

초소형 풍력발전용 블레이드에 대한 구조설계 및 해석

이승표*, 강기원⁺, 장세명⁺⁺, 이장호⁺⁺⁺
(논문접수일 2010. 2. 17, 심사완료일 2010. 3. 23)

Structural Design and Analysis for Small Wind Turbine Blade

Seung-Pyo Lee*, Ki-Weon Kang⁺, Se-Myong Chang⁺⁺, Jang-Ho Lee⁺⁺⁺

Abstract

In recent years, wind energy has been the world's fastest growing source of energy. This paper describes the structural design and analysis of composite blade for 2 kW-level HAWT (horizontal axis wind turbine). The aerodynamic design and force, which are required to design and analyze a composite blade structurally, are calculated through BEMT (blade element momentum theory) implemented in public code PROPID. To obtain the equivalent material properties of filament wound composite blades, the rule-of-mixture is applied using the basic material properties of fiber and matrix, respectively. Lay-up sequence, ply thickness and ply angle are designed to satisfy the loading conditions. Structural analysis by using commercial software ABAQUS is performed to compute the displacement and strength ratio of filament wound composite blades.

Key Words : Aerodynamic design(공력설계), Filament wound composite blade(필라멘트 와인딩 복합재 블레이드), Structural Design and Analysis(구조 설계 및 해석), Rule of Mixture(혼합법칙)

1. 서론

풍력 발전은 바람으로 블레이드(Blade)를 회전시켜 전기를 발생시키는 방법으로써 이에 대한 연구는 1800년대 유럽에서 시작되었고, 현재까지 지속적으로 연구가 진행되고 있

다. 특히, 최근 들어 화석 에너지의 고갈로 인한 대체에너지 개발과 심각한 환경오염 문제로 인한 무공해 청정에너지 개발이 필요한 시점에 풍력 에너지는 친환경적인 대체에너지로서 관심이 급증하고 있다.^(1,2)

풍력 발전기의 여러 부품들 중에서 블레이드는 풍력에너

* 한양대학교 기계공학과 대학원
+ 교신저자, 군산대학교 도시형풍력발전원천기술연구센터 (kwkang68@kunsan.ac.kr)
주소: 전북 군산시 미룡동 산68번지 군산대학교 기계자동차공학부
++ 군산대학교 기계자동차공학부
+++ 군산대학교 도시형풍력발전원천기술연구센터

지를 회전에너지로 변환시켜서 발전기를 구동하는 주요 부품으로써, 초기 블레이드 재료로는 금속, 목재 등이 사용되었으나, 최근에는 비강도, 비강성, 내부식성, 내마멸성, 내환경성, 진동특성이 우수한 복합재료⁽³⁾가 주로 사용되고 있다.⁽⁴⁾ 이러한 복합재료 블레이드의 형상 설계는 공기역학적인 이론을 바탕으로 설계된다. 그러나 공기역학적인 관점으로만 블레이드를 설계할 경우 블레이드가 영구 변형 또는 파괴의 위험이 있다.

이를 방지하기 위하여 강도 및 진동의 관점에서의 설계가 병행되어야 한다. 블레이드 강도설계에 관한 연구로는 복합재료 블레이드의 구조설계 및 구조해석, 피로해석, 좌굴해석, 처짐 실험 등이 있다. 공창덕 등⁽²⁾은 E-glass/Epoxy 복합재료 블레이드에 대하여 공력설계, 하중해석, 구조설계 및 구조해석을 수행하였다. 강수춘 등⁽⁴⁾은 20kW급의 길이 7m인 GFRP 복합재료 풍차날개에 대하여 구조설계 및 구조해석을 수행하였다. 이충훈 등⁽⁵⁾은 반경 25m의 750kW급 풍력 발전기용 Glass/Epoxy 복합재 터빈 블레이드에 대한 비선형 해석과 국부 좌굴 해석을 수행하였다. 이러한 기존 연구들에서 알 수 있듯이 대부분의 연구들이 중대형 블레이드의 구조설계와 해석에 치중되어 있으며, 길이 1~2m의 초소형 블레이드의 설계 및 해석에 대한 연구는 거의 없는 실정이다. 그러나 우리나라의 지형은 풍력발전이 크게 발전한 유럽 및 미국과 달라서 바람의 세기가 약하고 바람의 강도가 수시로 변하기 때문에 초소형 블레이드의 적용이 적합하고, 따라서 이에 대한 연구가 필요하다.

본 연구에서는 초소형 블레이드의 구조설계 및 해석에 대하여 고찰하였다. 먼저 공력해석을 통하여 초소형 블레이드의 형상설계와 하중조건을 분석하였다. 복합재료 블레이드의 구조해석을 위하여 혼합법칙(Rule-of-Mixture)을 이용하여 등가 물성치(Equivalent properties)를 계산하고, 이를 바탕으로 복합재료의 적층순서와 적층두께, 그리고 적층각도를 선정하여 블레이드의 구조설계를 수행하였다. 설계된 블레이드가 설계 목적에 맞게 설계되었는지를 확인하기 위하여 유한요소법에 기반을 둔 상용 소프트웨어인 ABAQUS⁽⁶⁾을 이용하여 최대 변형량, Strength ratio와 안전계수를 계산하고, 이를 이용하여 구조적 안정성을 평가하였다.

2. 공력설계

2.1 공력설계

본 연구의 대상이 되는 블레이드는 3엽 블레이드로써 정

격풍속 10m/s, 정격 용량 2kW의 독립형 초소형 풍력발전기에 사용될 예정이다. Table 1은 이러한 요구조건하에서 블레이드 요소법(Blade Element Method Theory, BEMT) 및 운동량 이론(Momentum theory)을 접목한 공력해석과 이에 대한 역설계 방법의 적용을 통하여 도출된 블레이드의 기본 설계자료를 나타낸 것이다. 이때 사용된 공력설계 소프트웨어는 상용 프로그램인 PROPID⁽⁷⁾을 사용하였다.

이러한 과정을 통하여 블레이드의 익형은 NREL S822 익형을 기본으로 설계하였으며 이 때 제작성을 고려하여 4도의 기준 피치와 18도의 선형 비틀림각을 부여하였다. Fig. 1은 깃 끝 속도비(TSR, tip speed ratio)에 대한 동력계수의 변화를 분석한 것이다. 5.46의 TSR에서 동력계수는 최대값을 가지며 3.62의 TSR에서는 0.37을 가짐을 확인할 수 있다. Fig. 2는 동력계수를 이용하여 계산된 블레이드의 동력 곡선으로써 정격풍속인 10m/s에서 2.0kW를 출력을 가짐을 알 수 있다. Fig. 3은 이에 따라 설계된 블레이드의 최종 형상을 나타낸 것이다.

Table 1 Basic performance of the designed blade

Category	Performance
Rated power	2kW
Rated wind speed	10m/s
Rated RPM	200rpm
Rotor diameter	3.48m
Number of blades	3
Cut-in speed	3.0m/s
Cut-out speed	22.4m/s
Base airfoil	NREL S822

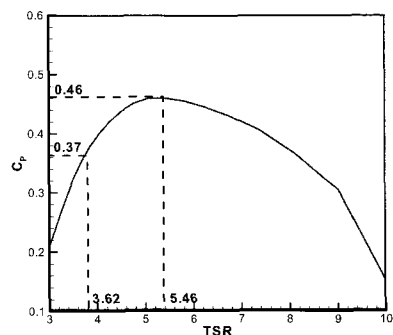


Fig. 1 Power coefficient (Cp) curve of small wind turbine blade

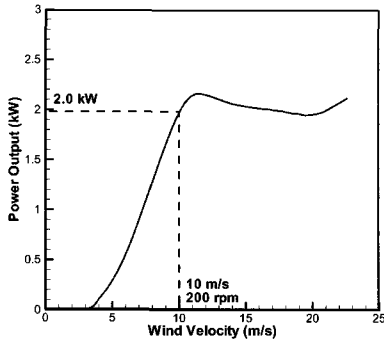


Fig. 2 Power curve curve of small wind turbine blade

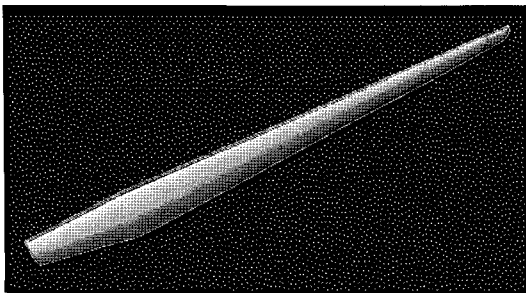


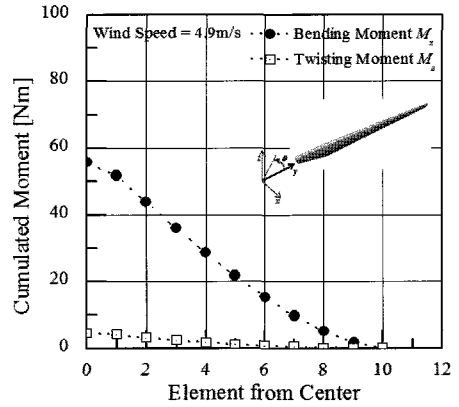
Fig. 3 Geometry of small wind turbine blade

Table 2 Aerodynamic forces according to wind speed

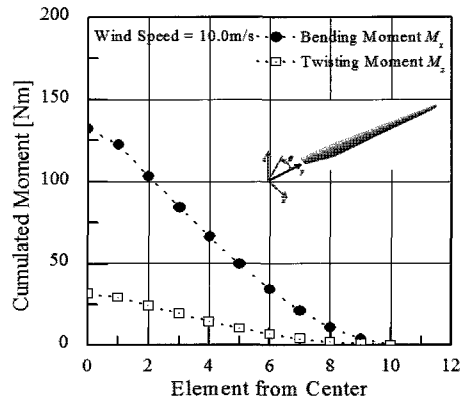
Wind Speed	Thrust	Bending Moment	Twisting Moment
4.9m/s	138.3N	55.7Nm	13.4Nm
10m/s	336.3N	132.1Nm	95.3Nm
14.8m/s	381.6N	139.5Nm	97.2Nm
20.2m/s	517.7N	177.2Nm	93.7Nm
22.4m/s	591.1N	198.1Nm	101.0Nm

2.2 하중 계산

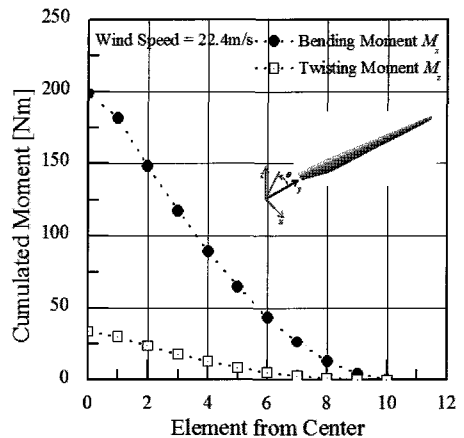
블레이드의 구조 설계 및 해석을 수행하기 위해서는 블레이드에 작용하는 하중에 대한 계산이 필요하다. 이러한 블레이드에 작용하는 하중은 작용하는 풍속 및 이에 따른 회전수에 따라 변화한다. 이를 계산하기 위하여 풍속 변화에 따른 블레이드의 하중을 Table 2에 나타내었다. Fig. 4는 Table 2의 하중 계산 결과로부터 얻어진 풍속별 굽힘 모멘트와 비틀림 모멘트 선도를 나타낸 것이다.



(a) Wind speed = 4.9m/s



(b) Wind speed = 10.0m/s



(c) Wind speed = 22.4m/s

Fig. 4 Bending and Twisting Moment

Table 3 Mechanical properties of fiber and matrix

	Fiber	Matrix
Name	Advantex	HTS-665C Epoxy
Elastic modulus	74.5GPa	2.45GPa
Poisson's ratio	0.23	0.35
Density	2,540kg/m ³	1,500kg/m ³

Table 4 Equivalent mechanical properties of Advantex/ HTS-665C

E_x	36.29GPa	$E_y=E_z$	4.49GPa
$G_{xy}=G_{xz}$	1.67GPa	G_{yz}	1.76GPa
$\nu_{xy} = \nu_{xz}$	0.29	ν_{yz}	0.27

3. 구조설계

본 연구에서 사용된 블레이드의 설계 목적은 최대 변형량 0.15m 이하이며, Strength ratio 0.125 이하, 그리고 안전계수 8.0 이상이다. 이와 같은 조건을 만족하기 위하여 복합재료 블레이드의 등가 물성치를 계산하고, 적층순서, 적층두께, 적층각도 등을 선정하였다.

3.1 등가 물성치

블레이드의 재료는 경제성과 생산성, 그리고 강도 특성을 고려하여 선정하였다. 사용된 블레이드의 섬유(fiber)는 Advanced E-glass의 일종인 Advantex이며, 기지재(Matrix)는 HTS-665C Epoxy를 사용하였다. Advantex와 HTS-665C Epoxy의 물성치는 Table 3에 나타내었다.

섬유와 기지재의 질량비(Mass fraction)는 각각 0.4와 0.6으로써, 이를 체적비(Volume fraction)로 환산하면 섬유와 기지재의 체적비는 각각 0.53과 0.47이 된다. 이를 혼합법칙에 대입하여 Advantex와 HTS-665C Epoxy의 등가 물성치를 계산하면 Table 4와 같다. 이때 혼합법칙은 식 (1)~(4)와 같다.⁽⁸⁾

$$E_x = E^f \cdot V^f + E^m \cdot V^m \quad (1)$$

$$\frac{1}{E_y} = \frac{V^f}{E^f} + \frac{V^m}{E^m} \quad (2)$$

Table 5 Strength data for failure criterion

Longitudinal tensile strength, X	1,062MPa
Longitudinal comp. strength, X'	610MPa
Transverse tensile strength, Y	31MPa
Transverse comp. strength, Y'	118MPa
Shear Strength, S	72MPa

$$\frac{1}{G_{xy}} = \frac{V^f}{G^f} + \frac{V^m}{G^m} \quad (3)$$

$$\nu_{xy} = \nu^f \cdot V^f + \nu^m \cdot V^m \quad (4)$$

여기서, 첨자 f 와 m 은 각각 섬유와 기지재를 나타내며, V^f 와 V^m 은 각각 섬유와 기지재의 체적비를 의미한다.

블레이드의 파손 여부를 평가하기 위한 Advantex/ HTS-665C Epoxy의 등가 물성치에 대한 강도 데이터들은 Table 5와 같다.⁽⁹⁾

3.2 적층순서, 적층두께, 적층각도 설계

일반적인 풍력발전기용 블레이드의 기본 구조는 표피(Skin), 스파(Spar), 그리고 폼(Foam)으로 이루어진다. 중대형 블레이드의 경우는 내부에 플렌지(Flange) 또는 웹(Web)을 추가하기도 하지만, 본 연구와 같이 초소형 블레이드의 경우는 플렌지와 웹을 생략하는 것이 보통이다. 블레이드는 굽힘 모멘트, 비틀림 모멘트, 좌굴, 전단력 등의 여러 종류의 하중이 동시에 작용된다. 표피, 스파, 폼의 각 부분은 각각 하나의 하중을 주로 담당하도록 설계하여 전체적으로 블레이드에 작용하는 모든 하중에 대하여 안전하도록 설계하였다. 즉, 표피 부분은 비틀림 모멘트를 견딜 수 있도록 복합재료의 적층각도를 $\pm 45^\circ$ 로 형성하였고, 스파 부분은 필라멘트 와인딩 공법의 특징 및 굽힘 모멘트에 대한 저항성을 고려하여 15° 로 적층하였다. 그리고 복합재료가 적층되는 부분 안쪽의 블레이드 내부는 좌굴과 그 밖의 하중에 견딜 수 있도록 폼을 구성하였다.

Fig. 4로부터 알 수 있듯이 블레이드에 작용하는 하중의 크기는 굽힘 모멘트가 비틀림 모멘트에 비하여 상대적으로 크다. 따라서 굽힘 모멘트를 받는 스파 부분의 적층두께를 비틀림 모멘트를 받는 표피 부분의 적층 두께에 비하여 두껍게 설계하였다. 이와 같이 설계된 블레이드의 적층순서와 적층두께, 적층각도를 Table 6에 나타내었다.

Table 6 Lay-up sequence of composite blade

No	Ply angle(°)	Thickness(mm)
1	±45	0.33
2	±45	0.33
3	±15	1.8
4	90	1.8
5	±15	0.9
6	90	1.8

4. 구조해석

4.1 메쉬 생성 및 물성치

3장에서 설계된 초소형 풍력발전기용 복합재료 블레이드가 주어진 설계 목적을 만족하는지 평가하기 위하여 상용 소프트웨어인 ABAQUS를 이용하여 구조해석을 수행하였다. 블레이드의 형상은 Fig. 3에 나타난 바와 같이 두께 방향의 치수가 다른 치수에 비하여 상당히 작기 때문에 쉘 요소(Shell element)로 모델링하였다. Fig. 5는 ABAQUS를 이용하여 블레이드의 메쉬(Mesh)를 생성한 결과이다. 여기서, 절점(node)의 개수는 6840이고, 요소의 개수는 7085이다. 사용된 요소들은 1개의 요소에 3개의 절점이 형성되는 S3 요소와 4개의 절점으로 이루어지는 S4R 요소이다. 실제 블레이드의 경우는 블레이드 끝단으로 갈수록 두께가 얇아지는 것이 보통이나, 본 연구에서는 해석의 편의를 위하여 블레이드의 두께가 모두 동일하다고 가정하였다.

블레이드 구조해석을 위한 물성치는 Table 4와 Table 5의 값을 사용하였고, 적층순서, 적층두께, 적층각도는 Table 6에 언급된 값을 적용하였다.

4.2 경계 및 하중 조건

블레이드의 구조해석을 위하여 적용되는 경계조건은 허브(hub) 부분의 구속이다. 즉, 블레이드가 풍력발전기와 볼트 등을 이용하여 체결되는 허브 부분에서 6개의 모든 자유도를 구속하였다.

블레이드에 가해지는 하중은 바람에 의한 하중으로써 비틀림 모멘트, 굽힘 모멘트, 좌굴, 전단력 등을 유발한다. 본 연구에서는 여러 가지 하중들 중에서 가장 지배적인 하중인 비틀림 모멘트와 굽힘 모멘트를 적용하였다. 풍속에 따른 하중 계산 결과를 나타낸 Table 2와 Fig. 4를 살펴보면 풍속 22.4m/s일 경우에 가장 심각한 하중을 발생함을 알 수 있다.

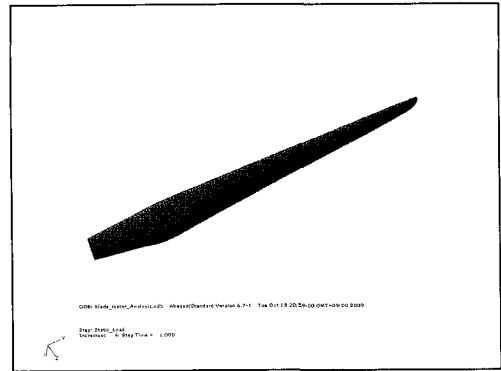


Fig. 5 Generated meshes of small wind turbine blade

Table 7 Forces and distances for moment

No	N (N)	R (m)	No	N (N)	R (m)
1	2.2	0.174	6	25.8	1.044
2	6.2	0.348	7	28.0	1.218
3	13.8	0.522	8	28.9	1.392
4	18.2	0.696	9	27.6	1.566
5	22.2	0.870	10	21.4	1.697

따라서 본 연구의 하중조건은 풍속 22.4m/s의 하중자료를 적용하였다. 이때의 굽힘 모멘트는 블레이드 전체에 대하여 198.1Nm로 작용한다. 또한 비틀림 모멘트는 블레이드를 10개의 구간으로 나누어서 식 (5)와 같이 작용하였다.

$$T_z = \sum_{i=1}^{10} N_i R_i \tag{5}$$

여기서 T_z 는 z 방향 비틀림 모멘트이고, N 은 하중이며, R 은 블레이드 중심으로부터 거리로써 이들의 값은 Table 7에 나타내었다.

4.3 해석 결과 및 고찰

복합재료로 구성된 초소형 블레이드에 대하여 구조해석을 수행하였다. 해석 결과, 변형량을 Fig. 6에 도시하였다. 그림에서 알 수 있듯이 블레이드 허브에서의 변형은 0m이고, 블레이드 끝으로 갈수록 변형이 크게 발생한다. 22.4m/s의 풍속조건하에서 블레이드의 최대 변형량은 0.0821m로써 설계 목적인 0.15m보다 충분히 적게 변형한다.

또한 적층 복합재료와 같은 이방성 재질에 대한 안전성

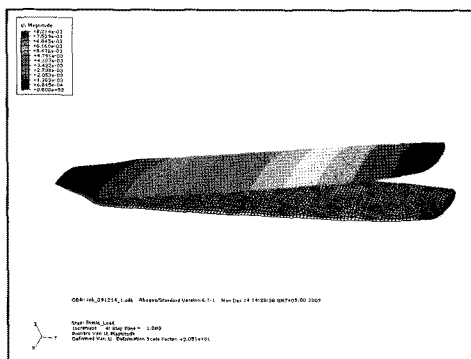


Fig. 6 Displacement contour plot

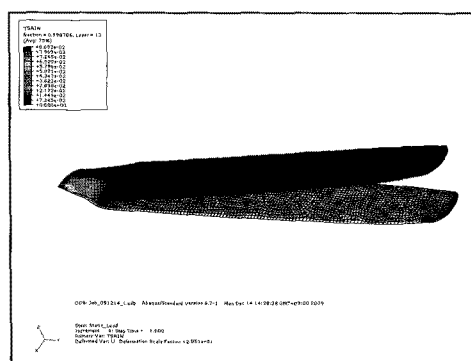


Fig. 7 Strength ratio contour plot

평가를 위하여 Tsai-Wu 파손 조건을 적용하였다. Tsai-Wu 파손 조건식은 2차원 응력의 경우 식 (6)과 같이 단순화 할 수 있다.⁽¹⁰⁾ 여기서 F_{xy}^* 는 Generalized von Mises 항복 조건식과 동일하기 위하여 $-1/2$ 로 가정하였다.

$$F_{xx}\sigma_x^2 + 2F_{xy}\sigma_x\sigma_y + F_{yy}\sigma_y^2 + F_{ss}\sigma_s^2 + F_x\sigma_x + F_y\sigma_y = 1 \quad (6)$$

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

Fig. 7은 Tsai-Wu 파손 조건식의 결과로서 Strength ratio 값을 나타낸다. Strength ratio 값이 1보다 크거나 같으면 파손이 발생함을 의미하고, 1보다 작으면 안전함을 의미한다.

Fig. 7로부터 본 연구에서 설계된 블레이드는 0.087의 최대 Strength ratio을 가지며, 이는 설계 목적인 0.125보다 작다. 또한 0.087의 Strength ratio를 안전계수로 변환하면 11.5로써 설계 목적인 8.0보다 크다. 따라서 본 연구에서 설계된 블레이드는 충분히 안전하게 설계되었음을 예상할 수 있다.

5. 결론

초소형풍력발전기용 블레이드에 대하여 공력하중을 이용한 구조설계를 수행하였고, 설계 결과를 ABAQUS를 이용하여 구조해석을 수행하였다. 이에 얻어진 결론은 다음과 같다.

- (1) 블레이드 요소법 및 운동량 이론을 접목한 공력해석과 이에 대한 역설계 방법의 적용을 통하여 정격 출력 2kW의 초소형 블레이드에 작용하는 공력하중을 산출하였다.
- (2) 블레이드에 사용된 Advantex와 HTS-665C Epoxy에 대하여 혼합법칙을 이용하여 등가 물성치를 계산하였다. 또한 블레이드에 작용하는 여러 가지 하중을 견디기 위하여 복합재료 블레이드의 표피, 스킨, 폼에 대하여 적층순서와 적층두께, 적층각도를 설계하였다.
- (3) 설계된 복합재료 블레이드에 대하여 구조해석을 수행하였다. 구조해석 결과 최대 변형량은 0.0821m로서 설계 목적보다 적게 변형하였고, Strength ratio는 0.087로써 설계 목적보다 충분히 작다. 따라서 본 연구에서 설계된 초소형풍력발전기용 블레이드는 설계 목적을 충분히 만족함을 예상할 수 있다.

후기

본 연구는 지식경제부 신재생에너지 기술개발사업의 일환(2009T100100576)으로 수행되었습니다.

참고 문헌

- (1) Dong, K. M., Chung, S. N., and Shin, C., 2001, "Performance Prediction and Structural Analysis of Counter-Rotating Turbine Blades," *Proceeding of Society of Korean Aeronautical and Space Science*, pp. 708~711.

- (2) Kong, C. D., Chung, J. C., Kang, M. H., Chung, S. H., and Kim, K. M., 1999, "A Study on Improvement Design by Structural Test for 750kW Horizontal Axis Wind Turbine Composite Blade," *Proceeding of Society of Korean Aeronautical and Space Science*, pp. 264~271.
- (3) Won, C. J., Lee, J. S., and Hong, S. J., 1998, "Buckling Analysis of Laminated Composite Plates," *Journal of the Korean Society of Machine Tool Engineers*, Vol. 7, No. 2, pp. 23~28.
- (4) Kang, S. C., Kim, D. M., and Jun, W. J., 1992, "Structural Design of FRP Wind Turbine Blade," *Transaction of the Korean Society of Mechanical Engineers*, Vol. 16, No. 1, pp. 162~174.
- (5) Lee., C. H, Park, J. M., Kim, T. W., and Park, J. S., 2002, "Structural Design and Analysis of a Composite Wind Turbine Blade," *Joint Symposium of the Korean Society of Mechanical Engineers*, pp. 558~562.
- (6) ABAQUS, 2007, *ABAQUS User's manual Version 6.7-1*, Dassault Systemes Simulia, Inc., RI, USA.
- (7) PROPID, 2007, *PROPID User's manual Version 5.1*, University of Illinois at Urbana-Champaign, IL, USA.
- (8) Hyer, M. W. and Wass, A. M., 1999, *Micromechanics of linear elastic continuous fiber composites*, WCB/McGraw-Hill, NewYork, USA.
- (9) Tsai, S. W., 1992, *Theory of Composites Design*, Think Composites, NewYork, USA.
- (10) Tsai, S. W. and Hahn, H. T., 1980, *Introduction to Composite Materials*, Technomic, CT, USA.