

볼스크류에서의 열강성 추정 Estimation of Thermal Stiffness in Ballscrews

*민복기¹, 김명준², #정성종²

*B. K. Min¹, M. J. Kim², #S. C. Chung(schung@hanyang.ac.kr)²

¹한양대학교 기계공학과

Key words : Finite Difference Method, Frictional Heat, Thermal Stiffness, Ballscrew

1. 서론

볼스크류(Ballscrew)는 정밀기계 및 설비기계 등의 위치 정도를 결정하는 중요한 요소로 많이 이용되고 있다. 볼스크류의 위치 정도는 축방향 강성에 따라 결정된다. 따라서 위치오차의 보상과 정밀기계의 정확도를 예측하기 위해서는 볼스크류를 이용한 이송계 장치의 정확한 강성을 예측하여야 한다.

볼스크류 작동 시 볼과 그루브(Groove)는 접촉하게 되므로 접촉에 의한 마찰 그리고 윤활유의 조건에 따라 열이 발생하게 된다. 열저항은 볼과 그루브 사이에서 발생하기 때문에 샤프트와 너트 사이에 마찰저항에 의하여 마찰열량이 증가하게 되며, 작동조건에 따라 볼스크류 열발생량이 변한다. 또한 열발생은 볼스크류의 축방향과 반경방향의 열변형을 발생시켜 강성을 변화시킨다. 따라서, 열에 의한 열강성을 보상하기 위해서는 볼스크류의 온도를 예측하여야 한다.⁽¹⁻²⁾

본 논문에서는 유한차분법(Finite Difference Method (FDM))을 이용하여 열발생 및 열전달 메커니즘(Mechanism)을 모델링하여 온도분포를 추정하였다. 온도차이에 의하여 볼스크류의 너트와 샤프트는 변형이 발생되며 이에 따라 예압이 변하게 된다. 열변형에 의하여 변화된 예압량은 선행된 연구의 볼스크류 너트 강성 모델에 적용하여 열강성을 예측하였다.⁽¹⁾

2. 볼스크류의 온도분포 예측 모델링

Fig. 1 은 볼스크류를 사용한 이송 기구의 개략도이다. 볼스크류 회전 시 볼과 그루브 사이의 슬립, 윤활유의 점성 마찰 등에 의하여

열이 발생한다. 이러한 마찰들에 의하여 볼스크류의 너트 강성은 변화하게 된다. Fig. 2 는 볼스크류 시스템의 축 방향과 반경방향의 작은 격자로 이루어진 유한차분법 모델이다. Table 1 은 FDM 모델의 매개 변수들이다. 열평형조건, 고체의 전도, 볼스크류 시스템 표면에서의 대류와 볼과 그루브 사이의 접촉에 의한 열발생 등을 고려하여 Explicit 형 유한차분법으로 나타내었다. 식 (1)에서 $T_{m,n}^F$ 과 $T_{m,n}$ 은 다음과 현재 단계의 온도를 각각 나타내며, T_{fn} 과 T_{fs} 은 열발생량을 나타낸다.⁽³⁾

3. 볼스크류의 너트 열강성 추정

Fig. 3 의 (a)는 2000rpm 의 회전속도로 1 시간동안 작동한 후의 볼스크류 시스템의 온도분포이다. 샤프트의 온도가 너트 보다 높다는

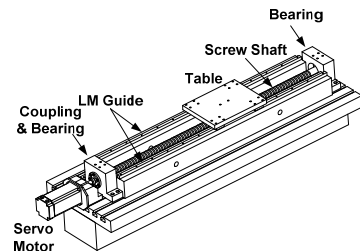


Fig. 1 Schematic Diagram of a Feed Drive System.

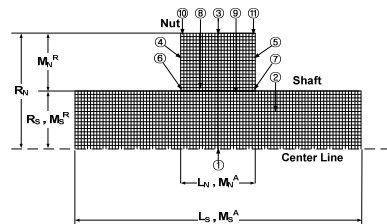


Fig. 2 FDM Model of a Feed Drive System.

Table 1 Parameters of FDM Model

Shaft Length, L_S [mm]	1000
Lead [mm]	10
Total Ball Number, Z	82
Nut Length, L_N [mm]	120
Shaft & Nut Outer Diameter, R_S, R_N [mm]	25, 58
Radial & Axial Difference, $\Delta r, \Delta x$ [mm]	0.5, 2.5
Number of Shaft & Nut Mesh in Radial Direction, M_S^R, M_N^R	25, 33
Number of Shaft & Nut Mesh in Axial Direction, M_S^A, M_N^A	400, 48
Operation Length, L_O [mm]	900
Preload, F_a [Kgf]	76
Kinematic Viscosity of Lubricant, ν_0 [cSt]	32
Ball Screw Rotational Speed, n [rpm]	500-2500
Frictional Coefficient, μ	0.003
Specific Heat, C [J/Kg°C]	460
Thermal Conductivity, κ [W/m°C]	60.5
Density, ρ [Kg/m ³]	7865
Thermal Expansion Coefficient, α [°C ⁻¹]	1.2×10^{-6}

$$\begin{aligned}
 1: T_{m,n}^f &= T_{m,n} + F_{\theta_0}(T_{m,n+1} + T_{m,n-1} - 2T_{m,n}) + 4F_{\theta_0}(T_{m,n-1} - T_{m,n}) \\
 2: T_{m,n}^f &= T_{m,n} + F_{\theta_0}(T_{m,n+1} + T_{m,n-1} - 2T_{m,n}) + F_{\theta_0}(k_1 T_{m+1,n} + k_2 T_{m-1,n} - 2T_{m,n}) \\
 3: T_{m,n}^f &= T_{m,n} + F_{\theta_0}(T_{m,n+1} + T_{m,n-1} - 2T_{m,n}) + F_{\theta_0}k_3(T_{m+1,n} - T_{m,n}) + F_{\theta_0} \cdot Bi_r \cdot k_3(T_c - T_{m,n}) \\
 4: T_{m,n}^f &= T_{m,n} + F_{\theta_0}(k_1 T_{m+1,n} + k_2 T_{m-1,n} - 2T_{m,n}) + F_{\theta_0}(T_{m,n+1} - T_{m,n}) + F_{\theta_0} \cdot Bi_r(T_c - T_{m,n}) \\
 5: T_{m,n}^f &= T_{m,n} + F_{\theta_0}(k_1 T_{m+1,n} + k_2 T_{m-1,n} - 2T_{m,n}) + F_{\theta_0}(T_{m,n-1} - T_{m,n}) + F_{\theta_0} \cdot Bi_r(T_c - T_{m,n}) \\
 6: T_{m,n}^f &= T_{m,n} + F_{\theta_0}(T_{m,n+1} - T_{m,n}) + F_{\theta_0}k_4(T_{m-1,n} - T_{m,n}) + F_{\theta_0} \cdot Bi_r(T_c - T_{m,n}) + R \frac{T_{m,n} V_r - T_{m,n} V_n}{V_r} + T_{j_n} \\
 7: T_{m,n}^f &= T_{m,n} + F_{\theta_0}(T_{m,n+1} - T_{m,n}) + F_{\theta_0}k_4(T_{m-1,n} - T_{m,n}) + F_{\theta_0} \cdot Bi_r(T_c - T_{m,n}) + R \frac{T_{m,n} V_r - T_{m,n} V_n}{V_r} + T_{j_n} \\
 8: T_{m,n}^f &= T_{m,n} + F_{\theta_0}(T_{m,n+1} + T_{m,n-1} - 2T_{m,n}) + F_{\theta_0}k_5(T_{m+1,n} - T_{m,n}) + R \frac{T_{m+1,n} V_r - T_{m,n} V_n}{V_r} + T_{j_n} \\
 9: T_{m,n}^f &= T_{m,n} + F_{\theta_0}(T_{m,n+1} + T_{m,n-1} - 2T_{m,n}) + F_{\theta_0}k_5(T_{m+1,n} - T_{m,n}) + R \frac{T_{m+1,n} V_r - T_{m,n} V_n}{V_r} + T_{j_n} \\
 10: T_{m,n}^f &= T_{m,n} + F_{\theta_0}(T_{m,n+1} - T_{m,n}) + F_{\theta_0}k_5(T_{m+1,n} - T_{m,n}) + (F_{\theta_0} \cdot Bi_r + k_5 + F_{\theta_0} \cdot Bi_r)(T_c - T_{m,n}) \\
 11: T_{m,n}^f &= T_{m,n} + F_{\theta_0}(T_{m,n+1} - T_{m,n}) + F_{\theta_0}k_5(T_{m+1,n} - T_{m,n}) + (F_{\theta_0} \cdot Bi_r + k_5 + F_{\theta_0} \cdot Bi_r)(T_c - T_{m,n})
 \end{aligned}$$

where,

$$\begin{aligned}
 k_1 &= 1 - \frac{0.5}{n}, \quad k_2 = 1 + \frac{0.5}{n}, \quad k_3 = \frac{4(2n-1)}{4n-1}, \quad k_4 = \frac{8n}{4n-1}, \quad k_5 = \frac{4(2n+1)}{4n+1} \\
 For &= \frac{\alpha \Delta x}{(\Delta x)^2}, \quad For = \frac{\alpha \Delta x}{(\Delta x)^2}, \quad Bi_r = \frac{h \Delta x}{k}, \quad Bi_r = \frac{h \Delta r}{k} \\
 V_r &= \frac{\pi(n-0.25)(\Delta r)^2 \Delta x}{2}, \quad V_n = \frac{\pi(n+0.25)(\Delta r)^2 \Delta x}{2} \\
 H_r &= 1.4047 \times 10^{-4} \cdot n \cdot M_s, \quad T_r = \frac{H_r \Delta x}{c \rho V_r}, \quad T_n = \frac{H_n \Delta x}{c \rho V_n}
 \end{aligned}$$

것을 알 수 있다. 이것은 샤프트의 열팽창량이 너트보다 크다는 것을 뜻한다. (b)는 회전 속도를 증가시키에 따라 마찰이 발생하는 접촉점의 온도가 상승한다. 볼스크류에서는 간섭에 의하여 Hertzian 변형이 생기며 이에 따라 축 방향 변형이 발생하는 것을 Fig. 4의 (a)에서 확인할 수 있다. 샤프트와 너트 사이의 간섭에 의하여 예압량이 변하며 선행 연구⁽¹⁾에 의하여 강성을 계산하면 Fig. 4의 (b)와 같다. 회전속도가 클수록 간섭이 증가함에 따라 열강성이 상승하는 것을 확인하였다.

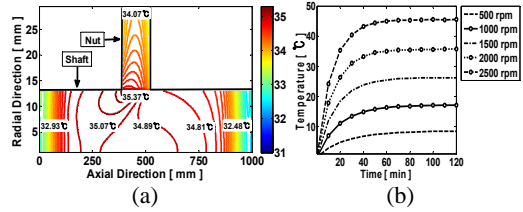


Fig. 3 (a) Temperature Distribution of the Ballscrew (b) Temperature of the Measurement Point

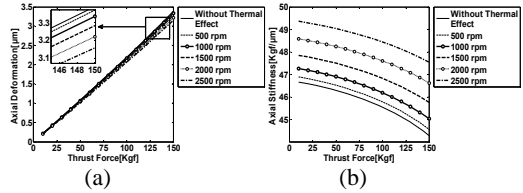


Fig. 4 (a) Axial Deformation Changes (b) Thermal Nut Stiffness

4. 결론

볼스크류 시스템의 열변형 해석을 수행하였다. 스크류와 너트 사이의 간섭에 의하여 예압량이 변화하며, 변화된 예압량에 의하여 너트의 강성이 변화하였다. 몇 가지의 시뮬레이션을 통하여 열강성모델의 타당성을 확인하였다.

후기

본 연구는 지식경제부 산업원천기술개발사업인 “직선운동유니트 정밀도 예측 및 통합시뮬레이터 개발” 과제의 지원으로 수행되었습니다.

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. Harris, T A., “Rolling bearing analysis. 5th ed.,” John Wiley & Sons, Inc. New York, 2001.