

## 폴리머 콘크리트 공작기계 베드의 설계와 제작

서정도\*, 이대길\*, 김태형\*\*, 박보선\*\*, 최원선\*\*

### Design and Manufacture of Polymer Concrete Machine Tool Bed

J. D. Suh\*, D. G. Lee\*, T. H. Kim\*\*, B. S. Park\*\*, and W. S. Choi\*\*

#### ABSTRACT

High-speed movement and high-precision machining are the two most important requirements of present machine tool structures to reduce machining time and to increase the precision of products in various industrial fields such as semiconductor, automobile, and mold fabrication. The high speed operation of machine tools are usually restricted not only by the low stiffness but also by the low damping of machine tool structures, which induces vibration during high speed machining. If the damping of machine tool structures is low, self induced or regenerative vibrations are bound to occur at high speed operation because the natural frequencies of machine tool structures can not be increased indefinitely. Therefore, the high damping capacity of a machine tool structure is an important factor for high speed machine tool structures. Polymer concrete has high potential for machine tool bed due to its good damping characteristics. In this study, a polymer concrete bed combined with welded steel structure i.e., a hybrid structure was designed and manufactured for a high-speed gantry-type milling machine through static and dynamic analyses using finite element method. Then the dynamic characteristics were tested experimentally.

Key Words : Machine tool bed (공작기계 베드), Polymer concrete (폴리머 콘크리트), Flexural stiffness (굽힘강성)

#### 1. 서론

CNC 머시닝센터는 다양한 산업분야에 적용되는 몰드(Mold)등 복잡한 형상을 갖는 제품에 적용되고있다. 최근의 공작기계는 높은 정밀도의 제품을 단시간 내에 생산하기 위하여 고속 스피들과 이송부가 적용되는 추세에 있는데 이러한 고속 작동 조건에서는 진동과 관련한 문제가 발생하기 쉽다[1,2]. 공작기계는 다수 연속체의 조합으로 이루어져 있으므로 작동 주파수 영역내에 고유진동수를 가지고 있으며 이와 일치하는 주파수로 작동될 때 공작기계의 진동 감쇠계수( $\eta$ )가 낮아 에너지 소산을 적절히 하지 못하면 공진이 일어나 제품의 품질이 크게 저하되고 공구 수명도 단축된다. 그러므로 Lanchester Vibration Damper, Hydraulic Damper 등을 주요부에 설치하거나 전체구조물에 폴리머 콘크리트를 적용하여 감쇠효과를 향상시키는 연구가 수행되어 왔다[3,4]. 폴리머 콘크리트는 모래, 자갈, 폴리머 바인더로 이루어져 있으며 폴리머 바인더는 특유의 점탄성(Visco-Elastic)

성질을 가지므로 높은 진동 감쇠 효과가 있다.

공작기계의 고속(정밀 구동을 위하여 구조물은 높은 강성과 감쇠 특성을 가져야 한다. 그러나 기존의 금속재료의 경우 이 두 가지 특성은 서로 상반되는 것으로 동시에 만족 시키기 어렵다. 왜냐하면 기존의 금속재료는 거의 비슷한 비강성 ( $E/\rho$ )를 가지며 매우 낮은 진동 감쇠를 갖기 때문이다. 높은 비강성과 진동 감쇠 특성은 폴리머 콘크리트와 강철을 이용한 하이브리드 설계에 의해 만족 될 수 있다.

본 연구에서는 불포화 폴리에스터 수지를 결합제(Binding material)로 사용한 폴리머 콘크리트와 강철 용접 구조물의 결합으로 하이브리드 폴리머 콘크리트 공작기계 베드를 제작하고 동특성을 실험에 의해 구하였다.

#### 2. 폴리머 콘크리트

일반적으로 폴리머 콘크리트의 결합제는 에폭시나 폴리에스터가 주로 사용되나 본 연구에서는 생산 단가를 고려하여 폴리에스터 YJ-100K(애경화학)을 사용하였다. 폴리에스터는 경화 속도를 조절하기 용이하므로 공작기계

\* KAIST, 기계공학과

\*\* 대우종합기계

베드와 같이 큰 구조물 적용에 적합하다. 폴리머 콘크리트의 물성은 결합재 보다는 골재의 혼합비에 의해 많이 좌우된다. 본 연구에서는 메시 번호 #1.0~1.5, #1.5~3.2, #3.2~6.4, #6.4~12.0의 자갈과 #12이상의 모래를 적정 비율로 혼합하여 사용하였다. 폴리머 콘크리트의 물성은 Fig. 1의 충격응답시험 (ASTM C215-91)에 의해 측정되었으며 시편 크기와 결과는 Table 1, 2, Fig. 2와 같다.

Table 1 Size of concrete specimens for impulse dynamic tests.

Specimen	L (mm)	H (mm)	W (mm)
1	240	97	97
2	360	97	97
3	480	97	97

Table 2 Properties of polymer concrete.

Density (kg/m <sup>3</sup> )	E (GPa)	G (GPa)
2260	25.2	10.5 0.2

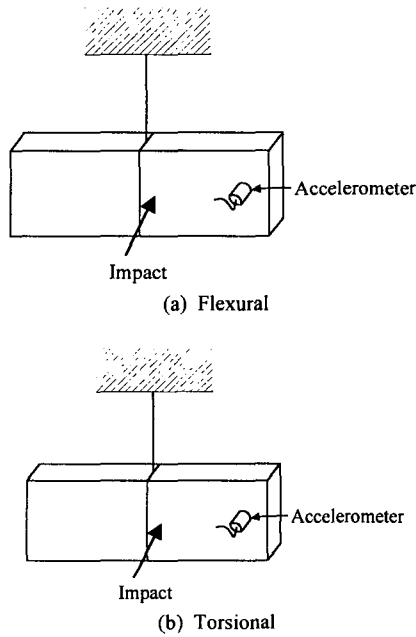


Fig.1 Impulse dynamic test for concrete specimens.

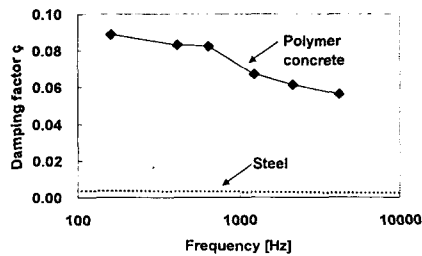


Fig. 2 Damping factors of polymer concrete under flexural vibration w.r.t. frequencies.

### 3 강성 및 감쇠 설계

Fig. 3은 겐트리형(Gantry Type) 고속 머시닝센터의 모습이고 사양은 Table 3과 같다. 공작기계 베드는 강철 용접 구조물을 외형에 사용하고 폴리머 콘크리트로 채워진 하이브리드 구조물이다. 이 공작기계 베드는 두개의 기능부가 설치되는데 세로 컬럼 내부에 Y-slide 이송용으로 장착된 리니어모터 장착부와 리니어 레일 장착부이다. 리니어 모터는 21 kN의 흡인력을 베드 구조물에 작용하게 되므로 진동 감쇠는 물론 강성도 설계에 반영되어야 한다. Axiomatic Design [5]에 의하면 FR과 DP는 다음과 같다.

FR<sub>1</sub> : Increase structural stiffness

FR<sub>2</sub> : Increase structural damping

DP<sub>1</sub> : Thickness of steel plates composing the steel base

DP<sub>2</sub> : Damping characteristics of polymer concrete

이러한 FR, DP로 부터 Decomposed Design을 구현하기 위하여 DP<sub>1</sub>, DP<sub>2</sub>는 각각 FR<sub>1</sub>, FR<sub>2</sub>에 지배적이어야 한다. 따라서 컬럼부에는 심재에 폴리머 콘크리트, 면재에 강철 판재를 사용한 샌드위치 빔을 기본 설계 개념으로 한 Box Type 구조로 설계하였다. 이때 작동시 강철 면재의 두께에 대한 변형량을 정량적으로 구하기 위하여 FEM 해석을 수행하였으며 해석시 변수로 사용된 강철 판재의 두께, 경계조건 및 해석 결과는 Fig. 4, Table 4~6과 같다. 해석 결과로부터 강철 판재의 두께가 두꺼워 짐에 따라 정적 강성이 향상 되기는 하나 그 영향이 크지 않음을 알 수 있고 진동 감쇠를 고려한다면 가능한 얇은 강철 판재를 사용하는 것이 바람직한 것으로 사료된다.

Table 3 Specifications of the machine tool.

Size (X×Y×Z, mm)	1830×1600×1850
Transfer range (X×Y×Z, mm)	600×400×400
Transfer acceleration (X, Y, Z-slide, m/s <sup>2</sup> )	14, 14, 20
Mass (X, Y, Z-slide, kg)	550, 1100, 290
Clearance of linear motor (mm)	0.9±0.3
LM-guide deformation limit (μm)	±30
Attraction force of linear motor (kN)	21
Maximum spindle speed (rpm)	35,000

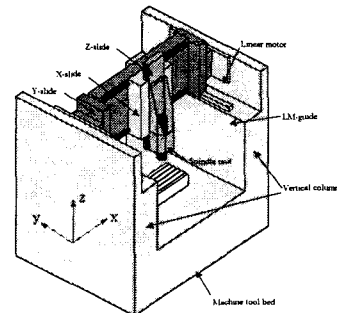


Fig. 3 Machine tool structure.

Table 4 Dimensions(mm) of the steel plates composing the steel base.

Case	X <sub>1</sub>	X <sub>2</sub>	X <sub>3</sub>	Y <sub>1</sub>	Y <sub>2</sub>	Y <sub>3</sub>	Y <sub>4</sub>	Y <sub>5</sub>	Y <sub>6</sub>	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub>
1	20	20	20	10	10	10	10	10	10	10	50	20
2	15	20	15	10	10	10	10	10	10	10	50	20
3	10	20	10	10	10	10	10	10	10	10	50	20
4	20	20	20	10	5	5	5	5	5	10	10	50
5	15	20	15	10	5	5	5	5	5	10	10	50
6	10	20	10	10	5	5	5	5	5	10	10	50

Table 5 Boundary conditions for static analysis.

Location	B. C.	Source
6 points on the bottom surface	Fixed	.
Linear motor	15.1 kN	Inertia force F <sub>i</sub>
	21 kN	Attraction force F <sub>a</sub>
LM-guide	7.6 kN	Inertia force F <sub>x</sub>
	- 5.7 kN	Inertia force F <sub>y</sub>
	Elastic spring (210 <sup>9</sup> N/m)	LM-guide stiffness

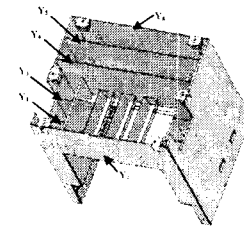
Table 6 Deformation of the machine tool bed under inertia and attraction forces [ $\mu\text{m}$ ].

Case	Linear motor			LM-guide		
	Max $\delta_m$	Min $\delta_m$	$\Delta \delta_m$	Max $\delta_g$	Min $\delta_g$	$\Delta \delta_g$
1	48.8	6.5	42.3	14.5	6.5	8.0
2	51.2	6.5	44.7	15.0	6.5	8.5
3	55.6	6.5	49.1	15.5	6.6	8.9
4	48.8	6.8	42.0	14.5	6.8	7.7
5	51.5	6.8	44.7	15.0	6.8	8.2
6	55.7	6.9	48.8	15.5	6.9	8.6

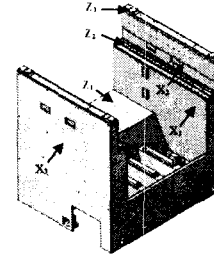
Table 7 Dynamic characteristics of the machine tool bed obtained from FEM.

Case	1st	2nd	3rd	4th
1	104	108	185	203
2	103	107	179	199
3	99	104	172	191
4	104	106	185	203
5	102	105	179	198
6	99	102	172	190

또한 설계 변수에 따른 동적 특성의 변화 예측을 위한 FEM 해석을 수행하였으며 Table 4의 각 경우에 대하여 수행하였으며 고유진동수에 대한 결과는 Table 7, 진동 모드는 Fig. 5와 같다. 고유 진동수는 두꺼운 강철 판재를 적용한 경우 강성 증가에 따라 미소한 증가가 나타났으나 그 효과는 미미하며 각 경우에 진동 모드는 동일한 경향을 보였다. 구조물의 진동 중 1st 모드는 상대적으로 큰 변위와 에너지를 갖는다. 폴리머 콘크리트의 진동 감쇠 특성을 극대화 하기 위하여 1st 모드의 진동 과정 중 변형을 관찰한 결과 캔틸레버 빔의 한 점에 집중하중이 가해질 때의 변형 형상과 유사함을 Fig. 6과 같이 확인 할 수 있었다.



(a) Bottom



(b) Top

Fig. 4 Welded steel base for the machine tool bed.

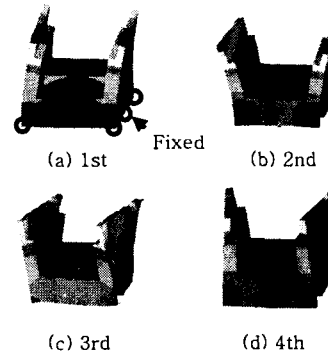


Fig. 5 Mode shapes of vibration.

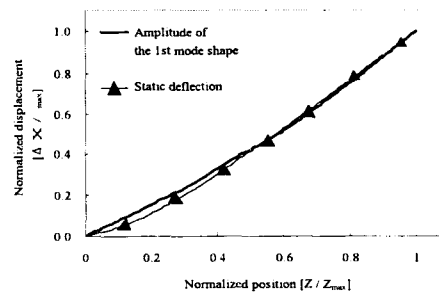


Fig. 6 Comparison between the 1st mode amplitude and static deflection of the vertical column.

진동 과정 중 최대 변형 상태에서의 변형 에너지는 구조물의 각 부분의 진동 감쇠 특성에 의해 일정량이 소산된다. 베드 수직 컬럼을 캔틸레버 빔으로 모델링하고 1st 모드는 정적 변형과 유사한 변형 형상을 갖는다면

변형에너지는 아래와 같다.

$$\begin{aligned}
 U &= U_s + U_c \\
 &= \iint_{R_s} \int_0^t \left( \frac{(\sigma_{z,s})^2}{2E_s} + \frac{(\sigma_{zx,s})^2}{2G_s} \right) dz dx \\
 &\quad + \iint_{R_c} \int_0^t \left( \frac{(\sigma_{z,c})^2}{2E_c} + \frac{(\sigma_{zx,c})^2}{2G_c} \right) dz dx
 \end{aligned} \quad (1)$$

여기서 U는 변형에너지, 아래첨자 s, c는 각각 강철과 폴리머 콘크리트를 의미한다. 강철과 폴리머 콘크리트로 이루어진 샌드위치 빔에서 감쇠 계수  $\eta$ 는 다음 관계식을 가진다 [6, 8].

$$\eta = \frac{W_D}{2\pi U} = \frac{W_{D,s} + W_{D,c}}{2\pi(U_s + U_c)} = \frac{(\eta_s \cdot U_s + \eta_c \cdot U_c)}{(U_s + U_c)} \quad (2)$$

따라서 Table 7로부터 베드의 1<sup>st</sup> 고유진동수를 약100Hz라 하면, 감쇠계수  $\eta$ 는 강철의 감쇠계수  $\eta_s$ 와 Fig. 2의 폴리머 콘크리트의 감쇠계수로부터 계산할 수 있으며 Table 4의 Case 1-3에 대하여 각각 3.3, 3.4, 3.7%로 얻어진다. 즉, X방향으로 배열된 강철판재를 얇은 것으로 사용하는 경우가 더 큰 진동 감쇠를 기대할 수 있다. 폴리머 콘크리트 내부에 저장되는 변형 에너지가 커질수록 진동 감쇠 효과를 극대화할 수 있으며 전단 변형이 많이 일어날수록 감쇠가 크다. 따라서 전단 변형에너지의 증가를 위하여 내부에 사용되는 Y 방향 강철 리브 두께는 줄이는 것이 바람직하며 앞 절의 정적 해석에서 내부의 강철 리브 두께가 전체 구조물의 강성에 큰 영향을 미치지 않으므로 가능한 한 강철 사용을 배제하는 것이 바람직할 것으로 사료된다.

전체 구조물의 제작은 Fig. 7의 강철 용접 구조물 내부에 폴리머 콘크리트를 채워 넣는 형태로 하였으며 제작 공정은 다음과 같다.

(a) 골재 세척

물을 사용하여 골재 내의 염분을 제거한다. 염분은 강철 베이스의 부식을 유발하며 폴리머 콘크리트의 내구성에 영향을 미치므로 깨끗이 세척한 후 건조한다.

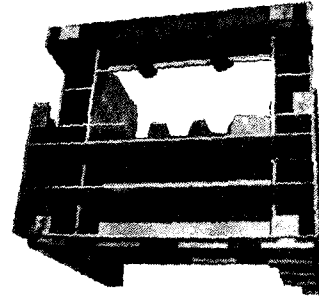
(b) 폴리에스터와 적정 비율의 골재와의 혼합

(c) 다지기

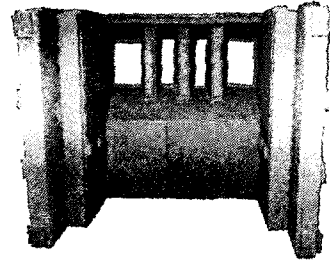
진동 다짐기를 이용하여 폴리머 콘크리트 내부의 기공을 진동파를 이용하여 제거하는 것은 폴리머 콘크리트의 충분한 강성을 부여하고 전체적으로 균일한 물성을 갖도록 한다.

(d) 폴리에스터 경화

실온에서 7일 이상 폴리에스터의 Cross-linking 반응이 일어날 수 있도록 한다.



(a) Bottom



(b) Top

Fig. 7 Photograph of the welded steel base for the machine tool bed.

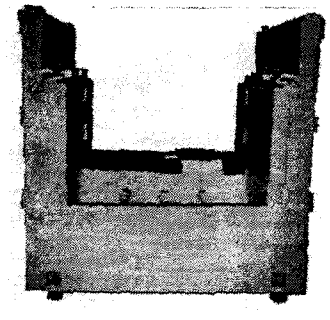


Fig. 8 Photograph of the hybrid machine tool bed.

#### 4. 진동 특성

FFT장비를 이용한 충격 응답 시험을 통해 Table 8, Fig. 8의 강철-폴리머 콘크리트 공작기계 베드 진동 특성을 실험적으로 구하였다. 감쇠계수의 계산은 Half Power Bandwidth [7, 8]을 이용하여 계산하였다. 베드

의 감쇠계수  $\eta$ 는 넓은 주파수 범위에서 2.93-5.69% 정도의 높은 값을 보였으며 이는 일반적인 용접구조물의 감쇠계수 0.2-0.3%와 비교하였을 때 매우 우수함을 알 수 있다. 해석 값과 비교하였을 때 약간의 고유진동수 저하가 나타났는데 이는 커비 부착을 위한 부착 구조물의 Mass와 높은 진동 감쇠에 의한 것으로 사료된다.

Table 8 Dynamic characteristics of the machine tool bed obtained by impulse dynamic test.

Mode	Natural frequency [Hz]	Damping factor $\eta$ (%)
1	93	4.13
2	130	3.15
3	155	5.69
4	200	2.93

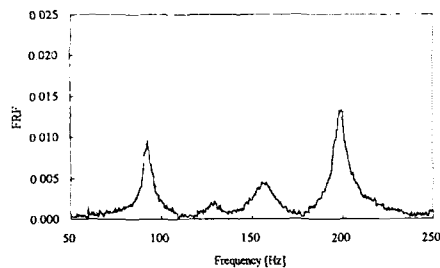


Fig. 9 FRF of the polymer concrete machine tool bed.

## 5. 결론

본 연구에서는 불포화 폴리에스터 수지를 결합제(Binding Material)로 사용한 폴리머 콘크리트와 강철 용접 구조물의 결합으로 하이브리드 폴리머 콘크리트 공작기계 베드를 제작하고 동특성을 실험에 의해 구하였다. 설계 과정에는 정적, 동적 해석을 통하여 정적 강성과 진동을 고려하였다. 제작된 하이브리드 공작기계베드의 감쇠계수  $\eta$ 는 넓은 주파수 범위에서 2.93-5.69% 정도의 높은 값을 보였으며 이는 일반적인 용접구조물의 감쇠계수 0.2-0.3%와 비교하였을 때 매우 우수하다.

## 후 기

본 연구는 산업기반기술과제, NRL, BK21 과제의 지원으로 수행되었으며, 대우중합기계(주)의 협조에 감사드립니다.

## 참고문헌

1. S. Ema, E. Marui, "Damping characteristics of an impact damper and its application," *Int. J. Mach.*

*Manufact.*, Vol. 36, pp. 293-306, 1996.

2. E. I. Rivin, H. Kang, "Improvement of machining conditions for slender parts by tuned dynamic stiffness of tool," *Int. J. Mach. Manufact.*, Vol. 29, pp. 361-376, 1989.
3. S. A. Tobias, *Machine Tool Vibration*. John Wiley & Sons, Inc., New York, pp. 143-146, 1965.
4. H. S. Kim, K. Y. Park and D. G. Lee, "A study on the epoxy resin concrete for the ultra-precision machine tool bed," *J. Materials Processing Technology*, Vol. 48, pp. 649-655, 1995.
5. N. P. Suh, *Axiomatic Design Advances and Applications*, Oxford University Press, New York, 2001.
6. D. K. Rao, "Frequency and loss factors of sandwich beams under various boundary conditions," *J. Mechanical Engineering Science*, Vol. 20, No. 5, pp. 271-282, 1978.
7. C. T. Sun, Y. P. Lu, *Vibration Damping of Structural Element*, Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey, pp. 336-337, 1995.
8. D. Nashif, D. I. G. Johns, J. P. Henderson, *Vibration Damping*. Wiley-interscience, New York, pp. 45-49, 1985.