

수평축 풍력발전 시스템용 복합재 회전날개의 피로수명 설계에 관한 연구

공창덕* · 방조혁* · 정종철* · 강명훈* · 정석훈* · 류지윤** · 김기범**

A Study on Fatigue Life Design for Horizontal Axis Wind Turbine Composite Blade

C.D.Kong* · J.H.Bang* · J.C.Jeong* · M.H.Kang* · S.H.Jeong* · J.Y.Ryu** · K.B.Kim**

ABSTRACT

Fatigue test is an essential procedure in the dynamic structure design. It is performed to confirm that the structure should satisfy the required life. In this study, fatigue life for 750kW class horizontal axis wind turbine composite blade was investigated. Required fatigue stress was calculated by Ian Bond's empirical equation and S-N linear damage method. Fatigue load for FEM analysis was calculated using load spectrum through experiments and Spera's method. Service fatigue stress was obtained by FEM with the calculated fatigue load. From comparison of the fatigue stresses, fatigue life over 20 years was confirmed.

초 록

피로시험은 구조설계에 있어서 필수적인 과정으로서, 구조물의 요구수명 만족여부를 판단하기 위해 수행된다. 본 연구에서는 750kW급 수평축 풍력발전 시스템용 복합재 회전날개가 요구수명 20년이상 안전하게 운용되어질 수 있는지에 대한 검토를 수행하였다. Ian Bond의 실험식과 S-N선형 손상 방법을 사용하여 요구 피로강도를 계산하였으며, 설계된 복합재 회전날개의 유한요소 해석 결과와 비교하기 위해 측정하중 스펙트럼과 Spera의 피로하중 실험식을 이용하여 회전날개에 적용시킬 피로하중을 계산하였다. 계산된 피로하중에 대한 유한요소 해석을 수행하여 검토한 결과, Ian Bond의 실험식을 이용하여 예측한 최대 요구 피로강도보다 낮은 범위에 있음을 확인하였다.

1. 서 론

본 연구에서는 750kW급 수평축 풍력발전 시스템용 복합재 회전날개가 요구수명 20년이상 안전하게

운용되어질 수 있는지에 대한 검토를 수행하였다. 일반적으로 피로수명을 확인하는 방법은 시편의 종류에 따라 시편시험, 쿠펜시험, Full scale시험이 있으며 저비용, 시험의 용이성, 여러 가지 하중에 대한

*조선대학교 항공우주공학과(Chosun University, Dept. of Aerospace Eng.)

** (주)한국화이버(Han Kuk Fiber Co.)

재질의 응답특성의 양호, 얻어낸 데이터의 이용의 용이함 등을 이유로 시편시험이 주로 수행되고 있다.¹⁾

피로시험은 시편에 일정한 반복하중을 가하여 어느 정도의 반복하중이 가해진 후에 시편이 파괴되는 지를 측정하는 것이다. 여기서 시편의 파괴는 시편의 강성의 감소, 크랙의 증가, 층간분리가 일어나는 것을 말한다.²⁾

지금까지 이처럼 얻어진 실험데이터를 해석하는 방법은 마이너 법칙으로부터 유도된 피로누적법칙의 형태를 사용하는 하중 스펙트럼의 원리에 기초하거나, 다양한 응력비에서 일정한 크기의 하중이 가해진 재료의 강성도 감소, 레진의 균열, 층간 분리 및 이같은 현상이 동반하는 전체 스트레인 값의 증감의 변화를 측정하여 수집된 데이터를 기초로한 피로수명 예측모델들이 사용되었다. 그러나 대부분의 방법이 특정구조물, 또는 일정한 하중이 가해지는 구조에 대해서만 안정적이므로 이같은 문제점을 보완한 피로수명 예측기법들이 개발되고있다.²⁾

최근에 개발된 피로시험 모델중 상대적으로 복잡하지 않고, 다른 복합재료에 적용되어도 피로수명 예측결과가 실제 실험으로 얻어진 데이터와 비교하여 안정적임을 검증한 Ian Bond의 실험식을 사용하여 허용 피로강도를 계산 하였다.²⁾

설계된 복합재 회전날개의 유한요소 해석결과와 비교하기 위해 Spera의 피로하중 실험식을 이용하여 회전날개에 적용시킬 피로하중을 계산하였다.

Spera가 제시한 실험식은 다양한 크기의 풍력발전 시스템의 실험데이터에 기초한 것으로서 회전날개와 타워의 크기와 형상, 바람 및 지형조건 등을 포괄하고 있으며, 구조역학적인 동적 컴퓨터 모델이 필요치 않다는 점에서 피로하중 계산에 폭넓게 이용될 수 있는 계산식이다.³⁾ 본 연구에서 수행한 750kW급 수평축 풍력발전용 복합재 회전날개의 형상데이터와 운용조건 및 설치장소의 지형에 대한 자료로부터 피로하중 계산에 이용될 계수들을 구한 후, Spera가 제시한 실험식을 이용하여 최대 피로하중을 계산하였다.

계산된 피로하중에 대한 유한요소 해석을 수행하여 검토한 결과, Ian Bond의 실험식을 이용하여 예측한 최대 허용 피로강도보다 낮은 범위에 있음을 확인하였다.³⁾

2. 요구 피로 허용강도

요구 피로 허용강도 S_{max} 값을 구하기위한 Ian Bond의 실험식은 다음과 같다.²⁾

$$S_{max} = b \log N + c \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \text{여기서, } b &= K(R'')^4 + L(R'')^3 + M(R'')^2 + N(R'') + P \\ c &= Q(R'')^4 + T(R'')^3 + U(R'')^2 + V(R'') + W \end{aligned}$$

본 연구에서 이용한 하중 스펙트럼은 Table 1과 같으며, 직경 91m인 2.5MW급 Mod-2 수평축 풍력발전 시스템에 대하여 9시간 동안 측정된 자료를 이용하였다. 이 하중 스펙트럼의 각 주기 하중을 평균 주기 하중으로 나누어 하중의 초과 가능성을 계산한 결과가 Table 2와 같고, 이에 대한 log-normal distribution은 Fig. 1과 같다.

Table 1. Test Fatigue Load Spectrum in Time order

Layer No.	Wind speed (m/s)	Cycles per layer	Load / Maxmax Load				R _i
			Max	Min	Cyclic	Average	
Start	5.4	0	-0.400	-0.400	0.000	-0.400	1.00
1	"	908	0.433	0.061	0.186	0.247	0.14
2	"	333	0.496	-0.002	0.249	0.247	-0.00
3	"	605	0.383	0.111	0.136	0.247	0.29
4	"	1,059	0.463	0.030	0.217	0.247	0.06
5	"	91	0.525	-0.030	0.278	0.248	-0.06
6	"	30	0.550	-0.055	0.303	0.248	-0.10
7	9.4	613	0.880	0.446	0.217	0.633	0.51
8	"	56	0.923	0.405	0.259	0.644	0.44
9	"	1,951	0.855	0.473	0.191	0.644	0.55
10	"	1,115	0.787	0.540	0.124	0.644	0.69
11	"	1,673	0.828	0.498	0.165	0.633	0.60
12	"	167	0.903	0.423	0.240	0.633	0.47
13	15.6	237	0.645	0.192	0.227	0.419	0.30
14	"	415	0.798	0.038	0.380	0.418	0.05
15	"	356	0.740	0.098	0.321	0.419	0.13
16	"	36	0.918	-0.080	0.499	0.419	-0.09
17	"	12	0.968	-0.130	0.549	0.419	-0.13
18	"	130	0.863	-0.025	0.444	0.419	-0.03
19	18.3	3	0.838	-0.471	0.655	0.184	-0.56
20	"	37	0.710	-0.343	0.527	0.184	-0.48
21	"	67	0.447	-0.080	0.264	0.184	-0.18
22	"	118	0.632	-0.265	0.449	0.184	-0.42
23	"	101	0.561	-0.195	0.378	0.183	-0.35
24	"	10	0.778	-0.411	0.595	0.184	-0.53
25	13.0	1,305	0.890	0.520	0.185	0.705	0.58
26	"	130	0.976	0.433	0.272	0.705	0.44
27	"	870	0.841	0.568	0.137	0.705	0.68
28	"	1,522	0.918	0.491	0.214	0.705	0.54
29	"	44	1.000	0.410	0.295	0.705	0.41
30	"	478	0.950	0.460	0.245	0.705	0.48
31	7.2	927	0.527	0.206	0.161	0.367	0.39
32	"	139	0.702	0.031	0.336	0.367	0.04
33	"	1,622	0.626	0.108	0.259	0.367	0.17
34	"	1,390	0.588	0.145	0.222	0.367	0.25
35	"	46	0.732	0.002	0.365	0.367	0.10
36	"	510	0.666	0.068	0.299	0.367	0.10
Stop	5.4	0	-0.400	-0.400	0.000	-0.400	1.00
Spectrum	9.6	19,106	0.724	0.299	0.212	0.511	0.37

Table 2. Fatigue Load Spectrum Ordered According to Cyclic Load

Cyclic Load/ Median Cyclic Load X	Cycles per Layer	Cumulative Cycles	Probability of Exceeding X	Type of Cycle
3.46	1	1	0.0001	III
3.08	3	4	0.0002	II
2.08	10	14	0.0007	II
2.58	12	26	0.0014	II
2.48	37	63	0.0033	II
2.35	36	99	0.0052	II
2.11	118	217	0.0113	II
2.09	130	347	0.0182	II
1.79	415	762	0.0399	I
1.78	101	863	0.0452	I
1.72	46	909	0.0476	I
1.58	139	1,048	0.0549	I
1.51	356	1,404	0.0735	I
1.42	30	1,434	0.0751	I
1.41	510	1,944	0.1018	I
1.39	44	1,988	0.1041	I
1.31	91	2,079	0.1088	I
1.28	130	2,209	0.1157	I
1.24	67	2,276	0.1192	I
1.22	1,622	3,898	0.2041	I
1.22	55	3,953	0.2070	I
1.17	333	4,286	0.2244	I
1.15	478	4,764	0.2494	I
1.13	167	4,931	0.2582	I
1.07	237	5,168	0.2706	I
1.04	1,390	6,558	0.3434	I
1.02	613	7,171	0.3755	I
1.02	1,059	8,230	0.4309	I
1.00	1,522	9,752	0.5105	I
0.90	1,951	11,703	0.6126	I
0.88	908	12,611	0.6601	I
0.87	1,305	13,916	0.7284	I
0.78	1,673	15,589	0.8160	I
0.76	927	16,516	0.8645	I
0.64	870	17,386	0.9100	I
0.64	605	17,991	0.9416	I
0.58	1,115	19,106	1.0000	I

C-T, C-C등으로 나눌수 있다. 여기서 R"는 주기 하중의 Sequential mode를 제공하기위해 사용된 임의의 함수이며 하중의 상태와 R값의 범위, 그리고 R"값의 정의는 다음과 같다.

- 1) T-T $0 < R < 1$ & $4 < R'' < 5$
- 2) T-C $-1 < R < 0$ & $3 < R'' < 4$
- 3) C-T $-\infty < R < -1$ & $2 < R'' < 3$
- 4) C-C $1 < R < \infty$ & $1 < R'' < 2$

1), 2)의 경우에 R"는 4+R이고 3), 4)의 경우에 R"는 2-1/R로 계산되며 본 연구에서 사용되어진 R 값이 0.37이므로 1)의 경우에 해당되어 R"는 4.37 이 된다. 여기에서 구해진 R"값을 가지고 (1)식의 b 와 c값을 구한다. (1)식에 포함된 K, L, M, N, P, Q, T, U, V, W 등은 사용 재질에 따라 달라지며, 본 연구에 사용된 재료의 물성치는 Table 3과 같으며 이를 이용하여 구한 b, c값은 다음과 같다.

$K=4.89, L=-68.89, M=364.61, N=-858.53,$
 $P=730.0, Q=-21.95, T=322.46, U=1768.90,$
 $V=4312.80, W=-3698.80$
 $b = -24.6219, C=273.0497$

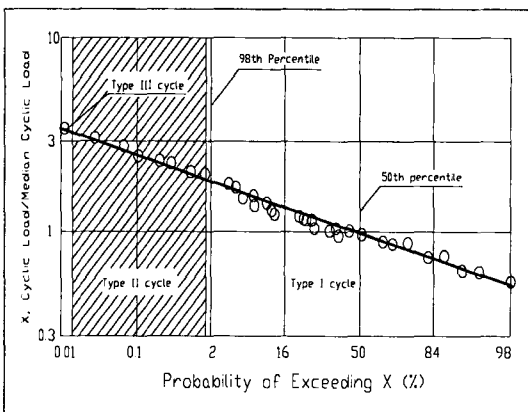


Fig. 1. Log-Normal Probability Distribution of Wind Turbine Cyclic Load Data

Table 1의 하중 스펙트럼에서 평균 응력비(R)는 0.37이며 피로하중은 R과 R"에 의해서 T-T, T-C,

Table 3. Test Specimen Details

Material	E-glass/vinylester
Lay-up	[0°/90°/CSM] ₅ Stitch Bonded Rovimat 800/100
Wt. % Fibres	53
Specimen Geometry L×W×T [mm]	Straight 270×25×5
Resin	Jotun Polymer NP92-20
Tensile modulus [Gpa]	16.8
Tensile strength [Mpa]	227
Compr. strength [Mpa]	-288

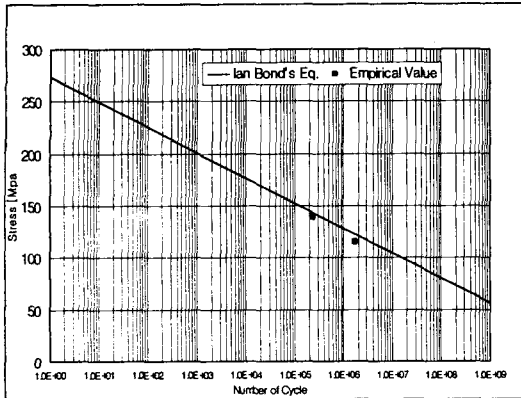


Fig. 2. S-N Curve of E-glass/vinylester

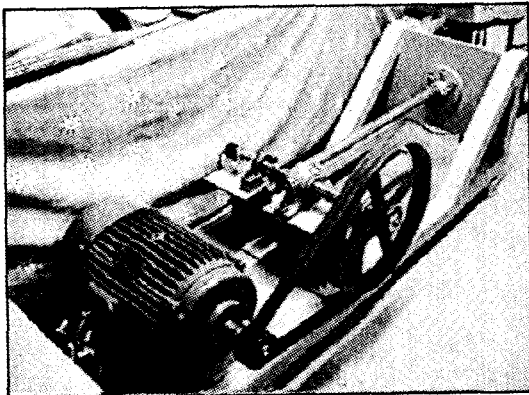


Fig. 3. Fatigue Test Equipment

위에서 구한 값을 대입하여 계산된 허용 피로강도, S_{max} 는 76.1 Mpa이다.

Fig. 3과 같은 피로시험 장치를 설계 제작하여 회전날개와 유사한 형상의 두 개의 원형 시편에 각기 다른 하중을 가하여 시편시험을 수행한 결과, 실험식으로 계산된 값과 시편시험 결과 값이 비교적 유사한 결과를 보여 Ian Bond 실험식의 활용 가능성을 확인하였다. Fig. 3은 시편시험 장비이며 Fig. 2는 Ian Bond의 실험식으로 계산된 값과 시편시험을 통하여 얻은 값을 비교한 S-N선도로서, 시험시편은 파괴가 일어나지 않은 상태이다.

위에서 구한 허용 피로강도는 Ian Bond의 실험식을 이용하여 계산된 값이므로, 이값을 실제 요구 피로수명에 대한 값으로 계산하기 위해 다음과 같이 Mandell의 근사식을 이용하였다.⁴⁾

$$S_{max} = S_{max} \times N_f^{-0.074} \times (1/10^8)^{-0.074} \quad (2)$$

$$= S_I \times N_f^{-0.074}$$

여기서, S_I : Empirical stress coefficient
 $= S_{max} \times (1/10^8)^{-0.074}$

한편, 표 1의 9시간 동안 측정된 스펙트럼을 20년으로 확장한 피로사이클은 다음과 같고,

$$N_f = 20 \text{ year} \times \frac{8760 \text{ hr}}{1 \text{ year}} \times \frac{19,106 \text{ cycle}}{9 \text{ hr}} \quad (3)$$

$$= 3.72 \times 10^8 \text{ cycle}$$

S-N 선형 손상 방법에 의한 최대 요구피로 허용 강도를 구하는 식은 다음과 같다.⁴⁾

$$S_{max \max} = S_I \left[N_f \frac{\sum_{i=1}^n n_i R_i^{13.5}}{\sum_{i=1}^n n_i} \right]^{-0.074} \quad (4)$$

n : Total layer number(from Table 1)

n_i : Number of cycle for each layer

여기에서 계산된 최대 요구피로 허용강도는 실험실 시편 시험자료를 이용하여 계산된 값이므로 실제의 회전날개에 적용하기 위해서는 1.0이하의 Knock Down Factor(KDF)를 적용해야 하며, 본 연구에서는 0.7을 적용하였다. Table 4는 요구피로 허용강도를 계산한 결과이다.

Table 4. The Result of Fatigue Stress Calculation

N_f [cycle]	S_I [Mpa]	$S_{max \max}$ [Mpa]	$S_{max \max} \times (KDF)$ [Mpa]
3.72×10^8	297.7	82.9	58.0

3. 주기 하중(Cyclic Load)

풍력발전 시스템용 회전날개의 피로수명에 영향을 주는 주기하중은 크게 시위에 수직인 하중(Flatwise load)과 시위방향의 하중(Chordwise Load)으로 구분할 수 있다. 정하중의 입장에서 회전날개의 단면

Table 5. Engineering Data for Cyclic Load Calculation

Symbol	Meaning & Value
δ_3	Teeter axis angle = 90°(Rigid hub)
C_t	Tip chord = 0.492 m
Z	Site elevation above S/L = 15m
H	Hub center height = 50m
N	Rotor speed = 27 rpm
ω_c	Chordwise natural frequency = 180.6 cpm(= 3.01 Hz)
z_o	Surface roughness length = 0.02 (Short grass, Rural area)
α_o	Surface roughness exponent = $(z_o/10)^{0.2} = 0.289$
α	Wind-shear power-law exponent = 0.174
U_o	50th percentile wind speed = 7m/s
U_1	84th percentile wind speed = 9.52m/s
U_2	98th percentile wind speed =13.02m/s
D	Rotor diameter = 50.5m
M_g	Blade gravity moment = 213.5 KN-m
θ	Hub coning angle = 0°
s	Blade station at which loads are measured = 0.05 (5% span)

형상을 고려해 보면 시위에 수직한 하중이 주요 하중으로 작용 하지만, 피로하중의 입장에서 원형 단면인 허브를 고려하면 시위방향의 하중또한 중요한 하중이 된다. 따라서 본 연구에서의 주기 하중은 시위에 수직한 하중과 시위방향의 하중을 모두 고려하였다. Spera가 제시한 회전날개의 주기하중을 계산하는 실험식은 다음과 같고, 실험식의 각 계수를 결정하기

위한 회전날개의 설계자료는 Table 5에 주어졌다.^{3),5),6)}

$$\begin{aligned} \delta M_{y,n} = & aM_g \sin \theta + 432(1 + 1.47a) \\ & \times cd(g + 0.012b) \\ & \times U_n(1-s) \exp^{(0.134^n)}(D/100)^4 \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \delta M_{z,n} = & eM_g + 46.8 cd(g + 0.1b) \\ & \times U_n(1-s) \exp^{(0.276^n)}(D/100)^3 \end{aligned} \quad (6)$$

여기서,

δM_y : Blade cyclic flatwise bending moment

δM_z : Blade cyclic chordwise bending moment

n : Number of standard deviations, σ (from Fig. 1)

= 0; for the 50th percentile load

= 1; for the 84th percentile load

= 2; for the 98th percentile load

a : Hub-rigidity factor = $0.5(1 - \cos 2\delta_3)$

b : Tower-blockage factor

d : Air-density factor = $1 - 0.09[(Z+H)/1000]$

e : Chordwise dynamic-amplification factor
= $1/[1 - (N/\omega_c)^2]$

f : Flatwise dynamic-amplification factor

g : Wind-variability factor = aD/H

U_n : Wind speed at hub elevation

하중 스펙트럼의 평균 응력비(R)는 0.37 이므로 식 (7)을 이용하여 평균 하중을 구하고, 여기에 주기 하중을 더하여 최대 하중을 구하였다.¹⁾ Table 6은 $n = 0, 1, 2$ 에 대해 계산된 시위에 수직방향과 시위 방향의 주기 하중과 최대 하중을 나타내고 있다.

$$\begin{aligned} \frac{L_{cyc}}{L_{ave}} &= \frac{0.5(1-R)}{0.5(1+R)} = 0.46 \quad (R=0.37) \\ L_{ave} &= L_{cyc}/0.46 \\ L_{max} &= L_{ave} + L_{cyc} \end{aligned} \quad (7)$$

Table 6. Result of Fatigue Load Calculation [KN-m]

n	$\delta M_{y,cyc}$	$\delta M_{y,max}$	$\delta M_{z,cyc}$	$\delta M_{z,max}$
0	42	133.3	223.8	710.2
1	65.3	207.3	228	723.7
2	102.1	324.1	235.7	748.1

4. 구조 해석 결과 및 피로수명 평가

구조해석은 유한요소 코드인 NISA II를 이용하

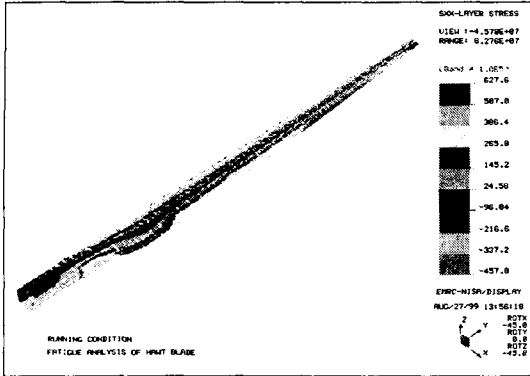


Fig. 4. The result of Stress Analysis for Fatigue Load

여 선형 정적 해석을 수행 하였다. 해석을 위해 회전날개에 적용시킨 하중은 Spera의 실험식으로 계산된 Table 6의 최대 피로 하중을 적용하였으며, 공력해석에 의한 하중분포 곡선을 이용하여 회전날개의 길이 방향으로 분포시켜 적용하였다.

3D-Shell요소를 사용하였고, E-glass/polyester 재질을 고려하였으며, 총 924개의 요소와 840개의 절점으로 구성 하였다.^{5),7)}

구조해석 결과 최대 압축응력과 최대 인장응력은 각각 45.78Mpa과 62.76Mpa로서, 계산된 허용 피로응력 58.0Mpa보다 낮게 나타났다. 따라서 설계된 회전날개는 표준편차 2σ (98% Percentile)에 대한 요구 피로수명 20년을 만족하는 설계임을 확인하였다. Fig. 4는 피로하중에 대한 응력해석결과를 보인 것이다.

5. 결 론

본 연구를 통해 측정하중 스펙트럼과 피로 하중 및 허용 피로강도에 대한 실험식을 이용한 풍력발전용 회전날개의 피로수명 설계 방법을 제시하였다. S-N선형 손상 방법과 Ian Bond의 피로강도 실험식으로부터 회전날개의 허용 피로강도를 예측하였고, 시편 시험결과를 Ian Bond가 제시한 실험식에 의한 S-N선도와 비교한 결과 유사한 결과를 얻었다. 유사한 풍력터빈의 측정하중 스펙트럼과 다양한 풍력발전 시스템의 실험데이터에 기초한 Spera의 피로하중

실험식으로부터 최대 피로하중을 예측하여 유한요소 해석을 수행하였다. 유한요소 해석을 통해 얻은 피로응력이 Ian Bond의 실험식으로 예측한 최대 허용 피로강도보다 낮은 범위에 있음을 확인하여, 설계된 회전날개의 요구수명이 확보됨을 확인하였다.

본 연구에서 제시한 방법을 사용할 경우 허용 피로강도를 예측하기 위한 시편 시험시간을 단축시킬 수 있으며, 피로시험을 수행하지 않아도 피로하중을 예측할 수 있으므로 설계 비용과 시간을 줄일 수 있다. 피로강도 예측에 있어서 보다 정확한 실험자료를 얻기위해 다른 여러개의 시편으로 추후 실험을 계속할 예정이며, 하중 스펙트럼이 풍력발전 시스템의 크기와 형상 및 설치운동 지역의 지형과 기상조건 등에 직접적인 관련이 있으므로 피로하중에 대한 정확한 해석을 위해 시제품에 대한 하중 스펙트럼 측정과 피로시험이 수행중에 있어 이에 대해서는 추후 발표할 예정이다.

참 고 문 헌

1. Rayner M. Mayer, "Design of Composite Structures Against Fatigue-Applications to Wind Turbine Blades", Antony Rowe Ltd, Chippenham, Wiltshire, 1996
2. Ian P. Bond, "Fatigue Life Prediction for GRP Subjected to Variable Amplitude Loading"
3. David A. Spera, "Dynamic Loads in Horizontal-Axis Wind Turbines Part II: Empirical Equations", Windpower '93, 1993
4. David A. Spera, "Wind Turbine Technology", ASME Press, 1994
5. 공창덕 외 6인, "복합재를 이용한 수평축 풍력터빈 회전날개의 공력 및 구조설계에 관한 연구", 한국추진공학회, 제1권 2호, pp.12~21, 1997
6. "대용량 풍력발전 시스템용 수평축 복합재 풍력터빈 날개의 공력 및 구조설계에 관한 연구- 3차년도 중간보고서", (주)한국 화이바, 1999
7. EMRC, "NISA II User's Manual", Version 5.2, 1992