

고속 금형가공센터 구조물의 강성평가에 관한 연구

최영휴^{*}(창원대 기계설계공학과), 강영진, 차상민(창원대 대학원 기계설계공학과),
김태형, 박보선, 최원선(대우종합기계(주))

A Study on the Static and Dynamic Stiffness Evaluation of a High Speed Mold/Die Machining Center Structure

Y. H. Choi (Dept. of Mech. Design & Manufacturing, CNU), S. M. Cha, Y. J. Kang (Grad. Students, CNU)
T. H. Kim, B. S. Park, W. S. Choi (DAEWOO H. I. & M. Ltd.)

ABSTRACT

An experimental modal analysis and dynamic stiffness evaluation of a moving body structure of a high speed machining center are presented in this paper. The natural frequencies and corresponding modes, and dynamic compliance of a moving body structure of high speed machining center are investigated by using F.E.M., hydraulic exciter test, and impulse hammer test. The lowest three natural frequencies were found to be 56.6 Hz, 112.7 Hz, and 142.7 Hz by FEA respectively, while those were 55 Hz, 112 Hz, 131 Hz by experimental analysis. Furthermore, both computed and measured absolute dynamic compliances of the moving body structure in iso-direction showed good agreement especially at the first two mode frequencies. With our experimental data, the dynamic characteristics of the machining center can be exploited to get a new development of structural dynamic design and modification.

Key Words : Stiffness Evaluation(강성평가), Dynamic Stiffness(동강성), F.E.M(유한요소법), Impulse Hammer Test(충격망치시험법), Hydraulic Exciter Test(가진시험법)

1. 서론

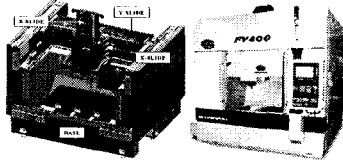
고속·고정밀화를 요구하는 금형가공센터에서의 동적 특성은 공작물의 가공 정밀도를 저하시키는 중요한 요소로 알려져 있다. 따라서 금형가공센터에서의 고유진동수와 고유진동모드를 해석하고 동강성을 평가하여 동적 설계기술 및 공작기계의 동적 특성을 평가하는 기초자료로 활용 할 필요가 있다.

공작기계의 동특성을 파악하기 위한 방법으로는 가진시험법과 결삭시험법이 있다. 가진시험법은 결삭시험법과는 달리 결삭과정에 기인하는 여러 가지 예측 불가능한 경계치를 고려할 필요가 없으며, 간단한 측정으로 여러 상황에 적용이 가능하다는 장점이 있다.[1][2] 가진시험법을 이용하여 공작기계의 컴플라이언스를 측정하는 방법이 Weck[1]에 의해 제시되었다.

Tobias[3]는 가진기를 이용하여 공작기계 구조물의 전달함수를 구하였으며, Weck[1][2], Minis[4] 등

은 단위 충격력을 이용한 가진방법으로 전달함수를 구하였다. 이러한 연구에 의하면 소형 공작기계의 경우 작은 가진력으로도 충분하였으나 일반적으로 공작기계는 비선형성을 가지고 있으며[5] 대형공작기계의 진동 실험에서는 충분한 가진력의 유압식 상대 가진기를 사용하는 것이 적합하다는 것으로 알려져 있다.[1][2]

본 연구에서는 Fig. 1에 나타난 대우종합기계(주)에서 개발중인 금형가공센터(모델명 FV400) 고속 이송체 구조물의 모드해석과 강성평가에 대하여 소개하고자 한다. 이 금형센터는 고강성·경량화 구조의 이송체와 정적 강성이 크고 감쇠 효과가 큰 베드, 30,000rpm급 공기주축 L리고 강성과 정밀도가 높은 리니어 모터 등으로 구성되어 있다. 각각의 이송체는 리니어 모터에 의해 구동되며, 이송체의 X-, Y-, Z-방향의 행정거리는 600×400×400이고, 이송체의 최대 감가속도는 X-, Y-축 방향으로 각각 1.4 g이고, Z-축 방향으로 3 g이다.



(a) structure & moving bodies (b) prototype
Fig. 1 A high speed mold/die machining center

본 연구에서는 유압가진기를 이용한 가진시험법으로 고속 금형가공센터의 동강성을 평가하고, 고유진동수와 모드를 추출하여 F.E.M. 모드해석 결과와 비교하였다. 본 연구 결과를 활용하여 금형센터 이송체 구조물의 구조해석 결과의 타당성을 검증함으로써 보다 정확한 구조해석과 구조설계 개선을 위한 기초자료를 획득하고자 한다.

2. 모드해석 및 강성 평가

구조물의 이론 및 실험 모드해석 이론은 이미 많은 연구가 이루어졌으므로[9][10] 본 논문에서는 구조물 강성 추정 및 평가에 관한 이론만 간략하게 기술하기로 한다[1].

2.1 강성평가 이론

구조물을 다자유도계 구조감쇠로 가정하는 경우 운동방정식은 다음과 같은 형태로 주어진다.

$$[m]\ddot{x} + [k]\dot{x} + d[\beta]x = \{f(t)\} \quad (1)$$

여기서 $[m]$, $[k]$ 는 질량 및 강성행렬, $[\beta]$ 는 구조감쇠행렬, $\{f(t)\}$ 는 외력, $\{x\}$ 는 변위벡터를 나타낸다. 조화 가진 강제진동의 경우는 식(2)와 같이 된다.

$$([k] + d[h] - \omega^2[m])\{x\} = \{f\} \quad (2)$$

식(1)에서 응답변위는 다음과 같이 구해진다.

$$\{x\} = [H(\omega)]\{f\} \quad (3)$$

여기서 $H(\omega)$ 는 전달함수로 시스템 행렬(System matrix)의 역행렬이다.

직교성(Orthogonality)을 이용하면 주파수응답함수 행렬은 다음과 같다.

$$[H(\omega)] = [\phi] \left[\frac{1}{m_r(\omega_r^2 - \omega^2 + i\eta_r\omega_r^2)} \right] [\phi]^T \quad (4)$$

식(4)을 정리하여 각 주파수응답함수 $[H(\omega)]$ 의 성분으로 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} h_{ij}(\omega) &= \sum_{r=1}^N \frac{r\phi_i \cdot r\phi_j}{m_r(\omega_r^2 - \omega^2 + i\eta_r\omega_r^2)} \\ &= \sum_{r=1}^N \frac{rA_{ij}}{\omega_r^2 - \omega^2 + i\eta_r\omega_r^2} \end{aligned} \quad (5)$$

여기서 m_r 은 r 차의 modal mass이며 ω_r 은 r 차 고유진동수이다. 그리고 η_r 은 r 차 모드의 손실계수이며, $r\phi_i$, $r\phi_j$ 은 각각 r 차 모드의 i, j 성분이다.

rA_{ij} 는 모달 상수(Modal constant) 혹은 Residue라고 하며, 측정시 이러한 모달 상수의 비는 모드 벡터의 비와 같게 된다. 이렇게 구해진 전달함수는 실제로는 주파수 영역에서의 강성의 역수인 형태로 주어지게 되며, 이를 컴플라이언스(compliance)라고 하고 $G(\omega)$ 로 쓴다.[5]

공작기계의 동강성을 구하기 위해서는 주어진 변위에 대한 힘을 구해야 하지만, 주파수 영역에서 변위에 대한 힘을 측정하는 것은 불가능하기 때문에 [11] 주어진 힘에 대한 변위를 측정함으로써 동강성을 구할 수 있다.

컴플라이언스는 가진하는 방향과 측정하는 방향에 따라 G_{ij} 로 나타낼 수 있다. 여기서 i 는 가진력의 방향이며 j 는 가속도계의 측정 방향이다. 공작기계의 경우 절삭력은 x, y, z 의 세 방향으로 발생하기 때문에 변위도 세 방향으로 나타난다. 이러한 성질을 이용하면 각 방향의 변위는 작용하는 힘과 각각의 방향에 대한 컴플라이언스를 행렬의 곱으로 나타낼 수 있으며 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} x \\ y \\ z \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{ix} & G_{iy} & G_{iz} \\ G_{jx} & G_{jy} & G_{jz} \\ G_{zx} & G_{zy} & G_{zz} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{Bmatrix} \quad (6)$$

여기서 F_x, F_y, F_z 는 각 축 방향의 가진력이다.

2.2 유한요소 모드해석 및 강성 평가

Fig.2 은 금형가공센터 고속 이송체의 유한요소 모델이다. 4,022개의 절점과 3,204개의 박판요소(SHELL 181 element)로 모델링하였고, 구속조건은

Y-slide의 양쪽 스프링 끝점(LM-Guide와 베이스의 결합부분)에서 모든 자유도를 구속시켰다. 또한 실제 가공시 Y-slide 양쪽 면에서 자력이 발생하여 Y-축 방향으로의 운동을 구속시키므로, Y-slide의 양쪽면을 Y-방향으로 구속되어있다고 가정하였다. 구조강성 평가를 위하여 주축 끝단에 Z-축방향으로 500N의 조화 가진력을 작용시키고 조화응답함수를 해석한다.

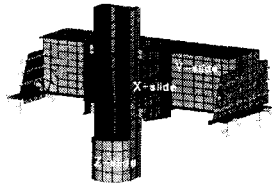


Fig.2 Finite element model of a moving body structure of a high speed mold/die center

고유진동 및 모드해석 결과와 컴플라이언스 해석 결과는 실험해석 결과와 비교하여 다음 장에 나타내기로 한다.

2.3. 실험 모드해석

충격망치시험(Impulse hammer test)법을 사용하여 실험 모드해석을 수행하였다. Fig. 3는 충격망치 시험법(Impulse hammer test)을 이용한 고유진동수 및 고유진동모드 측정 장면이다. 충격망치는 Z-slide를 가진하고 가속도계의 위치를 바꾸어 측정하는 Response Increase 방식으로 측정하였다.

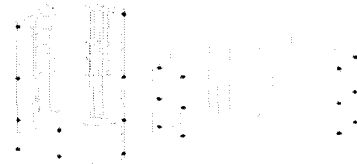
사용된 충격망치는 PCB사의 Model NO. 086C20 이고, 가속도계는 Kistler사의 Type 8774A50을 사용하였다. 그리고 FFT Analyzer는 ZONIC사의 FFT Medallion (6 Channel)을 사용하였으며 측정시 버퍼의 개수는 2,048개로 하였고 Reference에 대해서는 Rectangular장을 씌우고 Responses는 Exponential장을 씌워 5회의 선형 평균화(Linear average) 과정을 거쳐 전달함수를 구했다. Modal Analysis S/W는 ME'scope VES를 사용하였다.



Fig. 3 Impulse hammer test set-up and experimental modal analysis

가속도계는 각 슬라이드를 고차 모드까지 추출할 수 있도록 여러 측정점을 선택하였다. Fig. 4 ~ Fig.

5는 각 슬라이드에 대한 가속도계의 측정위치를 나타낸 것이다.



(a) Z-Slide (b) X-Slide

Fig. 4 Position of the accelerometers

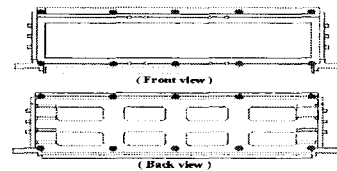


Fig. 5 Position of the accelerometers on the Y-Slide

실험모드해석 결과는 유한요소법 해석결과와 비교하여 다음 장에 나타내기로 한다.

2.4 가진시험을 이용한 강성 측정

공작기계의 강성이란 공작기계의 구조물(스핀들 구조물 포함)에 가해지는 힘과 그에 따른 변형량의 비를 의미한다.

정강성은 이론상 0 Hz에서의 전달함수 값과 같게 되나 이것은 구조감쇠의 경우와 다자유도의 시스템에서 성립하지 않고, 실제 실험에서도 낮은 주파수에서의 입력과 출력의 코히어런스가 낮은 값을 가지게 되는 이유 등으로 잘 맞지 않는다. 그래서 스핀들에 모조 툴(dummy tool)을 장착하여 정적인 힘을 가할 때, 힘과 모조 툴의 변위를 측정하여 정강성을 측정한다.

동강성은 테이블에 가진기를 설치하고 스핀들에 모조 툴(dummy tool)을 장착한 다음 가진기를 이용하여 모조 툴을 직접 가진하면서 동적 가진력과 모조 툴의 변위를 측정하여 주파수응답함수를 구함으로써 동강성을 측정할 수 있다. 강성 측정 조건은 유한요소법 강성해석의 조건을 고려하여 가진점과 가진력의 방향 등을 정하였다.

공작기계의 동강성을 측정하기 위한 알고리즘은 Fig. 6과 같다. 신호발생기로부터 나온 전기적인 신호를 증폭하여 가진기에 공급하면 기계에는 전기신호에 비례하는 힘이 가해진다.

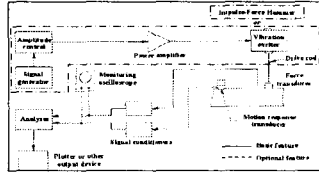


Fig.6 Block diagram of mobility measurement system

유압 가진기는 Xcite 1100-7-FT System을 사용하였으며, 가속도계는 Kistler사의 Type 8774A50을 사용하였다. 그리고 FFT Analyzer는 ZONIC사의 FFT Medallion (6 Channel)을 사용하였으며 측정시 비피의 개수는 2,048개로 하였고 Reference에 대해서는 Rectangular창을 씌우고 Responses는 Exponential창을 씌워 100회의 선형 평균화(Linear average) 과정을 거쳐 전달함수를 구했다.

강성평가를 위한 컴플라이언스 함수 측정결과도 유한요소법 해석결과와 비교하여 다음 장에 나타내기로 한다.

3. 해석 및 측정 결과

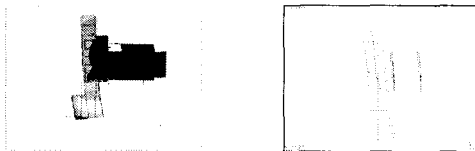
3.1 고유진동수 및 진동모드

유한요소법과 충격망치시험법을 이용한 고속 이송체 구조물의 고유진동 해석 결과를 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Computed and measured natural frequencies

Mode \ Method	Natural frequency [Hz]				
	1	2	3	4	5
FEM	56.6	112.7	142.7	194.9	203.56
Experiment	55	112	131	181	208

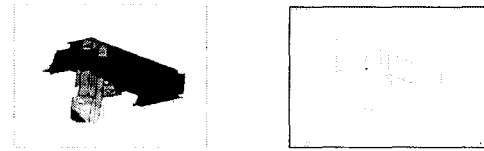
이송체 구조물의 1차 고유진동수는 Fig. 7에서 보듯이 FEM과 충격망치 시험이 각각 56.6 Hz 와 55 Hz로 나타났으며, Z-slide의 X축 방향에 대한 굽힘 모드이다.



(a) F.E.M. (56.6 Hz) (b) Experiment (55 Hz)
Fig. 7 The 1st mode of the moving body

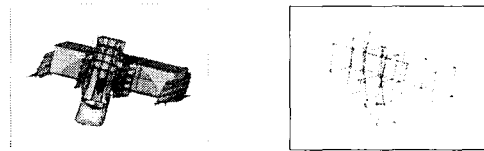
이송체 구조물의 2차 고유진동수는 Fig. 8에서 보듯이 FEM과 실험이 각각 112.7 Hz와 112 Hz에서 나타났으며, X-, Z-slide의 Z축 방향에 대한 비틀림 모

드이다.



(a) F.E.M. (112.7 Hz) (b) Experiment (112 Hz)
Fig. 8 The 2nd mode of the moving body

이송체 구조물의 3차 고유진동수는 Fig. 9에서 보듯이 FEM과 실험이 각각 131 Hz와 142.7 Hz에서 나타났으며, Z-slide의 X축 방향에 대한 굽힘과 Y-slide의 Z축 방향에 대한 굽힘 모드이다.



(a) F.E.M. (131 Hz) (b) Experiment (142.7 Hz)
Fig. 9 The 3rd mode of the moving body

모드 해석결과를 보면 대부분의 저차 진동모드가 Z-Slide에 집중적으로 발생하였다.

3.1 강성 해석 및 측정 결과

Fig. 10은 유한 요소법과 유압가진기를 이용한 가진시험법으로 측정된 iso-axial 방향의 컴플라이언스 함수를 비교하여 나타낸 것이다.

금형가공센터 고속 이송체 구조물의 강성측정은 $G_{ij}(\omega)(i=j)$ 만을 곡선 피팅(curve fitting)하여 각 피크점에서의 정·동강성을 비교하였다. 여러개의 피크점에 대한 피팅은 복수 로렌치안 방법(Multi Lorentzian Method)을 이용하였으며 40Hz이하에서는 코히어런스의 값이 매우 낮으므로 그 값들은 피팅에서 제외시켰다.

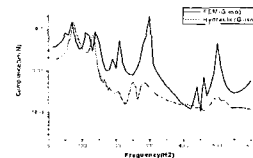


Fig. 10 Comparison of measured and theoretical dynamic compliances in the iso-axial direction

Fig. 11은 유한 요소법과 유압가진기를 이용한 가진시험법으로 측정된 X-, Y-, Z-축 방향의

컴플라이언스 함수를 비교하여 나타낸 것이다.

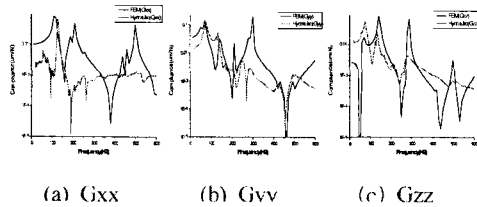


Fig. 11 Comparison of measured and theoretical dynamic compliances in the X-, Y-, and Z-directions

다음의 Fig. 12은 가진시험법으로 X-, Y-, Z-축 방향의 가진에 대한 응답의 코히어런스를 나타낸 것으로 C_{xx} , C_{yy} , C_{zz} 는 입력과 출력의 상관성이 아주 높게 나타났다. 그러나 연성 성분(Coupled elements)의 코히어런스, 즉 $C_{ij}(\omega)(i \neq j)$ 측정 결과를 보면, 대체로 그 값이 매우 낮으므로 연성 항의 컴플라이언스는 비선형성이 증가되어 그 값을 신뢰하기 어렵다. 또한 $G_{ij}(\omega)(i \neq j)$ 는 $G_{ij}(\omega)(i = j)$ 값에 비해 매우 작은 값을 가지므로 0으로 근사화시켜 $G_{ij}(\omega)(i = j)$ 의 경우만 고려하여 강성을 평가하였다.

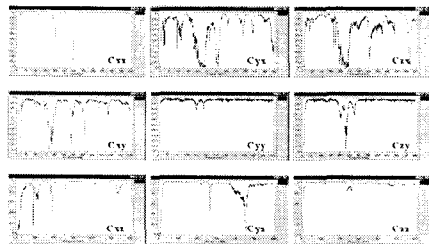


Fig. 12 Coherence functions measured in hydraulic exciter test

5. 결론

본 연구에서는 유압가진기를 이용한 가진시험법과, 충격망치시험법, 그리고 유한요소법을 이용하여 금형가공센터 고속 이송체의 고유진동 특성과 구조강성을 이론 및 실험적으로 해석하고 평가하였다. 먼저 고유진동수 및 고유진동모드의 경우 1차 고유진동수는 FEM과 실험이 각각 56.6 Hz와 55 Hz에서 나타났으며, Z-Slide의 X-축 방향에 대해 굽힘 모드로 분석되었다. 2차 고유진동수는 FEM과 실험이 각각 112.7 Hz와 112 Hz에서 나타나고, X-, Z-slide의 Z-축 방향에 대한 비틀림 모드로 분석되었다.

3차 고유진동수는 FEM과 실험이 각각 131 Hz와 142.7 Hz에서 나타났으며, Z-slide의 X-축 방향에 대한 굽힘과 Y-slide의 Z-축 방향에 대한 굽힘 모드로

분석되었다.

테이블에 유압가진기를 설치하고, Z-Slide의 스핀들(모조 톨) 끝단을 가진하여 측정한 금형센터 구조물의 동적 절대 컴플라이언스는 55Hz에서 0.1358mm/N으로 이는 최근 유럽의 공작기계의 동강성과 비교할 때 보다 큰 값의 동강성이라고 할 수 있다.

본 연구를 통하여 개발된 고속 금형가공센터 이송체 구조물의 동특성과 동강성을 성공적으로 분석하고 평가할 수 있었다. 본 연구 결과는 공작기계 고속 이송체 구조물의 고강성·저진동·경량화 최적설계에 유용하게 활용될 수 있을 것으로 기대한다.

후기

본 연구는 한국과학재단 지정 창원대학교 공작기계 기술연구센터의 지원과 산업자원부의 중기거점 과제 일환으로 태우종합기계(주)의 연구비 지원에 의해 수행된 것으로 이에 감사 드립니다.

참고문헌

1. Weck, M. , Teibel, K. . "Handbook of machine tools". Wiley". New York, 1984
2. Tlusty, J. , Zamudio, S., "Evaluation of Cutting Performance of Machining Centers", CIRP, 1991
3. In-Ung Eun, "Development of Static and Dynamic Behavior of Machine Tools in the Period from 1980-1999," 창원대학교 공작기계기술연구센터 세미나자료, 2000. 7.
4. Minis, I. , Magrab, E. and Pandelidis, I. , "Improved Methods for the Prediction of Chatter in Turning, Part1: Determination of Structural Response Parameters", Transactions of the ASME, Vol. 112, 1990
5. Hanna, N. H. , and Tobias, S. A. , "The Non-Linear Dynamics Behavior of a Machine Tool Structure", Int'l J. MDTR, Vol. 9, Pergamon Press 1969
6. Halvorsen, W. G. and Brown, D. L. , "Impulse Technique for Structural Frequency Response Testing", Sound and Vibration, Vol. 11, No. 11, pp. 8-21 November 1977
7. Xu, M. , Birchmeier J. R., "Dynamic Stiffness Testing and Its Applications in Machine Tool". Sound and Vibration, Vol. 31, 1997
8. 이영수, "공작기계 정적, 동적강성 측정 시스템 및 유압식 가진기 개발", 서울대학교 대학원 공학 석사 학위논문, 1997.
9. 이장무, "모드해석의 이론과 응용", 제2판 수정본, 1997
10. ISO 7626 Vibration and shock