

## 경량화 및 NVH 향상을 위한 복합재료 프로펠러 축의 설계

윤형석<sup>1)</sup> · 김철<sup>2)</sup> · 문명수<sup>3)</sup> · 오상엽<sup>1)</sup>

현대자동차 상용연구소<sup>1)</sup> · 경북대학교 기계공학과<sup>2)</sup> · 경북대학교 대학원<sup>3)</sup>

### Design of a Composite Propeller Shaft with the Reduced Weights and Improved NVH

Hyungseok Yoon<sup>1)</sup> · Cheol Kim<sup>2)</sup> · Myungsoo Moon<sup>3)</sup> · Sangyeob Oh<sup>1)</sup>

<sup>1)</sup>Hyundai Motor Commercial Vehicle R&D Center, 800 Yongam-Ri, Bongdong-Eup, Wanju-Kun, Jeollabuk-do 565-900, Korea

<sup>2)</sup>Department of Mechanical Engineering, Kyungpook National University, Daegu 702-701, Korea

<sup>3)</sup>Graduate School of Kyungpook National University, Daegu 702-701, Korea

(Received 22 March 2002 / Accepted 7 November 2002)

**Abstract** : The front 2 pieces of the 3-piece steel propeller shaft installed on a 8.5-ton truck were redesigned with a 1-piece composite propeller shaft with steel yokes and spline parts to get the reduction of weight and the improvement of NVH characteristics. Based on the analysis of bending vibration, strength and cure-induced residual stresses of the composite propeller shaft, proper composite materials and stacking sequences were selected. The composite propeller shaft requires a reliable joining method between the shaft and steel end parts through a steel connector. From 3-D contact stress analyses of the laminated composite shaft with bolted joints, the 3-row mechanical joint which satisfies the torque transmission capability has been designed. Several full-scale composite shafts were fabricated and tested to verify the design analyses. The design requirements are shown to be satisfied. With the newly designed composite shaft, the weight reduction more than 50% and improvements in NVH characteristics have been achieved.

**Key words** : Composite propeller shaft(복합재 구동축), Weight-saving(경량화), Bending vibration(굽힘진동), Torque(비틀림), Filament winding(필라멘트 와인딩)

#### Nomenclature

$L$  : shaft length, m

$E$  : effective composite modulus, N/s<sup>2</sup>

$I$  : moment of inertia, m<sup>4</sup>

$\rho$  : density, kg/m<sup>3</sup>

#### Subscripts

$gl$  : glass

$gr$  : graphite

#### 1. 서론

자동차의 연비향상대책으로는 엔진 및 구동계의 효율 향상, 주행저항 감소, 경량화 등이 있다. 이 중 매우 큰 효과가 있는 것은 기존 부품을 경량의 신소재로 대체함과 부품의 합리화 등을 통한 경량화이다. 최근 자동차용 경량화 신소재로 그 활용범위가 넓어지고 있는 폴리머 복합재료는 기존의 금속 재료에 비하여 비중량, 비강성, 내환경성 등에서 우수한 특성을 가지고 있으며, 현재 자동차 소재의 약

\*To whom correspondence should be addressed.  
kimchul@knu.ac.kr

15~20% 정도 사용되고 있다. 앞으로 연료절감과 환경문제 등으로 인하여 그 적용범위는 점차적으로 확대될 것으로 기대된다.<sup>1)</sup>

본 연구의 대상인 프로펠러 축(propeller shaft)은 엔진의 동력을 변속기를 거쳐 구동축의 종 구동기로 전하는 축이다. 또, 구동축인 주 차축에 설치되어 있는 종 구동기는 새시 스프링(chassis spring)에 의해 유지되고 있기 때문에, 주행 중 노면의 요철에 의해 상하로 움직인다. 이 때문에 변속기와 종 구동기 사이에 각도 변화가 발생하므로 프로펠러 축의 양단에는 동력을 원활하게 전달하기 위하여 Fig. 1과 같이 유니버설 조인트(universal joint)가 설치되며, 또한 길이의 변화에 대응하도록 다른 쪽에는 스플라인(spline) 부품이 설치된다. 강(steel)으로 제작되는 프로펠러 축은 너무 길면 공진 등에 취약하므로, 자동차의 크기에 따라 축을 2분할이나 3분할하고 베어링으로 지지하는 방식으로 설계되고 있다.

1985년에 Dana-Spicer사에 의하여 개발된 최초의 자동차용 복합재료 프로펠러 축이 Ford사의 밴(van)에 적용되었으며, 1988년에 General Motors의 소형 트럭(pickup truck)에 장착 판매되어 상용화되었다.<sup>2)</sup> 그 후, Byer<sup>3)</sup>는 냉각탑의 팬(fan) 구동용 복합재 축을 단순한 설계식을 사용하여 제작한 후 설치하였다. Leslie<sup>4)</sup> 등은 간단한 설계식과 비틀림 시험을 통하여 트럭용 구동축을 설계하였다. Cho<sup>5)</sup> 등은 알루미늄 튜브와 카본/에폭시 층이 혼합된(hybrid) 승용차용 구동축을 설계하여 진동 및 피로시험을 수행하였다.

지금까지의 연구를 살펴볼 때, 길이가 2m 이상이고 아주 큰 토크를 전달하는 대형 트럭의 프로펠러 축에 관한 연구와 유한요소해석을 사용한 체계적인 설계해석에 관한 연구는 찾기가 쉽지 않다. 본 연구의 목적은 복합재료의 높은 비강도 및 비강성을 최대한 활용하여 8.5톤 대형 트럭에 사용되고 있는 기존의 금속재료 3축 연결 프로펠러 축(3-piece propeller shaft)의 전방 2개 축을 단일축(길이: 2,080 mm)으로 일체화하여 1차 경량화 설계를 수행하고,



Fig. 1 An existing steel propeller shaft

유니버설 조인트, 중앙부 베어링(center bearing) 및 차체 체결부 등의 제거로 인한 2차 경량화 및 NVH(noise, vibration and harshness) 성능의 향상을 실현하는 것이다.

축의 설계시 고려되는 중요한 설계변수는 고유진동수(임계회전속도)와 엔진토크이며, 이들을 만족시키기 위하여 축의 강도 및 진동 해석을 수행하였다. 해석결과와 경제성을 고려하여 적절한 복합재료의 종류, 적층각도 및 순서가 선정되었다. 제품의 단가를 고려하여 축 양단에 부착되는 요크 및 유니버설 조인트는 기존의 강 제품을 그대로 사용하였으며, 이때문에 축을 강재 요소와 복합재 축부분으로 재설계함에 있어서 이종 재료 부품간의 접합이 중요한 문제가 되었다. 복합재 축과 요크의 결합을 위하여 강 연결체(steel connector)가 두 부품 사이에 사용되었으며, 축과는 볼트로 체결되고 요크와는 용접된다. 또 필라멘트 와인딩(filament winding)으로 제작된 축에 대하여 정적 비틀림 시험, 피로내구성 시험, 진동시험을 수행하여 해석의 타당성을 검증하였다.

## 2. 복합재 축의 설계 및 해석

### 2.1 설계요구조건

프로펠러 축의 설계시 고려되는 중요한 설계변수는 비틀림강도 및 굽힘진동이다. 트럭은 승용차와 달리 전달 토크가 매우 커서 높은 비틀림강도가 요구된다. 회전축은 임계회전속도(rpm)가 고유진동수와 같아지면 윙링(whirling)현상에 의한 큰 소음과 대변형이 발생하여 축이 파괴될 수도 있다. 그 외에 고려된 설계변수는 트럭의 밑바닥과 축의 간섭을 피할 수 있는 공간확보에 따른 복합재 축의 최대 외경(145 mm) 및 재료종류, 제작법 등으로 결정되는 원가 등이다. 연구대상인 8.5톤 트럭의 프로펠러 축의 설계요구조건은 Table 1에 정리되어 있다.

### 2.2 복합재 축의 적층각

복합재 축의 적층각 선정을 위한 해석을 수행한 결과, 적층각이 0도에 가까울수록 고유진동수는 증가하며, 45도에 가까울수록 비틀림 강도가 증가함을 알 수 있었다. 필라멘트 와인딩 공정에서는 적층

각이 0도에 가까워지면 와인딩 작업이 용이하지 않다는 점도 고려되었다. 또 맨드릴 제거 후, 잔류응력에 의한 형상의 변형을 최소화하기 위해서 축 대칭의 적층을 선택하였으며, 축의 원가절감을 위하여 E-glass의 사용을 고려하였다.

Graphite/Epoxy는 고유진동수 및 생산성의 향상을 위해  $[\pm 30]$  적층을 사용하고, E-glass/Epoxy는 비틀림 강도의 향상을 위해  $[\pm 45]$  적층을 사용한다. 실제 축 제작실험을 통하여 한개 층(ply)의 두께를 측정하였으며, 그 값은 Graphite/Epoxy, E-glass/Epoxy 각각 0.1mm, 0.25mm이다. 여러 가지 설계변수를 종합적으로 고려한 결과 다음의 2가지 와인딩 패턴에 대해서 해석을 수행하였다. 축의 내부에서부터 적층의 순서가 CASE I인 경우와 와인딩 공정의 시간과 비용의 절감을 통한 생산성 향상을 위한 측면을 고려하여 CASE II의 와인딩 패턴의 두 경우에 대해서 연구를 진행하였다.

CASE I: E-glass/Epoxy  $[\pm 45]^9$  (두께: 4.5 mm) / Graphite/Epoxy  $[\pm 45]^7$  (두께: 1.4 mm) / Graphite/Epoxy  $[\pm 30]^3$  (두께: 0.6 mm)

CASE II: E-glass/Epoxy  $[\pm 30]^{13}$  (두께: 6.5 mm)

Table 1 Design parameters of the propeller shaft

Design parameter	Values
Length (mm)	2,080
Max. design torque (kgf · m)	1,430
Max. angular velocity (rpm)	2,910
Max. outer diameter (mm)	145

### 2.3 비틀림 강도 해석

범용 구조해석 프로그램인 ABAQUS<sup>6)</sup>를 사용하여 복합재 축의 유한요소 모델링 및 정적 강도해석을 수행하였다. Fig. 2와 같이 축을 실린더 형상으로 모델링하고, 셸(shell) 요소(S4R)를 이용하여 두께의 중앙을 기준으로 상하방향으로 적층된 복합재 셸을 구현하였다. 1,430kgf · m의 비틀림 하중을 가하기 위해 Fig. 2와 같이 해석 모델의 한쪽의 모든 자유도를 구속하고 반대편 끝단에 접선방향으로 분포하중을 작용시켰다. 사용된 요소 수는 320개, 총 자유도는 2,016이다. 해석에 사용된 재료 상수는 Table 2와 같으며, 필라멘트 와인딩으로 실제로 제작할 때 나

타나는 섬유 비피비( $\nu_f=0.45$ )를 고려한 값이다.<sup>7)</sup>

해석에 사용된 복합재 축부분의 길이는 1,942mm이고, 내경은 104.1mm, 두께는 6.5mm이다. Tsai-Wu 파손기준<sup>8)</sup>을 사용하여 해석한 결과는 Figs. 3~4와 같다. 이 값이 1 이상이면 파손된다. 비틀림 하중을 받는 복합재 축은 바깥쪽 층에서 파손지수 값이 최대값을 나타내며, 여러 재료가 사용된 축인 경우는 재료가 변하는 경계지점에서 그 값의 변화가 심하게 나타난다.

Fig. 3은 CASE I에 대한 비틀림강도 해석결과이다. E-glass/Epoxy와 Graphite/Epoxy의 경계면에서 파손지수가 최대를 나타내며, 전체적으로 1미만의 값을 가지므로 설계 토크를 만족시킨다. Fig. 4는 CASE II에 대한 해석결과이며, 한가지 재료만으로 적층된 경우에는 바깥 층에서 파손지수의 최대값을

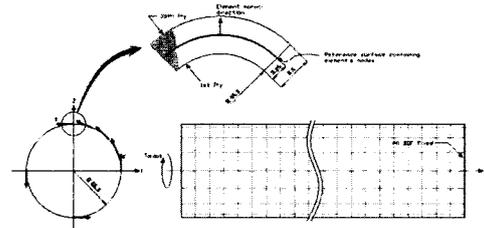


Fig. 2 Modeling concept of the composite shaft

Table 2 Reduced mechanical properties with  $\nu_f=0.45$

Mechanical properties	Graphite/Epoxy	E-glass/Epoxy
$E_1$ (MPa)	107,700	38,540
$E_2$ (MPa)	6,830	13,670
$G_{12}$ (MPa)	5,440	5,330
$G_{23}$ (MPa)	2,310	4,720
$\nu_{12}$	0.295	0.294
$\nu_{23}$	0.481	0.449
Density, $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	1,456	1,805
Longitudinal tensile strength, $X_t$ (MPa)	1,800	1,025
Longitudinal compressive strength, $X_c$ (MPa)	-900	-683
Transverse tensile strength, $Y_t$ (MPa)	54.8	56.7
Transverse compressive strength, $Y_c$ (MPa)	-117	-192
Transverse shear strength, S (MPa)	67.3	96.3

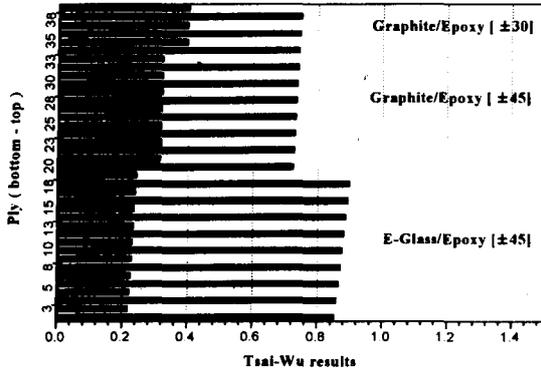


Fig. 3 Results of a failure analysis for CASE I

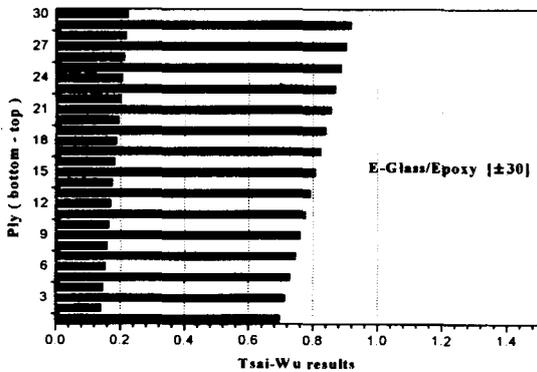


Fig. 4 Results of a failure analysis for CASE II

나타내며, 전체 플라이에서 1미만의 결과를 얻었다. 축의 비틀림 강도는 축의 직경과 재료, 그리고 적층 순서에 의하여 결정되는데, 제작 단가, 축의 장착 공간 등 여러 가지 경우를 고려하여 볼 때, 위의 두 가지 경우가 타 경우보다 좋았으며, 설계하중을 만족하는 축의 직경, 두께, 적층순서를 얻을 수 있었다.

### 2.4 굽힘진동 해석

굽힘진동해석을 위하여 식 (1)과 유한요소해석을 사용하였다. 윌링 방지를 위해 프로펠러 축의 고유진동수는 설계 회전속도 이상이 되도록 직경, 두께, 적층순서 등이 선정되어야 한다. 복합재 프로펠러 축을 양단이 단순 지지 된 보라고 가정하면, 식 (1)을 이용해 고유진동수를 구할 수 있다.<sup>9)</sup>

$$w = \frac{\pi^2}{L^2} \sqrt{\frac{E_{gl} \cdot I_{gl} + E_{gr} \cdot I_{gr}}{\rho_{gl} + \rho_{gr}}} \quad (\text{rad/sec}) \quad (1)$$

유효탄성계수 E는 고전적층판이론을 이용하여

구했다.<sup>8)</sup> Graphite/Epoxy [±30] 층이 외부에 배치되는 것이 고유진동수를 높이는 데 유리하여서 CASE I 과 같은 적층순서가 선택된 것이다. 수많은 축의 직경, 두께, 적층순서에 대하여 해석을 했으며, Table 3 에 대표적인 몇 가지의 경우를 정리하였으며, B-2가 CASE I으로 D가 CASE II로 선택되었다. 이들에 대한 진동해석 결과는 Fig. 5와 같다. 해석결과로부터, Graphite/Epoxy [±30] 층의 두께와 직경이 증가할수록 축의 고유진동수가 높아짐을 알 수 있고, 또 축의 두께보다는 직경의 변경이 더 효과적임을 알 수 있다. CASE I의 적층을 가진 축만의 고유진동수는 계산 결과 3,377 rpm이고, CASE II 적층을 가진 축은 3,191 rpm이다. Graphite가 포함된 축이 순수 E-glass/Epoxy 축 보다 약 6% 높은 값을 나타낸다.

복합재 축이 실제 차량에 장착되기 위해서는 Fig. 6과 같이 축의 양단에 각각 강으로 된 기존의 스플

Table 3 Case studies by vibration analyses

Inner dia. (mm)	E-Glass/Epoxy [±45] (mm)	Graphite/Epoxy [±45] (mm)	Graphite/Epoxy [±30] (mm)	Total thick-ness (mm)	Case
91.6 (Existing)	4.5	1.6	0.4	6.5	A-1
	4.5	1.6	0.6	6.7	A-2
	4.5	1.6	0.8	6.9	A-3
104.1	4.5	1.6	0.4	6.5	B-1
	4.5	1.4	0.6	6.5	B-2
	4.5	1.6	0.6	6.7	B-3
113.6	4.5	1.4	0.6	6.5	C-1
	4.5	1.4	0.8	6.7	C-2
	5.0	1.4	0.8	7.2	C-3
104.1	E-Glass/Epoxy [±30]			6.5	D

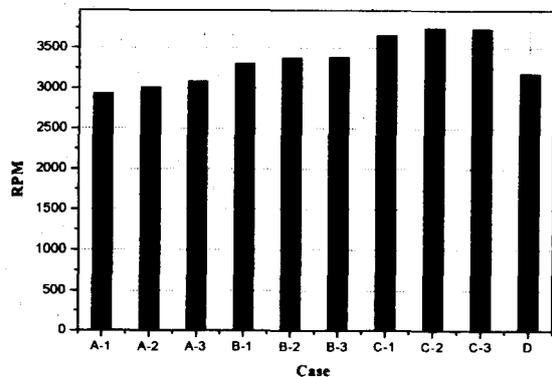


Fig. 5 Bending natural frequencies of shaft cases

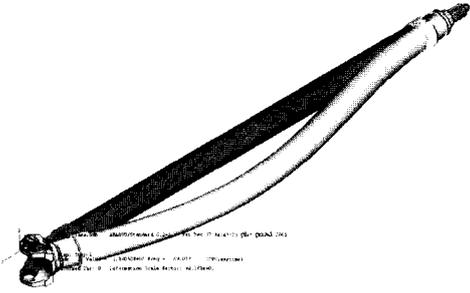


Fig. 6 A mode shape of a composite shaft with the yoke and spline parts

라인(spline) 부품과 유니버설 조인트용 요크가 접합되는데, 식 (1)은 이들 강제 부품이 부착된 축을 정확히 해석할 수 없다. 따라서, ABAQUS를 사용한 고유진동수 해석이 CASE II 축에 대하여 수행되었다. 조합된 축이 유니버설 조인트와 축 지지 베어링에 결합되는 실제 장착환경을 경계조건에 최대한 반영하였다. Fig. 6에서 오른쪽의 스플라인 부분의 절점은 축방향으로 자유롭고, 요크 부분은 회전을 자유롭게 했다. 유한요소해석 결과 3,604 rpm이 얻어졌다. 이는 복합재 축만의 결과보다 13% 높은 값이다. 차량 장착시 유니버설 조인트와 스플라인이 결합되는 베어링의 지지 강성 등이 반영되어 고유진동수가 높게 나타나는 것을 확인할 수 있다.

### 3. 복합재 축의 제작

#### 3.1 필라멘트 와인딩

필라멘트 와인딩은 섬유상의 안(yarn)이나 토우(tow)에 수지를 함침시킨 후 구조물의 형상을 하고 있는 회전하는 맨드릴(mandrel) 주위에 원하는 두께로 감은 후 경화(cure)시키는 고속 자동화된 공정이다. 주로 축대칭의 형상을 갖는 원형축, 잠수함, 로켓 및 항공기 동체 등의 제작에 사용된다. Fig. 7과 같이 캐리지의 이송속도와 맨드릴의 회전속도를 조절하여 와인딩 각도를 조절할 수 있다. 경화 후, 축과 같이 길이 대 지름의 비율이 10이상되는 매우 긴(이 경우 길이/지름 = 20) 구조물의 경우는 맨드릴의 제거가 어렵기 때문에 독창적인 맨드릴 설계가 필요하다. 본 연구에서는 Fig. 8과 같이 강제 맨드릴이 2부분으로 탈착이 가능하도록 제작하여, 경화 후

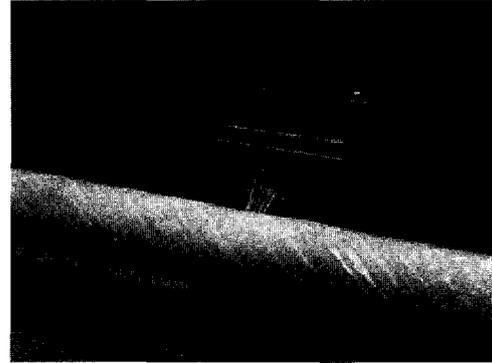


Fig. 7 The filament winding process used

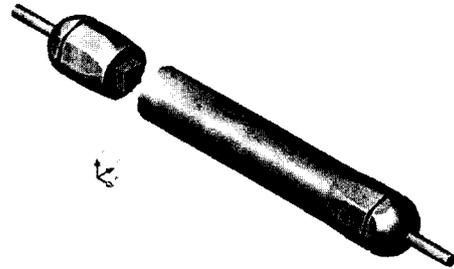


Fig. 8 A specially designed mandrel used

맨드릴이 쉽게 제거되도록 하였다. Fig. 7의 축 제작에서 사용된 유리섬유는 금강고려(KCC) I200Tex이고, 에폭시는 제일화섬 HTS1301이다.

#### 3.2 잔류응력 해석

경화중 발생하는 과도한 잔류응력은 기지의 균열(matrix cracking)을 일으켜서 축의 강도를 저하시킬 수 있기 때문에, Kim과 Choi<sup>10)</sup>에서 개발된 기지의 응력완화현상, 온도변화에 따른 물성변화 등을 고려한 점탄성적 잔류응력계산 프로그램을 사용하여 CASE I의 적층을 갖는 프로펠러 축의 잔류응력을 계산하였다. 전체 경화과정에서 발생하는 축 내부의 열전달현상과 적층판이론에 의한 시간에 따라 변하는 응력계산이 1초 간격으로 수행되었다. 그 크기는 Figs. 9~11에 나타내었으며, 비교적 낮은 값을 갖는다. 최대 잔류응력은 Graphite/Epoxy [±45]와 [±30] 층 사이에서 발생된다. 사용된 경화 사이클은 전형적인 2단계로 첫 단계 온도는 85°C이고, 두 번째 단계는 120°C이며, 총 경화시간은 145분이다.

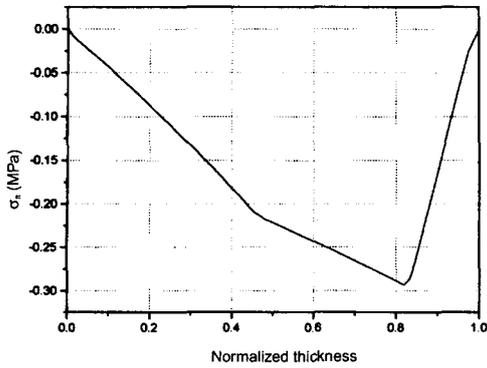


Fig. 9 Radial residual stresses through the thickness

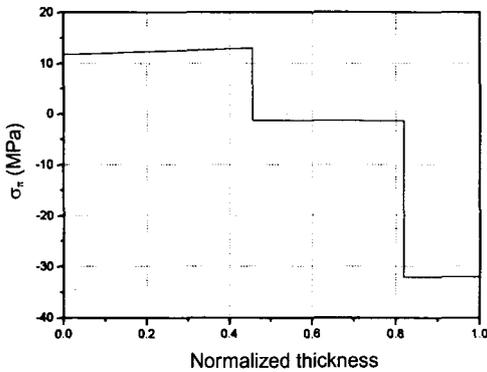


Fig. 10 Axial residuals stresses through the thickness

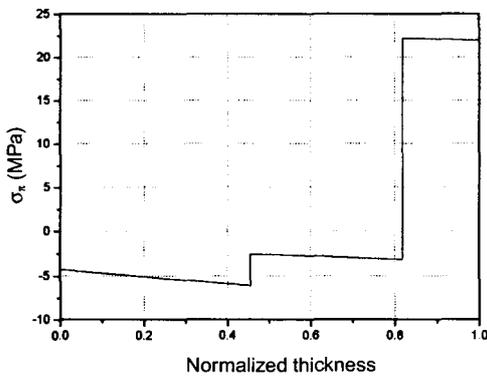


Fig. 11 Hoop residual stress through the thickness

#### 4. 축요크 접합부 설계

복합재 축의 양단에 기존의 강재 요크를 연결하기 위해서 다양한 형태의 접합방법에 대하여 해석 및 시험을 수행한 후, 그 중간에 Fig. 12와 같은 강으로 된 연결부재(connector)를 설계하여 한 쪽은 축의 안쪽으로 삽입하여 3열의 볼트로 체결하였고 다른

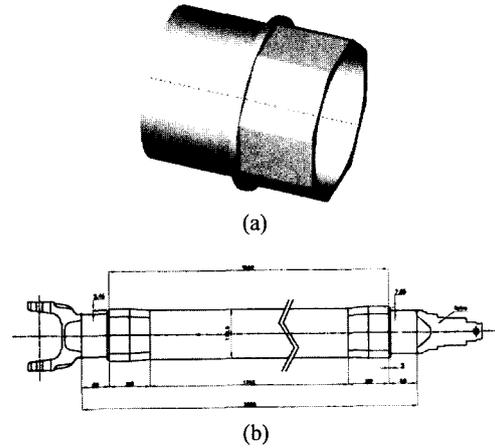


Fig. 12 A steel connector and a assembled shaft

쪽은 요크와 용접하였다.

기계적 접합강도는 피접합물의 가장자리까지 거리와 볼트 구멍 직경의 비( $e/d$ ), 피접합물의 너비와 볼트 구멍의 직경의 비( $w/d$ ) 및 피접합물의 두께와 볼트 구멍의 직경의 비( $t/d$ )와 관련된다. 여러 개의 볼트로 체결되는 조인트는 구멍 사이의 간격과 결합부(joint)의 위치도 중요한 변수가 된다.

본 연구에서는 원주방향으로는 6개의 볼트가 3열로 적용되었다. Fig. 13에는 해석에 사용되었던 ABAQUS C3D8R 3차원요소로 구성된 유한요소모

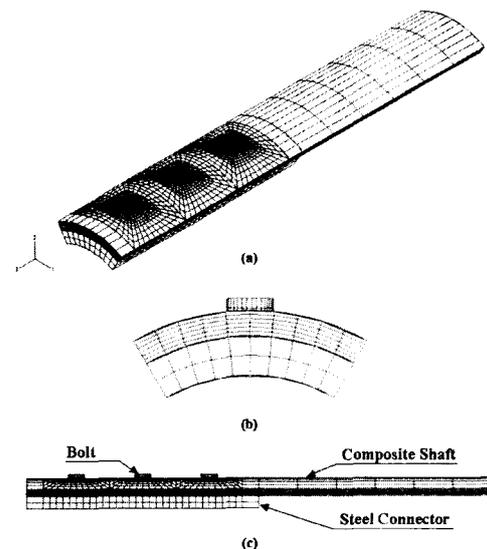
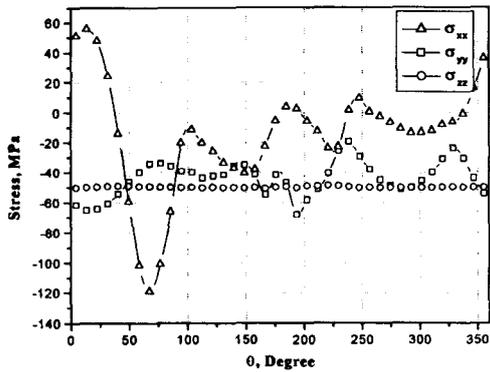


Fig. 13 Finite element model of the bolted joint  
(a) Isometric view, (b) Front view, (c) Side view

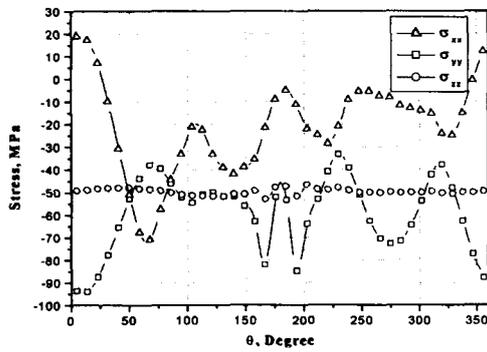
델이 나타나 있으며, 축대칭 조건을 적용하여 전체 축의 1/6에 대하여 볼트와 축간의 접촉해석(contact analysis)을 수행하였다. 볼트구멍 사이의 간격은 48 mm이고, 끝단에서 첫 볼트구멍까지는 30mm이며, 구멍의 지름은 12mm이다. 복합재 축의 한쪽을 고정시키고 반대편의 커넥터에 토크를 작용시킴과 동시에 50MPa의 체결력(clamping force)을 볼트주위에 분포시켰다. 볼트체결은 핀체결 보다 볼트의 체결력 때문에 결합부의 강도를 증가시킬 수 있다. 볼트 결합부에 힘이 작용하면, 볼트구멍의 내면에 접촉이 발생하며 이로 인하여, 복합재는 층간분리현상이 일어난다. 볼트에 적절한 체결력을 작용시키면 결합부의 베어링 강도를 향상시킬 수 있다.<sup>11-13)</sup> 볼트는 대개 재료의 최대 입증강도값(full proof strength)까지 체결한다.<sup>14)</sup>

Figs. 14~16은 해석결과 볼트구멍의 면에서 가장 큰 응력집중을 나타내는 각 구멍의 바깥 모서리에

서의 응력분포를 나타낸다. 3개의 구멍 중에서 축 끝단에서 가장 안쪽 구멍의 응력이 다른 2개보다 높음을 알 수 있었다. 따라서, 이곳의 최대응력을 재료의 강도와 비교하여 Table 4에 정리했으며, 섬유방향보다 취약한 섬유방향에 수직인 방향(기지의 강도)의 최대 응력( $\sigma_{22}$ )도 재료강도를 만족함을 알 수 있다.

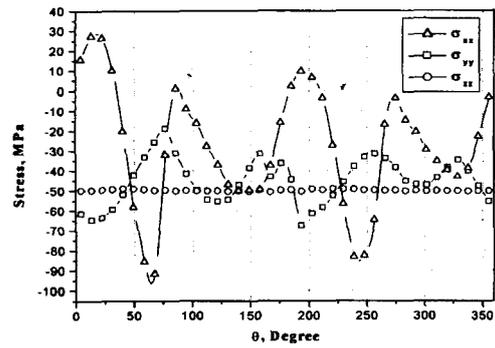


(a) CASE I

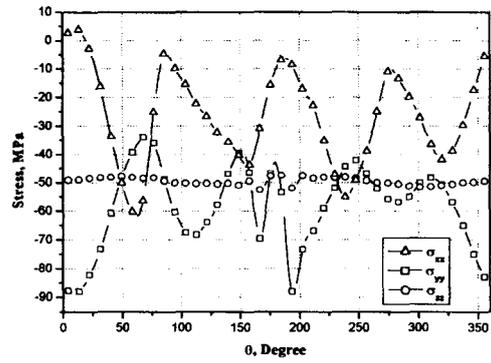


(b) CASE II

Fig. 14 Stress distribution around the 1st hole from the edge with a clamping pressure, 50 MPa

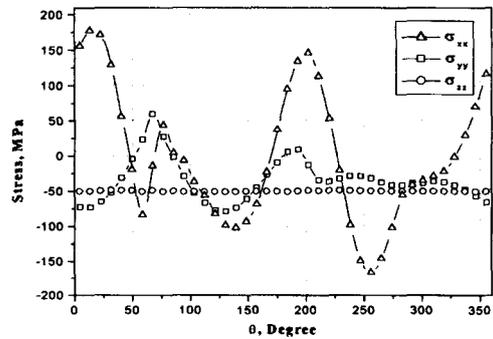


(a) CASE I



(b) CASE II

Fig. 15 Stress distribution around the mid hole with a clamping pressure, 50 MPa



(a) CASE I

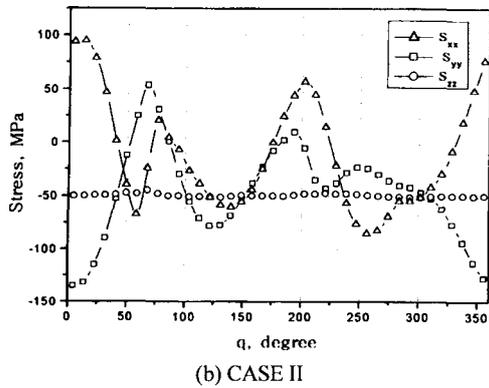


Fig. 16 Stress distribution around the 3rd hole from the edge with a clamping pressure, 50 MPa

Table 4 Maximum stresses in the 3rd hole  
(1: fiber direction, 2: matrix direction)

Stress	Case I		Case II	
	Max. Stress (MPa)	Strength (MPa)	Max. Stress (MPa)	Strength (MPa)
$\sigma_{11}$	267.9	1800 ~ -900	17.7	1025 ~ -683
$\sigma_{22}$	-102.7	54.8 ~ -117	-169	56.7 ~ -192

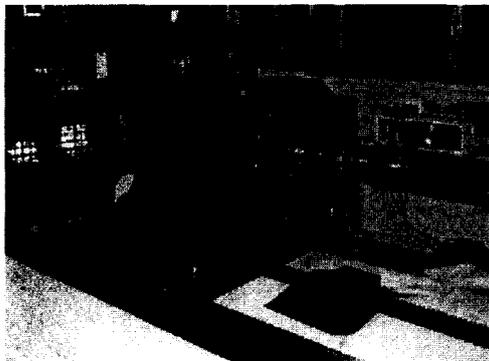


Fig. 17 Test setup

### 5. 시험

복합재 축의 설계해석을 검증하기 위하여 요크 및 스플라인 부분이 같이 체결된 비틀림강도 및 진동특성이 우수한 CASE I의 축 3개를 제작한 후 현대자동차 내의 기존의 시험장비를 사용하여 Fig. 17과 같이 정적 비틀림강도 시험, 피로내구성 시험, 진동시험을 수행하였다. 피로내구시험에는 최고 944kgf · m, 최저 10kgf · m의 토크가 반복적으로 가

해졌다.

설계요구조건을 모두 만족시키는 시험결과를 얻을 수 있었다. 진동시험결과, 첫째, 둘째 고유진동수는 각각 59.5Hz(3,570rpm), 153.4Hz(9,204 rpm)로 유한요소해석 결과인 3,604rpm에 매우 근접한 결과이다. 또 정적 비틀림강도 시험에서는 1,628kgf · m의 토크에서 축이 파괴되었으며, 이는 설계기준인 1,430kgf · m의 강도를 능가하는 결과이다. 피로내구수명은 시험결과 303,200 사이클로 역시 설계기준을 만족시켰다.

### 6. 결론

8.5톤 대형 트럭에 사용되고 있는 기존의 강재 3축 연결 프로펠러 축의 전방 2개 축을 2,080mm의 진동 및 경량화 특성이 우수한 단일 복합재 축으로 재설계하기 위하여 굽힘진동해석, 강도해석 및 잔류응력 해석 등을 수행하였으며, 설계해석의 정확도를 입증하기 위하여 축을 제작하여 각종 시험을 수행하였다. 정적 비틀림강도 시험, 굽힘진동 시험, 피로내구성 시험 결과 설계기준이 모두 만족됨을 확인할 수 있었다.

1) 복합재 축의 적층각 선정을 위한 해석을 수행한 결과, 적층각이 0도에 가까울수록 고유진동수는 증가하며, 45도에 가까울수록 비틀림 강도가 증가함을 알 수 있었다.

2) 그러나, 0도에 가까운 적층은 제작이 힘들고, 또 축의 두께방향으로 서로 다른 재료를 사용하면 와인딩 시 재료를 교체하는 등 생산성의 저하가 예상되어, 30°, 45°의 적층을 선택하였다.

3) 제작된 CASE I의 복합재 축은 기존의 강철 축에 비해 자체 중량이 52% 낮았다.

4) 그 외에도, 기존 강재 2축 연결시 사용되었던 2축 연결부의 유니버설 조인트와 지지 베어링 등의 부품을 사용하지 않게 되어 2차 경량화를 실현할 수 있었다.

개발된 해석기법은 양산설계에 유용하게 활용될 수 있으며, 또 일체형 복합재 프로펠러 축은 기존 강재 축에 비해 경량화 및 NVH 특성이 우수하여, 차량의 연비 향상에 크게 기여할 것으로 기대된다.

## 후 기

본 연구는 (주)현대자동차 상용연구소의 연구비 지원으로 수행되었으며, 지원해 주신 관계자들에게 감사 드립니다.

## References

- 1) S. V. Kulkarni, C. H. Zweben, R. B. Pipes, "Composite Materials in the Automobile Industry," The ASME Winter Annual Meeting, San Francisco, CA, 1978.
- 2) P. K. Mallick, S. Newman, Composite Materials Technology, Process and Properties, Hanser Publisher, 1990.
- 3) D. V. Byer, "The Use of Continuous Fiber Composites in Driveshafts," SAE 962208, 1996.
- 4) J. C. Leslie, L. Troung, J. C. Lesile II, B. Blank, "Composite Driveshafts Technology and Experimental," SAE 962209, 1996.
- 5) D. H. Cho, D. G. Lee, J. H. Choi, "Manufacture of One-piece Automotive Drive Shafts with Aluminum and Composite Materials," Composite Structures, Vol.38, No.1-4, pp.309-319, 1997.
- 6) ABAQUS/Standard User's Manual Version 6.2, Vol.I-III, Hibbitt, Karlsson & Sorensen, Inc., 2001.
- 7) M. W. Hyer, Stress Analysis of Fiber Reinforced Composite Materials, McGraw-Hill, 1998.
- 8) R. F. Gibbson, Principles of Composite Material Mechanics, McGraw-Hill, 1994.
- 9) G. M. Martin, Kinematics and Dynamics of Machines, Second Edition, McGraw-Hill, 1982.
- 10) C. Kim, W. Choi, "Thermo-Viscoelastic Residual Stress Analysis of Metal Liner-Inserted Composite Cylinders," The Proceedings of 42nd AIAA/ASME/ASCE/ AHS/ASC, Structures, Structural Dynamics and Materials Conference and Exhibit, Seattle, WA, AIAA Paper No.2001-1514, 2001.
- 11) H. J. Park, "Bearing Failure Analysis of Mechanically Fastened Joints in Composite Laminates," Composite Structures, Vol.53, pp.199-211, 2001.
- 12) H. J. Park, "Effects of Stacking Sequence and Clamping Force on the Bearing Strengths of Mechanically Fastened Joints in Composite Laminates," Composite Structures, Vol.53, pp.213-221, 2001.
- 13) J. H. Oh, Y. G. Kim, D. G. Lee, "Optimum Bolted Joints for Hybrid Composite Materials," Composite Structures, Vol.38, No.1-4, pp.329- 341, 1997.
- 14) R. C. Juvinall, K. M. Marshek, Fundamentals of Machine Component Design, 3rd ed., John Wiley & Sons, New York, pp.443, 1999.