대한기계학회 2001년도 춘계학술대회논문집 C pp. 189~196 KSME 01S312

복합재료를 이용한 경량 공작기계 구조물 제작에 관한 연구

서정도*. 이대길*. 김학성*. 김종민*. 최진경**

Manufacture of light-weight machine tool structures using composite materials

Jung Do Suh, Dai Gil Lee, Jin Kyung Choi, Hak Sung Kim, Jong Min Kim

Key Words : Machine Tool (공작기계), Sandwich Beam (샌드위치 보), Stiffness Design (강성 설계), Composite (복합재료)

Abstract

Machine tools of high-speed and high-precision are required for various fields of industry such as semiconductor, automobile, mold fabrication and so on. Light-weight machine tool structure is essential for reduction of production time through rapid transportation. Also, high damping capacity of the structure is required to obtain precise products without vibration during manufacturing. Composite materials have high potential for machine tool structures due to its high specific stiffness and good damping characteristics. In this study, the design and the manufacture of a hybrid machine tool structure using composite materials was attempted and the damping capacity was investigated experimentally.

기호설명

E_f : 면재의 탄성 계수
E_c : 심재의 탄성 계수
G_c : 심재의 전단 탄성 계수
w_1: 굽힘에 의한 보의 처짐
w_2: 전단 변형에 의한 보의 처짐
Δ_1 : 굽힘에 의한 보 중앙의 처짐
Δ_2 : 전단 변형에 의한 보 중앙의 처짐
Δ : 보 중앙의 총 처짐
W : 작용 하중
η : 감쇠비

1. 서 론

최근 자동차, 전자 및 반도체 산업의 비약적인 성장에 따라 단시간 내에 고정밀 제품을 생산하기 위하여 공작기계는 고속화, 고정밀화, 고성능화의 추세로 발전하고 있다. 고속 가공을 통한 생산 시간 단축과 고정밀 제품의 가공을 위하여 공작기계는 경량·저관성과 진동의 고감쇠 특성이 요구된다. 공작기계의 고성능화에 따라 기존의 강철 재료로는 이러한 특성 만족에 한계가 있어 기존 재료의 대체가 요구되고 있다. 섬유 강화 복합재료는 높은 비강성, 비강도, 감쇠 특성을 가지기 때문에 우주선, 항공기, 자동차 등에 주로 이용되어 왔으나 최근 가격이 저렴해지면서 테니스 라켓, 골프채 등 스포츠 용품에도 적용이 확대되고 있다. 특히 굽힘을 받는 구조의 경우, 샌드위치 구조로 제작하면 무게 감소와 강성 증가에 큰 효과를 기대 할 수 있어 로봇 팔 (robot arm), 구조용 자재 등으로 실용화 되고 있다 [1-5].

본 연구에서는 초고속 머시닝센터의 이송부에 복합재료를 적용한 강성 설계 및 제작을 수행하였다. 고속 이송부인 Y-slide와 X-slide를 강철 골격 (base)에 복합재료를 접합한 하이브리드 구조 (hybrid structure)로 제작 하였고, 진동 특성을 기존 강철 구조와 실험적으로 비교 하였다.

* KAIST, 기계공학과
** 고등기술연구원, 생산기술 연구팀

2. 강성 설계

2.1. 샌드위치 구조의 굽힘 특성

공작기계의 고속·고정밀 성능은 구조의 강성에 의해 크게 영향을 받으므로 복합재료를 사용하여 구조의 굽힘 강성을 효율적으로 높일 수 있도록 공작기계 주요부에 샌드위치 구조 (sandwich structure)를 적용하였다. 샌드위치 구조는 Fig. 1과 같이 바깥쪽 (face)에 강성이 큰 재료, 안쪽 (core)에 밀도가 작은 재료를 접합하여 일체형 구조 (one-body structure)에 비해 큰 굽힘 강성 (flexural rigidity)을 갖는 구조이다. 샌드위치빔의 굽힘 강성 D는 식 (1)과 같다 [6-7].

$$D = E_f \cdot \frac{bt^3}{6} + E_f \cdot \frac{btd^2}{2} + E_c \cdot \frac{bc^3}{12} \approx E_f \cdot \frac{btd^2}{2} \quad (1)$$

Fig. 1과 같은 양단 단순 지지 조건 (simply supported condition)에서 샌드위치 보의 중앙부에 집중하중 P가 작용 할 때 중앙부의 총 처짐량 (total deflection)은 식 (2)의 굽힘 (bending)에 의한 처짐 w_1과 식 (3)의 전단 변형 (shear deformation)에 의한 처짐 w_2의 합으로 중앙부의 처짐 Δ (total center deflection)는 식 (4)와 같이 계산된다 [6-8].

$$w_1 = \frac{Px}{48D}(3L^2 - 4x^2) \quad , \quad 0 \le x \le \frac{L}{2} \quad (2)$$

$$w_2 = \frac{P}{2AG_c}x \quad , \quad 0 \le x \le \frac{L}{2} \quad (3)$$

where

$$A = \frac{bd^2}{c}$$

$$\Delta = \Delta_1 + \Delta_2 = \frac{PL^3}{48D} + \frac{PL}{4AG_c} \quad (4)$$

샌드위치 빔의 굽힘 특성 파악을 위하여 Fig. 2의 Instron 4206장비를 사용한 3점 굽힘시험과 Ansys 5.5를 이용한 유한 요소 (FEM)해석을 수행하였다. 샌드위치 시편의 재료는 공작기계 보강용 재료와 동일하며 면재 (face)에 일방향 탄소섬유 복합재료 USN150 (unidirectional carbon-epoxy composite, SK chemical, KOREA), 직조 유리섬유 복합재료 GEP215 (glass fabric, SK chemical, KOREA), 심재 (core)에 아라미드 섬유 하니콤 HRH-10-1/8-4.0 (honeycomb)을 사용 하였다. 시험 샌드위치 시편의 사양은 Table 1과 같다. 판재는 길이 방향의 높은 강성과 제작의 편의를 고려하여 USN150의 0° 방향을 주로 사용하되 구멍 가공 등 후 공정에서 쪼개짐을 방지하기 위하여 GEP215을 적층 과정에 약 10% 비율로 사용하였다. 적층 순서 (stacking sequence)는 $[0°_{2,GEP215}/0°_{10,USN150}/0°_{1,GEP215}/0°_{10,USN150}/0°_{1,GEP215}/0°_{10,USN150}/0°_{2,GEP215}]$과 같다. 앞서 기술한 복합재료 판재에 고전 적층판 이론 (classical laminate theory)을 적용하면 길이방향 강성 E_L는 120 GPa의 값을 갖는다 [9].

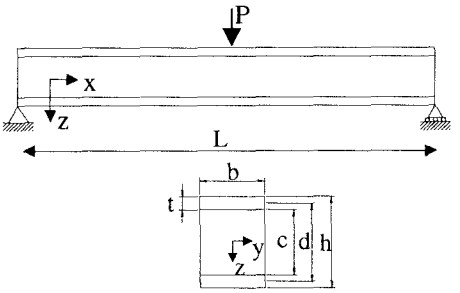


Fig. 1 Simply supported sandwich beam

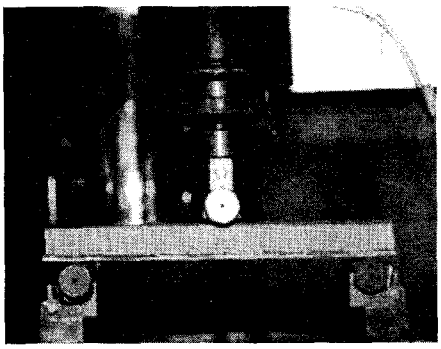


Fig. 2 Three-point bending experiment

Table 1 Specifications of the sandwich beam used in a bending experiment

b	c	d	h	L
0.055 m	0.018 m	0.023 m	0.028 m	0.6 m

Table 2 Properties of the carbon fiber reinforced epoxy material (USN150, SK Chemical, KOREA)

E_1	130.0 GPa
E_2	10.0 GPa
G_{12}	5.06 GPa
ν_{12}	0.28
Ply thickness	0.15 mm
Density	1550 kg/m^3

Table 3 Properties of the glass fiber reinforced epoxy material (GEP215, SK Chemical, KOREA)

E_1	35.5 GPa
E_2	17.2 GPa
G_{12}	3.7 GPa
ν_{12}	0.22
Ply thickness	0.15 mm
Density	2050 kg/m^3

Table 4 Properties of HRH-10-1/8-4.0 honeycomb

Density		48.05 kg/m^3
Compressive (3 direction)	Strength	3.96 MPa
	Modulus	193.06 MPa
Plate shear (1-3 direction)	Strength	1.75 MPa
	Modulus	59.30 MPa
Plate shear (2-3 direction)	Strength	0.97 MPa
	Modulus	32.40 MPa

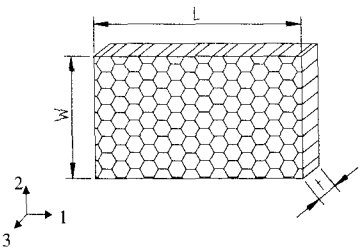


Fig. 3 Shape of honeycomb

Table 2-4는 사용된 각 재료의 물성표, Fig. 4는 하니콤의 형태이다.

Fig. 4는 샌드위치 보의 3점 굽힘에 관한 유한요소 해석 결과이며 양단에는 단순 지지 조건(simply supported)을 적용하였다.

Fig. 5는 3점 굽힘에 대한 샌드위치 보 이론(식 (2)~(4))을 이용한 계산, 실제 시험, 유한요소 해석 결과를 비교한 것이다. 샌드위치 보 이론과 유한요소 해석은 모두 실제 시험 결과를 8% 오차 이내로 예측 하였다. 또한 해석 과정 중 심재의 전단 강성을 임의의 큰 값으로 설정하면 보 이론의 굽힘에 의한 처짐에 접근하였고 샌드위치 보이론은 타당한 것으로 판단된다. 샌드위치 보 이론에 의하면 실험에 쓰인 샌드위치 빔의 경우 굽힘과 심재 전단 변형의 비는 약 1 : 3 정도로 보의 처짐에 심재 전단 변형에 의한 영향이 큰 것으로 나타났다. 따라서 실제로 샌드위치 보를 이용한 강성 설계에는 굽힘 강성 (flexural rigidity, EI)과 함께 심재의 전단 변형에 의한 영향을 고려한 설계가 필요하다.

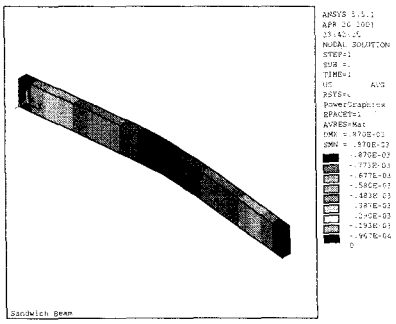


Fig. 4 A FEM analysis for a sandwich beam when simply supported with a center force

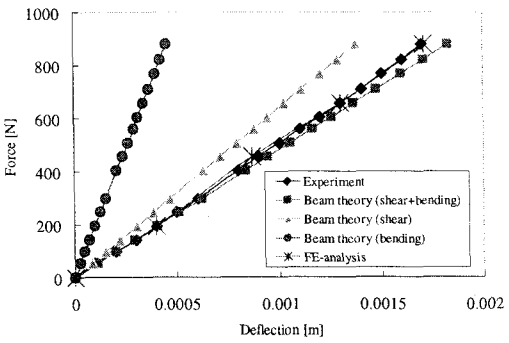


Fig. 5 Comparison between experiment and analysis for three point bending of a sandwich beam

2.2. 공작기계의 강성 설계

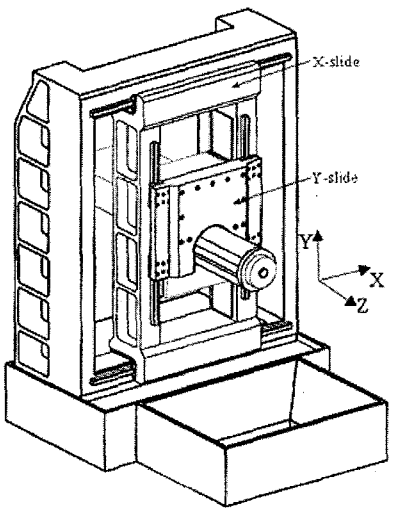
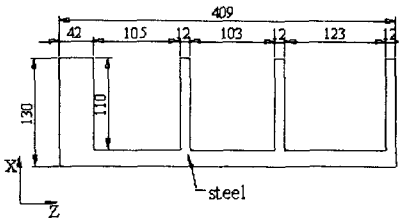
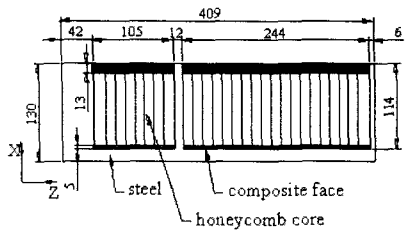


Fig. 6 High speed milling machine tool structure

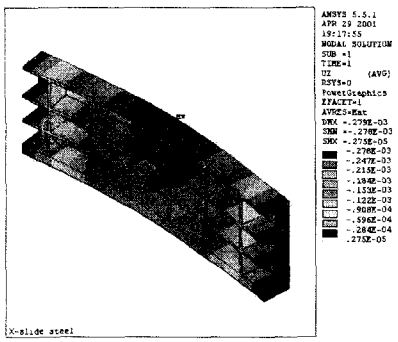


(a) Conventional

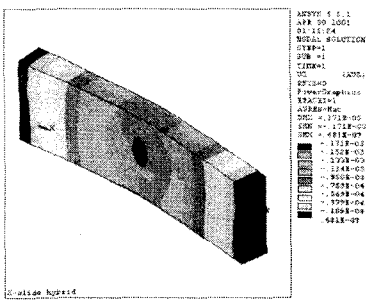


(b) Hybrid

Fig. 7 Section views of vertical columns of the X-slide



(a) Conventional



(b) Hybrid

Fig. 8 Deflection of the vertical column of the X-slide under the attraction force of a linear motor.

Fig. 6과 같이 공작기계 구조물은 주로 보 또는 컬럼 (column)형태가 결합된 복합 구조이다. 본 연구에서 하이브리드 Y-slide와 X-slide는 기존의 강철로만 제작된 구조물을 기본 모델로 하여 높은 비강성의 복합재료 보강재의 적용을 통해 강성을 향상시키면서 무게를 감소시킬 수 있도록 하였다. 복합재료를 적용하여 강성 설계를 할 때는 요구되는 강성, 가격 등을 고려하여 복합 재료의 두께와 형태를 결정해야 한다. 따라서 기존 구조물과 강성 및 변형 형상을 비교하여 복합재료 보강부를 설계하였다.

X-slide의 세로 컬럼에는 Y-slide의 상하 이동을 위한 리니어 모터가 20 kN의 인력을 작용하고 약 1.4 m의 긴 길이를 가지므로 강성 설계 중 가장 중요한 부분이며 Fig. 7은 X-slide 세로 컬럼의 단면 모양들이다. 기존 강철 X-slide는 길이 방향 보에 격자형태의 늑골 (rib)이 보강된 구조이고, 하이브리드 X-slide는 기존 구조물보다 강철의 두께를 줄인 강철 베이스 (base)에 복합재료를 이용한 샌드위치 보를 보강하고 박스 구조 (box structure)를 형성하여 강성을 증가 시켰다. 하이브리드 구조에서 샌드위치 보강재의 전단 변형은 종방향 강철 늑골 보강에 의해 크게 줄어들기 때문에 오일러 보 이론 (Euler's beam theory)을 적용하면 굽힘강성 D는

$$D = \sum_{i=1}^{n} E_i I_i \tag{5}$$

와 같고 양단 단순 지지 조건의 중앙부 집중 하중에 의한 변형은

$$\Delta \approx \Delta_1 = \frac{PL^3}{48D} \tag{6}$$

로 계산할 수 있다 [10]. 식 (5)에서 강철 X-slide는 5.59×10^6 N·m^{2}의 굽힘강성을 갖고 1.4 m Span, 양단 단순 지지 조건의 3점 굽힘에서 집중 하중 20 kN을 적용하면 중앙부의 변형은 식 (6)에서 0.205 mm로 구해진다. 하이브리드 구조에서 강철 베이스와 접하는 Face는 강성 증가에 효과적이지 않으므로 접합을 고려하여 5.0 mm로 고정하고 외부에 노출되는 Face의 두께를 조절하여 굽힘강성이 약 1.8 배가 되도록 외부의 Face 두께를 정하면 13.0 mm이고 1.03×10^7 N·m^{2}의 굽힘강성과 0.111 mm의 처짐 값을 계산할 수 있다. Fig. 8은 유한요소 해석을 통해 강철 X-slide와 하이브리드 X-slide 세로 컬럼의 변형을 비교한 것이다. 해석 결과, 각각 0.279 mm, 0.171 mm의 변형 결과를 얻었고 보 이론에 의해 얻은 값과는 각각 36.1 %, 54.1 %의 오차를 보이고 있는데 이는 주로 보의 비대칭성으로 인해 발생하는 비틀림 현상으로 인한 결과이다.

이와 같이 복합재료의 두께는 기존 구조의 경우보다 작은 변형이 일어나도록 하이브리드 구조 보강재의 보강 형태와 두께를 수정하는 과정을 반복하여 결정 하였다. 기하학적 제한 조건에 의해 샌드위치 보강이 어려운 부분에는 판재 형태의 복합재료를 사용하여 전체적인 강성의 균형을 이루도록 하였다.

2.3. 공작기계 구조물의 작동 조건과 보강 방안

Y-slide는 안쪽에 스핀들부, 양쪽 컬럼 후면에 LM-guide를 장착하여 최고 속도 120 m/min, 최고 가속도 1.4 G로 상하 운동을 하는 구조물이다. 작동시 분포되어 작용하는 자체 자중과 스핀들부 자중 4 kN의 작용점이 Z방향으로 이동함에 따라 발생하는 모멘트와 하중에 의해 변형이 발생한다. Fig. 9은 기존 Y-slide의 유한요소 해석결과이고 스핀들부가 +Z 방향으로 이동하였을 때 모멘트(moment)에 의해 위쪽의 가로 보가 +Z 방향으로 변형한 모습을 보여주고 있다. 이러한 변형을 방지하기 위해 상·하 가로 보에는 Table 5의 HYEJ34M45D를 주로 사용하여 Fig. 10(a)의 고강성 복합재료 판재를 보강하고 좌우의 컬럼에는 USN150, GEP215, HRH-10-1/8-4.0을 사용한 Fig. 10(b)의 샌드위치 보를 보강 하였다.

X-slide는 세로 컬럼 전면에 리니어 레일 (linear rail)이 부착되어 Y-slide의 상하 운동을 안내하며, 컬럼 안쪽에는 리니어 모터가 설치되어 Y-slide 상하 운동용 동력을 공급하면서 최고 속도 120 m/min, 최고 가속도 1.4 G로 상·하 가로 보의 리니어 모터에 의해 구동 된다. 정적 구조 강성 해석에는 컬럼 안쪽 리니어 모터의 흡인력 20 kN, 자중 6 kN, 스핀들부 자중 4 kN, Y-slide의 자중 1 kN을 고려 하였다. Fig. 11은 리니어 모터에 의한 20 kN 흡인력에 의해 안쪽으로 변형된 형상이다. 이때 변형량이 일정 이상이면 리니어 레일의 변형에 의해 Y-slide 상하 운동이 어려워진다. 따라서 세로 컬럼의 종방향 늑골 (rib) 사이 공간은 샌드위치 보를 상·하의 가로 보에는 작은 샌드위치 보 3개씩을 각각 보강 하였고 사용된 재료는 USN150, GEP215, HRH-10-1/8-4.0이다. 또한 전체적인 구조 강성과 진동 감쇠를 고려하여 전면과 후면의 구조 일부에 USN150, GEP215로 제작된 복합재료 판재를 부착하였다. 접합은 3M사의 2216B/A 에폭시 접착제와 볼트를 동시에 사용하여 접착 공정 중 고정 역할과 접합부의 신뢰성 향상 효과를 얻었다.

Table 5 Properties of the carbon fiber reinforced epoxy material (HYEJ34M45D, mitsubishi, JAPAN)

E_1	370 GPa
E_2	5.3 GPa
G_{12}	4.5 GPa
ν_{12}	0.3
Ply thickness	0.3 mm
Density	1750 kg/m^3

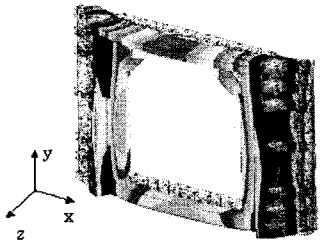


Fig. 9 Deformation of the conventional Y-slide

(a) Composite plate

(b) Sandwich beam

Fig. 10 Reinforcements for the Y-slide

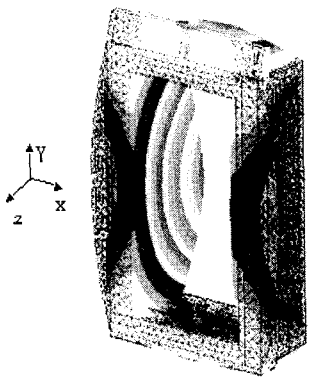


Fig. 11 Deformation of the conventional X-slide

3. 하이브리드 구조의 진동 특성

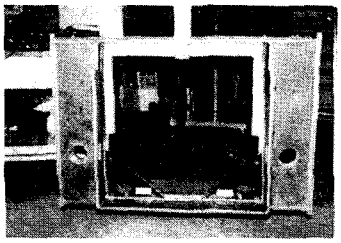


Fig. 12 The hybrid Y-slide under free-free condition

Fig. 13 The hybrid X-slide under free-free condition

고유 진동수, 감쇠 특성 등에 대한 복합재료 보강재의 영향을 고찰하기 위하여 기존의 강철재 구조물과 하이브리드 구조물에 대해 Fig. 12, 13와 같이 자유단 경계 조건에서 HP사의 FFT장비를 사용하여 충격 응답 시험 (impact response test)을 수행하였다. 센서의 위치는 Y-slide, X-slide에 대하여 각각 Fig. 14, 15에서 1번 점 이고, 각 점들은 가진점이다. Fig. 16, 17는 Y-slide, X-slide의 각 가진점에 대하여 얻어진 충격응답함수 (FRF)를 진동 해석용 상용 소프트 웨어 Star modal을 이용하여 도시한 진동 모드 이다. Table 6은 기존의 강철 Y-slide와 하이브리드 Y-slide의 동특성이고 감쇠비는 Half power band width를 이용한 (7)식으로 계산하였다 [11-13].

$$\eta = \frac{f_2 - f_1}{f_r} \qquad (7)$$

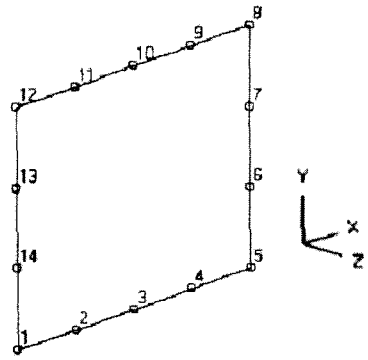


Fig. 14 Nodes for the impact response test of the Y-slide

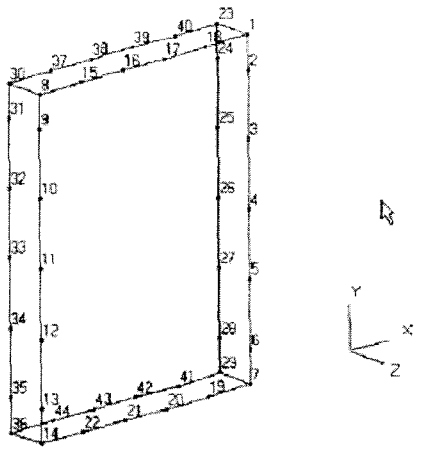
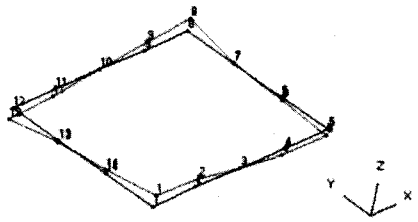
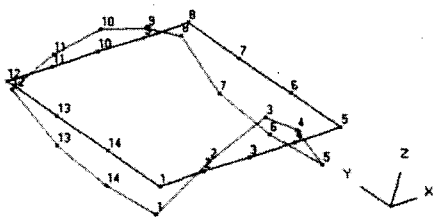


Fig. 15 Nodes for the impact response test of the X-slide

하이브리드 Y-slide의 경우 1, 2차 고유진동수는 기존 Y-slide와 약간의 차이를 보이지만 큰 변화가 없고 감쇠비는 1.5 ~ 2.5배 증가함을 알 수 있다. Table 7은 기존 강철 X-slide와 하이브리드 X-slide의 시험 결과이다. 복합재료로 보강된 하이브리드 X-slide는 기존의 X-slide에 비해 전반적으로 고유진동수가 높아졌으며, 감쇠비 또한 1.6 ~ 5.7 배 증가함을 알 수 있었다. 특히 X-slide의 좌우 컬럼(column)부의 굽힘모드가 주로 나타나는 3차, 4차, 5차 모드에서 강철 구조물에 비해 복합재료를 첨가한 구조물이 고유진동수의 증가, 응답 크기 감소, 감쇠비 증가가 뚜렷이 나타나는 것을 확인할 수 있었다. 이는 복합재료 샌드위치 빔이 좌우측 컬럼부에 부착되어 굽힘 강성과 감쇠 효과 증가에 따른 것으로 사료된다.



(a) 1st mode



(b) 2nd mode

Fig. 16 Mode shapes of the hybrid Y-slide

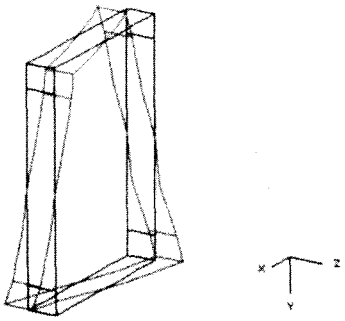
Table 6 Dynamic characteristics of;

(a) Conventional Y-slide

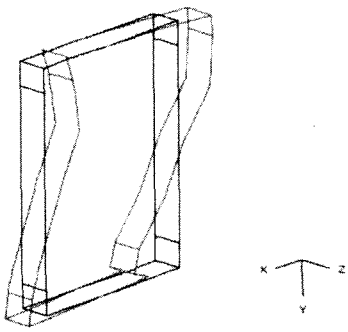
Mode	Natural frequency	Mode shape	Loss factor (%)
1	135Hz	Torsion	0.48
2	345Hz	1st Bending (top, bottom)	0.22
3	365Hz	Complex mode	0.19
4	572Hz	2nd Bending (top, bottom)	0.22
5	690Hz	Bending (top, bottom, side)	0.12

(b) Hybrid Y-slide

Mode	Natural frequency	Mode shape	Loss factor (%)
	115Hz	Torsion	0.90
2	341Hz	1st Bending (top, bottom)	0.35
3	589Hz	Bending (top, bottom, side)	0.30
4	598Hz	2nd Bending (top, bottom)	0.32
5	620Hz	3rd Bending (top, bottom)	0.28



(a) 1st mode



(b) 2nd mode

Fig. 17 Mode shapes of the hybrid X-slide

Table 7 Dynamic characteristics of;

(a) Conventional X-slide

Mode	Natural frequency	Mode shape	Loss factor (%)
1	64Hz	Torsion	0.90
2	126Hz	Side bending + Transition	0.50
3	211Hz	1st Side bending	0.30
4	261Hz	Bending + Twisting	0.20
5	308Hz	Bending + Twisting	0.14

(b) Hybrid X-slide

Mode	Natural frequency	Mode shape	Loss factor (%)
1	92Hz	Torsion	2.20
2	131Hz	Side bending + Transition	0.80
3	281Hz	1st Side bending	1.20
4	304Hz	Bending + Twisting	0.80
5	357Hz	Bending + Twisting	0.80

4. 경량화 효과

Table 8은 기존의 강철 X-slide, Y-slide과 하이브리드 X-slide, Y-slide의 무게를 비교한 결과이며 X-slide의 경우 26 %, Y-slide의 경우 34 %의 무게 감소 효과가 있었다. 단, 기존 구조물은 로드셀 (load cell)을 이용한 직접 측정 결과이고 하이브리드 구조물은 상용 CAD/CAM 소프트 웨어 Catia V5를 사용하여 강철 베이스 모델로부터 계산한 무게와 사용된 복합재료 무게만 고려하였고 접착제나 볼트 등의 무게는 무시 했다.

Table 8 Comparison of mass of machine tool structures between the conventional and the hybrid

	Conventional	Hybrid	
X-slide	671 kg	497 kg	
		465 kg (base)	32 kg (composite)
Y-slide	140 kg	92 kg	
		84 kg (base)	8 kg (composite)

5. 결 론

본 연구에서는 초고속 가공기의 X-slide 및 Y-slide에 하이브리드 형태로 복합재료를 적용하여 기존 강철 구조물에 비해 강성을 증가시키면서 무게를 각각 26 %, 34 % 씩 감소 시킬 수 있었다. 또한 복합재료를 적용한 결과 강철로만 제작 된 경우에 비하여 감쇠비가 1.5 ~ 5.7 배 까지 증가 하였다. 특히 복합재료 샌드위치 빔에 의해 강성이 보강된 방향에 대한 굽힘 모드에서 감쇠비 증가가 크게 나타났다.

복합재료 샌드위치 보의 변형에는 심재의 전단 변형의 영향이 크나 강철과 하이브리드 구조로 설계하면 전단 변형의 영향을 크게 줄일 수 있다.

후 기

본 연구는 "초경량·고강성 복합재료의 공작기계 적용에 관한 연구"의 일환으로 수행 되었으며 지원해주신 고등기술연구원, 대우종합기계에 감사 드립니다.

참고문헌

(1) S.S. Cheon, D.G. Lee, K.S. Jeong, 1997, "Composite side-door impact beams for passenger cars," *Composite Structures*, Vol. 38, pp. 229~239.

(2) W.T. Kim, D.G. Lee, 1995, "Torque transmission capabilities of adhesively bonded tublar lap joints for composite drive shafts," *Composite Structures*, Vol. 30, pp. 229~240.

(3) D.G. Lee, K.S. Kim, Y. K. Kwak, 1991, "Manufacturing of a scara type direct-drive robot with graphite fiber epoxy composite materials," *Robotica*, Vol. 9, pp. 219~229.

(4) D.G. Lee, K.S. Jeong, K.S. Kim, Y. K. Kwak, 1993, "Development of the anthropomorphic robot with carbon fiber epoxy composite materials," *Composite Structures*, Vol. 25, pp. 313~324.

(5) D.G. Lee, S.H. Chang, H.S. Kim, 1998, "Damping improvement of machine tool columns with polymer matrix fiber composite materials," *Composite Structures*, Vol. 43, pp.155~163.

(6) Howard G. Allen, 1969, *Analysis and Design of Structural Sandwich Panels*, Pergamon Press, New York, pp. 8~47.

(7) J. R. Vision, 1999, *The Behavior of Sandwich Structures of Isotropic and Composite Materials*, Technomic Publishing, Inc., pp. Lancaster, Pennsylvania, pp. 81~104.

(8) Dan Zenkert, 1997, *The Handbook of Sandwich Construction*, EMAS Publishing, pp.51~77.

(9) 이대길 외, 1998, *복합재료 역학 및 제조 기술*, 시그마 프레스, pp. 67~81.

(10) Gere and Timoshenko, 1997, *Mechanics of Materials*, PWS Publishing Company, pp. 599~660.

(11) C.T. Sun, Y.P. Lu, 1995, *Vibration Damping of Structural Element*, Prentice-Hall. Inc., Englewood Cliffs, New Jersey, pp. 336~337.

(12) A.D. Nashif, D.I.G. Johns and J. P. Henderson, 1985, *Vibration damping*, John Wiley & Sons, Inc., New York. pp. 45~51.

(13) D.J. Ewins, 1984, *Modal Testing: Theory and Practice*, Research Studies Press Ltd., John Wiley & Sons, Inc., New York, pp. 217~251.