

실시간 볼 스크류 열변형 추정에 관한 연구 (A Study on the Real-Time Estimation of Thermal Displacement for a Ball Screw)

김 수광, 류 승호, 조 동우*(포항공과대학교)
S. K. Kim, S. H. Ryoo, D. W. Cho*(POSTECH)

ABSTRACT

The ball screw preloaded for high rigidity and accuracy increases frictional resistance, therefore, its temperature and positioning error rise. In this paper, 2 dimensional temperature distributions of a ball screw with preload are analyzed according to the rotational speeds and stop times by a finite element method. The thermal behaviors of a ball screw are measured to examine the analyzed datum. The examined results show that the trends of temperature rising and axial distributions in steady state are nearly estimated but the temperature is low. The differences of temperature are seems to be caused by not exact heat transfer coefficients. More than an hour is consumed for calculation by FEM. So the modified lumped method for the real-time estimation of the thermal distribution is proposed. The estimated temperature of a ball screw by the modified lumped method is more exactly estimated than by FEM, and that method takes less than several millisecc. Moreover it can be used to estimate heat transfer coefficients.

Keywords : Ball Screw (볼스크류), Thermal Distribution(온도 분포), finite element method(유한요소법), real-time estimation(실시간추정), modified lumped method(간략화된 일괄 방법)

1. 서론

설비 혹은 기계는 이송부분과 작업 수행 부분으로 크게 나눌 수 있으며 그들의 성능은 이송 정도를 기초로 하여 결정되기 때문에 정도가 높은 직선 운동에는 높은 효율성과 높은 강성 그리고 긴 수명의 특징을 가진 볼 스크류가 가장 많이 사용되고 있으며 특히 공작 기계에 직선 이송 기구로서 많이 채택되고 있다¹⁾.

기 제작되어진 볼 스크류를 이용한 직선 이송시 오차의 원인은 주축계내의 열원(베어링 발열, 모터 발열, 가공시 발열 등) 및 볼 스크류의 마찰 발열이 있으며 특히 그 비 반복성 때문에 중요성을 더하고 있다. 그리고 공작기계에 대한 고정도, 고부하의 요구에 따라 볼 스크류의 백래쉬(Backlash)를 제거하기 위하여 너트에 예압을 주는 방법이 시도되고 있다²⁾. 이러한 예압 부가로 인하여 스크류축과 너트 사이에 마찰저항이 커지며 이는 마찰열량을 증가시킨다. 이는 다시 볼 스크류의 열변형을 증가시켜 이송 및 위치 결정의 정도를 저하시키며 이로 인하여 공작기계의 절삭정도에 영향을 미치기 때문에 볼 스크류의 열변형 문제는 공작기계의 정밀도 향상과 고속화에 주요한 고려 대상중의 하나이다^{4,5)}.

이에 따라 본 연구에서는 향후 전열과 변형의 상호 복합 관계를 명확히 하여 개선된 열변형 해석을 수행토록 하기 위하여 유한 요소법으로 볼 스크류의 열전달을 모델링하여 해석하고 실험 장치를 이용한 해석 결과의 검증과 보정 연구를 수행하고자 하였다. 또한 실시간 열전달 및 열변형을 추정하여 그 값을 보상 가능토록 하는 간략화 Model을 개발 하고자 하였다.

2. 유한 요소법에 의한 해석

볼 스크류 시스템에 있어서의 주 발열원은 스크류와 너트의 마찰에 의한 발열이다. 이는 체결 상태, 윤활 상태와 이송 속

도에 크게 좌우되며 발열에 의한 열변형은 동일 윤활과 이송 상태에서 이차적으로 체결 상태를 변화 시켜 발열 패턴을 변화시킨다.

이상과 같은 계산을 수치해석으로 수행 하기 위해서는 열 분포 계산에서의 절점과 변형 계산에서의 절점의 상호 교환이 필수적이다. 따라서 향후 볼 스크류 시스템의 열전달 및 변형을 상호 절점 교환을 통한 복합 해석을 하기 위하여 유한 요소법으로 열전달을 아래와 같은 가정하에 수치 해석을 수행하였다.

- 너트의 이송으로 인한 마찰 열량은 원통면상에서 발생하며 균등하게 배분된다.
- 모든 표면의 대류 열전달상수는 정지시와 볼 스크류 이동시 각각 일정하다. (동일속도 이송시)
- 모든 표면에는 대류 열전달 경계만 고려하고 복사 열전달은 무시한다.
- 베어링부는 동일 속도 이송시 일정하게 발열한다.

2.1 수식적 모델링

수집도의 온도이므로 복사 열전달 성분을 무시한 초기/경계조건에 대한 열전달을 위한 전형적인 형태는 다음과 같다.

주어진 $f(x, t)$, $\bar{T}(x, t)$, $h(x, t)$, $q(x, t)$ 에 대하여 다음의 식이 성립하는 $T(x, t)$ 을 구하는 것이다.

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = (kT)_{,x} + f \quad \text{in } \Omega \quad (1)$$

$$T = \bar{T}(x, t) \quad \text{on } \partial\Omega_1 \quad (2)$$

$$kT \cdot n_x = q - h(T - T_c) \quad \text{on } \partial\Omega_2 \quad (3)$$

$$T(x, t) = T_0(x) \quad \text{at } t = 0 \quad (4)$$

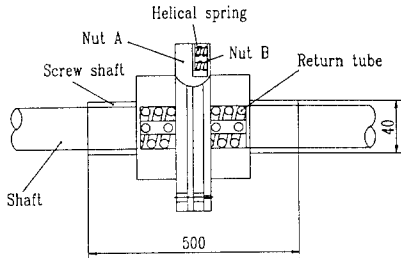


그림 1 실제 볼 스크류의 개략도

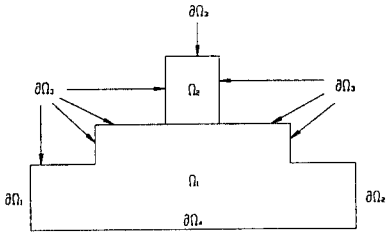


그림 2 볼 스크류의 간략화 모델

그림 1의 실제계를 그림 2와 같이 간략화 하였다. 그에 대한 경계조건은 다음과 같다.

$\partial\Omega_1, \partial\Omega_2$: 일정온도 경계 $\partial\Omega_3$: 대류 열전달 경계
 $\partial\Omega_4$: 단열 경계

2.2 격자 생성

격자는 거의 동일한 간격의 사각형으로 나누었으며 볼 스크류와 너트 접촉부의 열전달 및 변형을 해석하기 위하여 그림 3에 나타난 바와 같은 가상의 간격 격자를 생성 하였다.

2.3 정지 상태에서의 경계 열전달 상수(h_c)

해석에 사용할 정지 상태에서의 경계 열전달 상수를 측정하기 위하여 이송등에 의하여 스크류 축방향이 일정온도로 상승된 볼스크류 시스템을 자연 냉각시켜 측정 하였다. 자연 냉각중에 공기의 이송이 없다고 가정 하면 축방향온도가 일정하므로 스크류축의 축방향의 중간 부분은 반경 방향만의 열전달이 존재 한다고 둘 수 있고 반경 방향의 열전달은 고체 내부에서는 온도 강하가 일정하게 일어 난다고 가정 하면 에너지 평형에 의하여 다음과 같이 된다

$$\rho c V \left(\frac{dT}{dt} \right) = h A (T_c - T) \quad (5)$$

여기에서 h 가 높은 온도가 아닐 뿐 아니라 온도 변화 폭도 크지 않으므로 온도에 관계 없이 일정하게 두면, 일정한 주변 온도 (T_c) 하에서 다음과 같이 표현된다.

$$T_c = e^{\frac{hA}{\rho c V}} \quad \text{where } T_c = T_c - T \quad (6)$$

그러므로 주변 온도와 T 의 차를 알면 h 를 계산 가능하다. 환산 결과는 $\approx 8 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$ 로 일반강의 경계 열전달 계수와 일치 하였다.

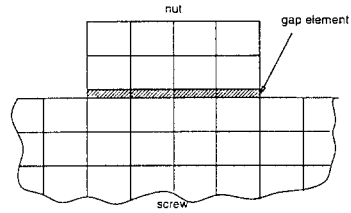


그림 3 유한요소 해석을 위한 볼 스크류의 격자 구조

2.4 이송 중에서의 경계 열전달 상수 (h_c)

이송 중의 경계 열전달 계수 (h_c)로 해석에 사용할 상수를 구하기 위한 방법은 실제적인 측정이 곤란하다. 그러므로 Yamamoto의 평행 흐름 중의 강제 열전달로 두고 해석한 결과와 Izumi에 의하여 회전하는 원통에 의한 강제 대류의 실험적 결과를 도입 하여 지정 하였다.⁴⁾

rpm	Yamamoto	Izumi
300	14.2	14.1
600	17.5	18.2
900	21.2	22.2

표 1 회전 속도별 경계 열전달 계수 (h_c : $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$)

2.5 마찰 발열량

무부하 상태의 볼 스크류 시스템은 주변 온도가 일정할 경우에는 마찰 발열 만이 유일한 열원이다. 마찰 발열 에너지의 근원은 모터의 회전 동력 이다. 모터의 소요 동력중에서 모터 회전 기호 동력과 베어링 마찰 소요 동력을 제외하면 볼 스크류 이송 소요 마력 이다. 그러므로 모터에 공급되는 전류를 측정 한후 토오크상수를 곱하여 토오크를 계산 하고 이를 이용하여 발열량을 산출 하였다.

$$\text{Torque} = K_t \times i \quad (7)$$

where K_t : Torque Coefficient i : current

rpm	Torque
300	0.46
600	0.56
900	0.72

표 2 회전 속도별 토오크 (Nm)

3. 실험 장치 및 방법

3.1 실험 장치

볼 스크류의 열변형과 보상 제어를 위하여 그림 4에 나타난 바와 같은 장치를 이용하여 실험 하였다. 실험 장치는 볼 스크류와 구동계, 신호 수집 부분, 제어기로 구성되어 있다. 사용된 볼 스크류의는 백래쉬 0.005mm 이하의 C5급으로 구동계와 결합하여 최대 이송 속도가 300 mm/sec 까지 구동 가능

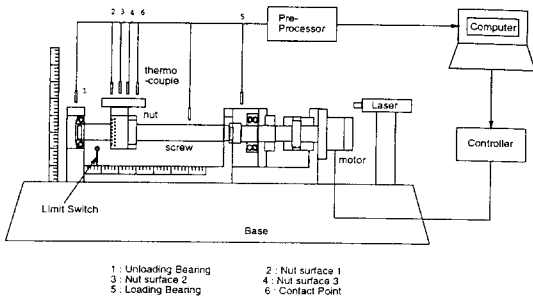


그림 4 실험장치 구성도

하다. 온도 측정은 열전대 온도계에 의한 point 측정과 적외선 온도계에 의한 온도 분포 측정을 동시에 가능 하도록 구성 하였다. point 온도의 측정은 정지시 뿐만 아니라 이송 중의 온도 측정을 위하여 T type의 0.1초 이내의 응답 특성을 가진 열전대 온도계를 사용 하였다.

3.2 실험 방법

실제 공작 기계의 예열 Pattern인 너트를 일정 속도로 스크류의 한쪽 끝으로부터 다른 한쪽 끝으로 이송하였다가 일정 시간을 정지한 후 다시 반대 쪽으로 이송하고 난 후 그러한 이송을 반복시키는 방법에 대하여 표3 에 나타난 바와 같이 이송 속도와 정지 시간을 각 3 가지로 변화시켜 가며 2시간 동안의 이송마찰 발열에 따른 전열 상황을 측정 하였다.

이송속도 (RPM)	7.5 MPM (300 rpm)	15.0 MPM (600 rpm)	22.5 MPM (900 rpm)
정지시간	1sec	5 sec	10 sec

표3 실험 조건들

. 온도 측정과 모터의 토크를 측정 하였으며 온도 측정은 점(Point) 측정과 분포(Distribution) 측정을 동시에 하였다. 열전대 온도계를 이용한 Point 온도 측정은 25초 간격으로 측정 하였으며 온도 분포는 1초 간격으로 측정 감시 하였다. 열전대 상시 측정 위치는 너트 표면 3점, 너트 내부(ball 접촉부로부터 5mm 떨어진 곳) 1점 그리고 양쪽 베어링 지지대 각각 1 점 씩의 6개의 위치이며 정지후는 스크류부의 온도도 측정하였다. 너트 표면의 세 점중 하나(nut surface 1)는 반경은 너트의 표면의 위치이나 플런지가 있어 공기중에 노출되지 않으며 나머지 둘은 공기중에 노출되어 있다. 노출된 둘 중의 하나(nut surface 3)는 ball이 지나가는 위치에 다른 하나(nut surface 2)는 그로부터 20mm 축방향으로 떨어져 있다.

모터 토크의 측정은 모터에 공급되는 전류를 측정하여 그 값에 토크상수를 곱하여 환산 하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 측정 결과

3장에서 언급한 방법으로 너트를 900 rpm, stop time 5 sec으로 모터측 으로부터 100mm 떨어진 위치로 부터 400mm 씩 왕

복시켰을 때의 너트 표면 온도의 변화가 그림 5에 나타나 있다. 그림에 보이는 바와 같이 약 4000초 이후에서 일정한 값을 가지며 (steady state) nut surface 3는 nut surface 2보다 0.7도 정도 높게 나타났으며, nut surface 1은 surface 3에 비하여 4.3도 정도 높게 나타났다. 이는 ball과 윤활유의 축열 효과와 공기 노출에 의한 차이로 인한 것으로 생각 된다. 그림 6은 동일한 조건에서의 너트 내부의 온도 변화를 나타내고 있다. 온도 변화의 경향은 너트 표면과 유사하다. 600 rpm, stop time 1sec 의 조건에서의 베어링의 온도 변화가 동일한 상승 형태를 나타내며 주변온도보다 약 3도 정도 상승함을 알 수 있었다. 너트 내부와 너트 표면들의 rpm와 정지 시간의 변화에 따른 결

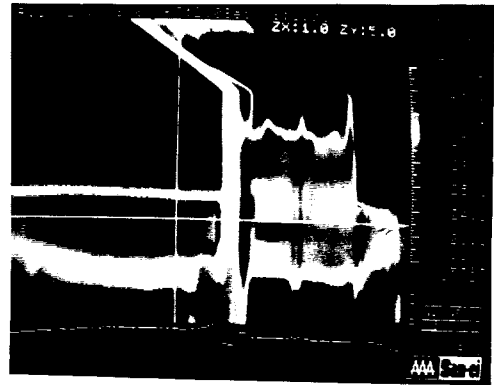


사진 1 50초후의 열분포(600 rpm, 5 sec)

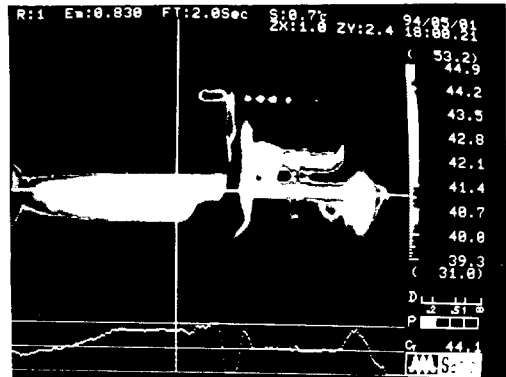


사진 2 5000초 후의 열분포(600 rpm, 5 sec)

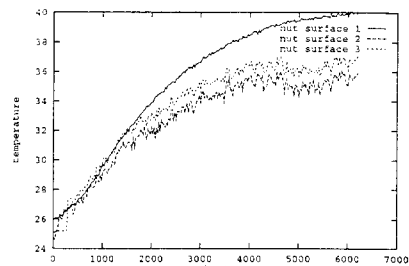


그림 5 너트 표면의 온도 변화 측정치(900 rpm, 5 sec)

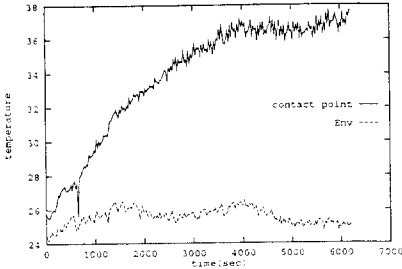


그림 6 너트 내부 온도 변화 측정치(900 rpm, 5 sec)

과를 정리 하면 표 4 와 같다. 그리고 왕복 이송중의 정지시 측정 한 온도 분포가 사진 1 부터 사진 3 까지 나타나 있다. 표 4에 나타난 바와 같이 온도의 상승은 이송속도와 정지 시간에 복합적으로 영향을 받는다. 스크류 축은 너트 내부의 온도 보다 약 1.5도 정도 높게 나타났으며 이는 사진들에서 명확히 나타난다.

(예압 1960N)

rpm	Stop Time	너트 평균 상승 온도	B.S. 평균 상승 온도
300 (7.5)	1	17.9	19.6
	5	10.4	13.7
	10	7.2	9.4
600 (15)	1	19.2	21.7
	5	12.3	15.1
	10	8.5	10.9
900 (22.5)	1	21.2	23.0
	5	15.51	16.7
	10	10.9	12.3

표 4 측정 결과 요약

4.2 해석 결과

FEM에 의한 열전달 해석 결과가 그림 7부터 그림 8에 나타나 있다. 그림들은 동일 이송 속도에 대하여 정지 시간을 변화시켰을 때의 온도 분포를 3 차원적(z : temperature)으로 나타낸 것으로 반경 방향의 온도 분포는 거의 균일하고 이송 범위 내의 온도도 거의 동일한 결과가 나왔다.

해석결과와 실험 결과의 3차원 온도 분포를 사진 1과 사진 2의 결과와 그림 7과 그림 8을 비교하면 온도의 차이는 있지만 분포 형태는 유사하다. 너트 내부의 시간 경과에 따른 이송 발열로 인한 온도 경과를 해석 결과와 실험 결과를 비교하면 그림 9와 같이 온도 상승 패턴은 유사하나 온도차이가 있다.

5. 실시간 열전달 모델링

5.1 Lumped method에 의한 실시간 열전달 모델링

이상에서 일정 왕복 운동의 볼 스크류 시스템의 열변형의 해석과 실험에 대하여 논하였다. 실제 작업에서는 이송과 정지 시간이 일정하지 않고 연산 소모 시간에 크게 소요되므로 실시간 보정을 위한 계산에 적용하기에는 불가능 하다. 공작

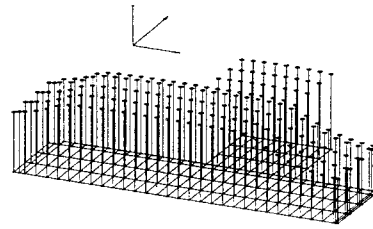


그림 7 FEM에 의한 볼 스크류의 온도 분포(600rpm, 1sec)
(z : 1 C/mm)

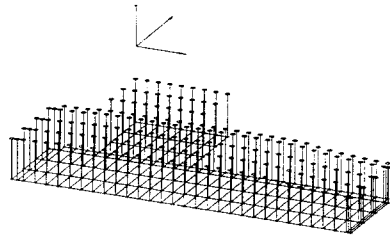


그림 8 FEM에 의한 볼 스크류의 온도분포(600rpm,5sec)
(z : 1 C/mm)

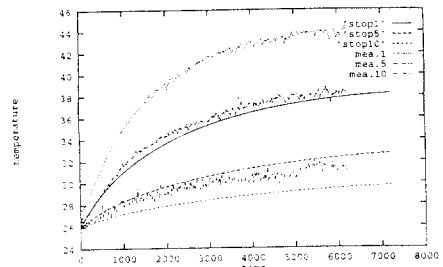


그림 9 FEM결과와 실측치 비교(600 rpm)

기계에서의 열변형은 현재 이송의 위치를 정확히 측정하면 그 값의 보정이 가능하나 수십 μm 의 측정이 가능한 고가 장비가 필요하며 설비의 진동등의 영향을 크게 받는다. 그에 대한 2차적인 방법으로 온도 측정을 하고 그 값으로 변형을 계산 하여 보정값을 환산 하는 방법이 있으나 볼 스크류의 거의 모든 위치의 온도값을 알아야 하므로 실질적인 활용이 곤란하다. 본 연구에서는 실시간 활용 가능한 간략화 모델을 제안한다.

이론 해석과 실험 결과에서 반경방향의 온도가 일정하다는 것을 확인하였으므로 그림 10과 같이 볼 스크류 중 스크류 부를 간략화 하여 모델링하면 에너지 보존 법칙에 의하여

$$Q_1(t) + Q_2(t) + Q_3(t) + Q_4(t) = \rho c V \frac{dT}{dt} \quad (9)$$

과 같이 표현되어 질 수 있다. $Q_i(t)$ 는 이송시에만 작용하고 $Q_j(t)$ 는 $Q_k(t)$ 와 $Q_l(t)$ 로 반복적으로 하나의 Lump에 기여한다. 반면 실제의 볼 스크류는 형상 조건과 Lump와 함에 의한 오차 그리고 부정확한 열전달 계수등에 의하여 (21)식을 직접 사용하면 실제 온도 값과 오차가 크다. 그러므로 다음과 같이 식을 변형 하였다.

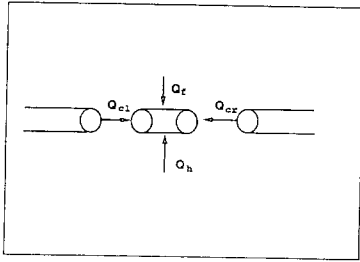


그림 10 간략화된 Lumped Model

$$\alpha Q_r(t) + Q_{e1}(t) + Q_{e2}(t) + \beta Q_{in}(t) + \gamma Q_{out}(t) = \rho c V \frac{dT}{dt} \quad (10)$$

여기에서 α 는 모터의 회전 동력으로 부터 산출된 값의 오차와 예상하지 못한 외부로부터의 전열을 보상하기 위한 상수이다. 그리고 β 와 γ 는 형상 오차와 경계 열전달 계수의 오차를 보완 하기 위하여 도입 하였다.

5.2 변형된 Lumped 모델의 계수 선정

식(10)에 도입된 상수들의 선정은 동일 이송속도에 대하여 정시시간과 너트의 위치를 변화시켜 가며 FEM 계산 값과 간략화 모델에 의한 계산 값을 이용하여 식(11)의 평가 함수가 최소가 되도록 계수를 지정 하였다.

$$\text{평가 함수} = \sqrt{(FEM \text{ result} - Lumped \text{ result})^2} \quad (11)$$

FEM 해석 결과(1000 rpm, 1sec stop, 5sec stop, 10sec stop)와 그들을 이용하여 결정된 계수를 사용하여 다시 계산한 결과를 비교한 결과가 그림 11에 나타나 있다. 결과값이 거의 유사함을 알 수 있다. 다시 그 계수들을 이용하여 계수 결정에 사용되지 않은 동일 이송 속도의 stop time (3 sec, 8 sec)에 대하여 계산한 결과도 그림 12에 보이는 바와 같이 거의 정확한 결과가 나타났다. 1500 rpm의 이송 속도에서도 동일하게 계수 결정을 한 후 1000rpm의 결과와 1500rpm의 결과(계수)를 복합하여 600초 동안 1000rpm의 이송 후 600초 동안 정지 하였다가 다시 1500rpm으로 600초 동안 동일한 이송거리를 왕복하는 운전 조건에 대한 FEM 해석 결과와 변형된 Lumped Model의 해석 결과는 그림 13에 보이는 바와 같이 상당히 잘 일치 하였다.

5.3 실험 결과와의 변형된 Lumped 모델의 결과 비교

먼저 FEM 해석 결과를 이용하여 1000 rpm 이송에 대하여 결정된 계수로 900 rpm에서 실험 결과와 비교한 결과는 그림 14에 보이고 있다. 5.2에서 언급한 바와 같이 해석 결과를 사용하여 결정된 계수이므로 해석 결과와는 거의 유사하였으나 실험치와는 상당한 차이가 나타났다. 다시 실험 결과를 이용하여 계수 수정을 한 결과 그림 15와 같았다. 해석 결과를 사용한 계수와 실험치로 결정된 계수를 비교하여

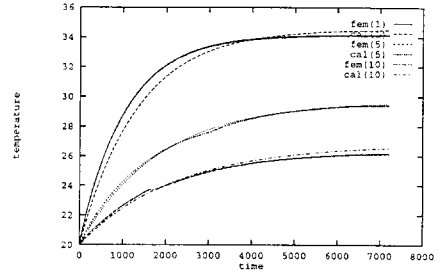


그림 11 FEM 결과를 사용한 계수 추정 결과(1000rpm)

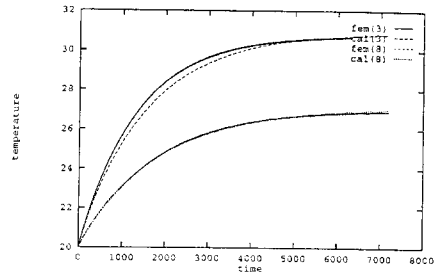


그림 12 새로운 정지 시간에 대한 Lumped Model 적용 결과 (1000 rpm)

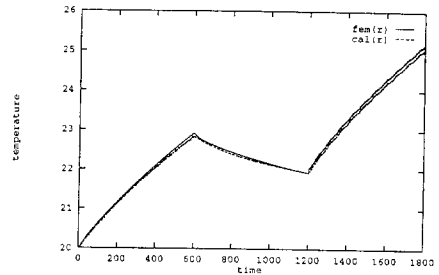


그림 13 복합 이송속도와 장시간 정지에 대한 Lumped Model 적용 결과

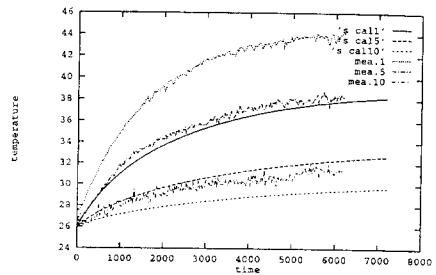


그림 14 FEM결과로 추정된 Lumped Model 과 실험치 비교 (600 rpm)

$$\alpha_{sp} = \alpha_m \times T_{msm} \quad (12)$$

$$\beta_{sp} = \beta_m \times hs_{msm} \quad (13)$$

$$\gamma_{sp} = \gamma_m \times hm_{msm} \quad (14)$$

where

T_{msm} : Torque 보정 계수 hs_{msm} , hm_{msm} : hs , hm 보정 계수

로 표현 할 수 있다. 이를 이용하여 재추정한 토오르크 및 경계 열전달 상수가 표 5과 같다.

재추정된 상수로 해석한 결과가 그림 16에 보이는 바와 같이 전의 결과(그림 9)에 비하여 크게 개선되었다.

상수	수정전	수정후 측정
T(300 rpm)	0.46	0.72
T(600 rpm)	0.56	0.96
T(900 rpm)	0.72	1.24
hm(300 rpm)	14.2	32.4
hm(600 rpm)	17.5	36.6
hm(900 rpm)	20.2	40.2
hs(900 rpm)	8	8

표 5 Lumped Model에 의한 계수 추정

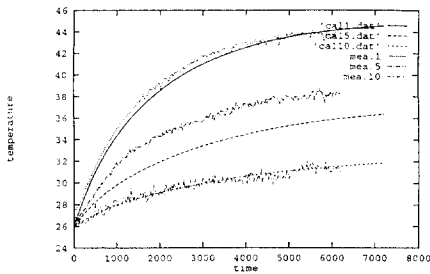


그림 15 실측치로 추정된 Lumped Model과 실측치 비교(600 rpm)

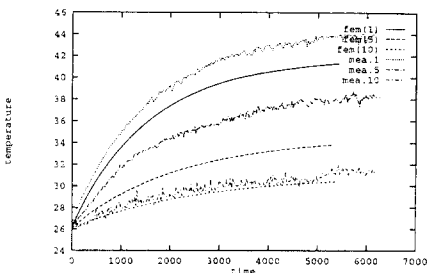


그림 16 새로운 열전달 상수에 의한 전열해석 결과

6. 결론

지금까지 볼 스크류 시스템의 열적 거동에 대한 FEM해석과 실험 결과에 대하여 고찰하였으며 실시간 모델을 제안하였다. 그에 대한 결론은 다음과 같다.

- 스크류의 온도 분포와 열팽창은 축방향만으로 고려 가능하다.
- 온도 상승은 이송 속도와 정지 시간의 함수이며 예열시 정지 시간과 이송 속도에 따라 온도 상승폭은 차이가 있지만 온도 상승 패턴은 유사하다.
- 해석결과는 실험 결과에 비하여 온도차이가 있지만 온도 상승 경향과 온도 분포에서는 거의 동일하다.
- 간략화 모델로 수 msec 이내에 10 % 오차 범위 이내의 온도 분포를 추정 가능하다.
- 간략화 모델로 열전달 상수 추정 가능

참고문헌

- [1] Tosio OHKAKI, "Development History of Ball Screw" JSPE, Vol 55, No 3, pp42-45, 1989.3
- [2] Kazuki TAKAFUJI, etc., "Stiffness of Ball Screw with Consideration of Deformation of the Screw, Nut and Screw Thread(Preloaded Double Nut)" JSME International Journal, Vol 33, No 4, pp 620-626, 1990.
- [3] J.B.Bryan, "International Status of Thermal Error Research (1990)," annals of the CIRP, Vol.39, pp. 645, 1990.2
- [4] Jiro OTSUKA, Shigeo FUKADA, Nobuo OBUCHI, "A Study of Thermal Expansion of Ball Screw - In case of Constant Preload -" JSPE, Vol 50, No 4, pp 8-13, 1984.4
- [5] Yoshiaki KAKINO, Kasuaki MORI, etc., "A Study of Compensation of Thermal Displacement of Ball Screw in NC Machine Tool" JSPE, Vol 54, No 9, pp 131, 1988.9
- [6] Nobuo OBUCHI, Jiro OTSUKA, Takashi HOSHINO, "Study on Thermal Expansion of Ball Screw-Calculation of Temperature Distribution by Difference Method -" JSPE, Vol 53, No 12, pp 89-94, 1987.12
- [7] 정성중, 박정균, "유한차분법을 이용한 볼 스크류 시스템의 열팽창 해석," 한국정밀공학회지, 제9권 4호, pp. 44-57, 1992.12.

후기

본 연구는 G7 고정밀 가공 및 측정 과제의 일부로 수행된 연구이며 관계자 여러분께 감사드립니다.