볼스크류 시스템에서 온도분포의 해석과 추정

Synthesis of Temperature Distribution in Ballscrew Systems

*김명준 [1], 민복기 [2], #정성종 [2]

* M. J. Kim [1], B. K. Min [2], #S. C. Chung(schung@hanyang.ac.kr)[2]

[1] 한양대학교 기계공학과

Key words : Finite Difference Method, Frictional Heat, Ballscrew, Preload, Thrust Force

1. 서 론

볼스크류(Ballscrew)는 높은 효율성과 높은 강성 그리고 긴 수명의 특징을 가지고 있어 공작 기계의 직선 이송 기구로써 많이 사용되고 있다. 그러나, 볼스크류를 사용하는 직선 이송 기구의 작동 시 주축계내의 베어링, 모터 등에서 발생하는 열원이 있으며, 가공물을 가공 시 발생하는 열과 볼스크류의 스크류축과 너트 사이의 마찰저항 때문에 증가하는 마찰열량에 따라 볼스크류의 온도는 상승하게 된다. 상승 되어진 온도에 의하여 볼스크류의 열변형이 증가함에 따라 이송 및 위치 결정 정도를 저하시키게 된다. 볼스크류에서 발생하는 열변형을 보상하기 위해 볼스크류의 온도분포를 정확히 예측하는 것이 필요하다. 하지만, 측정을 통하여 볼스크류의 모든 지점의 온도분포를 파악한다는 것은 어려운 일이다. 그래서 수학적인 모델을 통하여 볼스크류의 온도분포와 열적 거동을 예측하기 위해 유한차분법(Finite Difference Method (FDM))을 이용하여 열발생 및 열전달 메커니즘을 모델링 할 수 있다.[1-3]

본 논문에서는 예압, 드래그 토크, 및 회전속도 등과 같은 다양한 작동 조건으로 통하여 경계조건을 설정 한 후 유한차분법을 이용한 수학적 모델링을 통하여 볼스크류의 온도분포를 예측하였다.[2]

2. 온도 분포의 모델링

Fig. 1 은 더블너트 타입의 볼스크류를 이용한 직성 이송 시스템이다.

볼스크류 작동 시 볼과 그루브 사이의 슬립, 윤활유에서는 전단현상에 의한 점성 마찰과 롤링 접촉 마찰에 의하여 열이 발생한다. 게다가, 지지 베어링에서 발생하는 마찰열이 존재한다. 이러한 마찰들에 의하여 볼스크류의 온도는 변하게 된다. Fig. 2 는 볼스크류 시스템에서의 스크류축과 너트, 그리고 베어링의 축 방향과 반경방향의 작은 격자로 이루어진 유한차분법 모델이다. Table 1 은 FDM 모델의 매개 변수들이다. 열 평형조건, 고체의 전도, 볼스크류 시스템 표면에서의 대류와 볼과 그루브 사이의 접촉에 의한 열 발생과 지지 베어링에서 발생하는 열 등을 고려하여 Explicit 형태인 유한차분법으로 유도하였다. 식 (1)에서 $T_{m,n}^{F}$ 과 $T_{m,n}$ 은 다음과 현재 단계의 온도를 각각 나타낸다.[2]

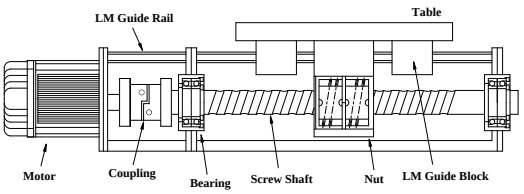

Fig. 1 Double-nut Ballscrew Feed Drive System

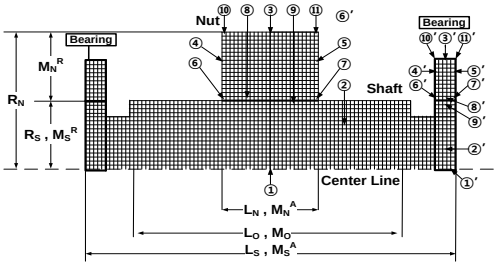

Fig. 2 Axisymmetric FDM Model of the Ballscrew Structure.

Table 1 Parameters of FDM Model

Shaft Length, L_S [mm]	1250
Lead [mm]	10
Total Ball Number, Z	89
Nut Length, L_N [mm]	120
Shaft & Nut Outer Diameter, R_S, R_N [mm]	18,42
Radial & Axial Difference, Δr, Δx [mm]	0.5,2.5
Number of Shaft Mesh & Nut Mesh in Radial Direction, M_S^R, M_N^R	18,24
Number of Shaft Mesh & Nut Mesh in Axial Direction, M_S^A, M_N^A	500,48
Operation Length, L_O [mm]	1000
Preload, F_a [Kgf]	53
Kinematic Viscosity of Lubricant, v_O [cSt]	32
Ball Screw Rotational Speed, n [rpm]	250~2500
Frictional Coefficient, μ	0.003
Specific Heat, C [J/Kg℃]	460
Thermal Conductivity, κ[W/m℃]	60.5
Density, ρ [Kg/m^3]	7865

$$1=1': T_{m,n}^{\ F} = T_{m,n} + Fo_x(T_{m,n+1} + T_{m,n-1} - 2T_{m,n}) + 4Fo_r(T_{m,n-1} - T_{m,n})$$

$$2=2': T_{m,n}^{\ F} = T_{m,n} + Fo_x(T_{m,n+1} + T_{m,n-1} - 2T_{m,n}) + Fo_r(k_1T_{m+1,n} + k_2T_{m-1,n} - 2T_{m,n})$$

$$3=3': T_{m,n}^{\ F} = T_{m,n} + Fo_x(T_{m,n+1} + T_{m,n-1} - 2T_{m,n}) + Fo_rk_3(T_{m+1,n} - T_{m,n}) + Fo_r \cdot Bi_r \cdot k_4(T_\infty - T_{m,n})$$

$$4=4': T_{m,n}^{\ F} = T_{m,n} + Fo_x(k_1T_{m+1,n} + k_2T_{m-1,n} - 2T_{m,n}) + Fo_x(T_{m,n+1} - T_{m,n}) + Fo_x \cdot Bi_x(T_\infty - T_{m,n})$$

$$5=5': T_{m,n}^{\ F} = T_{m,n} + Fo_x(k_1T_{m+1,n} + k_2T_{m-1,n} - 2T_{m,n}) + Fo_x(T_{m,n-1} - T_{m,n}) + Fo_x \cdot Bi_x(T_\infty - T_{m,n})$$

$$6=6': T_{m,n}^{\ F} = T_{m,n} + Fo_x(T_{m,n+1} - T_{m,n}) + Fo_rk_5(T_{m-1,n} - T_{m,n}) + Fo_x \cdot Bi_x(T_\infty - T_{m,n}) + R\frac{T_{m,n-1}V_s - T_{m,n}V_n}{V_n} + T_{fn}$$

$$7=7': T_{m,n}^{\ F} = T_{m,n} + Fo_x(T_{m,n-1} - T_{m,n}) + Fo_rk_5(T_{m-1,n} - T_{m,n}) + Fo_x \cdot Bi_x(T_\infty - T_{m,n}) + R\frac{T_{m,n-1}V_s - T_{m,n}V_n}{V_n} + T_{fn}$$

$$8=8': T_{m,n}^{\ F} = T_{m,n} + Fo_x(T_{m,n+1} + T_{m,n-1} - 2T_{m,n}) + Fo_rk_5(T_{m+1,n} - T_{m,n}) + R\frac{T_{m+1,n}V_s - T_{m,n}V_n}{V_n} + T_{fn}$$

$$9=9': T_{m,n}^{\ F} = T_{m,n} + Fo_x(T_{m,n+1} + T_{m,n-1} - 2T_{m,n}) + Fo_rk_3(T_{m+1,n} - T_{m,n}) + R\frac{T_{m-1,n}V_n - T_{m,n}V_s}{V_s} + T_{fs}$$

$$10=10': T_{m,n}^{\ F} = T_{m,n} + Fo_x(T_{m,n+1} - T_{m,n}) + Fo_rk_3(T_{m+1,n} - T_{m,n}) + (Fo_x \cdot Bi_x + k_4 \cdot Fo_r \cdot Bi_r)(T_\infty - T_{m,n})$$

$$11=11': T_{m,n}^{\ F} = T_{m,n} + Fo_x(T_{m,n-1} - T_{m,n}) + Fo_rk_3(T_{m+1,n} - T_{m,n}) + (Fo_x \cdot Bi_x + k_4 \cdot Fo_r \cdot Bi_r)(T_\infty - T_{m,n})$$

where,

$$k_1 = 1 - \frac{0.5}{n},\ k_2 = 1 + \frac{0.5}{n}, k_3 = \frac{4(2n-1)}{4n-1}, k_4 = \frac{8n}{4n-1}, k_5 = \frac{4(2n+1)}{4n+1}$$

$$Fox = \frac{\alpha\Delta t}{(\Delta x)^2},\ For = \frac{\alpha\Delta t}{(\Delta r)^2},\ \ Bix = \frac{h\Delta x}{k},\ \ Bir = \frac{h\Delta r}{k}$$

$$V_s = \frac{\pi(n-0.25)(\Delta r)^2\Delta x}{2},\ \ V_n = \frac{\pi(n+0.25)(\Delta r)^2\Delta x}{2}$$

$$H_f = 1.4047\times10^{-4} \cdot n \cdot M_t,\ \ T_{fs} = \frac{H_f\Delta t}{c\rho V_s},\ T_{fn} = \frac{H_f\Delta t}{c\rho V_n},\ T_{fb} = \frac{H_f\Delta t}{c\rho V_b}$$

3. 볼스크류의 온도분포

Fig. 3 은 2000rpm 의 속도로 한 시간 동안 볼스크류가 작동하였을 때의 온도분포를 나타낸 것이다. Fig. 4 는 각 회전속도에 따라 접촉점의 온도를 나타낸 것이다. 각 구동조건에서는 약 60 분에서 정상상태에 도달하는 것을 확인하였다.

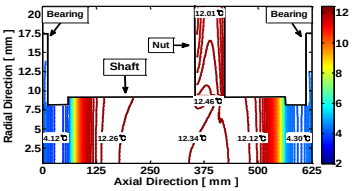

Fig. 3 Temperature Distribution of Ballscrew Assembly after 1 Hour Operation.

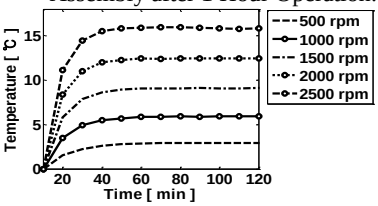

Fig. 4 Temperature Record of Contact Points

4. 결 론

볼과 그루브의 접촉, 윤활유의 마찰, 및 지지 베어링의 발열 등의 열발생 조건을 고려하여 Explicit 형인 유한차분법을 이용하여 수학적으로 모델링 하였다. 회전속도가 증가함에 따라 볼스크류의 온도분포 또한 상승하였다. 각 작동조건에서의 온도분포를 확인한 결과 열 모델의 타당성을 확인하였다.

후 기

본 연구는 지식경제부 산업원천기술개발 사업인 “직선운동유니트 정밀도 예측 및 통합 시뮬레이터 개발” 과제의 지원으로 수행 되었습니다.

참고문헌

1. Chung, S C., and Park, C H., “Analysis of Ballscrew Stiffness owing to contact Deformation in Leadscrew Systems,” Proceedings of the ASPE 2010 Annual Meeting, 50, 160-163, 2010.
2. Chung, S C., and Park, J K., “Thermal Expansion Analysis of the Ball Screw System by Finite Difference Methods,” Journal of the KSPE, 94, 44-57, 1992.
3. Min, B K., Park, C H., and Chung, S C., “Modeling of Ballscrew Nut Stiffness Including Thermal Effect,” Proceeding of the ASPE 2011 Annual Meeting, 52, 319-322, 2011.