

1.5kW급 풍력발전기용 블레이드의 구조해석 및 구조시험

김홍관* · 이장호*† · 장세명** · 강기원***

Structural Analysis and Testing of 1.5kW Class Wind Turbine Blade

Hong-Kwan Kim*, Jang-Ho Lee*†, Se-Myong Jang**, Ki-Weon Kang***

Key Words : Small Wind Turbine Blade(초소형 풍력발전기용 블레이드), Composite Blade(복합재료 블레이드), Structural Testing(구조시험), Structural Analysis(구조해석)

ABSTRACT

This paper describes the structural design and testing for 1.5kW class wind turbine composite blade. In order to calculate the equivalent material properties rule-of-mixture is applied. Lay-up sequence, ply thickness and ply angle are designed to satisfy the requirements for structural integrity. Structural analysis by using commercial software ABAQUS is performed to assess the static, buckling and vibration response. And to verify the structural analysis and design, the full scale structural test in flapwise direction was performed under single point loading according to loading conditions calculated by the aerodynamic analysis and Case H (Parked wind loading) in IEC 61400-2.

1. 서론

최근 들어 화석 에너지의 고갈로 인한 대체에너지 개발과 심각한 환경오염 문제로 인한 무공해 청정에너지 개발이 필요한 시점에 풍력 에너지는 친환경적인 대체에너지로서 관심이 급증하고 있다.⁽¹⁾

풍력 발전기의 여러 부품들 중에서 블레이드는 바람의 운동에너지를 기계적 회전에너지로 변환하여 발전기를 구동시키는 주요 부품으로서, 초기 블레이드 재료로는 금속, 목재 등이 사용되었으나, 최근에는 비강도, 비강성, 내부식성, 내마멸성, 내환경성, 진동특성이 우수한 복합재료가 주로 사용되고 있다.⁽²⁾ 이러한 복합재료를 이용한 블레이드의 구조 설계는 블레이드 각 부위에 적용되는 복합재료의 적층 방향 및 이의 두께를 결정하는 것으로서 주로 유한요소법(Finite element method)을 이용한 구조해석을 이용하여 수행되고 있다.⁽³⁾ 이러한 유한요소법을 이용한 구조설계는 적층 방향 및 이의 두께라는 설계변수를 다양하게 변화시키며 블레이드의 구조적 건전성을 평가하므로 설계 단계에서는 매우 유

용한 방법이다. 그러나 이는 기본적으로 수치해석적 방법으로 실제 복합재 블레이드의 구조적 건전성에 대한 정확한 평가는 곤란한 관계로 이의 해결을 위해서 소형풍력발전시스템 관련 국제 규격인 IEC 61400-2⁽⁴⁾에서는 블레이드에 대한 구조시험을 요구하고 있다.

본 논문에서는 유한요소법을 통한 구조해석을 수행하여 복합재 블레이드의 강도, 변형, 좌굴 및 진동 특성을 평가하였다. 또한 이러한 구조해석의 타당성을 평가하고 IEC 61400-2의 구조시험관련 요구조건에 대응하기 위하여 플랩방향(Flapwise) 실규모 구조시험(Full scale structural testing)을 수행하여 이의 결과를 유한요소해석 결과와 비교·평가하였다.

2. 해석 및 시험방법

본 연구의 대상이 되는 복합재 블레이드는 정격풍속 10.5m/s, 정격 용량 1.5kW의 3엽 블레이드(3-bladed wind turbine) 초소형 풍력발전기에 사용될 예정이다. Table 1은 이러한 요구조건하에서 블레이드 요소법(Blade Element Method Theory, BEMT) 및 운동량 이론(Momentum theory)^(5,6)을 접목한 공력해석 등을 통하여 도출된 블레이드의 기본 설계 자료를 나타낸 것이다.

* 군산대학교 도시형풍력발전원천기술센터
** 군산대학교 기계자동차공학부
*** 군산대학교 도시형풍력발전원천기술센터
† 교신저자, E-mail : kwkang68@kunsan.ac.kr

Table 1 Wind Turbine Specification

Rated power	1.5kW
Cut-in wind speed	3.0 m/s
Rated wind speed	10.5 m/s
Cut-out wind speed	22.5 m/s
Rated rotational speed	300 rpm
Number of blade	3
Rotor length	1.42 m
Aerodynamic profile	NREL-S813

2.1 해석 방법

초소형 풍력발전기용 복합재료 블레이드가 주어진 설계 조건을 만족하는지 평가하기 위하여 상용 소프트웨어인 ABAQUS⁽⁷⁾를 이용하여 구조해석을 수행하였다. 블레이드의 형상은 두께 방향의 치수가 다른 치수에 비하여 상당히 작기 때문에 Fig. 1과 같은 쉘 요소(shell element)로 모델링하였다. 전체 유한 요소 모델은 쉘 요소중에서 4절점을 가진 S4R과 3절점의 S3R을 사용되었으며 요소의 개수는 19035개이고, 절점(Node)의 개수는 19074개이다.

블레이드의 적층순서는 경량화를 고려하여 블레이드 끝단(Tip) 부분으로 갈수록 두께가 얇아지며, 적층순서, 적층 두께 및 적층각도는 Table 2와 같이 적용하였다.

블레이드의 구조해석을 수행하기 위하여 적용되는 경계



Fig. 1 Element of small wind turbine blade

Table 2 Thickness(mm) and angle(deg.) of small wind turbine blade

Name	Ele. 1		Ele. 2		Ele. 3-4		Ele. 5-7		Ele. 8-10	
	<i>t</i>	θ	<i>t</i>	θ	<i>t</i>	θ	<i>t</i>	θ	<i>t</i>	θ
Foam	13	0								
Spar	0.6	0	0.6	0						
	0.6	0	0.6	0						
	0.6	0	0.6	0						
	0.6	0	0.6	0	0.6	0				
	0.6	0	0.6	0	0.6	0				
	0.6	0	0.6	0	0.6	0				
	0.6	0	0.6	0	0.6	0	0.6	0		
	0.6	-45	0.6	-45	0.6	-45	0.6	-45	0.6	-45
Skin	0.6	+45	0.6	+45	0.6	+45	0.6	+45	0.6	+45
	0.6	0	0.6	0	0.6	0	0.6	0	0.6	0

조건은 허브(Hub) 부분의 *X*, *Y*, *Z* 방향 및 *Y*, *Z* 회전방향 (Rotation direction)의 자유도를 구속하였으며, *X* 회전방향의 자유도의 구속을 풀어주었다. 작용하는 하중은 블레이드 각 요소(Blade element)에 작용하는 하중을 노드의 수로 나누어 절점하중(Nodal force)을 적용하였다. 실규모 구조 시험을 모사하기 위한 구조해석의 경우에는 허브 부분을 제외한 1.32m의 55%지점에 $\pm 25\text{mm}$ 폭을 주어 상부 표피(Upper skin)에 절점하중으로 부여하였다.

2.2 실험 방법

본 연구의 블레이드는 DBL600E 삼축(triaxial) Glass/Epoxy 복합재료를 기본으로 블레이드 루트부위에 폴리우레탄 폼을 삽입하여 제작되었으며 이들의 물성치는 Table 3 및 Table 4와 같다. 제조공법은 진공성형 핸드 레이업(Vacuum assisted hand layup)을 사용하였으며 상온에서 경화하였다.

실규모 구조시험은 바람에 의한 하중을 받는 방향인 플랩 방향으로, 공력해석을 통하여 산출된 공력하중 및 IEC 61400-2의 최악 하중조건인 Case H(Parked wind loading)의 경우를 적용하여 수행되었다. 이와 같은 하중 조건을 가지고 허브 부분을 제외한 블레이드 길이의 55%지점에 폭 $\pm 25\text{mm}$ 의 하중부하장치(load saddle)를 장착하여 하중을 가하였다. 이때 사용된 계측기는 부하하중 측정용 로드셀

Table 3 DBL600E material properties

Longitudinal Elastic modulus	E_X	17.80 GPa
Transverse Elastic modulus	E_Y	8.50 GPa
	E_X	8.50 GPa
Shear modulus	G_{XY}	5.04 GPa
	G_{XZ}	5.04 GPa
	G_{YZ}	5.04 GPa
Longitudinal Poisson's ratio	ν_{XY}	0.25
	ν_{XZ}	0.25
	ν_{YZ}	0.25
Longitudinal tensile strength	X	448 MPa
Longitudinal compressive strength	X'	255 MPa
Transverse tensile strength	Y	106 MPa
Transverse compressive strength	Y'	128 MPa
Shear strength	S	113 MPa
Weight Total [g/cm ²]	W	0.59 kg/m ³
Fiber Weight fraction	m_f	55.00
Fiber Volume Fraction	v_f	36.50
Density		1790.9kg/m ³

Table 4 Foam material properties

Core Density		117-130 kg/m ³
Compressive Strength (+20deg.)	Z	≥1.2 MPa
Compressive Modulus (+20deg.)	Z	≥47 MPa
Tensile Strength (+20deg.)	X	≥2.4 MPa
	Y	
Tensile Modulus (+20deg.)	X	110 < ET < 150 MPa
	Y	
Tensile Strength (-170deg.)	X	≥2.7 MPa
	Y	
Tensile Modulus (-170deg.)	X	190 < ET < 235 MPa
	Y	

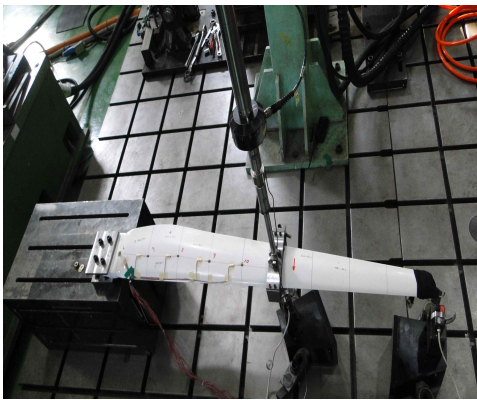


Fig. 2 Test setup condition

Table 5 Specification of testing machine

Hydraulic Actuator	15kN,
Hydraulic power supply	340 LPM, 3000 psi
Digital servo controller	6 Channel, 49 kHz
Total stroke	± 125 mm
Extension Transducer	609.6 mm

(Loadcell) 및 블레이드의 변위를 측정하기 위한 LVDT (Linear variable displacement transducer)를 사용하였다. 여기서 2개의 LVDT는 하중 작용점과 블레이드의 끝단에 설치하였다. Fig. 2은 이의 시험 준비 상태를 나타낸 것이다. 구조시험에 사용된 장비 MTS사의 내구성 시험기로서 이의 제원은 Table 5와 같다.

3. 결과 및 고찰

3.1 구조해석

구조 해석은 상용 소프트웨어인 ABAQUS를 이용하여 정적해석(Static analysis), 좌굴해석(Buckling analysis) 및

모드해석(Modal analysis)을 수행하였다. 그리고 원심력을 부여하여 블레이드의 회전수에 따른 블레이드의 정적거동을 평가하였다.

3.1.1 정적해석

복합재료로 구성된 초소형 블레이드에 대하여 정적해석을 수행하였고, 변위해석 결과를 Fig. 3에 도시하였다. 그림에서 알 수 있듯이 블레이드 허브에서의 변형은 0mm이고, 블레이드 끝으로 갈수록 변형이 크게 증가하고 있다. 여기서 허용 변형량은 블레이드와 타워의 간섭을 방지할 수 있도록 150mm로 설정하였으며 22.5m/s의 바람이 불 때 최대 변형량은 23.47mm이므로 충분히 안전함을 알 수 있다.

또한 적층 복합재료와 같은 이방성 재질에 대한 안전성 평가를 위하여 Tsai-Wu 파손 조건(Failure criterion)을 적용하였다. Tsai-Wu 항복 조건식은 2차원 응력의 경우 식 (1)과 같이 단순화 할 수 있다.⁽⁸⁾ F_{xy}^* 는 generalized von Mises 항복 조건식과 동일하게 하기 위하여 -1/2로 가정하였다.

$$F_{xx}\sigma_x^2 + 2F_{xy}\sigma_x\sigma_y + F_{yy}\sigma_y^2 + F_{ss}\sigma_s^2 + F_x\sigma_x + F_y\sigma_y = 1 \quad (1)$$

where, $F_{xx} = \frac{1}{XX'}$, $F_x = \frac{1}{X} - \frac{1}{X'}$,
 $F_{yy} = \frac{1}{YY'}$, $F_y = \frac{1}{Y} - \frac{1}{Y'}$,
 $F_{ss} = \frac{1}{S^2}$, $F_{xy}^* = \frac{F_{xy}}{\sqrt{F_{xx}F_{yy}}}$

여기서 x 및 x' 은 플라이 섬유 방향의 인장 및 압축강도이다. 또한 y 및 y' 은 플라이의 섬유에 수직인 방향의 인장 및 압축강도이며, s 는 플라이의 전단강도이다. Fig. 4는 Tsai-Wu 파손 조건식의 결과로서 strength ratio 분포를 나타낸다. 안전계수(Safety factor)와 역의 관계를 갖는 strength ratio는 파손 여부를 나타내는 지수로써 1보다 크

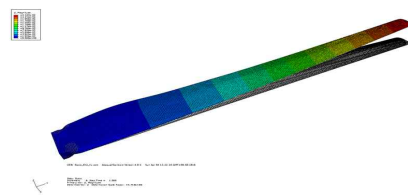


Fig. 3 Displacement distribution U3 Direction

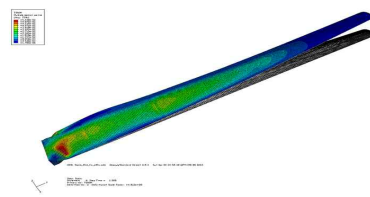


Fig. 4 Strength ratio distribution in blade

거나 같으면 파손이 발생함을 의미하고, 1보다 작으면 안전함을 의미한다. 본 연구에서는 IEC 61400-2의 요구 조건을 반영하여 허용 strength ratio를 0.2407로 설정하였다. 그림에서 알 수 있듯이, 정적해석결과 산출된 strength ratio는 0.1717이며 이로부터 본 연구에서 설계된 블레이드는 충분히 안전함을 알 수 있다.

한편 블레이드는 바람의 운동에너지를 기계적 회전에너지로 변환하는 부품이므로 회전에 따른 원심력을 받게 된다. 이의 고려를 위하여 블레이드에 원심력을 부여하여 정적해석을 수행하였으며 이의 결과를 Table 6에 정리하여 나타내었다. 표에서 알 수 있듯이 변위는 회전수에 비례하여 높아짐을 알 수 있다. 그러나 strength ratio는 100RPM 까지 높아지다가 150RPM부터 저하되는 경향을 볼 수 있다. 이러한 경향은 블레이드에 작용하는 하중과 원심력의 복합적 작용이라 판단된다.

3.1.2 좌굴해석

좌굴 안정성(Buckling stability)은 구조물의 가로폭에 비하여 길이가 긴 세장부재(Slender member)인 블레이드 특성상 발생할 수 있는 대변형 상황에서 파손이 가장 심각한 결과를 가져온다. 좌굴현상을 방지하기 위하여 평가되는 기준으로써, IEC 61400-2에 이에 대한 안전계수가 규정되어 있다. 본 연구에서 평가된 좌굴계수(Buckling factor)가 -12.104 이므로 안전함을 알 수 있다. Fig.5는 좌굴모드형상을 나타낸 것이다.

Table 6 The result of static analysis with rotation

RPM	Displacement [mm]				Strength ratio
	Magnitude	U_1	U_2	U_3	
0	23.47	5.22	1.10	22.87	0.172
50	31.68	7.27	1.04	30.82	0.200
100	31.76	7.22	1.05	30.92	0.200
150	31.89	7.14	1.06	31.80	0.199
200	32.07	7.02	1.07	31.30	0.190
250	32.27	6.86	1.09	31.52	0.190
300	32.48	6.67	1.12	31.78	0.183

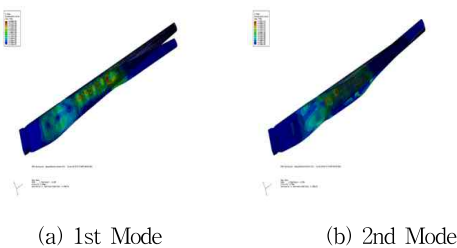


Fig. 5 Buckling mode shapes

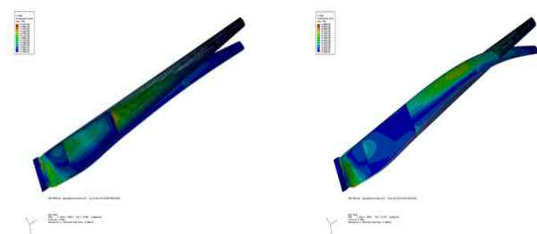
3.1.3 모드해석

질량과 강성을 가진 모든 물체는 고유주파수(Natural frequency)를 가지며 이러한 고유주파수가 외란 주파수(Excitation frequency)와 일치하게 될 경우 구조물의 응력 또는 변형이 급격하게 증가하는 공진(resonance)이 발생하여 매우 치명적인 상황에 노출될 수 있다. 이러한 공진 가능성의 평가를 위하여, 블레이드의 경계조건 및 이의 회전에 따른 원심력을 부여하여 회전속도에 따른 고유주파수 변화를 분석한 결과는 Table 7에 나타내었다. Fig. 6은 정지상태에서의 모드 형상(Mode shape)을 나타낸 것이다. Table 7에서 알 수 있듯이 가장 중요한 1차 모드의 경우 정지상태에서는 12.89Hz의 고유주파수를 가지며 회전속도의 증가에 따라 점차 증가하여 정격회전속도(300RPM)의 2배에 달하는 원심력(600RPM)을 부여할 경우 17.55Hz까지 증가하는 결과가 도출되었다.

이러한 회전속도에 따른 공진 가능성을 면밀하게 검토하

Table 7 The result of modal analysis with rotation

	0 RPM	100 RPM	200 RPM	300 RPM	400 RPM	500 RPM	600 RPM
1st	12.89	13.08	13.53	14.24	15.18	16.30	17.55
2nd	41.14	41.39	41.86	42.63	43.68	44.98	46.51
3rd	74.3	76.64	74.69	74.79	74.92	75.08	75.60
4th	93.94	94.36	94.84	95.63	96.73	98.12	99.79
5th	146.16	145.89	145.99	146.15	146.38	146.67	147.04



(a) 1st Mode (b) 2nd Mode

Fig. 6 Mode shape

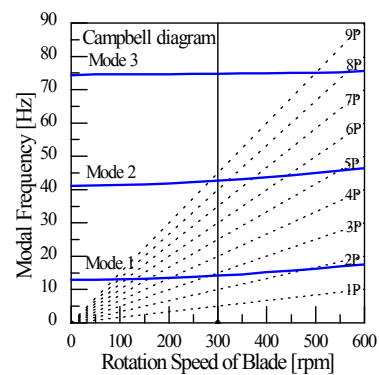


Fig. 7 Campbell diagram

기 위하여 회전속도에 따른 고유주파수의 변화와 블레이드 회전속도의 배수와의 관계를 Fig. 7의 Campbell diagram으로 나타내었다. 3엽 블레이드의 경우 정격회전속도의 1배수(1P), 3배수(3P) 및 6배수(6P) 등에 대한 공진가능성을 주의 깊게 검토하여야 한다. 그림에서 알 수 있듯이 가장 중요한 1차 고유주파수의 경우 300RPM의 회전속도에서 정격회전속도의 3배수(3P) 선과 근접하게 평가되었으나 기계구조물의 공진 여부를 판단할 경우 일반적으로 사용되는 기준, 즉 고유주파수와 외란주파수와의 간격이 5% 이상이어야 한다는 기준을 만족하고 있음을 알 수 있다. 따라서 본 연구의 블레이드는 이의 정격회전속도인 300RPM에서 공진이 발생하지 않음을 확인할 수 있다.

3.2 구조시험

블레이드에 대한 구조시험은 바람에 의해 하중을 직접적으로 받는 플랩방향(Flapwise)에 대하여, 22.5m/sec의 풍속조건에서의 작용 공력하중조건과 블레이드에 작용하는 플랩방향 모멘트가 가장 큰 IEC 61400-2의 Case H 조건 하에서 구조시험을 수행하였다. Table 8은 이러한 하중조건을 정리한 것이다. 이와 같은 하중 조건을 가지고 허브 부분을 제외한 블레이드 길이의 55%지점에 ±25 mm의 폭의 하중 부하장치(Load saddle)를 장착하고 상부 표피(Upper skin)

에 하중을 가하였다. 22.5m/sec의 공력하중조건에 따른 구조시험(이하 Bending I이라 칭함)의 경우 Fig. 8에서 보는 바와 같이 설계하중의 40, 60, 80 및 100% 수준에서 하중을 부하하였다. IEC 61400-2 Case H에 따른 구조시험(이하 Bending II라 칭함)의 경우 Fig. 9에서 보는 바와 같이 설계 하중의 40, 60, 80 및 100%까지 하중을 작용한 후 파손이 발생하지 않은 경우 제하(Unloading) 후 파손시까지 하중을 다시 작용하였다. 여기서 구조시험시 적용한 설계하중은 Table 8의 산출 하중에 IEC 61400-2에서 요구하고 있는 하중 안전계수 1.1을 적용하여 도출된 것이다. 이때 하중 부하속도는 5N/sec를 유지하였으며 각 하중레벨에서 하중의 유지시간은 IEC 61400-23⁽⁹⁾에 따라 10초를 유지하였다.

Table 9는 이러한 블레이드 구조시험을 통하여 도출된 각 하중레벨에서의 하중 및 변위를 나타낸 것이다. 특히 IEC 61400-2 Case H에 대한 구조시험의 경우 블레이드의 최대 지지하중은 971.73N으로 평가되었다. 그러나 이 하중은 기록된 최대하중으로서 이 보다 낮은 하중에서 파손 또는 손상이 발생하였다면 최대지지하중은 의미가 없으며 실제 파손이 발생한 하중과 설계하중간의 비교가 보다 더 중요하다. 이러한 블레이드의 파괴거동을 보다 명확히 검토하기 위하여 Bending II 구조시험의 하중-변위선도를 Fig. 10에 나타 내었다. 그림에서 알 수 있듯이 블레이드의 하중-변위 선도는 선형적인 증가 양상을 보이다가 971.73N의 최대하중에 도달하기 이전인 906.31N에서 갑작스럽게 하중이 저하되

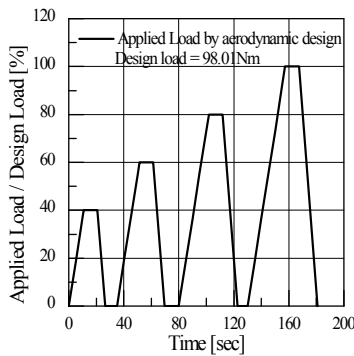


Fig. 8 Test load by aerodynamic analysis

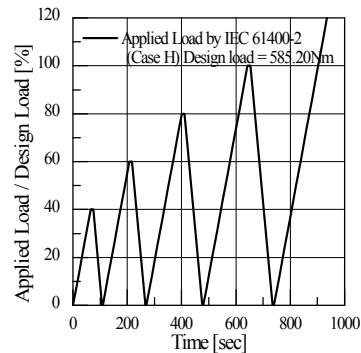


Fig. 9 Test load by IEC 61400-2 Case H

Table 8 Load condition by aerodynamic analysis and IEC 61400-2

Aerodynamic analysis			B	IEC 61400-2		
Item	Value	Unit		Item	Value	Unit
Wind Speed	22.5	m/s	1	Case A	Normal Operation	
Bending Moment	89.1	Nm		Bending Moment	85	Nm
Twisting Moment	17.11	Nm		Twisting Moment	31.4	Nm
			2	Case H	Parked wind loading	
				Bending Moment	532	Nm
				Twisting Moment		Nm

Table 9 Displacement and load at each load level

Level	Bending I			Bending II		
	Load	Magnitude [mm]		Load	Magnitude [mm]	
		CTN	Tip		CTN	Tip
1	98.21	9.82	22.15	322.14	32.2	73.83
2	130.02	13.01	29.4	506.19	50.6	116
3	160.82	16.08	36.86	664.73	66.45	152.3
4	183.54	18.35	42.06	827.83	82.75	189.7
5		-		971.73	97.14	222.7

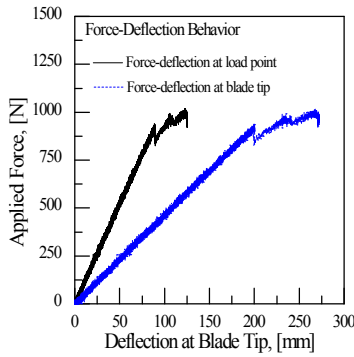


Fig.10 $P-\delta$ curve for Bending II Test

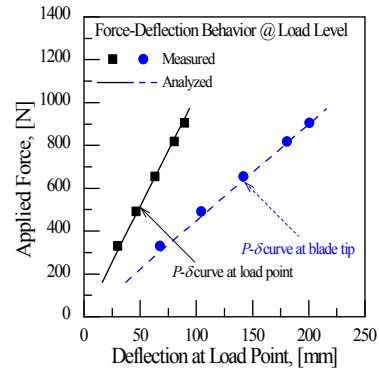


Fig.12 Measured and simulated results at load level for Bending II test

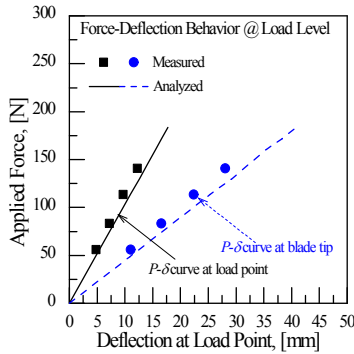


Fig.11 Measured and simulated results at load level for Bending I test

는 팝인(Pop-in) 현상이 발생함을 알 수 있다. 이러한 팝인 현상은 블레이드 내부에 손상이 발생하기 시작한 점이라고 평가될 수 있으며 따라서 이러한 팝인 현상이 발생한 시점의 하중을 블레이드의 구조적 건전성을 확보할 수 있는 최대파손하중으로 평가할 수 있다고 판단된다. 따라서 본 연구의 블레이드의 파손하중은 설계하중의 111.3%로 평가되며 이는 IEC 61400-2의 요구조건을 만족하고 있음을 알 수 있다.

이러한 블레이드 구조설계시 사용된 유한요소해석의 타당성을 평가하기 위하여 블레이드 구조시험(Bending I 및 Bending II)과 동일한 경계 및 하중조건에 대한 유한요소해석을 수행하여 이의 결과를 구조시험결과와 비교하였다. 여기서 유한요소모델은 3.1절과 동일한 모델을 사용하였으며 다만 작용하중은 구조시험과 동일한 방식 즉, 블레이드 길이의 55%지점을 중심으로 $\pm 25\text{mm}$ 내의 절점에 분산하여 부하하였다. Fig. 11은 공력 하중조건 하에서 각 하중단계(40, 60, 80 및 100%)의 하중-변위선도에 대한 해석 및 실험 결과를 나타낸 것으로서 그림에서 알 수 있듯이 약간의 오차가 나타나고 있지만 이는 구조시험장치의 최대용량과 관계가 있는 것으로 판단된다. 즉 본 연구에서 사용한 로드 셀의 최대용량은 15kN이지만 Bending I의 최대 작용하중은 183.54N(100% 하중 수준 기준)에 불과하여 하중-변위 선도에 일정한 오차가 발생한 것으로 판단된다. 이에 비하여

작용하중이 상대적으로 큰(971.73N) Bending II의 경우(IEC 61400-2 Case H), 이의 하중-변위선도를 유한요소해석결과와 비교하여 나타낸 Fig. 12에서 알 수 있듯이 실험결과와 해석결과는 매우 잘 일치하고 있다. 따라서 본 연구에서 블레이드 구조해석 및 설계시 적용한 유한요소해석의 해석방법 및 결과는 타당하다고 판단된다.

4. 결 론

본 연구에서는 초소형 풍력발전기용 블레이드를 상용 소프트웨어인 ABAQUS를 이용하여 구조해석 및 구조 시험을 수행하였으며 이에 얻어진 결과는 다음과 같다.

- 1) 복합재료 블레이드에서 설계 목적 값으로 얻어진 변형량은 150mm이며, 정적 해석을 통해 얻어진 최대 변형량은 23.47mm이므로 설계 목적보다 적게 변형하였고, strength ratio는 0.247보다 충분히 작아서 안전함을 알 수 있었다. 또한 정격 회전속도인 300RPM에서 공진이 발생하지 않으며, 좌굴 또한 발생하지 않아 안전함을 알 수 있었다.
- 2) 블레이드 구조시험 결과 플랩 방향에 대한 공력하중에 해당하는 하중을 기준으로 경우 일체의 손상이 발생하지 않았으며, 또한 IEC 61400-2에 의한 최악 조건의 하중을 111.3% 까지 견뎌 내어 최악조건에서 안전함을 알 수 있었다. 또한 유한요소해석 및 구조시험을 통하여 도출된 하중-변위 관계는 양자가 거의 일치하여 구조 해석의 결과는 적합하다고 판단된다.

후 기

본 연구는 2010년도 지식경제부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다. (No. 2009T100100576)

참고문헌

- (1) 동경민, 정선남, 신찬, 2001, “상반회전 풍차 및 구조해석에 관한 연구,” 한국항공우주학회 2001년도 추계학술발표회 논문집, 2001, pp. 708~711
- (2) 강수훈, 김동민, 전완주, 1992, “섬유강화 복합재료 풍차 날개의 구조설계,” 대한기계학회논문집, 1992, Vol. 16, No. 1, pp. 162~174
- (3) 이승표, 강기원, 장세명, 이장호, 2010, “초소형 풍력발전용 블레이드에 대한 구조설계 및 해석,” 한국공작기계학회지, 2010, Vol. 19, No. 2, pp. 288~294
- (4) International Standard, IEC 61400-2, 2006, “Design requirements for small wind turbines,” Second edition.
- (5) Cotrell, J., Musisal W. and Hughes S., 2006, “Necessity and requirements of a collaborative effort to develop a large wind turbine blade test facility in North America,” Technical Report NREL/TP-500-38044.
- (6) 황병선 외, 2009, “최신풍력공학의 이해,” 아진.
- (7) ABAQUS Version 6.8-1, Dassault Systemes Simulia, Inc.2008.
- (8) Stephen W, Tsai and H. T. Hahn, “Introduction to Composite Materials”, Technomic, 1980.
- (9) International Standard, IEC 61400-23, 2001, “Full-scale structural testing of rotor blades,” First edition.