

소형풍력발전기의 설계하중 평가 연구

현승건*, 김건훈**, 허종철***

*제주대학교 대학원 풍력특성화협동과정(wind4072@jejunu.ac.kr)

**한국에너지기술연구원(kkh4417@kier.re.kr),

*** 제주대학교 기계에너지시스템공학부(jchuh@jejunu.ac.kr)

An Assessment Study for Design Load of a Small Wind Turbine

Hyun, Seung-Gun*, Kim, Keon-Hoon**, Huh, Jong-Chul***

*Multidisciplinary Graduate School of Wind Energy, Jeju National University(wind4072@jejunu.ac.kr),

**Wind Energy Research Center, Korea Institute of Energy Research(kkh4417@kier.re.kr),

***Faculty of Mechanical Energy System Engineering, Jeju National University(jchuh@jejunu.ac.kr)

Abstract

In this study, it is to verify the applicability for a simplified model(IEC61400-2, Design Requirements for Small Wind Turbines, 2006-03) is the international standard is used to the structural design. In the design process of a wind turbine, the safety of a designed wind turbine is one of the most important factors. The simplified model can be used to determine the design load for small wind turbines. So, this paper has been re-evaluated a small wind turbine design loads that produced already. As a result, the material characteristic value(Rchar) of Blade, Rotor shaft and the tower are $90E6[N/m^2]$, $441E6[N/m^2]$ and $94E6[N/m^2]$. Therefore, the value of the applied safety factor to each part of the survival probability of 95% are satisfied.

Keywords : 소형풍력발전시스템(Small Wind Turbine), 설계하중조건(Design Load Case), 피로하중(Fatigue Load), 극한하중(Ultimate Load), 등가응력(Equivalent stresses)

1. 서 론

소형풍력발전기는 수평축, 수직축형을 포함하여 많은 종류가 있지만 수직축형으로는 아직 수평축 형의 경제성을 따라갈 수 없다고 알려져 있다. 반면, 수직축에 비해 수평축 형은 고속회전을 하므로 소음이 크다는

점과 날개 구조 손상시의 안전성에 대해 신중한 고려가 필요하다.

본 연구에서는 수평형 소형 풍력발전기의 설계기준인 "IEC61400-2, Design Requirements for Small Wind Turbines, 2006-03"에서 구조적 안전성에 대한 객관적 검증을 위해 사용되는 간략화한 하중모델의 적용을 위한 연구이다.

2. 간략화 하중 모델에 대한 예비적 고찰

풍력발전시스템을 설계함에 있어 설계하중을 결정하는 데에는 사용 할 수 있는 단순화한 하중의 식은 특정한 풍력발전시스템 구성인 경우, 하중은 한정된 1쌍의 하중조건에 대한 단순하고 보수적인 식을 이용하여 유도할 수 있고 간략화한 식을 사용할 수 있는 풍력발전시스템 구성은 다음의 모든 요구사항을 만족해야 한다.

- 수평축
- 2장 이상 날개의 프로펠러형 날개
- 외팔보지지형 날개
- 리지드 허브[티터링(teetering) 또는 힌지(hinge) 허브가 아님]

2.1 좌표계

하중의 방향을 정의하기 위해 그림 1의 좌표계가 사용된다.

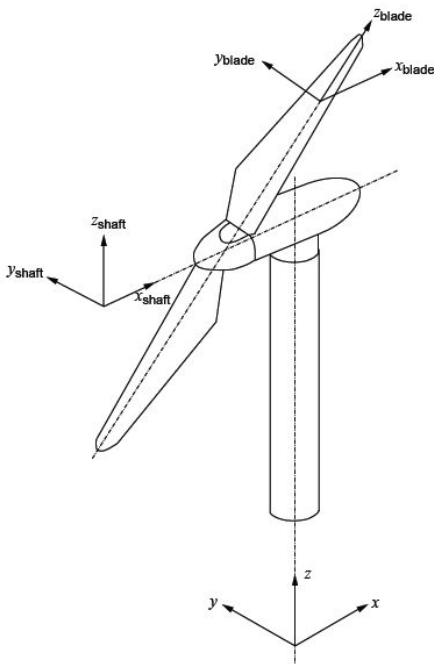


그림 1 수평축 풍력발전시스템 좌표계 정의

이때 축계는 나셀과 함께 회전하고 날개축

계는 날개와 함께 회전하나 지지철탑계는 고정된다. 그리고 날개계는 시계방향으로 도는 날개에 대해 오른손 좌표계에 따르며, 반시계방향으로 도는 날개에 대해 왼손좌표계에 따른다는 사실에 주의해야 한다.

2.2 적용 설계 하중 조건

간략화된 하중계산을 위한 하중조건은 표 1에 요약되어 있다. 간략화된 하중계산을 위한 하중성분은 하중조건을 논의하고 있는 각항에 나타내었다. 각 설계조건에 대해 적절한 해석타입을 표 1.에 "F" 및 "U"로 나타낸다. F는 피로강도의 평가에 사용하는 피로하중의 해석을 나타낸다. U는 재료의 최대강도를 넘는 해석, 날개 선단의 변형 해석 및 안정성 해석과 같은 극한하중해석을 나타낸다.

2.3 적용 풍력발전기의 사양

간략화한 하중식에 적용한 풍력발전기의 용량은 300W이고 수평축 3Blade Upwind형 발전기에 간략화한 하중 모델을 적용하였다. 다음의 표 2.에서 풍력발전기 규격을 나타내었다.

3. 간략화 하중모델의 적용

간략화한 하중모델에 의한 계산에 앞서 주속비(날개끝속도비)는 다음과 같이 정의한다.

$$\lambda = \frac{V_{tip}}{V_{hub}} = \frac{\omega R}{V_{hub}} \Rightarrow \lambda_{design} = \frac{R}{V_{design}} \frac{\pi n_{design}}{30}$$

3.1 하중조건 A : 정상운전

설계 하중을 피로 하중이라고 가정하고 날개 뿌리 부분의 모멘트와 힘의 변동 폭을 결정하기 위해 다음과 같이 가정한다.

- 날개의 2/3R 위치 및 날개의 Z 축 상에 작용하는 공기력
- 전기 출력은 PR을 정격 출력으로 하고, 1.5PR과 0.5PR 사이에서 주기적으로 변동한다.

- 날개 회전 속도는 1.5nR와 0.5nR 사이에서 주기적으로 변화한다.

$$\Delta F_{ZB} = 3m_B R_{cgB} \left(\frac{\pi n_R}{30} \right)^2$$

- 날개 뿌리 부분에 작용하는 굽힘 모멘트의 변동 폭

(1) 날개 뿌리 부분의 하중

- 날개 뿌리 부분에 작용하는 원심력의 변동 폭

표 1. Design load cases for the simplified load calculation method

설정 조건	하중 조건		풍속	해석 구분	비고
발전 시	A	통상 운전 시의 주기적인 풍속 변동	V_R 주변의 주기적 변화	피로	출력은 1.5PR~0.5PR 사이에서, 로터 회전 속도는 1.5nR~0.5nR 사이에서 변동된다.
	B	요잉(Yawing)	$V_{hub}=V_R$	극한 하중	최대 요잉각 속도
	C	(전기적)부하 차단	$V_{hub}=V_{exr}$	극한 하중	통상 풍속으로 로터 회전 속도를 측정하는 V_{exr} 에 외삽한다.
정지	D	통상 정지	$V_{hub}=V_R$	극한 하중	제동 토크
대기	E	회전자 회전 면적 최소	$V_{hub}=1.4V_{exr}$	극한 하중	통상 대기상태
	F	회전자 회전 면적 최소	$V_{hub}=V_{exr}$	극한 하중	최대 회전자 회전 면적

표 2. Specifications of wind turbine for the simplified load calculation method

기호	설명	값	단위
A	회전자 회전 면적	0.496	m ²
B	날개 갯수	3	-
e	날개와 타워 중심 사이의 거리	0.165	m
er	날개 중심에서 회전축까지의 거리	0.275	m
g	중력가속도	9.81	m/s ²
h	로터 축의 지상높이	5	m
I_B	날개의 관성 모멘트	1.96-6	kgm ²
l_{rb}	로터 중심에서 제 1 베어링까지의 거리	0.04	m
m_B	날개의 질량	0.048	kg
m_r	로터의 질량	0.215	kg
m_n	너셀의 질량	1.4	kg
n_s	로터의 회전 속도	300	rpm
n_{max}	로터의 최대 회전 속도	800	rpm
n_R	정격 풍속에서의 로터 회전 속도	300	rpm
P_R	소형 풍력발전시스템의 정격 출력	70	W
Q_R	정격 풍속일 때의 로터 축 토크	2.79	Nm
R	회전자 반경	0.79	m
R_{cgB}	날개 중심에서 날개뿌리부분(허브와의 접속부)까지의 거리	0.185	m
V_{in}	시동 풍속	1	m/s
V_{out}	중단 풍속	15.7	m/s
V_{hub}	로터 축 높이에서의 풍속		m/s
V_R	정격 풍속	6.3	m/s
V_{exr}	기준 풍속	50	m/s
η	효율	0.8	-
λ_R	VR에서의 날개끝속도비	3.94	-
ρ	공기 밀도	1.225	kg/m ³
ω	요잉각 속도	1	rad/s

$$\Delta M_{xB} = \frac{Q_R}{B} + 2m_B g R_{cgB}$$

$$\Delta M_{yB} = \lambda_R \frac{Q_R}{B}$$

(2) 로터 축에 작용하는 하중

- 로터 축에 작용하는 추력의 변동 폭

$$\Delta F_{x-shaft} = \frac{3\lambda_R Q_R}{2R}$$

- 로터 축에 작용하는 비틀림과 굽힘 모멘트의 변동 폭

$$\Delta M_{x-shaft} = Q_R$$

$$\Delta M_{y-shaft} = 2m_r g l_{rb} + \frac{R}{6} \Delta F_{x-shaft}$$

3.2 하중조건 B : 요잉

하중 조건 “요잉”에 대해서는 일어날 수 있는 최대 요잉각 속도 ω_{max} 에 대해 극한 하중(자이로력 및 모멘트)을 계산. 요잉각 속도 ω_{max} 은 설계값을 이용해도 되며, 만일 가능하다면 최대 요잉각 속도의 실측값을 이용해도 된다. 설계적으로도 모르고, 실측값도 없는 경우에는 최대 요잉각 속도 $\omega_{max} = 1 \text{ rad/s}$ 라고 가정하고 계산하며, 허브는 강성체로서 전제를 하여 계산한다.

(1) 날개 뿌리 부분의 하중

- 회전에 따른 최대 굽힘 모멘트

$$M_{yB,max} = m_B w_{max}^2 e R_{cgB} + 2w_{max} I_B \frac{\pi n_R}{30} + \frac{R}{9} \Delta F_{x-shaft}$$

(2) 로터 축에 작용하는 하중

- 회전으로 생기는 로터 축의 굽힘 모멘트 (3개의 날개 또는 그 이상의 날개를 가진 소형 풍력발전시스템일 경우)

$$M_{b-shaft,max} = B w_{max} I_B \frac{\pi n_R}{30} + m_r g l_{rb} \frac{R}{9} \Delta F_{x-shaft}$$

3.3 하중조건 C : 부하차단

부하 차단 시에 일어날 수 있는 로터의 최대 회전 속도 n_{max} 를 통상 풍속일 때의 계측

값 또는 계산에 의한 무부하 회전수로부터 V_{exr} 일 때의 선형 외삽에 따라 구한다. 만일 로터 회전수가 제어 장치나 보호 장치로 제어되어 있다면 외삽 시에 이를 고려한다.

(1) 날개 뿌리 부분의 하중

- 날개 뿌리 부분에서의 원심력에 의한 하중

$$F_{zB,max} = m_B R_{cgB} \left(\frac{\pi n_{max}}{30} \right)^2$$

(2) 로터 축에 작용하는 하중

- 최대 하중일 때에 로터 중심의 편심에 의해 발생하는 굽힘 모멘트

$$M_{b-shaft,max} = \left(m_r e_r \left(\frac{\pi n_{max}}{30} \right)^2 + m_r g \right) l_{rB}$$

3.4 하중조건 D : 운전정지

(1) 날개 뿌리 부분의 하중

- 기계적인 운전 정지 시, 날개 뿌리 부분에서의 회전 방향(리드/래그 방향) 굽힘 모멘트

$$M_{x-shaft,max} = M_{brake} + Q_r$$

기계적 제동장치가 없는 경우 $M_{brake}=0$

(2) 로터 축에 작용하는 하중

- 운전 정지에 따른 최대 비틀림 모멘트, 단 발전기가 부하를 받고 있을 때 제동이 걸린 것으로 가정

$$M_{xB,max} = \frac{M_{x-shaft,max}}{B} + m_B G R_{cgB}$$

기계적 제동장치가 없는 경우 $M_{brake}=0$

3.5 하중조건 E : 통상 대기시

(1) 날개 뿌리 부분의 하중

$$F = C_d \frac{1}{2} \rho (1.4 V_{exr})^2 A_{proj,B}$$

(2) 타워 뿌리 부분의 하중

$$F = C_d \frac{1}{2} \rho (1.4 V_{exr})^2 A_{proj,tower}$$

3.6 하중조건 F : 대기+고장시

이 경우 방위 제어가 고장난 상태이고, 소형 풍력발전시스템은 모든 방향에서 불어오는 바람을 받을 가능성이 있다. 따라서 설계

를 진행할 때 가장 불리한 방향을 선택하여 하중을 계산하며, 기준 풍속일 때 소형 풍력 발전시스템의 각 부위에 작용하는 힘은 다음과 같이 정할 수 있다.

(1) 날개 뿌리 부분의 하중

$$F = C_d \frac{1}{2} \rho (1.4 V_{crr})^2 A_{proj.B}$$

(2) 타워 뿌리 부분의 하중

$$F = C_d \frac{1}{2} \rho (1.4 V_{crr})^2 A_{proj.tower}$$

4. 적용 풍력발전기의 응력계산 및 안전을 평가

4.1 등가 응력 계산

하나의 하중 조건 중, 각각의 힘이나 모멘트를 이용하여 개별적으로 계산된 응력을 조합하여 등가 응력을 정하여야 한다. 다음의 표 3.에서 각 값을 합성하여 등가 응력을 계산하는 절차를 나타낸 것이다.

적용 풍력발전시스템의 설계하중에 대한 등가응력은 다음의 표 4.에 나타나있다. 이때 가장 큰 합성 등가응력은 날개에서 하중조건 D, 로터 축에서 하중조건 C, 타워에서 하중조건 E와 F이다.

4.2 안전율

하중조건 따라 하중을 구한 경우, 표 4.의 안전율이 적용되어 설계되었는지를 평가해야 한다. 재료 특성값 R_{char} 는 이미 밝혀진 국내 또는 국제적 기준에 따르며, 95%의 신뢰성 한계에서 생존 확률 95%를 밑돌면 안 된다. 피로 및 극한의 경우, 가소성 또는 비가소성 변형 재료에 특성값 R_{char} 로서 극한 인장 강도가 이용된다. 요구 설계 기준은 아래 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$\sigma_d \leq \frac{R_{char}}{\gamma}$$

적용되는 안전율 값은 하중조건(피로 또는 중극) 및 재료 종류(가소성 또는 비가소성 재료)에 따라 달라지는 계산법으로 계산할 경우, 표 5.의 값을 이용한다.

표 3. Equivalent stresses

	원형 날개 뿌리 부분	사각형 날개의 뿌리 부분	로터 축
축력	$\sigma_f = \frac{F_z}{A}$	$\sigma_f = \frac{F_z}{A}$	$\sigma_f = \frac{F_z}{A}$
굽힘	$\sigma_M = \frac{\sqrt{M_x^2 + M_y^2}}{W_b}$	$\sigma_M = \frac{M_x}{W_{bx}} + \frac{M_y}{W_{by}}$	$\sigma_M = \frac{M_y}{M_b}$
전단	무시해도 됨	무시해도 됨	$\tau_M = \frac{M_x}{2W_b}$
합성값	oeq=oF+oM		$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_f + \sigma_M)^2 + 3\tau_M^2}$

표 4. Combined equivalent stresses

하중조건	날개의 뿌리 [N/m ²]	로터 축 [N/m ²]	타워 [N/m ²]
A	4.695E5	14.430E5	-
B	1.790E5	0.407E5	-
C	0.254E5	62.940E5	-
D	10.530E5	1.925E5	-
E	1.730E5	-	18.700E5
F	1.730E5	-	18.700E5

표 5. Partial safety factors for materials

하중 조건	강(鋼)	비가소성 재료 (목재, 복합재료 등)
하중 조건 A (피로)	10	10
하중 조건 B, C, D, E, F (중극 하중)	2	3

4.3 응력 및 안전율 평가

적용 풍력발전기의 각 주요 부품의 재료특성 값은 다음의 표 6.에 나타나있다.

표 6. Materials property R_{char}

Blade	로터	타워
미송 980E5 [N/m ²]	SM25C 4410E5 [N/m ²]	STK 139.8 2940E5 [N/m ²]

위의 안전율 식에서 재료에 특성값 R_{char} 을 각 부분안전계수로 나눈 값은 설계하중보다 커야한다.

표 7. Assessment of safety rate

하중조건	날개의 뿌리 [N/m ²]			로터 축 [N/m ²]			타워 [N/m ²]		
	R _{char} /r	합성 등가응력	Safety factor	R _{char}	합성 등가응력	Safety factor	R _{char}	합성 등가응력	Safety factor
A	98E5	4.695E5	20.87	441E5	14.430E5	30.56	-	-	
B	32.67E5	1.790E5	18.25	2205E5	0.407E5	5417.7	-	-	
C	32.67E5	0.254E5	128.60	2205E5	62.940E5	35.0	-	-	
D	32.67E5	10.530E5	3.10	2205E5	1.925E5	1145.5	-	-	
E	32.67E5	1.730E5	18.88	-	-		1470E5	18.700E5	78.61
F	32.67E5	1.730E5	18.88	-	-		1470E5	18.700E5	78.61

Blade, 로터 축 및 타워 재료 특성값(Rchar)은 980E5, 4410E5 및 2940E5으로써 각 부분에 안전계수를 적용한 값과 각부분의 합성 등가응력은 표 7.에 있다.

재료의 특성값에 안전계수를 적용하고 계산된 합성 등가응력을 비교하여 볼 때 각 부분의 하중에 대해 안전하다고 할 수 있다.

5. 고 찰

본 연구에서는 수평형 소형 풍력발전기의 설계기준인 "IEC61400-2, Design Requirements for Small Wind Turbines, 2006-03"에서 명시되어 있는 간략화한 설계하중모델의 적용을 위한 연구를 수행하였다.

- (1) 제시된 하중조건에 대해 각 부분의 하중과 등가응력을 도출하였다.
- (2) 각 부분의 부분안전계수를 적용하여 하중에 대한 안전율을 평가하였다.
- (3) 하중을 측정하는 목적은 두 가지인데, 하나는 설계 계산이 정확하다는 사실을 증명하는 것이고 다른 하나는 설계하중을 결정하는 것이다. 설계 하중이 올바르게다는 사실을 증명하기 위해서는 실 응력시험을 통한 검증 연구가 추가로 필요하다.

후 기

본 연구는 에너지관리공단의 소형 풍력성능검사 사업의 일환으로 수행되었음

참 고 문 헌

1. 고경남, 허종철, 풍력공학입문, 문운당출판사, 2006.
2. 신재생에너지 설비심사세부기준, 소형 풍력발전시스템 WT101, 2008.
3. IEC 61400-2(1st.) Wind turbines - Part 2 : Design requirements for small wind turbines, April, 1996.
4. IEC 61400-2(2ed) Wind turbines - Part 2 : Design requirements for small wind turbines, March, 2006.
5. <http://wind.nrel.gov/designcodes/simulators/fast/>
6. T. burton, D. Sharpe, N. Jenkins and E. Bossanyi, Wind Energy handbook, Wiley, 2001