

머시닝 센터의 정·동강성 평가에 관한 연구

이춘만*, 박동근+, 임상현**

A study on the Evaluation for the Static and Dynamic stiffness of a Machining Center

Choon Man Lee*, Dong Gun Park+, Sang Heon Lim**

Abstract

A machining center is a complex dynamic system whose behavior influences the machining stability and machined surface quality. This paper focused on establishment of a measurement system and experimental study on static, dynamic, and modal analysis of a machining center. The dynamic stiffness result by the analysis showed the weak part of the machining center. The results provided structure modification data for getting better dynamic behaviors.

Key Words : Static and dynamic stiffness (정·동강성), Modal analysis (모달 분석), Machining center (머시닝 센터)

1. 서론

최근 공작기계는 소형에서 대형공작기계에 이르기까지 고속화, 고정밀화, 복합화 되어가는 경향이 있다. 따라서 과거의 생산성 향상을 위해 중 절삭하던 가공형태에서 얇고 고속의 회전 및 이송하는 형태로 가고 있기 때문에 구조체 역시 육중하고 두꺼운 형태에서 날렵하게 그리고 경량화 되어가고 있다.⁽¹⁾

향후 5년 이후에는 약 80,000 [rpm]의 주축회전 속도와 150 [m/min]의 이송속도를 갖는 서브 마이크론의 정밀도를 갖는 고속, 고정밀 머시닝센터가 국내에서도 개발될 전망이다.

이와 더불어 공작기계가 고정도 고품질의 제품을 가공

하기 위해서는 구조체의 강성이 약하면 기계 전체의 진동, 체터, 스피들 유니트 진동 등 동적오차가 발생하므로 성능에 맞는 강성을 갖추어야 한다. 공작기계 성능 평가에 대한 규정은 국내의 경우 KS B 4001 (공작기계 시험방법 총칙), KS B 4204 (수치제어 공작기계의 시험방법 총칙), KS B 4404 (머시닝 센터의 시험 및 검사방법)등에 방법이 제시되어 있으며 국외 규격으로 ISO 2301, JIS B 6191 에 정밀도와 관련된 성능평가 규정이 나와 있으나 동특성에 대한 규정은 명시되어 있지 않다.

공작기계 동특성을 규명하기 위한 일반적 방법에는 절삭시험에 의한 간접적인 방법과 가진기로 컴플라이언스 특성을 찾아 알아내는 방법 2가지가 있다. 절삭시험에 대해서는 KS B 규정에 자세히 나와 있다. 절삭시험은 소재

* 주저자, 창원대학교 기계설계공학과 (cmlee@sarim.changwon.ac.kr)

주소: 641-773 경남 창원시 사림동 9

+ 창원대 공작기계기술연구센터

++ 창원대 기계설계공학과 대학원

를 직접 가공함으로써 한계 절삭 깊이를 함께 알 수 있으나 절삭날의 각도, 절삭물의 클램핑 방법, 절삭속도, 깊이 등의 조건에 따라 수많은 변수가 발생되므로 대표적인 방법을 찾기 어렵고 시간과 비용도 많이 들뿐 아니라 취약부의 발견도 쉽지 않다. 반면 가진기에 의한 컴플라이언스 측정방법은 다양한 주파수 스펙트럼으로 공진점을 쉽게 알 수 있고 또한 모달 테스트를 통해 동작기계의 취약부도 확실하게 찾아낼 수 있다. 그러기 위해 다양한 주파수 대역과 정적힘에 동적 힘을 동시에 부가할 수 있는 컴팩트한 유압가진 시스템이 필요하다 또한 보조 장비로 모조공구 및 가진기 헤드를 테이블에 고정 할 수 있는 지그(JIG) 등도 개발되어야 하는데 국내에서는 적절한 장비가 개발되어 있지 않고 도입되지 않아 적용 실적이 없는 상태이다.

이와 관련한 국내 연구 논문을 살펴보면 한상보⁽²⁾ 등은 전동식 가진기로 실제 실험상황에서 구조물에 연결될 경우 동역학적 특성을 파악하고 이를 바탕으로 실험에 사용된 가진기의 특성이 실험대상 구조물에 미치는 영향을 파악하기 위한 수학적 모형을 설정하여 정확한 실험 방법을 확립하기 위한 방법을 연구 하였다. 국외 연구문헌을 살펴보면 Mins⁽³⁾ 등이 해머 충격에 의한 주파수 응답에 관한 자세한 연구를 하였고 Tobies⁽⁴⁾ 와 Koenigherger⁽⁵⁾ 등은 특수한 마그네틱 가진기를 이용하여 가공물과 공구 사이에 사인파를 인가하고 그 결과를 분석하였다. 또한 Weck⁽⁶⁾ 등은 저주파 사인 영역에서는 정적거동과 동적거동이 동일하다는 것을 밝혔다. 따라서 본 연구에서는 머시닝 센터의 정·동강성을 평가하기 위한 가진 시스템과 보조 장비를 갖추고 선진기술국의 유사 사례를 조사하여 국제적 수준의 정·동강성 평가 방법을 개발하는데 목적을 두고 있으며 또한 실험 결과에 대한 유효성을 검증하기 위해 ANSYS[®]를 이용한 유한요소(FEM)해석을 도입하여 조화 응답 해석을 통해 구한 값과 비교를 통해 실험적 방법의 유효성을 확인하였다.

2. 정·동강성의 이론적 고찰

물체에 힘을 가하면 어떤 형태든 변형이 따른다. 그러므로 동작기계에서는 정적이든 동적이든 간에 어떤 특정 부분의 변화를 허용치 이하로 제한해야 한다. 가령 힘 F 가 a 점에서 작용하여 b 점에서 x 방향으로 변형 X 가 생긴다면 X/F 를 컴플라이언스(Compliance)라고하며 정적 컴플라이언스 ($\delta_{static} = \frac{X}{F}$) 의 역수 ($k_{static} = \frac{1}{\delta_{static}}$)를 정강성

이라 하며 만약 F 가 주기적으로 변동 하는 동적인 힘의 경우에는 이 역수를 동강성(Dynamic stiffness)이라 정의하고 $\delta_{dynamic} = \hat{X}/\hat{F}$ 로 표현한다. 따라서 고정도의 동작기계는 당연히 변형을 극소화해야만 한다. 또한 동작기계에서는 조사해야 할 구성 요소의 각 측정 위치에 대하여 절삭성에서의 상대적인 컴플라이언스 상태를 나타내어야 하는데 구조의 동적인 거동을 측정하는데 입력을 변위로 주고 힘을 출력으로 계산하는 경우 강성을 구하기 힘들기 때문에 그 역수에 해당하는 컴플라이언스를 구하여 강성을 나타낸다. 절삭점에 있어서의 컴플라이언스 특성식은 다음 식(1)과 같다.

$$\begin{Bmatrix} x \\ y \\ z \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{xx} & G_{xy} & G_{xz} \\ G_{yx} & G_{yy} & G_{yz} \\ G_{zx} & G_{zy} & G_{zz} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{Bmatrix} \quad (1)$$

$$\vec{X} = [G]\vec{F}$$

식(1)에서 \vec{X} 는 변위벡터이고 x, y, z 는 축 방향 병진 운동을 표시하고 \vec{F} 는 작용하는 힘 벡터이고 $[G]$ 는 컴플라이언스 주파수 특성 행렬로 9개의 주파수 특성을 나타낸다.

3. 평가 시스템 구축

동작기계 동특성을 알아내기 위해서는 컴플라이언스 주파수 특성을 알아야 하는데 우선 동작기계 주축 부위에 진동을 일으키는 힘을 제공하고 그에 따른 주파수 응답을 측정하여 평가한다. Fig. 1은 머시닝 센터의 정·동강성 평가를 위한 가진 시스템을 나타낸 것이다. 그리고 Table 1에 가진기의 사양을 정리하여 놓았다.

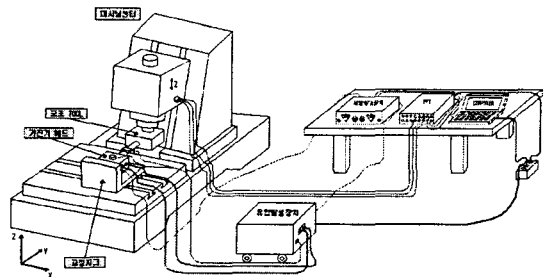


Fig. 1 System for dynamic and static test of machining center.

Table 1 Specification of exciter system

No.	장비명	사양
1	유압 가진기	가진력 (정·동) 4,450 [N] Stroke 25 mm Rod 18 Load cell 11.125 [N] Load cell sensitivity 250 [lbs/V]
2	FFT (고속 푸리에 변환기)	16개 입력 채널과 17개 출력 채널 * 1채널당 주파수 분해능 10 [khz]
3	가속센서	Kistler 사의 8774A50 Piezoelectric
4	모조공구	Fig 2 참조
5	지그와 공구	Fig 3 참조

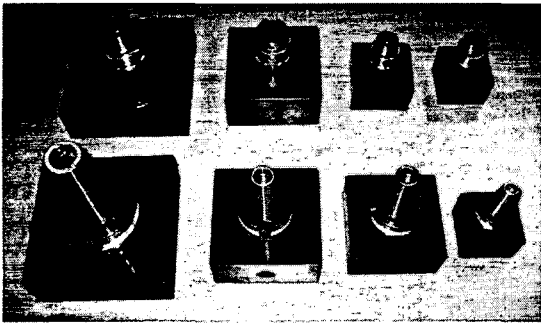


Fig. 2 Dummy Tools

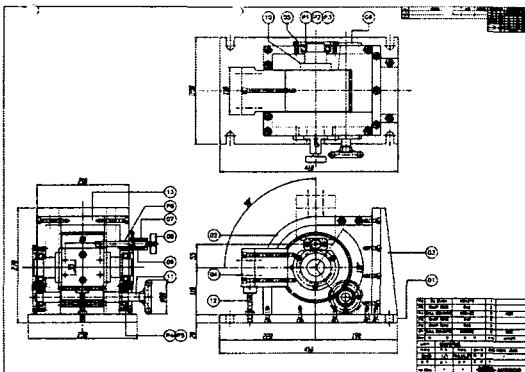


Fig. 3 Jig drawing of exciter

4. 머시닝 센터의 정·동강성 실험

본 연구에서 머시닝 센터의 스피들 위치에 따른 강성을 실험하기 위해 위치 ①을 테이블 센터로 하였고 다른 위치에 대한 표기는 Fig. 4에 나타낸 바와 같다. 테스트 방법은 처음 가이드면 및 파트의 연결 부위 등 비선형 부위의 백래쉬 공차를 최소화하기 위해 정적인 힘을 가한 후 1000 Hz 까지 랜덤한 동적인 힘을 중첩시켜 고유 전달 진동수와 댐핑율을 찾아냈다. 이때 X, Y, Z축에서 각각 얻어지는 데이터의 수는 4,096개이며 보다 정밀한 결과를 얻기 위해 주파수 응답 함수 평가는 평균 100회 정도 하였다.

기계그룹	니이형 밀링머신 수직축, 슬리브			
운동방향				
테이블 위치				
측정에 관계 사항	테이블 위치	밀링 유닛 위치	슬리브 위치	질량
측정점	Pos' 1-4 H=70mm	Pos' 2-3 h=70mm	Pos' 1 h=70mm	Pos' 1 h=0.5H+70 mm

Fig. 4 Method of selective on head of exciter into position of machine tool table

5. 실험 결과

Fig. 5, 6과 Table 2 는 머시닝 센터의 가진 결과를 나타낸 것으로 측정위치에서 X, Y, Z축 방향에 대한 3가지 자기 및 6가지의 상호 컴플라이언스 특성 중에 대칭으로 존재하는 상호 주파수 특성은 선형계 에서는 같기 때문에 본 연구에서는 주어진 방향에 대한 응답 결과만을 나타내었다.

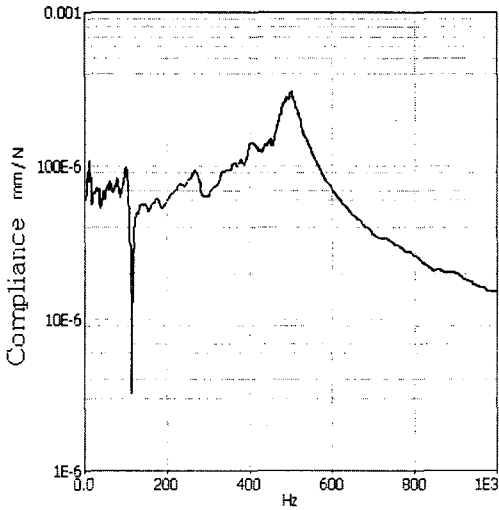


Fig. 5 Compliance curve on machine tool KV-25, excite point 1Y, response point 1y

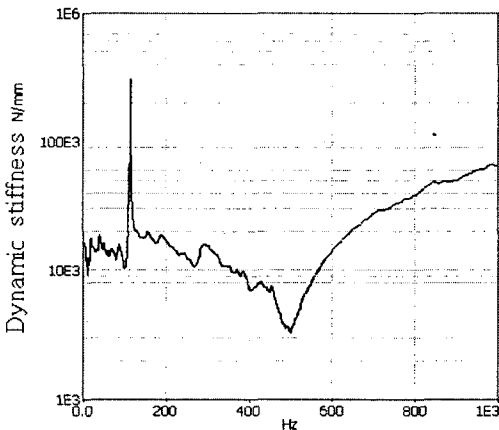


Fig. 6 Compliance curve on machine tool KV-25, excite point 1Y, response point 1y

Table 2 The static stiffness and dynamic stiffness on machining center KV-25

Direction	Static Stiffness (N/mm)	Dynamic stiffness (N/mm)	Dynamic stiffness at Frequency(Hz)
x-x	6575	5400	490
y-y	12127	4847	498
z-z	12769	66171	575

Position 1. Static force = 1,000 [N],
Dynamic force = 300 [N]

Direction	Static Stiffness (N/mm)	Dynamic stiffness (N/mm)	Dynamic stiffness at Frequency(Hz)
x-x	7853	5138	508
y-y	16430	5323	514
z-z	11416	104527	559

Position 2. Static force = 1,000 [N],
Dynamic force = 300 [N]

Direction	Static Stiffness (N/mm)	Dynamic stiffness (N/mm)	Dynamic stiffness at Frequency(Hz)
x-x	5137	4673	510
z-z	15651	207952	561

Position 3. Static force = 1,000 [N],
Dynamic force = 300 [N]

Direction	Static Stiffness (N/mm)	Dynamic stiffness (N/mm)	Dynamic stiffness at Frequency(Hz)
x-x	8198	5963	510
y-y	13347	4918	498
z-z	23707	105002	563

Position 4. Static force = 1,000 [N],
Dynamic force = 300 [N]

6. 모달 테스트

모달 테스트의 분석은 머시닝 센터의 정·동강성면에서 취약한 부위를 찾아내기 위한 효과적인 방법이다. 본 연구에서는 가속센서를 X, Y, Z축의 3방향으로 직각이 되게 부착하고 응답을 측정하여 이와 관련된 함수들의 시간, 주파수 대

역의 크기, 라플라스 등 여러 영역에서 시스템의 강제 진동 특성을 규명한 후 적절한 모달 모델을 유추할 수 있다. 본 실험에서는 X축 방향으로 1000 N의 정적인 힘에 300 N의 동적인 힘을 중첩시켜 1000 Hz까지 주파수 대역을 설정하여 그 결과를 Fig. 7에 나타내었으며 1차에서 10차까지의 모달 형상 중 스피indle 헤드 부위가 강성 면에서 가장 취약하기 때문에 스피indle 헤드 부위의 주파수와 감쇄율에 대한 모달 형상을 나타낸 것이다.

Table 3 Modal parameters of machine tool A under x-direction excitation point 1x.

Modal Number	Frequency(Hz)	Damping Ratio(%)
1	38.464	6.943
2	69.398	3.951
3	93.911	7.131
4	109.244	2.765
5	124.331	3.456
6	155.75	6.859
7	223.132	1.738
8	325.882	2.494
9	361.255	1.064
10	506.975	3.585

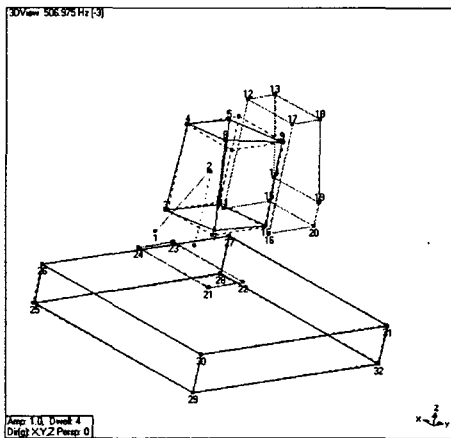


Fig. 7 Modal Shape, machine tool A, excitation point 1x

7. 유한요소법에 의한 해석

가진기에 의한 머시닝 센터의 정동 특성에 대한 평가 결과를 유한요소해석을 통한 이론 결과와 비교하여 보았다. 실험에 사용된 머시닝 센터를 베드, 컬럼, 스피indle 헤드, 스피indle, 베이스의 5개 볼륨으로 구성하고 총 23,092개의 절점과 74,471개의 요소로 나누고 총 질량은 2.53 ton으로 모델링을 하였다. 조화 응답 해석을 위해 베이스 하부 4개 지점을 완전 구속시키고 가진 실험에서의 스피indle 위치와 동일한 지점 1000 N의 힘을 가하여 해석하였다. Fig. 8은 유한요소해석(FEM)에 의한 동적 컴플라이언스 결과를 나타내었고, Table 3은 해석결과를 정리하였으며, Fig. 9는 그 모드 형상을 나타내었다.

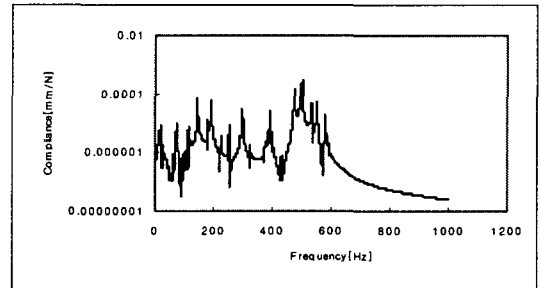


Fig. 8 Dynamic compliance by FEM modeling

Table 3 Result of dynamic compliance by FEM

Frequency [Hz]	Dynamic compliance [mm/N]	Note
502	3.11E-04	※ Maximum value of experimental result at 498 [Hz] : 2.06E-04 [mm/N]

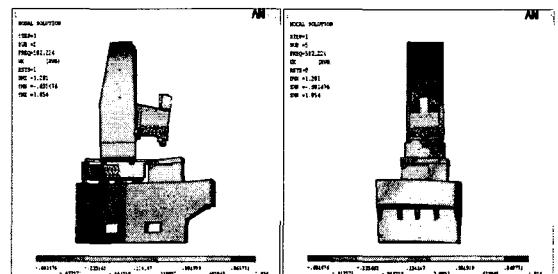


Fig. 9 Modal shape by FEM

4. 결론

1. 산업 현장에 사용 될 수 있는 공작기계의 정·동강성에 대한 정량적 평가를 할 수 있는 시스템을 구축하였고 이로 인해 새로 개발될 공작기계의 강성을 설계 단계에서 평가하여 구조 변경을 하므로 경쟁력 있는 공작기계 개발에 도움이 될 것으로 기대한다.

2. 상기 시스템을 활용하여 실험에 사용된 KV-25 머시닝 센터는 500 Hz에서 지배적인 공진점을 볼 수 있고, 모달 테스트를 통해 스피들 헤드부위가 가장 취약한 것을 찾아냈다. 또한 측정된 주파수 응답곡선을 이용하여 정·동강성의 정량적인 평가, 공진 주파수, 댐핑을 등을 제시하였다.

3. 본 연구의 평가시스템에 의한 실험적 강성값과 유한요소법(FEM)에 의한 해석값과 비교해본 결과 근사치를 보이므로 본 실험의 유효성을 확인하였다.

후 기

본 연구는 산업자원부의 지역혁신 인력양성사업의 연구결과로 수행되었음.

참 고 문 헌

- (1) In-Ung Eun, "Develop of static and dynamic behavior of machine tools in the period from 1980-1999".
- (2) S. B. Han, Y. H. Kim, J. K. Song, "Analysis on the Dynamic Behavior of Shaker", Journal of KSNVE, Vol. 8, No.1, pp. 75~30, 1998.
- (3) Minis I., Magrab E. and pande I., "Improved methods for the prediction of chatter in turning. Part 1: Determination of structural response parameters", Transaction of the ASME, Vol. 112, pp. 12~20, 1990.
- (4) Tobias S. A., "Machine Tool Vibration", Wiley, New York, 1965.
- (5) Koenigsberger I. and Tlusty J., "Structures of Machine Tools", Peramon press, 1971.
- (6) Weck M., Eckstein R., "An examination technique to determine static weak points of machine tools", Amnals of CIRP, Vol. 36, No.1, pp. 257~261, 1987.