

신개념 콤팩트 머시닝센터의 열적 안정화 설계에 관한 연구

A Study on the Thermal Stabilization Design of a New Concept Compact Machining Center

김동현^{1,✉}, 이춘만^{1,✉}

Dong Hyeon Kim¹ and Choon Man Lee^{1,✉}

¹ 창원대학교 기계설계공학과 (Department of Mechanical Design, Changwon Univ.)

✉ Corresponding author: cmlee@changwon.ac.kr, Tel: 055-213-3622

Manuscript received: 2010.8.25 / Accepted: 2010.9.7

In this paper, thermal stabilization design of a new concept compact machining center has been investigated. A new concept machining center adopted a new X-axis as a NC rotary table. A New concept compact machining center is designed that spindle speed, feed rate and NC Rotary table speed are 12,000rpm, 60m/min and 110rpm each. The analysis is carried out by using FEM simulation Solidworks, CATIA and ANSYS. This paper is focused on the thermal deformation according to temperature distribution of a spindle system and feed drive system. Heat transfer analysis is performed according to heat source and atmosphere contact parts. As a result, this compact machining center is designed as a thermally stable structure.

Key Words: Thermal Characteristic Analysis (열 특성 해석), Spindle System (주축계), Feed System (이송계), Temperature Distribution (온도 분포), Thermal Deformation (열변형)

1. 서론

공작기계의 가공정밀도는 공작기계의 구조계·주축계·이송계의 변형에 의해 직접적인 영향을 받는다. 공작기계의 변형의 요인은 절삭작업 중에 발생하는 진동, 열, 절삭력 등이다. 가공 오차의 40-70%는 열변형 오차에 의해서 발생하며 이는 제품의 정밀도 및 품질에 직접적인 영향을 미칠 수 있다.¹ 따라서 공작기계 구조물의 온도 상승으로 인한 열변형에 관한 연구가 중요시 되고 있다.

공작기계 구동 시 구동, 베어링, 볼스크류 너트의 마찰 등 주축계와 이송계의 여러 가지 요인에 의해 필연적으로 열이 발생하게 된다. 기계 각 부분의 발열에 의한 열 변형은 가공물의 정밀도 저하와 직결되며, 특히 생산 자동화 시스템에서 무인-장시간 운전에 대해 가공물이 일정한 정밀도를

유지하기 위해서는 열적으로 안정적인 구조로 설계하는 것이 중요하다.²⁻⁶

본 연구의 대상인 신개념 콤팩트 머시닝 센터(compact MCT)는 기존의 머시닝센터 기본 축 구성인 X/Y/Z 축과는 달리 X 축 대신 고속·고정도의 NC 로터리 테이블을 한 축으로 구성한 새로운 개념의 기계이다. Fig. 1 에 개념도를 나타내었다. 이러한 개념의 기계는 X 축 방향의 직선 이송이 없어 좌우 기계 폭 방향으로 설치면적을 대폭 축소하여 자동화 시 콤팩트(compact)한 라인구성이 가능하다. 그리고 머시닝 센터의 폭이 좁아 여러 대를 직렬로 배열하여 사용할 수 있다. 구조물이 콤팩트 하고 폭이 좁기 때문에 기계 구동 시 온도 상승에 따라 열배출이 용이하게 설계되어야 하고 따라서 이러한 머시닝센터에 대한 열적 특성의 파악은 중요한 문제라고 할 수 있다.

본 연구는 신개념 콤팩트 머시닝 센터의 열원을 분석하고 열특성 해석 모델을 구축하여 열적 안정화 설계를 목적으로 한다. 이를 위하여 각 발열원과 대기접촉부에 대하여 열 전달 해석을 실시하였다. 온도 상승에 따른 열변형을 해석함으로써 구조물이 열적으로 신뢰성이 있고 안정적인 설계가 이루어 졌는지 검토하였다.

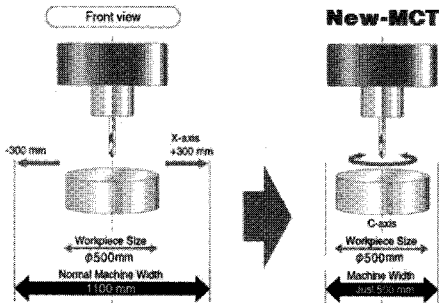


Fig. 1 A new concept compact MCT to reduce machine width

2. 콤팩트 머시닝 센터의 구조

본 연구의 대상인 신개념 콤팩트 머시닝 센터는 주축시스템의 회전수가 최대 12,000 rpm, Y 축과 Z 축 이송시스템의 이송속도 60 m/min, 로터리 테이블의 회전수가 110 rpm 이 되도록 설계되었다. Fig. 2 에 구조물의 구성도를 나타내고 있다.

주축시스템은 주축 직경 43 mm, 병렬조합형으로 구성된 앵글러 콘택트 볼베어링(NSK 50BNR10H)이 각각 전·후반부에 설치되어 있다. 모터는 주축 후단부 끝부분에 커플링으로 연결되어 구동되는 구조이다. 따라서 주축시스템의 열원은 그리스 윤활을 적용한 전반부·후반부 베어링이고, 베어링 외부에 설치된 하우징으로 냉각수가 유입되어 발열을 억제하고 있다. Y 축과 Z 축의 이송시스템의 이송속도는 60m/min 이다. 각 축마다 서보 모터에서 폴리와 타이밍 벨트로 동력이 전달되는 방식이고 볼 스크류와 롤러 가이드에 의해 구동된다. 그리고 볼 스크류와 롤러 가이드에 강제윤활방법을 사용한다. 따라서 이송시스템의 열원은 볼 스크류의 너트와 지지베어링 및 롤러 가이드의 블록이다.

베드 부에 설치되어 있는 로터리 테이블은 내장형 모터가 적용되어 있다. 내장형 모터의 최대 회전수는 110 rpm 이다. 열원은 모터 내부의 회전자(rotor)와 고정자(stator)로 구분되며 실제 가공 시

Y 축과의 동기제어 형식으로 일정하게 위치 제어를 하고 연속적으로 회전하지는 않는다.

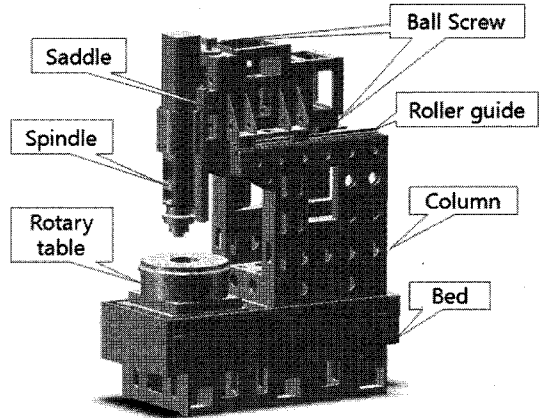


Fig. 2 3D Model of the compact MCT

3. 콤팩트 머시닝 센터의 열특성 해석

3.1 지배 방정식 및 경계조건⁷

온도 상승에 따른 열전도에 대한 지배방정식은 식(1)과 같다.

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot (k \nabla T) + HG \tag{1}$$

여기서, ρ 는 밀도이고, c 는 비열, T 는 온도, t 는 시간, k 는 열전도율, HG 는 단위체적에 대한 단위시간의 에너지(internal heat generation)이다.

단, 복사에 의한 열전달은 그 영향이 극히 미미하다고 판단되어 무시하였다. 경계조건은 식(2)와 같다.

$$k \nabla T \cdot \vec{n} = q - h(T - T_{\infty}) \tag{2}$$

여기서, q 는 단위면적에 대한 단위시간의 에너지(heat flux), T_{∞} 는 대기온도, h 는 열전달 계수, \vec{n} 는 표면의 단위법선벡터를 뜻한다. 초기 조건은 식(3)과 같다.

$$T(x_i, 0) = T_0(x_i) \tag{3}$$

공기에 노출되어 있는 부분의 경계면에 대해서는 공기 유동이 안정적이므로 열전달 형식은 자연

대류인 것으로 하고, 각 부품간의 접촉부는 열 저항이 없는 것으로 간주하였다.

3.2 해석 모델

신개념 콤팩트 머시닝센터의 열 특성 해석을 위해서 유한 요소 소프트웨어 ANSYS 를 사용하여 Fig. 3 과 같이 321,855 개의 노드와 172,526 개의 요소수를 가지는 유한요소모델을 나타내었다. 신개념 콤팩트 머시닝센터를 구성하는 구조물 재료들의 물성치는 Table 1 에 나타내었다.

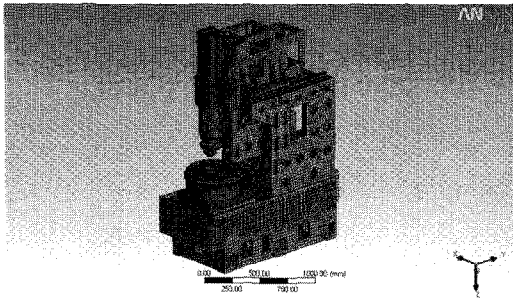


Fig. 3 FEM Model of the compact MCT

Table 1 Material properties of the compact MCT

	Density (kg/m ³)	Elasticity (Gpa)	Poisson's ratio	Thermal conductivity (W/m °C)	Thermal expansion (μm/m °C)	Specific heat (J/kg °C)
SCM415H	7,850	205	0.29	42.7	10.4	477
GC30	7,300	90.0	0.25	55.8	17.1	565
SM45C	7,817	209	0.28	51.9	10.5	486
SUJ2	7,860	205.8	0.30	41.9	12.5	473
Si ₃ N ₄	3,200	31.4	0.25	29.3	3.0	795
SCM445	7,850	205	0.29	42.6	10.4	473

3.3 발열 및 냉각 특성

3.3.1 주축시스템

주축시스템의 주요 발열원은 베어링과 모터로 나누어지나 본 머시닝센터의 주축시스템 모터는 외부에서 커플링에 의해 주축과 연결되어 있는 구조이므로 본 연구에서는 영향을 거의 미치지 않는 것으로 보고 그 영향을 고려하지 않았다.

구름베어링의 온도 상승은 베어링 내부의 마찰 동력 손실과 비례하는 관계이며, 베어링의 마찰 동력손실은 베어링의 마찰 모멘트에 의해서 결정된다. 주축 베어링으로 사용하고 있는 앵글러 콘택트 세라믹 볼 베어링에 대해서 그리스 윤활 급

유방식을 적용하는 경우의 마찰 모멘트 $M(Nmm)$ 은 식(4)와 같이 베어링 형식이나 베어링 하중에 의존하는 하중항 M_l , 그리고 주축 회전수, 윤활 방법 및 윤활유 점도에 의존하는 속도항 M_v 로 나누어진다.^{8,9}

$$M = M_l + M_v \tag{4}$$

마찰 모멘트의 하중항 M_l 과 속도항 M_v 는 식 (5)와 (6)의 형태로 각각 주어진다.

$$M_l = f_l \cdot P^a \cdot d_m^b \tag{5}$$

$$M_v = f_v \cdot (\nu \cdot n)^{2/3} \cdot d_m^3 \tag{6}$$

여기서, f_l 은 베어링 형식과 하중에 의존하는 계수, P 는 베어링 하중 (N), d_m 은 베어링의 피치원 직경 (mm), a 와 b 는 베어링 형식에 의존하는 지수들이다. 그리고 f_v 는 베어링 형식과 윤활 방법에 의존하는 계수, ν 는 윤활유의 동점도 (mm^2/s), n 은 주축회전수 (rpm) 를 의미한다.

따라서 베어링의 열 발생률 $H_b(W)$ 는 식 (4)와 같이 주어지는 마찰 모멘트 M 과 주축 회전수 n 에 의해서 식(7)과 같이 표현할 수 있다.

$$H_b = \frac{\pi}{30,000} \cdot M \cdot n \tag{7}$$

냉각유로 사용되는 기름의 물성은 Table 2 에 나타내었다. 주축 하우징으로 통과하는 냉각유의 급유량은 12 L/m 이다. 그리고 주축시스템으로부터 2,325 W 정도의 발열량을 흡수할 수 있도록 급유 온도를 제어하고 있다.

Table 2 Material properties of oil

Density (g/cm ³)	Kinematic viscosity (cSt)	Specific heat (kcal/kg °C)
0.8260	2.72	0.856

3.3.2 이송시스템

서보모터와 볼 스크류에 의해서 구동되는 Y 축과 Z 축 이송계는 최대 이송속도가 60m/min, 운동체 질량이 각각 약 500 kg 과 약 80 kg 으로 설계되었다. 서보모터와 볼 스크류에 의해서 구동되는 이송계는 정속 운전 시 서보 모터의 구동토크를

정격 토크의 30 %이하로 유지하는 것이 일반적이다.^{10,11} 따라서 본 연구에서는 서보 모터의 구동 토크를 정격 토크의 30 %로 가정하여 볼 스크류의 열원에서의 열 발생률을 산정하였다.

볼 스크류의 회전에 따른 발열량 Q 는 식(8)로 부터 구할 수 있다.¹²

$$Q = \frac{1.2\pi N \cdot T}{J} \quad (8)$$

여기서, N 은 볼 스크류의 회전수 (rpm), T 는 마찰 토크 ($kgf \cdot m$), J 은 일의 열당량($427 kgf \cdot m / kcal$) 을 의미한다.

3.3.3 로터리 테이블

내장형 모터가 장착된 NC 로터리테이블의 발열은 모터 제조사(TECHNAI)에서 제공한 데이터를 이용하였다.

본 신개념 콤팩트 머시닝센터에 장착된 로터리 테이블은 X 축을 대체한 것이다. 따라서 실제 가공시 Y 축과 테이블 동기 제어로 천천히 회전하며 가공하고자 하는 위치에 공작물을 움직여 준다. 본 연구에서는 로터리 테이블 내부에 장착된 내장형 모터의 최대 회전속도가 110 rpm 인 것을 감안하여 이 속도로 회전한다고 가정하여 해석을 수행하였다.

3.4 온도 분포

신개념 콤팩트 머시닝센터의 열적 안정화 설계를 위하여 열 특성 해석을 수행하였다. 서보 모터, 베어링, 볼 스크류, 롤러 가이드, 로터리 테이블 등과 관련된 열 발생률을 고려하였다. 운전조건은 주축 회전수가 2,000, 4,000, 6,000, 8,000, 10,000, 12,000 rpm 인 경우와 Y 축과 Z 축 이송속도가 10, 20, 30, 40, 50, 60 m/min 인 경우로 나누어 해석하였다. 그리고 대기온도는 18°C로 가정하였다.

Fig. 4 는 주축 회전수 12,000 rpm, Y 축과 Z 축 이송속도 60 m/min, 로터리 테이블 회전수 110 rpm 일 때의 온도 분포를 보여주고 있다. 온도 분포가 거의 국부적으로 열원 주위에 감지되는 것으로 나타났다.

주축시스템의 회전 속도 별 온도를 정리한 결과를 Fig. 5 에 제시하였다. 주축의 온도는 전반부 베어링에서 가장 높게 나타나고 있고 주축 선단부, 후반부 베어링 순으로 나타나고 있다. 각부의 온도는 약 42.8 °C, 약 41.0 °C 그리고 약 39.0 °C로

나타났다. 주 발열원인 베어링의 발열이 주축 선단부에 영향을 미치고 있음을 알 수 있다.

Fig. 6 에 Y 축과 Z 축 이송시스템의 주요 위치에서의 이송 속도에 대한 온도상승을 나타내었다. Y 축과 Z 축 이송시스템은 볼 스크류의 너트 및 지지 베어링 등과 같은 열원들을 포함하고 있다.

주축시스템만을 이송하는 Z 축보다 주축시스템과 새들(saddle)을 함께 이송하는 Y 축 볼 스크류 너트에서 온도가 특히 크게 나타났다. 최대 이송 속도인 60 m/min 인 경우에 Y 축과 Z 축의 볼 스크류 너트에서의 온도가 약 24 °C와 약 22.5 °C 정도로 나타났다.

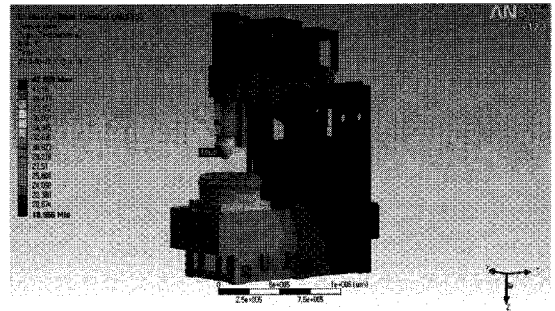


Fig. 4 Temperature distribution of the compact MCT

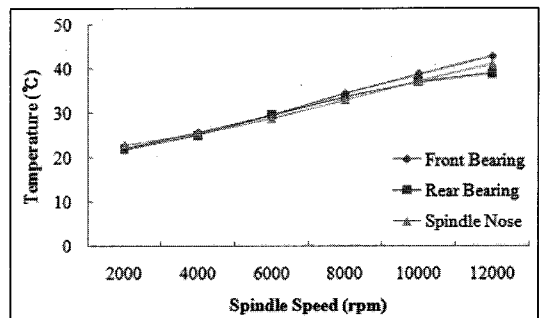


Fig. 5 Temperature rise of the spindle system

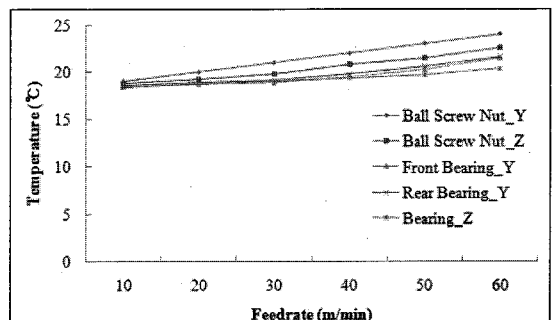


Fig. 6 Temperature rise of Y/Z-Axis the feeding system

3.5 열변형

신개념 콤팩트 머시닝 센터의 온도 분포에 따른 해석 결과를 토대로 열 변형 해석을 수행하였다. 본 연구는 열적으로 안정적인 구조물의 설계가 목적이다. 따라서 가공 정밀도 및 제품의 품질과 밀접한 관련을 가지고 있는 주축 선단부가 온도 상승의 영향으로 인해 얼마만큼의 변형이 일어나는지에 연구의 초점을 두었다.

Fig. 7은 주축 회전수 12,000 rpm, Y 축과 Z 축 이송속도 60 m/min, 로터리 테이블 회전 속도 110 rpm 일 때의 열 변형 분포를 나타내고 있다. 단, 본 신개념 콤팩트 머시닝 센터의 로터리 테이블은 실제 가공 시 위치 제어만을 한다. 앞에서 언급하였듯이 로터리 테이블에 내장된 모터의 회전속도가 최대일 때를 가정하여 해석하였기 때문에 테이블에서 나타난 변형은 실제로 전체 열변형에 크게 영향을 미치지 않는 것으로 판단하였다.

Fig. 8과 Fig. 9에 주축 회전수 12,000 rpm, 이송속도 60 m/min 일 때의 주축 시스템과 이송 시스템의 열 변형 분포를 나타내었다. 주축 시스템은 선단부에 가장 큰 변형이 나타나고 있다. 이송 시스템의 최대 열변위는 열원들이 집중되어 온도 상승이 높은 Y 축 이송계 후단부의 볼 스크류 너트 부분으로 약 85.6 μm 정도로 예측되었다. Y 축 이송계 후단부의 끝부분을 시작으로 -Z 축 방향으로 이동하는 형태를 하고 있다. 이송계의 변형이 국부적이고 이것이 주축 선단에 미치는 영향은 미미한 것으로 판단된다. 볼 스크류 너트의 변형은 지지베어링 보다 크고 각 축의 롤러 가이드 블록은 다른 열원들에 비해 변형이 매우 미미한 것으로 나타났다.

운전 조건이 주축 선단부의 열 변위에 미치는 영향을 Fig. 10에 제시하였다. 주축 선단부의 열 변위는 회전수가 2,000-12,000 rpm 인 경우에 X 축 방향이 -0.13-0.51 μm , Y 축 방향이 5.95-12.33 μm 그리고 Z 축 방향이 6.65-24.47 μm 정도인 것으로 나타났다.

주축 선단부의 열 변위는 Z 방향으로 대부분 집중되어 있고 동시에 Y 방향으로 변형된 형태로 나타났다. X 축 방향의 열 변위가 극히 미미한 것으로 미루어 볼 때 좌우 방향 열적 평형이 우수함을 알 수 있다.

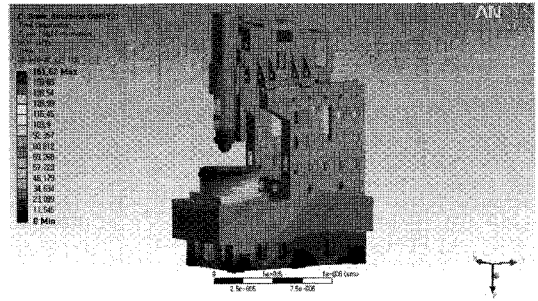


Fig. 7 Thermal deformation of the compact MCT

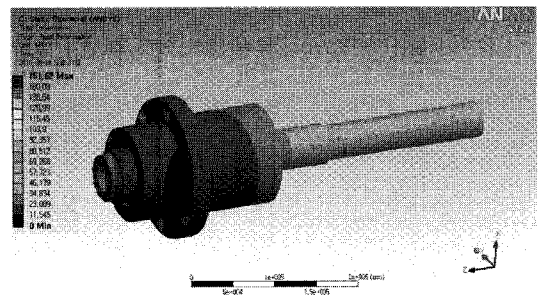


Fig. 8 Thermal deformation of the spindle system

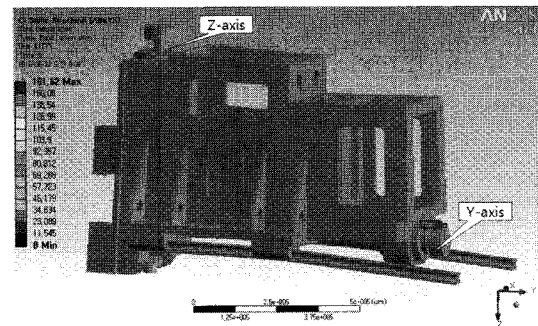


Fig. 9 Thermal deformation of the feeding system

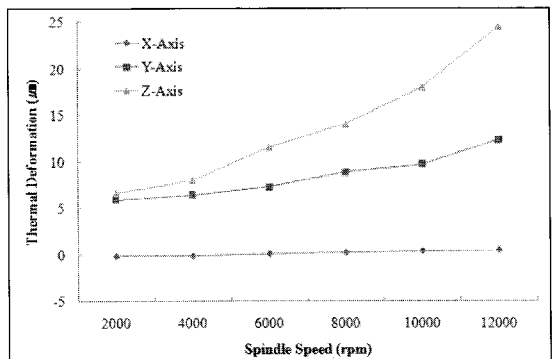


Fig. 10 Thermal deformation of spindle nose

4. 결론

본 연구에서는 X 축을 대체한 NC 로터리 테이블이 장착된 신개념 콤팩트 머시닝센터의 열특성을 해석 및 평가하여 열적 안정화 설계에 관한 연구를 수행하였다. 본 연구를 통하여 얻은 결과를 정리하면 다음과 같다.

1) 주축 회전수, 이송속도, 로터리 테이블 회전수가 각 12,000 rpm, 60 m/min 그리고 110 rpm 일 때, 온도 분포가 거의 국부적으로 열원 주위에 감지되는 것으로 나타났다.

2) 주축 시스템의 온도상승은 전반부 베어링에서 가장 높게 나타나고 있고 주축 선단부, 후반부 베어링 순으로 나타났다. 주 발열원인 베어링의 발열이 주축 선단부에 영향을 미치고 있음을 알 수 있다.

3) 주축 시스템은 선단부에 가장 큰 변형이 나타나고, 이송 시스템의 최대 열변위는 Y 축 이송계 후단부의 볼 스크류 너트 부분으로 나타났다. Y 축 이송계 후단부의 끝부분을 시작으로 -Z 축 방향으로 변형되는 형태를 하고 있다.

4) 이송 시스템은 주축부 만을 이송하는 Z 축 보다 새들(saddle)을 포함하여 함께 이송하는 Y 축 볼 스크류 너트에서 온도 상승이 특히 크게 나타났다.

5) 운전 조건이 주축 선단부의 열 변위에 미치는 영향은 회전수가 2,000-12,000 rpm 인 경우에 X 축 방향으로 $-0.13-0.51 \mu\text{m}$, Y 축 방향으로 $5.95-12.33 \mu\text{m}$ 그리고 Z 축 방향으로 $6.65-24.47 \mu\text{m}$ 정도인 것으로 나타났다. 주축 선단부의 열변위는 Z 방향으로 대부분 집중되어 있고 동시에 Y 방향으로 변형된 형태로 나타났다. X 축 방향의 열 변위가 극히 미미한 것으로 미루어 볼 때 좌우 방향으로의 열적 평형이 우수하게 설계되었다고 판단된다.

6) 향후 연구과제로 내부열발생 최소화와 열축적 방지 및 열배출 향상을 통한 온도변동 최소화, 열용량 최적화 및 굽힘과 뒤틀림 강성 증대로 인한 열강성 기계 구조 설계 등을 통하여 열변위 개선에 대한 연구가 필요하다.

후 기

본 연구는 지식경제부 지방기술혁신사업(RTI04-01-03) 지원으로 수행되었습니다.

참고문헌

1. Bryan, J. B., "International Status of the Thermal Error Research," *Annals of the CIRP-Manufacturing Technology*, Vol. 39, No. 2, pp. 645-656, 1990.
2. Lim, J. S., Yu, K. H., Chung, W. J., Kim, S. T., Lee, J. H. and Lee, C. M., "Thermal Characteristics Analysis of 30,000rpm High Speed Spindle," *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*, Vol. 26, No. 7, pp. 120-126, 2009.
3. Altintas, Y., Brecher, C., Weck, M. and Witt, S., "Virtual Machine Tool," *Annals of the CIRP-Manufacturing Technology*, Vol. 54, No. 2, pp. 115-138, 2005.
4. Harris, T. A. and Kotzalas, M. N., "Rolling Bearing Analysis," Taylor & Francis, pp. 191-208, 2007.
5. Nakamura, S. and Kakino, Y., "Performance Evaluation of a Preload Convertible Spindle," *Journal of the JSPE*, Vol. 60, No. 5, pp. 688-692, 1994.
6. Tu, J. F. and Stein, J. L., "Active thermal preload regulation for machine tool spindles with rolling element bearings," *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, Vol. 118, No. 4, pp. 499-505, 1996.
7. Wu, C. H. and Kung, Y. T., "Thermal analysis for the feed drive system of a CNC machine center," *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, Vol. 43, No. 15, pp. 1521-1528, 2003.
8. SKF General Catalogue, "More Accurate Calculation of Frictional Moment," p. 58, 1989.
9. Kim, S. I. and Cho, J. W., "Thermal Characteristic Analysis of a High-Speed Horizontal Machining Center with Built-in Motor and Linear Motors," *Journal of the Korean Society of Machine Tool Engineers*, Vol. 13, No. 5, pp. 30-37, 2004.
10. NSK Catalogue, "Driving Torque of Motor," No. 3101, p. A30, 1993.
11. NSK Catalogue, "Rolling bearing," No. 1101b, pp. A96-B55, 2004.
12. Cho, G. J., Hong, S. O. and Lee, S. C., "A Study on the relationship between Pretension and Thermal Strain of the Lathe Ball Screw," *KSMPE Spring Conference*, pp. 320-324, 2008.