

# 유한요소법을 통한 머시닝 센터의 최적설계 Optimum design for a Machining Center by FEM

손재율, 이우혁\*/금오공대 대학원, 정선환, 최성대/금오공대

## Abstract

Recently, The machine tools have been needed for high speed and accuracy to increase productivity. The most important thing to get a more stabilized machine is to know the frequency response which has an effect on manufacture a lot. This problem should be considered seriously by many researchers.

There are many programs about FEM. but just using FEM program to get information of the object is not enough to put our confidence in the stability of the structure design. Therefore, the purpose of this research is to make a study for proving one of the ways to design to produce stabilized a machine more efficiently by comparing FRT with Simulation through FEM. At this two tests, we can learn about the frequency response area causing resonance and we can reconfirm the result to trust.

## Key words

FRT (Frequency Response Test)

FEM (Finite Element Method)

## 1. 서론

현대 산업사회는 생산성 향상을 매우 중대한 과제로 삼아 발전되어가고 있다. 이에 따라 생산성 향상을 위한 고속화 및 고정도화가 요구되어지고 있으며, 이러한 추세는 공작기계분야에도 그대로 적용되어지고 있다. 일반적으로 생산성은 가공속도에 비례하며 기계구조물의 진동은 가공속도의 증가와 더불어 커지게 되었다. 생산성을 증가시키기

위하여 가공속도를 높이면 엄청난 진동에 따른 공작물의 정밀도와 표면조도를 저하시키고 공구의 마모와 손상 및 기계부품의 수명을 단축시키는 요인이 된다. 따라서 공작기계의 고속화 및 고정밀화를 위해서는 그에 따른 진동량의 증가를 제어 및 방지 할 수 있는 설계기술이 절실히 요구된다.

본 연구에서는 진동 실험을 수행하여 공작기계의 동적 성능을 평가하는 것으로 궁극적 목적은 동적거동으로 인하여 발생하는 진동량의 차이를 규명하는 것으로, 공작기계를 설계함에 있어서는 이러한 동특성을 미리 유추하여 설계단계에서부터 동적거동으로 안정한 구조물을 설계방안을 제안하고, 실제의 공작기계와 구조해석 프로그램에 의한 얻어낸 진동 주파수를 정량적으로 비교, 분석하여 최적 설계의 신뢰성을 검토하였다.

## 2. 구조 해석 방법

### 2.1 모델링

3차원 모델링을 수행하기 위해 우선 수행되어져야 하는 부분은 2차원 도면을 3차원화 하는 문제이다. 우선 각부분의 도면의 해석과 본 연구에 사용된 (주)S사에서 제작, 설계되었고 현재 생산현장에서 공작물의 가공에 사용되고 있는 BC-500이라는 보링센터의 구조를 파악하는 것이다. 본 연구에서는 모델링 및 해석작업의 수행을 CATIA V5R7을 이용하였다. Table 1 은 BC-500 보링센터의 제원을 나타낸 도표이다. Fig 1 은 BC-500 보링머신의 전체 모델링을 나타낸 그림이다. 우선 BC-500 보링센터의 구조를 살펴보면 먼저 전체 하중을 지지해주는 베드는 2개의 부분으로 이루어져 있으며 2개의 베드 부분을 서로 볼트를 이용하여 하나의 베드로 조립되어 있으며 앞부분의 베드

에는 인덱스 테이블이 위치하며 이 부분은 다양한 라인센터에 교환설치가 가능하도록 돕는다. 뒷부분에 위치하는 메인 베드의 세들 위에 X, Y, Z 방향으로 이송이 가능한 슬라이더와 컬럼이 위치하고, 스피들은 컬럼에 조립되어 있다. 메인 베드의 좌측 상단 부분에는 ATC가 위치한다. 또한 작동 메커니즘을 살펴보면 인덱스 테이블에 위치한 공작물의 절삭면이 인덱스 테이블의 회전에 의해 선택되어지면 메인 베드의 컬럼이 인덱스 테이블로 접근하여 수평방향의 보링작업이 진행 되어지고 진행 중 절삭공구의 교환은 ATC에 의해 자동으로 이루어진다. 컬럼과 슬라이더의 외부는 커버로 보호되어 있었다.

Table 1 BC-500 specification

Stroke	X	800 mm
	Y	630 mm
	Z	630 mm
Traverse Speed	X	26 m/min
	Y	24 m/min
	Z	26 m/min
Spindle Speed	Maximum	4000 rpm
	Standard	50~3500 rpm
Machine Weight	6.3 ton	
ATC Tool Storage Capacity	24 EA	

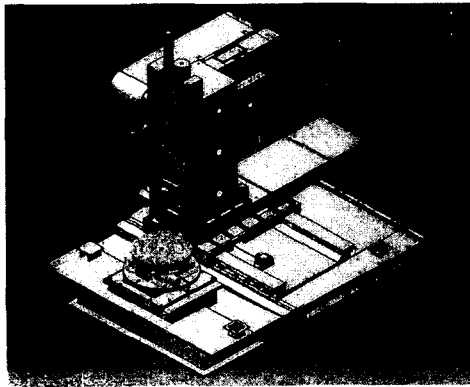


Fig. 1 The modeling of BC-500

본 모델링을 통하여 Table 2 은 컬럼의 위치에 따른 전체 BC-500의 무게 중심의 변화를 나타낸 도표이다. 각 부분의 변화량을 정량적으로 계산하면 X, Y, Z 각 방향의 이동량을 나타낼 수 있다. 이 도표를 통해 베드 상부에 놓여지는 컬럼의 질

량을 최대한 줄여 무게 중심의 변화량을 줄일 수 있을 것이다.

Table 2 Center of the gravity

베드 새들	좌		우	
	전	후	전	후
Gx(mm)	741.926	613.952	741.926	613.952
Gy(mm)	-267.023	-267.023	-9.32	-9.32
Gz(mm)	789.16	789.16	789.16	789.16

## 2.2 진동 특성 해석

BC-500의 전체 모델링에서 진동 해석을 위하여 가장 중요한 부분은 진동에 미치는 구조적인 부분을 해석 작업의 효율성을 위해 비교적 간단하게 제 모델링 하는 것이다. 다양한 현장의 라인에 사용 용도에 따라 다양한 인덱스 부분의 설치가 가능 하도록 설계된 2개의 부분으로 나뉜 베드부는 17개의 볼트로 체결되어 있어 하나의 단일체의 부분으로 보았고, ATC부분과 컬럼 부분, BC-500의 외형 커버는 직접적인 진동 발생에 있어서는 큰 요소가 될 수 없으므로 제외하였다. ATC 부분의 공구 위치부와 모터는 ATC부분에 같은 질량의 파트를 삽입하여 해석시 작업의 효율을 증대시키고자 생략하였다. 마찬가지로 BC-500에서 가장 많은 부분 중에 하나인 볼트 구멍 및 각종 체결 볼트는 실제 진동에 크게 미치지 못하는 부분이고 해석상의 비효율성 및 실험치에 크게 관련되지 못함으로 삭제하였다. Fig. 2 는 BC-500의 해석작업을 위해 간소화시킨 형상을 나타낸 그림이다.

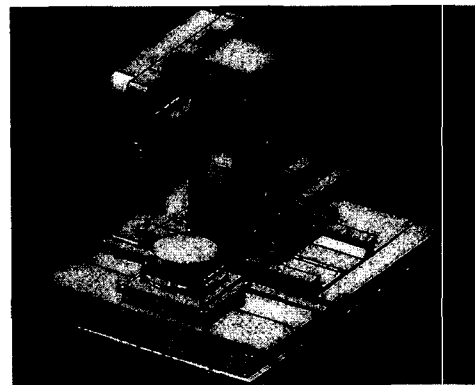


Fig 2 BC-500 after meshing

Table 3 는 시뮬레이션 작업전 입력되는 전처리 과정에서의 BC-500의 영 계수, 포아송 비를 나타내었고, 메쉬 작업 후 노드의 수와 요소의 수를 나타낸 도표이다. Fig. 3은 시뮬레이션을 위한 전처리 단계까지 메쉬 생성후의 BC-500의 형상을 나타낸 그림이다.

Table 3 Material properties and number of nodes and elements

Number of Nodes	9423
Number of Elements	29216
Young Modulus	$2 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$
Poisson Ratio	0.266

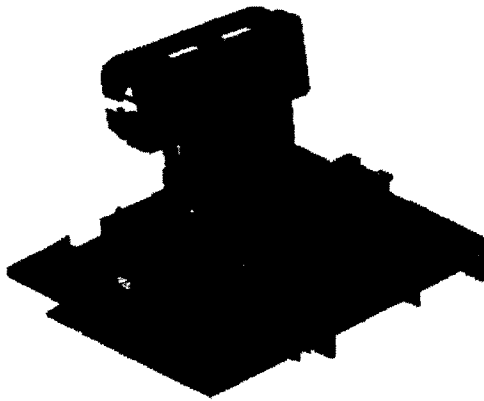


Fig. 3 BC-500 after meshing

Fig. 4 는 BC-500의 진동 실험을 시뮬레이션한 그림으로 진동형상을 1~4차 모드까지 나타낸 그림이다.

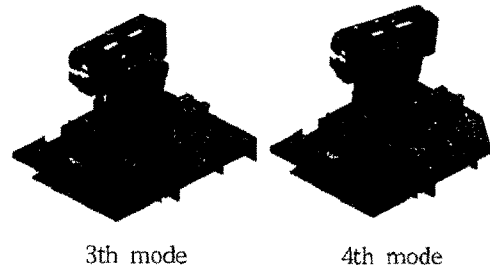
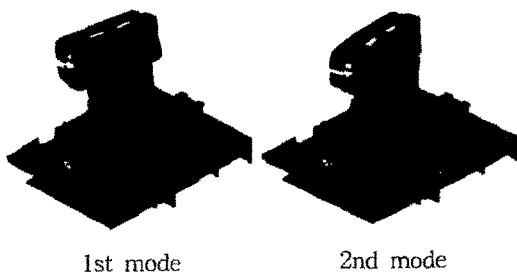


Fig. 4 The mode shape of BC-500

### 3. 진동 특성 실험

#### 3.1 실험장치

본 실험에 사용되어진 계측장비로는 Table 4 에 장비의 제원 및 진동 계측에 사용된 장비의 명칭을 나타내었다.

Table 4 Experimentation apparatus details

Apparatus	Model	Manufacturing Company
FFT Analyzer	DSA212	Difa Measuring Systems The Netherlands
Impact Hammer	DYTRPULSE	Dytran U.S.
Accelerometer	8634b5	Kistler Switzerland

Fig. 5 는 진동 측정을 위한 장비의 모습을 간단히 나타내었다. 각 부분별 측정부위에 각각의 가속도 센서를 설치하여에서 임팩트 햄머로 가동을 하여 얻은 데이터를 주파수 분석기를 통하여 진동형상과 데이터를 받아 PC 프로그램에서 각 영역별의 주파수 값을 출력하여 고유 주파수 영역을 구할 수 있다.

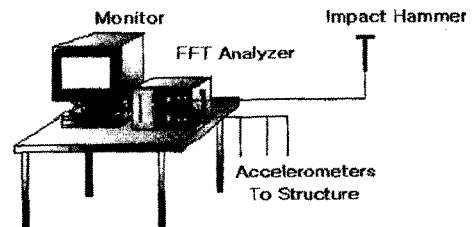


Fig. 5 Experimentation apparatus

### 3.2 실험 방법

BC-500을 주파수 분석 시험기를 통해서 베드, 킬럼, ATC부분의 각 영역의 주파수를 얻어내어 실제의 데이터와 시뮬레이션에서 얻은 데이터의 비교, 검증을 통해 진동량의 최소화, 재료의 절약, 강성과 내구성의 향상, 진동 흡수능력을 고려하여 보다 안정적인 BC-500의 설계를 도모하고자 하였다. Fig. 6 은 BC-500 의 시제품 개발 단계에서 촬영한 정면과 측면의 그림으로 커버가 덮힌 상태의 사진이다.

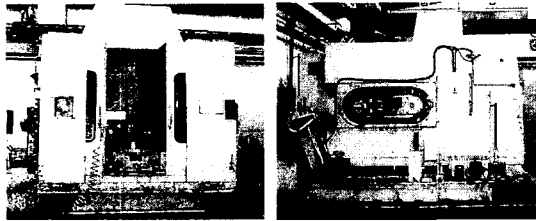


Fig. 6 The picture of BC-500

### 3.3 각 부분의 측정 위치

Fig. 7 는 베드부의 주파수를 측정하기 위하여 6개( 1번 ~ 6번 )의 가속도 센서를 베드의 정면 부분에 1~3번 센서를, 측면부에 4~6번 센서를 설치한 그림이다. 베드부의 진동 측정시 가진점은 정면부는 3번 센서의 위치이고 측면부는 4번 위치에 타격을 하였다.

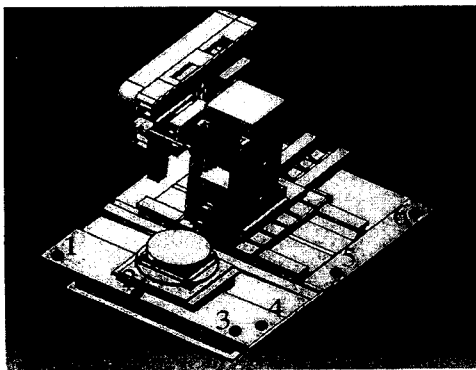


Fig. 7 Position of the sensor

Fig. 8 은 킬럼부의 고유 주파수를 측정하기 위하여 6개( 1번 ~ 6번 )의 가속도 센서를 킬럼의 측면의 중앙부에 센서 1~3번과 정면 슬라이드 부

분에 센서 4~6번 각각 3개씩 장착한 센서의 위치를 나타낸 그림이다. 측면 부분의 가진점은 가속도 센서 1번위치이고, 슬라이더 면의 정면부의 가진 위치는 4번 위치이다.

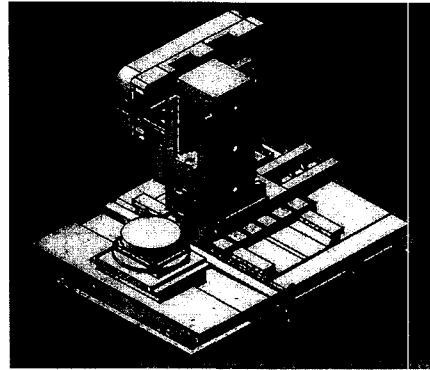


Fig. 8 Position of the sensor

Fig. 9 은 ATC 부의 고유 주파수를 측정하기 위하여 2개의 가속도 센서를 ATC의 측면의 중앙부에 설치한 그림이다. 가진 위치는 1번 센서 부분이다.

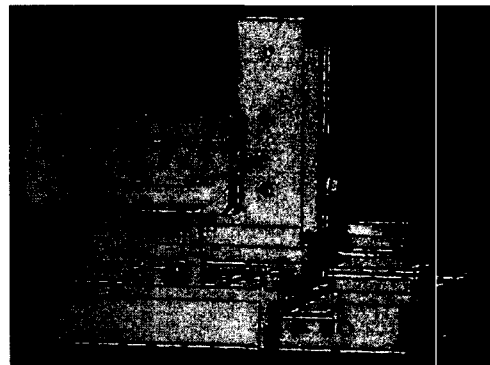


Fig. 9 Position of the sensor

## 4. 실험결과 및 고찰

### 4.1 구조해석에 의한 진동특성

시뮬레이션을 위해 경계조건으로는 BC-500의 밑판을 고정시켰고, 고유 진동수 실험을 실시하였다. Table 5 는 시뮬레이션 후 BC-500 의 1 ~ 10차 모드의 주파수 영역을 나타낸 도표이다.

Table 5 Mode of The Frequency

	Frequency (Hz)
1 Mode	50.95
2 Mode	74.95
3 Mode	95.46
4 Mode	114.96
5 Mode	137.3
6 Mode	160.12
7 Mode	193.78
8 Mode	347.84
9 Mode	362.48
10 Mode	377.7

4.2 진동 특성 실험

4.2.1 베드부의 고유 주파수 영역

Fig. 10 은 베드부의 주파수 측정을 위해 설치한 센서에서 얻어낸 각각의 센서부분에서 얻은 주파수영역의 그래프이다. 그래프를 통해 분석해본 베드부분의 고유 주파수는 100, 160, 180, 210, 260, 300, 340, 440 Hz의 영역대가 얻어졌다.

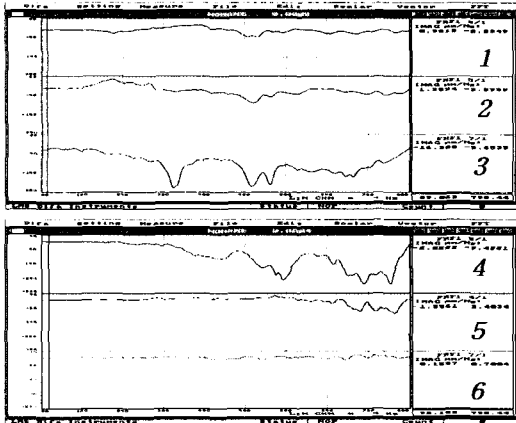


Fig. 10 Result of Frequency Response Test

4.2.2 컬럼부의 고유 주파수 영역

Fig. 11 은 컬럼부에 설치한 각 센서에서 얻어진 주파수 영역의 그래프이다. 컬럼 부분의 정면부의 고유주파수 영역대는 40, 75, 180, 390 Hz의 영역대가 얻어졌다. 측면부의 고유주파수 영역대는 90, 150, 200, 250, 315, 400 Hz의 영역대가 얻어졌다.

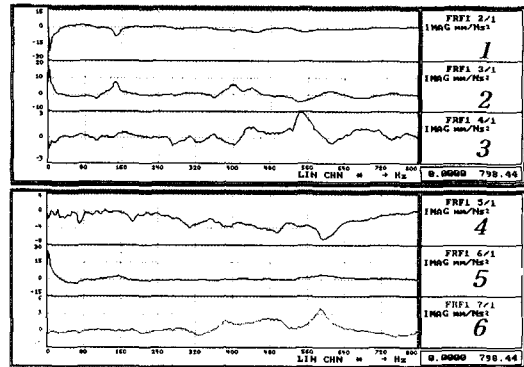


Fig. 11 Result of Frequency Response Test

4.2.3 ATC부의 고유 주파수 영역

Fig. 12 은 ATC 부 측면에 설치한 2개의 가속도 센서에서 얻어진 주파수 영역의 그래프이다. ATC부의 고유주파수 영역대는 45, 150, 200, 360, 420 Hz의 영역대가 얻어졌다.

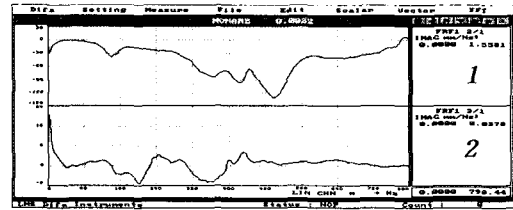


Fig. 12 Result of Frequency Response Test

Table 6 는 베드부, 컬럼부, ATC부에 설치된 센서에서 각 부분의 주파수를 구해 공진의 여부를 판단 할 수 있는 데이터 값을 나타낸 표이다. 이 표를 통해 알 수 있듯이 BC-500의 공진 주파수 영역대는 약 40, 75, 100, 160, 200, 260, 300, 340, 440Hz 대에서 공진의 가능성이 있는 것으로 판명이 된다.

Table 6 Result of Frequency Response Test

		Frequency (Hz)							
Bed		100	160	180	210	260	300	340	440
Column (정면)	40 75	180							390
Column (측면)		90	150		200	250	315		400
ATC	45		150		200			360	420

#### 4.3 구조해석과 실험의 정량적 비교

Fig. 13은 실험치와 컴퓨터를 통한 시뮬레이션 측정시의 데이터의 그래프를 통한 비교, 분석을 나타내었다. 1차~7차 모드, 10차 모우는 거의 만족하나 8차와 9차 모드 영역에서는 주파수의 차이가 많이 나는 모습을 보이고 있다. 대략 8차 모드에서는 40Hz, 9차 모드에서는 20Hz 정도가 차이가 있다. 하지만 그래프에서 나타난 결과를 분석해 보면 실제의 FFT를 이용하여 주파수 분석 실험시의 데이터 값과 시뮬레이션과의 주파수 분석 실험에서 얻어진 데이터가 거의 만족한다는 것이 판명되었다. 여기서 각 부분의 진동에 의한 모드 형상을 파악하고, 각각의 모드에서 나타나는 취약부분의 검토를 통하여 보강재의 삽입이나 형상의 변경으로 구조를 더욱더 안정화 시킬수 있다.

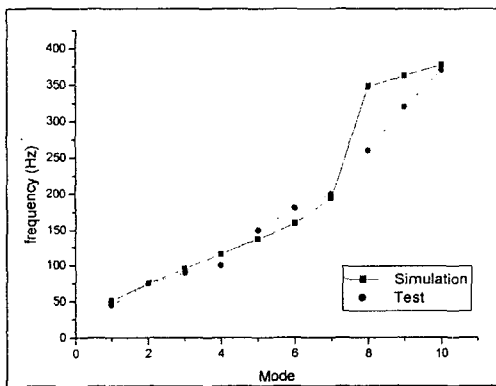


Fig. 13 Diagram of The Comparison with Test and Simulation.

#### 5. 결론

1. 실제 BC-500의 최고 스피드 회전수 4000 rpm, 주 작동영역이 50 ~ 3500 rpm 이라는 것을 고려해 볼 때, 약 2400 rpm 에서 공진이 일어나는 것을 알 수 있다. 실 작업시에는 이 구간을 피하여 가공해야 한다.

2. 스피드 회전수 2400rpm, 4500rpm, 5400 ~ 6000rpm, 9000 ~ 9600rpm, 10800rpm, 12000rpm, 15600rpm, 18600rpm, 20400rpm, 23400~26400rpm 에서 공진 구간이 존재한다.

3. BC-500보링센터의 차후 보다 성능 좋은 제

품으로 생산시에 도움이 될 수 있는 데이터이다, 즉 시제품 생산전에 공진구간을 피하기 위하여 시뮬레이션에서 나타난 취약 부분 형상 변경이나 리브의 보강을 시뮬레이션을 통하여 검증 할 수 있을 것이다.

4. 시뮬레이션에서 얻은 모드 형상으로 우선 ATC 부분의 지지부의 보강이 필요하다. 하나의 지지부로서는 질량이 비교적 큰 ATC부분을 안정하게 지지하는 것은 어렵다. 컬럼부분은 무게중심을 낮추고 진동 모드의 형상에 비추어 볼 때 하부 지점의 형상의 변경과 양쪽 벽면의 리브의 보강도 필요하다.

5. 컬럼에 위치에 따른 무게중심의 변화량을 정량화 해 본 결과 Y방향의 변형량이 가장 크게 나타났다. 그러므로 컬럼의 형상의 변경과 전체적인 무게 중심을 낮게함으로써 무게 중심의 변화를 최소화 시켜야한다.

$$X\text{방향 이동량} : |X_{max}| - |X_{min}| = 127.974\text{mm}$$

$$Y\text{방향 이동량} : |Y_{max}| - |Y_{min}| = 257.703\text{mm}$$

$$Z\text{방향 이동량} : |Z_{max}| - |Z_{min}| = 33.269\text{mm}$$

#### 참고문헌

1. 이장무(1985), "공작작기계의 동적 성능 시험 및 평가에 관한 연구(I) - 기초이론 및 실험-", 대한기계학회논문집, 제9권, 제2호, pp 190~201
2. 日本 工作機械 研究會, "Machining Center", 日刊工業新聞社
3. Saeed Moaveni(1999), "Finite Element Analysis"
5. Daryl L, Logan(1992), "A First of Course in Finite Element Method Using Algor", PWS
6. 강철희(2000), "工作機械의 尖端技術" (주)기술정보, pp 49~61
7. 鄭璿煥(1993), 머시닝 센터의 가공정도 향상에 관한 연구
8. Robert D. Cook, Finite Element Modeling for Stress Analysis. john wiley & sons, INC.
9. Cyril M. Harris, Shook and Vibration Handbook