

〈技術論文〉

## 섬유강화 복합재료 풍차날개의 구조설계

강수춘\* · 김동민\*\* · 전완주\*

(1991년 10월 4일 접수)

### Structural Design of FRP Wind Turbine Blade

Soo Choon Kang, Dong Min Kim and Wan Joo Jun

**Key Words :** Wind Turbine Blade(풍차날개), Blade Root(풍차뿌리), Steel Hub Adapter(금속 허브), GFRP(유리섬유강화플라스틱), Torque Box(토오크 박스)

#### Abstract

Blades are one of the critical parts of the wind machine. This paper presents a design procedure for the blade of a 7m diameter horizontal axis wind turbine with the constraint conditions of stresses and fundamental frequency. This blade consists of glass/polyester woven fabric and unidirectional prepreg. It was firstly designed by the classical beam theory on the assumption that torque box sustains all external loads and the reliability of the blade was then inspected in the preliminary estimation by using FEM.

#### 기 호 설 명

$A(y)$ : Station y에서의 날개익형 구조의 단면적	분포하중
$C(y)$ : Station y에서의 날개익형의 시위	$q_x(y)$ : 공기력에 의한 station y에서의 z방향의 분포하중
$C_p$ : 정격운전시 회전익의 출력계수	$R$ : GFRP로 된 날개의 전체길이
$E_1$ : 섬유방향의 탄성계수	$r_o$ : GFRP날개가 시작되는 원점으로부터의 거리
$E_2$ : 섬유와 수직방향의 탄성계수	$S$ : 전단강도
$G$ : 전단계수	$U$ : 회전익의 회전속도
$h_1$ : 앞전쪽 웨브의 길이	$V_o$ : 정격풍속
$h_2$ : 뒷전쪽 웨브의 길이	$w$ : z방향의 변위
$L(y)$ : Station y에서의 단위폭당 양력	$X, X'$ : 섬유방향의 인장 및 압축강도
$M_x$ : 공기력에 의한 x방향의 굽힘 모멘트	$Y, Y'$ : 섬유와 수직방향의 인장 및 압축강도
$M_y$ : 공기력에 의한 비틀림 모멘트	$\delta_{allow}$ : 풍차날개의 허용처짐
$M_z$ : 공기력에 의한 z방향의 굽힘 모멘트	$\lambda_r$ : 정격주속비
$P_x$ : 공기력에 의한 x방향의 전단하중	$\eta$ : 동력전달계통 및 발전기의 효율
$P_y$ : 원심력에 의한 인장하중	$\sigma_L$ : 전단응력을 재료주축방향으로 변환했을때 섬유방향의 응력
$P_z$ : 공기력에 의한 z방향의 전단하중	$\rho$ : 밀도
$P_{out}$ : 풍력발전시스템의 출력	$\nu_{12}$ : Poisson의 비
$q_x(y)$ : 공기력에 의한 station y에서의 x방향의	$\Omega$ : 풍차날개의 회전각속도
	$\omega$ : 고유진동수

\*정회원, 한국과학기술연구원 기전연구부

\*\*정회원, 국방과학연구소

### 1. 서 론

풍차날개는 풍력에너지를 회전에너지로 변환시켜 발전기를 구동하는 풍력발전의 핵심 구조물로서 날개부분과 허브부분으로 구분된다. 풍차날개에는 회전에 의한 원심력, 자이로효과, 자중 및 공기력이 가해지며, 특히 공기력은 변화하는 대기조건과 회전속도에 따라 심한 반복하중의 형태로 작용된다. 이러한 풍차날개는 풍력발전시스템의 단위무게당 혹은 제작경비에 대한 발전효율을 손쉽게 향상시킬 수 있는 여지가 많은 부품으로 국제적으로도 지속적인 연구개발의 단계에 있다<sup>(1)</sup>. 과거의 풍차날개의 설계는 강풍이나 돌풍에 대하여 정적강도설계에 의해 제작되어 피로파괴 및 변동하중에 대하여 많은 문제점을 노출시켰다. 따라서 최근에는 공기력의 비정상류에 의한 효과를 수학적으로 모델링하여 풍차날개의 동적 해석을 수행하고, 보다 안전한 구조설계개념을 도입하여 변동하중에 대한 완충효과를 얻는다. 즉, 정적강도설계와 함께 동적해석에 의한 설계를 추가하고 있다<sup>(2)</sup>.

풍차날개의 재료로는 금속, 목재등이 주로 사용되어 왔으나 점차적으로 복합재료로 대체되고 있는데 이는 복합재료의 비강도, 비강성, 내부식성, 내마멸 특성, 제작의 편리성, 진동특성등이 풍차날개에 요구되는 사항과 이상적으로 맞기 때문이다. 풍차날개의 재료로서 많이 사용되는 복합재료는 탄소

나 유리섬유를 이용한 CFRP나 GFRP이며, 기지는 주로 에폭시나 불포화 폴리에스터가 널리 쓰인다. CFRP는 상대적으로 경량화를 꾀할 수 있으나 GFRP에 비해 상당히 비싼 비용이 들게 된다. 따라서 GFRP가 널리 사용되며 성형방법으로는 필라멘트와인딩, 오토클레이브성형, 풀트루진, 수작업등이 사용된다<sup>(1,3-5)</sup>.

본 논문에서는 경제성이 있는 GFRP를 사용하여 국내지형과 기상조건에 적합한 소형 풍차날개를 제작하기 위한 효율적인 설계기법을 제시한다. Fig. 1에 나타낸 바와 같이 먼저 재료역학에 바탕을 두고 풍차날개의 기본구조를 결정하고 최종형상은 유한요소해석을 통해 결정한다.

### 2. 풍차날개의 설계조건

본 논문에서는 Table 1의 운전조건과 Table 2의 설계조건으로 20kW급의 소형 풍차날개를 설계한다. 풍차날개의 크기는 풍력발전시스템의 출력식식(1)로부터 구할 수 있다.

$$P_{out} = \frac{1}{2} \rho_{air} A C_p \eta V_0^3 \tag{1}$$

본 논문의 경우 날개의 회전면적(A)이 153.9m<sup>2</sup>이 되므로 직경 14m의 풍차날개가 필요하다. 한편

Table 1 Operating conditions

<i>U</i>	88.5rpm
<i>C<sub>p</sub></i>	0.338
<i>λ<sub>r</sub></i>	6.5
<i>V<sub>0</sub></i>	10m/s
<i>η</i>	0.64

Table 2 Design requirements

Durability	20years
<i>δ<sub>allow</sub></i>	1000mm
<i>ω<sub>min</sub></i>	4Hz
Safety factor for maximum strength of GFRP	4
Safety factor for maximum strength of steel	3
Safety factor for deflection	2
Stress intensity factor	3

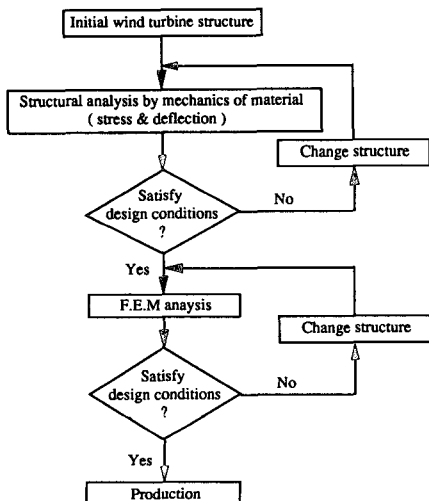


Fig. 1 Flow chart of wind turbine design

Table 3 Materials property

	Glass/Polyester	Mild steel	Epoxy	AN Bolt
$\rho$	$1.95 \times 10^{-6} \text{kg/mm}^3$	$7.84 \times 10^{-6} \text{kg/mm}^3$	—	—
$E_1$	$3200 \text{kg}_t/\text{mm}^2$	$20400 \text{kg}_t/\text{mm}^2$	$331 \text{kg}_t/\text{mm}^2$	—
$E_2$	$800 \text{kg}_t/\text{mm}^2$	$20400 \text{kg}_t/\text{mm}^2$	$331 \text{kg}_t/\text{mm}^2$	—
$G$	$300 \text{kg}_t/\text{mm}^2$	$7750 \text{kg}_t/\text{mm}^2$	$130 \text{kg}_t/\text{mm}^2$	—
$\nu_{12}$	0.26	0.32	0.28	—
$X$	$55 \text{kg}_t/\text{mm}^2$	$35 \text{kg}_t/\text{mm}^2$	—	$87.8 \text{kg}_t/\text{mm}^2$
$X'$	$40 \text{kg}_t/\text{mm}^2$	$35 \text{kg}_t/\text{mm}^2$	—	—
$Y$	$1.6 \text{kg}_t/\text{mm}^2$	$35 \text{kg}_t/\text{mm}^2$	—	—
$Y'$	$6 \text{kg}_t/\text{mm}^2$	$35 \text{kg}_t/\text{mm}^2$	—	—
$S$	$7 \text{kg}_t/\text{mm}^2$	—	$6.2 \text{kg}_t/\text{mm}^2$	$52.7 \text{kg}_t/\text{mm}^2$

Table 2에서 풍차날개의 수명은 20년인데 이는 국내의 경우 정격풍속 10~12m/sec의 바람이 부는 기간이 연중 6개월 정도이므로 실제로 연속적으로 회전하는 시간으로는 10년이 된다<sup>(6)</sup>. 풍차날개의 최대강도에 대한 안전계수는 공기력 및 풍속에 대한 데이터의 불확실성, 추정된 최악의 운전상황에 대한 문제성 및 풍차의 제작시 예상되는 불완전성에 의한 풍차 재료의 불균일성을 고려한 충분한 값이고, 풍차날개의 처짐은 회전중인 날개와 풍차의 탑과의 충돌을 방지하는 범위에서 1m의 허용처짐과 안전계수를 2로 하였다. 또한 풍차날개의 최소 고유진동수는 4Hz로 결정하였는데 이는 1초에 풍속의 변화가 4번이상 바뀌는 상황이 발생하지 않음을 고려한 것으로, 풍차의 불균형으로 인하여 최대 회전속도 110rpm에서 발생하는 변동하중에 의한 공진주파수 1,83Hz(110/60)도 피할 수 있다. 풍차날개의 설계에 사용된 재료들의 재료상수는 Table 3에 보인 바와 같다.

### 3. 풍차날개의 기본구조설계

#### 3.1 날개의 구조

풍차의 날개는 Fig. 2와 같이 셸구조의 표피와 이를 보강하기 위한 폼(foam), 플랜지(flange)와 웨브(web)로 된 스파(spar)등으로 이루어져 있다. 이와같은 보강은 표피의 국부적 좌굴을 방지하며, 날개에 작용되는 굽힘, 비틀림 및 전단하중을 감당한다. 표피는 직조(fabric)로 구성하여 전단응력을 감당할 수 있도록 하고 플랜지는 공기력에 의한 굽힘과 회전력에 의한 인장력을 감당하도록 스펀방향

으로 섬유가 배열된 일방향 GFRP를 사용하며, 웨브는 전단하중에 강한  $[\pm 45]$  직조섬유를 사용한다. 결국 날개에 가해지는 하중의 대부분은 토오박스(torque box)를 형성하는 플랜지와 웨브가 감당하도록 설계한다<sup>(7)</sup>.

#### 3.2 날개허브의 구조

날개허브의 구조는 Fig. 3과 같다. 날개뿌리는 금속허브와 연결되는 부분이므로 상당히 큰하중을 받기 때문에 심한 응력집중이 발생된다. 따라서

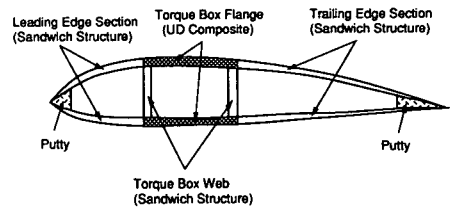


Fig. 2 Shape of composite wind turbine blade section

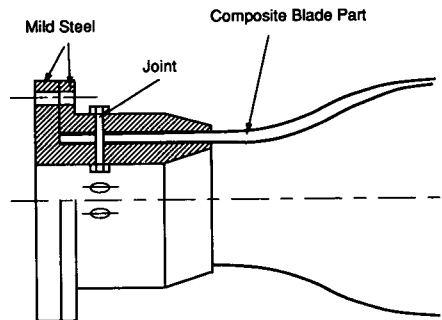


Fig. 3 Side section view of blade root

Fig. 3에서와 같이 GFRP의 날개를 금속허브사이  
에 위치시켜 접착과 기계적 체결로 결합한다<sup>(8)</sup>.

### 3.3 날개의 외형설계

풍차날개의 해석을 위한 날개의 형상, 좌표계 및 날개에 작용하는 하중은 Fig. 4에 나타났다. Fig. 4에서 풍차날개의 좌표계의 원점을 회전중심에 위치한다. 이 점을 중심으로 풍차날개는 z축을 회전축으로 하여 x-y평면상에서 각속도  $\Omega$ 로 회전한다. 즉 z축은 바람이 불어가는 방향이 되고, y축은 날개의 스패방향이 된다. 따라서 x축은 NACA익형의 y축을 중심으로 한 비틀림각이 없는 시위의 방향이다. GFRP날개는 원점으로부터  $r_0$ 떨어진 곳에서 시작된다.  $r_0$ 까지는 금속허브 부분이다. 따라서 GFRP날개의 해석은 길이 R의 날개가  $r_0$ 에서 고정된 외팔보로 취급하여 수행한다.

풍차날개의 GFRP부는 station 750-7000에서 이루어진다. station 750에서 금속허브와 연결된다. 풍차날개의 공기역학적 설계는 station 1400부터 시작되고 station 750~1400은 금속 허브와의 연결 부위로서 구조적 안정성을 만족하면 되는 부분이다. station 750은 직경 250mm의 원형단면이고 station 1400은 NACA4424의 익형으로 시위는 634mm이고 비틀림각은 20°이다. 이 비틀림각의 중심위치는 station 1400~7000은 시위의 앞전으로부터 33%에 위치한다. station 750~1400에서는 심한 응력집중현상을 피할 수 있도록 유연히 변화하는 형상의 익형으로 설계한다.

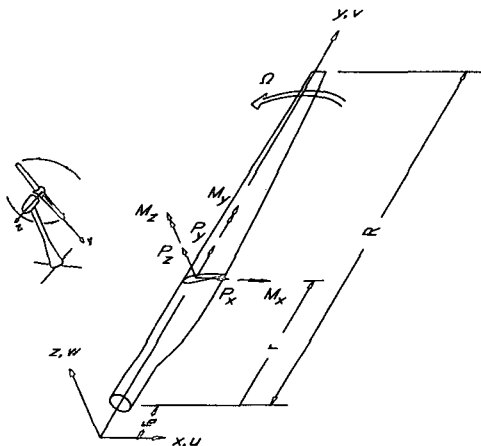


Fig. 4 Coordinate system and applying loads

## 4. 풍차날개의 예비설계

### 4.1 하중

회전하는 날개의 작용하는 하중은 공기력에 의한 하중, 자중에 의한 하중 및 회전력에 의한 하중으로 구분될 수 있으나 실제의 풍력발전시스템의 경우 날개의 회전속도가 자이로의 영향을 무시할 수 있을 정도로 작으므로 공력해석과 모형실험으로부터 얻은 공력하중과 회전에 의한 원심력의 영향만을 고려하여 풍차날개 및 날개허브의 설계에 이용한다.

정적운전시와 풍차날개가 견뎌야 할 가장 위험한 경우의 공기력 및 원심력에 의해 가해지는 하중 및 모멘트를 재료역학에 기초하여 얻은 값을 Figs. 5~8에 나타내었다<sup>(9)</sup>. 일반적으로  $P_y, M_x, M_z$ 는 토오크 박스의 플랜지에 인장응력을 유발하고 웨브의

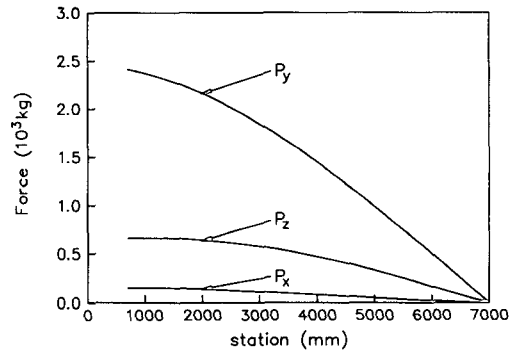


Fig. 5 Forces distribution over span(110rpm with gust)

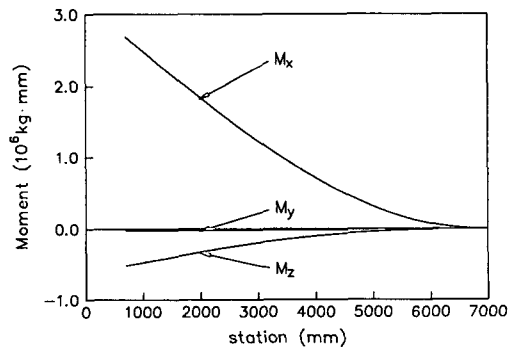


Fig. 6 Moments distribution over span(110rpm with gust)

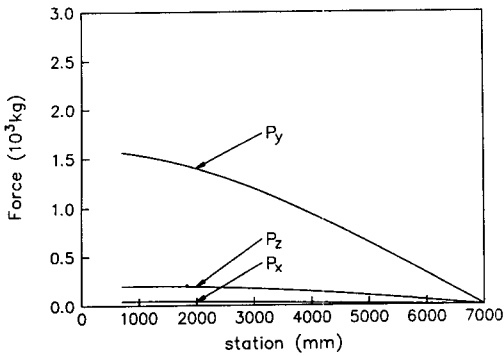


Fig. 7 Forces distribution over span (88.5rpm)

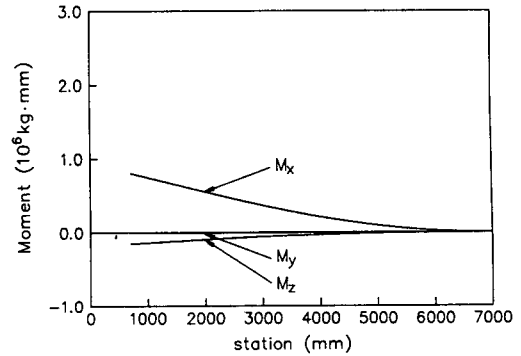


Fig. 8 Moments distribution over span (88.5rpm)

전단응력은  $P_x$ 와  $P_z$  및  $M_y$ 에 의해 유발된다. 정격 운전의 경우와 돌풍을 고려한 경우 모두 Figs. 5~8에서 나타난 것처럼 원심력이 공기력에 의한 전단하중보다 크고  $z$ 방향으로의 처짐을 유발하는 굽힘 모멘트  $M_z$ 가 가장 크게 작용한다.

4.2 날개의 예비설계

Figs. 7~8에서 나타난 하중조건으로부터 보이론에 근거하여 초기 결정된 토오크 박스 플랜지의 두께는 Table 4와 같다. 계산된 토오크 박스 플랜지에 작용하는 응력  $\sigma_y$ 을 Fig. 9에 나타냈다. 여기서

Table 4 Profile of the wind turbine blade

Station (mm)	Chord (mm)	Flange location (%chord)	Flange thickness (mm)	Airfoil
700	250	0~100	12	HUBCIRCLE
800	254	0~100	12	STAT 0800
900	281	2.1~97.7	12	STAT 0900
1000	355	10.1~74.2	12	STAT 1000
1100	447	16~70.9	12	AIRF 1100
1200	573	17.7~58.7	12	AIRF 1200
1300	622	19.3~55.8	12	AIRF 1300
1400	634	20~55	12	NACA 4424
2000	601	20~55	12	NACA 4423
2500	572	20~55	11	NACA 4423
3000	544	20~55	11	NACA 4422
3400	522	20~55	10	NACA 4422
3900	493	20~55	10	NACA 4421
4300	470	20~55	8	NACA 4421
4600	453	20~55	8	NACA 4420
4900	436	20~55	7	NACA 4420
5200	419	20~55	7	NACA 4419
5700	391	20~55	7	NACA 4418
6000	374	20~55	6	NACA 4418
6100	368	20~55	6	NACA 4417
6500	340	20~55	6	NACA 4416
6900	323	20~55	6	NACA 4415

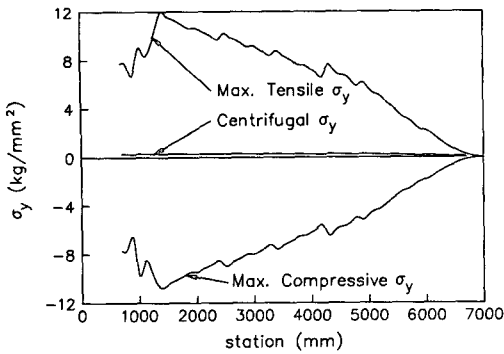


Fig. 9 Stresses at torque box flange(110rpm with gust)

Table 5 Shear flow at the torque box web

Station (mm)	V (kg <sub>t</sub> )	h <sub>1</sub> (mm)	h <sub>2</sub> (mm)	q (kg <sub>t</sub> /mm)
900	700	77	22	4.5
1000	700	194	229	1.8
1400	700	137	142	2.6
2000	600	128	111	2.7
3000	600	112	97	3.1
4000	500	97	83	3.0
5500	250	72	63	2.0

최대응력은 바람을 받는 쪽 표피에서 발생되고 인장응력으로 나타나며, 최소응력은 타워쪽 표피에서 발생되며 압축응력이 된다. 또한, 원심력에 의한 응력은 무시할 만큼 작음을 알 수 있다. 토오크 박스의 웨브의 두께를 결정하기 위하여 전단흐름을 구하면 Table 5와 같다. 여기서 웨브는 Table 4의 플랜지의 양단에 놓이는데 날개의 앞전쪽 웨브의 길이를 h<sub>1</sub>, 뒤전쪽 웨브의 길이를 h<sub>2</sub>로 표시하였다. Table 5의 station 900에서의 전단흐름에 대해 웨브의 두께를 결정하면 [±45] 직조 섬유강의 전단강도를 혼합법칙(rule of mixture)으로 부터 23kg/mm<sup>2</sup>로 보며 두께는 0.78mm가 된다. 선택한 직조 섬유의 두께는 약 0.3mm이므로 안전을 고려하여 4장을 적층한다. 이와 같이 계산된 풍차날개의 정격운전 상태에서의 z방향으로의 처짐은 164mm이고, 돌풍이 불어올때의 처짐은 546mm이다. 반복하중의 영향을 고려하기 위하여 반복하중이 가해지는 횟수를 풍차의 수명에 해당하는 회전수로 하고,

반복하중을 중력과 원심력 및 공기력의 변동량에 대하여 다음과 같이 모델링하였다<sup>(7)</sup>.

$$\text{반복하중} = \text{자중의 영향} \times 100\% + \text{원심력의 영향} \times 10\% + \text{공기력의 영향} \times 20\% \quad (2)$$

이때 반복하중의 횟수가  $5 \times 10^8$ 이므로 피로한계 설계를 수행하여야 한다. Fig. 8의 최대응력이 작용하는 station 1400을 기준으로 하여 반복하중을 계산하여 보면 0.789kg<sub>t</sub>/mm<sup>2</sup>로서 GFRP강도에 비하여 매우 미소한 값이므로 전체적으로 피로한계 설계조건을 만족한다.

### 4.3 날개허브의 예비설계

풍차날개의 허브는 GFRP날개와 금속허브와의 연결부위로 에폭시의 접착과 볼트의 기계적 체결에 의하여 station 500~750 사이에서 이루어진다. 이때 가해지는 하중은 Figs. 5~6으로부터 가장 심한 하중조건인 날개 스펜방향의 인장 하중 P<sub>y</sub>=1740 kg<sub>t</sub>, 굽힘 모멘트 M<sub>x</sub>=2.56×10<sup>6</sup>kg<sub>t</sub>mm, 그리고 비틀림 모멘트 M<sub>y</sub>=2.18×10<sup>4</sup>kg<sub>t</sub>mm로 고려한다. 예비설계 단계에서는 금속부의 두께와 볼트의 간격과 크기 및 접착부위에서의 접착에 대한 안정성등을 재료역학적 접근을 통해 결정한다. 금속허브의 두께는 이들 하중이 원공을 가진 금속제 튜브에 가해질 때로 모델링한 후 Table 2의 원공에서의 응력 집중과 금속의 강도에 대한 안전계수를 고려하여 결정하면 14.7mm가 되는데 실제로는 두 금속편사이에 GFRP날개가 놓이므로 한쪽편의 두께는 7mm가 된다. station 500~750에서의 접착에 대한 안정성을 살펴보면 하중에 의해 접착면에 발생하는

Table 6 Results of blade root design

	P <sub>y</sub>	M <sub>x</sub>	M <sub>y</sub>
Load	1740 (kg <sub>t</sub> )	2.56×10 <sup>6</sup> (kg <sub>t</sub> mm)	2.18×10 <sup>4</sup> (kg <sub>t</sub> mm)
Steel hub σ <sub>max</sub> (kg <sub>t</sub> /mm <sup>2</sup> )	0.5	11.7	—
τ <sub>Epoxy</sub> (kg <sub>t</sub> /mm <sup>2</sup> )	0.43×10 <sup>-2</sup>	5.22×10 <sup>-22</sup>	4.44×10 <sup>-4</sup>
τ <sub>Bolt</sub> (kg <sub>t</sub> /mm <sup>2</sup> )	0.22	20.69	2.2×10 <sup>-4</sup>

전단응력은 상온경화용 에폭시의 전단강도의 1% 이하이다. 각 작용하중에 대한 해석 결과는 Table 6에 나타났다.

볼트의 체결에 있어서 고려되어야 할 사항들은 복합재료 층들의 섬유방향 및 적층순서, 볼트의 직경, 볼트의 수, 볼트 간격 및 끝단으로부터의 거리 등으로 이들은 볼트 체결 부위에서의 전형적인 파손형태인 베어링파손, 인장파손, 전단파손 및 cleavage와 더불어 복합재료에서만 관찰되는 층간 분리에 영향을 미친다. 층간분리는 기존의 재료역학적 해석방법으로는 간단히 해결될 수 없는 문제이다. 나머지 네가지의 파손과 인장파손을 방지하기 위한 일반적인 설계기준은 베어링파손과 인장파손을 방지할 수 있는 볼트의 크기를 결정하는 방법이다. 볼트의 직경을  $d$ , 끝단으로부터의 거리를  $e$ , 볼트 간격을  $w$ , 체결되는 튜우브의 두께를  $t$ 로 하면 베어링 및 인장파손과 cleavage를 방지할 수 있는 체결기준은 다음과 같다<sup>(10,11)</sup>.

$$e/d \geq 3 \sim 4 \quad (3)$$

$$w/d \geq 3 \sim 5 \quad (4)$$

$$d/t \geq 1 \quad (5)$$

이러한 조건을 만족시키며 전단파손을 방지하기 위해서는 AN#10 볼트 10개가 필요하다. 볼트를 36°의 등간격으로 배치한 후 계산한 결과를 Table 6에 나타났다. 접착의 경우나 볼트 체결의 경우 모두 굽힘모멘트  $M_x$ 의 영향이 가장 크게 작용되며 비틀림 모멘트의 영향은 무시될 수 있다.

## 5. 풍차날개의 상세설계

예비설계에서 수행한 재료역학적 강도설계의 결과로부터 결정된 풍차날개에 대하여 상용 유한요소 프로그램을 이용하여 응력, 처짐 및 고유진동수를 구한 후 검증 및 보완적 설계를 반복하였다.

### 5.1 날개의 유한요소 모델링

날개의 유한요소해석을 위해서 상용 프로그램인 ABAQUS를 사용하였다. 사용된 요소는 4절점 굽은 쉘 요소로서 토오크 박스 플랜지와 같은 두꺼운 부분을 모델링 하기 위하여 S4R 요소를 사용하였고 풍차날개의 표피와 토오크 박스의 웨브를 위하여 S4R5 요소를 사용하였다. 특히 전단구속(shear locking) 현상을 방지하기 위하여 감소적분(reduced integration)을 수행하며, 이때 발생하는 강체운동모드를 방지하기 위하여 hourglass control을 수행하였다. 날개 표피에 가해지는 공기력을 충분히 고려하기 위하여 윗면과 아래면을 각각 10개의 요소로 나누었고 스펜방향으로 31개의 요소를 취하여 전체 620개의 요소로 분할했다. 직조섬유는 일방향 섬유의 적층으로 모델링 하였는데 이는 [0/90] 또는 [ $\pm 45$ ] 직조 섬유의 유효재료 상수를 그대로 대입하게 되면 동일한 탄성계수  $E_1$ 과  $E_2$ 값을 갖게 되므로 ABAQUS는 등방성재료와 같이 취급하기 때문이다<sup>(12)</sup>. 직조섬유의 강도는 일방향 섬유에 비하여 조금 떨어지므로 본 논문에서는

Table 7 Cases of FE analysis

	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
Skin	[0/90/45/-45/45/-45] <sub>s</sub>		[0/90/0/90/45/-45/45/-45] <sub>s</sub>	
Torque box flange (station : thickness of 0°layer)	700~2500 : 12mm 2500~3400 : 11mm 3400~4300 : 10mm 4300~4900 : 8mm 4900~6000 : 7mm 6000~7000 : 6mm		700~1700 : 12mm 1700~3000 : 10mm 3000~4500 : 8mm 4500~5900 : 6mm 5900~7000 : 5mm	
Torque box web (station : layup)	None	900~5500 : [ $\pm 45$ ] <sub>2s</sub>	900~1800 : [ $\pm 45$ ] <sub>3s</sub> 1800~4500 : [ $\pm 45$ ] <sub>2s</sub>	
Wind	Gust			Regular speed

**Table 8** Results of blade FE analysis

	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
$0^\circ \sigma_{y,max}$ (kg <sub>t</sub> /mm <sup>2</sup> )	33.5 -19.4	11.2 -7.8	9.27 -6.14	3.04 -1.39
Web $\sigma_{L,max}$ (kg <sub>t</sub> /mm <sup>2</sup> )	—	13.6	7.24	2.47
Deflection <sub>max</sub> (mm)	639	426	436	132
Flange weight (kg)	42	42	37	37

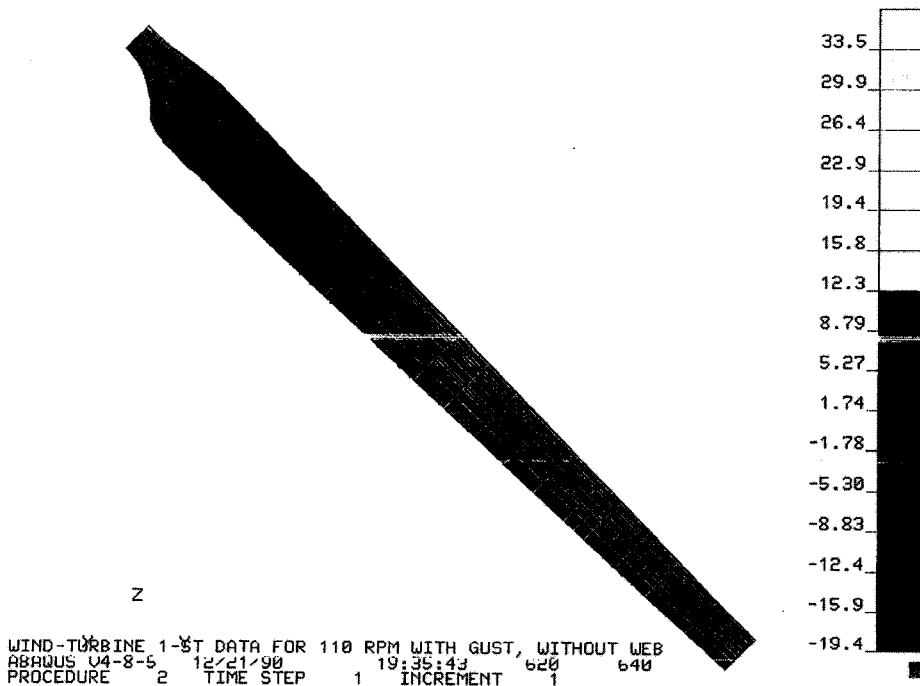
Table 3의 강성의 70% 값을 재료의 강도로 고려하였다.

5.2 날개의 유한요소해석

유한요소해석은 Table 7의 4가지 경우에 대하여 수행하였다. 여기서 Case 3은 여러번의 수정과정을 거쳐 최종적으로 결정된 날개이다. 유한요소해석 결과는 Table 8과 Figs. 10~14에 나타냈다.

Table 8에서  $0^\circ$  최대  $\sigma_y$ 은 토크 박스 웨브에 걸리는 전단응력을 재료 주축방향으로 변환했을때 섬유방향으로 작용하는 응력을 말한다. 모든 경우에 있어서  $0^\circ$  방향 층에 작용되는 스펠방향 하중은 station 900~1300사이에서 발생되었다. 그리고 웨브에 최대응력이 작용하는 위치는 station 1000~1200이다.

Figs.10~14는 해석결과를 PATRAN으로 후처리하여 나타낸 것으로 Fig. 10은 Case 1의  $0^\circ$ 층 표피의 등응력선도를 보인다. 이는 압축응력이 작용하는 날개의 윗면에서 본 것으로 재료역학적 보이론으로부터 구한 Fig. 9와 비교하여 볼 때 비교적 유사한 크기를 갖는다. Fig. 11은 Case 1에 대하여 변형에 대한 해석 결과를 나타낸 것으로 웨브가 없는 경우 z방향으로의 처짐과 함께 날개가 비틀리는 형상을 나타낸다. Figs. 12~14는 최종 설계된 Case 3의 날개에 대한 해석 결과를 보여준다. Fig. 12는 압축을 받는 표피 윗면에서의 등응력선도이고, Fig. 13은 인장을 받는 날개표피의 아래면에서의 등응력선도이다. 여기서 보는 바와 같이 상당히 넓은 영역에서 응력을 고르게 감당하고 있으며, 작



**Fig. 10** Result of stress analysis of skin under compressive force in case 1



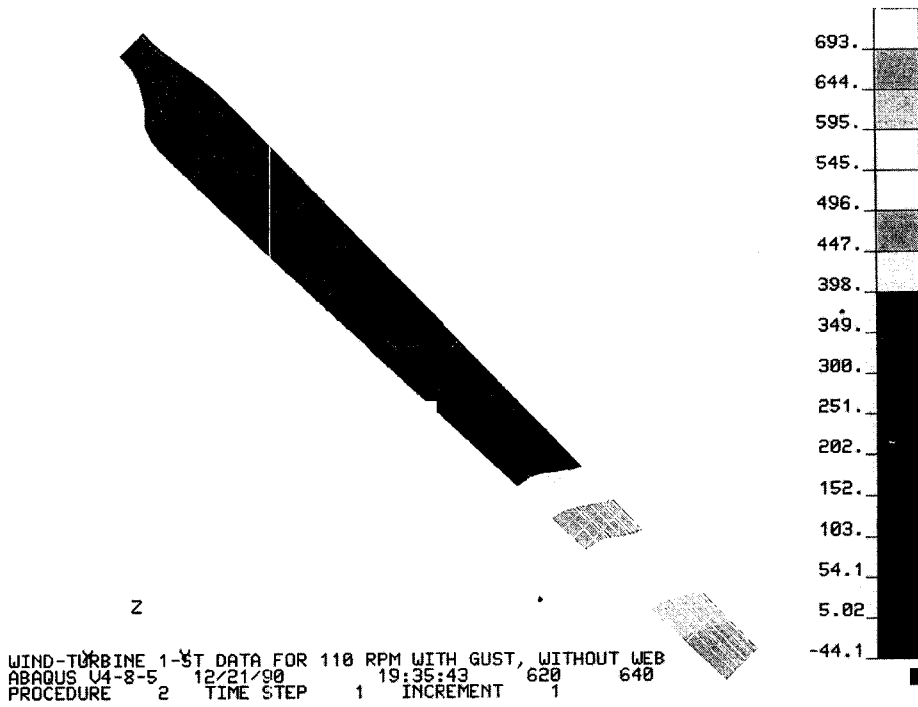


Fig. 11 Result of deflection analysis in case 1

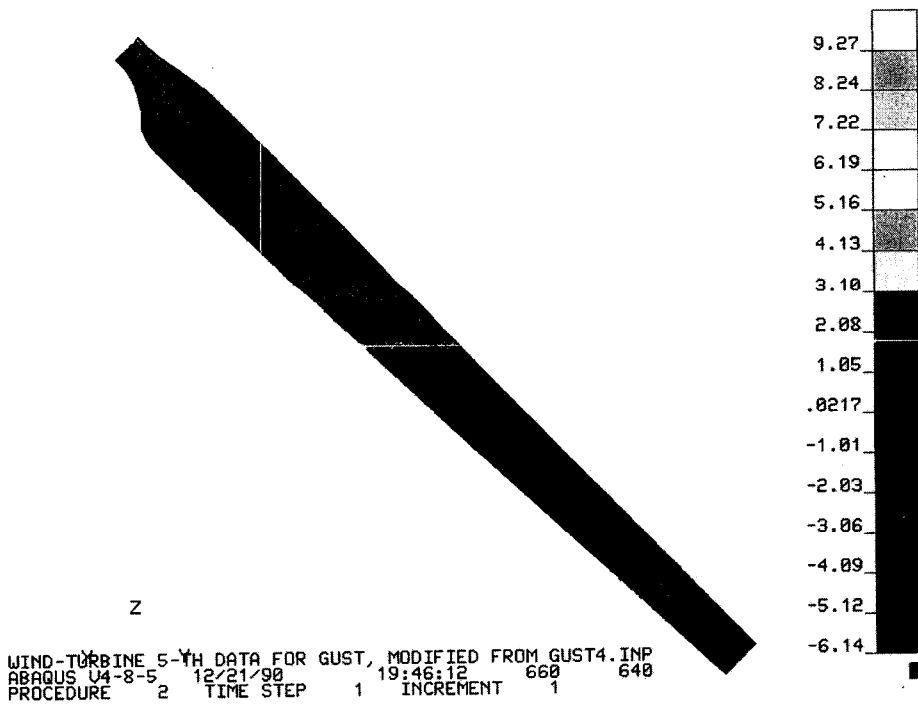


Fig. 12 Result of stress analysis of skin under compressive force in case 3

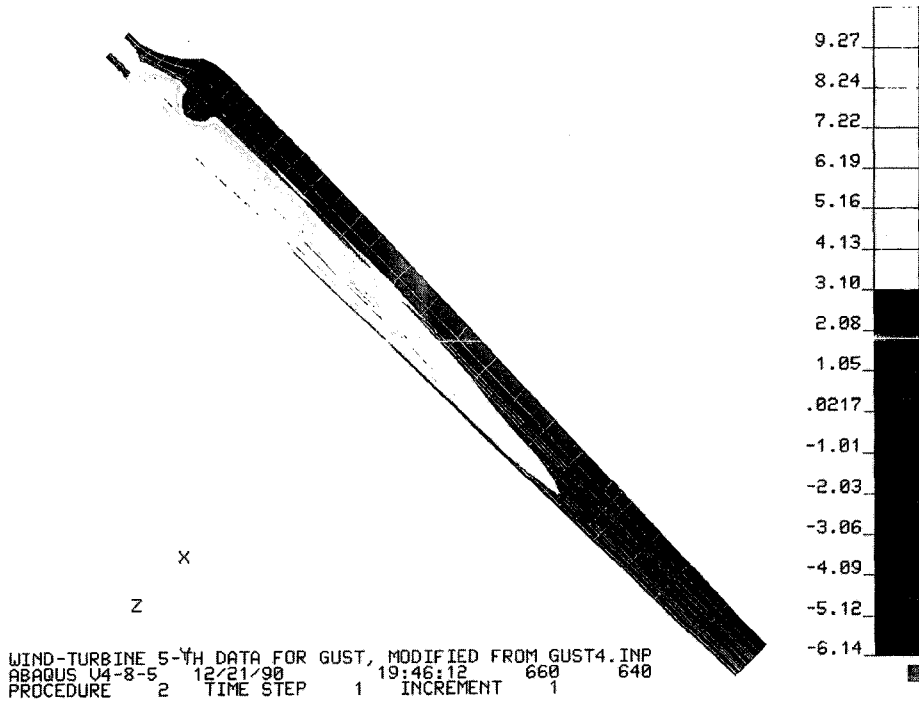


Fig. 13 Result of stress analysis of skin under tensile force in case 3

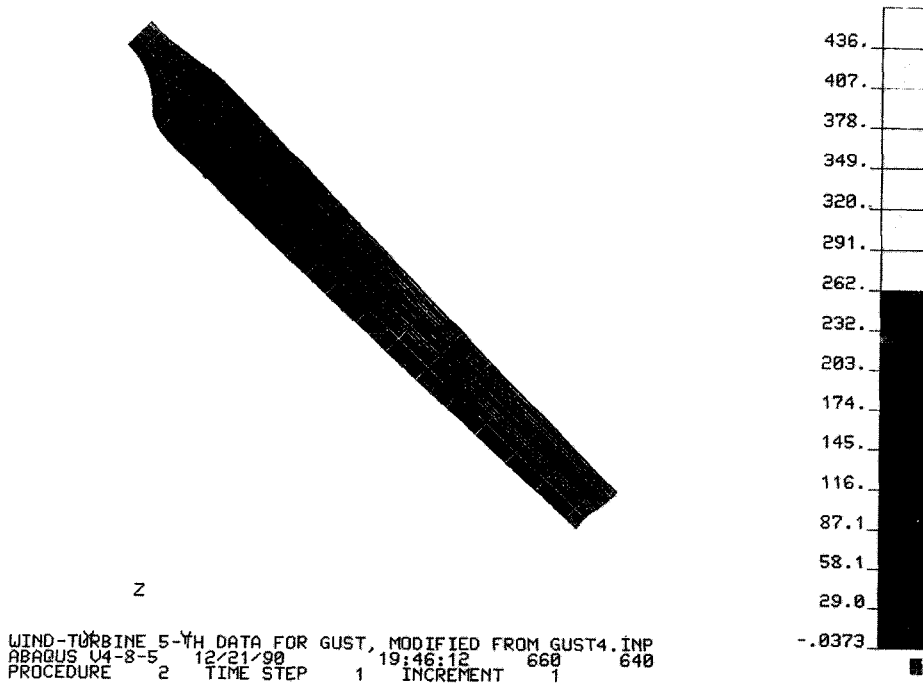


Fig. 14 Result of deflection analysis in case 3

Table 9 Natural frequency

Mode no	Natural frequency (Hz)
1	4.41
2	6.31
3	16.27

용되는 응력의 크기도 적당하다. Fig. 14는 변형량을 나타내는데 웨브가 추가되어 토오코 박스를 형성하므로 비틀림이 거의 발생하지 않음을 보여준다. Case 2의 경우도 case 3과 유사한 응력분포와 변형양상을 보이나 응력집중현상이 심하고 무게가 무거워 진다. 정격운전시의 해석결과인 Case 4에서는 Case 3과 유사하나 양적인 면에서 전체적으로 60% 정도 감소하였다. 따라서 정격운전상태에서 고려된 반복하중의 영향도 크게 달라질 것이 없는 안전한 설계가 된다. Case 3에 대한 고유전동수 해석 결과는 Table 9와 같다. 최저 진동수는 4.41 Hz로 설계조건인 4Hz 이상을 만족시킨다. 이때 모우드 1은 x축을 중심으로 굽힘이 심하게 발생되는 모우드였다.

### 5.3 날개허브의 유한요소 모델링

접착과 볼트체결에 의해 결합된 날개허브 전체를 모델링 하는 것은 매우 복잡하므로 본 논문에서는 하중이 제일 크게 걸리는 볼트를 중심으로 일부분만을 Fig. 15와 같이 모델링한 후 상용 유한요소해석 프로그램인 ANSYS를 사용하였다.

Fig. 15에서 금속허브 부분은 station 500에 고정되어 있고, 금속편 사이에 GFRP 날개가 station 500에서 800까지 위치하고 있으며, 금속허브와 GFRP는 station 500에서 750 사이에 접착되어 있다. 그리고 볼트체결을 위한 원공은 station 608은 중심으로 직경 15.875mm의 크기로 뚫어져 있다. 유한요소 해석은 결합부의 하중 전달 메카니즘을 이해하기 위해 결합방법에 따라 다음의 세가지 경우로 나누어 해석한다.

Case 1 : 볼트체결 모델링(접착력없음)

Case 2 : 접착에 의한 체결 모델링(볼트 없음)

Case 3 : 접착과 볼트체결이 함께된 모델링

한편 모델링을 위한 요소로써 8절점 3D brick 요소, 8절점 layered 3D 요소, 3D interface 요소를 볼트, 금속과 GFRP, 볼트와 금속 및 GFRP사이의

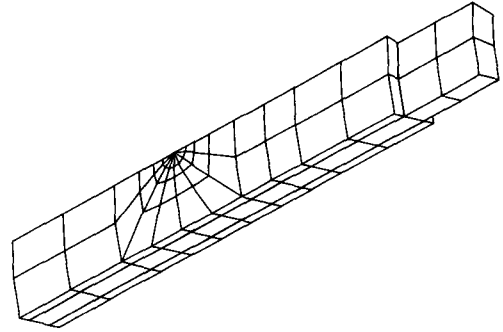
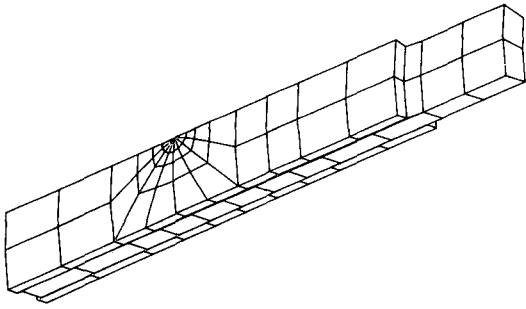


Fig. 15 Finite element modeling of blade root

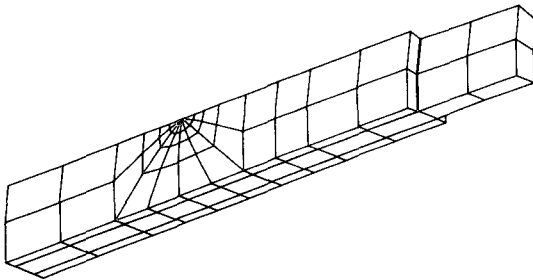
접촉을 모델링하는데 각각 사용하였다. station 800에서 하중이 GFRP를 통해 가해지고 금속은 station 500에 고정되어 있는 경우에는 금속과 GFRP 사이에 접착층(shear layer)를 도입하였다. 그리고 원공 주위와 볼트는 interface 요소로 연결되어 있다. 본 해석에 사용된 전체 요소 수는 396개이고 전체 절점 수는 278개였다. 그리고 interface 요소를 사용함에 따른 반복 계산 과정은 10번을 수행하도록 하였다. Table 10에 보인 해석 결과 Case 2와 Case 3과 매우 유사한 결과를 나타냈는데 이는 하중이 대부분 접착에 의한 전단력으로 유지되기 때문이다. Table 10에서 볼트의 체결만으로 결합된 Case 1의 경우 금속허브에 걸리는 최대 인장응력은 14.6 kg/mm<sup>2</sup>로 Table 6의 재료역학적 해석 결과로 추정된 값 12.2 kg/mm<sup>2</sup>와 비슷한 크기를 가진다. 즉 금속허브의 두께를 7mm로 선정한 것은 매우 타당함을 알 수 있다. 그리고 0°층에 작용되는 최대 인장응력도 12.9 kg/mm<sup>2</sup>로 GFRP의 강도를 고려할 때 안전한 값이다. 그러므로 접착층에서 떨어져(debonding) 볼트에 의한 기계적 체결에 의해서만 풍차가 가동될 때에도 즉각적인 파손이 발생되지 않으므로 정지 점점에 의한 수리와 보수가 가능하게 된다. Table 10의 Case 3

Table 10 Results of blade root FE analysis

	Case 1	Case 3
Bonded layer $\tau_{max}$ (kg <sub>t</sub> /mm <sup>2</sup> )	$0.84 \times 10^{-6}$	0.93
Steel hub $\sigma_{max}$ (kg <sub>t</sub> /mm <sup>2</sup> )	14.6	5.7
0° layer $\sigma_{max}$ (kg <sub>t</sub> /mm <sup>2</sup> )	-12.1	-0.1
	12.9	2.3
	-5.4	



(a) case 1

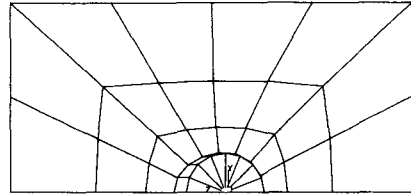


(b) case 3

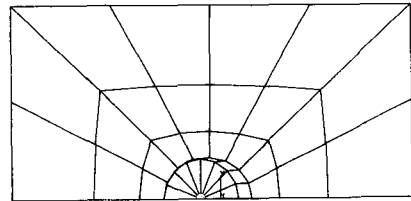
Fig. 16 Deformed shape of blade root

즉 볼트 체결과 접착이 함께 된 경우는 볼트에 가해지는 반력은 무시할 수 있었다. 그리고 금속허브와 0°층에 걸리는 응력은 Case 1에 비하여 상당히 감소되었고 접착층에 최대 0.93kg/mm<sup>2</sup>의 전단응력이 걸렸다. Table 3의 에폭시의 전단강도 6.2kg/mm<sup>2</sup>를 고려할때 이 값은 매우 안전함을 알 수 있다.

Fig. 16은 Case 1과 Case 3의 날개허브의 변형형상을 그린 것이다. Fig. 16(a)의 Case 1은 금속허브와 GFRP날개 사이에 하중방향으로 심한 변위의 차이가 발생함을 보여주는데 이는 가해진 하중에 대한 반력이 그대로 볼트에 작용하기 때문이다. Fig. 16(b)는 금속과 GFRP날개 사이의 변위의 차이가 작게 발생함을 보여주는데 금속과 GFRP사이의 접착층에서 전단응력으로 하중을 감당하므로 볼트에 접촉되는 부위에서의 변형형상을 Figs. 17~18에 보였다. Fig. 17은 Case 1에 대한 결과이다. 하중이 z방향으로 가해질때 볼트와 GFRP날개 뿌리 부위는 하중의 반대방향에서 심한 접촉이 발생하나 금속허브와 볼트는 하중이 가해지는 방향에서 심한 접촉을 일으킴을 보여준다. 그러나 Fig.

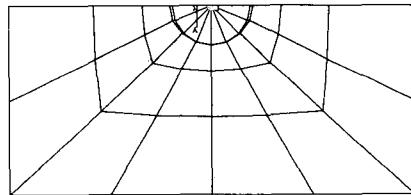


(a) GFRP and bolt

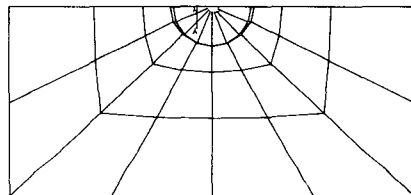


(b) Steel hub and bolt

Fig. 17 Deformed shape of contact area in case 1



(a) GFRP and bolt



(b) Steel hub and bolt

Fig. 18 Deformed shape of contact area in case 3

18에서 보여주는 Case 3의 경우는 볼트와 GFRP나 금속이. 모두 하중이 가해지는 곳에서 접촉되지 않고 하중과 수직인 면에서 접촉된다. 이는 접착에 의해 금속허브와 GFRP가 같은 방향으로 변형되고, 원공이 하중방향으로 장축을 가지는 타원으로 변형되기 때문이다.

## 6. 결 론

유리섬유강화 복합재료를 사용하여 20kW급의 길이 7m인 소형 수평축 풍차날개의 설계기법을 제

시하였다. 국내의 풍력조건하에서 강도조건, 공진 조건, 피로한도조건등을 고려한 동적 및 정적 구조 해석결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 웨브의 추가에 의한 토크 박스의 형성은 날개에 발생하는 비틀림을 크게 줄여 주며 외력의 대부분을 담당하게 한다.

(2) GFRP날개뿌리와 금속허브사이의 하중은 주로 전단력에 의해 전달되며 본 논문의 경우 에폭시의 접착과 볼트의 기계적체결을 함께 수행한 경우 같은 크기의 하중이 금속허브와 GFRP날개뿌리에 균등하게 작용한다.

(3) 풍차날개를 설계하는데 있어서 복합재료의 사용은 자중을 줄이는데 매우 효과적이며 본 연구의 경우 날개 플랜지의 무게 37kg, 금속허브의 무게 20kg, 표피와 웨브의 무게 18kg으로 전체 무게는 약 75kg이 되었다.

## 후 기

본 연구는 한국전력공사에서 수행한 출연연구사업의 일환으로 수행되었음을 밝히며 이에 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

- (1) Yang Tanzhou and Li He, 1988, "The Construction and Technology of Fiberglass Blades of SFD4-1000 Wind Turbines", Asian and Pacific Area Wind Energy Conference, Shanghai China, pp. 245~250.
- (2) Cheng YuYue, Cheng Yunchen, 1988, "The Opti-

mal Structure Design of GRP/composite Blades", Asian and Pacific Area Wind Energy Conference, Shanghai China, pp. 258~261.

- (3) White, M. L. and Weigel, W. D., 1979, "A Low Cost Composite Blade for a 300 Foot Diameter Wind Turbine", Proceedings of the 24rd National SAMPE Symposium, pp. 331~336.
- (4) Cheney, M. C. and Spierings, P.A. M., 1978, "Self-Regulating Composite Bearingless Wind Turbine", Solar Energy, Vol. 20, pp. 233~240.
- (5) Wang Yongzhi, Hu Shuhua and Yang Yongyao, 1988, "The CG. System for the Blade of the Wind Turbine Generator", Asian and Pacific Area Wind Energy Conference, Shanghai China, pp. 253~257.
- (6) 이철형, 신동열, 조명제, 1985, "풍속자료 분석에 의한 국내 풍력 가용량 산정," 태양에너지, 제5권, 2호, pp. 3~10.
- (7) Chen yuncheng, Chen Yuyue and Wu Peichao, 1988, "Design of GPR Composite Wind Turbine Blades", Wind Engineering Vol. 12, No. 2, pp. 125~133.
- (8) Sandbery, O., 1988, "Blade Root Design : A state of the Art Survey", FEAP-202, Denmark.
- (9) Timoshenko, S.P. and Gear, J.M., 1972, Mechanics of Materials. Litton Educational Publishing, Inc., pp. 188~192.
- (10) 박영조, 1986, 기계설계, 보성문화사, pp. 102~124.
- (11) Olof Sandberg, 1988, "Blade Root Design : a State of the Art Survey", FFAP-201, Denmark.
- (12) ABAQUS 4.8 User's Manual, Hibbitt, Karlsson & Sorensen, Inc.,