

고주파 모터 내장형 주축의 냉각특성 해석

Analysis on the Cooling Characteristics of the Spindle with High Frequency Motor

김수태(창원대)*, 최대봉(한국기계연구원)

Soo-Tae Kim(Changwon Univ.), Dae-Bong Choi(KIMM)

ABSTRACT

Cooling characteristics for the three type spindles with high frequency motor are studied. For the analysis, three dimensional models are built considering heat transfer characteristics such as natural and forced convection coefficients. Unsteady-state temperature distributions and thermal deformations according to the cooling conditions are analyzed by using the finite element method.

1. 서론

지금까지 기계가공에 있어서 중요한 과제는 생산성과 가공정도의 향상이었으며 이러한 요구들로 인해 공구재료의 발달과 더불어 공작기계의 고속화와 고정도화가 꾸준히 추진되어 왔다.

일반적으로 공작기계의 운동정도와 정적, 동적 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 모터 내장형 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 요인이 되고 있다.

본 연구에서는 공작기계의 열변형 문제의 해명 및 열변형을 최소화시킬 수 있는 냉각 조건과 최적설계의 정립을 위해 세가지 유형의 고주파 모터 내장형 주축에 대해 3차원 모델링을 행하고 3차원 비정상 열전달 해석을 통하여 고속 주축의 냉각특성 해석을 수행하였다.

2. 고주파 모터 내장형 주축의 구조

$d_m \cdot n$ 값이 1.58×10^6 인 고주파 모터 내장형 주축계로서 전반부와 후반부에의 베어링은 단열 세라믹 앵글러 콘택트 볼베어링으로 $\phi 35$ 와 $\phi 25$ 를 사용하였으며 베어링의 윤활 방식은 오일미스트 윤활 방식을 채택하였다.

고주파 모터 내장형 주축은 베어링과 냉각자켓의 설치에 따라 세가지 유형을 고려하였으며, 첫 번째 주축은 전반부에 두 개, 후반부에 한 개의 베어링이 있으며, 후반부 베어링은 냉각이 되지 않는 구조이며, 두 번째 주축은 전반부와 후반부에 각각 두 개의 베어링이 있고, 후반부 베어링은 냉각이 되지 않는 구조이며, 세 번째 주축은 전반부와 후반부에 각각 두 개의 베어링을 있고, 후반부 베어링까지 냉각되는 구조로 되어 있다.

3. 주축의 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 주축의 모델링

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

(1) 주축은 구조적으로나 열적으로 좌우대칭으로 되어 있기때문에 반만을 모델링하였다.

(2) 주축의 윤활유 및 에어공급 라인, 부품과 부품의 조립 부분 등을 생략하거나 단순화하였고 고주파 모터의 고정자의 꼭면부분은 직선형태로 단순화하였다..

(3) 고주파 모터의 회전자와 고정자사이는 공기

의 열전달 특성에 의해 열유동이 이루어진다.

(4) 베어링은 발열을 고려하여 열유동에 대한 경계조건을 부여한다.

(5) 주축을 구성하는 각 부품들의 물성치는 온도의 의존성이 없고 일정하다.

Fig. 1~Fig. 3에서는 이상의 근사에 의해서 생성된 세가지 유형의 주축에 대한 유한요소 모델 및 해석결과를 나타내고 있다.

3.3 주축계의 해석을 위한 경계조건

해석모델에 사용된 부품들의 열역학적 물성치는 대기온도를 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/m · °C]
Housing	7769	473	43
Spindle	7769	473	43
Rotor	7817	446	52
Stator	8800	420	52
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 자이로스 코픽모멘트(gyroscopic moment), 그리고 베어링의 형식, 하중의 크기에 따라 결정되는 하중 동 마찰모멘트, 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.

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

(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

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

(4) 총발열량

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

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

Table 2 Heat generation rate of bearing

rpm	Front Bearing($\phi 35$)	Rear Bearing($\phi 25$)
	Q_{total} (W)	Q_{total} (W)
45000	324	116

3.3.2 모터의 발열특성

모터 발열량은 모터 제작사에서 제공하는 발열 데이터를 이용하여 적용하였고 회전수에 따른 모

터의 회전자와 고정자의 발열은 Table 3와 같이 예측하였다.

Table 3 Heat generation rate of Motor

rpm	Stator (W)	Rotor (W)
45000	2000	1000

3.3.3 냉각 자켓의 냉각능력

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

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

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

3.3.4 주축표면에서의 열전달특성

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

(1) 반경방향으로의 열전달

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

(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

세가지 유형의 주축에 대하여 냉각방식에 따른

수치해석을 수행하고, 구조 및 냉각방식에 따른 결과를 비교하였다. Fig. 1, 2, 3은 냉각자켓에 냉각유량을 10 l 흘리는 경우, 45000rpm에서 정상상태에 도달했을 때 주축의 구조에 따른 온도 분포를 나타내었으며, 결과에서 보듯이 최고온도는 차이가 없으나 후반부 베어링부위에서 온도분포가 다르게 나타나는 것을 알 수 있으며, 이는 후반부의 베어링 배치와 냉각유무로 인한 것임을 알 수 있었다.

Fig. 4, 5, 6은 주축이 정상상태에 도달했을 때 열변형을 나타내고 있는 데, 후반부베어링이 두 개이고 후반부베어링에 냉각이 되지 않는 type 2의 경우가 온도분포에서 예측할 수 있듯이 가장 큰 열변형이 나타나고 있었다.

Fig. 7은 냉각유량의 변화에 따른 세가지 유형의 주축에 대한 최고 온도를 비교한 결과로, 냉각유량이 증가할수록 최고 온도가 35℃ 가까이 낮아지는 것을 알 수 있으나, 세가지 유형에 따른 주축의 최고 온도는 큰 차이가 없이 비슷한 값을 갖는 것을 알 수 있었다.

Fig. 8은 냉각유량에 따른 정상상태에서의 각 주축의 최대열변형을 비교한 것으로, 후반부베어링의 온도분포의 결과에서 예측 가능하듯이 냉각유량에 관계없이 type 2가 가장 열변형이 크게 나타나고 type 3가 최대열변형이 가장 낮게 나타나고 있었다.

Fig. 9는 type 1에 대하여 냉각유량을 10 l로 하고, 냉각유의 유온을 대기온도 이하로 주었을 때 냉각효과를 나타낸 결과로써, 하우징이 충분히 냉각되지 않아 유온의 변화에 따라 최고 온도가 10℃이상 변하고, 그에 따라 열변형량도 15μm 이상 감소하는 것을 알 수 있었다.

Fig. 10은 type 1에 대하여 냉각유량을 10 l로 하고, 축의 공기냉각에 따른 최고온도 및 최대열변형을 나타낸 결과로 최고온도 및 최대열변형에 영향을 거의 미치지 못하는 것을 알 수 있었다.

Fig. 11은 축을 물로 냉각한 경우로써, Fig. 10의 공기냉각에 비하여 최고온도 28℃, 최대열변형 45μm 정도 낮아진 것을 알 수 있어 냉각효과가 가장 뛰어남을 알 수 있었다.

Fig. 12는 모터와 하우징 사이에 공기 주입시의 냉각효과를 나타낸 결과로써 효과가 크지 않

음을 알 수 있었다.

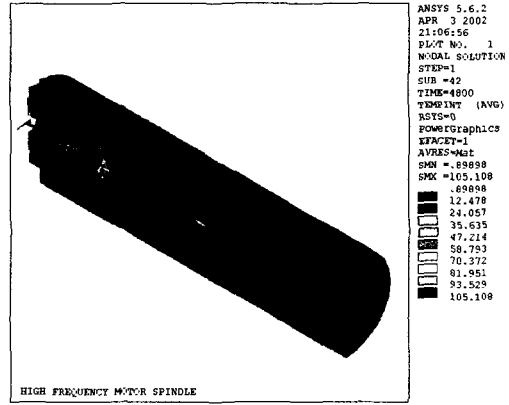


Fig. 1 Temperature distribution (Type 1)

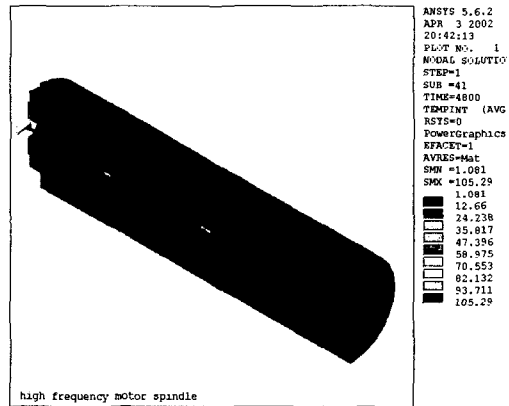


Fig. 2 Temperature distribution (Type 2)

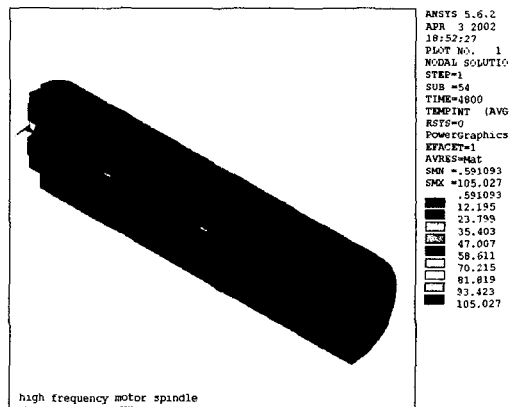


Fig. 3 Temperature distribution (Type 3)

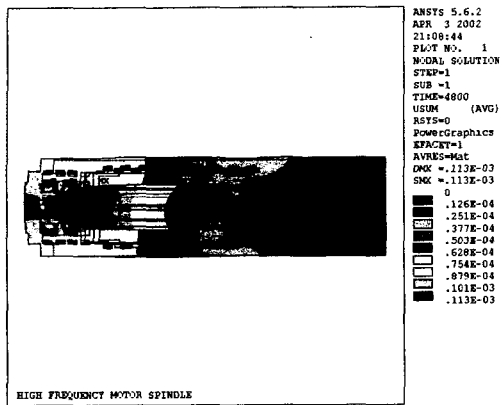


Fig. 4 Thermal deformation (Type 1)

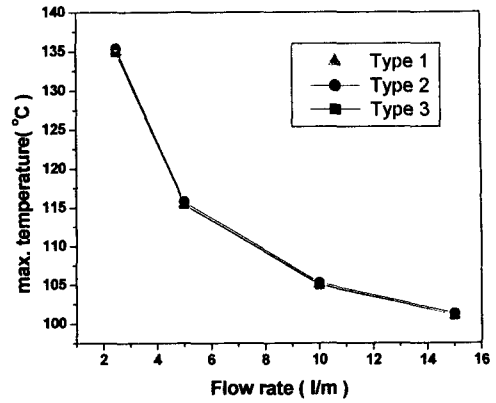


Fig. 7 Maximum temperature vs. flow rate

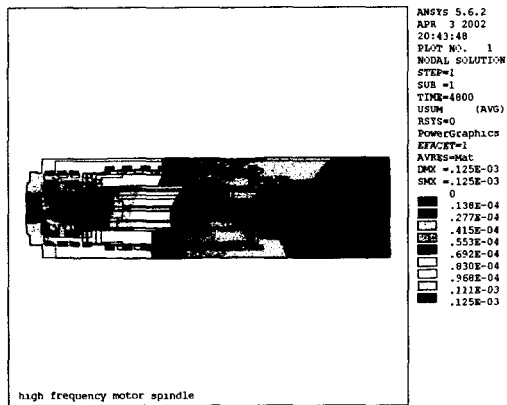


Fig. 5 Thermal deformation (Type 2)

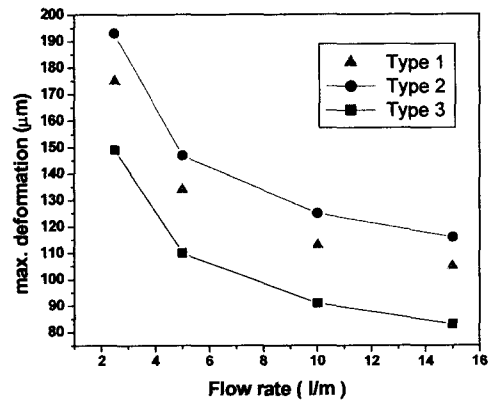


Fig. 8 Maximum deformation vs. flow rate

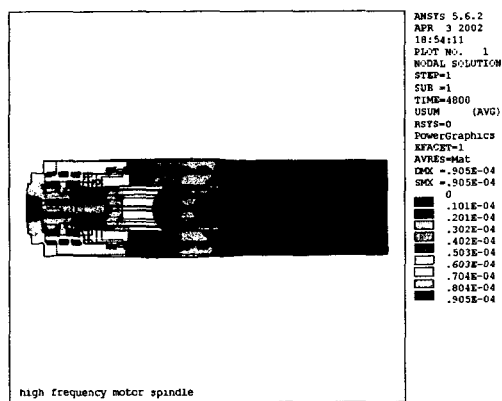


Fig. 6 Thermal deformation (Type 3)

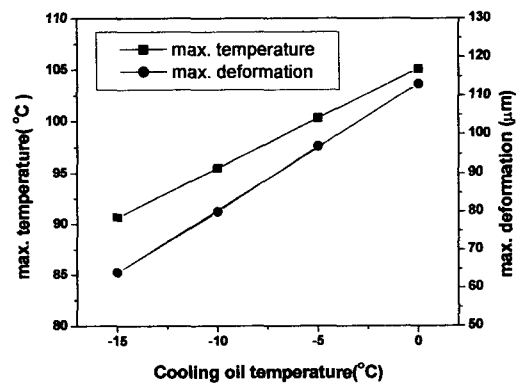


Fig. 9. Maximum temperature and deformation vs. cooling oil temperature

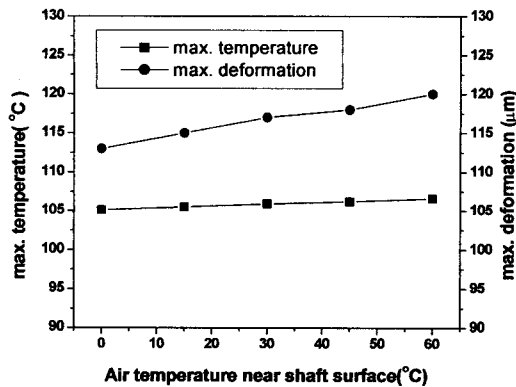


Fig. 10. Maximum temperature and deformation according to the shaft cooling(air)

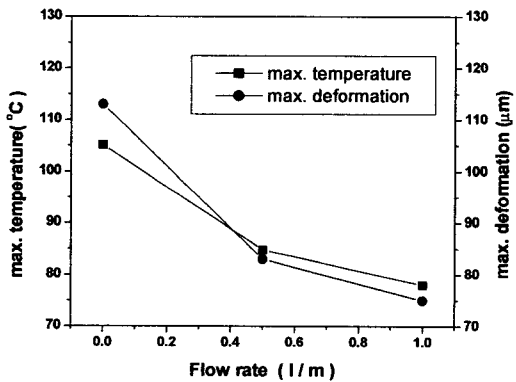


Fig. 11. Maximum temperature and deformation according to the shaft cooling(water)

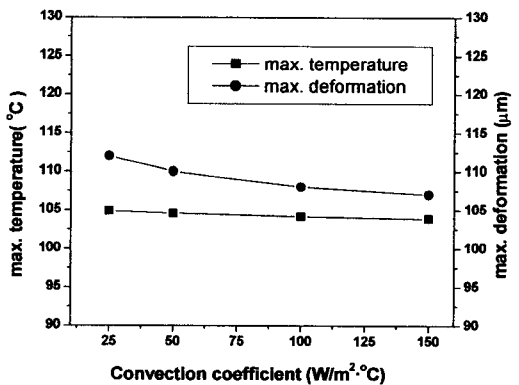


Fig. 12. Maximum temperature and deformation according to the housing-stator cooling

5. 결론

본 연구에서 세가지 유형의 주축에 대한 냉각 특성 해석을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 각 주축은 냉각유량의 증가에 따라 주축의 온도가 급격히 낮아져 냉각효과가 가장 크게 나타나고, 어느 유량 이상에서는 냉각효과가 낮아지며, 모터 회전자축의 온도는 여전히 크게 나타나고 있었다.

(2) 주축의 하우징이 충분히 냉각되지 않은 경우에 냉각유온을 대기온도보다 낮은 상태로 공급함으로써 냉각효과를 증대시킬 수 있었다.

(3) 축중심의 공기냉각은 냉각효과가 거의 없으나, 액체냉각은 냉각효과가 크게 나타나는 것을 알 수 있었다.

(4) 모터와 하우징 사이에 공기 공급에 따른 냉각효과는 고정자 끝단을 냉각시키는 효과는 있으나 주축 전체에 대한 냉각효과는 거의 없는 것으로 나타나고 있었다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 지정 창원대학교 공작기계기술연구 센터의 지원에 의한 것입니다

참 고 문 헌

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. Frank Kreith, Mark S. Bohn ; Heat Transfer Fifth Edition, West Info Access.

4. YUNUS A. ÇENGEL ; Heat Transfer International Edition, McGrawHill

5. 백경근, 김수태, 최대봉, 김태형 : 열전달을 고려한 고속 주축계의 열특성 해석에 관한 연구, 한국공작기계학회 추계학술대회 논문집, pp.285~290, 2000