

## 論文

## 초고속 복합재료 공기정압 주축의 설계

장승환\* · 이대길\*\* · 한홍삼\*

## Design of High Speed Composite Air Spindle System

Seung Hwan Chang\*, Dai Gil Lee\*\*, and Heung Sam Han\*

## ABSTRACT

In order to enhance high speed stability the composite air spindle system composed of a high modulus carbon fiber composite shaft, powder contained epoxy composite squirrel cage rotor and aluminum tool holder was designed and manufactured. For the optimal design of the composite air spindle system, the stacking sequence and thickness of the composite shaft were selected by considering the fundamental natural frequency and deformation of the system. The analysis gave results that the composite air spindle system had 36 % higher natural frequency relative to a conventional air spindle system. The dynamic characteristics of the composite spindle system were compared with those of a conventional steel air spindle system. From the calculated and test results, it was concluded that the composite shaft and the powder contained composite rotor were able to enhance the dynamic characteristics of the spindle system effectively due to the low inertia and high specific stiffness of the composite materials.

## 초 록

공기정압 주축 시스템의 동적 안정성을 향상시키기 위해 섬유강화 복합재료 주축, 자성 분말이 함침된 에폭시 복합재료 회전자 및 알루미늄 재질의 공구 연결부로 구성된 주축 시스템을 설계 및 제작하였다. 복합재료 공기정압 주축 시스템의 최적 설계를 위해 구조의 공진 주파수와 변형량 등을 고려하여 복합재료 주축의 적층 각도와 두께를 결정하였다. 해석결과 설계된 복합재료 주축 시스템은 기존의 금속 주축 시스템에 비해 36 % 더 높은 공진 주파수를 가지는 것을 알 수 있었다. 계산 및 실험 결과를 통해서 섬유강화 복합재료 주축과 자성 분말이 함침된 에폭시 복합재료 회전자로 구성된 복합재료 주축-회전자 시스템은 높은 비강성으로 인해 기존 주축 시스템의 동적특성을 향상시킬 수 있음을 확인하였다.

## 1. 서론

최근 마이크로 전자산업과 초정밀 산업의 급격한 발전에 따라 더욱 빠르고 정밀한 가공이 요구되어지고 있으며, 이러한 환경변화는 공작기계의 보다 정밀하고 강건한(robust) 구동 요소를 요구하고 있다. 초고속 구

동 요소인 공기 정압 주축(air spindle)을 비강성(specific stiffness :  $E/\rho$ ) 이 우수한 탄소 섬유 강화 에폭시 복합재료로 만들 경우 주축의 최고 구동속도가  $(EI/m)^{0.5}$  ( $E$  : Young's modulus,  $I$  : flexural stiffness of shaft section, and  $m$  : mass of spindle per unit length) 에 비례하므로 동적으로 강건한 구조를 가질

\*한국과학기술원 기계공학과

\*\*한국과학기술원 기계공학과, 교신저자(E-mail: dglee@cais.kaist.ac.kr)

수 있다.

그러나 주축과 구동 전동기의 회전자가 일체형으로 되어 있는 축 일체형 주축(built-in type spindle)의 경우 축 양쪽에 각각 위치한 공구 연결부(tool holder)와 농형 회전자(squirrel cage rotor)의 과도한 질량은 주축 시스템의 최대 구동 속도의 증가를 억제한다. 하지만 공구 연결부(tool holder)와 농형 회전자(squirrel cage rotor)를 각각 밀도가 낮은 알루미늄과 자성분말이 함유된 고분자 수지로 제작할 경우 이러한 문제를 효과적으로 해결할 수 있다.

고분자 기지 섬유강화 복합재료를 공작기계 주축 시스템에 적용하기 위한 연구는 몇몇 한정된 연구자들에 의해서 수행되었다. Lee [1] 와 Choi [2]는 볼베어링에 장착되는 고속 주축을 탄소섬유/에폭시 복합재료로 설계하였으며, 구동 특성이 기존의 강철 주축에 비해 우수함을 실험적으로 확인하였다. 또한 Choi [3] 는 공기 정압 베어링 시스템을 탄소섬유/에폭시 복합재료로 설계하고 기존의 시스템과 비교하였다.

고분자 수지에 자성 분말을 함침 시킨 복합재료의 특성에 대한 연구도 수행 되어졌다. Xiao [4] 는 액상 결정 수지의 효과와 Nd-Fe-B 자성 합금의 표면 변형(surface modification)이 합성 고분자 재료가 포함된 Nd-Fe-B 자석의 자기적-기계적 거동(magnetomechanical behavior)에 미치는 영향에 대한 연구를 수행하였다. Chang [5, 6] 은 고속 주축 시스템의 동적 성능을 향상시키기 위해 자성 분말이 함침된 에폭시 수지를 이용하여 농형 회전자를 설계하고 성능을 평가 하였다.

본 연구에서는 알루미늄 공구 연결부(tool holder)와 복합재료 농형 회전자(squirrel cage rotor) 그리고 고강성 탄소섬유/에폭시 복합재료 축으로 이루어진 복합재료 공기 정압 주축(composite air spindle)의 설계에 관한 연구를 수행하였다.

일반적으로 주축 시스템의 공구 연결부(tool holder)와 농형 회전자(squirrel cage rotor)의 질량이 크기 때문에 축만을 밀도가 작은 복합재료로 대체할 경우 강건 구조(robust structure)를 얻기가 힘들므로 주축 시스템의 효과적인 고속 구동을 위해 알루미늄 공구 연결부와 복합재료 농형 회전자를 도입하였다. 공구 연결부와 농형 회전자의 질량에 따른 복합재료 공기 정압 주축의 1차 고유 진동수를 계산하였으며, 또한 상용 유한요소 프로그램을 이용하여 실제 구동 환경에서 복합재료 주축의 적층 각도에 따른 반경 방향의 변형

량을 계산하였다. 복합재료 주축의 동적 및 열적 특성을 고려하여 최적의 적층 각도와 두께를 결정하였다. 마지막으로 제작된 복합재료 공기 정압 주축의 1차 공진 주파수(1st resonant frequency)와 손실 계수(loss factor)를 실험적으로 측정하였으며, 기존 시스템과 비교하였다.

## 2. 복합재료 공기 정압 주축의 구성

복합재료 일체형 주축 시스템은 Fig. 1에서 보이는 바와 같이 공구 연결부(tool holder)와 유도 전동기의 복합재료 농형 회전자(composite squirrel cage rotor) 그리고 셸 형태(shell type)를 가지는 탄소섬유/에폭시 복합재료 축으로 이루어져 있다. 복합재료 주축의 도입으로 일체형 주축 시스템의 질량이 줄었지만 주축 양단에 위치한 공구 연결부(tool holder)와 농형 회전자(squirrel cage rotor)의 질량을 감소시키지 않을 경우 주축 시스템의 1차 공진 주파수를 높일 수 없다. 따라서 본 연구에서는 공구 연결부와 농형 회전자의 재료로서 각각 알루미늄과 자성 분말을 함유한 복합재료를 이용하여 설계 하였다. 복합재료 회전자 재료는 철분말이 50 %의 부피 분율을 가지는 고분자 기지 복합재료이며, 단락환(end ring)과 전도체 봉(conductor bar)은 알루미늄 재질로 구성되어 있다. 공구 연결부와 회전자 연결부(connector)는 복합재료 축과 접착제(araldite AV 138A / HV 998, ciba-geigy, switzerland)를 이용한 접착으로 결합되며, 접합에 사용된 접착제의 물성은 Table 1 과 같다.

Table 2 는 주축 시스템을 구성하는 각 요소의 질량을 나타낸다.

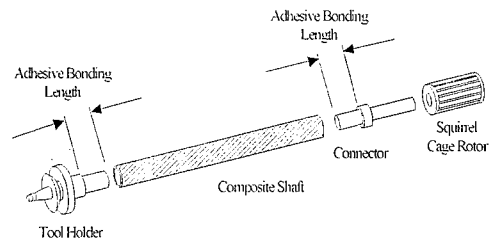


Fig. 1 Configuration of the composite air spindle system.

Table. 1 Properties of the adhesive resin(Araldite)

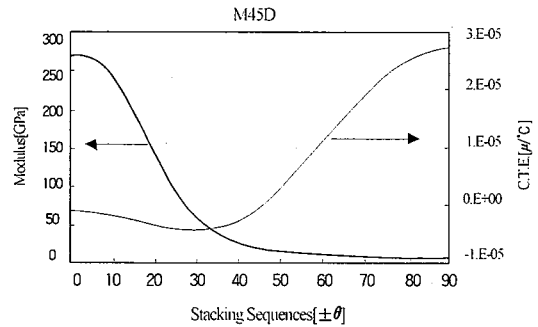
	Room Temperature	80°C
Tensile Modulus[GPa]	4.7	1.1
Tensile Strength[MPa]	39	17
Tensile Failure Strain[%]	2.0	9.5
Density[kg/m <sup>3</sup> ]	1200	1200

Table. 2 Masses of the components

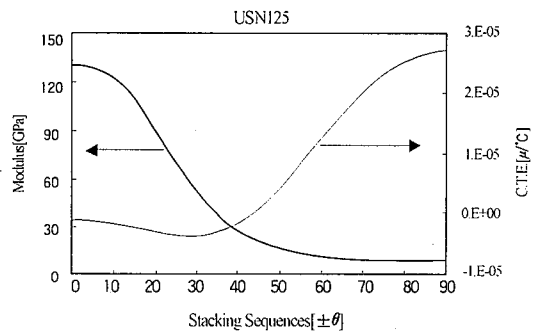
	Conventional System [kg]	Composite Rotor System [kg]
Tool Holder	0.106(Stainless Steel)	0.048(Aluminum)
Squirrel Cage Rotor	0.238	0.156

### 3. 복합재료 공기 정압 주축의 설계

복합재료 공기 정압 주축(air spindle)의 적층 각도와 적층 두께는 주축의 구동 시 발생하는 원심력과 열팽창에 의한 반경 방향의 변형량과 1차 공진 주파수 그리고 제작의 효율성 등을 고려하여 결정 되었다. 복합재료 공기 정압 주축(air spindle)의 설계를 위해서 내부와 외부의 표면 층(skin layer) 용으로 고강도 프리프레그(high strength prepreg)인 USN125(SK chemical, KOREA)와 내부 핵심층(core layer) 용으로 고강성 프리프레그(high stiffness prepreg)인 M45D(mitsubishi, JAPAN)두 가지 종류의 프리프레그를 사용하였다. 모든 프리프레그를 축방향 Axial Direction)으로 적층 할 경우 높은 1차 공진 주파수(1st resonant frequency)와 높은 굽힘 강성(bending stiffness)을 가질 수 있지만, 이 경우 Fig. 2와 Table 3에서 보이는 바와 같이 원주 방향(hoop direction)의 열팽창 계수(coefficient of thermal expansion)가 매우 커지게 된다. 따라서 복합재료 주축의 축방향과 원주방향 사이의 강성(stiffness)과 열팽창 계수의 보정이 필요하다. 이러한 두 직교 방향 사이의 물성 차이에 기인한 문제를 해결하기 위해 적층 순서(stacking sequence)를  $[\pm\theta_m/\pm\theta_n/\pm\theta_m]_T$  ( $\theta = 5$  or  $15$  and  $n \gg m$ )으로 결정하여 각 층의 적층 각도를 여러 가지 해석을 통해 결정하였다.



(a) Carbon fiber/epoxy composite(M45D, Mitsubishi, JAPAN)



(b) Carbon fiber/epoxy composite(USN125, SK Chemical, KOREA)

Fig. 2 Material properties of the composite w.r.t. stacking sequence.

Table. 3 Material properties of both prepregs

	USN125	M45D
$E_L$ [GPa]	130	270
$E_T$ [GPa]	8.2	5.9
$\nu_{LT}$	0.28	0.28
$\alpha_{11}$ [ $\mu m/m^\circ C$ ]	-0.9	-1.0
$\alpha_{22}$ [ $\mu m/m^\circ C$ ]	27.0	27.0
$t_{th}$ [mm]	0.125	0.220

Table 4 는 기존의 금속 공기 정압 주축과 복합재료 공기 정압 주축의 사양이다. 복합재료 주축은 기하학적으로 내부가 빈 셀 형태이며, 재료의 밀도가 기존 금속에 비해 매우 작으므로 축의 질량과 회전 관성이 기존 구조에 비해 작다. 또한 복합재료 축을  $[\pm\theta_m/\theta_n/\theta_m]_T$  ( $\theta = 5$  or  $15$  and  $n \gg m$ )으로 적층할 경우

축의 주요 강성은 축 방향으로 작은 각을 가지고 적층된 핵심 층(core layer :  $[\pm\theta_n]$ )에 의해서 얻을 수 있으며, 얇게 적층된 내부와 외부 표면층(skin layer :  $[\pm\theta_m]$ )은 원주방향으로 적층 되어 원심력과 온도 상승에 의한 원주방향의 변위를 억제하는 역할을 하므로 복합재료 주축의 굽힘 비강성(specific bending stiffness :  $EI/\rho$ )은 기존 금속 주축에 비해 매우 높다.

Table 4 Configurations of the air spindle shaft

	Steel spindle	Composite spindle
Cross section	Solid circular shape	Hollow circular shape
Outer diameter $D_o$ [mm]	27.0	27.0
Inner diameter $D_i$ [mm]	-	Variable (set to 20.0)
Density $\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	7800	1600
Rotational Inertia $I$ [kg·m <sup>4</sup> ]	$93.6 \times 10^{-6}$	Depends on the inner diameter ( $13.4 \times 10^{-6}$ )
Specific bending stiffness $I/\rho$ [m <sup>4</sup> /sec <sup>2</sup> ]	0.7	Depends on the stacking sequence and the inner diameter (1.65 in case of $[\pm 60/\pm 15/\pm 60]_T$ )

내부와 외부의 표면 층의 적층 각도를 결정하기 위해 상용 유한요소 프로그램인 ANSYS 5.3을 이용하여 주축의 구동 환경에서 원심력과 온도 상승에 따른 반경 방향의 변위와 복합재료 내부에서 발생하는 제조 열 응력(residual thermal stress)을 여러 가지 적층 각도에 대해 계산하였으며, 적층 각도에 따른 굽힘 비강성(specific bending stiffness :  $EI/\rho$ )을 계산하였다. 내부와 외부 표면 층과 핵심 층 사이의 적층 각도가 큰 차이를 가질 경우 층간에서 발생하는 응력이 커지기 때문에 안전한 설계를 위해서는 제조 열 응력을 반드시 고려하여야 한다. 제조 열 응력 해석을 위한 모델링은 강철 맨드릴(mandrel)과 그 위에  $[\pm\theta_m/\theta_n/\theta_m]_T$  ( $\theta = 5$  or  $15$  and  $n \gg m$ )로 적층 되는 복합재료로 구성되어 있다.

복합재료의 경화 공정은 Fig. 3에 보인 바와 같은 온도 이력을 가지므로 복합재료 경화가 125 °C에서 일어난 후 상온(25 °C)으로 온도가 내려간다는 가정 하에 온도 차를 -100 °C로 설정 하였다.

응력 해석을 통해 얻은 축 방향과 원주 방향 응력 ( $\sigma_i$ ,  $i = z, \theta, z\theta$ ) 을 이용하여 복합재료의 파손을 예측하기 위해 식 (1) 과 같은 변환 행렬 (transformation matrix)을 이용하여 복합재료 각 층의 섬유 방향과 섬

유의 직교 방향의 주응력 ( $\sigma_i$ ,  $i = 1, 2, 6$ ) 을 계산하였다.

$$\begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos^2\theta & \sin^2\theta & 2\cos\theta \sin\theta \\ \sin^2\theta & \cos^2\theta & -2\cos\theta \sin\theta \\ -\cos\theta \sin\theta & \cos\theta \sin\theta & 2\cos\theta \sin\theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_z \\ \sigma_\theta \\ T_{z\theta} \end{bmatrix} \quad (1)$$

위의 변환 행렬을 이용하여 Fig. 4 와 같이 적층판 축 응력(laminate axis stress)을 주응력(principal Material axis stress)으로 변환한 후 평판 응력(plane stress)으로 가정하고 Tsai-Wu 파손 이론을 이용하여 파괴 지수(Failure Index : FI)를 계산 하였다

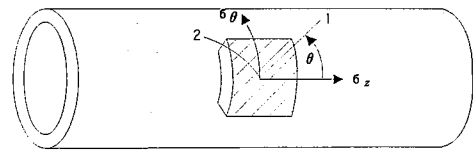


Fig. 4 Coordinate transformation from laminate axis to principal axis.

[7]식 (2)로 표시되는 파괴 지수 FI가 1인 경우 복합재료의 파손이 시작되는 것으로 간주한다.

$$FI = F_{11} \sigma_1^2 + F_{22} \sigma_2^2 + F_{66} \sigma_6^2 + F_{11} \sigma_1 + F_{22} \sigma_2 + 2F_{12} \sigma_1 \sigma_2 \quad (2)$$

여기서

$$\begin{aligned} F_{11} &= \frac{1}{S_L^{(+)} S_L^{(-)}} & F_1 &= \frac{1}{S_L^{(+)}} - \frac{1}{S_L^{(-)}} \\ F_{22} &= \frac{1}{S_T^{(+)} S_T^{(-)}} & F_2 &= \frac{1}{S_L^{(+)}} - \frac{1}{S_L^{(-)}} & F_{66} &= \frac{1}{S_{LT}^2} \\ F_{12} &= \frac{\sqrt{(F_{11} F_{22})}}{2} \end{aligned}$$

Table 5에 각 복합재료 프리프레그의 강도를 나열 하였다. 위 첨자 (+), (-)는 각각 인장과 압축을 의미 하며, 아래 첨자 L과 T는 각각 섬유방향과 그 직교 방향의 강도를 의미한다.

Table. 5 Strengths of the materials

[MPa]	USN125 (for skin layers)	M45D (for core layer)
$S_L^{(+)}$	1800	1580
$S_L^{(-)}$	-1800	-1580
$S_T^{(+)}$	60	46
$S_T^{(-)}$	-60	-46
$S_{LT}$	75	81

응력 해석 결과로부터 제조 열 응력에 의한 복합재료의 파괴지수  $FI$  는 Fig. 5에서 보이는 바와 같이 핵심 층(core Fig. 5에서 보이는 바와 같이 핵심 층(core layer)의 적층 각도가  $[\pm 5]$  와  $[\pm 15]$ 일때 모두 표면 층 (Skin Layer)의 적층 각도가 증가함에 따라 증가하는 경향을 나타내었다. 또한 핵심 층의 적층 각도가  $[\pm 5]$ 일 때의 제조 열 응력이  $[\pm 15]$ 로 적층 된 경우보다 높은 파괴 지수를 나타냈으며, 이는 Fig. 2 에서 보인 바와 같이  $[\pm 5]$ 와 표면 층 사이의 열 팽창 계수 차이가  $[\pm 15]$ 로 적층 한 경우와 거의 같은 열팽창 계수 차이를 가지는 반면 강성 차이는 상대적으로 크기 때문으로 판단된다.

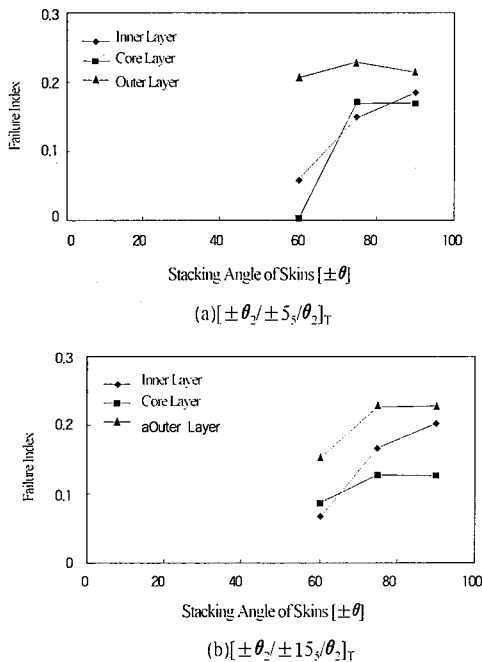


Fig. 5 Failure indices of the composite by residual thermal stresses.

반면에, 복합재료 주축의 굽힘 강성(bending stiffness)은 핵심 층의 적층 각도에 의존하였으며, 표면 층의 적층 각도에는 거의 영향을 받지 않았다.

Fig. 6 은 핵심 층의 적층 각도가  $[\pm 5]$  와  $[\pm 15]$  일 때 표면 층의 적층 각도와 적층 두께에 대한 굽힘 비 강성(specific bending stiffness) 이다.

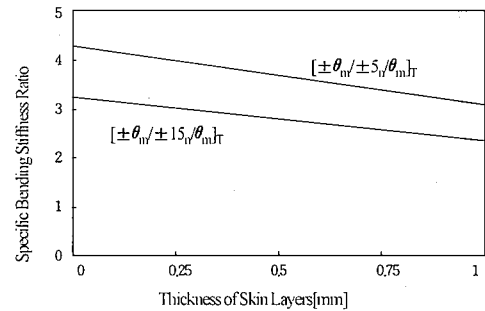


Fig. 6 Bending stiffness ratio w.r.t. the thickness and angle of the skin layers( $\theta=60,75,90$ ).

계산 결과 복합재료 주축의 굽힘 비 강성은 계산에 사용된 모든 적층 각도의 조합 범위에서 기존의 강철 주축에 비해 우수한 것을 알 수 있었다. 복합재료 공기 정압 주축의 구동 시 반경 방향의 변형량을 계산하기 위해 Fig. 7과 같은 유한 요소를 모델링 하였다. 계산을 위해 구동 시 온도 상승량 ( $\Delta T$ )을 구동 속도 30,000 rpm [500 Hz, 3142 rad/sec] 과 50,000 rpm [833 Hz, 5236 rad/sec] 의 경우 각각  $10^\circ\text{C}$ 와  $20^\circ\text{C}$ 로 설정 하였으며, 복합재료 각 층의 적층 각도를 변경하면서 계산을 수행하였다.

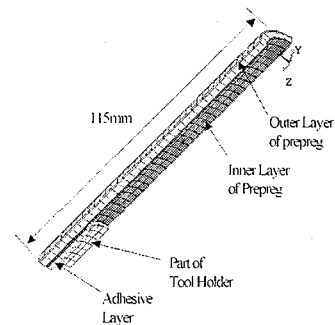


Fig. 7 Finite element model of the composite air spindle system.

Fig. 8 에서 보이는 바와 같이 복합재료 주축이  $[\pm 5]_{\text{GT}}$  와  $[\pm 15]_{\text{GT}}$ 로 적층된 경우 원주 방향 열 팽창 계수는 각각  $27(\mu\text{m}/\text{m}^\circ\text{C})$  와  $23(\mu\text{m}/\text{m}^\circ\text{C})$  정도로 매우 크고, 탄성 계수가 각각 6.0 GPa 과 6.5 GPa 정도로 작으므로, 복합재료 주축의 반경 방향 최대 변형량이 기존의 금속 주축 시스템에 비해 매우 큰 것을 알 수 있다. 공기 베어링의 간극이 15  $\mu\text{m}$  인 것을 감안하면 복합재료 주축을  $[\pm 5]_{\text{GT}}$  나  $[\pm 15]_{\text{GT}}$ 로 적층 할 경우 베어링 유막이 파괴됨을 알 수 있다. 공구 연결부나 회전자 연결부와 접촉된 부분의 반경 방향 변형량은 다른 부분에 비해 작은 변형량을 가졌는데, 이는 알루미늄 재질로 된 두 연결부의 원주 방향 열팽창 계수가 복합재료에 비해 작고 강성은 크기 때문에 연결부가 복합재료의 팽창을 억제했기 때문이다.

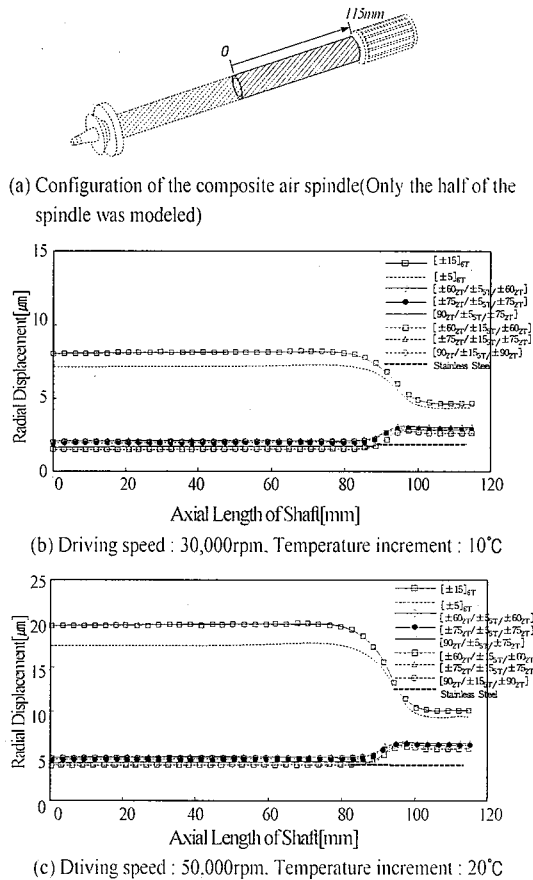


Fig. 8 Radial displacement of composite air spindle with various stacking combinations.(Underlined figures represent USN125 prepreg and the others are M45D prepreg).

이와 같은 변형 경향으로부터 핵심 층 내, 외면에 큰 적층 각(축 방향에 대해 60, 75, 90도)을 가지는 프리프레그를 적층 하는 것이 유리함을 알 수 있었으며, 계산 결과 이러한 방법이 Fig. 8 에서와 같이 복합재료 주축의 반경 방향 변형량을 효과적으로 감소 시켜 주는 것을 확인 하였다.

지금까지의 강도 해석과 강성 해석을 통해 복합재료 주축의 적층 순서와 각도를  $[\pm 60_2/\pm 15_5/\pm 60_2]_T$  로 결정 하였다.

#### 4. 주축-회전자 시스템의 동적 거동

주축, 공구 연결부, 그리고 회전자의 질량의 변화에 따른 공기 정압 주축 (air spindle)의 1차 공진 주파수를 계산하기 위해서 Fig. 9 와 같이 단순화 모델 (simplified model)을 사용하였다.

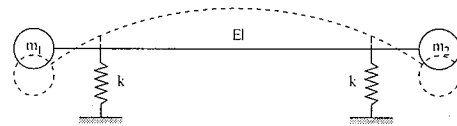


Fig. 9 Simplified model of the air spindle system.

Fig. 9 에서  $m_1$  과  $m_2$  는 각각 공구 연결부와 농형 회전자부의 질량이며,  $k$ 는 공기 베어링(air bearing)의 등가 스프링 상수이며, 그 값은 17 MN/m 이다. 실제 공기 정압 주축의 동적 엄밀해 (exact dynamic solution)를 계산하는 것은 매우 어려우므로 본 연구에서는 Rayleigh 에너지 방법 [8, 9]을 이용하여 주축의 1차 공진 주파수의 근사해 (approximate solution)를 구하였다. Rayleigh 에너지 방법으로 해를 구하기 위해서 시도 함수(trial function)로서 식 (3)과 같이 주축의 정적 처짐 곡선과 유사한 형태를 가지는 조화함수  $v(x)$ 를 이용하였다. 선택된 시도 함수(trial function)를 이용하여 식 (4)와 식 (5)와 같이 주축 구조의 운동 에너지(kinetic energy)  $T$ 와 포텐셜 에너지(potential energy)  $U$ 를 표현하였다.

$$v(x) = \sin \frac{\pi x}{L} \quad (3)$$

$$T = T_{\text{beam}} + T_{\text{mass}} = \frac{1}{2} \rho S \int_0^L \dot{v}^2 \sin^2 \frac{\pi x}{L} dx + \frac{1}{2} m_1 + \frac{1}{2} m_2 \quad (4)$$

$$U = U_{\text{beam}} + U_{\text{spring}} = \frac{1}{2} EI \left( \frac{\pi}{L} \right)^4 \int_0^L \sin^2 \frac{\pi}{L} \times dx + \frac{k}{4} \quad (5)$$

여러 가지 각도로 적층된 복합재료 주축의 계산을 위해서 굽힘 강성 EI는 식 (6) 과 같이 내부와 외부 표면층 ( $E_{\text{f}}$ ,  $E_{\text{b}}$ ) 그리고 핵심 층의 굽힘 강성 ( $E_{\text{c}}$ )을 고려한 등가 강성을 이용하였다.

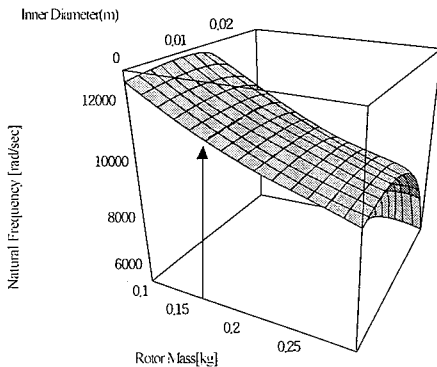
$$EI = E_{\text{f}} I_{\text{f}} + E_{\text{c}} I_{\text{c}} + E_{\text{b}} I_{\text{b}} \quad (6)$$

Rayleigh 에너지 방법에 의해 계산된 1차 공진 주파수는 다음의 식 (7)로 표현할 수 있다.

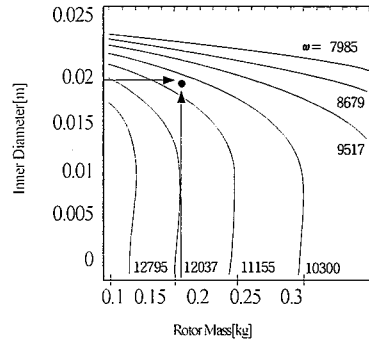
$$\omega^2 = R(v) = \frac{[v, v]}{[\sqrt{mv}, \sqrt{mv}]} = \frac{\frac{1}{2} EI \left( \frac{\pi}{L} \right)^4 \int_0^L \sin^2 \frac{\pi}{L} \times dx + \frac{k}{4}}{\frac{1}{2} \rho S \int_0^L \sin^2 \frac{\pi}{L} \times dx + \frac{1}{2} m_1 + \frac{1}{2} m_2} \quad (7)$$

여기서  $R(v)$ 는 Rayleigh 지수(quotient) [9] 이며, 큰 괄호는 에너지 내적(energy inner product)을 의미한다. 식 (7)의 적분 계산을 정리하여 주축 시스템의 1차 공진 주파수를 나타내면 다음의 식 (8)과 같다.

$$\omega = \sqrt{\frac{k + 97.4EI/L^3}{2(m_1 + m_2) + \rho SL}} \quad [\text{rad/sec}] \quad (8)$$



(a) 3-D plot of the fundamental natural frequency



(b) Contour plot

Fig. 10 Fundamental natural frequency of air spindle system w.r.t mass of the tool holder and inner diameter of the shaft.

유도된 결과를 이용하여 주축 시스템의 공진 주파수를 계산한 결과 주축 시스템의 1차 공진 주파수는 Fig. 10에서 보이는 바와 같이 주축 양단의 공구 연결부와 회전자 질량의 변화에 민감하게 변화함을 알 수 있었으며, 복합재료 주축의 경우 주축의 두께에도 의존하는 것을 알 수 있었다.

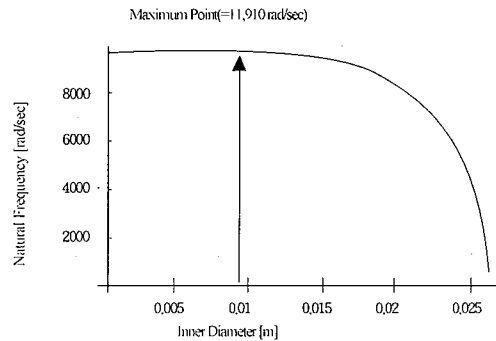


Fig. 11 Variation of the fundamental natural frequency w.r.t. inner diameter of the composite shaft when the aluminum tool holder was installed.

Fig. 11 은 알루미늄 공구 연결부가 결합된 복합재료 주축 시스템의 축 내경의 변화에 대한 1차 공진 주파수의 변화량을 도시한 것이다. Fig. 11 에서 보이는 바와 같이 복합재료 축의 두께를 결정하는 내경의 치수에 따른 공진 주파수의 변화는 비선형성을 가진다.

Fig.11 에서 보인 결과로부터 복합재료 주축-회전자 시스템은 복합재료 주축의 내경과 두께가 각각 95 mm 와

8.75 mm 일 때 11,910 rad/sec [113,732 rpm, 1,896 Hz] 의 최고 1차 공진 주파수를 가지는 것을 확인 하였다. 그러나 이 경우 복합재료 주축의 두께가 두꺼워져서 복합재료 경화에 문제가 있으므로 복합재료의 적층 수를 줄이는 것이 필요하다. 주축의 두께가 3.5 mm가 되도록 복합재료 주축 내경이 20 mm 인 경우 주축의 1차 공진 주파수가 10,561 rad/sec [100,848 rpm, 1,681 Hz] 로 최대 공진 주파수에 비해 약 11.3 % 정도 낮은 값을 가지지만 기존의 금속 주축-회전자 시스템에 비해 약 35.7 % 정도 높은 공진 주파수를 얻을 수 있음을 알 수 있었다. 기존 금속 주축-회전자 시스템의 1차 공진 주파수는 7,784 rad/sec [74,331 rpm, 1,239 Hz] 이다.

공기 베어링의 스프링 상수가 0인 경우 즉, 자유단 경계 조건(free-free boundary condition)일 때 주축의 각 요소의 질량에 따른 1차 공진 주파수를 계산 하여 그 결과를 Fig. 12 에 나타내었다.

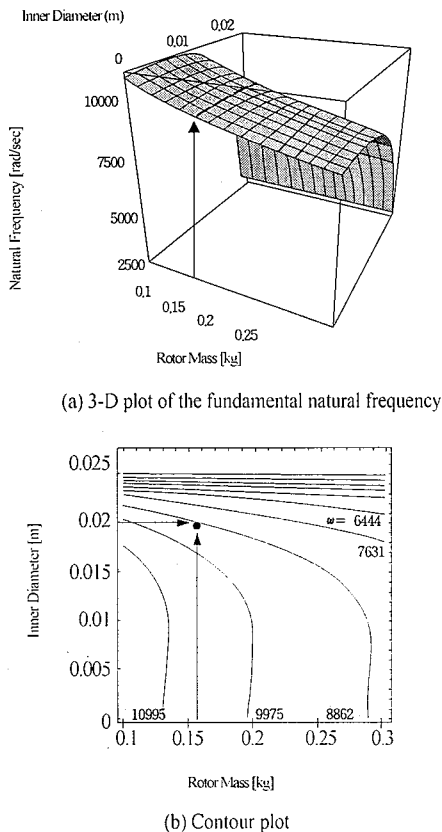


Fig. 12 Fundamental natural frequency of the air spindle structure w.r.t mass of the tool holder and inner diameter of the shaft with free-free boundary.

계산 결과, 자유단 조건 상태에 있는 복합재료 주축-회전자 시스템의 1차 공진 주파수는 8,752 rad/sec [83,575 rpm, 1,393 Hz] 였으며, 이 값은 기존의 금속 주축-회전자 시스템에 비해 22.6 % 높은 값이다.

## 5. 공기 정압 주축의 제작 및 진동 실험

복합재료 공기 정압 주축의 복합재료 축을  $[\pm 60_2/\pm 15_2/\pm 60_2]_T$  로 적층 하기 위해 일단 강철 맨드렐 위에 테플론 필름(teflon film)을 감은 후 내면 표면 층인  $[\pm 60_2]$ 를 USN125프리프레그로 적층한 후 그 위에 핵심 층인 M45D 프리프레그를  $[\pm 15_2]$ 의 적층 각도로 적층하고 그 위에 다시 외면 표면 층인  $[\pm 60_2]$ 를 적층 하였다. 적층된 복합재료 축은 진공백(vacuum bag)으로 감싼 후 오토클레이브(autoclave)에 넣고 Fig. 3 과 같은 경화 사이클을 이용하여 6기압, 125 °C 로 4시간 가량 경화 시켰다. 진공백 성형 공정은 적층된 복합재료가 경화 되는 동안 내부에서 발생할 수도 있는 가스나 기포를 효과적으로 배출 시켜서 경화된 제품의 기계적 물성을 향상시키고, 상승된 온도에 의해 점도(viscosity)가 떨어진 수지(resin)가 섬유(fiber) 사이에 고르게 분포할 수 있도록 한다. 경화가 끝난 복합재료 축에서 맨드렐을 제거한 후 공구 연결부와 회전자 연결부와의 원활한 접착을 위해 접착면을 사포를 이용하여 표면 처리를 하고 접착제를 이용하여 접착을 한 후 외면 연삭을 하여 복합재료 표면의 불균일성으로 인한 편심 진동의 가능성을 배제 시켰다.

제작된 복합재료 주축의 진동 특성을 평가 하고 기존 주축 시스템과의 성능을 비교하기 위해 진동 실험을 수행하였다.

진동 실험은 FFT(Fast Fourier Transform)분석기를 이용한 가진 실험이며, 측정에 사용된 장비는 2-채널 FFT 분석기(dual channel FFT analyzer : B & K 2032)와 전하량 증폭기(charge amplifier : B & K 2626), 충격 망치(impact hammer : B & K 8202), 가속도계(accelerometer : B & K 4374) 그리고 힘 변환기(force transducer : B & K 8200)이다. 복합재료 주축 시스템과 기존 금속 주축 시스템을 각각 실(string)에 매달아 자유단 경계 조건을 부가한 후 충격 망치로 가진 하고 가속도계로 신호를 받는 충격-응답 기법(impulse-response method)을 이용하여 각 구조의 공진 주파수(resonant frequency)와 그 주파수에서의 손실 계수(loss factor)를 구하였다. Fig. 13 은 실험 과



정의 개략도 이다.

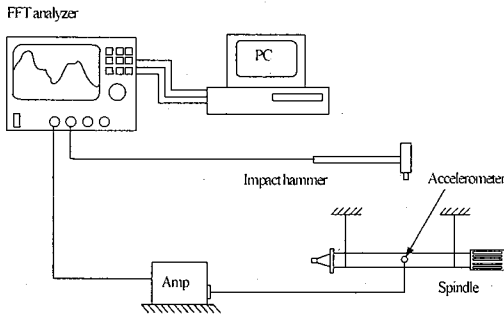


Fig. 13 Schematic diagram of the testing apparatus.

본 연구에서는 측정된 신호의 높은 신뢰성을 보장하기 위해 신뢰도(coherence)가 0.95 이상인 10개의 측정 데이터만을 평균하였다. 신뢰도(coherence)란 입력 신호에 대한 출력 신호의 선형성을 의미하며, 신뢰도가 1일 때 가장 높은 신뢰성을 보장할 수 있다 [10].

공진 주파수에서의 손실 계수(loss factor) $\eta$ 는 공진 위치에서의 반 파워 대역 폭 (half power Band width)을 이용하여 식 (9)로 계산할 수 있다.

$$\eta = \frac{f_2 - f_1}{f_r} \quad (9)$$

여기서,

$f_1$  : Left side frequency [Hz] of the half power band [3dB]

$f_2$  : Right side frequency [Hz] of the half power band [3dB]

$f_r$  : Resonance frequency [Hz]

Fig. 14 와 Fig. 15 는 진동 실험을 통해 측정된 두 가지 주축 시스템의 1차 공진 주파수와 손실 계수이며, Table 6 은 실험으로 측정된 공진 주파수와 Rayleigh 에너지 방법으로 계산된 공진 주파수의 비교치이다. 계산치와 측정치의 오차는 계산을 위해 사용한 모델의 단순성(simplicity)에 기인하는 것으로 판단된다.

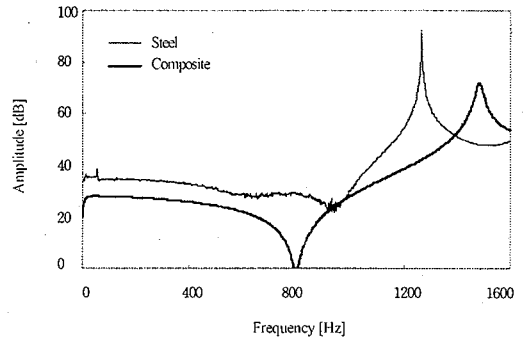


Fig. 14 Fundamental natural frequencies of each spindle system.

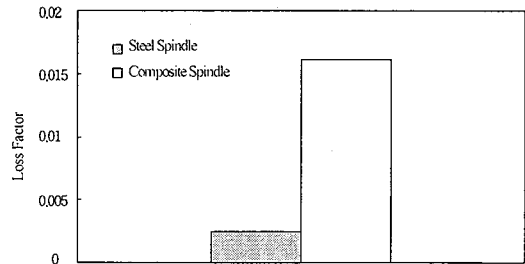


Fig. 15 The loss factor of each spindle system.

Table. 6 Test and calculation results

[Hz]	Test	Calculation	Error
Steel Spindle System	1.266	1.136	10.2%
Composite Spindle System	1.484	1.393	6.1%

실험 결과 복합재료 주축 시스템의 1차 공진 주파수와 손실 계수는 기존의 금속 주축 시스템보다 각각 17.2%와 563% 더 큰 것을 확인하였다. 따라서 설계된 복합재료 주축 시스템은 동적으로 매우 우수한 성능을 가짐을 알 수 있었다.

## 6. 결론

본 장에서는 고강성 탄소섬유/에폭시 복합재료 축과 알루미늄 공구 연결부(tool holder) 그리고 자성 분말을 함유한 에폭시 수지로 제작된 복합재료 농형 회전자

(squirrel cage rotor)로 구성된 복합재료 공기 정압 주축-회전자 시스템(composite air spindle-rotor system)의 설계 및 제작 그리고 실험을 수행하였다. 복합재료 주축의 적합한 적층 순서와 각도를 결정하기 위해서 실제 구동 환경에 의한 축의 반경 방향 변위와 제조 열응력을 고려하였다. 또한 회전자와 공구 연결부의 질량에 따른 복합재료 주축-복합재료 농형 회전자 시스템의 동적 거동을 예측하기 위해서 Rayleigh 에너지 방법을 이용하였다. 이러한 방법을 통해서 복합재료 주축 시스템의 회전자 질량 의존성을 파악하였다.

계산 및 실험 결과로부터 다음과 같은 결과를 얻었다.

1. 탄소섬유/에폭시 복합재료 주축과 자성 분말을 함유한 고분자 수지 농형 회전자는 기존 공기 정압 주축-회전자 시스템의 관성을 50 % 이상 감소시켰다.
2. 복합재료 공기 정압 주축 시스템의 1차 공진 주파수와 손실 계수는 기존 금속 시스템에 비해 각각 17.2 %와 563 % 증가하였다.
3. 설계된 복합재료 공기 정압 주축 시스템은 기존 시스템에 비해 35.7 % 높은 구동 주파수를 얻을 수 있다.

## 후 기

이 논문은 (2000)년 한국학술진흥재단의 학술연구비에 의하여 지원되었음.

## 참고 문헌

- (1) Lee, D.G., Sin, H.C. and Suh, N.P., "Manufacturing of a Graphite Epoxy Composite Spindle for a Machine Tool," *Ann. CIRP*, Vol. 34, 1985, pp. 365 - 369.
- (2) Choi, J.K. and Lee, D.G., "Manufacture of a Carbon Fiber-Epoxy Composite Spindle-Bearing System for a Machine Tool," *Composite Structures*, Vol. 37, 1997, pp. 241 - 251.
- (3) Lee, D.G. and Choi, J.K., "Design and Manufacture of an Aerostatic Spindle Bearing System with Carbon Fiber-Epoxy Composites," *Journal of composite materials*, Vol. 34, 2000, pp. 1150-1175.
- (4) Xiao, J. and Otaigbe, J. U., "Polymer Bonded Magnets. II. Effect of Liquid Crystal Polymer and Surface Modification on Magneto-Mechanical Properties," *Polymer Composites*, Vol. 21, 2000, pp. 31 - 42.
- (5) Chang, S.H., Lee, D.G. and Choi, J.K., "Composite Rotor for High-Speed Induction Motor," *Composite Structures*, Vol. 50, 2000, pp. 37 - 47.
- (6) Chang, S.H. and Lee, D.G., "Influence of the Steel Core of Composite Squirrel Cage Rotor on Motor Performance," *Polymer Composites* (in press).
- (7) Gibson, R.F., *Principles of Composite Material Mechanics*, McGraw-Hill, Inc., New York, 1994.
- (8) Meirovitch, L., *Principles and techniques of vibrations*, Prentice-Hall, Inc., New Jersey, 1997.
- (9) Lalanne, M., Berthier, P. and Hagopian, J. D., *Mechanical Vibrations for Engineers*, John Wiley and Sons, New York, 1983.
- (10) Ewins, D. J., *Modal Testing : Theory and Practice*, Research Studies Press Ltd., England, 1984.
- (11) Nashif, A. D., Jones, D. I. G. and Henderson, J. P., *Vibration Damping*, John Wiley & Sons, New York, 1985.