

# 공작기계 구조물의 결합부 Tuning 기법 Tuning Method of Machine Tool Joints

\*김양진<sup>1</sup>, 이찬홍<sup>1</sup>, 이재학<sup>1</sup>, 하태호<sup>1</sup>

\*Y. J. Kim<sup>1</sup>, C. H. Lee<sup>1</sup>, J. H. Lee<sup>1</sup>, T. H. Ha<sup>1</sup>

<sup>1</sup> 한국기계연구원 나노융합/생산시스템연구본부 초정밀기계시스템연구실

Key words : Machine tool, Joint, Tuning method, Rotation system, Static stiffness

## 1. 서론

공작기계에는 기능상, 설계상, 제조상, 운반상의 필요성으로 많은 결합부가 존재하고 있으며, 가장 대표적인 결합부로서 볼트 결합부와 압입 결합부로 대표되는 고정형 결합부 및 안내면과 베어링으로 대표되는 이동형 결합부가 있다. 이 중에서도 이동형 결합부는 공작기계의 모성원리를 실현하는 중요한 역할을 담당하고 있다. 결합부의 구조적인 특성을 나타내는 가장 대표적인 특성치인 강성계수와 감쇠계수는 그 동안 많은 방법을 이용하여 측정되어 왔으며, 유한요소법의 발달과 함께 복잡한 구조의 결합부 역시 그 강성계수와 감쇠계수의 계산이 용이해졌다.

이러한 공작기계 결합부의 정강성/동강성을 전자계산기 프로그램을 이용하여 해석할 경우에는 결합부의 금속 접촉부의 특성치가 충분하게 설명되어 있지 않았기 때문에 해석결과와 실제의 특성이 일치하지 않았다. 지금까지 볼트 결합부와 안내면 등의 결합부의 동강성에 관한 연구는 많이 이루어져 왔지만<sup>1</sup>, 실제로 연구 결과가 공작기계의 설계와 개선에까지는 적용되지는 않았으며, 일부 유한요소법에 의한 결합부의 해석론이 거론되었을 뿐이었다<sup>2,3</sup>.

기계장비에 상존하는 여러 결합부의 강성계수 및 감쇠계수는 결합부만을 별개로 생각하였을 때와 기계장비 전체의 관점에서 생각하였을 때, 다른 수치를 가지고 있다. 따라서 기계장비 전체 관점에서 고찰한 각종 결합부의 강성계수 및 감쇠계수를 Tuning 할 필요가 있다.

본 연구에서는 기계장비 전체 관점에서 고려한 각종 결합부의 Tuning 방법을 제시하고, 회전운동 시스템의 강성계수를 유한요소법 해석과 관련지어 Tuning 함으로서 실험적으로 검증하는 것을 목적으로 한다.

## 2. Tuning 방법론

공작기계에는 아래 그림에 나타나는 것과 같은 많은 종류의 결합부가 존재하고 있으며, 공작물과 공구 사이의 형상창성운동에 의해서 발생하는 절삭력이 공작기계 내부의 결합부를 통해서 흐르게 된다.

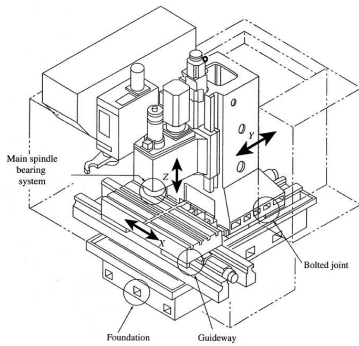


Fig. 1 Machine tool joint

공작기계 장비 전체의 관점에서 결합부의 강성계수 및 감쇠계수를 고려할 때에는 아래 그림에 나와있는 것과 같은 힘의 흐름을 따라 존재하는 모든 결합부를 고려해야 하며, 모델 전체의 단순화를 위해서 기계장비 전체의 모달 해석을 통하여 영향을 적게 받는 결합부를 배제하여야 한다.

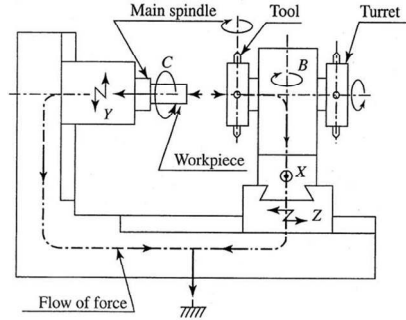


Fig. 2 Force flow of machine tool

본 연구에서는 이동형 결합부 중에서도 회전운동 시스템의 강성계수를 Tuning 하는 것을 목적으로 하고 있다. 먼저 아래 그림과 같이 회전운동 시스템을 스프링과 추축 부분으로 나누어서 생각한다.

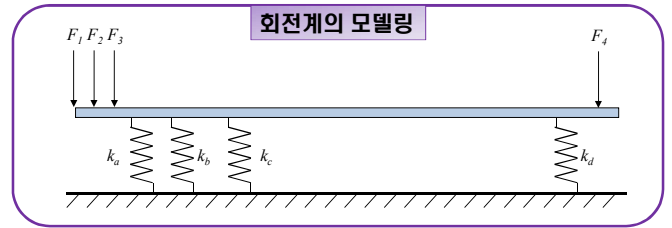


Fig. 3 Modeling of rotation system

상기의 그림에서는 회전 시스템이 하우징과 4 개의 베어링으로 연결되어 있는 것을 나타내고 있으며, 각각의 베어링은  $k_a, k_b, k_c, k_d$ 의 강성계수를 가지는 스프링으로 표현된다. 회전 시스템에 실제로 힘  $F_1, F_2, F_3, F_4$ 를 가하여 변형량  $\delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_4$ 를 측정한다. 해석에 의해서  $k_a, k_b, k_c, k_d$ 의 값을 변화시키면서  $\delta_{1T}, \delta_{2T}, \delta_{3T}, \delta_{4T}$ 를 측정하여 실험에 의한 값  $\delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_4$ 와의 차가 되도록  $k_a, k_b, k_c, k_d$ 의 값을 결정한다.

$$\Delta = (\delta_1 - \delta_{1T}) + (\delta_2 - \delta_{2T}) + (\delta_3 - \delta_{3T}) + (\delta_4 - \delta_{4T}) \Rightarrow 0 \quad (1)$$

위의 식에서 D는 최적화 목적함수가 되며,  $k_a, k_b, k_c, k_d$ 의 값이 변수가 된다.

## 3. 회전시스템의 강성측정 실험

본 실험에서는 아래 그림과 같은 회전시스템을 이용하였다.

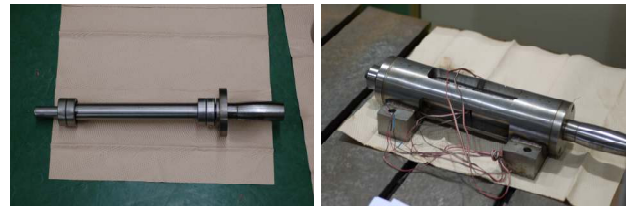


Fig. 4 Rotation system

위의 회전 시스템에는 전단부와 후단부에 앵글러 콘택트 베어링이 각각 2 개씩 배치되어 있으며, 모델의 단순화를 위해서 전단부와 후단부의 베어링을 각각  $k_a$ 와  $k_b$ 의 강성계수를 가지고 있는 1 개의 스프링으로 표현하였다.

본 실험에서는 회전 시스템의 전단부와 후단부에 약 50kgf의 힘을 Load Cell을 이용해서 가하여 힘을 가한 지점 아래에서 Gap Sensor를 이용하여 변위량을 측정하였다. 아래 그림에 실험 양상을 나타낸다.



Fig. 5 Experiment

아래 표는 전단부와 후단부에 약 50kgf의 힘이 가해졌을 때의 변위량을 나타낸다.

Table 1 Relation between load and displacement (front part)

|     | 하중(N)   | 처짐량(μm) |
|-----|---------|---------|
| 1 회 | 478.761 | 626.65  |
| 2 회 | 470.246 | 679.57  |
| 3 회 | 468.351 | 665.14  |
| 4 회 | 470.460 | 626.40  |
| 5 회 | 468.247 | 677.48  |

Table 2 Relation between load and displacement (rear part)

|     | 하중(N)   | 처짐량(μm) |
|-----|---------|---------|
| 1 회 | 520.971 | 269.25  |
| 2 회 | 502.695 | 258.12  |
| 3 회 | 518.849 | 286.77  |
| 4 회 | 493.284 | 261.69  |
| 5 회 | 509.725 | 263.88  |

회전 시스템 전단부는 약 500 N의 힘으로 695.252. μm의 변형이, 회전 후단부는 약 500N의 힘으로 263.120 μm의 변형이 발생함을 알 수 있었다.

#### 4. 강성계수 Tuning을 위한 FEM 해석

회전 시스템을 다음 그림과 같이 모델링하였다.

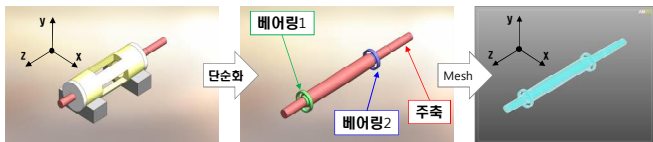


Fig. 6 Modeling of Rotation System

회전 시스템 전단부 및 후단부에 배치되어 있던 앵글러 콘택트 베어링을 주축 부분과 강성계수  $k_a$  및  $k_b$ 로 연결된 스프링으로 표현하였다. 해석 Tool로는 Ansys Version 11.0을 사용하였으며, 주축 부분의 요소로 Solid45, 스프링 요소로는 Combine45를 사용하였다.

경계조건으로는 전단부 및 후단부 베어링이 하우징과 결합되어 있다고 가정하여 x, y, z축 방향으로 구속하였으며, 주축 부분에서는 스프링의 연결지점중의 한 점을 택하여 z축 방향으로 변형을 구속하였다. 회전 시스템의 주축 부분은 x, z축 방향으로 구속되어 있어서, y축 방향으로만 변형이 가능하다. 모델의 재료로는 S45C로 가정하였으며, S45C의 영율은 205 Gpa, 밀도는 7800 kg/m<sup>3</sup>이다.

스프링의 강성계수로 2.8X10<sup>6</sup>을 설정하고, 회전 시스템

의 전단부 및 후단부에 힘 500 N을 가했을 때의 회전 시스템의 처짐 분포를 그림 7 및 그림 8에 나타낸다.

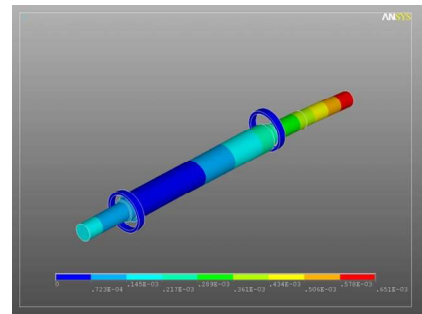


Fig. 7 Nodal displacement distribution (front part)

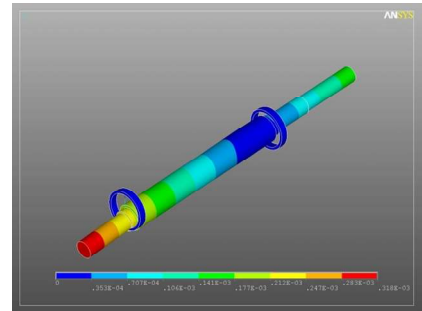


Fig. 8 Nodal displacement distribution (rear part)

스프링의 강성계수를 변화시키면서 D의 값의 추이를 조사하였다.

$$\Delta = (695.252 - \delta_{1T}) + (263.120 - \delta_{2T})$$

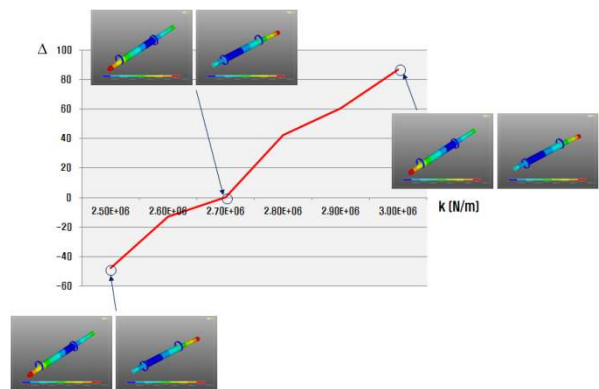


Fig. 9 Δ variation with static stiffness

Δ의 값은 0이 되는 스프링의 강성계수는  $k_a=2.675 \times 10^6$ 이었으며, 약 6%의 강성변화가 있었다.

#### 5. 결론

1. 기계장비의 결합부의 강성계수를 기계장비 전체 관점에서 고찰했을 때의 강성계수로 Tuning하는 방법론을 제시하였다.
2. 상기에서 제시한 방법론을 바탕으로 회전 시스템의 강성계수의 Tuning을 실행하였으며, FEM을 이용하여, 실험값을 신뢰한 강성계수를 결정하였다.

#### 참고문헌

1. N. Beck et al., "Review of the Research on Fixed and Sliding Joints," Proc. 13<sup>th</sup> Int. MTDR Conf., 87, 1978.
2. N. Beck et al., "Analysis of Machine Tool Joints by the Finite Element Method," Proc. 14<sup>th</sup> Int. MTDR Conf., 529, 1974.
3. M. Yoshimura, "Analysis and Optimization of Structural Dynamics of Machine Tools by a Synthesis of Dynamic Rigidity Program System," Proc. 16<sup>th</sup> Int. MTDR Conf., 209, 1976.