

# 예압과 냉각조건에 따른 고주파 모터 내장형 주축계의 열특성

최대봉\*, 김수태+, 정성훈+, 김진한+, 김용기\*\*

## Thermal Characteristics of the High Frequency Motor Spindle according to the Bearing Preloads and Cooling Conditions

D. B. Choi\*, S. T. Kim+, S. H. Jung+, J. H. Kim+, Y. K. Kim\*\*

### Abstract

The important problem in the high speed spindles is to reduce and minimize the thermal effect by the motor and ball bearings. Thermal characteristics according to the bearing preload and hollow shaft cooling are studied for the spindle with the oil mist lubrication and high frequency motor. Temperature distribution and thermal deformation according to the spindle speed, preload and flow rate are measured by thermocouple and gap sensor. Temperature distribution and thermal deformation are analyzed by using the finite element method. The results of analysis are compared with the measured data. This paper show that the suitable preload and hollow shaft cooling are very effective to minimize the thermal effect by the motor and ball bearings. This study indicates that temperature distribution and thermal deformation of the high speed spindle system can be estimated reasonably by using the three dimensional model through the finite element method and supports thermal optimization and more effective cooling method.

Key Words : High Frequency Motor(고주파 모터), High Speed Spindle(고속 주축), Bearing Preload(베어링예압), Spindle Cooling(주축 냉각), Cooing Condition(냉각조건)

## 1. 서론

최근 공작기계의 발전경향을 보면 제품의 고도화, 즉 고속화, 고정도화, 고강성화에 초점을 주고 있으며 공작기계 시스템에 있어서 주축계의 고속화는 공작기계의 성능을 좌우하는 필수적인 핵심 구성 요소라 할 수 있다.<sup>(1-3)</sup>

이러한 고주파 모터 내장형 주축은 구조가 간단하고, 고속에서 벨트, 기어 등의 문제점을 해결하고 가격이 저렴한 장점이 있다. 소형 정밀 제품의 가공을 위하여 조각기, 내경연삭기, 전용가공기, 소형금형 가공기 등의 소형 가공기에 고속용 고주파 모터를 내장한 주축의 활용이 증대되고 있다.

\* 한국기계연구원 공작기계그룹(dbchoi@kimm.re.kr)  
주소 : 305-343 대전시 유성구 장동 171  
+ 창원대학교 대학원 기계공학과  
++ (주)코스핀

가공정도에 큰 영향을 미치는 열변형을 감소시키기 위해 공작기계의 열특성을 정확히 예측하는 것이 중요하고 또한 구조 설계에서의 열변형의 제어와 열에 의한 가공오차 보상 방법의 연구가 필요하다.<sup>(4,5)</sup>

따라서 본 연구에서는 유한요소법을 이용하여 여러 가지 열전달 현상을 고려하여 무부하 회전에 의한 주축계의 발열 특성에 의한 주축계의 온도분포 및 열변형을 이론적으로 해석하고, 오일미스트 유회장치와 증공축 냉각장치가 장착된 고속주축의 베어링 예압 변화와 냉각자켓·증공축 냉각유량에 따른 주축 각부의 온도상승 및 열변위의 경향을 실험적으로 알아보았다. 열변형을 예측하고 최소화할 수 있는 예압과 냉각의 조건을 파악함으로써 고속 주축계의 설계 및 운용시에 열변형이 가공 정도에 미치는 영향을 최소화하는 데 활용될 수 있을 것이다.

## 2. 실험

### 2.1 고속 주축계의 구조

주축을 지지하는 전반부와 후반부의 베어링은 접촉각(contact angle)이 15°인 세라믹 앵글러 콘택트 볼 베어링(ceramic angular contact ball bearing)을 사용하였다. 전반부에는  $\phi 55$  단렬배열 베어링을 2개, 후반부에는  $\phi 35$  단렬배열 베어링을 2개를 각각 설치하였다. 유회방식은 오일미스트(oil mist) 유회방식을 채택하였고 베어링 가변예압 장치를 장착하였다. (주)코스핀에서 제작한 모터내장형 고속주축을 사용하였으며 내장형 모터와 전반부 베어링의 발열을 냉각시키기 위해서 주축 하우징 외부에 냉각자켓을 설치하고 증공축 냉각 장치를 장착하여 냉각오일을 강제로 순환시킬 수 있는 구조를 하고 있다. Fig. 1는 해석 대상인 고속주축계의 구조이다.

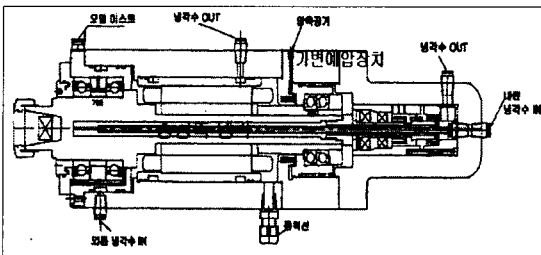


Fig. 1 Schematic diagram of the high speed spindle system

### 2.2 실험장치 및 방법

본 연구에서 사용된 장비의 제원과 실험조건은 Table 1과 같다. Fig. 2은 실험 장치 구성의 실물사진이며, 주축에 부착된 열전대와 변위 센서의 신호는 앰프를 거쳐 데이터 획득 장치를 통해서 컴퓨터에 저장된다.

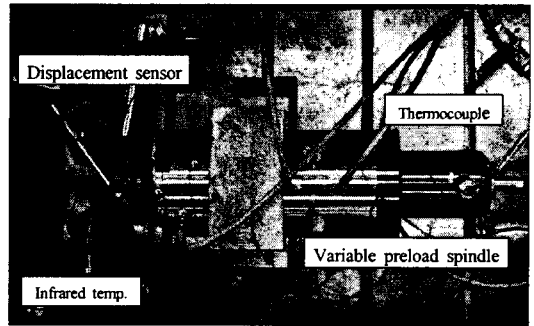


Fig. 2 Photograph of the experimental setup

Table 1 Specification of the experimental equipment

Item	Specification
Spindle	variable preload spindle (KOSPIN CO., Ltd)
Spindle dimension	diameter : 138 mm length : 515 mm
Spindle speed	max 18,000 rpm
Bearing	7011, 7007
Bearing lubrication	Oil mist
Thermocouple	T type
Displacement sensor	gap sensor
Data acquisition device	Hp/Agilent 34970A
Oil cooler	KD-55K
Inverter	OD-22040-KR
Compressor	S20-40-2hp

주축의 온도측정 부위에는 열전대를 전반부 베어링에 두개, 스테이터 코일에 한개, 모터 냉각자켓에 두개, 후반부 베어링에 한개, 총 여섯 개의 열전대를 주축 하우징 속에 설치하고 오일쿨러의 입구, 출구와 하우징 표면에 다섯 개의 열전대를 부착하였으며, 주축 선단부의 온도는 비접촉 적외선 온도계로 측정하였다. 변위 센서는 주축의 z, y축과 하우징의 z축 변위를 측정하였다. 베어링 예압은 공기압 조절에 의하여 290~950N, 냉각자켓의 냉각유량

은 3.7~12.7 l/min, 중공축의 냉각유량은 0~3.0 l/min 까지 가변하였다.

Table 2 The test conditions

Spindle speed (rpm)	10000, 15000, 18000	
Preload (N)	290, 510, 730, 950	
Cooling flow rate (l/min)	Cooling jacket	3.7, 6.7, 9.7, 12.7
	Hollow shaft	0, 1.6, 2.3, 3.0
Cooler temp. (°C)	Atmosphere-2	

### 3. 수치 해석

#### 3.1 주축계의 모델링

주축계의 모터 발열, 베어링 발열, 냉각수 유량, 베어링 예압을 고려하여 온도분포 및 열변형을 해석하기 위하여 다음과 같이 근사화하여 모델링을 하였다.

주축계는 열적, 구조적으로 축대칭이기 때문에 1/4 모델링하여 해석 시간을 단축하였다. 주축계의 윤활유 및 에어공급 라인, 부품과 부품의 조립 부분을 생략하거나 단순화하였고 내장형 모터의 고정자의 곡면부분은 직선형태로 단순화하였다. 베어링(bearing)부는 모델링을 생략하고 발열 대한 경계조건을 부여하였고 주축계를 구성하는 각 부품들의 상태량은 온도의존성이 없고 일정하며, 주축계의 요소분할시 균일하게 분할하였고, 베어링부와 하우징의 온도 측정 부위에 절점을 생성하였다.

Fig. 3에서는 이상의 근사에 의해서 생성된 주축계의 유한요소 모델을 나타내고 있으며 모델의 치수 단위는 미터(m) 단위로 통일하여 실물과 동일하게 모델링하였다. 분할요소는 Thermal-Solid70의 3차원요소를 사용하였고, 요소수는 16,932이고, 절점수는 29,868이다.

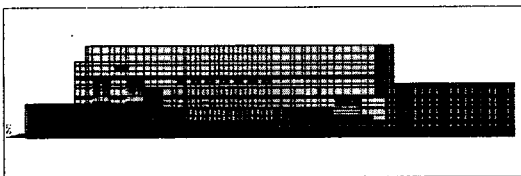


Fig. 3 FEM model of the high speed spindle system

#### 3.2 베어링의 발열특성<sup>(6)</sup>

고속 회전시 가장 문제가 되는 것은 자이로스코픽 모멘트에 의한 미끄럼이다. 앵글러 콘택트 볼 베어링에서 일정한 접촉각이 있는 형식의 베어링에서 발생하는 모멘트이다.

베어링의 형식과 하중의 크기에 의해 결정되는 하중에 의한 동마찰 모멘트는 베어링 제작사에서 추천하는 계산식을 참조하여 계산하였다.<sup>(7)</sup>

기계적 운동 속도에 관계되며 윤활유의 점도, 양과 회전수에 결정되는 속도항의 동마찰 모멘트는 다음과 같이 계산된다.

베어링의 총발열량은 자이로스코픽 모멘트, 하중에 의한 동마찰 모멘트, 속도항의 동마찰 모멘트, 각각의 모멘트를 합하여 계산하였다.

#### 3.3 내장형 모터의 발열특성

주축계에 사용된 고주파 모터(5.5kW, 4극, 600Hz)의 발열량은 무부하 구동시 소비전력을 측정하여 Table 3에 주축의 회전수에 따른 모터발열량을 제시하였다.

Table 3 Heat generation of the built-in motor

Spindle speed (rpm)	Stator (W)	Rotor (W)
10000	578	289
15000	866	433
18000	963	482

#### 3.4 냉각자켓의 냉각특성

내장형 모터와 베어링을 냉각시키는 냉각자켓을 따라 흐르는 냉각유는 비원형 사각 직관 속을 흐르는 것으로 가정할 수 있기 때문에 수력직경(hydraulic diameter)를 도입하여 냉각능력을 계산한다.<sup>(8)</sup> 레이놀즈수가 2300이상인 난류유동(turbulent flow)에 대한 관내부유동의 너셀트수(Nusselt number)는 다음식과 같다.

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^n$$

## 4. 결과 및 고찰

주축을 무부하 회전시켰을 때 주축계의 온도와 열변형 특성이 우수한 조건을 확인하기 위하여 회전수와 베어링 예압에 대한 주축의 온도와 열변위 측정 실험을 하였고, 베어링 부위에 해당하는 부분에 발열조건을 적용하고 모터의 발열 조건을 적용하였다. 해석시간은 한시간반으로 설정하여 주축계의 시간에 따른 온도분포와 열변위를 해석하였다.

### 4.1 베어링 예압에 따른 해석 및 실험 결과

Fig. 4는 주축의 회전수 18,000rpm에서 베어링 예압에 따른 온도분포 해석 결과이다. 베어링과 모터의 rotor 및 stator에 의해 주축대의 온도분포가 많이 차이가 나고 있다. 그러므로 모터 회전자의 발열과 후반부 베어링의 온도상승을 억제할 수 있는 냉각방법이 요구된다. Fig. 5는 주축의 회전수 18,000 rpm에서 베어링 예압에 따른 열변형 해석 결과이며, 주축의 변형은 지그에 의해 고정된 부위를 중심으로  $\pm z$  축으로 발생하였다.

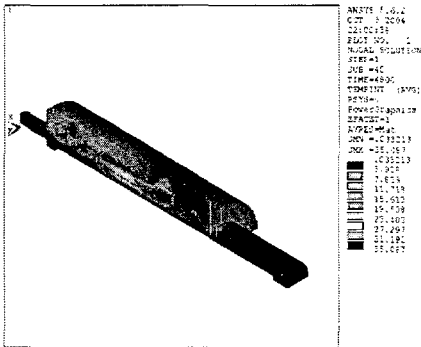


Fig. 4 Temperature distribution of the spindle at 18,000rpm

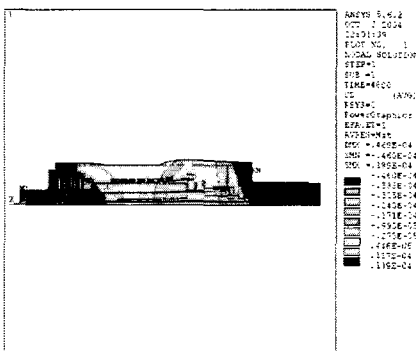


Fig. 5 Thermal deformation of the spindle at 18,000rpm

Fig. 6은 베어링 예압이 290N일때 주축의 회전수에 따른 전·후반부 베어링과 stator의 온도 변화에 대한 실험결과를 나타내고 있다. 전반부 베어링의 온도상승이 주축의 회전수가 증가에 의해 크게 증가하지 않은 것은 전반부 베어링과 모터 부위에는 냉각자켓이 설치되어 있기 때문이다. 주축의 회전수 18,000rpm 일때 상대적으로 후반부 베어링의 온도가 전반부 베어링보다 12℃ 정도 높게 나타난 것은 후반부 베어링측에 냉각자켓의 구조상 미설치와 모터의 전선이 설치되어 있기 때문이다.

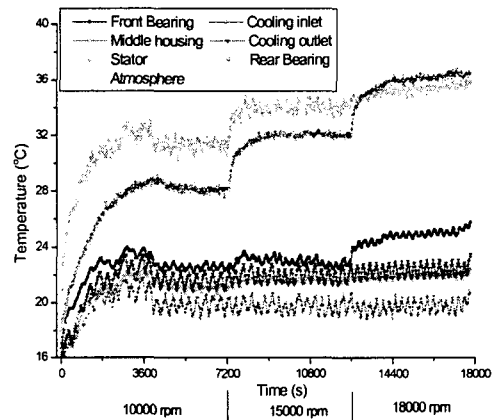
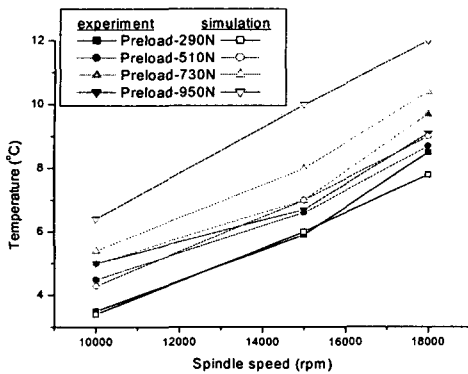
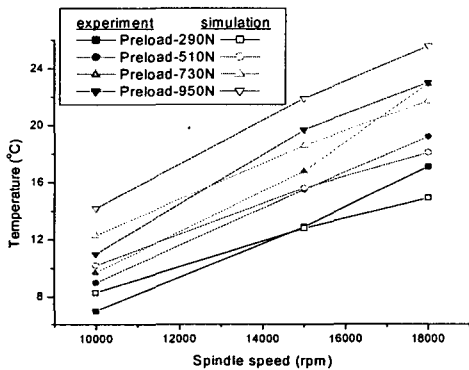


Fig. 6 Temperature rise of spindle according to the rotation ( Preload : 290 N )

Fig. 7와 Fig 8은 주축 회전수, 베어링 예압에 따른 베어링의 온도와 주축 선단부의 z축 방향 변위의 실험과 해석결과를 나타내며, 예압증가에 비례하여 온도와 변위도 증가한다. 실험결과를 비교해 보면 예압에 의한 전반부, 후반부 베어링 온도와 변위는 주축 회전수 18,000rpm, 예압 290N 일때 각각 8℃, 17℃, 19 $\mu$ m이며, 예압이 950N 일때 9℃, 23℃, 26 $\mu$ m 증가하였다. 예압이 290N 일때 최소의 베어링 온도와 주축 변위를 나타내며, 베어링의 적절한 예압임을 알 수 있었다.



(a) The front bearing



(b) The rear bearing

Fig. 7 Temperature rise of the bearing according to the spindle speed and preload

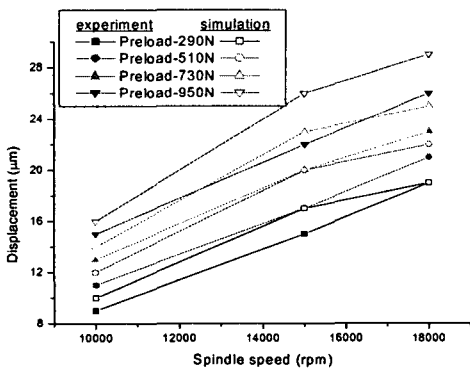


Fig. 8 Displacement of z axis according to the spindle speed and preload

## 4.2 냉각 유량에 따른 실험 및 해석결과

Fig. 9는 18,000rpm인 경우 중공축 내부를 냉각하지 않은 상태에서 주축 회전수와 stator 외부냉각 자켓의 냉각유량에 따른 전·후반부 베어링 온도와 주축의 변위를 비교하였다. 해석과 실험이 비교적 잘 일치하고 있으며 냉각 자켓의 냉각유량이 6.7 l/min 이상이면 모든 주축 회전수에서 최소의 온도 상승량을 유지한다. 주축의 변위는 유량이 6.7 l/min 과 12.7 l/min 에서 최소의 변형을 나타낸다. 따라서 온도와 변위를 비교해보면 냉각자켓의 적절한 유량을 6.7 l/min 으로 설정할 수 있다.

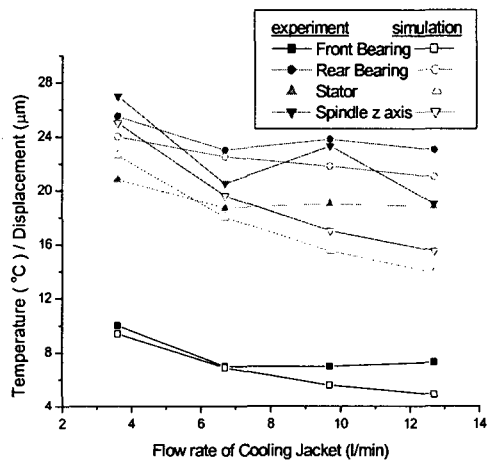


Fig. 9 Comparison of temperature rise and displacement according to the flow rate of cooling jacket at 18000 rpm

Fig. 10은 적절한 냉각자켓의 냉각유량이 6.7 l/min 일때 주축 회전수와 중공축을 내부냉각할 때 냉각 유량에 따라서 전·후반부 베어링 온도와 주축의 변위를 비교하였다. 해석과 실험이 잘 일치하고 있으며 냉각유량이 2.3 l/min 이상 일 때 모든 주축 회전수에서 베어링 온도와 변위의 증가량이 최소를 나타낸다. 따라서 온도와 변위를 비교해보면 중공축의 냉각유량은 2.3 l/min 이상이 적절하다.

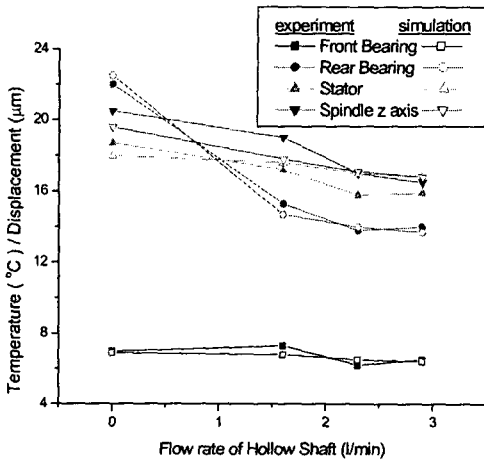


Fig. 10 Comparison of temperature rise and displacement according to the flow rate of hollow shaft at 18000 rpm

## 5. 결론

본 연구는  $d_m N = 130$ 만인 고주파모터 내장형 오일미스트 윤활 고속주축의 온도분포와 열변위를 양호하게 할 수 있는 중공축 냉각장치를 고안하여, 주축회전수, 베어링 예압과 냉각 유량 변화에 대한 열특성 실험을 수행하였다. 유한요소법을 해석기법으로 하는 프로그램을 사용하여 열전달을 고려하여 고속 주축계의 온도분포 및 열변형을 해석하고 실험과 수치해석값을 비교 검토함으로써 고속 주축계의 열적거동을 밝히고자 하였다. 또한 효과적으로 주축계의 온도와 열변형을 최소화하는 냉각 방법에 대한 연구결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 주축계의 하우징과 전반부 베어링부는 냉각자켓에 의하여 강제냉각되므로 전체적으로 온도가 낮으며, 중공축 냉각은 후반부 베어링과 모터의 고정자의 냉각에 효과적임을 알 수 있었다.

(2) 냉각자켓과 동시에 중공축 내부냉각하여 주축의 온도 상승 및 변위를 최소화하는 적정한 냉각 유량과 베어링 예압을 알 수 있었다.

(3) 냉각자켓과 주축표면의 열전달, 빌트인 모터와 베어링의 발열을 고려하여 열전달해석을 수행한 수치해석 결과와

실험의 경향이 일치함을 확인할 수 있었다.

(4) 유한요소법을 사용하여 복잡한 형상을 가진 고속주축계의 비정상 열전달 해석을 수행한 결과 이론적으로 온도분포 및 열변형을 추정하는 것이 가능하고 고속 주축계의 초기 설계 단계에서 열적 최적화에 활용할 수 있다.

## 후기

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

## 참고문헌

1. S. Nakamura, "High Performed Machine Tool Spindles", J. of JSPE., Vol. 04. No. 57., pp.605-609, 1991.
2. A. Muramatsu, Nakamura, H. Yoneyama, O. Iwasaki, "Heat Conduction Analysis for Motor Integrated Spindle", NSK Technical Journal, No.658, pp.32~39, 1994.
3. Bossmanns, BerndTu, Jay F., "A Power Flow Model for High Speed Motorized Spindles - Heat Generation Characterization", ASME J. of manufacturing science and engineering, Vol. 123, No. 3, pp. 494~505, 2001.
4. DaeBong CHOI, SooTae KIM, SungHun JUNG, YongKee KIM, "Thermal Characteristics of the High Speed Motor Spindle by the Variation of Bearing Preload and Cooling Conditions", Machine engineering, Vol. 4, No. 1-2, 2004.
5. 백경근, 김수태, 최대봉, 김태형, "모터내장형 고속 주축계의 열특성 해석에 관한 연구", 대한기계학회 추계학술대회 논문집, pp.138~143, 2000.
6. Tedric A. Harris, "Rolling Bearing Analysis", John Wiley & Sons, Inc., 2001.
7. "FAG 공작기계용 스피들 베어링", FAG Catalog WL41 520/2KA.
8. Frank Kreith, Mark S. Bohn, "Heat Transfer Fifth Edition", West Info Access.