

# 유한 요소 해석을 활용한 직결 주축의 열적 특성 평가

김태원\*, 최진우<sup>+</sup>

(Manuscript received: Oct, 11, 2012 / Revised: Feb, 4, 2013 / Accepted: Feb, 5, 2013)

## Evaluation of Thermal Characteristics of a Direct-Connection Spindle Using Finite Element Co-Analysis

Tae-Won Kim\*, Jin-Woo Choi<sup>+</sup>

### Abstract

This study focuses on development of a finite element model for analysis of thermal characteristics of a direct-connection spindle of a machining center by joint simulation of heat transfer and thermal deformation. Two finite element analyses were carried out procedurally for heat transfer, first, to identify temperature distribution of components of the spindle and then for thermal deformation to identify their structural behavior based on the temperature distribution. It was assumed that the heat transfer between a component revolving and the surrounding air is identical to that between a flat plate and the running air on it and the heat transfer is based on a uniform surface heat flux for turbulent flow. The results from the analyses were compared with those from experiments to validate the finite element model.

**Key Words :** Finite element model(유한 요소 모델), Thermal characteristics(열적 특성), Direct-connection spindle(직결 주축), Heat transfer(열전달), Uniform surface heat flux(균일 표면 열 유속)

## 1. 서론

주축은 공작기계의 가장 중요한 시스템 중의 하나이며, 공구나 공작물을 회전시키는 역할을 한다<sup>(1)</sup>. 물체를 회전시키기 위한 토크는 주로 모터를 통해서 얻게 되며, 모터와의 연결방식에 의해서 크게 모터 내장형, 직결, 벨트 연결, 기어 연결 주축으로 나눌 수 있다. 모터 내장형은 고속 회전에 많이 사용되고 있고, 벨트와 기어 연결 주축은 연결부의 강성과 중량 등을 고려해서 저속 회전에 많이 사용되고, 직결 주축은 중속 회전에 많이 적용된다<sup>(2)</sup>.

직결 주축은 모터와 주축의 회전축(Shaft)이 커플링에 의해서 일직선으로 연결되고, 토크는 커플링에 의해서 모터에서 회전축으로 전달된다. 직결 주축은 모터 회전축과 주축 회전축의 동심도의 제약으로 인해서 중속 회전 주축에 많이 사용된다. 모터 내장형 주축과 달리 모터가 외부에 있으며, 통상 헤드 구조물에 부착되어 있으므로 모터에서 발생하는 열은 공기로 전달되지만, 일부분은 헤드 구조물에 전달된다. 이 전달된 열은 헤드의 열변형을 발생시키게 된다.

공작기계의 가공정밀도에 영향을 주는 요인은 크게 진동, 열, 절삭력 등이 있다. 그 중에서도 열에 의해서 발생하는 가공오차

\* 현대위아(주) 연구소

+ 교신저자, 현대위아(주) 연구소

주소: 437-815 경기도 의왕시 삼동 462-18 기술연구소

✉ Corresponding Author E-mail: jwchoi@hyundai-wia.com

는 전체 오차의 40~70%정도를 차지하고 있으므로<sup>(3)</sup> 열에 의한 동작기계 구조적인 변형에 많은 연구가 이루어지고 있으며<sup>(4,5)</sup>, 주축에 대한 열변형 연구도 많이 이루어지고 있다<sup>(6,7)</sup>. 특히, 모터 내장형 고속 주축에 대한 열변형 연구가 많이 수행되어져 왔다. 이는 모터 내장에 따른 주축 내의 발열에 따른 축의 열팽창과 고속화에 따른 베어링의 발열에 의한 축의 열팽창에 의해서 발생하는 전체 주축 시스템의 열팽창이 가공 오차에 큰 영향을 주기 때문이다.

본 연구에서는 머시닝센터 직결 주축에 대한 열적 거동을 파악하기 위해서 유한 요소 해석을 수행하였다. 해석 조건은 12,000RPM (Revolution per minute) 등속으로 40분 (2,400 초) 연속 무부하 (비절삭) 운전 상태이다. 유한 요소 모델은 주축과 헤드 구조물의 열변형 해석을 위해서 개발되어졌다. 상용 유한 요소 해석 툴인 ANSYS를 활용하였으며, 베어링의 발열량과 모터의 발열량을 계산하고, 구조물과 외기와의 열전달 경계조건을 정의하고, 이를 유한 요소 모델에 적용하였다. 또한 열변형 해석의 결과를 시험과 비교하여, 유한 요소 해석 모델을 검증하였다.

## 2. 직결 주축의 구조

Fig. 1 (a)는 주축, 테이블, 새들이 이동하는 3축 수직형 머시닝센터로서 직결 주축을 가지고 있으며. Fig. 1 (b)는 헤드를 포함한 직결 주축의 구조를 나타내고 있다. 직결 주축은 모터와 회전축이 커플링에 의해서 일직선으로 연결되어 있는 것이 특징이다. 모터는 FANUC의 주축용 모터인  $\alpha T8/12000i$ 이다<sup>(8)</sup>. 베어링 배열을 포함한 내부 형상은 일반적인 모터 내장형 주축<sup>(9)</sup>과 유사하다. 헤드에 LM (Linear motion) 슈즈(Shoes)가 장착되어 칼럼의 LM 레일(Rail)과 결합되어 직선방향의 운동을 가능하게 한다. 그리고, 볼 스크루의 회전에 의해서 직선 이송이 이루어진다.

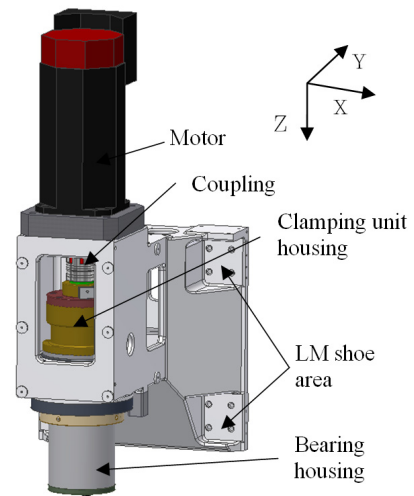
Fig. 2는 열변형 유한 요소 해석에 사용되는 주축의 내부 구조를 나타낸다. 전방 베어링과 후방 베어링은 앵글러 볼 베어링 (NSK 70BNR19H<sup>(10)</sup>)로써 각각 2개씩 구성되어 있고, 베어링의 내륜은 회전축에 고정되고, 외륜은 하우징에 장착되어, 베어링의 볼은 축이 모터의 토크에 의해서 회전이 가능하도록 한다. 그리고, 내륜 및 외륜 스페이서(Spacer)는 베어링의 예압을 부여하는 역할을 한다.

## 3. 발열 및 방열

발열원은 베어링 볼의 회전에 의한 발열과 모터의 손실에 의한 발열이 있다. 그리고, 방열원은 외부 공기에 의한 구조물(헤드 및 하우징)의 냉각, 회전에 의한 회전축 내경 냉각, 내륜 스



(a) Vertical machining center (F400)



(b) Direct-connection spindle structure

Fig. 1 A machine tool and its spindle<sup>(9)</sup>

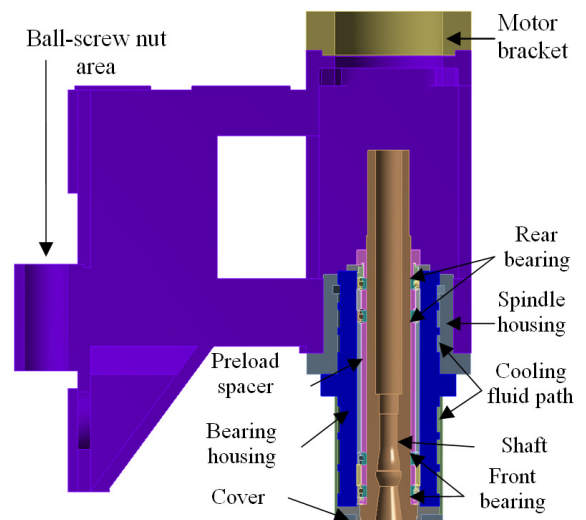


Fig. 2 Spindle configuration for the thermal analysis

페이스의 외경 냉각, 외륜 스페이서의 내경 냉각, 그리고 냉각수에 의한 하우징 냉각이 있다.

### 3.1 발열량 계산

베어링의 열은 볼과 내륜과 외륜의 마찰에 의해서 발생하며, 하중에 의한 발열과 점성에 의한 발열로 나눌 수 있다<sup>(10)</sup>. 식 (1)은 마찰 모멘트의 총합을 나타내고, 식 (2)는 하중 마찰에 의한 모멘트를 나타내며, 식 (3)는 속도에 의한 점성 마찰 모멘트를 나타낸다.

$$M_{total} = M_1 + M_v \quad (1)$$

여기서,  $M_{total}$ ,  $M_1$ ,  $M_v$ 은 각각 마찰 모멘트의 총합, 하중 마찰 모멘트, 점성 마찰 모멘트를 나타낸다.

$$M_l = f_l \times P_l \times d_m \quad (2)$$

여기서,  $f_l$ ,  $P_l$ ,  $d_m$ 은 각각 베어링 계수, 베어링 예압, 베어링의 피치경을 나타낸다. 본 연구에서는 각각 0.002<sup>(15)</sup>, 420N<sup>(10)</sup>, 85mm이므로,  $M_l$ 은 71.4(N·mm)이 된다.

$$M_v = 10^{-7} \times f_0 \times (v_0 \times n)^{2/3} \times d_m^3 \quad (2)$$

여기서,  $f_0$ ,  $v_0$ ,  $n$ 은 각각 베어링 계수, 오일의 동점도, 회전속도를 나타낸다. 본 연구에서는 각각 0.7<sup>(15)</sup>, 2.1cSt<sup>(9)</sup>, 12,000RPM이므로,  $M_v$ 은 171.51(N·mm)이 된다. 따라서,  $M_{total}$ 은 242.91(N·mm)이 된다.

발열량( $H_f$ )은 식 (4)<sup>(13-16)</sup>에  $M_{total}$ 을 대입함으로써 구할 수 있다. 따라서, 베어링 한 개의 발열량( $H_f$ )은 76.3W가 된다.

$$H_f = \left(\frac{2\pi}{60}\right) \times 10^{-3} \times n \times M_{total} \quad (4)$$

모터의 발열량은 모터의 손실에 의해서 구해진다. 모터의 손실은 출력의 15%정도이다<sup>(8)</sup>. 주축은 무부하 등속 운전 상태이므로 짧은 가속 시간 이후 주축 베어링의 마찰에 의해서 손실이 발생하고, 모터는 이 손실만큼의 출력을 생성하여야 한다. 따라서, 모터 출력은 66.07W가 필요하고, 이것의 15%인 9.9W가 모터 발열로 변환되고, 56.16W는 주축 회전에 사용된다.

주축용 모터는 후방에 장착되어 있는 팬에 의해서 발열의 50% 정도를 외부로 방출시키고, 외부 표면에 의해서도 열이 대기로 방출된다. 장착대에 연결되는 모터 표면은 전체 방열 표면의 10%정도이므로, 전체 방열의 5%정도가 장착대로 전달된다. 따라서, 0.495W의 열이 전달된다.

### 3.2 방열량 계산

회전축의 내경과 내륜 스페이스의 외경은 공기와 접촉되어 있으며, 회전에 의해서 상대 유속이 발생하게 된다. 그로 인해서, 강제 대류가 발생하여 냉각 효과가 향상된다<sup>(11)</sup>. 본 연구에서는 평판의 난류 유동에 대한 균일한 표면 열유속일 경우에 대한 강제 대류 계수를 식 (5)~(10)<sup>(11)</sup>을 활용하여 계산하였다. 열전달 해석을 수행하기 위해서 회전체와 공기의 상대 이동을 평판 위의 공기의 흐름으로 가정하였고, 베어링의 발열의 일정량이 공기로 전달된다고 가정하였다. 그러므로, 균일한 표면 열유속에 대한 대류 계수 모델을 적용하였다.

공기에 대한 회전축 직경의 상대 속도( $u_{tg}$ )는 식 (5)에 의해서 구해지고, 회전축 직경의 상대 이동 거리,  $x$ 는 식 (6)으로 표현이 된다. 층류와 난류를 결정하는 레이놀즈 수 (Re)는 식 (7)에 의해서 구해진다. 평판의 난류 유동에 대한 균일한 표면 열유속일 경우 Nusselt 수는 식 (8)로 표현이 되고, 식 (9)에 의해서 대류 계수는 Nusselt 수와 층류와 난류가 혼합된 천이 영역을 지나서 난류 영역 내의 특정 위치인  $x$ 로 표현될 수 있다. 식 (5)~(8)까지를 식 (9)에 대입하면, 식 (10)을 얻을 수 있다.

$$u_{tg} = \frac{\pi \times D \times n}{60} \quad (5)$$

$$x = u_{tg} \times t \quad (6)$$

$$Re = \frac{u_{tg} \times x}{\nu_{air}} \quad (7)$$

$$Nu = 0.0308 \times Re^{4/5} \times Pr_{air}^{1/3} \quad (8)$$

$$h = \frac{Nu \times k}{x} \quad (9)$$

$$h = 0.0308 \frac{u_{tg}^{3/5} Pr_{air}^{1/3} k}{\nu_{air}^{4/5} t^{1/5}} \quad (10)$$

여기서,  $D$ ,  $Pr_{air}$ ,  $k$ ,  $\nu_{air}$ 는 각각 회전체 직경, 공기에 대한 Prandtl 수, 공기에 대한 열전도 계수, 공기에 대한 동점도 계수를 나타낸다. 본 연구에서는 각각 40mm(회전축 내경 평균)와 84mm(스페이스 외경 평균), 0.713<sup>(11)</sup>, 0.0241(W/m°C)<sup>(11)</sup>, 1.35×10<sup>-5</sup>(m<sup>2</sup>/s)<sup>(11)</sup>으로 적용되었다.

또한 대류 계수(h)는 위 계수들의 값을 식 (5)~(10)에 대입함으로써 구할 수 있다. 상대 속도( $u_g$ )는 회전축 내경에 대해서는 25.1(m/s)이며, 스페이서 외경에 대해서는 52.8(m/s)가 된다. 상대 이동 거리(x)는 각각  $6 \times 10^4$ m 와  $1.2 \times 10^5$ m가 되며, 레이놀즈 수는 각각  $9.941.2 \times 10^{10}$ 과  $4.381.2 \times 10^{11}$ 이 된다. 레이놀즈 수는 임계수 ( $5 \times 10^5$ )보다 크므로 난류 유동이 되는 것을<sup>(11)</sup> 알 수 있다. 대류 열전달 계수(h)는 회전축 내경과 스페이서 외경이 각각  $36.95(W/m^2 \cdot ^\circ C)$ ,  $57.67(W/m^2 \cdot ^\circ C)$ 이 되며 이는 이론 계산값의 5배를 적용한 값이다<sup>(12)</sup>. ‘5배’라는 가중치는 회전체의 강제 대류 계수를 적절히 조절하기 위해서 적용되었으며, 회전 속도 또는 설계 변수 등에 의해서 달라질 수 있다.

베어링에서 발생하는 열을 방열시키기 위해서는 유로를 통해서 냉각 오일을 순환시킨다. 냉각 오일의 대류 계수는 식 (11)~(14)를 통해서 구한다.

$$D_{oil} = \frac{4A}{P} \quad (11)$$

$$Re_{oil} = \frac{QD_{oil}}{v_{oil}A} \quad (12)$$

$$Nu_{oil} = 0.023 Re_{oil}^{4/5} Pr_{oil}^{0.3} \quad (13)$$

$$h_{oil} = \frac{k_{oil} Nu_{oil}}{D_{oil}} \quad (14)$$

여기서,  $D_{oil}$ 은 유로의 유효 직경을 나타내며, A, P, Q,  $v_{oil}$ ,  $Pr_{oil}$ ,  $k_{oil}$ 는 각각 오일에 대한 유로의 단면적, 단면의 원주 지름, 유량, 동점성 계수, Prandtl 수, 열전도 계수를 나타내며, 684mm<sup>2</sup>, 390mm, 0.25mL, 2.1cST, 886, 0.15(W/m<sup>2</sup>·°C)이다. 따라서, 대류계수( $h_{oil}$ )는 1,100 (W/m<sup>2</sup>·°C)이다.

헤드나 하우징 같은 비회전체는 또한 외부 공기에 의해서 냉각된다. 이 외부 공기와 비회전체 사이에는 상대거리가 발생하지 않으므로 자연 대류 계수, 9.7(W/m<sup>2</sup>·°C)를 사용하였다<sup>(13,16)</sup>.

## 4. 유한 요소 모델 개발

### 4.1 부품의 재료 물성치

회전축을 포함한 주축의 부품으로는 구조강이 사용되고, 헤드의 재료로는 주철이 사용된다. 구조강의 열전도 계수, 열용량, 열팽창 계수는 각각  $42.8(W/m^2 \cdot ^\circ C)$ ,  $480(J/kg \cdot ^\circ C)$ ,  $1.15 \times 10^{-5}(1/^\circ C)$ 이다. 그리고, 밀도, 탄성계수, 포아송 비는 각각

$7,850(kg/m^3)$ , 205GPa, 0.29이다.

주철의 열전도 계수, 열용량, 열팽창 계수는 각각  $50(W/m^2 \cdot ^\circ C)$ ,  $56.5(J/kg \cdot ^\circ C)$ ,  $1.1 \times 10^{-5}(1/^\circ C)$ 이다. 그리고, 밀도, 탄성계수, 포아송 비는 각각  $7,250(kg/m^3)$ , 110GPa, 0.28이다.

### 4.2 유한 요소 모델링

Fig. 3은 열변형 유한 요소 해석을 수행하기 위한 유한 요소 모델을 나타낸다. 주축은 YZ면에 대해서 대칭이므로 1/2의 모델만을 사용하였다. 생성된 요소의 수는 66,945개이며, 절점의 수는 67,434이다. 베어링의 볼은 열변형 해석을 위해서 축방향의 강성을 스프링 요소로 대체하고 반경방향의 경우 접촉조건으로 모사하였다. 베어링의 반경 방향 강성은 700(N/um)이며, 축 방향 강성은 250(N/um)이다.

베어링의 마찰열은 외륜, 내륜, 그리고 볼에 각각 30.5%, 28%, 41.5%의 비율로 전달되므로<sup>(14)</sup>, 전체 베어링의 발열, 76.3W의 30.5%인 22.89W 를 외륜의 볼 마찰 표면에 부여하고, 28%인 21.36W 를 내륜의 볼 마찰면에 부여하였다. 볼은 스프링으로 대체 되었으므로, 볼로 전달되는 열은 무시되었다. 앞에서 구한 회전 대류 계수는 회전축을 포함한 회전하는 부품에 부여하고, 자연 대류 계수는 고정되어 있는 부품인 베어링 하우징, 커버 및 헤드 프레임 등에 부여한다.

부품 사이의 접촉은 열전달 해석에서는 부품의 표면이 매끈함으로 열저항이 없는 것으로 가정하였고, 볼트로 고정이 되는 모터 장착대와 주축 하우징은 헤드와 완전 구속하였다. 또한 볼 스크루 너트 장착면은 Z축 방향으로 구속되고, LM 슈즈의 결합면은 LM 레일과의 결합을 고려하여 X축과 Y축 방향에 대해서 구속되었다.

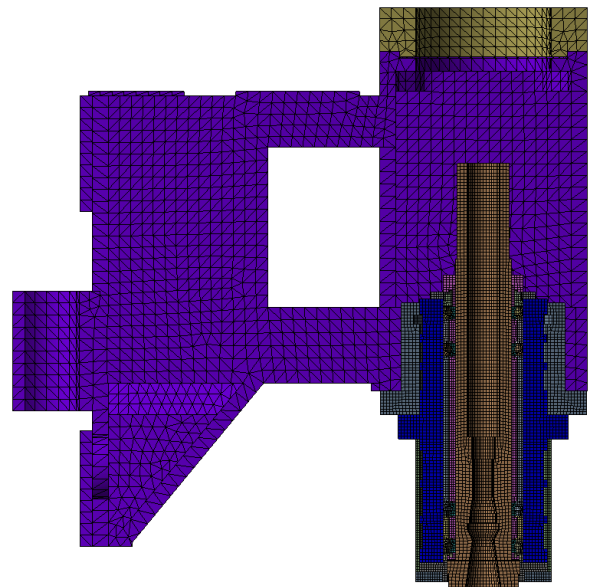


Fig. 3 Finite element model

### 5. 유한 요소 해석 결과 및 토론

본 연구에서는 12,000RPM 등속으로 40분 동안 연속 운전 상태에 대한 열전달 해석과 열변형 해석을 순차적으로 수행하였다. 열전달 해석으로 시간에 따른 온도 분포를 구하고, 그 온도 분포로부터 열변형 해석을 수행하였다. 일반적인 공작기계에서 발열로 인한 열변형은 구조물의 형상을 변화시킬 정도로 크지 않으므로 열전달 해석 시 시간 증분에 따른 구조물의 형상 업데이트가 불필요하다. 따라서, 열전달 해석을 완료하고, 원하는 시점의 온도 분포를 구조물에 매핑(Mapping)한 후, 열변형 해석을 수행하였다. 이 과정은 열변형에 의한 구조물 형상 업데이트가 불필요함으로 해석 시간을 감소시킬 수 있다.

Fig. 4는 2,400초 경과 시점에서의 주축의 온도 분포를 나타낸다. 발열원이 베어링이므로, 회전축의 베어링 결합부에서 상대적으로 높은 온도가 나타나며, 최고 온도(31°C)이다. 베어링 하우징의 온도는 냉각 오일에 의한 방열로 회전축 보다는 낮은 경향을 보인다. 모터의 열 전달율이 크지 않으므로 헤드 구조물의 온도 변화에는 큰 영향을 미치지 못하는 것으로 여겨진다.

Fig. 5는 2,400초 경과 시점에서의 주축의 Z축 변위를 나타

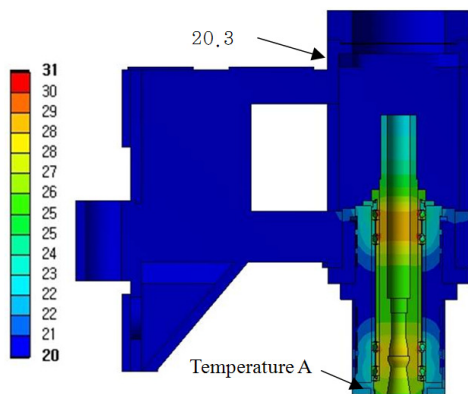


Fig. 4 Temperature distribution of the spindle (°C)

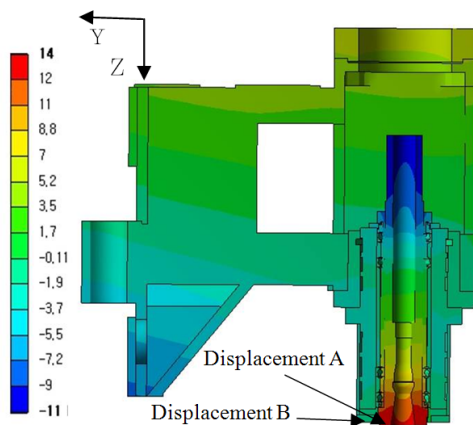


Fig. 5 Thermal displacement in Z axis (um)

낸다. 회전축 변위의 변화가 하우징 보다는 상당히 크다. 이는 회전축의 온도 변화가 상대적으로 크기 때문이다. 모터 결합 부위의 변위는 헤드 구조물 보다는 크다. 이는 모터의 열 전달달음에 의한 온도 변화 때문이다. 최대 변위는 14um로 회전축 선단(변위 A 지점)에서 발생한다.

Fig. 6은 2,400초 동안의 주축 선단부의 온도 변화와 상대 변위를 나타낸다. Fig. 7에서 보는 것처럼 열 변위 측정은 공작 기계의 열변형 시험 방법(KS B ISO 230-3)의 표준 절차에 따라 수행하였다. 온도는 Fig. 4에서처럼 커버의 안쪽에 온도 센서를 부착하여 측정하였고, 변위는 Fig. 5에서처럼 회전축 선단(변위 A)과 커버의 선단(변위 B)의 상대 변위를 측정하였다. 변위 해석은 2400초 지점의 온도 분포에 대해서 수행하였다. 변위 해석은 2400초 지점의 온도 분포에 대해서 수행하였다.

시험의 온도는 1,200초까지 상승하며, 그 이후부터는 약 2°C로 수렴한다. 해석의 온도는 약 800초부터 수렴하는 경향을 보인다. 800초 이하에서는 해석의 온도 증가가 시험보다는 큰 것을 알 수 있다. 이는 해석 모델이 접촉으로 인한 열저항을 반영하지 않았기 때문인 것으로 여겨진다. 그리고, 약 1200초 후에는 온도가 수렴하는 현상을 보인다. 수렴 후에는 해석과

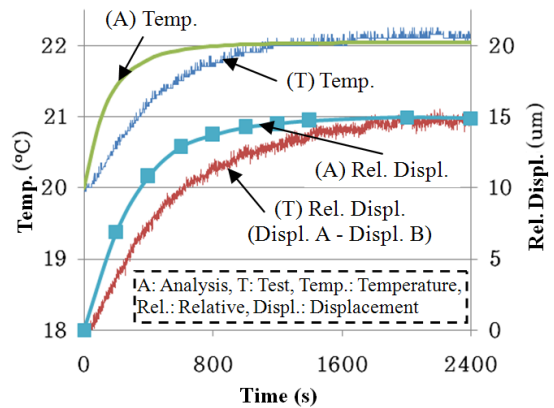


Fig. 6 Temperature and displacement variation

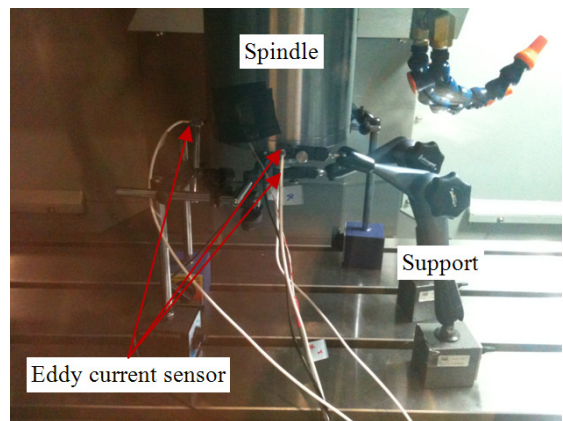


Fig. 7 Measurement of thermal displacement for the spindle

시험의 온도는 미소한 차이를 보인다. 이 미소한 차이는 부품의 열용량 및 주변의 대기 온도 변화를 고려하지 않은 것에서 기인될 것으로 판단된다.

상대 변위는 온도 변화와 유사한 경향을 나타내지만, 수렴은 약 2,000초에서 발생한다. 이는 발열에 의한 열전달 속도 때문인 것으로 여겨진다. 즉, 후방 베어링의 발열과 회전축의 중앙까지 열전달 사이에 시간 지연이 발생한다. 해석에서 2,400초에서 얻어진 상대 변위는 시험 결과와 거의 일치한다.

## 6. 결론

본 연구에서 직결 주축의 열적 거동을 알기 위해서 유한 요소 해석 모델을 개발하였다. 해석 모델을 바탕으로 열전달 해석과 열변형 해석을 순차적으로 수행하였다. 열전달 해석을 위해서 평판의 난류 유동에 대한 균일한 표면 열유속으로 회전체와 외부 공기와 열전달이 발생한다고 가정하였고, 그것에 적합한 강제 대류 계수 모델을 적용하였다.

유한 요소 해석으로부터 얻은 온도 분포와 열변형의 결과를 요약하면, 다음과 같다.

- (1) 최고 온도는 회전축, 특히, 베어링 결합 부위에서 발생한다. 이는 베어링의 발열에 의한 것이다. 하우징은 오일 냉각으로 인해서 상대적으로 낮은 온도 분포를 나타낸다.
- (2) 모터의 발열은 상대적으로 미소함으로 헤드 구조물의 온도 변화에 미미한 영향을 미쳤으며, 그에 따라서, 열변형에도 미미한 기여를 하는 것으로 나타났다.
- (3) 시험과 해석의 온도는 수렴 후 거의 일치한다. 즉, 발열량과 방열량이 열평형을 이루었기 때문이다. 하지만, 수렴 시간의 차이는 접촉 구현이 실제와 차이가 있는 것으로 여겨진다.
- (4) 2,400초에서의 변위는 시험과 해석이 잘 일치한다. 따라서, 발열 및 방열을 포함한 열전달 계수 및 해석 모델이 적절히 잘 구현되었기 때문인 것으로 여겨진다.

해석 모델의 정확도 향상을 위해서 추가적인 연구가 필요할 것으로 여겨집니다. 다양한 위치에서의 온도와 변위의 측정하여 그 결과를 해석과 비교할 필요가 있다. 이를 통해서 접촉을 포함한 각 부품의 열전달 경로와 열전달율을 파악하여야 하며, 반경 방향에 대한 열변위도 파악하여, 전체 열변위에 대한 조사도 필요하다.

뿐만 아니라, 수렴 이전의 온도 변화에 대한 해석과 시험의 오차를 향상시키기 위해서 접촉에 대한 열 저항 모델에 대한 연구가 수행될 필요가 있다. 열 저항 모델은 부품의 표면 거칠기 및 접촉 압력에 따라서 달라지기 때문에 정확도 높은 열전달

해석을 수행하기 위해서는 접촉 열저항을 적절히 구현하여야 한다.

## References

- (1) Baek, I. H., Kim, J. S., Jeon, E. C., Kim, N. K., Choi, M. S., and Lee, D. W., 2007, Machine tool: Driving mechanism and design principle, Chungmoongag, South Korea, pp. 139~164.
- (2) Lopez de Lacalle, L. N., and Lamikiz, A., 2008, Machine tools for high performance machining, Springer, Bilbao, Spain, pp. 75~126.
- (3) Ahn, J. Y., and Chung, S. C., 1999, "Modeling and compensatory control of thermal error for the machine Origin of Machine Tools," *Trans. of Korean Soc. of Mach. Tool Eng.*, Vol. 8, No. 4, pp. 19~28.
- (4) Yoon, I. J., Kim, H. S., Ko, T. J., and Kim, H. S., 2004, "A Study on the Thermal Experiment for the Compensation of Thermal Deformation in Machine tools," *Trans. of Korean Soc. of Mach. Tool Eng.*, Vol. 13, No. 1, pp. 1~8.
- (5) Kim, T. W., 2002, "Thermal Response of Machine-Tool Structures and Improvement," *J. of the KSPE*, Vol. 19, No. 5, pp. 25~28.
- (6) Ko, T. J., and Kim, H. S., 1996, "A Study on the Thermal Behavior of Machine Tool Spindle System," *Transactions of Korean Society of Machine Tool Engineers*, Vol. 5, No. 4, pp. 90~97.
- (7) Kim, J. K., Kim, S. B., Lee, J. K., and Kim, H. J., 1999, "A Study on the Thermal Behavior of Machine Tool Spindle System," *Trans. of Korean Soc. of Mach. Tool Eng.*, Vol. 8, No. 1, pp. 28~34.
- (8) Fanuc, 2001, Fanuc AC Spindle Motor: aiB Series, Fanuc Ltd. (Document No: B-65292EN/03).
- (9) Hyundai WIA, 2002, Vertical Machine Center F400/500/650 (Catalog), Hyundai WIA Ltd., South Korea.
- (10) NSK, 2008, Super Precision Bearings, NSK Ltd, Japan.
- (11) Incropera, F. P., and DeWitt, D. P. 2006, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons, New York, Chapter. 6~9, pp. 365~569
- (12) Min, X. and Jiang, S., 2011, "A thermal model of a ball screw feed drive system for a machine tool," *Proceeding of the institution of Mechanical Engineers*,

- Part C: Journal of Mechanical engineering science*, Vol. 225, pp. 186~193.
- (13) Yang, Z. Y., Li, W. Q., Liu, Q., and Guo, J. H., "An improved thermal simulation model for the spindle of CNC machine tool," *Proceedings of International Conference of Mechanic Automation and Control Engineering (MACE)*, Wuhan, China, pp. 187~190.
- (14) Jang, Y. S., Na, H. H. and Rhim, Y. C., 1997, "Thermal Response of Machine-Tool Structures and Improvement," *J of the Korean Society of Tribologists and Lubrication Engineers*, Vol. 13, No. 4, pp. 26~32
- (15) Kim, J. D., Zverv, I., and Lee, K. B., 2010, "Thermal Model of High-Speed Spindle Units," *Intelligent Information Management*, No.2, pp. 306~315.
- (16) Kim, G., Ko, T. J., and Kim, H. S., 2007, "An Analysis of the Thermal Deformation of the Main Spindle for Small and Precision Lathe," *J. of the KSPE*, Vol. 6, No. 1, pp. 43~49.