

High-speed CNC Grinding Center 구조의 동적거동 해석

박 종 권*(KIMM), 노 승 국(KIMM), 성 활 경(창원대)

Dynamic Characteristic Analysis of CNC Grinding Center

Jong-Kweon Park*(KIMM), Seung-Kook Ro(KIMM),
Hwal-Gyeong Seong(Chang Won Nat'l Univ.)

Key Words : Grinding Center(연삭센터), Modal Analysis(진동모우드해석), FEM(유한요소법), Chatter Frequency(채터진동 주파수), Stability Chart(안정성 판별선도)

1. 서 론

Grinding Center(GC)는 머시닝센터가 갖는 드릴링, 태핑 등의 절삭가공의 수행은 물론 주축의 고속화, 이송계의 고정밀화를 토대로 연삭숫돌의 절삭성 회복과 다듬질면의 거칠기를 확보하기 위한 기계로서 Dressing/Truing장치, 기상계측 장치, CNC기능을 구비하여 테이블과 공구간에 3차원의 상대운동을 시킴으로써 평면연삭, 내면연삭, 홈연삭, 캠연삭 등의 복잡한 형상의 연삭가공에 대해서도 공정을 집약화 할 수 있는 기계이다. 즉 평면연삭반 \rightarrow 내면연삭반 \rightarrow 홈연삭반 \rightarrow 지그연삭반의 경로를 가지므로 종래에 수행하던 연삭가공 방법이 1대의 기계에서 수행될 수 있기 때문에 고정밀연삭을 위한 가공Cost가 크게 절감될 뿐만 아니라 공작물의 이송과 Loading/Unloading 등 제조공정의 전반에 걸쳐 생산성에 대한 합리화가 가능해졌다. 그러나 Grinding Center는 절삭가공후 정밀도와 표면조도 향상을 위한 마무리 공정을 수행하는 기계이므로 운전중 변형량 억제에 대한 규제는 다른 공작기계에 비해 매우 엄격하다. 일반적으로 연삭기에서의 Grinding Wheel은 外周에 많은 절삭날이 분포되어 있는 회전공구와 같으며 이때의 연삭저항은 절삭날이 음(陰)의 윗면 경사각을 갖고 있으므로 동일Chip 면적의 절삭저항에 비하면 크게 되나 연삭깊이가 작기 때문에 총체

적 연삭저항은 작다. 그러므로 기계의 강도와 강성에 대한 우선순위 측면에서 볼때 2차적인 문제가 될 수도 있으나 그라인딩센터와 같이 정밀하고 Flexibility가 증대되는 구조에서는 공작물의 중량, 기계의 중량(Table, Column) 등이 연삭저항과 아울러 민감하게 작용되므로 이들이 각부에 미치는 영향은 반드시 고려하여야 한다. 특히 이들의 영향은 공작물 자중 및 이송분력 등을 포함하여 베드에 전달되며 그 경로는 “공작물 \rightarrow 테이블 \rightarrow 베드”를 거쳐 전달되거나 “연삭Wheel \rightarrow 이송계 \rightarrow Column \rightarrow 베드”로 전달이 된다. 이와같이 연삭과정에서 발생되어 전달되는 힘의 영향은 기계의 형상을 변형시키거나 기계의 내·외부로 부터 전달되어 오는 진동현상을 야기시켜 가공정밀도를 저하시키게 되므로 기계구조물의 설계 및 제작시에는 고강성 구조가 유지되도록 항상 유의하지 않으면 안된다.

따라서 본 연구는 국내 최초로 설계제작된 CNC Grinding Center에 대하여 성능에 영향을 미치는 사항은 우선적으로 동특성에 관한 사항을 들 수 있으므로 기계구조물이 갖는 고유한 동적특성과 아울러 가공시 안정되게 연삭가공을 수행할 수 있는 구조성을 미리 예측해 봄으로써 품질의 안정화가 정착되어 향후 국내 산업계에 신뢰성 있는 기계로 공급되어 질 수 있도록 하는 것에 주된 목적을 두고 수행하였다.

2. 연삭센터(GC)의 기본구조

본 연구에서 이용된 Grinding Center는 머시닝 센터를 베이스로한 기계로서 각형(角形) 공작물을 가공대상으로 한 기계이며 주요제원은 Table(1)과 같다.

Table(1) CNC Grinding Center의 주요 제원

항 목		Spec.
Table Work Area(mm)		410 X 900
Travel (mm)	X-axis	610
	Y-axis	410
	Z-axis	450
Rapid Speed (m/min)	X-axis	12
	Y-axis	12
	Z-axis	10
Spindle	Nose Taper	BT30
	Max. RPM	25,000
	Motor Power(Kw)	5.5/7.5
	Lubrication	Air-oil
ATC	Tool갯수	20
	Max. Tool Dia(mm)	50
	Tool Length(mm)	150
	Tool Weight(Kg)	5
	Tool to Tool(sec)	3
Tool Select	Random	
가공대상	열처리부품, 세라믹 등 난삭재 가공	

3. GC구조물의 동특성해석

대부분의 공작기계 구조물은 굽힘과 비틀림을 받는 Beam으로 표현된다. 그러므로 구조설계시에는 굽힘과 비틀림에 의한 변형상태를 고려하여 설계를 하여야 한다. 이 경우 변형하중은 기계의 운동부에 작용하는 공작물과 기계요소부의 중량 및 절삭저항이 대부분이며 이들은 힘의 크기와 방향 및 작용점의 변화 등 변형조건의 종류에 따라 여러형태로 변형을 하게 된다. 특히 이의 변형량은 공작기계의 구조형태가 갖는 단면형상과 벽면의 구멍 및 결합부의 강성에 따라 달라지게 되며 이중에 작용하중의 변동성분은 기계의 성능에 민감하게 작용되므로 설계변수에 중요한 의미로 작용된다. 따라서 본 연구에서는 정밀도 향상을 위해 상자(Box)형 구조물로 제작된 구조물에 대하여 유한요소법에 의한 구조역학 해석을 수행한 후 실험적 모드해석을

수행하여 동적거동을 검토하였다.

3.1 유한요소법에 의한 진동모우드 해석

유한요소법을 이용한 대형구조물의 구조해석을 수행할 때에 고려되는 문제점은 구조형상의 대형화 및 복잡성에 따른 수학적 모델링의 어려움과 결합부를 모델링하는 방법의 모호함에 있다할 수 있다. 그러나 최근들어 컴퓨터의 풍부한 계산력 및 보급의 대중화와 유한요소해석 소프트웨어의 Equation Solver가 매우 개선되었으므로 크게 문제될 것이 없다. 또한 결합구조의 일반적인 모델링 방법을 찾기 위한 연구도 동특성 실험을 통한 강성 및 감쇠를 규명하는 방법과 유한요소법을 이용하는 방법 등 여러 가지 방법이 시도되고 있는 실정이나 본 연구에서는 베드와 칼럼사이가 강한 볼트결합으로 체결되어 고정된 구조형태를 갖고 있으므로 결합부를 이상화 시키는 데 단순하다고 할 수 있는 강결합(Rigid Joint Structure)구조로 모델링하여 동특성을 해석하였다.

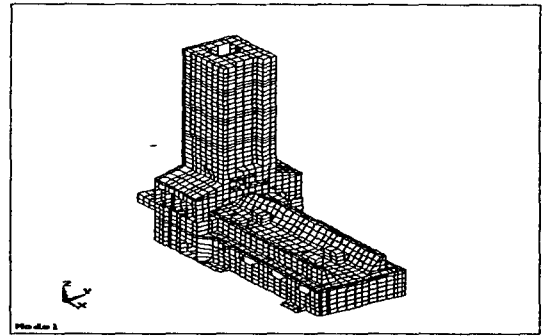


Fig.(1) GC구조물의 유한요소모델

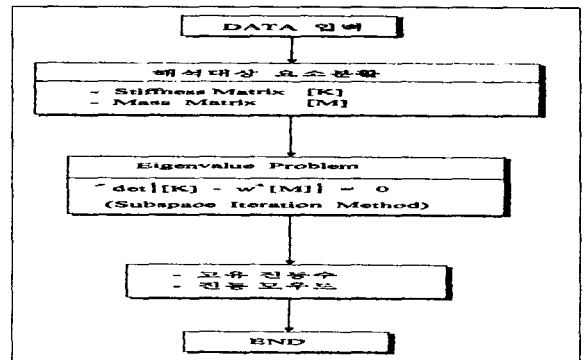


Fig.(2) GC구조물의 유한요소 해석과정

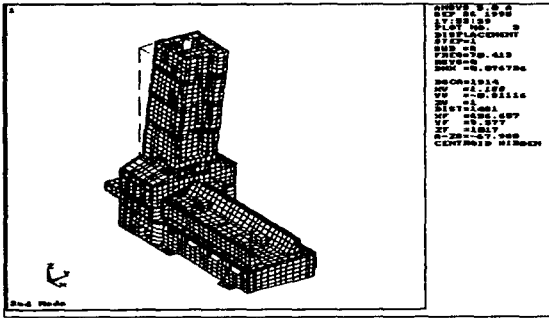
즉 Fig.(1)과 같이 그라인딩센터의 구조물을 Plate

와 Beam요소로 구성된 유한요소로 모델링을 한 후 Fig.(2)의 원리로 고유진동수와 진동모우드를 해석하였다. 이 경우 베드는 2,601개의 절점과 2,659개의 요소로 분할하고 칼럼은 2,020개의 절점과 2,100개의 요소로 분할하였다.

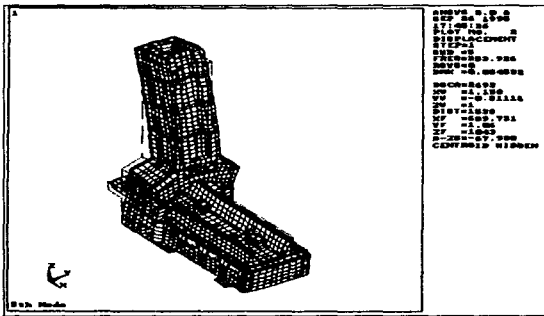
따라서 해석결과 고유진동수는 Table(2)와 같이 나타났으며 제1차, 제2차의 진동형은 Fig.(3)과 같다.

Table(2) GC구조물의 유한요소해석 결과

Mode	고유진동수(Hz)	진동형태
1	70.4	칼럼의 Y방향 굽힘진동
2	253.9	칼럼의 Z축방향 인장, Y방향 굽힘진동
3	530.5	칼럼의 X방향 굽힘진동



(a) 제1차 진동모우드(70.4Hz)



(b) 제2차 진동모우드(253.9Hz)

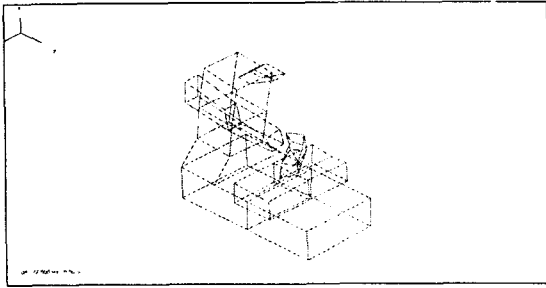
Fig.(3) GC구조물의 진동형태(FEM해석 결과)

공작기계의 구조물은 많은 자유도를 갖는 진동계이기 때문에 이론적으로는 수많은 고유진동수와 진동모우드가 존재하나 높은 차수(次數)의 진동모우드에서는 등가강성(等價剛性)과 감쇠성이 크게 되므로 실제로는 몇 개의 저차(低次)진동모우드만이 중요한 의미를 갖는다. 본 연구에서는 기계구조물에 대한 이론적 진동해석 결과를 토대로 제작된 구조물에 대하여 실험적 방법에 의한 동특성을 평가하였다. 즉 주축과 테이블 사이에 유압가진기를 설치하여 구조물을 가진시킨 후 가속도계를 구조물 전체에 걸쳐 기하학적 형상으로 표현된 절점(Node Point)에 차례로 설치하여 측정된 응답신호를 FFT(Fast Fourier Transform) 처리에 의한 전달함수를 계산함으로써 측정하였다. 일반적으로 가진시험(Modal Testing)의 경우 구조물이 넓은 주파수 범위의 입력힘에 의하여 가진되면 구조물의 여러 진동모우드는 동시에 가진된다. 그러므로 구조물을 선형계로 가정하면 그 전달함수는 각 진동모우드에 대한 공진곡선(Resonance Curve)의 합으로 볼 수 있다. 주어진 주파수에서의 전달함수는 가진된 모든 진동모우드의 운동의 합으로 표시되며 어떤 특정한 모우드의 고유진동수 부근에서는 전체운동에 대해서 그 모우드의 운동이 일반적으로 가장 크게 된다. 또한 모우드 중첩의 정도(Degree of Modal Overlap)는 각 모우드의 감쇠(Damping)의 양과 각 모우드 간의 주파수 분리의 정도에 따라 정해지고 여기에 있어서 모우드 중첩이 적을 경우에는 측정된 전달함수를 각 모우드의 공진점 부근에서 1자유도계로 간주할 수 있으며 반면 모우드 중첩이 많을 경우에는 이와같은 방법을 적용하기에는 곤란하고 찾고자 하는 모든 모우드의 파라메타가 동시에 측정된 전달함수 자료를 만족하도록 결정되어야 한다. 따라서 측정결과 고유진동수는 Table(3)과 같고 이때의 진동모우드는 Fig.(4)와 같으며 이들은 유한요소 해석결과와 잘 일치하고 있음을 볼 수 있다.

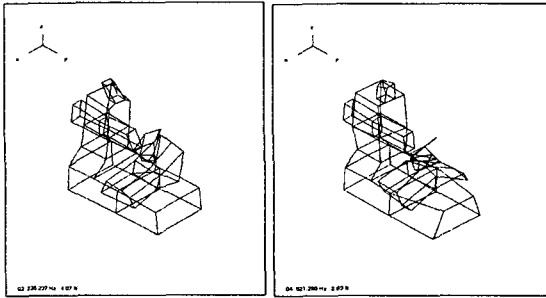
Table(3) GC구조물의 실험적 진동해석 결과

Mode	고유진동수(Hz)	진동형태
1	72.0	칼럼의 Y방향 굽힘진동
2	235.24	Y방향 굽힘진동
3	521.3	칼럼의 X방향 굽힘진동

3.2 Modal Testing방법에 의한 진동 모우드해석



(a) 제1차 진동모우드(72.00Hz)



b) 제2차 진동모우드 (235.24Hz) c) 제3차 진동모우드 (521.3Hz)

Fig.(4) GC구조물의 진동형태(Modal Testing결과)

4. GC구조시스템의 Chater진동예측

오래전부터 알려진 바와 같이 기계가공에 있어서 생산성 저해의 요인은 자력진동(Self-excited Vibration)에서 기인된 Chatter현상이다. 자력진동은 二 진동발생 인자를 정확히 인식하기 어렵기 때문에 방지에 대해서는 그렇게 용이하지 않다. 다만 절삭 동역학(Cutting Dynamics)과 구조동역학(Structural Dynamics)를 고려한 해석적 수법을 이용하여 이로부터 Chatter현상을 예측하고 동적안정성을 (Dynamic Stability) 평가함으로써 Chatter현상을 유발할 수 있는 기계구조상의 문제점 및 진동조건 등 이른바 방지에 대한 주요 파라메타들을 개선함에 의해 감소시킬 수 있게 된다.

4.1 Chatter발생 과정

절삭중의 공작기계는 Fig.(5)와 같이 어떠한 Chip두께로 가공을 시작하게 되면 Machine Tool Structural Dynamics와 Cutting Process Dynamics

에 대한 Loop를 형성하면서 가공을 수행하게 된다. 즉 공작기계에 주어진 초기절삭 깊이는 절삭과정이 시작되면서 초기절삭력을 발생시키고 이 초기절삭력은 기계구조물에 작용하여 기계구조물을 미소하게 변화시키게 되며 이 미소변위는 공구와 공작물 간의 상대변위가 되어 절삭깊이의 변동인 Chip두께를 변화시켜 절삭과정중 절삭력의 변화를 가져오게 된다. 이때 변동절삭력은 크기가 작을때는 공작기계의 구조에 영향을 미치지 않으나 크기가 클때는 Feed Back되어 공작기계 구조에 영향을 미치게 되고 이는 다시 Fig.(5)의 System Loop을 반복하게 되면서 진동이 격렬하게 발생하게 되는데 이 경우를 Chatter발생 상태라고 일컫는다.

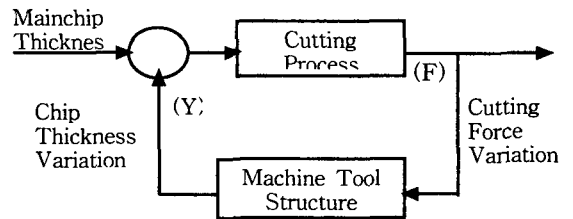


Fig.(5) 공작기계의 절삭과정에 대한 폐회로 표현

4.2 Chatter발생의 안정성 판별

공작기계에 있어서의 Chatter해석은 가공상태가 불안정해지기 시작하는 Chatter발생의 임계상태를 판별함으로써 해석이 된다. 즉 공구가 갖는 절삭날에 의해 이루어지는 절삭기구에서의 절삭변위인 Inner/Outer Modulation이 서로간에 어떤 위상을 갖고 존재하느냐에 따라 가공시스템은 안정 혹은 불안정해지므로 안정성 판별에 대한 관계식은 위상계수 (ν)와 Chatter발생의 Cycle수(n)를 이용하여 식(1)과 같이 유도할 수 있다.

$$\frac{b \cdot Kc}{Km} \cdot Gm(j\omega) = \frac{-1}{1 - \mu e^{-j\omega T}} \quad (1)$$

식(1)에서 좌·우항에 대한 그래프가 서로 만나게 되는 점(Point)부터 가공시스템은 불안정해지기 시작하며 이때를 Chatter가 발생하는 임계상태라고 표현한다. 이 경우 증폭계수(μ)의 값은 일반적인 기계가공에 있어서는 $0 \leq \mu \leq 1.0$ 사이에 있게 된다. 이에따

라 (1)식의 좌변을 계산하기 위해 공구와 공작물사이에 있어서의 Dynamic Compliance를 측정하면 Fig.(6)과 같고 이로부터 측정된 Modal Parameter (f_0, ζ)를 가지고 크기(Gain)와 위상(Phase)평면에서의 임계곡선(G_{cp})과 Chatter Loop 특성방정식에서 유도된 기계의 Harmonic Response로부터 Fig.(7)의 Graph를 그려볼 수 있다.

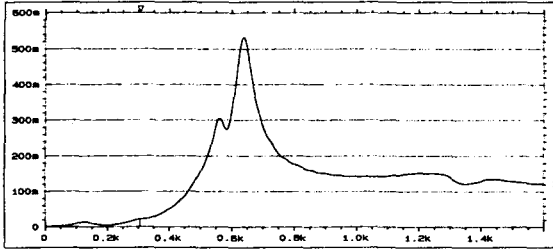


Fig.(6) 공구와 공작물사이의 Dynamic Compliance 측정결과 ($f_0 = 638Hz, \zeta = 0.05956$)

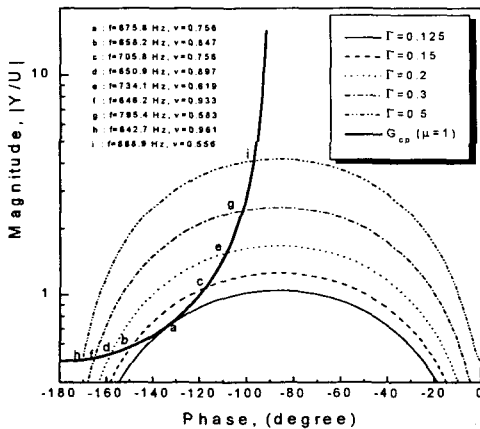


Fig.(7) Log gain-phase plot of Critical loci with $|y/u|$ for a Machine structure

따라서 임계곡선(G_{cp})와 $|y/u|$ 이 접하는 순간이 가공시스템을 불안정하게 하는 상태로서 이때의 접점 주파수가 Chatter발생의 주파수가 되며 이에대한 결과를 표현한 것이 Fig.(8)의 Stability Chart가 된다. 본 연구모델은 대체로 9,000rpm, 18,000rpm에서 안정되게 가공할수 있는 운전영역이 됨을 알 수 있다. 참고로 Fig.(9)는 공구와 공작물사이의 Dynamic Compliance를 측정하는 장면을 보여준다.

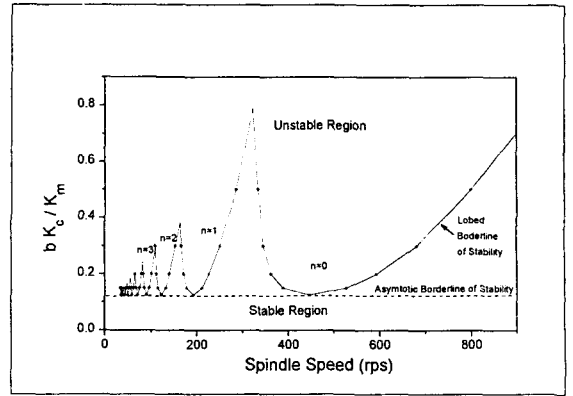


Fig.(8) Chatter발생에 대한 Stability Chart



Fig.(9) 공구와 공작물사이의 Dynamic Compliance 측정장면

4. 결 론

본 연구는 CNC Grinding Center의 구조물에 대한 동적거동을 이론적, 실험적인 방법으로 수행하였다. 우선 구조물의 동특성은 이론과 실험결과가 잘 일치하고 있었으며 Chatter발생에 대한 안정성에 있어서도 9,000rpm 및 18,000rpm 구역에서는 가공 성능을 특히 높일 수 있음을 예측해볼 수 있었다.

따라서 국내 최초로 개발된 본 기계는 동적 안정성측면에서 양호하므로 향후 열처리부품 및 세라믹 소재등 가공력을 필요로 하면서 정밀가공이 요구되는 가공활동에 널리 활용되어질 수 있다.

참고 문헌

1. S.A. TOBIAS " Machine Tool Vibration " John Wiley & Sons, Inc., New York, 1965