

모터내장형 주축의 온도분포해석에 관한 연구 (Temperature Distributions of High Precision Spindle with Built-in Motor)

김 용 길*, 김 수 태**, 박 천 홍***, 김 춘 배****

* 창원대학교 대학원 ** 창원대학교
*** 한국기계연구원 **** 한화기계

ABSTRACT

Unsteady-state temperature distributions in the high precision spindle system with built-in motor are studied. For the analysis, three dimensional model is built for the high precision spindle. The three dimensional model includes the estimation on the amount of heat generation of bearing and built-in motor and the thermal characteristic values such as heat transfer coefficient.

Temperature distributions are computed using the finite element method. Analysis results are compared with the measured data.

Analysis shows that temperature distributions of high precision spindle system can be estimated reasonably using the three dimensional model through the finite element method.

1. 서론

공작물의 가공정도에 있어 공작기계의 열변형에 의한 영향은 다른 요인에 비해서 영향도가 매우 높고, 특히 반복하여 동일한 가공정도가 필요한 공작기계와 무인화된 시스템에 있어 시시각각 변화하는 열변형은 가공정도 저하의 최대요인으로 밝혀지고 있다. 따라서 주축부의 열변형문제는 종래로부터 공작기계의 열변형에 관한 연구에 있어서도 가장 중요한 과제로서 인식되고, 많은 연구가 행해져 오고 있지만 이러한 연구의 대부분은 간단한 모형에 의한 실험적 검토이고, 실제의 주축계동에 대해서 그 열특성과 열변형거동 및 열변형 대책의 효과를 충분히 파악하고 있다고 보기는 어렵다.

그러므로 본 연구에서는 모터내장형 고정밀선반의 주축계에 대하여 3차원 모델링을 행하고 유한요소법에 의한 3차원 비정상 열전도해석을 하여, 무부하회전에 의한 주축계 내에서의 발열 특성이 주축계에 미치는 온도분포를 해석하였다. 또한 주축계에 대한 온도 측정실험을 행하여 해석결과와 실험결과를 비교 분석함으로써 모터를 내장한 주축계의 열특성해석 방법을 확립하고자 한다.

2. 모터내장형 주축계의 기본구조 및 재원

본 연구의 해석대상인 모터내장형 주축계의 조립도를 Fig. 1에 나타내었다.

주축에 사용한 베어링은 Fag사의 앵글러콘택트 볼베어링[HS7013(φ65), HS7011(φ55)]을 복렬로 배열하였으며 베어링의 윤활방식은 그리이스 윤활방식을 채택하였다.

내장형 모터에 의한 발열을 냉각시키기 위해서 주축내장형 모터의 하우징 외부에는 냉각자켓을 설치하고 냉각오일을 강제로 순환시킬 수 있는 구조를 하고 있다.

주축내장형 모터의 사양은 FANUC αB112M-5.5-1232-B412 모델로 모터의 출력은 5.5/7.5kW이고, 기저회전수는 1500rpm이며 최대회전수는 10,000rpm이다.

3. 모터내장형 주축계의 해석

모터내장형 주축계의 온도분포 및 그에 따른 열변형을 구하는 방법에는 크게 두가지로 나눌 수 있다. 첫째는 엄밀한 이론식에 의한 해석이다. 이론해석에 의해 엄밀해를 구하기 위해서는, 물체형상이 하나의 평판과 환봉으로 이루어진 극히 간단한 형상이어야 하고, 발열량, 열전달율, 열전도율등의 열물성치와 경계조건등을 정확히 구하는 것이 필요하다. 둘째로 근사해법을 이용한 수치해석이며 해석대상인 주축계는 형상이 복잡하고 온도가 시

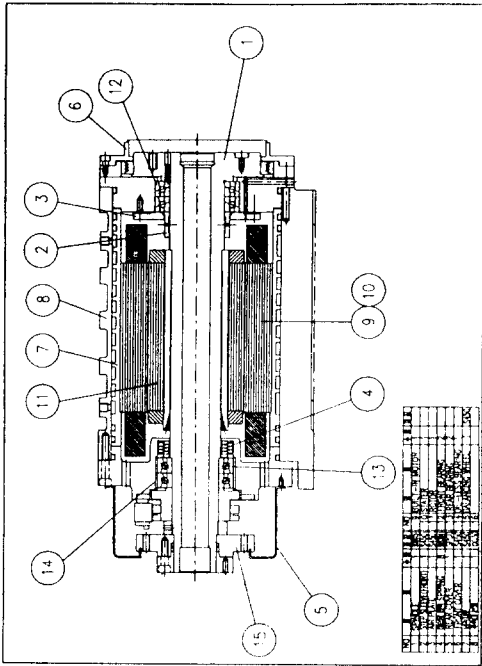


Fig. 1 The built-in motor spindle

간에 따라 변하기때문에 주축계의 온도분포와 발열량을 이론해석에 의해 구하는 것은 거의 불가능하므로 근사해법을 이용한 수치해석방법을 사용하고 있다. 근사해법은 일반적으로 유한요소법과 유한차분법을 일반적으로 사용하고 있는데, 본 연구에서는 유한요소법을 해석기법으로 하는 ANSYS 상용프로그램을 사용하여 모터내장형 주축계의 열특성 해석을 하였다.

3.1 지배방정식 및 경계조건

3차원 비정상 열전달 방정식 및 경계조건은 다음과 같다. 단, 복사에 의한 열전달은 그 영향이 전도 및 대류열전달에 비해 작으므로 무시한다.

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

여기서 ρ 는 밀도이고, c 는 비열, T 는 온도, t 는 시간, k 는 열전도율, Q 는 단위시간에 대한 단위체적당의 발열량이다.

① S1 면에서의 특정온도

$$T = T^* \quad (T^* \text{는 특정온도})$$

② S2 면에서의 특정 열유동

$$q = q^*$$

(q^* 는 특정한 열유동이며 온도분포가 대칭인 경우에 대칭면을 통과하는 열의 유·출입은 없다.)

③ S3 면에 일어나는 열전달

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

(h_f : 열전달계수, T_a : 주위온도)

3.2 주축계의 모델링

해석대상인 모터내장형 주축계의 모델링을 행하는데 있어 부품과 부품의 조립에 의한 부분과 커버에 둘러싸여 있는 부분 및 가는 형상등에 대해서 상세하게 표현하는 것은 곤란하고, 또한 컴퓨터의 용량으로 인해 제한을 받기 때문에 여기서는 다음과 같은 근사를 행하고 모델링을 하였다.

① 주축계는 구조적으로나 열적으로 좌우대칭으로 되어 있기때문에 그 우측의 반만을 모델의 대상으로 한다.

② 주축 후단의 커버가 설치되어 있는 복잡한 형상을 가진 부분을 커버가 없는 형태로 단순화하였다.

③ 내장형모터의 회전자와 고정자사이의 공기의 열전달 특성에 의해 열유동이 이루어진다.

④ 베어링부위는 무시하고 대신 열유동에 대한 경계조건을 부여한다.

⑤ 모델의 각 물성치는 온도의존성이 없고 일정하다.

이상의 근사에 의해 얻어진 주축계의 유한요소 모델을 Fig. 2에 나타내었다.

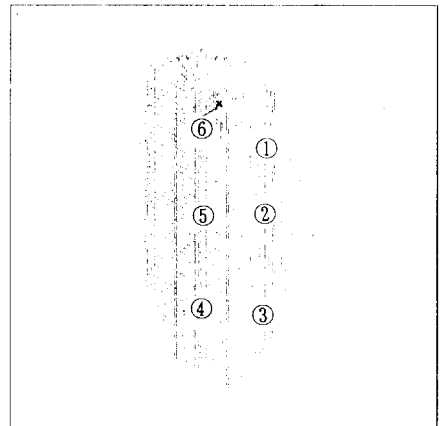


Fig. 2 FEM model of the spindle system

3.3 주축계의 모델링 경계조건

해석모델에 사용된 소재 및 열역학적 물성치들은 온도의존성이 없이 20℃를 기준으로 일정한 것으로 하였으며 Table 1에 제시한 값을 해석에 사용하였다.

해석에 사용된 경계조건 및 모델의 물성치들은 다음과 같이 결정하였다.

Table 1 The properties of materials

Property	Density [kg/m ³]	Specific heat [J/kg · °C]	Thermal conductivity [Watt/m · °C]
Housing	7272	420	52
Rotor	6250.4	590.8	90.6
Stator	8124.5	437.2	148.8
Air	1.165	1006	0.026

- ① 모델은 주축과 하우징부는 주철, 회전자는 규소강과 알루미늄의 합금, 고정자는 규소강과 구리의 합금, 그리고 나머지는 공기의 균일한 재질을 가지는 것으로 하고, 그 물성치로서 Table 1에 나타난 물성치를 사용한다.
- ② 열전도해석에 대해 경계면에서의 열전달률은 하우징 표면에 대해서는 공기의 유동을 고려하여 16W/m²K로 하고, 주축계의 대칭면에 대해서는 단열로 한다.
- ③ 열전도해석에 대한 모델의 초기온도는 0°C로서 모델 전체의 온도가 대기온도로 균일한 것으로 한다.
- ④ 열변형해석에 대한 구속조건으로는 주축계가 베드와 접촉하고 있는 부분에서 볼트로 고정되어 있는 부분의 절점은 변형이 없는 것으로 한다.
- ⑤ 발열원은 베어링과 모터의 로터 및 스테이터로 한다.
- ⑥ 베어링에서의 발열은 이론적으로 계산된 베어링 발열량 계산식에 의하며 총발열량중 내륜에 40%, 외륜에 60%의 발열이 있는 것으로 본다.
- ⑦ 모터에서의 발열은 FANUC에서 제시한 모터의 제원을 근거로 실제 회전시에 모터 입력 전류를 측정함으로써 발열량을 예측하였다.

3.3.1 베어링의 발열특성

베어링은 합성하중 즉 축하중과 반경방향 하중을 동시에 받으며 베어링에서의 발열원은 크게 스핀모멘트(M_{spin}), 자이로모멘트(M_{gyro}), 하중항의 동마찰 토크(M_{load})와 속도항의 동마찰 토크(M_{velocity})로 나눌 수 있다. 그러나, 본 계산에서는 스핀, 자이로모멘트에 의한 발열에 대해서는 이들이 차지하는 비율이 아주 작기때문에 M_{load}, M_{velocity}에 대한 발열량만을 제시하였다. 각각의 모멘트 및 토크 계산식을 사용하여 주축 회전에 의한 베어링의 발열량을 계산하는 식은 다음과 같다.

□ 하중항에 의한 동마찰 토크(M_{load})

유체마찰이외의 기계적 마찰전체를 포함하며 베어링의 형식이나 하중의 크기에 따라 결정되는 하중에 의해 발생하는 토크로 다음 식에 의해 결정된다.

$$M_{load} = z \left(\frac{P_0}{C_0} \right)^y \times P_{\text{동등가베어링하중}} \times \frac{d_m}{2} \text{ [kgf}\cdot\text{mm]} \quad (2)$$

여기서 z는 베어링형식에 따른 상수값이며 C₀는 기본 정정격하중(stationary radial load), P₀는 정등가 베어링하중, y는 수명지수 그리고 d_m은 베어링 피치직경이다.

② 윤활유의 점성에 의한 마찰토크(M_{velocity})

윤활유의 점도, 양 그리고 회전수에 의해 발생하는 토크로서 다음의 식에 의해 결정된다.

$$M_{velocity} = f_0 \times (\nu_0 \times n)^{\frac{2}{3}} \times \left(\frac{d_m}{2} \right)^3 \text{ [kgf}\cdot\text{mm]} \quad (3)$$

【 for $\nu_0 \cdot n > 2000$ 】

$$M_{velocity} = f_0 \times 1.6 \times 10^{-6} \times \left(\frac{d_m}{2} \right)^3 \text{ [kgf}\cdot\text{mm]} \quad (4)$$

【 for $\nu_0 \cdot n \leq 2000$ 】

여기서 f₀는 베어링형식과 윤활법에 의해 정해지는 속도계수이며, ν₀는 베어링에 사용된 윤활유의 동점성계수 [cst]이고 n은 주축의 회전수이다.

발열량 각각의 모멘트 및 토크에 주축의 회전수를 곱해주면 각 회전수에 대한 발열량이 계산되어진다.

$$Q_{total} = Q_{load} + Q_{velocity} \quad (5)$$

$$= n \times (M_{load} + M_{velocity}) \text{ [Watt]}$$

3.3.2 모터의 발열특성

모터의 발열량은 모터에 요구되는 전류, 전압 및 출력계수의 조합으로 이루어지며 Table 2에 회전수에 따른 베어링 및 모터의 발열량을 제시하였다.

Table 2 Heat generation rate of bearing and built-in motor spindle 【 units : Watt 】

Element	Front Bearing (φ65)	Rear Bearing (φ55)	Motor
Revolution			
4000	98	74	800
6000	169	123	743
8000	248	183	657

3.3.3 주축에서의 냉각특성

하우징내 내장형모터 주위로 흐르는 냉각오일의 유량 및 입·출구온도를 측정함으로써, 내부유동에 대한 열전달식(Gnielinski equation)을 적용하여 냉각능력을 계산하였으며 다음과 같다.

$$N_{ud} = \frac{(f/8)(R_{d1} - 1000)P_r}{1 + 12.7(f/8)^{0.5}(P_r^{2/3} - 1)} \quad (6)$$

4. 실험장치 및 실험방법

본 실험에서는 주위의 기온변화 및 주축계 각 부의 온도분포를 구하기 위해 주축계표면의 6개 장소에 T type의 열전대를 설치하고, A/D 변환기를 사용하여 2시간 연속하여 온도측정을 행하였다. 그리고 중공축심 내부의 온도는 각 회전수에 대해 2시간동안에 걸쳐서 주기적으로 온도를 측정하였으며, 온도 측정위치를 Fig. 2에 나타내었다.

5. 결과 및 고찰

수치해석결과와 실험결과를 비교함으로써 해석결과와 신뢰도를 확보하기 위해 실험을 하였다.

실험조건은 주위의 대기온도가 16°C에서 19°C까지 변화하고 있었으며, 냉각오일의 공급온도는 15°C로 주위 대기 온도보다 1°C에서 4°C정도 낮게 설정되어 있었다. 따라서 모델링의 경계조건은 실제의 주위온도를 기준으로하여 설정하였다.

Fig. 3, 4, 5는 4000, 6000, 8000rpm에서 주축구동후 4시간이 경과한 후의 주축계 전체의 온도분포를 나타내고 있다. 이 결과에서 보면 모터의 로우터를 포함한 중공축심에서 온도상승이 크게 일어나고 있으며, 중심축의 양단에서 온도가 크게 강하하는 것을 알 수 있다. 그리고, 모터의 스테이터를 포함한 하우징부분에서는 냉각오일의 냉각으로 인해 온도상승이 현저히 억제되고 있는 것을 알 수 있었고, 주축계의 온도상승으로 인한 열변형을 최소화하기 위해서는 중공축심의 냉각이 상당히 효과가 있을 것으로 기대된다.

Fig. 6과 7은 4000 및 6000rpm에서의 주축구동시간에 따른 하우징표면에서의 온도상승을 나타내고 있는데, 수치해석 및 실험결과가 잘 일치하고 있는 것을 알 수 있으며, 대체로 1시간이 경과한 후에는 정상상태에 도달하고 있는 경향을 알 수 있다. Fig. 8은 회전수 6000rpm일 때 중공축심에서의 온도분포에 대한 해석 및 실험결과를 나타내고 있는데 수치해석결과와 실험결과가 전체적으로 잘 일치하고 있으며, 하우징표면과 마찬가지로 1시간이 경과하면 거의 정상상태에 도달하는 것을 알 수 있었다.

6. 결론

본 연구에 있어서는 경면가공용 고정밀 CNC선반의 주요 구성요소인 주축계를 연구대상으로 하여 회전에 따른 주축계의 온도분포 및 그에 따른 열변형에 대하여 검토한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 주축계의 온도는 회전수에 상관없이 주축의 회전에 따라 급속히 상승한 후 약 1시간이 경과한 후에는 정상상태에 도달하였다.
2. 모터의 스테이터를 포함한 하우징의 온도는 냉각오일의 냉각으로 인해 온도상승이 현저하게 억제되고 있었다.
3. 주축계의 온도상승으로 인한 열변형을 최소화하기 위해서는 중공축심의 냉각이 상당히 효과가 있을 것으로 기대된다.
4. 3차원 모델링과 유한요소법을 사용하여 경면가공용 고정밀 주축계의 비정상적인 온도변화 및 온도분포를 정확하게 예측함으로써, 복잡한 형상을 가진 주축계의 열변형의 예측방법으로서 유효함을 확인하였다.

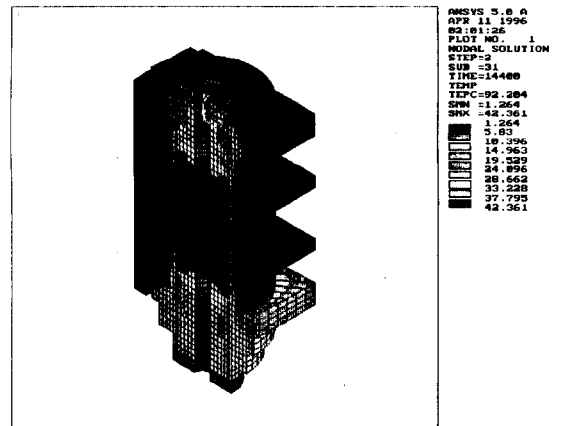


Fig. 3 The temperature distribution at 4000rpm

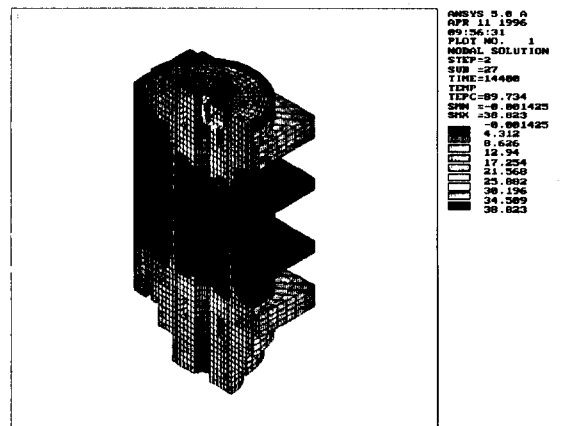


Fig. 4 The temperature distribution at 6000rpm

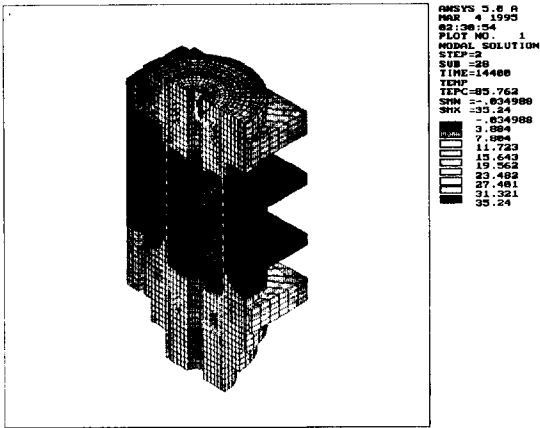


Fig. 5 The temperature distribution at 8000rpm

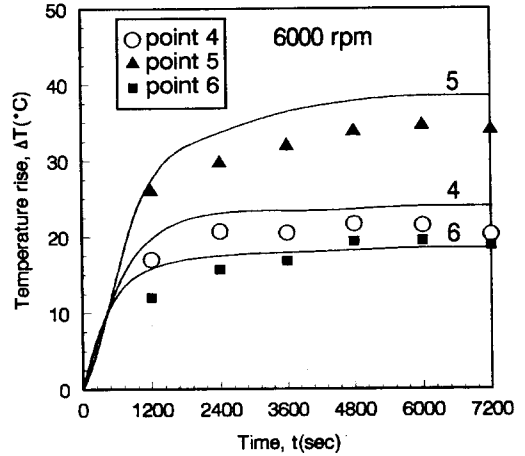


Fig. 8 The temperature comparison at 6000rpm

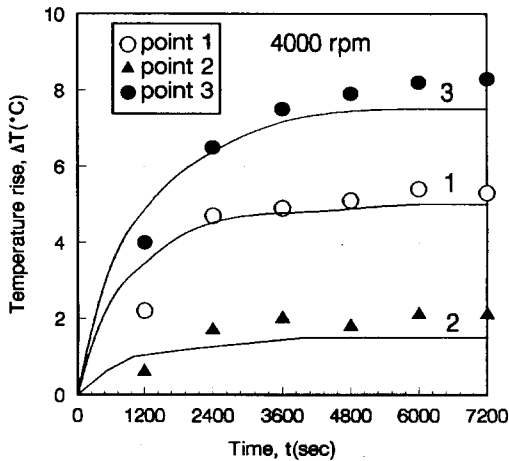


Fig. 6 The temperature comparison at 4000rpm

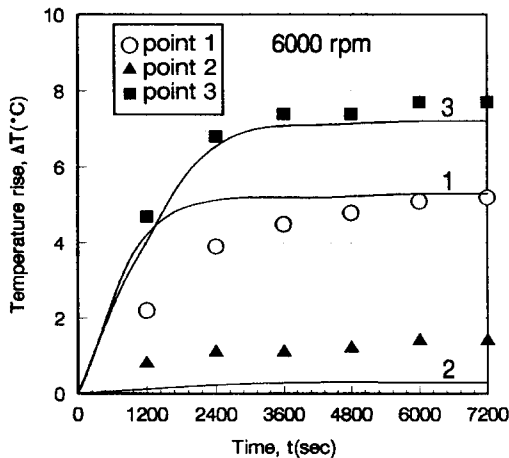


Fig. 7 The temperature comparison at 6000rpm

참고 문헌

1. V.I.Alferov and Yu.N.Sokolov ; Heat Exchange between Machine Components and Workshop Atmosphere, Machine & Tooling, Vol.39, No.9 (1968) 16.
2. 吉田嘉太郎, 本田富士雄 ; 立てフライス盤の熱変形の研究 (水平方向変位の傾きについで), 日本機械學會論文集, 33巻 250呼, 1969年 6月.
3. 吉田嘉太郎 ; 圓筒研削盤の熱變形研究 (熱變形と工作機械), 日本機械學會論文集, 37巻 293呼, 1971年 1月.
4. 奥島啓式, 恒野義昭, 菊池敏彦 ; 工作機械の熱變形に関する研究 (第 2報) - 内部熱源による非定常熱變形 -, 精密機械, Vol.38, No.7 (1972) 565.
5. I.M.Shapid et al. ; Air Cooling of Electrically Driven Spindle by an Injector, Machine & Tooling, Vol.45, No.10 (1974) 23.
6. 恒野義昭, 奥島啓式 ; 工作機械の熱變形に関する研究 (第 4報) - 外部熱源による影響 -, 精密機械, 第 40巻, 12呼 (1974) 1105.
7. 日本工作機械工業會 ; 工作機械の熱剛性に関する研究, 基礎研究同郷調査報告書, 1986年 3月
8. 西脇信彦, 堀三計, 堤正臣, 國技正典 ; 工作機械の設置環境とコラムの熱變形舉動, 日本機械學會論文集, C 編, Vol.53, No.495 (1987) 2408.
9. 趙 成和 ; 工作機械の熱變形とその抑制に関する研究, 1992.3
10. Swanson Analysis Systems, Inc. ; ANSYS Manual, 1992, 12
11. Zienkiewicz, The Finite Element Method, New York, McGraw-Hill, 1977.