을 확보하기 위하여 제작상의 공차관리가 철저히 요구된다 할 수 있다.

#### 4. 결론

자기베어링 밀링 주축에 대하여 드로우바에 의한 진동모드 특성을 해석하기 위하여 50,000 rpm 급 자기베어링을 이용한 밀링 주축계의 유한요소 모델을 구성하였으며 해석을 통하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

드로우바가 없는 주축계의 진동모드는 1 차 모드가 약 970 Hz 에 위치하여 최대속도 50,000 rpm 의 약 18% 이상으로 나타났다.

드로우바를 포함한 경우의 영향을 보기 위하여 드로우바 중앙부의 지지강성과 하단부의 지지강성을 나누어서 조건을 부여하였으며 해석결과, 드로우바 중간부의 강성이 낮거나 전체적으로 강성이 낮은 경우 670Hz 정도의 드로우바 내부 진동모드가 나타났으며 드로우바 지지강성이 높은 경우 1 차 주축의 1 차 모드는 주축의 벤딩모드 약 840hz 로 드로우바 없는 경우에 13%정도 낮아졌음을 알 수 있었다.

축 선단에서의 전달함수를 보면 축의 1 차 모드에 많은 영향을 받고 있으나 드로우바에 의한 진동도 나타나고 있음을 알 수 있었다.

이상의 연구에서 드로우바의 지지강성이 낮을 경우 주축계 전체의 벤딩모드 이하에서 진동을 발생시킬 수 있으므로 드로우바 지지부의 공차관리를 통하여 적정 강성을 유지할 수 있는 설계 및 제작이 필요함을 알 수 있었다.

#### 참고문헌

- (1) H. K. Tonshoff, H. G. Wobker and C. Blawit, "High speed cutting of grey cast iron", Fourth International Symposium on Magnetic Bearings, August, ETH Zurich (1994)
- (2) U. D. Choi, H. S. Son and J. K. Park, "Development of an Autonomous Spindle System for High Speed Milling Machine", 2<sup>nd</sup> Intelligent High Speed Machining System Workshop, pp21-28, 2001