

모터내장형 주축계의 구조에 따른 열특성 해석에 관한 연구

A Study on the Thermal Characteristics of the Spindle System with Built-in Motor according to Spindle type

서창범(창원대 대학원), 김수태(창원대), 최대봉(KIMM)

Chang-Beom Seo, Soo-Tae Kim, Dae-Bong Choi

ABSTRACT

Unsteady-state temperature distributions for spindle system with built-in motor according to spindle type are studied. For the analysis, three dimensional model is built considering heat transfer characteristics such as natural and forced convection coefficients. Temperature distributions are analyzed by using the finite element method. Results of analysis are compared .

1. 서론

지금까지 기계가공에 있어서 중요한 과제는 생산성과 가공정도의 향상이었으며 이러한 요구들은 공구재료의 발달과 더불어 공작기계의 고속화를 가져왔다.

일반적으로 공작기계의 운동정도와 동적, 정적 및 열적 외력 등에 의한 변형은 공작기계의 가공정도와 능률에 영향을 주는 요소들이며 기하학적 정도 및 강성은 근래에 들어 상당한 기술적 향상이 이루어졌다.

하지만 주축의 고속 회전을 위해 채택된 모터내장형 주축은 구조가 간단하고 기어 등의 보조장치가 없어도 속도변화가 가능한 이점이 있는 반면 가동 시 내부에서 발생하는 열로 인한 열변

형 문제의 개선이 중요한 과제로 부각되고 있으며, 공작기계의 열변형은 공작물의 가공정도 저하의 최대 요인으로 밝혀지고 있다.

본 연구에서는 공작기계의 열변형 문제의 해명 및 열변형을 최소화시킬 수 있는 냉각 조건과 최적설계의 정립을 위해 상용 유한요소 패키지인 ANSYS 5.6을 이용하여 모터내장형 주축계에 대한 3차원 모델링을 행하고 3차원 비정상 열전달 해석을 통하여 고속 주축계의 온도분포 해석을 수행하였다.

2. 고속 주축계의 구조 및 제원

$d_m \cdot n$ 값이 1.65×10^6 인 주축계로서 주축의 구조는 내장형 모터부와 공구 회전부가 커플링에 의해 연결되어있는 구조와 일반적으로 사용하고 있는 일체형의 2가지 형태의 주축이 사용되었으며 전반부와 후반부에의 베어링은 단열 세라믹 앵글러 콘택트 볼베어링으로 $\phi 65$ 와 $\phi 55$ 를 사용하였으며 베어링의 윤활 방식은 에어-오일 윤활 방식을 채택하였고 베어링 강성을 부여하기 위해 정위치 예압 방식을 사용하였다.

주축내장형 모터의 사양은 MITSUBISHI SJ-2B2002H 모델이며 내장형 모터와 전반부 베어링의 발열을 냉각시키기 위해서 주축 하우징 외부에 냉각자켓을 각각 설치하고 냉각오일을 강

제로 순환시킬 수 있는 구조를 하고 있다

3. 주축계의 해석

3.1 지배방정식 및 경계조건

3차원 비정상 열전달 방정식 및 경계조건은 다음과 같다. 단, 복사에 의한 열전달은 전도 및 대류 열전달에 비해 영향이 작은 값으로 보고 무시한다.

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \dot{Q} \quad (1)$$

여기서, ρ : 밀도

c : 비열

T : 온도 [T(x,y,z,t)]

t : 시간(time)

k : 열전도율

\dot{Q} : 단위체적당의 발열량

(1) 경계면 S_1 에서의 특정온도

$$T = T^* \quad (T^* \text{는 특정온도})$$

(2) 경계면 S_2 에서의 특정 열유동

$$q = q^* \quad (q^* \text{는 특정 열유동})$$

여기서, 온도분포가 대칭인 경우에 대칭면을 통과하는 열의 유·출입은 없다.

(3) 경계면 S_3 에 일어나는 열전달

$$q = h_f(T - T_a)$$

여기서, h_f : 열전달계수

T_a : 주위온도

3.2 주축계의 모델링

주축계의 베어링 발열, 모터 발열, 냉각 특성 및 경계면에서의 발열 특성 및 열전달 특성을 고려하여 온도분포 및 열변형을 해석하기 위하여 다음과 같은 근사화하여 모델링을 하였다.

- (1) 주축계는 구조적으로나 열적으로 좌우대칭으로 되어 있기때문에 반만을 모델링 하였다.
- (2) 주축계의 윤활유 및 에어공급 라인, 부품과 부품의 조립 부분, 후단부 커버 등을 생략

하거나 단순화하였고 내장형 모터의 고정자의 곡면부분은 직선형태로 단순화하였다..

- (3) 내장형모터의 회전자와 고정자사이의 공기의 열전달 특성에 의해 열유동이 이루어진다.
- (4) 베어링 부위는 무시하고 대신 열유동에 대한 경계조건을 부여한다.
- (5) 주축계를 구성하는 각 부품들의 상태량은 온도의 의존성이 없고 일정하다.

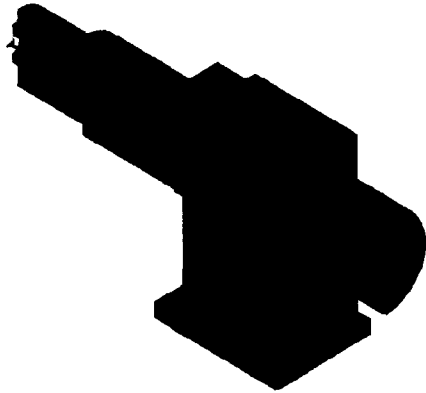


Fig. 1 FEM model of the spindle system

Fig. 1에서는 이상의 근사에 의해서 생성된 주축계의 유한요소 모델을 나타내고 있으며 모델의 치수는 실물과 동일하게 하였으며 유한요소 모델은 48334개의 solid70과 56115개의 절점으로 구성되어 있다.

3.3 주축계의 해석을 위한 경계조건

해석모델에 사용된 부품들의 열역학적 물성치는 20℃를 기준으로 일정한 것으로 하였으며 Table 1에 제시한 값을 해석에 사용하였다.

Table 1 The properties of materials

Property Description	Density [kg/m ³]	Specific heat [J/kg · °C]	Thermal conductivity [W _{att} /m · °C]
Housing	7272	420	52
Bed	7272	420	52
Spindle	7769	473	43
Rotor	6250.4	590.8	90.6
Stator	8124.5	437.2	148.8
Air	1.165	1006	0.026

3.3.1 베어링 발열특성

세라믹 베어링은 고속회전에 적합하고 고강성이며 특히 발열이 베어링강에 비해서 작은 장점이 있다.

베어링의 발열은 회전운동의 마찰 손실에 의해서 일어나므로 마찰 모멘트를 구함으로써 베어링의 발열량을 계산할 수 있다.

앵글러 콘택트 볼 베어링의 발열원은 미끄럼 모멘트인 스핀모멘트(spin moment)와 자이로스코픽모멘트(gyroscopic moment), 그리고 베어링의 형식, 하중의 크기에 따라 결정되는 하중 동마찰모멘트, 윤활유의 점도, 양, 회전수에 의해 결정되는 점성 동마찰모멘트로 구분된다. 본 연구에서는 스핀모멘트에 의한 발열은 전체 베어링 발열에 큰 영향을 미치지 못한다고 보고 무시하였다

(1) 자이로스코픽 모멘트($M_{gyroscopic}$)

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

$$M_{gyroscopic} = J \cdot \omega_r \cdot \omega_m \cdot \sin \beta \quad (2)$$

(2) 하중에 의한 동마찰 모멘트(M_{load})

베어링의 형식과 하중의 크기에 의해 결정되는 하중에 의한 모멘트이다. 하중에 의한 동마찰 모멘트는 베어링 제작사에서 추천하는 계산식을 참조하여 계산하였다.

$$M_{load} = z \left(\frac{P_0}{C_0} \right)^y \times P_{동용가베어링하중} \times \frac{d_m}{2} \quad (3)$$

(3) 윤활유의 점성에 의한 마찰 모멘트($M_{viscosity}$)

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

$\nu_0 \cdot n > 2000$ 일 때

$$M_{velocity} = f_0 \times (\nu_0 \times n)^{\frac{2}{3}} \times \left(\frac{d_m}{2} \right)^3 \quad (4)$$

$\nu_0 \cdot n \leq 2000$ 일 때

$$M_{velocity} = f_0 \times 1.6 \times 10^{-6} \times \left(\frac{d_m}{2} \right)^3 \quad (5)$$

각 베어링의 회전수(정격수명)에 따른 동점도 ν_0 를 베어링 제작사에서 제공하는 베어링 피치 지름과 회전수(정격수명)에 따른 동점도 그래프를 이용하여 보간법으로 구하여 Table 2에 제시하였다.

Table 2 kinetic viscosity of lubrication oil in each bearing

rpm	Rated viscosity ν_0 (mm ² /s)	
	Front bearing(φ65)	Rear bearing(φ55)
10000	5.2	5.8
20000	3.5	3.9

(4) 총발열량

베어링의 총발열량은 각각의 모멘트의 합에 축의 회전수(rpm)를 곱하므로써 계산하였다.

$$Q_{total} = Q_{load} + Q_{viscosity} + Q_{gyroscopic} \text{ [W]} \quad (6)$$

Table 3 Heat generation rate of bearing

rpm	Front Bearing(φ65)	Rear Bearing(φ55)
	Q_{total} (W)	Q_{total} (W)
10000	108.0	81.4
20000	317.2	244.3

3.3.2 모터의 발열특성

모터 발열량은 모터 제작사에서 제공하는 발열 데이터를 이용하여 적용하였고 회전수에 따른 모터의 회전자와 고정자의 발열은 Table 4와 같다.

Table 4 Heat generation rate of Motor

rpm	Stator (W)	Rotor (W)
10000	102	977
20000	106	767

3.3.3 냉각 자켓의 냉각능력

내부유동에 대한 열전달식(Gnielinskie quation)을 적용하여 냉각능력을 계산하였다.

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_{D_s} - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (7)$$

$$Q = hA(T_1 - T_2)$$

3.3.4 주축표면에서의 열전달특성

축회전시 대기에 노출된 축 표면에서의 열전달 계수는 다음과 같은 식을 사용하여 계산하였다.

(1) 반경방향으로의 열전달

$$Nu_D = \frac{\bar{h}D}{k} = 0.11(0.5Re_w^2 + Gr_D \cdot Pr)^{0.35} \quad (8)$$

(2) 축방향으로의 열전달

* 층류영역

$$Nu_D = \frac{\bar{h}D}{k} = 0.36 \left(\frac{\omega D^2}{\nu} \right)^{1/2} \quad (\omega D^2 < 10^6) \quad (9)$$

* 난류영역

$$Nu_r = \frac{h_c r}{k} = 0.0195 \left(\frac{\omega r^2}{\nu} \right)^{0.8} \quad (10)$$

3.3.5 주축계 모터의 회전자와 고정자 사이의 열전달 특성

회전자와 고정자사이의 유동을 단순 평행 평판 유동 및 난류 유동으로 가정하여 다음과 같이 열전달계수를 구하였다.

$$Nu_L = 0.185 \cdot Re_L (\log_{10} Re_L)^{-2.584} \cdot Pr^{1/3} \quad (11)$$

$$(Re_L > 10^7, 0.6 \leq Pr \leq 60)$$

4. 결과 및 고찰

각 주축의 구조에 따른 해석결과를 비교하기 위한 온도 측정 위치를 Table 5에 제시하였다.

Fig. 2, 3, 4, 5는 10000rpm과 20000rpm에서의 주축계의 온도분포를 나타내었으며 20000rpm에서의 최고온도가 10000rpm에서의 최고온도 보다 작은 것은 주축계의 최대 발열부인 모터부의 발

열량이 10000rpm 보다 20000rpm이 적기 때문이다

Table 5 Measuring positions

	Measuring position
Point1	전반부에서 첫번째 베어링부
Point2	전반부에서 두번째 베어링부
Point3	모터 전반부 베어링부
Point4	모터 후반부 베어링부
Point5	전반부 하우징 표면
Point6	모터부 하우징 표면
Point7	모터부 하우징 전반부 표면
Point8	후반부 하우징 후반부 표면
Point9	축후반부 내부 100mm지점

Fig. 6, 7, 8, 9는 시간에 따른 위치별 온도 상승량을 나타내고 있다. 약 2시간 경과 후에는 전체적으로 정상상태에 도달함을 알 수 있다.

해석값을 분석하면 모터부에서는 커플링 구조 주축계의 온도상승량이 일반적인 구조의 주축계 보다 높게 나타났으며 베어링부에서는 낮게 나타나고 있었으며 그 결과를 Table 6에 제시하였다.

Table 6 Temperature results
(general type and coupling type spindle)

Measuring position	10000 rpm		20000 rpm	
	General	Coupling	General	Coupling
Point1	9.1	4.1	21.3	9.8
Point2	8.4	4.0	18.5	9.3
Point3	15.6	31.9	23.1	34.5
Point4	19.5	18.1	22.8	21.6
Point5	6.2	2.0	13.3	3.7
Point6	11.5	15.1	14.7	15.4
Point7	9.4	12.4	10.7	11.7
Point8	17.1	17.2	18.6	18.8
Point9	18.6	15.1	20.9	17.1

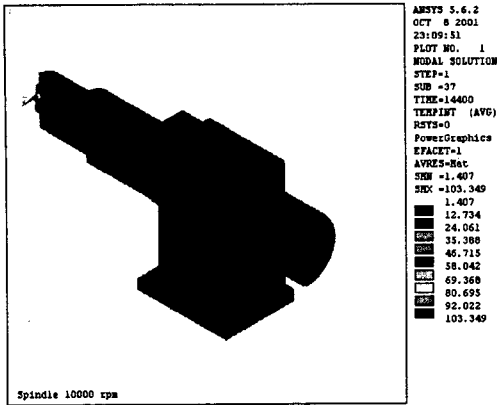


Fig. 2 Temperature distributions at 10000rpm (coupling type)

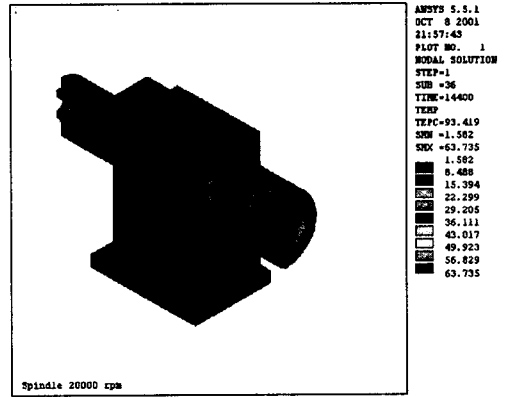


Fig. 5 Temperature distributions at 20000rpm (general type)

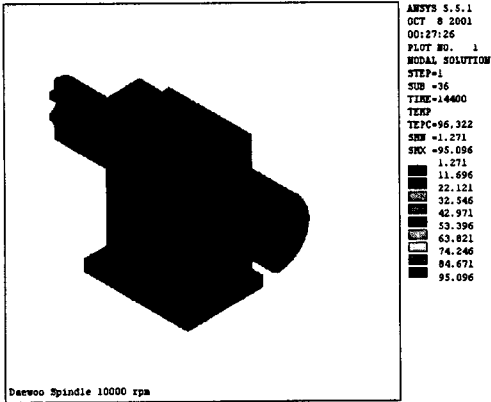


Fig. 3 Temperature distributions at 10000rpm (general type)

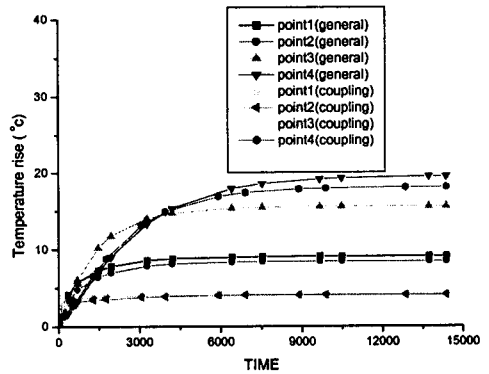


Fig. 6 Temperature rise according to time(10000rpm)

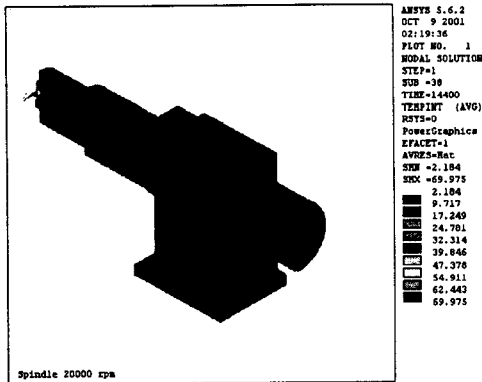


Fig. 4 Temperature distributions at 20000rpm (coupling type)

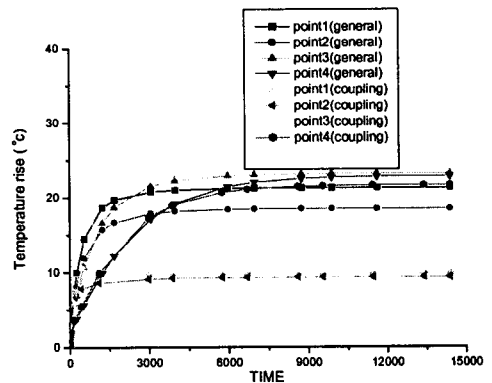


Fig. 7 Temperature rise according to time(20000rpm)

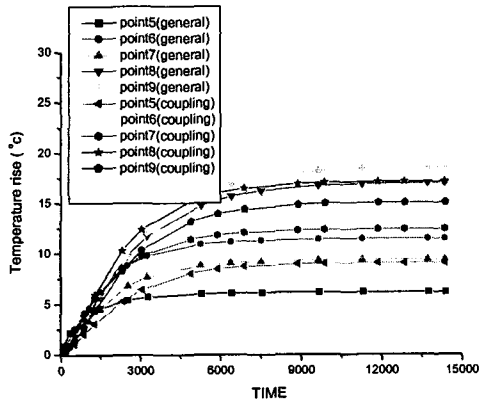


Fig. 8 Temperature rise according to time(10000rpm)

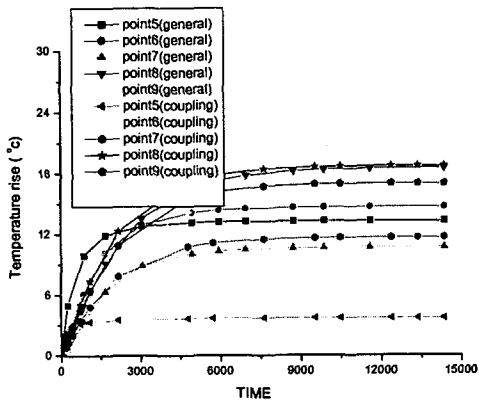


Fig. 9 Temperature rise according to time(20000rpm)

6. 결론

본 연구에서 주축계의 열특성 해석을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 주축계의 온도는 초기구동시에는 급속히 상승하다 약 2시간 경과 후에는 정상상태에 도달하였다.
- (2) 주축계의 온도상승은 모터와 베어링의 발열량 정도에 비례한다.
- (3) 모터부에서는 커플링 구조 주축계의 온도상승이 일반적인 구조의 주축계보다 높게 나타났으며 베어링부에서는 낮게 나타났다는 커플링 부의 공기가 모터에서 발생된 열의 전열을 억제하고 있음을 알 수 있다

(4) 하우징부와 베어링부의 온도상승은 냉각자켓에 의해서 억제되어 전체적으로 낮게 나타나있지만 모터 회전자의 온도상승을 억제하기 위한 별도의 냉각방법 요구된다.

(5) 냉각자켓, 베어링부, 주축 표면, 모터내부 틈새 및 축심 내부의 열전달 현상을 고려하여 해석을 수행하였고 모터내부의 회전자와 고정자 틈새의 열전달 현상을 좀더 정확히 예측할 필요가 있다.

후기

본 연구는 한국과학재단 지정 창원대학교 공작기계기술연구 센터의 지원에 의한 것입니다

참고 문헌

1. V.I.Alferov and Yu.N.Sokolov ; Heat Exchange between Machine Components and Workshop Atmosphere, Machine & Tooling, Vol.39, No.9 pp16, 1968.
2. N. Mishima, K. Mizuhara, Y. Okazaki ; Thermal Properties of a Hydrostatic Air Spindle-analysis and Control of Thermal Deformation, Trans. of JSPE, Vol. 59, No. 3, pp.129~134, 1993.
3. Tedric A. Harris ; Rolling Bearing Analysis, John Wiley & Sons, Inc., 1966.
4. FAG 공작기계용 스피들 베어링, FAG Catalog WL41 520/2KA.
5. Swanson Analysis Systems, Inc. ; ANSYS Manual, 1992.
6. Frank Kreith, Mark S. Bohn ; Heat Transfer Fifth Edition, West Info Access.
7. YUNUS A. ÇENGEL ; Heat Transfer International Edition, McGrawHill
8. 백경근, 김수태, 최대봉, 김태형 : 열전달을 고려한 고속 주축계의 열특성 해석에 관한 연구, 한국공작기계학회 추계학술대회 논문집, pp.285~290, 2000