

유연도 영향계수법을 이용한 접촉 결합 부의 모델링

조성욱[#], 오제택^{*}

Finite Element Modeling of Contact Joints by Flexibility Influence Coefficient

Seong Wook Cho[#] and Je Taek Oh^{*}

ABSTRACT

Rational dynamic modeling and analysis method for complex structures are studied with special attention to slide way joints. For modeling of slide way joints, a general modeling technique is used by using the influence coefficients method which is applied to the conversion of detailed finite element model to the equivalent reduced joint model. The theoretical part of this method is illustrated and the method is applied to the structure with slide way joint. In this method, the non-linearity of the contact surfaces is considered within a proper range and the boundary effect of the joint model could be eliminated. The proposed method was applied to finite element modal analysis of a clamp jointed cantilever beam and slide way joints of the vertical type lathe. The method can also be used to other kinds of joint modeling. The results of these analysis were compared with those of Yoshimura models and rigid joint models, which demonstrated the practical applicability of the proposed method.

Key Words : Finite Element Analysis (유한요소해석), Contact Joint (접촉 결합 부), Flexibility Influence Coefficient (유연도 영향 계수 법), Machine Tools (공작기계)

1. 서론

1.1 연구 배경 및 관련 연구 동향

일반적으로 기계구조물에 대한 정적 및 동적 구조해석을 위하여 유한요소 해석 법이 많이 사용되고 있다. 그러나 구조가 복잡해지고 모델링 되어야 할 인자들이 많아지게 되면 해석에 많은 어려움이 있다. 특히 항공기나 공작기계 등과 같이 정밀도를 요구하는 구조물에 대해서는 구조물의 정적, 동적 성능을 정확히 해석하고 제어하는 것이

매우 중요하다. 유한 요소 해석 법을 사용하여 대형구조물에 대한 구조해석을 수행할 때의 문제점은 구조형상의 대형화 및 복잡성에 따른 문제와, 여러 가지 부분품이 조립 체결된 경우에 결합 부 (Joint)를 모델링 하는 것이다.

일반적인 구조물에 존재하는 결합 부는 분리 결합 부 (Separable Joint)와 영구 결합 부 (Non-separable Joint)가 있다.¹ 결합 부의 해석에 있어 가장 어려운 점은 결합 부의 비선형적 특성을 모델링 하는 것이다. 볼트 체결부나 마찰 접촉 체결

접수일: 2005 년 6 월 8 일; 게재승인일: 2006 년 4 월 14 일

[#] 중앙대학교 기계공학부

E-mail scho@cau.ac.kr Tel. (02) 820-5313

^{*} 중앙대학교 대학원 기계공학부

부 등은 그 구조 형상이 복잡하고, 체결부의 비선형성, 경계 조건의 변화 등으로 일반적인 모델링 기법으로는 그 특성을 모델링 하기 어렵다. 결합부를 포함한 복합 구조물의 동 특성 해석을 정확히 수행하기 위해서는 모델링 되어야 할 다양한 요소들이 고려된 결합 부의 모델링 기법이 필요하다.

최근의 연구 동향을 보면 결합 부 중에서도 주로 볼트 체결부와 마찰 접촉 체결부 등에 대한 연구가 주로 이루어지고 있다. 1970년대 이전에는 주로 정역학적 관점에서 결합 부의 강성에 관한 연구에 국한되었으며, 결합 부를 집중강성 (lumped spring)으로 모델링 하는 방법 등이 제시되었다. 그 이후의 연구에서는 실험 기법과 컴퓨터의 발달에 따라 결합 부를 유한요소로 모델링하고 모델에 대한 실험 결과와의 비교를 통해 결합 부의 모델을 규명하고 전체 구조물의 특성에 미치는 결합 부의 영향을 규명하는 연구들이 진행되었다.

Yoshimura 등은 공작기계의 대표적인 3 가지 형태의 결합 부 (Bolted Joint, Welded Joint, Slide Way Joint)에 대하여 연구를 수행했는데, 결합 부를 등가의 스프링 및 감쇠 요소로 모델링 한 다음 실험을 통하여 등가의 강성과 감쇠 계수를 찾는 방법을 시도 하였다.^{2,3} 또한 국내에서는 이재운 등이 역시 기계구조물의 대표적인 결합 부 형태인 볼트 결합 부, 리벳 결합 부, 접촉제로 결합된 결합 부 (Adhesive Joint)등에 대하여 유한요소 해석법과 영향 계수 법 (Influence Coefficient Method)을 사용하여 등가의 보 요소 (Beam Element)와 등가 스프링 요소로 모델링 하는 방법을 제시하였다.¹ 또한 최영휴, 조재혁 등은 클램핑 체결된 안내 마찰면 (Slide way)에 대하여 등가의 강성을 구하고 이를 실제 해석 모델에 적용한 연구를 수행하였다.^{4,5}

1.2 연구 개요

본 연구에서는 미끄럼 베어링의 일종인 슬라이드 웨이 결합 부 (Slide Way Joint)의 모델링 기법에 대하여 연구하였다. 공작 기계분야에 있어서도, 공구와 공작물의 이송을 위하여 LM 가이드와 함께 가장 많이 사용되는 기계 요소이다.⁷

단순한 강 결합 구조로 가정하여 해석하는 방법은 높은 수준의 정밀도를 요구하는 공작 기계 같은 구조물의 해석에 있어서, 정확한 해를 얻을 수 없기 때문에 고정밀도를 요구하는 경우에 있어

서는 적용하기 어렵다.

따라서 본 연구에서는 이재운이 제안한 유연도 영향 계수 법¹을 이용한 강성행렬의 축약 기법을 사용하여 미끄럼 안내면 결합 부를 모델링 하고자 한다. 이렇게 모델링 된 결합 부의 강성 값을 실제 모델에 적용하여 모드해석을 수행하고 그 결과를 Yoshimura 의 등가 스프링 결합 부 모델²을 사용한 경우와 강 결합 모델을 사용한 경우에 대하여 비교하여 본 연구에서 제안한 결합 부 모델링 방법의 유용성을 확인한다.

먼저 클램핑 결합된 외팔 보에 대하여 상세 유한요소 모델을 통해 결합 부를 모델링 하였고, 여러 형태의 결합 부에 적용 할 수 있는 유연도 영향 계수 법을 이용하여 클램핑 결합 부의 강성을 구한다음 외팔 보에 적용하여 모드 해석을 수행한다. 이 결과를 Yoshimura 가 제안한 방법과 강 결합으로 가정된 경우와 비교하여 영향 계수 법을 통하여 구한 강성의 타당성을 검증하고 이를 실제 공작기계모델에 적용하였다.

2. 결합 부의 모델링 이론

본 연구에서는 유연도 영향 계수 (flexibility influence coefficient)를 이용한 결합 부 요소의 축약 방법을 사용하여 구조물의 유한 요소와 같은 자유도를 갖는 결합 부 강성 행렬을 구성하였다.

2.1 강성 행렬 축약 이론

여러 개의 자유도를 갖는 구조요소의 특성행렬을 수 개의 자유도를 갖는 등가의 구조요소의 특성행렬로 축약하는 대표적인 방법으로서 Guyan 의 축약이론이 이용된다. 먼저 구조물의 하중과 변위의 정적 평형 조건식은 다음과 같다.

$$\mathbf{F} = \mathbf{K}\mathbf{U} \quad (1)$$

위 식에서 \mathbf{F} 는 하중 벡터, \mathbf{U} 는 변위 벡터, \mathbf{K} 는 강성행렬이다. 식 (1)에서 절점 변위 자유도를 필요한 수 개로 축약하기 위해서 선택된 변위 자유도 \mathbf{U}_s 와 축약될 자유도 \mathbf{U}_d 로 구분하여 표시하면 다음과 같이 된다.

$$\begin{Bmatrix} \mathbf{F}_s \\ \mathbf{F}_d \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{ss} & \mathbf{K}_{sd} \\ \mathbf{K}_{ds} & \mathbf{K}_{dd} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{U}_s \\ \mathbf{U}_d \end{Bmatrix} \quad (2)$$

위 식에서, 일반 축약 방법을 사용하면 다음의 식을 얻을 수 있다.

$$\mathbf{K}_{eq} = \mathbf{K}_{ss} - \mathbf{K}_{sd} \mathbf{K}_{dd}^{-1} \mathbf{K}_{ds} \quad (3)$$

2.2 유연도 영향계수 행렬을 이용한 축약 이론

식 (1)의 정적 평형 조건식은 유연도 영향계수 행렬을 사용하여 표현하면 다음과 같다. 식 (1)의 정적 평형 조건식은 유연도 영향계수 행렬을 사용하여 표현하면 다음과 같다.

$$\mathbf{U} = \mathbf{A}\mathbf{F} \quad (4)$$

여기서, $\mathbf{A} = \mathbf{K}^{-1}$ 인 유연도 영향계수 행렬이다. 마찬가지로 변위 자유도 벡터 \mathbf{U} 를 선택된 자유도 \mathbf{U}_s 와 축약될 자유도 \mathbf{U}_d 로 구분하면 다음과 같다.

$$\begin{Bmatrix} \mathbf{U}_s \\ \mathbf{U}_d \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_{ss} & \mathbf{A}_{sd} \\ \mathbf{A}_{ds} & \mathbf{A}_{dd} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{F}_s \\ \mathbf{F}_d \end{Bmatrix} \quad (5)$$

이때 선택된 자유도에 단위 하중을 가하고 변위 \mathbf{U}_s 를 계산하여 영향계수 \mathbf{A}_{ss} 를 구한다. 한편, 식 (4)를 선택된 변위 자유도와 축약될 자유도로 구분하여 강성행렬의 일반적인 축약 방법과 동일한 절차를 걸쳐 \mathbf{A}_{ss}^{-1} 를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\mathbf{A}_{ss}^{-1} = \mathbf{A}_{ss} - \mathbf{K}_{sd} \mathbf{K}_{dd}^{-1} \mathbf{K}_{ds} = \mathbf{K}_{eq} \quad (6)$$

위의 식 (6)는 Guyan 의 정 축약이론에 의한 강성행렬과 같다. 즉 결합 부의 상세 유한 요소 모델에서 등가 요소로 표현되기 위해 선택된 자유도에 대한 영향 계수를 정정 해석을 통하여 계산한 후 역 행렬을 구하면 상세 모델의 전체 강성 행렬의

복잡한 계산 과정을 거치지 않고 축약된 등가의 강성 행렬을 구할 수 있다.

3. 유한요소 해석을 이용한 등가 강성행렬 계산

3.1 접촉 결합 부의 유한요소 모델링

Fig. 1 은 등가 유한 요소 모델링을 나타내고 있다. 등가요소모델의 축약된 강성행렬을 구하는 과정은 우선 선택된 두 절점을 절점 1 과 절점 2 라 하고 각각의 절점 벡터는 하첨자 1, 2 로 표기한다. 그리고 각 절점에서의 변위를 $u_{x1}, u_{y1}, u_{z1}, u_{x2}, u_{y2}, u_{z2}$ 라고 하자. 절점 2 를 고정시키고 절점 1 에 각각의 단위 하중 F_x, F_y, F_z 를 가하여 영향계수 행렬 \mathbf{A} 를 구한 후 그 역행렬에 해당하는 강성행렬 \mathbf{K} 를 구한다.

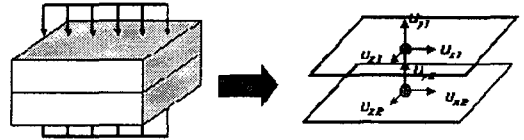
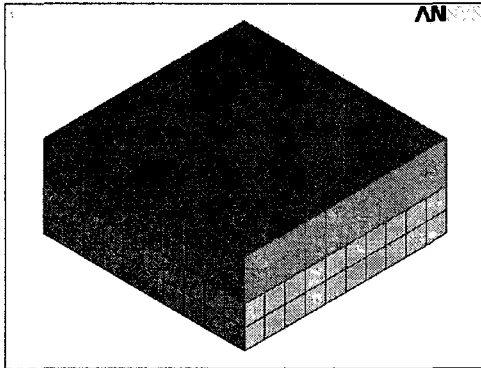


Fig. 1 Equivalent Element Modeling

유연도 영향 계수 법을 이용하여 등가의 결합 부 강성을 얻기 위하여 결합 부의 상세 유한요소 모델을 구성하였다. 한 면의 길이가 20cm 이고 두께가 4cm 인 정사각형 플레이트 두 개가 겹쳐진 형태의 슬라이드 웨이의 사이에 contact 요소로 이루어진 경계 면이 있다.

경계 면의 마찰계수는 0.2 로 가정하였고 재료의 종 탄성계수 $E = 200\text{GPa}$ 이고 밀도 $\rho = 7.81 \times 10^6 \text{ Kg/m}^3$, 프와송 비 $\nu = 0.295$ 이다. 플레이트는 Ansys 의 SOLID73 요소를 사용하였고 contact 요소로는 TARGET170 과 CONTACT174 요소를 사용하여 모델링 하였다. 사용된 절점 수는 726 개이고 요소 수는 600 개이다. 모델의 형상은 다음의 Fig. 2 와 같다.

해석의 결과를 Yoshimura 의 등가 스프링 요소를 적용한 경우와 비교하기 위하여 접촉 체결력으로 가정한 값 P 는 등가 예 하중으로 환산하여 적용하였다.



경계조건: 하단 절점: 수직방향 자유도 구속
 하단 중앙점: 전체 자유도 구속
 하중조건: 상단 전체면에 체결력에 해당하는
 예하중 (균일 분포하중): 9800 Pa
 상단 중앙점: 단위하중

Fig. 2 FEM model of Slide way contact joint

3.2 등가 강성행렬의 계산

Fig. 1 에서 보는 바와 같이 플레이트의 상면의 중앙 절점과 하면의 중앙 절점을 각각 절점 1 과 절점 2 로 하여 접촉 체결되어 있는 두 플레이트의 강성의 이 두 절점에 대하여 3 개의 자유도를 갖는 등가 강성행렬로 축약 하고자 한다.

따라서 절점 2 의 모든 자유도를 구속하고 절점 1 에 각 방향의 단위 하중을 가하여 각 하중 방향에 대한 변위를 구하였다.

다음은 절점 1 에 단위 하중을 가하였을 때의 절점 1 의 변위를 구한다. 변위에서 체결력에 해당하는 예하중 (균일분포하중)에 의한 변위를 제거하고 상대적으로 극히 작은 변위를 0 으로 가정하여 행렬을 구성하고, 유연도 영향계수 행렬이 대칭행렬이 되게 하기 위하여 비대각항의 평균을 취하여 다음과 같이 수정하여 유연도 영향계수 행렬을 구한다.

$$A = \begin{bmatrix} 0.7026 \times 10^9 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0.6627 \times 10^9 \\ 0 & 0.2695 \times 10^9 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0.7030 \times 10^9 & 0.6627 \times 10^9 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0.6627 \times 10^9 & 0.3091 \times 10^9 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0.3229 \times 10^6 & 0 \\ 0.6627 \times 10^9 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0.3091 \times 10^9 \end{bmatrix}$$

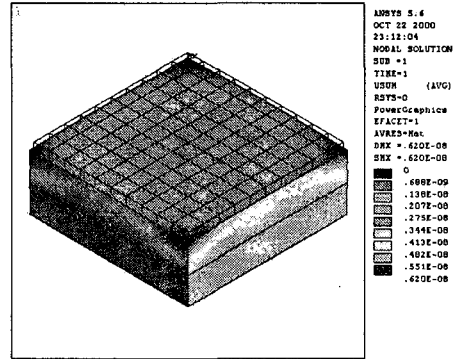


Fig. 3 Deformed shape due to applied pre-load and additional unit load ($F_x=1 N$)

위의 영향계수 행렬에서 다음과 같은 방법으로 K 를 구한다.

$$A' = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{16} \\ A_{61} & A_{66} \end{bmatrix} \quad (7)$$

A' 의 역행렬을 구하면 K' 이 구해진다.

$$K' = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{16} \\ K_{61} & K_{66} \end{bmatrix} \quad (8)$$

앞에서 구한 K' 를 사용하여 등가 결합 부요소의 전체 강성 행렬을 구성할 수 있다. 힘의 평형식과 대칭성의 개념을 고려하면 다음 행렬을 구할 수 있다.

$$K'' = \begin{bmatrix} k_{11} & -k_{11} & k_{16} & k_{11}l - k_{16} \\ -k_{11} & k_{11} & -k_{16} & k_{16} - k_{11}l \\ k_{16} & -k_{16} & k_{66} & k_{16}l - k_{66} \\ k_{11}l - k_{16} & k_{16} - k_{11}l & k_{16}l - k_{66} & -2k_{16}l + k_{66} \end{bmatrix} \quad (9)$$

여기서 l 은 가중치를 부여할 수 있는 상수이며 본 연구에서는 단위값을 사용하였다.

K'' 을 전체 강성행렬에 대하여 다시 조합하면, 등가 강성행렬 K_{eq} 를 구할수 있다. 이와 같이 구해진 등가 강성행렬은 같은 종류의 접촉결합부의 모델링에 사용되며, 사용되는 유한요소의 중

류에 무관하게 사용이 가능하다.

3.3 접착 결합 부를 갖는 외팔보의 모드 해석

앞에서 구한 강성 값을 다음과 같은 기하학적 형상을 갖는 외팔 보에 적용하여 모드 해석을 수행하였다.

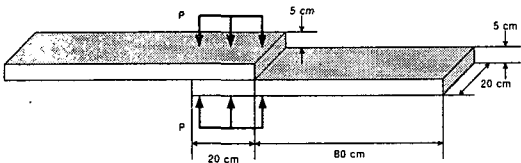


Fig. 4 Geometry of the Cantilever Beam with Clamp Joint

해석에 사용된 외팔보의 유한요소 모델은 Fig. 5 와 같다. 외팔 보의 유한요소 모델은 SHELL63 요소로 모델링 되었으며 Fig. 5 의 아래 그림에서 보이는 바와 같이 접착면 중앙 절점이 앞에서 구한 강성 값을 갖는 MATRIX27 요소에 의해 연결 되어있다. 모드 해석에 의한 결과는 다음의 Table 1 과 같다.

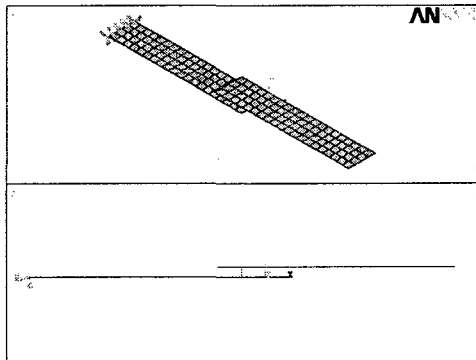


Fig. 5 FEM Model of Cantilever Beam

Table 1 에서 보는 바와 같이 유연도 영향 계수 법에 의한 결합 부의 강성계산 모델을 사용한 해석결과가 Yoshimura 의 등가스프링모델을 사용한 경우와 매우 근사함을 알 수 있다. 이에 비하여 강 결합 모델을 사용한 결과는 저차 모드에서는 비슷하나 고차 모드로 올라갈수록 다소 차이가 난다. 이러한 해석 결과로 부터 유연도 영향 계수 법에 의한 강성 계산 방법이 슬라이드 웨이 결합 부의 강성 계산에 효과적으로 적용될 수 있음을 확인하

였다.

Table 1 Comparison of Computed Results

Mode	Stiffness Model	Yosimura Model	Rigid Joint
1st	0.205	0.205	0.205
2nd	9.627	9.787	9.837
3rd	50.67	54.94	56.23
4th	111.13	111.31	111.4
5th	155.78	165.43	168.62
6th	176.28	176.25	176.4
7th	277.53	302.71	313.9
8th	470.70	468.95	504.9
9th	488.71	496.58	566.0
10th	565.32	565.18	634.2

다음 그림은 영향 계수 법에 의한 강성 모델과 Yoshimura 모델의 모드 형상을 일부 나타낸 것이다.

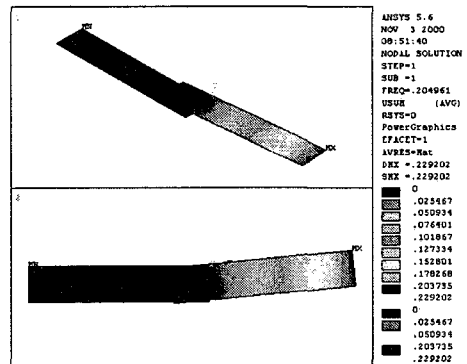


Fig. 6 Stiffness Model (Mode 1)

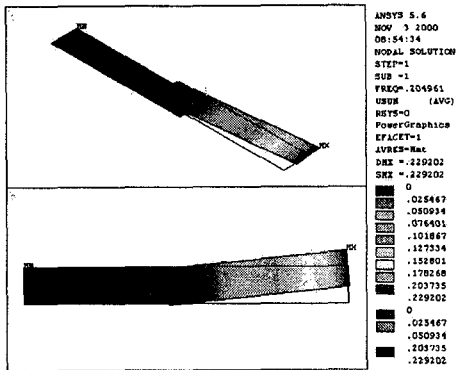


Fig. 7 Yoshimura Model (Mode 1)

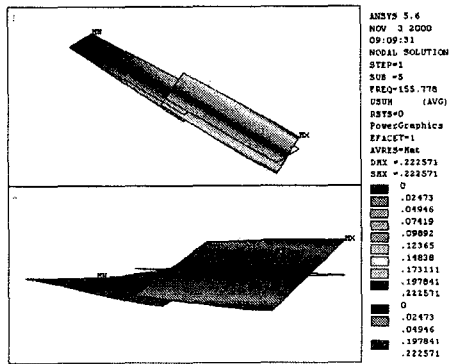


Fig. 8 Stiffness Model (Mode 5)

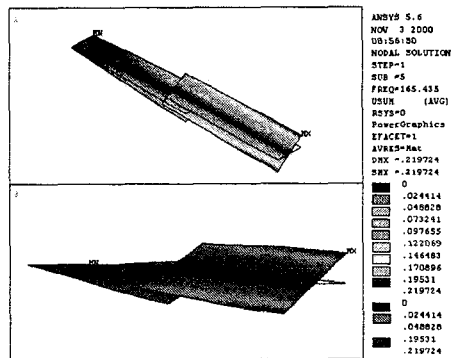


Fig. 9 Yoshimura Model (Mode 5)

4. 공작기계 해석의 적용 사례

4.1 수직 선반의 유한요소 모델

다음의 예제는 대형 수직 선반에 대한 해석이

다. 컬럼 (Column)에 크로스레일 (Cross Rail)이 부착되어 있고, 크로스레일과 새들 (Saddle), 툴 바 (Tool Bar)가 슬라이드 웨이로 연결되어 있다.

먼저 결합 부의 강성을 구하기 위하여 Fig. 10 과 같이 슬라이드 웨이를 상세 모델링 하였다. 3 절에서와 마찬가지로 접촉면은 Ansys 의 TARGET170 과 CONTACT174 요소를 사용하여 모델링 되었고, 각각의 접촉면은 1/3 씩 나누어 X, Y, Z 방향의 세 개의 자유도를 갖는 등가 스프링 요소(MATRIX27) 하나로 모델링 하였다. 따라서 각 레일에는 3 개의 등가스프링 요소가 사용되었다.

수직 형 선반은 공구부가 작업에 들어갔을 때 새들과 툴 바가 클램핑 되지 않고 레일을 따라서는 자유로운 이송이 가능하다. 따라서 이송방향의 강성은 0 으로 가정하였다. 선반이 작업에 들어갔을 때, 레일방향의 강성을 지지해 주는 것은 볼 스크류이다. 따라서 실제 볼 스크류의 위치에 해당하는 부위에 볼 스크류의 강성에 해당하는 다른 강성요소를 사용하여 이송방향의 지지력을 갖게 하였다. 볼 스크류의 강성 값은 생산업체의 카탈로그에 강성값이 수록되어 있어 이를 참고하였다.⁹

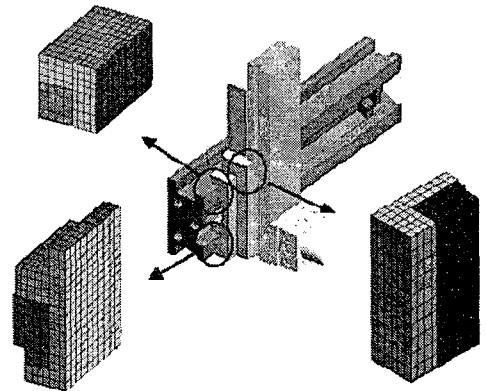


Fig. 10 Partial Modeling of Slide Way Contact Joints

4.2 수직 선반의 모드해석

4.1 절에서 구한 강성값을 다음의 Fig. 11 과 같은 수직 형 선반의 유한요소 모델에 적용하여 모드 해석을 수행하였다.

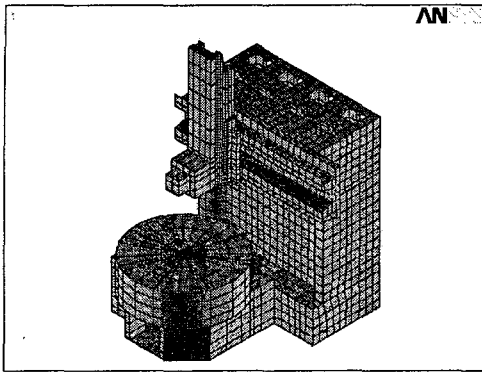


Fig. 11 FEM Model of Vertical Type Lathe

사용된 절점과 요소 수는 각각 6106 개, 5768 개이다. 슬라이드 웨이 결합 부는 각각 3 개 씩, 총 12 개의 MATRIX27 요소에 의해 연결되어졌고, 2 개의 볼 스크류 또한 MATRIX27 요소에 의해 치환되었다. 모델링 되지 않은 부품 중에 해석에 영향을 끼치는 부분은 질량 요소로 대체하였다. 다음 Table 2 에 모드 해석 결과를 나타내었다.

Table 2 Comparison of Computed Results

Mode Number	*Stiffness MODEL	RIGID MODEL
1st	26.585	28.512
2nd	34.021	40.510
3rd	44.005	52.671
4th	46.437	66.209
5th	68.408	74.253
6th	72.477	76.945
7th	89.784	-
8th	90.457	99.044
9th	91.711	106.89
10th	95.406	123.46

Table 2 에서 나타낸 바와 같이 강성행렬 모델과 강 결합 모델의 고유진동수 수치는 다소 차이가 난다. 전 영역에 걸쳐 강 결합 모델이 다소 높게 나타났으며, 강성행렬 모델의 7 차 모드는 강결

합 모델에서는 나타나지 않았다. 강성행렬 모델은 톨 바와 새들 부의 변위가 다소 심하게 나타나고, 강 결합 모델의 안내 마찰 면의 강성이 높은 만큼 컬럼 이나 테이블의 변위가 크게 나타나는 거동을 보인다. 다음 그림에서 모드형상 중 일부를 나타내었다.

실제 공작기계의 rail 과 slidway 사이에 간극이 있는 경우는 등가 강성행렬의 추정 과정에서 이를 반영할 수 있으나, 본 논문에서는 간극의 크기를 예측할 수 없었던 관계로 이를 무시하였다.

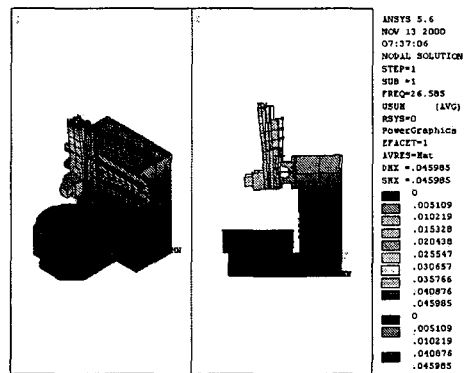


Fig. 12 Stiffness Model (Mode 1)

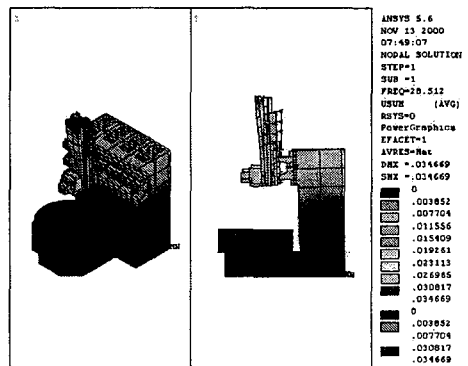


Fig. 13 Rigid Joint Model (Mode 1)

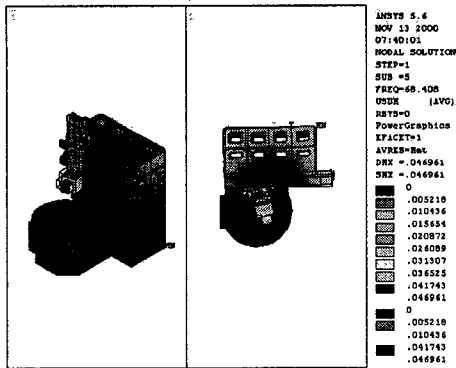


Fig. 14 Stiffness Model (Mode 5)

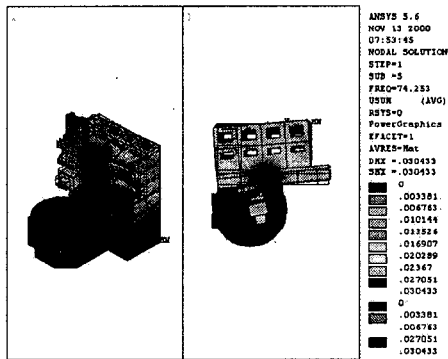


Fig. 15 Rigid Joint Model (Mode 5)

5. 결론

일반적으로 결합 부는 다양한 형태를 띠고 있고 그 기하학적 형상이나 경계 조건 등의 비선형성을 모델링시에 고려하여야 한다. 본 연구에서는 유연도 영향 계수 법을 이용하여 안내 마찰 면 결합 부를 모델링 하였다. 안내 마찰 면은 볼 스크류나 LM 가이드 같이 모듈 (Module)화 되어 조립되어지는 다른 이송 계 부품과는 달리 완제품의 사양에 따라 따로 설계되고 제작되기 때문에, 그 특성을 파악하기가 어렵다. 또한 마찰 면의 위치나 면 압의 변화에 따라 그 강성 값을 달리 하고 볼 스크류 같은 이송 장치 등의 부가적인 효과 때문에, 실험적 데이터의 보장은 필수적이다. 본 논문에서는 영향 계수 법을 이용하여 슬라이드 웨이의 강성을 구하여 이를 실제 모델에 적용함으로써 슬라이드 웨이 모델링의 해석적 접근을 시도하여 공기계의 해석에 적용할 수 있음을 확인하였다.

후 기

이 논문은 2002 년도 중앙대학교 학술연구비 지원에 의해 수행되었으며 이에 감사 드립니다

참고문헌

1. Lee, J. W., "Dynamic Analysis of Composite Structures with Joints," PhD Thesis, Seoul National University, pp. 12 - 25, 1993.
2. Yoshimura, M. and Okushima, K., "Measurement of Dynamic Rigidity and Damping Property for Simplified Joint Models And Simulation by Computer," Annals of CIRP, Vol. 25, No.1, pp. 193 - 198, 1977.
3. Yoshimura, M. and Okushima, K., "Computer-Aided Design Improvement of Machine Tool Structure Incorporating Joint Dynamic Data," Annals of CIRP, Vol. 28, No. 1, pp. 24 - 246, 1979.
4. Cho, J. H., Kim, H. W., Ahn, M. D. and Choi, Y. H., "Dynamic Analysis of Composit Structures with Contact Joints using Flexibility Influence Coefficient Method," Proceedings of the KSPE Fall Conference, pp. 528 - 533, 1997.
5. Choi, Y. H., Shin, J. H. and Park, J. K., "Dynamic Anayis of Heavy Duty Grinding Machine Structures with Joints," Proceedings of the KSPE Fall Conference, pp. 608 - 614, 1995.
6. Kang, C. H., "Machine Tool Technology - Present and Futur (1)," Journal of KSPE, Vol. 12, No. 4, pp. 5 - 18, 1995.
7. Slocum, A.H., "Precision Machine Design," Prentice-Hall International Editions, pp. 421 - 550, 1992.
8. Woo, J. W., "Structural Analysis of Machine Tool Structures using Stiffness Modeling of Joints," MS Thesis, Chung-Ang University, pp. 5 - 33, 2000.
9. Lee, G. B. and Park, S. J., "Study of Design and Estimation of Quality Evaluation Technology for Modern Machine Tools," KIST Workshop on Machine Tools, pp. 35 - 43, 2000.
10. Bathe, K. J., "Finite Element Procedures," Prentice-Hall, pp. 125 - 223, 1996.
11. ANSYS Corp, "ANSYS User's Manual," ANSYS Corp., Vesion 7.0, pp. 1 - 250, 1999.