

이 논문은 1990년도 문교부지원 한국학술진흥재단의 지방대육성 학술연구 조성비에 의하여 연구되었음.

## 공작기계 베어링 결합부의 동적 모델링 연구

이 신 영\*, 이 장 무\*\*

### A Study on the Dynamic Modelling of Bearing Joints in Machine Tools

Sin Young Lee\*, Jang Moo Lee\*\*

#### ABSTRACT

To meet the requirements for accuracy, productivity and reliability of machine tools, it is necessary to evaluate the chatter-free machining performance and to improve the dynamic performance of machine tools. In order to perform dynamic design of machine tools reasonably and effectively, the joint parts must be modelled accurately because their characteristics affect significantly on the total characteristics of machine tool.

In this paper, an approach which identifies the effect of joint parts on the performance of total machine tool structure was proposed. That uses the experimental modal analysis, the finite element method and the sensitivity analysis method. The effectiveness of this approach was confirmed by applying it to structures with bearing joints. And as a result of the application, the change of dynamic characteristics of bearing joints was indentified.

#### 1. 서 론

공작기계의 생산성을 높이는 방법으로써는 절삭속도를 높이는 방법, 절삭면적을 증가시키는 방법과 非切削 時間を 감소시키는 방법등의 세 가지가 고려된다(1). 절삭속도를 높이는 데 있어서의 제약은 절삭공구와 공작기계의 耐高速性이고 초경공구와 세라믹 공구등에 대한 연구가 진행되고 있으며, 피삭성이 좋은 재료에 대한 연구도 진행되고 있다. 비절삭시간은 공작물 설치의 자동화, 자동계측, 자동공구교환 등의 방법에 의하여 감소시킬 수 있다.

절삭면적을 증가시키는 방법은 절삭력을 증가시켜 공작기계와 공작물의 변형을 크게 하여 공작정밀도를 저하시키고 절삭계의 불안정성을 가져와서 異狀振動을 낳게 되는 등 큰 제약이 있다. 이 문제를 해결하기 위해서 소재를 변경하는 것은 한계가 있으므로 절삭면적이 증가해도 안정된 절삭이 가능한 공작기계의 연구가 중요하게 된다.

한편 공작기계 절삭의 안정성은 절삭과정의 동특성과 공작기계 구조 동특성의 상호 작용의 결과이고(2, 3, 4), 범용 공작기계에 있어서는 절삭과정이 매우 다양하므로 공작기계 구조의 동특성 해석이 중요하게 된다. 공작기

\* 군산대학교 생산기계공학과(정회원)

\*\* 서울대학교 기계설계학과

계 구조의 특징은 볼트 결합부, 베어링 결합부 등의 여러 결합부를 가지고 있는 것인데 그러한 결합부의 동적 특성은 전체 시스템의 성능에 큰 영향을 미치게 된다(5, 6). 따라서 구조계 해석의 정도를 높이기 위해서는 이러한 결합부의 특성을 정확히 규명할 필요가 있다.

본 논문에서는 베어링 결합부의 동적 특성을 구하기 위하여 모우드 시험, 靜縮小 및 逆縮小 이론, 감소해석을 이용하는 유한요소 모델링 방법을 제시한다. 즉 결합될 두 부분구조물의 질량, 강성 및 감쇠행렬을 결정된 후 체결부의 동특성을 실험식 등을 통하여 유한요소 해석을 행하고 모우드 시험 및 감도해석(7-11)을 통하여 전체 구조물의 동특성행렬을 구한다. 이 체결구조물의 특성행렬과 결합된 부분구조물의 행렬로부터 결합부의 특성행렬이 결정된다. 이 방법은 특히 결합부를 갖는 구조물의 부분구조 합성에 유용하게 이용될 수 있다.

본 논문에서는 적용조건에 따른 베어링 결합부의 강성을 구하여 이것을 초기치로 하고 주축계와 하우징계의 고유치 문제를 각각 해석한 후 부분구조 합성법에 의하여 전체계의 고유치 문제를 풀며, 실험결과와의 대비를 통한 감도해석(7-11)에 의하여 베어링 결합부의 강성을 구하였다.

## 2. 해석 이론

### 2.1 감도 해석

구조물의 動的 특성을 나타내는 식은 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\}$$

[M], [C], [K]는 각각 N×N의 계의 질량, 감쇠, 강성행렬이고 {x(t)}는 변위, {f(t)}는 작용력을 나타낸다. 일반점성감쇠를 고려한 경우 보조 방정식을 사용하여 아래와 같은 2N×2N의 방정식으로 만든다.

$$[D]\{\dot{y}(t)\} + [E]\{y(t)\} = \{g(t)\} \quad (1)$$

$$\{y(t)\} = \begin{bmatrix} \{x(t)\} \\ \{\dot{x}(t)\} \end{bmatrix} \quad \{g(t)\} = \begin{bmatrix} \{f(t)\} \\ \{0\} \end{bmatrix}$$

$$[D] = \begin{bmatrix} [C] & [M] \\ [M] & [0] \end{bmatrix} \quad [E] = \begin{bmatrix} [K] & [0] \\ [0] & -[M] \end{bmatrix}$$

구조물의 동특성을 정확히 모델링하기 위하여 유한요소 모델에서 입력설계 변수를 어떻게 변경시키면 좋을 것인가를 예측하는 것은 다음과 같은 감도해석을 통하여 실현할 수 있다. 식(1)로부터 설계변수 p가 미소량 ε만큼 변화됨에 따라서 [D], [E] 등은 다음과 같이 변화된다(7, 9, 10).

$$\begin{aligned} [D] &= [D_0] + [D']\epsilon + [D'']\epsilon^2 \\ [E] &= [E_0] + [E']\epsilon + [E'']\epsilon^2 \end{aligned} \quad (2)$$

이 때 고유치 λ<sub>r</sub>는 λ<sub>0</sub>로 변화된다고 하면 아래와 같이 표시된다.

$$\lambda_r = \lambda_{0r} + \lambda_r'\epsilon + \lambda_r''\epsilon^2 \quad (3)$$

고유벡터의 변화는 다음과 같다. 고유벡터가 {Ψ<sub>0r</sub>}에서 {Ψ<sub>r</sub>}로 변화되면 아래와 같이 표시될 수 있다.

$$\begin{aligned} \{\Psi_r\} &= \{\Psi_{0r}\} + (\lambda_r' \{v_{0r}\} + \{\Psi_r'\})\epsilon \\ &+ (\lambda_r'' \{v_{0r}\} + 2\lambda_r' \{v_r'\} + \{\Psi_r''\})\epsilon^2 / 2 \end{aligned} \quad (4)$$

여기에서

$$\begin{aligned} \{\Psi_r'\} &= \begin{bmatrix} \{\phi_r'\} \\ \lambda_{0r}' \{\phi_r'\} \end{bmatrix}, \quad \{v_{0r}\} = \begin{bmatrix} \{0\} \\ \{\phi_{0r}\} \end{bmatrix} \\ \{\Psi_r''\} &= \begin{bmatrix} \{\phi_r''\} \\ \lambda_{0r}'' \{\phi_r''\} \end{bmatrix}, \quad \{v_r'\} = \begin{bmatrix} \{0\} \\ \{\phi_r'\} \end{bmatrix} \\ \{\Psi_r''\} &= \begin{bmatrix} \{\phi_r''\} \\ \lambda_{0r}'' \{\phi_r''\} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (5)$$

{φ<sub>r</sub>}은 불감쇠계의 고유벡터이다. 식(1)에 (2), (3), (4), (5)를 대입하여 전개한다. 이 때 3차 이상의 항은 미소한 양으로 보아서 무시하고 ε에 관해서 전개하여 정리한 후, ε의 각역수의 계수가 0이 되어야 한다는 것으로부터, 고유치의 1차감도는 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$\lambda_r' = - \frac{\{\Psi_{0r}\}^T (\lambda_{0r}' [D'] + [E']) \{\Psi_{0r}\}}{\{\Psi_{0r}\}^T [D_0] \{\Psi_{0r}\}} \quad (6)$$

고유치의 2차 감도는

$$\lambda_r'' = - \{ \Psi_{or} \}^T [ (\lambda_r' [D'] + \lambda_{or} [D''] + [E'']) \{ \Psi_{or} \} + (\lambda_r' [D_o] + \lambda_{or} [D'] + [E']) (\lambda_r' \{ v_{or} \} + \{ \Psi_r' \}) ] / \{ \Psi_{or} \}^T [D_o] \{ \Psi_{or} \} \quad (7)$$

$\lambda_r'$  과  $\lambda_r''$  을 이용하여 고유모우드의 감도를 구하면

$$(\lambda_{or} [D_o] + [E_o]) \{ \Psi_r' \} = - (\lambda_{or} [D'] + \lambda_r' [D_o] + [E']) \{ \Psi_{or} \} - \lambda_r' (\lambda_{or} [D_o] + [E_o]) \{ v_{or} \} \quad (8)$$

$$(\lambda_{or} [D_o] + [E_o]) \{ \Psi_r'' \} = - (\lambda_r'' [D_o] + \lambda_r' [D'] + \lambda_{or} [D''] + [E'']) \{ \Psi_{or} \} - (\lambda_r' [D_o] + \lambda_{or} [D'] + [E']) (\lambda_r' \{ v_{or} \} + \{ \Psi_r' \}) - (\lambda_{or} [D_o] + [E_o]) (\lambda_r'' \{ v_{or} \} + 2\lambda_r' \{ v_r' \}) \quad (9)$$

결합부는 그 기하학적 성질로 인하여 직접 결합부의 거동을 측정하는 것이 불가능하므로 정축소이론(12)에 의하여 결합부분의 요소를 단일 요소로 이상화시키면, 결합부 부근의 모두드 시험결과를 이론해석에 용이하게 이용할 수 있다. 결합부를 포함하는 전체의 강성행렬을  $[K]$ 라고 하면 결합되는 두 부분과 결합부의 강성으로 구성되는데, 배열조합을 바꾸면 알고 있는 부분행렬  $[A]$ ,  $[B]$ ,  $[B]^T$ 와 결합부의 강성이 포함된 부분행렬  $[G]$ 로 표현할 수 있다.

$$[K] = \begin{bmatrix} [A] & [B] \\ [B]^T & [G] \end{bmatrix} \quad (10)$$

$[G]$ 는 미지의 결합부분의 행렬과 이미 알고 있는 결합되는 부분의 조합이다. 결합부분의 절점을 축소시킨 모델의 강성행렬  $[H]$ 의 차원수는  $[A]$ 와 같고 다음과 같이 구해진다(12).

$$[H] = [A] - [B] [G]^{-1} [B]^T \quad (11)$$

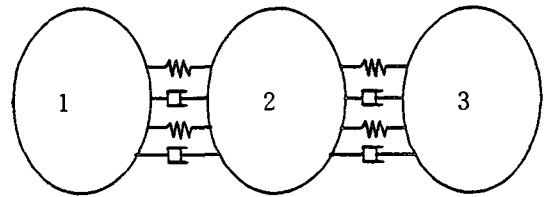
이제 이미 알고 있는 결합되는 부분의 강성행렬  $[A]$ ,  $[B]$ 와 실험결과로부터 구한 전체강성  $[H]$ 로부터  $[G]$ 를 구하면 결합부 요소의 강성행렬을 구할 수 있다.

$$[G] = [ [B] ] + [ [A] - [H] ] [ [B]^T ] + \quad (12)$$

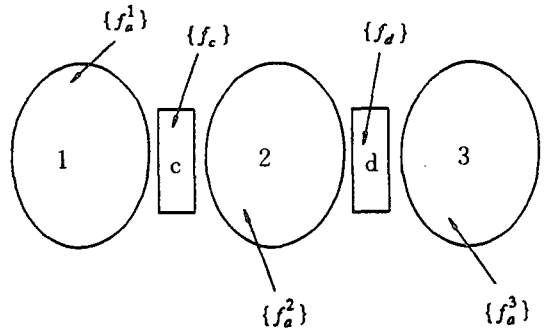
여기에서  $[ ]$ 는 의역행렬을 의미한다.

### 2.2 부분구조 합성법

공작기계 등의 기계류는 지지부, 연결부와 작동부 등으로 모델링하는 것이 적당하므로, 실제 문제에 대한 적용성을 높이기 위하여 Fig. 1과 같이 3부분계로 된 시스템 대하여 부분구조 합성법을 사용하여 해석한다.



(a) modelling by 3 components



(b) partitioning the interface region

Fig. 1 Substructure synthesis modelling

본 논문에서는 결합부고정 정규 모우드 집합과 구속모우드의 조합으로 부분계의 물리좌표계를 변환한다. 부분계 1의 운동방정식은

$$\begin{bmatrix} M_a^1 & M_{ac}^1 \\ M_{ca}^1 & M_c^1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_a^1 \\ \ddot{x}_c^1 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_a^1 & C_{ac}^1 \\ C_{ca}^1 & C_c^1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_a^1 \\ \dot{x}_c^1 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_a^1 & K_{ac}^1 \\ K_{ca}^1 & K_c^1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_a^1 \\ x_c^1 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_a^1 \\ f_c^1 + f_c \end{Bmatrix} \quad (13)$$

하첨자 a는 내부영역, 하첨자 c는 결합부 영역을 나타내고 상첨자 1은 부분계 1을,  $\{f_a^1\}$ 은 부분계 1과 결합부 c간의 내력이며  $\{f_c\}$ 는 결합부 c에 작용하는 외력이다. 또한 결합부 조건식은 결합부 c에 대하여

$$\begin{bmatrix} C_c^{1j} & C_c^{2j} \\ C_c^{2j} & C_c^{3j} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_c^1 \\ x_c^2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_c^{1j} & K_c^{2j} \\ K_c^{2j} & K_c^{3j} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_c^1 \\ x_c^2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -f_c^1 \\ -f_c^2 \end{Bmatrix} \quad (14)$$

$(f_c^j)$ 는 부분계와 결합부 c간의 내력이고, 상첨자 j는 결합분계를 나타내며 결합부 d에 대해서도 같은 모양으로 정해진다. 전체 계의 운동방정식은 부분계 및 결합부 조건식에 의하여 다음과 같이 된다.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f\} \quad (15)$$

여기에서

$$\{x\}^T = [x_a^1 \ x_c^1 \ x_a^2 \ x_c^2 \ x_a^3 \ x_c^3 \ x_a^3] \quad (16)$$

부분계1의 결합부 고정 모우드를  $\{\phi_c^1\}$ 이라고 하면 결합부 고정 모우드에 의한 변위  $\{x_a^1\}$ '는

$$\{x_a^1\} = [\phi_a^1]\{u_1\} \quad (17)$$

내부 영역  $\{x_a^1\}$ 의 변위는 결합부고정 모우드와 구속 모우드 집합의 조합에 의하여 표시될 수 있다(11). 부분계1의 내부영역에 Guyan의 정축소(12)를 적용하면,

$$\{x_a^1\} = -[K_a^1]^{-1}[K_{ac}^1]\{x_c^1\} = [T_c^1]\{x_c^1\} \quad (18)$$

식(13)에 식(18)을 대입하면, 결합부 영역으로 정축소된 질량행렬과 감쇠행렬, 강성행렬을 얻는다. 부분계 2, 3에 대해서도 유사한 정축소행렬을 얻게 되고, 결합부 영역에 관한 고유치 문제를 작성하게 된다. 이 고유치 문제를 풀어서 구한 고유모우드로 결합영역의 좌표변환을 행하면 식(19)와 같이 된다.

$$\begin{Bmatrix} x_c^1 \\ x_c^2 \\ x_c^3 \\ x_c^3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \phi_c^1 \\ \phi_c^2 \\ \phi_c^3 \\ \phi_c^3 \end{Bmatrix} \{v\} \quad (19)$$

식(19)를 전체 계의 좌표변환식에 대입하여 정리하면

$$\begin{Bmatrix} x_a^1 \\ x_a^2 \\ x_a^3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \phi_a^1 & 0 & 0 & T_c^1 \phi_c^1 \\ 0 & 0 & 0 & T_c^2 \phi_c^2 \\ 0 & \phi_a^2 & 0 & \phi_c^2 \\ 0 & 0 & 0 & \phi_c^2 \\ 0 & 0 & 0 & \phi_c^3 \\ 0 & 0 & 0 & \phi_c^3 \\ 0 & 0 & \phi_a^3 & T_c^3 \phi_c^3 \\ 0 & 0 & 0 & \phi_c^3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ v \end{Bmatrix} = [T_y]\{y\} \quad (20)$$

식(20)을 식(15)에 대입하고  $[T_y]^T$ 를 곱하면 운동방정식은 각 부분계의 자유도와 결합부 자유도의 합에 해당하는 자유도 문제로 축소되는데, 이 축소된 고유치

문제를 풀면 된다. 이 결과와 실험결과를 이용하여 감도해석 기법으로 결합부의 특성행렬을 구할 수 있다.

### 2.3 베어링의 강성

탄성이론과 Hertz의 가정에 의하면, 鋼體에 대한 접촉물체간의 떨어진 점의 상대적인 접근량은 다음 식과 같이 주어진다(13, 14).

$$\delta = 1.01 \times 10^{-5} \delta^* Q^{\frac{2}{3}} \Sigma(\rho)^{\frac{1}{3}} \quad (21)$$

Q는 전동체와 궤도간의 수직력,  $\Sigma(\sigma)$ 는 곡률합이고  $\delta^*$ 는 곡률차  $\Delta(\rho)$ 의 함수로 주어진다(14). 궤도의 하중-변형계수를  $K_p$ 라 하고 주어진 볼-궤도 접촉에 대하여 정리하면

$$Q = K_p \delta^n \quad (22)$$

鋼球-鋼 궤도 접촉에 대해서

$$K_p = 3.121 \times 10^7 (\Sigma(\rho))^{-\frac{1}{2}} (\delta^*)^{-\frac{3}{2}} \quad (23)$$

전동요소에 의해 분리된 하중하의 두 궤도간의 총범선 접근량은 다음과 같다.

$$\delta_n = \delta_i + \delta_o \quad (24)$$

여기에서 하첨자 i는 내측궤도, o는 외측궤도를 의미한다. 따라서 전체 베어링의 하중-변형계수  $K_n$ 는

$$K_n = \left[ \frac{1}{(1/K_i)^{1/n} + (1/K_o)^{1/n}} \right]^n \quad (25)$$

반경방향 하중을 받는 볼 베어링에 대해서 다음의 관계가 성립한다(14).

$$Q_{\max} = \frac{c F_r}{Z \cos \alpha} \quad (26)$$

c는 상수이고 Z는 전동체의 수,  $F_r$ 은 하중,  $\alpha$ 는 베어링 접촉각을 나타내며 이상의 식을 종합하면 베어링의 강성을 구할 수 있게 된다.

$$K \delta^n = \frac{c F_r}{Z \cos \alpha} \quad (27)$$

변형량  $\delta$ 와 하중  $F_r$ 의 관계로부터 베어링부의 강성을 구하여 결합부 요소 강성행렬의 초기값으로 사용하였다.

### 3. 실험 및 결합부 모델변수의 검증

베어링 결합부가 구조물의 동특성에 주는 영향을 고려하기 위하여, 주축의 양단과 하우징사이의 결합체로써 동작기계의 주축계에 많이 사용되는 앵글러 접촉 볼 베어링(angular contact ball bearing)을 조립하고 베어링 강성에 영향을 끼치는 여러 인자에 대한 수치해석과 충격시험법에 의한 실험을 수행하였다.

베어링의 강성은 예압과 하중의 변화등에 의하여 영향을 받고, 베어링에 작용하는 하중의 크기에 따라 강성값이 달라지므로 적용된 하중에 대하여 강성값을 계산한 후 유한요소해석과 감도 해석을 수행하였다. 주축을 하우징에 조립할 때 사용한 베어링은 7016A 앵글러 접촉 볼 베어링이었다. 실험대상 구조물의 사진은 Photo.1과 같다. 실험에 사용된 충격 햄머는 PCB

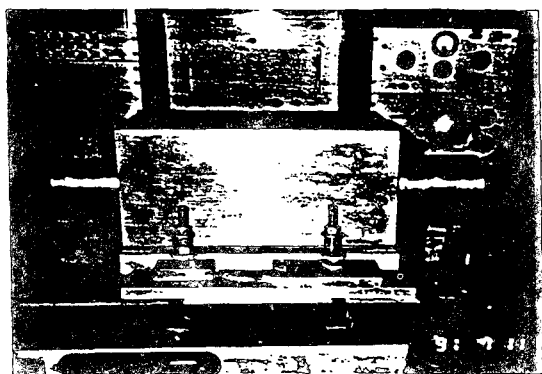


Photo. 1 Experimental system for bearing joint analysis electronics의 208A05이고 평균 감도는 10mV/1b, 고 유진동수는 70KHz 이었으며, 가속도계는 B & K 4375이고 전하감도는 0.315 pc/ms<sup>2</sup> 이었다. 주파수 분석장치로는 Onosokki 사의 dual channel FFT analyzer CF500을 사용하였다.

각각의 베어링은 수평, 수직방향의 강성값을 가지는 스프링으로 모델링 되었으며, 측정점은 5개의 절점으로 하고 다음의 4가지 경우에 대하여 실험을 수행하였다.

- (1) 작은 예압 69N 작용
- (2) 작은 예압 69N과 주축 끝부분에 245N의 평균집중하중 작용
- (3) 큰 예압 690N 작용
- (4) 큰 예압 690N과 주축 끝부분에 245N의 평균집중하중 작용

이 실험의 결과는 Table 2와 Photo.2-5에 보인 바와 같다.

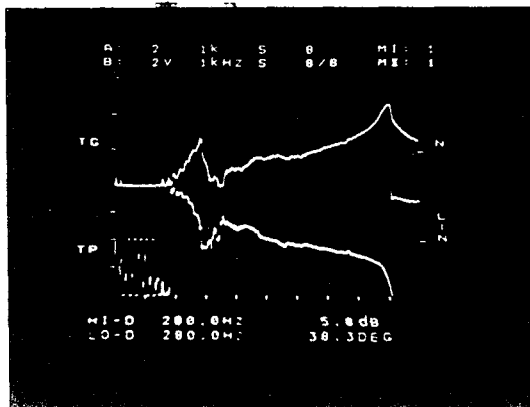


Photo. 2 Results of experiment (case A)

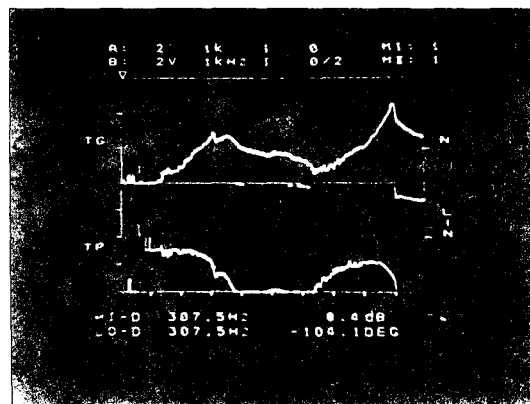


Photo. 3 Results of experiment (case B)

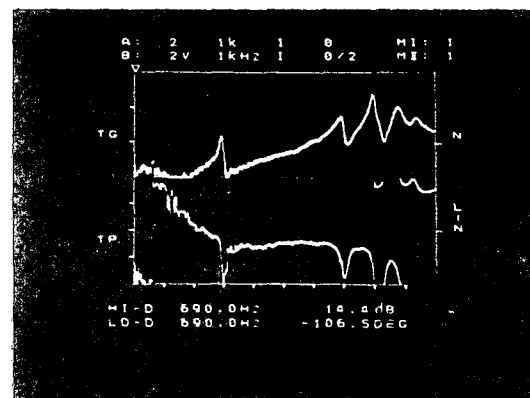


Photo. 4 Results of experiment (case C)

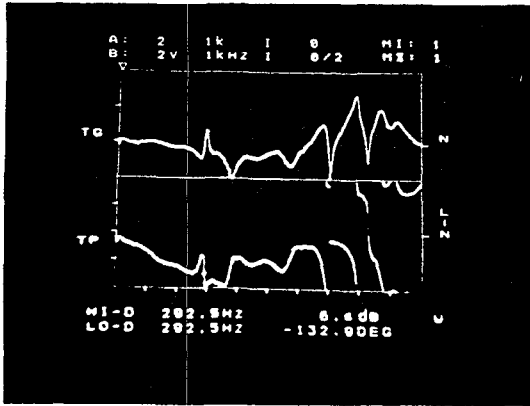


Photo. 5 Results of experiment (case D)

모델 변수의 검증을 위해서는 우선 대상 구조물에 대하여 유한요소 모델링을 행하고 유한요소 해석을 수행하여야 한다. 유한요소 해석에서는 주축과 하우징의 두 개의 구조물로 구성된다고 보아서 Fig. 2에 나타낸 바와 같이 주축은 16개의 보요소로 모델링하고 베어링은 각각 4개의 트러스요소로 모델링 하였다. 하우징은 48개의 3차원 솔리드 요소로 구성하였다. 주축 우측부의 베어링 강성값  $K_{Ry}$  (수평방향),  $K_{Rz}$  (수평방향)와 좌측부의 베어링 강성값  $K_{Ly}$  (수직방향)와  $K_{Lz}$  (수평방향)의 값은 전술한 방법에 의하여 초기치가 구해지며 이들 초기값과 실험에서 구한 모달 데이터를 사용하여 감도해석에 의한 반복적 모델수정방법에 의해 정확한 값으로 접근할 수 있다. 이러한 방법을 통해 구해진 강성값을 Table 1에 표시한다. 또한 Table 2에는 새로운 강성값으로 계산된 고유진동수와 실험으로 구해진 고유진동수를 비교하였는데, 결과가 대체로 일치함을 알 수 있다.

여기에서 실험 및 해석대상으로 선택한 두 가지의 변수 중 평균하중이 미치는 효과가 예압에 의한 효과보다 작게 나타났다. 따라서 Table 1 및 Table 2에서 알 수 있는 바와 같이 고유진동수와 강성값은 평균하중에 따른 변화가 작았으며 모우드 형태는 거의 변화하지 않았다. 집중하중은 수직방향으로 작용하므로 수직방향의 모우드가 집중하중에 의한 영향을 크게 받게 되는데, 1차 모우드는 수직방향으로 1차 모우드를 검토한 결과 예측중이 베어링 강성에 미치는 영향이 평균집중하중이 미치는 영향보다 컸다. 예압이 변화하는 경우에는 고유진동수와 강성값이 상대적으로 크게 변화되었으며, 예압이 작은 경우에는 3차 모우드와 5차 모우드가 수평방향, 4차 모우드와 6차 모우드가 수직방향 이었는

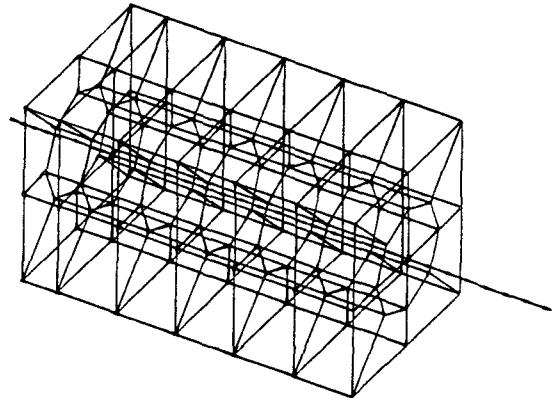


Fig. 2 Finite element modelling of the spindle-bearing assembly

Table 1 Comparison of bearing stiffness (initial estimates/identified values)

(unit : N/mm)

Case	case A	case B	case C	case D
	Weak preload No load	Weak preload load 245N	Strong preload No load	Strong preload load 245N
$K_{Ry}$	107290/149640	146890/234130	154970/609460	178180/621870
$K_{Rz}$	85830/141090	117520/94400	170470/815100	195990/824670
$K_{Ly}$	97400/94510	81160/78880	150520/110850	143690/107500
$K_{Lz}$	77920/57680	64930/60850	165570/56430	158060/56420

Table 2 Comparison of natural frequencies (experimental value/computed values by model modification)

(unit : Hz)

Moade	case A	case B	case C	case D
1	280/280.	257.5/257.5	292.5/292.6	292.5/292.6
2	310./310	307.5/307.5	310./310	310./310.
3	410./409.	355./355.	690./673.	692.5/676.
4	420./419.	502.5/500.	702.5/694.	705./696.
5	897.5/948.	902.5/942.	935./1027.	935./1029
6	907.5/950.	910./963.	995./1031.	990./1032.

데 대하여 예압이 큰 경우에는 3차 모우드와 5차 모우드가 수직방향, 4차 모우드와 6차 모우드가 수평방향이었다.

한편, 모든 경우에 1차 모우드는 수직방향, 2차 모우

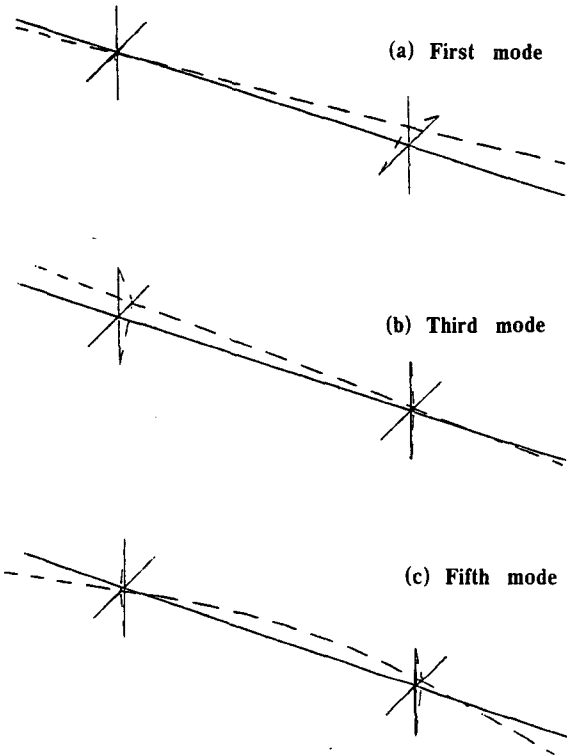


Fig. 3 Mode shape of case A (weak preload)

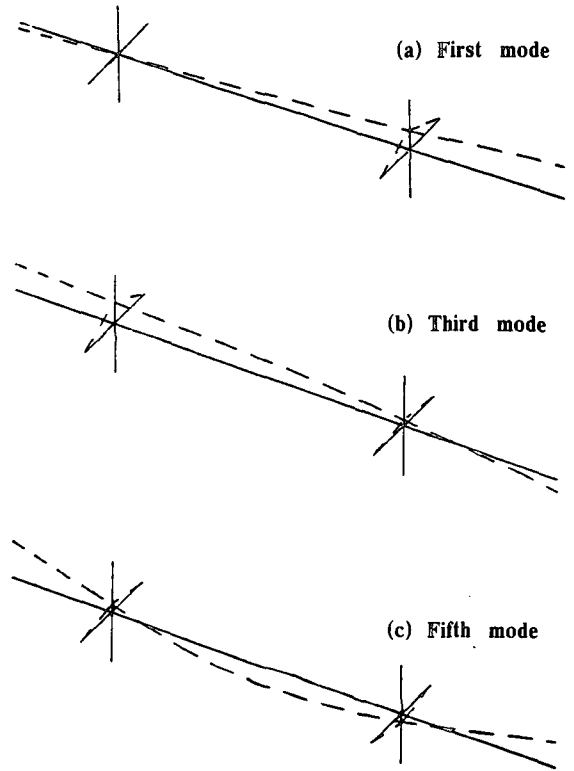


Fig. 4 Mode shape of case D (strong preload)

드는 수평방향으로써 진동형태와 방향이 변화하지 않았다.

모우드 형태는 실험치와 유한요소 방법으로 해석한 결과가 거의 동일하고 Fig. 3과 Fig. 4에 결과를 나타내었다. 실선은 변형되지 않은 원래의 형태를 나타내고 점선은 모우드 형태를 나타낸다. Fig. 3은 예압이 작은 경우의 모우드 형태로써 1차 모우드가 수직방향을 나타내고 3차와 5차 모우드가 수평방향의 모우드를 나타내고 있다. Fig. 4는 예압이 큰 경우의 모우드 형태로써 1차 모우드가 수직방향, 3차와 5차 모우드가 수직방향의 모우드를 나타내고 있다.

또한, 예압이 작은 경우에는 평균하중이 1-3차 고유진동수를 감소시키는 작용을 하였고 예압이 큰 경우에는 평균하중이 1-3차 고유진동수를 약간이나마 증가시키는 작용을 하였는데, 이것은 베어링 자체의 하중과 예압 및 평균하중의 상호작용의 결과에 의한 것이다.

#### 4. 결 론

공작기계의 특성은 절삭 특성과 구조 특성의 상호작용에 의하므로 구조특성과 절삭특성을 동시에 해석하여야 한다. 공작기계 구조는 여러 가지의 결합부를 가지고 있고 가장 중요한 주축대계에 있어서 주축대를 결합하는 베어링 결합부는 전체 기계의 성능에 특히 큰 영향을 미치게 된다.

이 베어링 결합부를 합리적으로 모델링하고 해석하기 위하여 동적 모델링과 검증방법으로 모우드 해석실험, 유한요소해석법과 감도해석법이 동시에 사용되는 방법이 제안되었으며, 베어링결합부를 갖는 구조물을 해석할 때 이 방법이 적용되었는데, 그 결과로부터 이 방법의 유효성을 확인하였다. 또한 베어링결합부의 동특성을 여러 가지 조건하에서 실험적으로 조사하였다. 특히, 베어링결합부의 동특성을 조사·해석한 결과 여러가지 조건에

따라서 특성값이 변화되는 것 즉 비선형성을 가지고 있음을 알 수 있었다.

### 참고문헌

- [ 1 ] 安井武司, 工作機械の 動剛性を 考慮した 設計法, 일본 기계기술연구소보고 제79호, 1970.
- [ 2 ] R. N. Arnold, "The Mechanism of Tool Vibration in Cutting of Steel", Proc. Inst. Mech. Eng., London, Vol. 154, pp. 261-284, 1946.
- [ 3 ] H. E. Merrit, "Theory of Self-Excited Machine-Tool Chatter", J. of Engineering for Ind., Trans. ASME, Vol. 87, PP. 447-454, 1965.
- [ 4 ] 이신영, 이장무, "부분구조 합성법을 이용한 NC선반의 동적설계", 정밀공학회지, 제6권 제4호, pp. 125-135, 1989.
- [ 5 ] 박윤식, 박형순, "동특성 측정에 의한 유한요소 모델의 신뢰도 제고 및 파손부위 색출에 관한 연구", 대한기계학회 논문집, 제10권 제1호, pp. 157-163, 1986.
- [ 6 ] J. Tlustý and F. Ismail, "Dynamic Structural Identification Tasks and Methods", Annal. CIRP, Vol. 29/1, pp. 251-255, 1980.
- [ 7 ] R. L. Fox and M. P. Kapoor, "Rates of Change of Eigenvalues and Eigenvectors", AIAA J., Vol. 6, pp. 2426-2429, 1968.
- [ 8 ] R. J. Pomazal and V. W. Snyder, "Local Modifications of Damped Linear Systems", AIAA J., Vol. 9, pp. 2216-2221, 1971.
- [ 9 ] C. S. Rudisill, "Derivatives of Eigenvalues and Eigenvectors for a General Matrix", AIAA J., Vol. 12, pp. 721-722, 1974.
- [ 10 ] J. S. Arora and E. J. Haug, "Methods of Design Sensitivity Analysis in Structural Optimization", AIAA J., Vol. 17, pp. 970-974, 1979.
- [ 11 ] 吉村允孝, "機械構造物の 振動特性に 關する 設計感度解析", 일본 기계학회논문집 C편, 50권 449호, pp. 37-43, 1984.
- [ 12 ] R. J. Guyan, "Reduction of Stiffness and Matrices", AIAA J., Vol. 3, pp. 380, 1965.
- [ 13 ] P. S. Houghton, Ball and Roller Bearings, Applied Science Publishers Ltd, 1976.
- [ 14 ] T. A. Harris, Rolling Bearing Analysis, John Wiley & Sons, 1984.