

# 고정부 조건이 복합재료 공구용 바의 동적 특성에 미치는 영향

황희윤\* · 김병철\* · 이대길\*\*

## Clamping effects on the dynamic characteristics of composite tool bars

Hui Yun Hwang, Byung Chul Kim, Dai Gil Lee

**Key Words** : Composite tool bar (복합재료 공구용 바), Clamping (클램핑), Sleeve (슬리브)  
Dynamic stiffness (동적 강성), Natural frequency (고유 진동수)

### ABSTRACT

The dynamic characteristics of composite tool bars depend on the clamping conditions such as clamping force, stiffness and surface characteristics of clamping parts as well as the basic structures. Therefore, in this work, the effects of clamping part conditions on the dynamic characteristics of cantilever type composite machine tool structures with clamped joint were investigated because the cantilever type machine tool structures are ideal cases for composite application to increase the natural frequency and damping of structures. New design of the clamping part was developed in order to improve shear properties of the clamping part and dynamic characteristics of composite tool bars. From FE analysis and impulse response tests, dynamic characteristics were obtained with respect to the clamping part conditions of the new design.

### 1. 서론

탄소섬유 에폭시 복합재료와 같은 섬유강화 복합재료는 기존의 금속 재료에 비하여 높은 비강성 (Specific stiffness,  $E/\rho g$ )과 감쇠능 (Damping)을 가지므로, 공작기계주축, 절삭 공구용 바, 동력 전달축, 로봇과 같이 동특성이 중요한 구조물 제작에 사용되고 있다 [1-4].

연결부가 있는 구조물의 설계시에 일반적으로 단순 지지, 고정, 자유단과 같은 이상적인 경계조건을 이용하여 동특성을 계산해 왔다 [5,6]. 그러나, 구조물의 고유진동수와 감쇠능과 같은 동특성은 구조물의 구성요소에 비하여 연결부에 의한 영향이 더 크게 작용한다. 특히, 복합재료 공구용 바

의 동특성은 구동축에 고정되는 고정부의 조건에 의하여 좌우된다 [7]. 또한, 일방향 복합재료는 섬유 방향의 물성에 비하여 전단 물성이 매우 낮기 때문에 고정부에서의 전단 변형이 등방성 물질에 비하여 상대적으로 크며, 이로 인하여 복합재료 공구용 바의 고유 진동수 저하를 초래하게 된다.

따라서, 본 연구에서는 고정 결합부를 가지는 외팔보 형상의 복합재료 공구용 바의 동특성에 고정부 조건이 미치는 영향에 대한 연구를 수행하였다. 고정부에서의 전단 물성을 향상시키기 위하여 금속 슬리브 (Sleeve)를 이용한 고정부 제작 방법을 제안하였으며, 유한 요소 해석과 진동실험을 통하여 복합재료의 물성, 고정부 길이 및 고정부 제작 조건에 따른 고유 진동수의 변화를 고찰하였다.

\* 한국과학기술원 기계공학과 대학원

\*\* 한국과학기술원 기계공학과 교수

## 2. 유한요소해석 및 실험

### 2.1 복합재료 보링바

Fig. 1은 금속 슬리브를 이용한 복합재료 바의 고정부 형상을 나타내고 있다. 영구 심쇠(Permanent mandrel)와 복합재료 몸체로 구성되며, 원봉 형상을 하고 있다. 이러한 형태는 복합재료 공구용 바의 가장 단순한 형태로서 복잡한 형상 혹은 구조물에서 얻을 수 있는 다양한 영향을 배제할 수 있으므로, 고정부에서 오는 영향만을 고려할 수 있다. 또한, 복합재료에 비하여 전단 물성이 우수한 금속 슬리브를 사용하게 되면 고정부에서의 전단 변형은 감소하게 되어 고유 진동수를 향상시킬 수 있다. 그러나, 금속의 경우 복합재료에 비하여 비강성 및 감쇠능이 낮으므로 고정부의 금속 슬리브의 적절한 설계가 필요하다.

### 2.2 유한요소해석

복합재료 바의 고정부 조건에 따른 복합재료 바의 고유 진동수 변화를 구하기 위하여 유한요소 해석을 수행하였다. 유한요소해석에서 고려된 변수는 복합재료 바의 길이 대 직경비 ( $L/D$ ), 고정부 길이 대 몸체 길이비 ( $L_c/L$ ), 복합재료의 전단 강성 대 인장 강성비 ( $G_{12}/E_1$ ) 및 금속 슬리브 두께 대 반경비 ( $t/R$ )이며, ABAQUS 6.3 (Hibbitt, Karsson & Sorensen, USA)을 이용하여 수행하였다. 해석에 사용된 영구 심쇠와 금속 슬리브의 기계적인 물성과 유한요소해석에서 고려된 변수 범위를 Table 1 과 2에 나타내었다.

Fig. 2는 슬리브형 고정부를 가지는 복합재료 바의 유한요소모델을 나타내고 있다. Fig. 2에 나타나 있듯이 복합재료 바의 몸체와 고정부의 경계부분

주위는 세밀하게 모델링하였으며, 고정부 바깥면의 변위를 고정하였다.

### 2.3 시편 및 실험장치

복합재료 바의 고정부 조건에 따른 복합재료 바의 고유 진동수 변화를 실험적으로 검증하기 위하여 Fig. 1과 같은 시편을 제작하였다. 시편 제작을 위하여 인장 강성이 각기 다른 3가지 종류의 탄소섬유 에폭시 복합재료를 사용하여 적층각  $0^\circ$ 로 영구 심쇠에 감아서 적층한 후 진공백 성형법을 이용하여 오토클레이브에서 경화시켰다. Table 3은 사용된 복합재료의 기계적인 물성을 나타내고 있다.

Table 1. Mechanical properties of the permanent mandrel and sleeve for composite bars

	Permanent mandrel	Sleeve
Material	Lead	Steel
Tensile modulus	-	207 GPa
Poisson's ratio	-	0.30
Density	11400 kg/m <sup>3</sup>	7860 kg/m <sup>3</sup>

Table 2. Parameters of the composite bar for FE analysis

Parameter	Reference	Bound
Tensile modulus, $E_1$ (GPa)	380	130 - 600
Shear modulus, $G_{12}$ (GPa)	5.5	-
Poisson's ratio, $\nu_{12}$	0.29	-
Density (kg/m <sup>3</sup> )	1750	-
Outer diameter, $D$ (m)	0.25	-
Overall length, $L$ (m)	0.25	0.2 - 0.7
Clamping length, $L_c$ (m)	0.05	0.010 - 0.05
Sleeve thickness, $t$ (m)	0.00	0.00 - 0.08

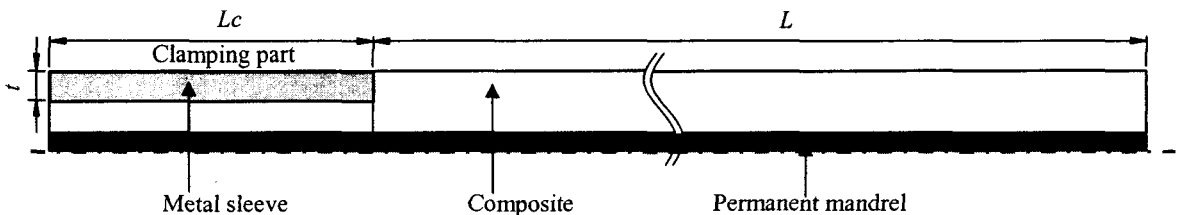


Fig. 1 Composite bar with the sleeve type clamping part

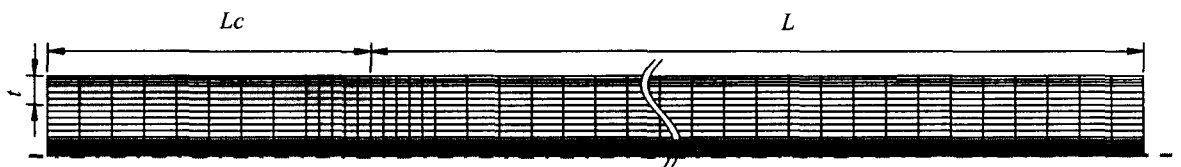


Fig. 2 Finite element model for the composite bar

Table 3. Mechanical properties of carbon fiber epoxy composite materials

	USN 150 SK chemicals, Korea	URN 300 SK chemicals, Korea	HYEJ25M80D Mitsubishi chemical, Japan
$E_1$ (GPa)	130	380	480
$E_2$ (GPa)	8.2	5.1	5.2
$G_{12}$ (GPa)	4.5	5.5	3.5
$\nu_{12}$	0.28	0.29	0.27
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	1560	1770	1750

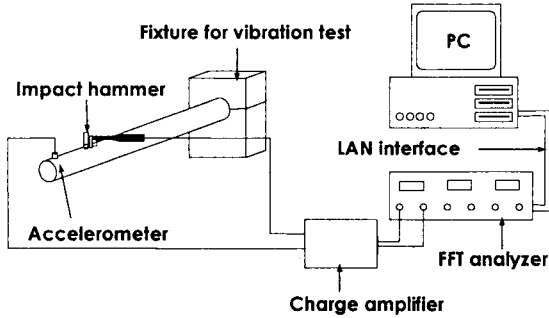


Fig. 3 Impulse response test setup

Fig. 3은 본 실험에서 사용된 진동 실험 장치 구성도를 나타내고 있다. 고정-자유 경계조건을 부여하기 위하여 고정 치구를 제작하였으며, 고정 치구에 복합재료 바를 결합한 후, 고정 치구의 볼트는 토크렌치를 이용하여 동일한 힘으로 고정하였다. 주파수 분석기 (FFT analyzer, B&K 3560C)를 통하여 주파수 응답함수를 얻은 후, 이를 분석하여 고정부 조건에 따른 복합재료 바의 고유 진동수 변화를 관찰하였다.

### 3. 해석 및 실험결과

유한요소해석과 진동실험결과는 다음 식과 같은 고유 진동수 비로 나타내었다.

$$f' = f / f_{\text{without sleeve or core}}$$

Fig. 4는 복합재료의 직경, 고정부 길이, 복합재료 인장강성 및 전단강성이 각각 25 mm, 50 mm, 380 GPa과 5.5 GPa인 경우에 대하여 복합재료 바의 길이 대 직경비 ( $L/D$ )가 복합재료 바의 고유 진동수에 미치는 영향을 나타내고 있다. 고유 진동수 비 ( $f'$ )는 금속 슬리브 두께 대 반경비 ( $t/R$ )가 증가함에 따라 급격히 증가하다가 0.3-0.4 사이에서 최대값을 가짐을 알 수 있었다. 또한, 복합재료 바의 길이 대 직경비 ( $L/D$ )가 작을수록 금속 슬리브에 의한 고유 진동수의 향상이 더 크게 나타남을 알 수 있었다.

Fig. 5는 복합재료의 직경, 몸체 길이, 복합재료 인장강성 및 전단강성이 각각 25 mm, 250 mm, 380 GPa과 5.5 GPa인 경우에 대하여 복합재료 바의 고정부 길이 대 몸체 길이 비 ( $L_c/L$ )가 복합재료 바의 고유 진동수에 미치는 영향을 나타내고 있다. 복합재료 바의 고정부 길이 대 몸체 길이 비 ( $L_c/L$ )가 큰 경우는 금속 슬리브 두께 대 반경비 ( $t/R$ )가 증가함에 따라서 고유 진동수 비가 급격히 증가하다가 0.4-0.5 사이에서 최대값을 가짐을 알 수 있었다. 그러나, 복합재료 바의 고정부 길이 대 몸체 길이 비 ( $L_c/L$ )가 작은 경우는 최대값을 가지지 않고 계속하여 증가하는 경향을 보였다. 또한, 복합재료 바의 고정부 길이 대 몸체 길이 비 ( $L_c/L$ )가 작을수록 금속 슬리브에 의한 고유 진동수의 향상이 더 크게 나타남을 알 수 있었다.

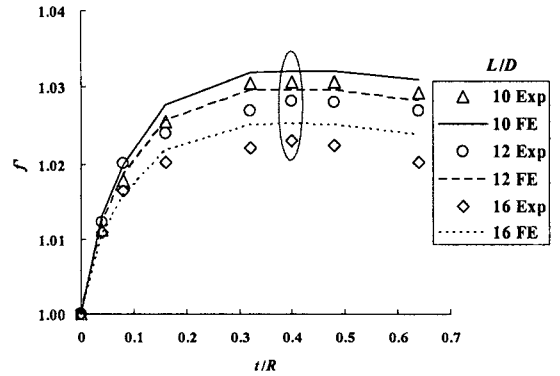


Fig. 4 FE analysis and impulse response test results,  $f'$ , of the composite bars with respect to the ratio of clamping length to overall length ( $L_c/L$ ) and sleeve thickness to radius of composite bars.

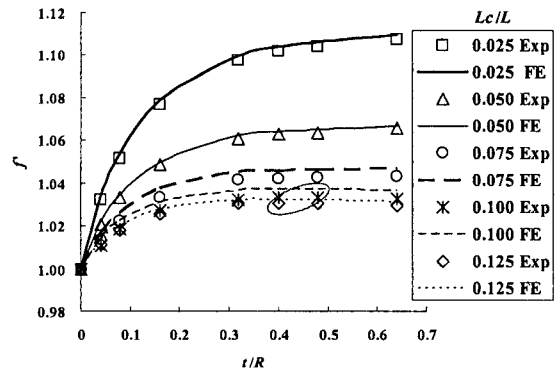


Fig. 5 FE analysis and impulse response test results,  $f'$ , of the composite bars with respect to the ratio of length to diameter ( $L/D$ ) and sleeve thickness to radius of composite bars.

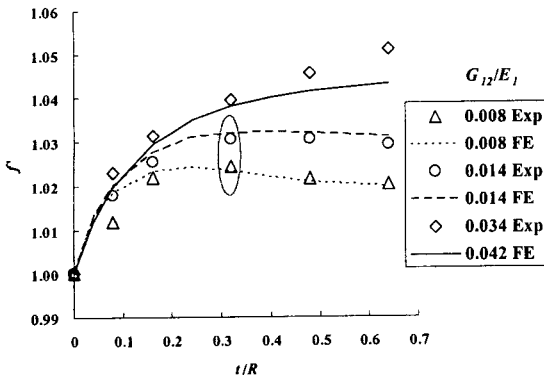


Fig. 6 FE analysis and impulse response test results,  $f$ , of the composite bars with respect to the ratio of shear modulus to tensile modulus ( $G_{12}/E_1$ ) and sleeve thickness to radius of composite bars.

Fig. 6은 복합재료의 직경, 몸체 길이 및 고정부 길이가 각각 25 mm, 250 mm와 50 mm인 경우에 대하여 복합재료의 전단 강성 대 인장 강성비 ( $G_{12}/E_1$ )가 복합재료 바의 고유 진동수에 미치는 영향을 나타내고 있다. 유한요소해석에서는 복합재료 인장강성만을 변화시켰으나, 진동실험에서 사용된 복합재료의 경우 종류에 따라서 전단 강성과 밀도의 변화도 포함되어 복합재료 전단 강성 대 인장 강성이 큰 경우는 비교가 어려웠다. 복합재료의 전단 강성 대 인장 강성비 ( $G_{12}/E_1$ )가 작은 경우는 금속 슬리브 두께 대 반경비 ( $t/R$ )이 증가함에 따라서 고유 진동수 비가 급격히 증가하다가 0.3-0.4 사이에서 최대값을 가짐을 알 수 있었다. 그러나, 복합재료의 전단 강성 대 인장 강성비 ( $G_{12}/E_1$ )가 큰 경우는 최대값을 가지지 않고 계속하여 증가하는 경향을 보였다. 또한, 복합재료의 전단 강성 대 인장 강성비 ( $G_{12}/E_1$ )가 클수록 금속 슬리브에 의한 고유 진동수의 향상이 더 크게 나타남을 알 수 있었다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 고정 결합부를 가지는 외팔보 형상의 복합재료 공구용 바의 동특성에 고정부 조건이 미치는 영향에 대한 연구를 수행하였다. 고정부에서의 전단 물성을 향상시키기 위하여 금속 슬리브 (Sleeve)를 이용한 고정부 제작 방법을 제안하였으며, 유한 요소 해석과 진동실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 복합재료 바의 길이 대 직경비가 작을수록, 고정부 길이 대 복합재료 바 길이비가 작을수록,

복합재료 전단 강성 대 인장 강성이 클수록 슬리브에 의한 복합재료 바의 고유 진동수 향상이 크다.

- 고정부 길이 대 복합재료 바의 길이비가 작은 경우 및 복합재료 전단 강성 대 인장 강성이 큰 경우, 슬리브 두께가 증가함에 따라서 복합재료 바의 고유 진동수는 계속하여 증가한다.

- 고정부 길이 대 복합재료 바의 길이비가 큰 경우, 복합재료 전단 강성 대 인장 강성이 작은 경우 및 고려된 복합재료 바의 길이 대 직경비 범위에서는 슬리브의 두께가 복합재료 바 반경의 0.3-0.4 사이 값을 가질 때 고유 진동수가 최대값을 가진다.

#### 후 기

본 연구는 과학기술부의 국가지정연구실 사업 및 두뇌한국 21 사업의 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사를 드립니다.

#### 참고문헌

- (1) D. G. Lee, K. S. Kim and Y. K. Kwak, "Manufacturing of a SCARA type direct-drive robot with graphite epoxy composite materials," *Robotica*, Vol. 9, pp. 219-229, 1991.
- (2) J. K. Choi and D. G. Lee, "Manufacturing of a carbon fiber-epoxy composite spindle bearing system for a machine tool," *Composite Structures*, Vol. 37, pp. 241-251, 1997.
- (3) D. H. Cho, D. G. Lee and J. H. Choi, "Manufacturing of one-piece automotive drive shafts with aluminum and composite materials," *Composite Structures*, Vol. 38, pp. 309-319, 1997.
- (4) D. G. Lee, H. Y. Hwang and J. K. Kim, "Design and manufacturing of a carbon fiber epoxy rotating boring bar," *Composite Structures*, Vol. 60, pp. 115-124, 2003.
- (5) G. B. Warburton, *The dynamical behaviour of structures*, Pergamon Press, Inc., 1976.
- (6) D. J. Gorman, *Free vibration analysis of beams and shafts*, John Wiley & Sons, Inc., 1975.
- (7) E. Marul, M. Hahimoto and S. Kato, "Damping capacity of turning tools, Part 1: Effect of clamping conditions and optimum clamping load," *Journal of Engineering for Industry*, Vol. 115, pp. 362-365, 1993.