

유한 요소 해석을 활용한 공작기계 이송축 열적 특성 평가

이창훈^a, 최진우^{a*}

Evaluation of Thermal Characteristics for a Feeding Axis of Machine Tools Using Finite Element Analysis

Chang Hoon Lee^a, Jin Woo Choi^{a*}^a Research Center, Hyundai WIA, 8F #462-18, Samdong, Uiwang, Gyeonggi-do, 437-815, Republic of Korea

ARTICLE INFO

Article history:

Received	21	December	2012
Revised	26	April	2013
Accepted	23	May	2013

Keywords:

Finite element model
Thermal characteristics
Feeding axis
Test standard
Experimental equation

ABSTRACT

In this study, two finite element (FE) models were developed to evaluate the thermal characteristics of a feeding axis of a CNC lathe. One was used for analysis of heat transfer to identify the temperature distribution of the feeding axis and then, the other was used for analysis of thermal deformation to evaluate its structural behavior based on the temperature distribution. The FE models were based on the test standard for the axial thermal displacement. The feeding velocity was composed of three steps: the ascending, constant, and descending velocities. Therefore, the heat generation and convection coefficient were calculated for each velocity and applied to the thermal FE model. The convection coefficient for the ball screw rotation was based on an experimental equation. The result of the analytical thermal displacement was compared with that of the experimental displacement to verify the finite element models.

1. 서론

열, 진동, 절삭 하중 및 제어 등은 공작기계의 가공 정밀도에 많은 영향을 미치고 있으며, 그 중에서도 열에 의한 가공 오차는 전체 오차의 40~70% 정도를 차지하는 것으로 알려져 있다^[1-3]. 가공 오차를 발생시키는 대표적인 열변형으로는 외부 공기에 의한 베드와 칼럼과 같은 구조물의 열변형, 회전에 의해서 발생하는 열에 의한 주축의 열변형, 절삭에 의해서 발생하는 마찰열에 의한 공작물과 공구의 열변형, 그리고, 구조물의 이송에 의한 이송축의 열변형 등이 있다.

공작기계의 이송계(Feeding system)는 베드와 같은 고정 구조

물로부터 새들과 같은 이송 구조물을 원하는 위치만큼 이동시키는 역할을 한다. 이송계는 안내부와 구동부로 나눌 수 있다. 안내부는 공기 또는 오일과 같은 매개체를 사용하는 유체 안내부와 LM (Linear motion) 베어링과 레일로 구성된 구름 안내부로 크게 이송하게 되면, 볼 스크루에 열이 발생하게 되며, 이 열로 인해서 볼 스크루는 팽창하게 된다. 따라서, 볼 스크루의 동일한 회전량에 대해서 발열 전보다는 더 큰 이동량이 발생하게 된다. 즉, CNC가 설정한 정확한 위치로 이동시킬 수 없게 된다. 이런 부정확한 위치는 선반의 원통 가공 시 반경 방향의 오차를 생성하게 된다. 따라서, CNC에 입력된 공작물의 직경보다 큰 직경의 공작물이 가공되게 된다.

* Corresponding author. Tel.: +82-31-596-1233

Fax: +82-31-596-1299

E-mail address: jwchoi@hyundai-wia.com (Jin Woo Choi).

공작기계에 대한 열변형 연구가 많이 수행되어 왔으며^[1-3], 또한 이송축 열변형이 중요함에 따라서, 그와 관련된 연구도 수행되어져 왔다. 유한 차분법 또는 유한 요소법을 활용하여 열전달 및 열변형 해석을 수행하였다^[4-7]. 볼 스크루의 각 위치에 일정 시간 동안 균일한 열유속을 적용하고, 다시 일정 시간 동안 냉각하였다. 그리고, Lumped method을 통한 실시간 열전달 모델링을 수행하고 그것으로부터 열변형을 예측하는 연구가 수행되었다^[8,9].

본 연구에서는 유동압 안내부와 볼 스크루를 가진 이송장치에 대한 열적 특성을 파악하기 위해서 유한 요소 해석 모델을 개발하였다. 해석 조건으로는 이송축 열변형 시험 절차를 적용하여(KS B ISO 230-2) 이동 구간을 가속, 등속, 감속 구간으로 분류하고, 각 구간에 맞는 발열량을 이동 시간 동안 적용하였으며, 이동이 완료된 후에는 정지하며, 정지 시간 동안 냉각을 적용한다. 즉, 이동 열원을 적용하여 해석을 수행하였다. 볼 스크루의 회전에 의한 냉각은 실험식을 적용하였다.

해석 모델을 정면 선반에 적용하여 시험 결과와 비교하여 유용성을 검증하였다. 급이송으로 왕복하는 공구대와 고정되어 있는 주축의 상대 변위를 측정하여, 그 시험 값과 해석의 열변위를 비교하였다.

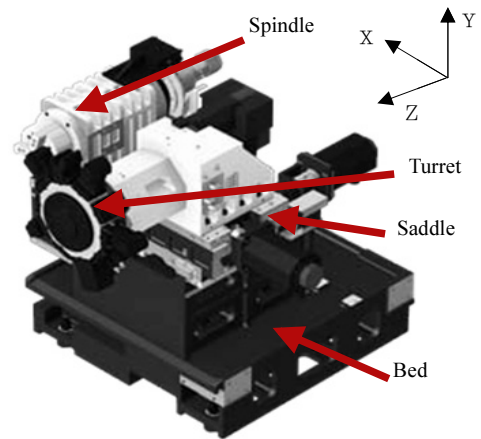
2. 공작기계와 이송

Fig. 1(a)는 본 연구에서 사용한 정면 선반을 나타내며, 베드, 새들, 주축 및 공구대로 구성되어 있다. 정면 선반(Frontal lathe)은 주축과 공구대의 회전축이 평행한 것이 가장 큰 특징이며, 일반적으로 두 개의 정면선반이 대칭으로 결합된 형식으로 사용된다. Fig. 1(b)는 공구대의 X축과 Z축으로 이송하기 위한 새들을 보여준다. 공구대 슬라이드는 안내면과 볼 스크루의 회전에 의해서 Z축으로 이송하게 된다. 본 연구에서는 정면 선반 공구대의 X축 이송에 대한 열변위 해석을 수행하게 된다.

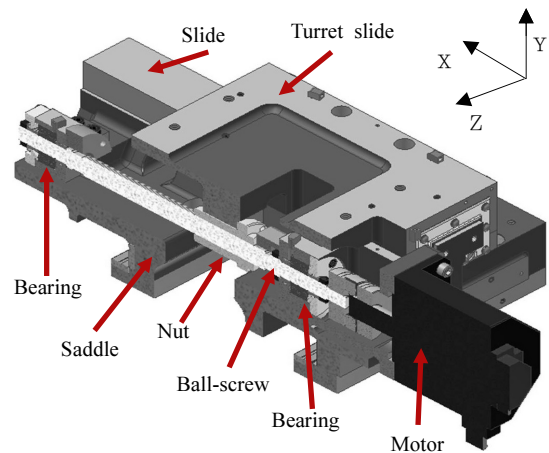
Table 1은 X축 이송 조건들을 나타낸다. 최대 이송 속도는 400 mm/s이며 가속에 소요되는 시간은 0.112초이므로 가속도는 약 3,600 mm/s²이다. 그러므로 순수 가속에 필요한 힘은 공구대 조립체의 질량과 가속도의 곱으로 구해지며, 1,827 N이 된다.

3. 발열과 방열

발열원은 안내면의 오일의 전단 마찰에 의한 발열, 볼 스크루의 회전에 의한 볼의 마찰열 및 지지 베어링의 회전에 의한 볼의 마찰열이 있으며, 방열원은 외부 공기에 의한 구조물(새들 및 너트)의 냉각과 회전에 의한 볼 스크루 냉각이 있다.



(a) Frontal CNC lathe (LF2100)



(b) Saddle and its feeding system

Fig. 1 A machine tool and its feeding system^[10]

Table 1 Information on the feeding in X axis

Item (Unit)	Value
Mass of turret assembly (kg)	513
Feeding stroke (mm)	125
Max. feeding velocity (V) (mm/s)	400
Acceleration (Deceleration) time (s)	0.1125
Acceleration (Deceleration) distance (mm)	22.5
Time for the constant velocity (s)	0.2
Distance for the constant velocity (mm)	80
Gravity (m/s ²)	9.807

3.1 베어링의 발열량

지지 베어링의 열은 볼과 내륜과 외륜의 마찰에 의해서 발생하며, 예압에 의한 발열과 유체 점성에 의한 발열로 나눌 수 있으며^[11], 두 발열의 합은 식 (1)처럼 나타낼 수 있다. 예압에 의한 모멘트와 점성 마찰 모멘트는 각각 식 (2)와 (3)으로 표현되어 진다.

발열량(H_{brg})은 마찰 모멘트를 식 (4)에 대입함으로써 얻어진다.

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

여기서, M_{brg} , M_1 , M_v 은 각각 지지 베어링의 마찰 모멘트의 총합, 예압 마찰 모멘트, 점성 마찰 모멘트를 나타낸다.

$$M_i = f_i \times P_i \times d_m \quad (2)$$

여기서, f_i , P_i , d_m 은 각각 베어링 계수, 베어링 예압, 베어링의 피치경을 나타낸다. f_i 는 베어링에 예압이 작용할 때 발생하는 마찰 계수이다.

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

여기서, f_0 , v_0 , n 은 각각 베어링 계수, 오일의 동점도, 회전속도를 나타낸다. f_0 는 오일의 점성에 의해서 결정된다.

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

3.2 볼스크류 및 안내면의 발열량

볼 스크류의 열은 볼과 너트 및 볼 스크류의 마찰에 의해서 발생한다. 그리고, 이 발열은 식 (5)처럼 마찰 모멘트와 예압 모멘트로 표현된다. 마찰 모멘트와 예압 모멘트는 각각 식 (6)과 (8)로 표현된다^[12]. 따라서, 볼 스크류의 발열량(H_{nut})은 모멘트 총합(M_{nut})을 식 (4)에 대입함으로써 구할 수 있다.

$$M_{nut} = M_d + M_{pl} \quad (5)$$

여기서 M_{nut} , M_d 와 M_{pl} 은 각각 볼 스크류의 마찰 모멘트의 총합, 마찰 모멘트와 예압 마찰 모멘트를 나타낸다.

$$M_d = T_D(1 - \eta) \quad (6)$$

$$T_D = \frac{FL}{2\pi\eta} \quad (7)$$

여기서, T_D , η , F , L 은 각각 마찰 토크, 볼 스크류 효율, 마찰력과 절삭력을 포함한 축 방향 하중과 볼 스크류의 리드(피치)를 나타낸다.

$$M_{pl} = \frac{F_v L}{2\pi\eta} (1 - \eta^2) \quad (8)$$

여기서, F_p 는 예압을 나타낸다.

안내면의 마찰열은 유체의 전단 마찰에 의해서 구해지며, 식 (9)로 나타낼 수 있다. 마찰력은 안내면의 마찰계수(μ)와 공구대의 중량(W)과 속도(V)에 의해서 표현된다. 유동압 안내면의 마찰계수(μ)는 오일의 점성 및 안내면의 재료에 의해서 결정된다.

$$H_g = \mu W_t V \quad (9)$$

3.3 발열량 계산

Table 2는 발열량을 계산하기 위해서 필요한 설계 변수들이다. 이 변수 값들을 식 (1)~(9)에 대입함으로써 베어링, 볼 스크류와 안내면의 발열량을 구할 수 있다.

Table 3는 베어링, 볼 스크류의 너트 및 안내면에 대해서 계산된 발열량을 나타내고, Fig. 2는 볼 스크류의 발열 분포를 나타낸다. 공구대를 가속시킬 때 필요한 힘은 순수 가속력과 마찰력의 합이며, 순수 가속력은 1,827 N이고, 마찰력은 마찰 계수와 수직력인 공구대 중량에 의해서 구해지며, 본 연구에서는 252 N이 된다. 따라서, 가속력은 2,079 N이 된다. 하지만, 순수 감속력과 마찰력의 방향이 반대이기 때문에 감속력은 1,575 N이 된다. 즉, 가속과 감속 시 볼 스크류에 작용하는 힘을 바탕으로 너트에서 발생하는 열량을 Table 3과 같이 계산할 수 있다.

Table 2 Design details for heat generation

Part	Item (Unit)	Value
Support bearing	Model	25TAC62B ^[11]
	Inner diameter (mm)	25
	Outer diameter (mm)	62
	Pitch diameter (d _m) (mm)	43.5
	Lubricant	Grease
	Lubrication viscosity (v ₀) (mm ² /s)	21
	Friction coefficient for the preload (f _i)	0.002 ^[17]
	Friction coefficient for the viscosity (f ₀)	0.7 ^[17]
Ball-screw	Preload (P _i) (N)	2150
	Diameter (D) (mm)	32
	Lead (L) (mm)	10
	Efficiency (η)	0.95
	Nut preload (F _p) (N)	1300
	Mean revolution for the accel. or decel. (RPM)	1200
Slide	Mean revolution for the constant velocity (RPM)	2400
	Friction coefficient (μ)	0.05 ^[18]
	Area (mm ²)	50,000

Table 3 Quantity of the heat generated

Part	Heat (W)	Velocity condition		
		Accelerat- ion (H _{av})	Constant velocity (H _{cv})	Decelerat- ion (H _{dv})
Bearing (H _{brg})	24.1	49.0	24.1	
Nut (H _{nut})	174.9	211.2	155.8	
Slide (H _g)	50.4	100.8	50.4	

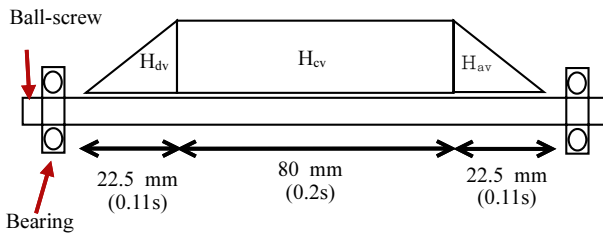


Fig. 2 Heat distribution on the ball screw

3.4 방열원 및 방열량 계산

방열원은 공기와 볼 스크루의 강제 대류와 공기와 구조물의 자연 대류가 있다. 볼 스크루는 공기와 접촉되어 있으며, 회전할 때 공기와의 상대 유속이 발생하게 되므로 강제 대류가 발생하여 냉각 효율이 증가된다^[13]. 본 연구에서는 볼 스크루의 강제 대류 계수를 수평 원형 회전체와 공기 사이의 열전달 실험식^[14]을 활용하여 계산하였다.

공기에 대한 볼 스크루 직경의 상대 속도(u_{tg})는 식 (10)에 의해서 구해지며, 회전수에 따라서 달라진다. 레이놀즈 수(Re)는 식 (11)에 의해서 계산된다. 식 (11)과 (12)에 의해서 Nusselt 수(Nu)와 대류 계수(h)가 구해진다. 식 (12)는 수평 원형 회전체에 대한 실험식^[14]으로써 Re 수가 $10^3 \sim 10^5$ 까지 유용하므로^[14], 본 연구의 볼 스크루에 적용가능 할 것으로 여겨진다. 그러므로, 이 대류 계수는 볼 스크루의 회전수에 따라서 변하게 된다.

$$u_{tg} = \frac{\pi \times D \times n}{60} \tag{10}$$

$$Re = \frac{u_{tg} \times D}{\nu_{air}} \tag{11}$$

$$Nu = 0.133 \times Re^{2/3} \times Pr_{air}^{1/3} \tag{12}$$

$$h = \frac{Nu \times k}{D} \tag{13}$$

Table 4 Design details for convection coefficient

Item (Unit)	Value
Ball-screw diameter (mm)	32
Air Prandtl Number (Pr _{air})	0.713 ^[13]
Air conductivity coefficient (k) (W/m°C)	0.0258
Air viscosity (ν_{air}) (mm ² /s)	1.35×10

Table 5 Average convection coefficients

Velocity condition	Accel. (h _{av})	Constant vel. (h _{cv})	Decel. (h _{dv})	Pause (h _{nr})
Convection coefficient (W/m ² °C)	25.0	39.7	25.0	12 ^[15]

여기서 D , Pr_{air} , k , ν_{air} 는 각각 볼 스크루 직경, 공기에 대한 Prandtl 수, 공기에 대한 열전도 계수, 공기에 대한 동점도 계수를 나타낸다. 각각의 물성 정보는 Table 4에 나타나 있으며, 따라서, 대류 계수(h)는 Table 5에서 보는 것처럼 각 속도 구간에 대해서 계산된다. Table 4의 공기에 대한 물성치는 일반 대기 온도는 20°C에 관한 것이며, 볼 스크루의 온도 변화가 크지 않으면, 열전달 해석에서 유효할 것으로 여겨진다.

또한, 정적 구조물인 새들 또는 비 회전중인 볼 스크루와 같이 공기에 대해서 상대 속도가 발생하지 않는 구조물에 대해서 자연 대류 계수(h_{nr})를 사용하였으며, Table 5에 나타나 있다.

4. 유한 요소 모델 개발

4.1 부품의 재료 물성치

볼 스크루는 구조강 SCM420이 사용되었으며, 새들의 재료는 주철인 GC250, 베어링의 내륜과 외륜에는 SUJ2 강이 사용되었다. Table 6에는 적용된 물성의 세부 사항이 나타나 있다.

Table 6 Material properties of Ball screw system

Item	SCM420	GC250	SUJ2
Conductivity coefficient (W/m°C)	42.8	50	41.9
Thermal capacity (J/kg°C)	480	56.5	473
Thermal expansion coefficient (1/°C)	1.15×10 ⁻⁵	1.1×10 ⁻⁵	1.25×10 ⁻⁵
Density (kg/m ³)	7,850	7,250	7,860
Elastic modulus (GPa)	205	110	205.8
Poisson's ratio	0.29	0.28	0.3

4.2 유한 요소 모델링

Fig. 3은 이송 축 볼 스크루 시스템의 유한요소 모델을 나타낸다. 볼 스크루 너트, 베어링 및 안내면의 열원에 대한 변형을 확인하기 위하여 볼 스크루, 베어링, 브라켓 및 새들이 모델링 되었다. 이때 공구대 및 하부 Z축 이송 장치 및 베드는 이송축 열변위에 미소한 영향을 줄 것으로 여겨짐으로 해석 모델에서 제외하였다. 생성된 요소의 수는 191,506개이며, 절점의 수는 55,976개이다. 그 중 열원이 주로 분포하는 볼 스크루 및 베어링은 육면체 요소로 구성되었으며, 브라켓 및 새들은 사면체 요소로 모델링 되었다.

베어링의 볼은 해석의 편의성을 위해서 해석 모델에서 제외하고 축 방향과 반경 방향의 스프링으로 표현하였다. 베어링의 축 방향 강성은 $750 \text{ N}/\mu\text{m}$ 이고, 반경 방향 강성은 $2,250 \text{ N}/\mu\text{m}$ 이다^[11].

Table 7은 유한 요소 해석을 위한 볼 스크루의 열 하중 조건을 나타낸다. 공구대는 가속, 등속, 감속과 정지를 반복함으로 위치와 속도에 따라서 볼 스크루는 각 속도 구간별로 가열과 냉각되게 된다. 그리고, 가열과 냉각에 필요한 발열량과 대류 계수는 Table 3과 5에서 얻을 수 있다. Fig. 3의 유한 요소 모델에 이송 시간과 구간에 적합한 열 하중 조건을 볼 스크루에 적용하였다. Table 3에 있는 안내면의 발열량도 볼 스크루와 같이 위치와 속도에 따라서 다르게 적용하였다.

앵글러 컨택트 볼 베어링의 마찰열은 특정 회전수에 대해서 외륜, 내륜, 그리고 볼에 각각 30.5%, 28%, 41.5%의 비율로 전달되는 것을 실험^[16] 결과를 통해서 알 수 있었으며, 이 비율은 베어링의 형상과 볼의 접촉량에 의해서 결정될 것으로 여겨지면, 다른 회전수에 대해서도 유사한 열 전달 비율을 가질 것으로 여겨진다.

등속인 경우 전체 베어링의 발열은 Table 3에서 얻어진 것처럼 49.0 W이고, 이것의 30.5%인 14.69 W를 외륜의 볼 마찰 표면에 부여하고, 28%인 13.71 W를 내륜의 볼 마찰면에 부여하였다. 볼은 스프링으로 대체 되었으므로, 볼로 전달되는 열은 무시되었다. 베어링의 일종인 볼 스크루의 발열량도 지지 베어링과 동일한 비율

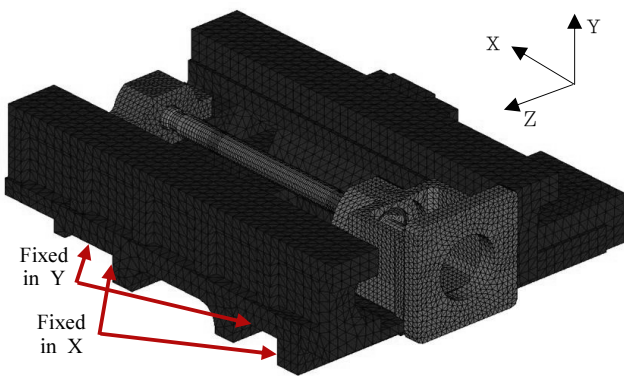


Fig. 3 Finite element model

Table 7 Heating and cooling for different velocities

Time (s)	Feeding section (convection coefficient)		
	Accel.	Const. vel.	Decel.
Accel. (0.11)	Heating (H_{av})	Convection (h_{av})	Convection (h_{av})
Const. vel. (0.2)	Convection (h_{cv})	Heating (H_{cv})	Convection (h_{cv})
Decel. (0.11)	Convection (h_{dv})	Convection (h_{dv})	Heating (H_{dv})
Pause (5.0)	Convection (h_{nr})	Convection (h_{nr})	Convection (h_{nr})

로 너트, 볼 및 스크루에 전달된다고 가정하였다. 따라서, 등속 시, 스크루에 211.2 W의 28%인 59.1 W가 전달된다.

부품 사이의 접촉은 열전달 해석에서는 부품의 표면이 매끈함으로 열저항이 없는 것으로 가정하였다.

경계 구속은 베드와 접촉하는 새들의 결합면을 구속하였다. Z축 방향의 볼 스크루의 너트 장착면을 Z축 방향으로 구속하고, Z축 안내면을 접촉 방향에 수직인 방향으로 구속하였다. 즉, 베드 안내면과의 접촉면에 따라서 X축 또는 Y축으로 구속하였다.

5. 이송 축 열변위 시험

Fig. 4는 이송축 열변위 시험을 나타낸다. 본 연구에서 수행한 열변위 시험은 KS B ISO 230-2 규격에 따라 진행 되었다. 공구대를 X축의 원점과 125 mm 지점 구간을 최대 속도(400 mm/s)로 이동시킨 후 5초의 정지 시간을 둔다. 그리고, 다시 원점으로 최대 속도로 이송시킨 후 5초의 정지 시간을 둔다. 즉, 이송체인 공구대

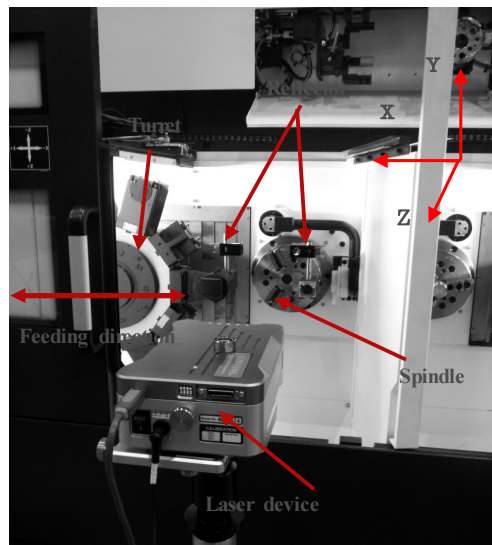


Fig. 4 Thermal test of feed drive system

는 0.1125초 동안의 가속, 0.2초 동안의 등속, 0.1125초 동안의 감속과 5초 동안의 정지를 반복하게 된다. 즉, 한번 이동에 소요되는 시간은 5.425초가 된다.

이송축의 열변위 계측 장비는 Renishaw사의 ML10을 사용하였다. 이 계측 장비는 0.7 $\mu\text{m}/\text{m}$ 의 시스템 정확도와 이송체의 속도가 1 m/s이하에서 1 nm의 분해능을 가지고 있다. 공구대 및 주축의 스피들 위에 각각 레이저 반사경을 장착하고 공구대를 1회 이송 후 발생하는 열변위 오차를 기록하였다. 108.5초 동안 10회 왕복 이송에 대한 열변위 오차가 측정되었다.

6. 유한 요소 해석 결과 및 토론

본 연구에서는 2,400 RPM 10회 왕복 이송 조건 하에서의 가속, 등속, 감속에 따른 열 열전달 및 열변형 해석을 상용해석 프로그램인 ABAQUS를 사용하여 108.5초 동안의 과도 열전달 해석을 수행하였다. 빠른 시간 내에 이송축의 열전달과 같은 열적 특성을 파악하기 위해서 10회 왕복 이송에 대해서 해석을 수행하였고, 향후 열전달 및 열변형의 정상 상태를 알기 위해서 왕복 회수를 증가시킬 필요가 있다.

초기 시간을 0.001초로 설정하고, 자동 시간 증분을 사용하였습니다. 즉, 수렴의 정도에 따라서, 시간의 증분이 변하게 됩니다. 가속, 등속, 감속, 정지로 한 사이클을 구성하고, 각 속도 조건(Step)에 따라서 Fig. 2에 보이는 것처럼 속도 구간별로 발열량을 적용하였다.

Fig. 5는 급이송 조건에 따라서 10회 왕복 후 온도 분포를 나타내고 있다. 지지 베어링 내륜에서 초기 온도 20°C 기준으로 1°C 상승한 21°C의 온도 분포를 나타내고 있다. 볼 스크루에서의 최대 온도는 20.7°C이며 이는 상대적으로 높은 냉각 효과와 발열원 이동에 기인한 것으로 판단된다.

새들의 안내면은 발열에 의해서 온도가 미소하게 올라간다. 상대적으로 적은 안내면의 발열량과 넓은 면적이 낮은 온도 상승을 낳은 것으로 여겨진다.

Fig. 6는 10회 왕복 후 이송축의 X축 열변위를 나타내고 있다. 온도 상승으로 인한 X축의 0 mm 지점(초기 위치)과 125 mm 지점(공작물 가공 위치)의 열변위는 서로 반대 방향으로 발생하며, 이는 볼 스크루가 양 방향으로 팽창하기 때문이다. 그리고, 125 mm 지점의 열변위가 더 큰 것을 알 수 있으며, 이는 베어링 하우스가 결합된 새들 구조물의 강성이 상호 대칭이 아니므로 발생한 현상으로 여겨진다.

새들의 안내면의 열변위는 미소하며, 다른 부위와 유사한 열변위를 가진다. 이는 안내면의 미소한 온도 증가가 새들의 열변위에는 큰 영향을 미치지 않는 것으로 여겨진다.

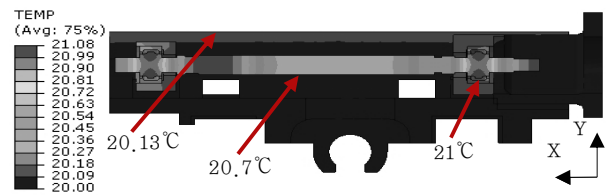


Fig. 5 Temperature distribution of the saddle assembly (°C)

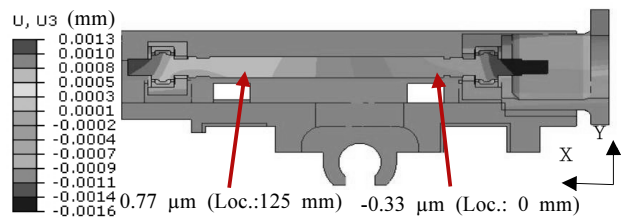


Fig. 6 Thermal displacement in X axis (Loc.: Location)

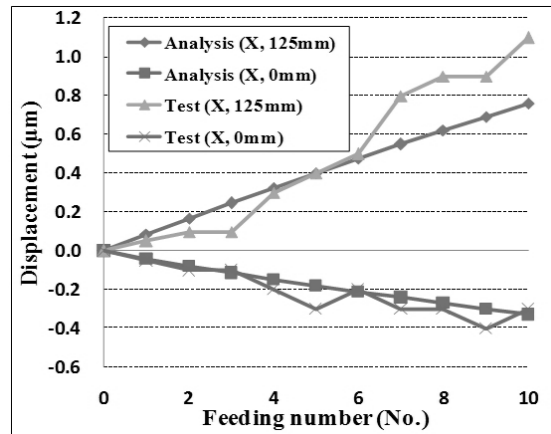


Fig. 7 Displacement variation

Fig. 7는 해석과 시험에서 얻은 열변위를 왕복 회수에 대해서 나타내었다. 10회 왕복 후 X축 0 mm 지점에서 시험과 해석의 열변위는 각각 0.3 μm 과 0.33 μm 로써 약 10%의 차이가 있지만, 두 곡선의 경향은 상당히 일치하는 것을 알 수 있다. 125 mm 지점에서의 시험 열변위는 1.1 μm 이며, 해석의 열변위는 0.76 μm 이므로 오차는 약 0.34 μm 이다. 그리고, 125 mm 지점에서는 왕복 회수가 증가할수록 시험과 해석을 차이가 크지는 것을 알 수 있다. 이는 발열량과 방열량을 계산하기 위해서 사용한 수식의 오차에서 기인하는 것으로 여겨진다.

해석의 열변위 증가는 선형적으로 이루어지지만, 시험의 열변위 증가는 평균적으로 선형적인 경향을 가지는 것으로 보이지만, 산포가 크다는 것을 알 수 있다. 이는 온도의 수렴 또는 주위 온도 변화와 같은 시험 오차로 일 것으로 여겨진다. 보다 정확한 원인 분석을 위해서는 시간에 대한 주위 온도, 각 부품의 온도 및 변위를 측정하여 분석할 필요가 있다.

추가로, 125 mm 지점의 산포가 0 mm 지점보다 더 크다는 것을 알 수 있다. 이는 레이저 측정기를 사용한 시험의 오차인 것으로 여겨진다. 측정 거리의 증가는 측정 오차 및 제어 오차를 증가시키게 된다. 레이저 측정기의 오차는 0.7 $\mu\text{m}/\text{m}$ 이므로 125 mm에 대한 오차는 0.0875 $\mu\text{m}/\text{m}$ 이 된다.

7. 결론

본 연구에서는 공작기계 이송축의 열적 특성을 평가하기 위한 열전달 및 열변형 해석을 수행하기 위해서 유한 요소 모델을 개발하였으며, 정면형 CNC 선반의 유동압 안내면과 볼 스크루를 가진 이송축에 적용하였다. 이송축 열변위 시험 표준을 해석 조건으로 적용하여, 이송 속도를 가속, 등속, 감속과 정지로 분류하고 각각에 맞는 발열량과 대류 계수를 산정하여 적용하였다. 볼 스크루의 회전에 의한 대류 계수는 유체 내의 환봉의 회전에 대한 대류 실험식을 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. 공구대 이송 시, 볼 스크루는 회전하게 됨으로 강제 대류 냉각이 발생한다. 그로 인해서 상대적으로 낮은 온도 분포를 나타낸다.
- (2) 안내면의 발열은 상대적으로 구조물의 온도 변화에 미소한 영향을 미치고, 그로 인해서 열변형에도 아주 미소한 기여를 하게 된다. 왜냐하면, 안내면은 상대적으로 낮은 발열량과 넓은 면적을 가지고 있기 때문이다. 따라서 볼 스크루 시스템의 열변위 오차에 기여하는 주요 열원은 볼 스크루 너트 및 지지 베어링의 마찰에 의한 발열량이다.
- (3) 열 변위는 X축의 0 mm 지점에서 해석과 시험의 결과가 잘 일치한다. 하지만, X축 125 mm 지점에서는 왕복 횟수에 따라서 오차가 증가함을 알 수 있다. 이는 발열량과 방열량을 구하기 위한 수식의 오차일 것으로 여겨진다. 시험의 열변위 증가는 산포가 해석과 비교해서 상당히 커다. 측정 오차에 의해서 발생하는 것으로 여겨진다. 주위 온도 변화, 측정기 오차 등 여러 요인들에 의해서 산포가 큰 오차가 발생하는 것으로 여겨진다. 향후 각 요인들에 의해서 발생하는 오차량을 산출하여 분석할 필요가 있다.

추가적인 연구를 통하여 이송축 열변형 해석 모델의 정확도를 향상시킬 필요 있다. 안내면을 포함한 다양한 위치 및 시점에서 온

도와 변위를 측정하여 그 결과를 해석과 비교할 필요가 있다. 이를 통해서 부품의 특성을 고려한 발열의 분배율, 접촉을 포함한 각 부품의 열전달 경로와 열전달율을 파악하여야 하며, 또는 새들과 같은 구조물의 열변위도 파악하여 전체 열변위에 대한 조사도 필요하다. 그리고, 발열 및 방열에 대한 수식에서 발생하는 오차와 시험에서 발생하는 오차, 즉, 측정오차를 분리하여 해석과 시험의 결과를 비교할 필요가 있다.

뿐만 아니라, 접촉에 대한 열 저항 모델에 대한 연구를 수행함으로써 온도 변화에 대한 해석과 시험의 오차를 향상시킬 필요가 있다. 부품의 표면 거칠기, 접촉 압력 및 형상 등이 열 저항 모델에 포함되어야 한다. 부품간의 접촉 열저항을 적절히 구현하여, 정확도 높은 열전달 해석을 수행할 필요가 있다.

References

- [1] Ahn, J. Y., Chung, S. C., 1999, Modeling and Compensatory Control of Thermal Error for the Machine Origin of Machine Tools, Transactions of the Korean Society of Machine Tool Engineers, 8:4 19-28.
- [2] Yoon, I. J., Kim, H. S., Ko, T. J., Kim, H. S., 2004, A Study on the Thermal Experiment for the Compensation of Thermal Deformation in Machine tools, Transactions of the Korean Society of Machine Tool Engineers, 13:1 1-8.
- [3] Kim, J. K., Kim, S. B., Lee, J. K., Kim, H. J., 1999, A Study on the Thermal Behavior of Machine Tool Spindle System, Transactions of the Korean Society of Machine Tool Engineers, 8:1 28-34.
- [4] Mayr, J., Ess, M., Weilkert, S., Wegener, K., 2008, Simulation and Prediction of the Thermally Induced Deformations on Machine Tools Caused by Moving Linear Axis using the FDEM Simulation Approach, Proceeding of ASPE 2008 Annual Meeting.
- [5] Wu, C. H., Kung, Y. T., 2003, Thermal analysis for the Feed Drive System of a CNC Machine Center, Int. J. of Machine Tools & Manufacture, 43 1521-1528.
- [6] Xu, Z. Z., Liu, X. J., Kim, H. K., Shin, J. H., Lyu, S. K., 2011, Thermal Error Forecast and Performance Evaluation for an Air-Cooling Ball Screw System, Int. J. of Machine Tools & Manufacture, 51 605-611.
- [7] Horejs, O., 2007, Thermo-Mechanical Model of Ball Screw with Non-Steady Heat Sources, Proceeding of Int. Conf. on Thermal Issues in Emerging Technologies: Theory and Application, 133-137.

- [8] Yun, W. S., Kim, S. K., Cho, D. W., 1998, Thermal Error Analysis for a CNC Lathe Feed Drive System, *Int. J. of Machine Tools & Manufacture*, 39 1087-1101.
- [9] Kim, S. K., Ryoo, S. H., Cho, D. W., 1995, A study on the Real-Time Estimation of Thermal Displacement for a Ball Screw, *Proceeding of KSPE 1995 Autumn Conference*, 88-93.
- [10] Hyundai WIA, 2011, Machine tools line-up (Catalog), Hyundai WIA, South Korea (www.wiamachine.co.kr).
- [11] NSK, 2008, Super Precision Bearings, NSK Ltd, Japan.
- [12] THK, 2013, THK General Catalog, THK Ltd, Japan.
- [13] Incropera, F. P., DeWitt, D. P., 2006, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John Wiley & Sons, New York, Ch. 6-9.
- [14] Becker, K. M., 1963, Measurements of Convective Heat Transfer from a Horizontal Cylinder Rotating in a Pool of Water, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 6 1053-1062.
- [15] Min, X., 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*, 225:186.
- [16] Jang, Y. S., Na, H. H., Rhim, Y. C., 1997, Heat Generation Characteristics of Ball Bearing for Operating Conditions, *J of the Korean Society Of Tribologists And Lubrication Engineers*, 13:4 26-32.
- [17] Kim, J. D., Zverv, I., Lee, K. B., 2010, Thermal Model of High-Speed Spindle Units, *Intelligent Information Management*, 2:2 306-315.
- [18] Hansung, 2008, Technical material for Turcite B-HP slide bearing, Hansung company, South Korea (http://www.hansungs.co.kr/sub/p1_06.php).