

베어링 스팬상에 기어구동축을 갖는 스피들 베어링 시스템의 열특성에 관한 연구

최진경* · 이대길*

(1996년 11월 22일 접수)

Temperature Increase of the Spindle Bearing System Having a Gear on the Bearing Span

Jin Kyung Choi and Dai Gil Lee

Key Words : Machine Tools(공작기계), Spindle System(주축부), Thermal Characteristics(열특성), Angular Contact Ball Bearing(앵글러 콘택트 볼베어링)

Abstract

High cutting speeds and feeds are essential requirements of a machine tool structure to accomplish its basic function which is to produce a workpiece of the required geometric form with an acceptable surface finish at as high a rate of production as is economically possible. Since the bearings in high speed spindle units are the main heat source of the total cutting system, in this work, the thermal characteristics of the spindle bearing system with a tilting axis were investigated using finite element methods to improve the performance of the spindle bearing system. Based on the theoretical results, a specially designed prototype spindle bearing system has been manufactured. Using the manufactured spindle bearing system, the thermal characteristics were measured. From the comparison of the experimental results with the theoretical ones, it was found that the finite element method predicted well the thermal characteristics of the spindle bearing system.

1. 서론

최근 제조, 가공분야에서는 다품종, 소량생산과 함께 제품의 고정밀도를 요구하고 있으며, 생산원가의 절감을 위한 첨단 생산기술 개발에 관한 연구가 활발하게 진행되고 있다. 특히, 공작기계를 이용한 가공분야에서는 고속가공을 통한 절삭가공시간의 단축에 대한 관심이 증대되고 있다.⁽¹⁾ 그러나, 공작기계 주축의 회전수가 증가함에 따라 단위

시간당 가공량의 증가로 생산 효율이 좋아지는 장점을 갖는 반면, 주축부에서 소음, 진동 및 열발생 등과 같은 문제가 발생한다.⁽²⁾

공작기계 주축의 고속 절삭구동으로 발생하는 주축 내부의 과도한 온도의 상승은 주축을 구성하고 있는 이종 부품간의 상이한 열팽창량으로 열응력을 발생시키며, 마찰 및 마모 증대의 원인이 되어 부품의 수명을 단축시킨다. 일반적으로 공작기계의 성능은 사용가능한 최고 회전속도에 의해 결정되며, 최고 회전속도는 주로 주축에서 발생하는 온도 상승량에 의해 제한을 받는다. 그러므로, 주축부의 열발생을 억제하기 위한 냉각계 및 윤활기관등의

*회원, 한국과학기술원 기계공학과

개발에 대한 연구의 필요성이 대두되고 있으며, 이를 위해 주축부의 열발생을 최소화할 수 있는 구조 설계의 최적화가 선결되어야 한다.

오랫동안 공작기계의 열적 거동에 대한 연구가 활발히 진행되어 왔으나, 공작기계 내의 열적 불안정을 완전히 해결하기 위한 구체적인 방안이 아직 제시되지 않은 상태이다. 본 연구와 관련되는 몇 가지의 예를 소개하면 다음과 같다.

Clarke는 열적 정상상태에서의 플로트-링-베어링(Float ring bearing)의 열적 거동을 해석하였으며, 윤활막 사이의 열 및 물질전달(heat and mass transfer) 관계식을 유도하여, 내면 및 외면 윤활막의 레이놀즈방정식과 에너지방정식의 해를 구하였다.⁽³⁾ Bergling은 드라이크리닝 실린더 및 제지용 롤러와 같은 열악한 환경 하에서 구동하는 베어링의 열 및 윤활상태를 얻기 위한 프로그램을 개발하였다.⁽⁴⁾ Witig는 항공기 엔진 베어링의 열전달 특성 및 윤활막의 두께가 고속회전에 미치는 영향에 대해 연구하였다.⁽⁵⁾ Dunnuck은 기차바퀴 내의 롤러 베어링의 정상상태에서 온도분포와 작용하는 하중을 유한요소해석으로 구하였으며, 이 모델을 사용하여 다양한 경우의 하중, 속도 및 마찰열에

대한 해석을 수행하였다.⁽⁶⁾ Lee는 공작기계 주축부의 열특성에 대한 동적 시뮬레이션 모델을 구성하였으며, 열변형 및 열적 경계조건이 상호간 영향을 주며 변동하는 열적 폐루프 시스템(thermal closed-loop system)의 개념을 사용하여 주축부의 열적 거동을 예측하였다.⁽⁷⁾

공작기계의 열적 온도구배에 대한 연구는 특정한 형식의 베어링의 정상상태(steady state) 범위뿐만 아니라, 냉각장치(cooling unit)에 의한 효율적인 냉각효과를 얻기 위하여 전이구간(transient region)에서 해석 및 실험이 요구된다. 특히, 공작기계의 소음도를 측정하는 경우에 베어링 자체의 소음이 다른 쪽의 소음과 중첩되기 때문에 베어링의 조립상태를 판별하는 것이 용이치 않다. 그러므로, 베어링의 발열을 측정하여 베어링의 조립오차를 측정하는 것이 더욱 효과적이다. 또한, 항공기 동체, 선박용 프로펠러, 터빈블레이드 등과 같은 복잡한 형상물의 보다 효과적인 가공을 위하여 주축 스캔상에 구동기어가 틸팅축(tilting axis)이 되는 다축 공작기계의 사용이 확산되면서 이에 대한 해석 및 실험이 요구되고 있다.

본 연구에서는 이와 같이 주축부의 다축화 및 다기능화를 위하여 베어링 스캔상에 기어 구동축을 갖는 주축 시스템의 열특성에 관하여 연구하였다. 구체적으로, 주축 실험장치를 사용하여 얻은 주축부의 열특성을 FEM 해석결과와 비교하여 실험에 대한 해석의 오차 정도를 구하였다.

2. 실험용 주축부의 구성

주축부를 설계, 제작하는 경우에는 먼저 주축의 형상 및 재질, 사용될 베어링의 종류, 개수 및 배열방법 등을 신중한 후, 최적의 주축 시스템이 되도록 이들을 배치하여야 한다. 본 연구에서 실험용으로 설계, 제작된 주축의 베어링 조립부위는 크롬으로 도금하여 표면강도 및 정도를 향상시켰으며,

Table 1 Fit tolerance and arithmetical average roughness of the spindle.

Spindle diameter (mm)	80	100
Tolerance (μm)	+3	+3
Circularity (μm)	1.2	1.5
Arithmetical average roughness; Ra (μm)	2	2.5
Housing diameter (mm)	120	150
Tolerance (μm)	Clearance fit +8	Interference fit -3

Table 2 Specifications of the angular contact ball bearings (FAG, Germany).

Bearing type	Inner diameter (mm)	Dynamic load rating (kN)	Static load rating (kN)	Limit speed (rpm)	
				Grease lubrication	Oil-air lubrication
B7020C	100	75	68	7000	9500
B7016C	80	58.5	48	9000	13000

고강성의 베어링 특성을 얻기 위하여 간섭 끼워맞춤 공차로 재연삭 가공하였다. 그러나, 후단부 하우징의 베어링 조립부는 고속 절삭시에 베어링 부위의 열발생으로 인한 베어링의 예압량 변화를 방지하기 위하여 헐거운 끼워맞춤이 되도록 가공하였다. Table 1은 본 연구에서 사용된 주축 베어링 조립부의 가공공차이다.

주축부에서 사용된 베어링은 고속 회전에서 안정된 특성을 갖는 FAG사의 B70계열인 앵글러 콘택트 볼베어링을 사용하였다. 요구되는 주축부의 강성과 고속 회전을 위하여 전단부 세개의 베어링을 T-O 배열(복합조합)이 되도록 하였고, 후단부 두개의 베어링을 O 배열(배면조합)로 하였다. 이와 같은 앵글러 콘택트 볼베어링은 베어링에 예압력을 주어 축의 회전정밀도의 향상, 베어링의 강성 증가 및 진동 감소효과를 얻을 수 있다. 본 연구에서는 주축 베어링을 너트로 죄어줌으로써 정위치 예압이 가능하게 하였다. Table 2는 본 주축계에서 사용한 베어링의 사양이다.

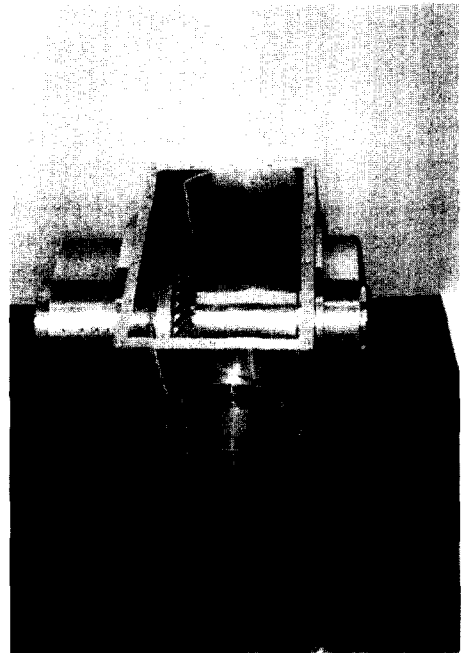
일반적으로 상대운동을 하는 베어링 내부 각 요소의 금속간 접촉으로 인한 마모를 방지하고, 용이한 열발산을 위하여 윤활제를 사용한다. 본 연구에서는 FAG사의 저마찰, 초고속 동작기계용 주축 그리스(Arcanol 174)를 사용하였다.

구동기어의 조립을 위해 주축의 스펙상에 가공된 키홈은 주축 비대칭의 원인이 되어, 고속 회전에서 주축부의 소음 및 진동의 원인이 된다. 비대칭 주축부의 속도가 증가함에 따라 편심 원심력이 증가하는 원리에 따라 평형시험기(balancing machine)에 표시되는 주축의 양끝 단에서의 비대칭량을 감

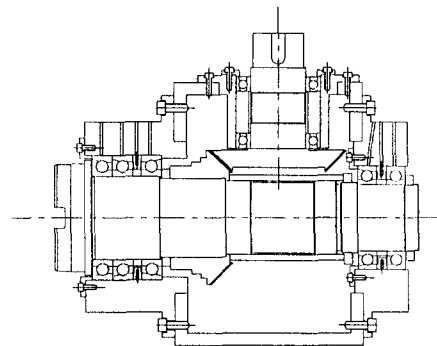
소시키는 방법으로 평형잡기를 하였다. Fig.1은 평형잡기를 한 후에 주축의 각 회전수역에서의 비대칭 원심력을 나타낸다. 위에서 기술한 내용을 바탕으로 Fig.2와 같이 주축부의 열적인 구동 특성을 얻기 위한 실험용 주축부를 구성하였다.

3. 주축부의 온도 상승량 측정

전절에서 언급한 바와 같이 주축 베어링의 강성



(a) Photograph



(b) Detailed configuration

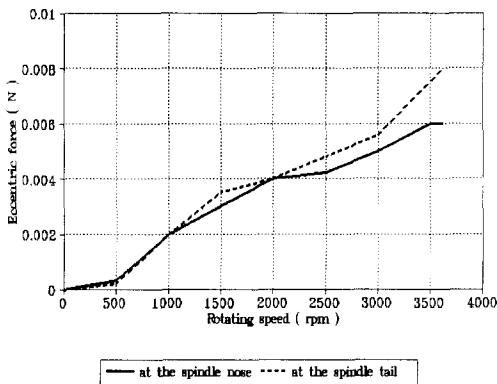


Fig. 1 Eccentric centrifugal force of the spindle with respect to rotational speed.

Fig. 2 Experimental setup for measuring static and dynamic characteristics of the spindle bearing system.

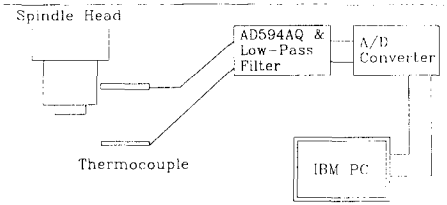


Fig. 3 Experimental setup for measuring the temperature of the spindle unit.

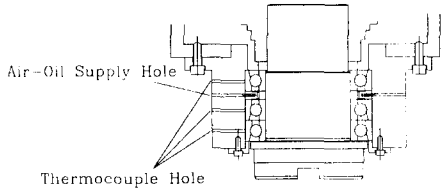


Fig. 4 Locations of the thermocouples for measuring the thermal increments of the spindle unit.

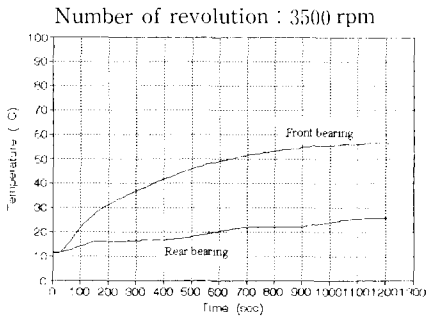


Fig. 5 Temperature increments of the bearings with respect to time.

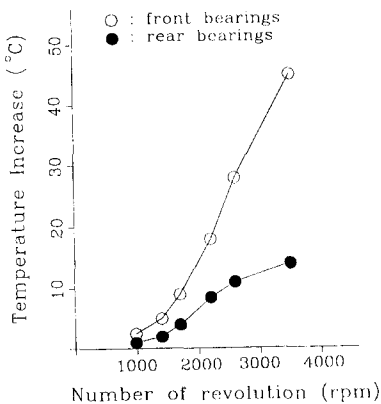


Fig. 6 Temperature increments of the bearings with respect to rotational speed.

을 높이고, 회전의 정밀도를 증가시키기 위하여 예압력을 가한다. 그러나, 과다한 예압력이 가해질 경우, 베어링과 내·외륜간의 수직력의 증가로 마찰열이 발생하고, 이 마찰열로 인하여 베어링 간의 길이(bearing span)가 증가하므로 주축부의 강성 저하에 의한 가공 정밀도의 저하 및 베어링 파손을 유발시킬 수 있다.⁽⁸⁾

본 실험에서 주축부의 발열량을 측정하기 위하여 사용한 열전대는 J-type으로써 측정 가능한 온도 범위는 0~277°C 이고, 철(Iron; +)과 콘스탄탄(Constantan; -)으로 구성되어 있다. 열전대에서 발생하는 열기전력은 온도 전용 칩(AQ594AQ, analog device)을 사용하여 신호를 증폭하였으며, 저주파수 통과 필터(Low-pass filter)를 사용하여 신호의 소음(noise)을 제거하였다. 필터를 통과한 데이터는 8개의 아날로그 입력과 한 개의 디지털 출력을 가지고 있는 A/D 전환기(A/D converter; PC-Lab-card사)를 통과한 후에 일정 시간간격의 온도 데이터로 PC에 저장된다. Fig. 3은 주축부 내의 발생 열을 측정하기 위해 구성된 전체 시스템을 나타낸다. 베어링과 가장 근접한 위치에서의 발생 온도를 측정하기 위하여 Fig. 4와 같이 하우징에 구멍을 뚫어 열전대를 삽입시켰으며, 베어링의 온도 증가량을 대기중의 온도와 비교하였다.

Fig. 5는 주축이 3,500 rpm으로 구동하였을 경우 단위 시간에 대한 베어링의 온도 상승량 그래프이다. 구동 초기에는 베어링의 온도가 증가하나 베어링의 발생열과 대기의 열량이 평형위치에 이룬 시점부터 일정한 온도를 유지하는 것을 볼 수 있다. 동작기계의 냉각조건은 포화온도(saturation temperature)까지의 도달시간(t_s)과 상승온도(T_s)가 중요한 변수가 되며 도달시간을 짧게 하고 상승 온도를 낮추는 방향으로 냉각계를 구성하는 것이 바람직하다. Fig. 6에서는 각각의 회전수에 따른 정상상태에 도달하였을 때의 온도 증가량을 나타내었다.

실험을 통하여 얻은 정상상태에 도달하였을 때의 온도 증가값에 대한 다항식 피팅(fitting)을 하면 다음과 같은 식 (1)을 얻을 수 있으며, 이 식을 통하여 각 회전수역에서의 온도 증가량을 예측할 수 있다.

$$T_1 = -1.03 \times 10^{-9} r^3 + 9.25 \times 10^{-6} r^2 - 6.84 \times 10^{-3} r - 1.24 \times 10^{-1} \quad (1)$$

$$T_2 = -1.01 \times 10^{-9} r^3 + 6.01 \times 10^{-6} r^2 - 4.59 \times 10^{-3} r$$

$$-5.37 \times 10^{-2}$$

여기서, r (rpm)은 주축부의 구동속도이며, T_1 , T_2 ($^{\circ}\text{C}$)은 각각 전단부 및 후단부 베어링의 온도 상승량을 나타낸다. 또한, 회전수에서 최고 온도에 도달하는 시간을 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$t = 8,000 + [-6 + (1/432 - (r - 2,600)/9) \\ (r - 1,700)](r - 1,400) \quad (2)$$

여기서, r (rpm)은 주축부의 구동속도이며, t (sec)는 베어링의 최고 온도 도달시간을 나타낸다. Stone은 베어링(B7211)이 회전수 2000 rpm, 즉, DN값 110,000으로 회전할 경우, 30분동안 베어링 온도가 7°C 정도 증가한다고 제시하고 있다.⁽⁹⁾ 본 연구에서 사용된 베어링(B7020)의 경우 Fig. 6에서 보는 바와 같이 DN값이 110,000(1,100 rpm)에서 3°C 의 온도 상승량을 보였으며, 두 결과값을 비교하였을 경우 Stone이 제시한 결과값 보다 양호한 값을 얻을 수 있었다. 공작기계가 최고 회전수의 2/3에서 한 시간동안 회전하였을 경우 베어링의 온도 상승량이 10°C 이하가 바람직한 것으로 알려져 있기 때문에, 본 연구에서 사용된 주축부의 경우 2,700 rpm(온도 상승량이 10°C 일 경우의 주축의 회전수 1,800 rpm \times 3/2)을 본 주축부의 최고 회전수로 유추할 수 있다.

4. 주축부의 열특성 해석

주축부와 같은 회전체의 열적 거동은 부품간의 복잡한 열적 상호작용으로 해석에 많은 어려움이 있다. 그러나, 주축부의 열적 안정성 확보 및 최적의 냉각계 구성을 위하여, 주축부 내의 온도 구배와 전체 주축부의 열원으로 작용하는 베어링에 대한 정량적인 해석이 요구된다.

주축부의 열발생은 베어링의 볼(ball)과 레이스(race) 간 상대운동에 의한 마찰열에 기인한다. 그러나, 베어링의 구동에 의해 발생하는 열은 주위 환경 및 구동조건에 의하여 매우 다른 경향을 나타내기 때문에 일반화된 식으로 나타내기가 매우 어렵다. 본 논문에서는 베어링의 열발생 요인을 다음식 (3)와 같이 세가지 열발생 모드로 가정하였다.⁽¹⁰⁾

$$H_{\text{tot}} = H_s + H_1 + H_v \\ H_s = 1.05 \times 10^{-4} n M_s \\ H_1 = 1.05 \times 10^{-4} n M_1$$

$$H_v = 1.05 \times 10^{-4} n M_v \quad (3)$$

여기서, H_s 와 M_s 는 베어링 볼의 스피닝운동(spinning motion)에 의한 열발생량 및 모멘트 값이며, H_1 와 M_1 는 각각 베어링에 작용하는 하중에 의해 발생하는 열발생량 및 모멘트 값이고, H_v 와 M_v 는 윤활제에 의해 유발되는 열발생량 및 모멘트를 나타낸다. 또한, 베어링의 전체 열발생량을 H_{tot} 로 나타내었으며, n 은 주축의 회전속도(rpm)를 나타낸다. 본 연구의 대상인 주축부의 실제 사양(B70 계열 앵글러 콘택트 볼베어링, 무하중, 그리스 윤활)을 위의 식에 사용하였을 경우, 전단 및 후단 베어링에서 발생하는 총 열발생량으로 각각 216W와 71W를 구하였다.

Kreith는 주축의 길이방향으로 온도차가 적으며, 일정한 직경의 주축부가 고속 회전으로 강제 대류를 한다는 가정을 하여, 회전체에 대한 열전달 계수식을 식 (4)과 같이 제안하였다.⁽¹¹⁾

$$\text{Nu}_b = 0.133 \text{Re}_b^{2/3} \text{Pr}^{1/3} \\ (\text{Re}_b < 4.3 \times 10^5, 0.7 < \text{Pr} < 670) \quad (4) \\ h = \text{Nu}_b k/D$$

위의 식에서 Nu_b 는 누셀트수(Nusselt number)를 나타내며, Re_b 와 Pr 은 각각 레이놀즈수(Reynold number)와 프란틀수(Prandtl number)를 나타낸다. 본 연구에서 주축이 3500 rpm의 속도로 회전하는 경우에 Nu_b 값은 423을 얻었으며, 이때 열전달계수(heat transfer coefficient; h)는 열전도율(thermal conductivity; k)과 주축직경(D)의 관계식에 의해 $115 \text{ W/m}^2\text{K}$ 를 얻었다. 그러나, 본 주축부는 원통형상의 회전축에 기어가 장착 되어 주축부의 대류를 더욱 활성화시키므로 위의 결과보다 큰 값의 열전달계수를 가질 것이다. 본 논문에서는 열전달계수를 $115 \text{ W/m}^2\text{K}$ 에서 $400 \text{ W/m}^2\text{K}$ 까지 증가시켰을 경우, 주축부의 온도구배 및 시간에 따른 베어링부의 온도곡선을 실험값과 비교하였다.

또한, 회전체를 제외할 주축 하우징의 외측은 주축부의 회전운동에 의한 대기와 강제 대류조건으로 가정하여 $80 \text{ W/m}^2\text{K}$ 의 열전달계수 값을 사용하였다.⁽¹²⁾

본 주축부의 시간에 따른 온도 증가량 및 정상 상태에서 온도구배 특성을 나타내기 위하여 상용 FEM 프로그램인 ANSYS를 사용하였으며, Fig. 7과 같이 3차원 모델링을 하였다. 이 경우, 주축부

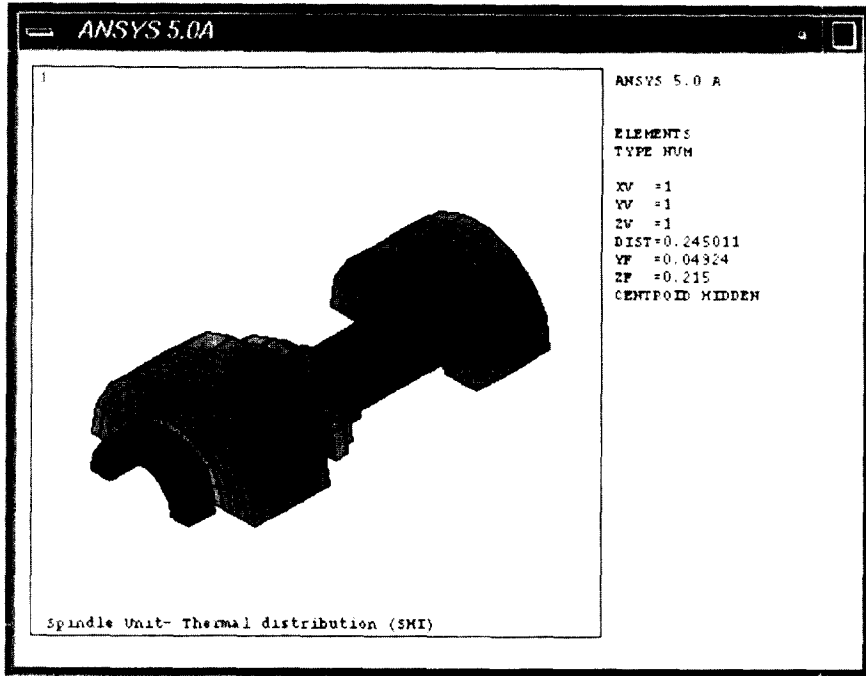


Fig. 7 Three dimensional FEM modeling for the thermal analysis of the spindle bearing system.

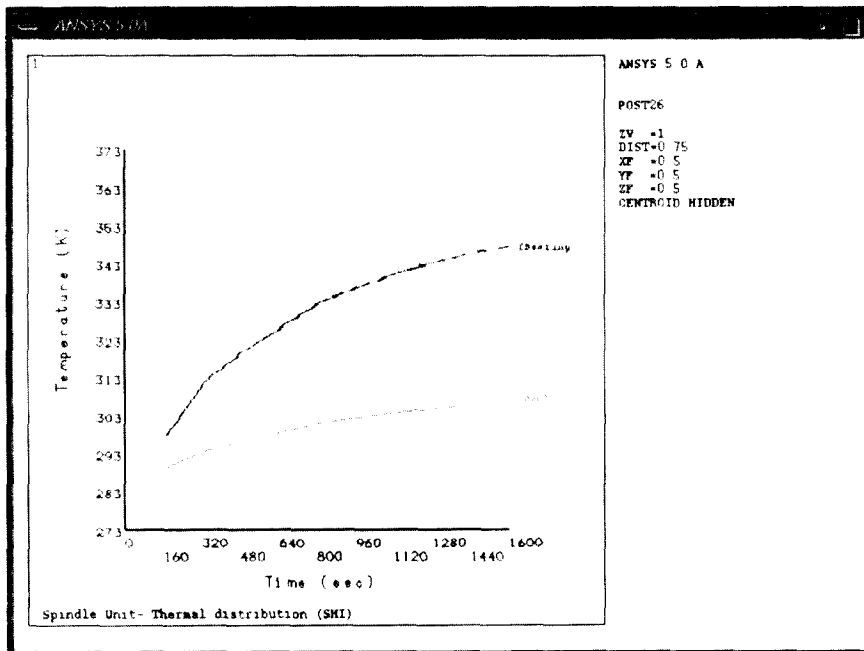


Fig. 8 Temperature rise of the bearings with respect to time when the heat transfer coefficient of the rotational spindle is $115 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Table 3 Saturation temperature and time which front bearings are reached in with respect to heat transfer coefficients of the rotational spindle at 3500 rpm.

	Heat transfer coefficients of the rotational spindle (W/m ² K)				
	115	200	300	400	Experimental result
Saturation temperature T _s (°C)	72	68	63	58	58
Saturation time t _s (sec)	1,590	1,480	1,330	1,200	1,180

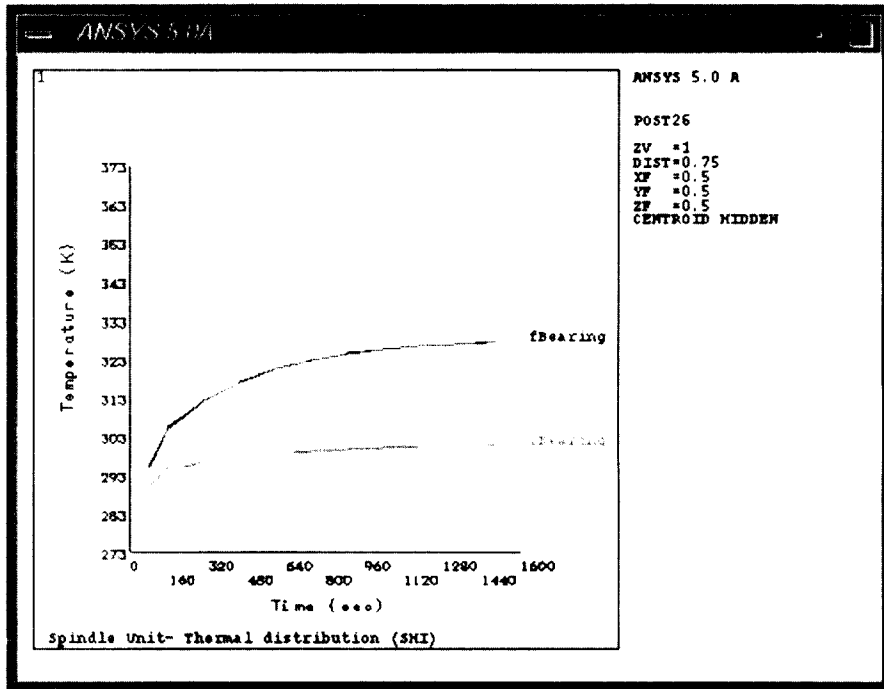


Fig. 9 Temperature rise of the bearings with respect to time when the heat transfer coefficient of the rotational spindle is 400W/m²K.

의 경계조건으로 위에서 계산한 값을 사용하였으며, 최적의 냉각계 위치를 결정하기 위하여 3차원 전단면에 대한 해석을 수행하였다.

회전 주축부의 열전달계수로 식 (4)에 의한 결과값 115 W/m²K를 사용하였을 경우에 주축 베어링의 시간에 대한 온도 상승곡선 그래프는 Fig. 8과 같으며, 이때의 주축 베어링의 포화상태에서의 온도(T_s)와 도달시간(t_s)은 각각 72°C, 1,590sec이다. 그러나, 이와 같은 해석은 주축부 상의 구동기어의 강제 대류에 의한 열전달계수의 증가요인을 고려하지 않았기 때문에 Fig. 5의 실험값과 상이한 결과를 보인다. Table 3은 각각의 열전달계수에 대한 포화온도 및 도달시간을 나타낸다. 열전달계

수를 400 W/m²K로 가정하였을 경우, 주축 베어링의 포화상태에서의 온도(T_s)와 도달시간(t_s)은 각각 58°C, 1,200 sec로 실험값과 근사한 결과를 얻었다. 이 경우 주축 베어링의 시간에 대한 온도 상승곡선 그래프는 Fig. 9와 같다. 또한, 전체 주축부의 온도구배는 Fig. 10과 같이 나타낼 수 있으며, 전단 베어링에서 최고 온도를 갖는 것을 볼 수 있다. 이와 같이 전체 주축계의 온도 상승은 주로 베어링부에서의 열발생에 의하므로 냉각계의 설계 시에 베어링부의 열적 거동에 대한 주의가 요구된다.

주축부의 효과적인 냉각을 위하여, Fig. 11와 같이 주축 베어링 장착부 주위로 사각형 단면의 나선형 냉각 재킷(Jacket)을 모델링하였다. 해석을 용

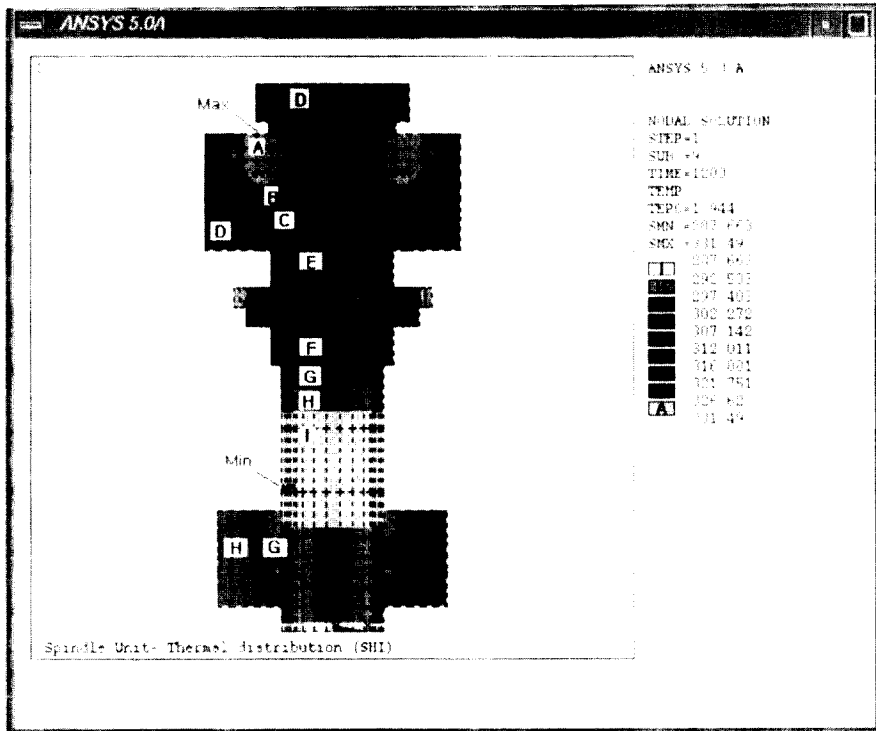


Fig. 10 Temperature distribution of the spindle bearing system at 3500 rpm after 20 minute.

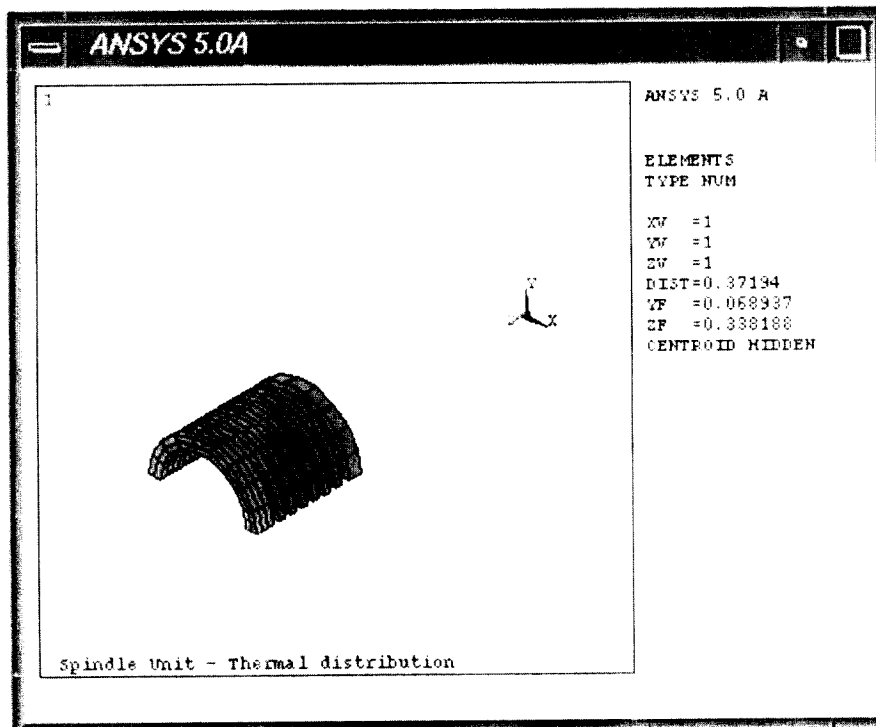


Fig. 11 FEM modeling of the coolant jacket with square cross section in the spindle housing.

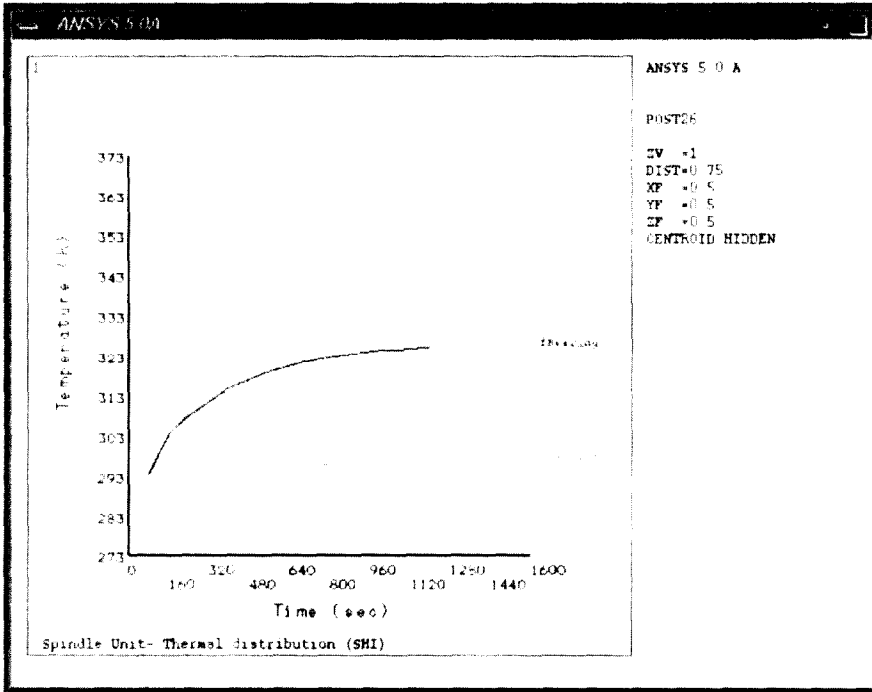


Fig. 12 Temperature rise of the bearings with cooling water with respect to time.

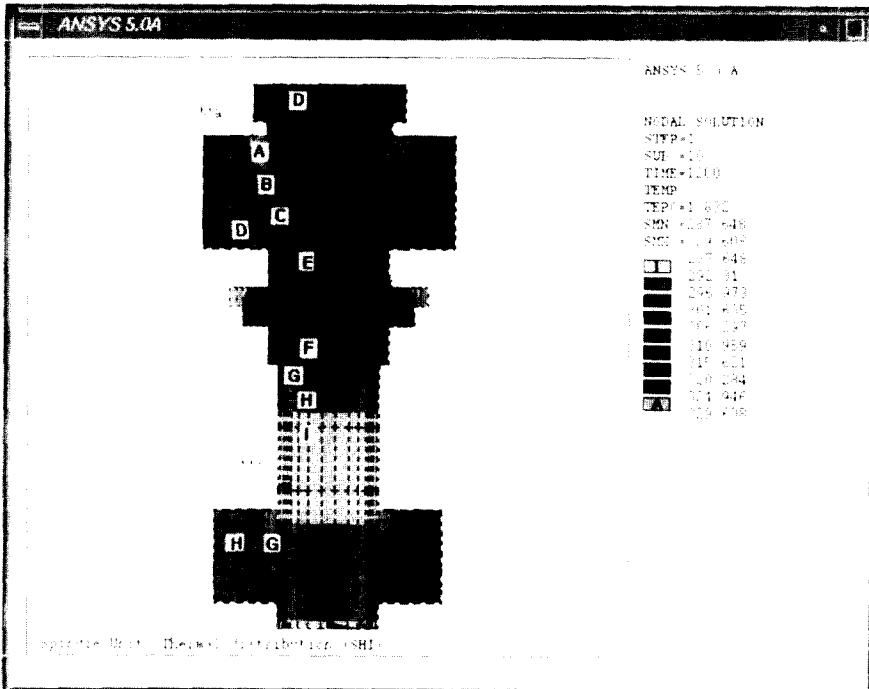


Fig. 13 Temperature distribution of the spindle bearing system with cooling water at 3500 rpm.

Table 4 Saturation temperature and time which front bearings are reached in with respect to heat transfer coefficients of the coolant flow.

	Heat transfer coefficients of the coolant flow (W/m ² K)				
	No coolant flow	220	400	600	800
Saturation temperature T _s (°C)	58	56	52	48	45
Saturation time t _s (sec)	1, 200	1, 130	1, 050	960	920

이하게 하기 위하여 냉각수는 온도차가 적은 하우징 내를 운동을 한다고 가정하였으며, 원심력에 의한 2차 유동(secondary flow)을 무시하였다.

초기의 유입유량이 0.02 kg/s 냉각수가 15°C의 온도로 재킷을 통과한다고 가정하였을 경우, 관내의 냉각수는 층류(laminar flow)운동을 하여 2.98의 누셀트수(nusselt number)를 가지며, 이때의 220 W/m²K의 열전달계수를 구하였다.⁽¹²⁾ Fig. 12는 냉각수에 의한 효과를 고려하였을 경우 전이 구간에서의 온도 상승곡선을 나타내며, Fig. 13은 정상 상태에서의 주축부의 온도구배 곡선을 나타낸다. 이 경우 냉각수에 의한 냉각작용으로 베어링부에서 포화온도(T_s)와 도달시간(t_s)은 각각 52°C, 1130sec로 냉각 재킷을 사용하지 않았을 때보다 2°C 낮은 온도로 유지되며, 도달시간은 70sec 정도 빨라진다. Table 4는 냉각수의 열전달계수의 변화에 대한 주축 베어링의 포화온도 및 도달시간을 나타낸다.

5. 결 론

일반적으로 다양한 구동조건 및 절삭상황을 갖는 공작기계의 경우, 열특성에 대한 구체적이고 일반화된 수학적 모델의 제시가 용이하지 않다. 또한, 여러 가지의 상황에서 일반 공작기계를 이용한 고능률, 고정도의 최적의 가공을 위하여 최종 상태의 전체 온도구배 조건뿐만이 아니라, 가공 개시 시간까지의 열적 이력에 대한 고찰이 중요하다.

본 논문은 베어링 스펙트에 기어구동축을 갖는 복잡한 스피들 베어링 시스템 구조에 대한 간단한 열적 경계조건을 사용하여 정상상태(steady state)에서 뿐만 아니라, 냉각장치(cooling unit)에 의한 효율적인 냉각효과를 얻기 위하여 전이구간(transient region)에서의 열적 특성에 대하여 연구하였다. 먼저, 주축 베어링을 주축부의 열원으로 가정

하였을 경우 열발생량과 주축과 대기와의 열전달계수를 구하여 주축부의 온도구배를 예측하였으며, 이 값을 이용하여 냉각장치를 적용하였을 경우에 효과적인 해석방법을 제시하였다.

참고문헌

- (1) Weck, M. and Koch, A., 1993, "Spindle-Bearing Systems for High-Speed Applications in Machine Tools," *Ann. CIRP*, Vol. 42/1, pp. 445~448.
- (2) Al-Shareef, K. J. H. and Brandon, J. A., 1990, "On The Effect of Variations in the Design Parameters on the Dynamic Performance of Machine Tool Spindle Bearing Systems," *Int. J. Mach Tools Manufact.*, Vol. 30, pp. 431~445.
- (3) Clarke, D. M., Fall, C., Hayden, G. N. and Wilkinson, T. S., 1992, "Steady-state Model of a Floating Ring Bearing, Including Thermal Effects," *Journal of Tribology, Transaction of ASME*, Vol. 114, pp. 141~149.
- (4) Bergling and Gunnar, 1991, "Accurate Estimates Needed for Bearing Heat, Lube Conditions," *SKF Bearing Industries*, Vol. 65, pp. 56~59.
- (5) Witig, S., Glahn, A. and Himmerlsbach, J., 1993, "Influence of High Rotational Speeds on Heat Transfer and Oil Film Thickness in Aero Engine Bearing Chamber," *ASME*, 8p 93-GT-209.
- (6) Dunnuck, David L., Conry, T. F. and Cusano, C., 1992, "Steady-state Temperature and Stack-up Force Distributions in a Railroad Roller Bearing Assembly," *ASME*, Vol. 5, pp. 89~96.
- (7) Lee Sunkyu, Sinno Hidenori and Ito Yoshimi,

- 1991, "Thermal Behavior of Bearing Surrounding in Machine Tool Spindle System," *JSME*, Vol. 57, pp. 3612~3617.
- (8) Tedric A. Harris, 1991, *Rolling Bearing Analysis*, Addison Wesley Publishing Company, 3rd edition, pp. 330~341.
- (9) Stone, B. J., 1982, "The State of the Art in the Measurement of the Stiffness and Damping of Rolling Element Bearings," *Ann. CIRP*, Vol. 32, pp. 529~538.
- (10) Harris, T. A., 1991, *Rolling Bearing Analysis*, Wiley Interscience, 3rd edition, Chap. 15.
- (11) Kreith, F., 1963, "Convection Heat Transfer and Flow Phenomena of Rotating Spheres," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 6, pp. 881~895.
- (12) White, F. M., 1984, *Heat Transfer*, Addison Wesley Publishing Company, Chap. 6.