

技術論文

고효율 복합재 블레이드를 사용한 500W급 풍력터빈에 관한 연구

공창덕*, 최수현**, 박현범**

Study on a 500W Class Wind Turbine using a High Efficiency Composite Blades

Changduk Kong*, Suhyun Choi** and Hyunbum Park**

ABSTRACT

Recently, the wind energy has been widely used as a renewable energy resource due to lack and environmental issues of the mostly used fossil fuel. This work is to develop a 500W class small wind turbine blade which will be applicable to relatively low speed region like Korea and for the domestic use. For this blade a high efficiency wind turbine blade was designed with the proposing aerodynamic design procedure, and a light and low cost composite structure blade was designed considering fatigue life. Structural analyses including load case study, stress, deformation, buckling and vibration analysis were performed using the Finite Element Method. The fatigue life was estimated using the load spectrum analysis and the Miner rule. In order to evaluate the designed blade, the structural and aerodynamic performance tests were carried out, and the test results were compared with the analysis results.

초 록

최근 화석 연료가 고갈됨에 따라 대체 에너지 개발 연구가 활발히 진행되고 있다. 여러 대체 에너지들 중 풍력 발전시스템은 바람의 에너지를 전기적 에너지로 바꾸어 주는 시스템으로 매우 친환경적이기 때문에 다양하게 연구되고 있다. 따라서 본 연구에서 500W급 소형 풍력 발전용 블레이드의 개발을 통해 외국에 비하여 상대적으로 풍속이 낮은 국내와 같은 지역에 적용할 수 있는 블레이드 설계를 수행하였다. 본 논문에서는 피로수명을 고려한 고효율 경량화 블레이드의 공력설계 및 구조설계 방법이 제안되었으며, 구조해석으로 선형 정적해석, 좌굴해석, 진동모드해석이 수행되었다. 이론적 해석 결과를 입증하기 위하여 구조 시험 및 공력 성능 시험 결과 비교적 잘 일치하며 설계 요구 조건을 만족함을 확인하였다.

Key Words : Wind Turbine Blade(풍력터빈 블레이드), Sandwich Composite(샌드위치 복합재), Structural and Aerodynamic Design(구조 및 공력 설계)

1. 서 론

† 2008년 12월 4일 접수 ~ 2008년 1월 29일 심사완료

* 정희원, 조선대학교 항공우주공학과
교신저자, E-mail : cdgong@chosun.ac.kr
광주광역시 동구 서석동 375번지

** 정희원, 조선대학교 항공우주공학과 대학원

최근 화석 연료가 고갈되어 감에 따라 대체 에너지 개발 연구가 활발히 진행되고 있다. 특히 풍력 발전시스템은 바람의 에너지를 유용하게 사용할 수 있도록 전기적 에너지로 바꾸어 주는 시

시스템으로 매우 친환경적이기 때문에 다양하게 연구되고 있다. 현재 세계의 풍력 발전 시스템은 출력대형화 추세이나 대형 풍력 발전 시스템은 대규모 단지 조성 등 국가적 차원의 지원이 이루어져야 하는 단점을 가지고 있다. 반면 소형 풍력은 소규모로 독립적 운용이 가능하므로 최근 관심 있게 연구되고 있다[1,2]. 현재 선진국에서 개발 판매되고 있는 소형 풍력발전기들의 정격풍속은 대부분이 12m/s 이상이므로 년 평균 풍속이 4m/s 내외인 국내에서는 설계 풍속보다 저 풍속에서 운용되기 때문에 효율이 좋지 않다[1].

본 연구에서는 국내 기상과 같이 저 풍속인 지역에서 우수한 성능을 발휘할 수 있고 가정에서 운용이 가능하도록 500W급 수평축 블레이드의 공력 및 구조 설계를 수행한 후 구조 시험 및 성능 시험을 수행하여 해석 결과와 비교하였다. 적용된 재료는 경제적이면서 성능이 우수한 glass/epoxy가 적용되었다[3].

II. 본 론

블레이드의 설계를 위해 먼저 설계 요구 조건으로부터 블레이드의 크기 및 비틀림 각, 깃 끝 속도비 등의 공력 설계를 수행하고, 공력 해석 및 공력 실험을 통하여 요구 성능 만족 여부를 검토한 후 설계를 개선하거나 확정하게 된다.

공력 설계 완료 후 구조 설계 요구 조건을 분석하여 구조 설계 하중을 산출하고 이를 바탕으로 구조 설계를 수행한다. 구조 설계 결과는 변형을 및 응력분포를 확인하기 위한 정하중 해석,

고유 진동수 해석, 좌굴 해석, 피로수명 해석을 수행하여 블레이드에 대한 안전성을 판단한다. 다음으로 시제품을 제작한 뒤 구조 시험을 수행하여 구조 해석 결과와 비교를 통해 해석 결과의 타당성을 검증하고 설계를 확정하게 된다. Fig. 1은 이러한 설계 절차를 보여준다.

2.1 블레이드 공력 설계

2.1.1 공력 설계

본 연구 대상 풍력 발전 시스템의 설계요구조건은 유사 풍력 발전 시스템을 참고하였고 그 내용은 다음과 같다[1]. 수평축 풍력 발전 시스템으로서 정격 출력이 500W이며, 정격 풍속은 8m/s 이고, 로터의 직경은 2.5m이다. 공력설계를 위한 변수 Setting angle(θ), Rotational wind speed ratio(h), Axial wind speed ratio(k)는 다음식으로 계산된다.[4]

$$\theta = (\pi + \tan^{-1} \lambda) / 3 \tag{1}$$

$$k = \sqrt{\lambda^2 + 1} \cos \theta \tag{2}$$

$$h = \sqrt{1 + (1 - k^2) / \lambda^2} \tag{3}$$

그리고 비틀림 각(α)은 다음 식에 의하여 계산되었다.

$$\lambda_e = \lambda \frac{1 + h}{1 + k} = \cot I \tag{4}$$

$$\alpha = \sqrt{I - i} \tag{5}$$

여기서 I 는 Inclination angle, i 는 Incidence angle, λ 는 Tip speed ratio 이다. 계산결과 최대 비틀림각은 24.353°이다. 블레이드 시위길이(l)는 다음식에 의해 계산되었다.

$$l = \frac{8\pi r(1 - k)}{C_l b(1 + k)\lambda_e \sqrt{\lambda_e^2 + 1}} \tag{6}$$

세부적인 공력 설계 결과는 Table 1에 명시하였으며 공력 형상은 Fig. 2에 나타내었다. 적용된

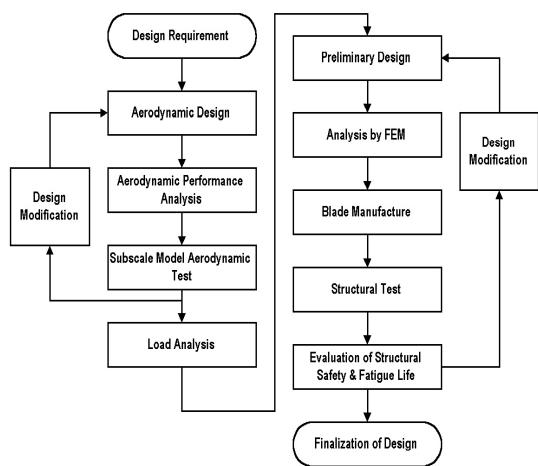


Fig. 1. Flow of aerodynamic and structural design

Table 1. Aerodynamic design results of small wind turbine blade

Rated power	500W
Rotor radius	1230mm
Blade root chord	149.208mm
Blade tip chord	42.727mm
Blade total twist	24.353deg
Airfoil	DU 93-W-210

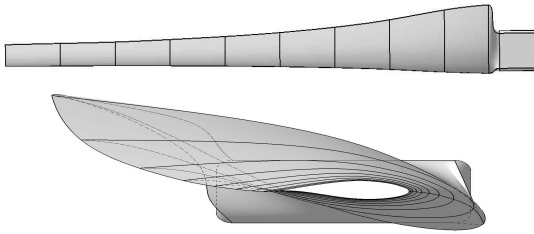


Fig. 2. Blade aerodynamic configuration

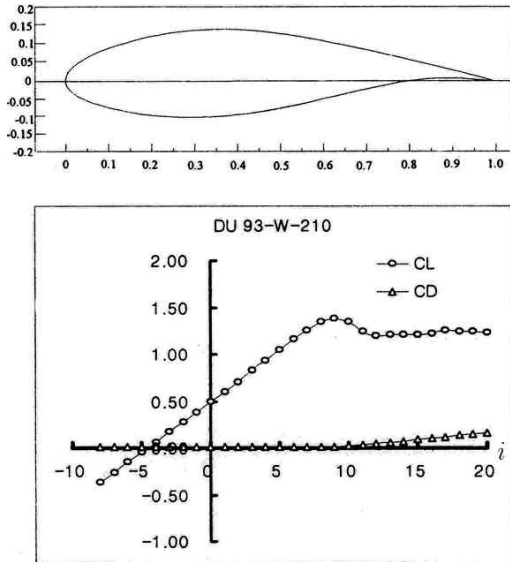


Fig. 3. Airfoil shape and aerodynamic characteristics of DU 93-W-210

에어포일은 양항비가 높은 DU 93-W-210이고 형상과 공력특성은 Fig. 3에 나타내었다.

2.1.2 공력 성능 해석

공력해석은 설계된 블레이드의 설계 요구 성능 만족 여부를 검토하기 위해 수행되었고 이를 위해 다음과 같은 절차 및 방법을 적용하였으며 수치적인 계산은 전산해석 코드를 작성하여 이용하였다.

블레이드의 모멘트(M)와 출력계수(C_p)는 다음 식을 이용하여 계산 할 수 있다[4].

$$M = \int_0^R \rho \pi V_1 \omega (1+k)(h-1)r^3 dr \quad (7)$$

$$C_p = \frac{2M}{\rho S V_1^2 R} \times \lambda_0 \quad (8)$$

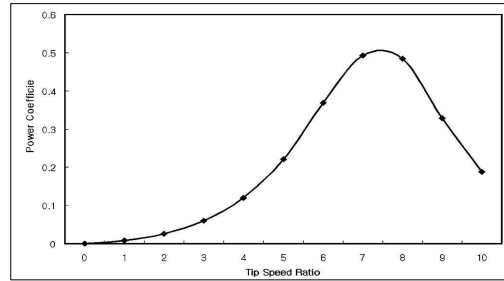


Fig. 4. Power Coefficient vs. Tip Speed Ratio

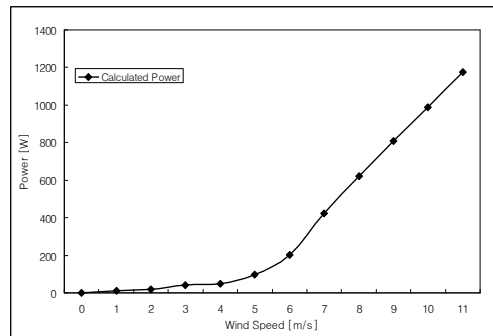


Fig. 5. Power of aerodynamic analysis

그리고 기계적 출력(P)과 전기적 출력(P_e)은 다음 식을 이용하여 계산한다.

$$P = \frac{1}{2} \rho C_p S V^3 \quad (9)$$

$$P_e = \eta_g \times P \quad (10)$$

여기서 R는 회전 반경, r는 임의의 반경, ρ는 공기밀도, V₁는 풍차를 지나가기 전 바람의 속도, ω는 각속도, λ₀는 깃 끝 속도비, η_g는 발전기 효율 이다.

Fig. 4는 깃 끝 속도비에 대한 출력계수의 변화를 분석한 것이다. 깃 끝 속도비 7에 대해서 동력계수는 최대값을 가지며 그 외의 다른 깃 끝 속도비에서는 현저하게 감소함을 확인할 수 있다. Fig. 5은 동력계수를 이용하여 계산된 블레이드 출력곡선으로서 정격풍속인 8m/s에서 요구 출력인 500W에 비하여 669W로 블레이드의 공력 설계 요구 조건을 충분히 만족함을 확인하였다.

2.2 블레이드 구조 설계

구조 설계를 위한 블레이드에 작용하는 하중은 공력하중과 원심하중이 주하중으로 작용한다. 원심하중은 유한 요소 해석 단계에서 구조 해석 모델에 회전수를 고려하여 적용할 수 있고, 계산

Table 2. Load cases for structural design

Load case	Case 1	Case 2	Case 3
Reference wind speed	8m/s	20m/s	55.0m/s
Gust condition ($\pm 20\text{m/s}$, $\pm 40^\circ$)	without gust	with gust	storm
Rotational speed	433rpm	1069rpm	stop

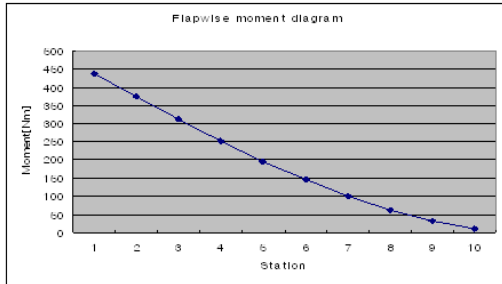


Fig. 6. Moment diagram for Load Case 2

되어야할 공력하중은 IEC1400-1에 따라 Table 2 과 같은 하중 조건으로 정의하였다. 하중 해석 결과 하중 Case 2에서 블레이드에 가장 큰 모멘트를 발생시킴을 확인하여 구조 설계 기준으로 정의하였다. Fig. 6은 구조 설계 기준이 되는 하중 Case 2의 하중 해석 결과를 보여주고 있다.

하중 Case 2를 바탕으로 구조적 강도와 경량화를 위해 블레이드의 구조 형상은 skin/spar/foam 샌드위치 구조 형태를 채택하여 설계하였다.

스파는 주로 굽힘하중을 담당하게 되는데 구조물이 굽힘하중을 받을 때 인장의 경우보다 좌굴에 취약하게 되므로 Clipping 좌굴에 의해 설계를 하였다. 클리프링 좌굴(σ_{crip})과 스파의 두께(t)는 다음과 같이 계산된다[5].

$$\sigma_{crip} = \frac{c \times \sqrt{\sigma_s E}}{\left(\frac{b}{t}\right)^{0.75}} \quad (12)$$

$$A = \frac{M_y}{1.5 \times h \times \sigma_{crip}} = 15t^2 \quad (13)$$

여기서 c 는 측면조건계수, σ_s 는 압축항복점, E 는 탄성계수, b 는 스파의 폭, t 는 스파의 두께, A 는 스파의 단면적, M_y 는 y 축 모멘트, h 는 에어포일의 최대두께이고, b/t 는 15로 가정한다.

스킨은 스파와 달리 주로 전단응력을 담당하고 다음의 수식에 따라 계산이 되었다.

Table 3. Structure design results

Station(r/R)	Thickness(mm)			
	Upper surface		Lower surface	
Root~0.1	Skin1.00t	Spar6.75t	Skin1.00t	Spar6.75t
0.1~0.2	Skin1.00t	Spar2.25t	Skin1.00t	Spar2.25t
0.2~0.3	Skin1.00t	Spar2.7t	Skin1.00t	Spar2.7t
0.3~0.4	Skin1.00t	Spar3.15t	Skin1.00t	Spar3.15t
0.4~0.5	Skin1.00t	Spar3.15t	Skin1.00t	Spar3.15t
0.5~0.6	Skin1.00t	Spar3.15t	Skin1.00t	Spar3.15t
0.6~0.7	Skin1.00t	Spar3.15t	Skin1.00t	Spar3.15t
0.7~0.8	Skin1.00t	Spar1.35t	Skin1.00t	Spar1.35t
0.8~0.9	Skin1.00t	Spar0.45t	Skin1.00t	Spar0.45t
0.9~1.0	Skin1.00t	Spar0.23t	Skin1.00t	Spar0.23t

$$M_t = M_x + Q_y Z_g - Q_z y_g \quad (14)$$

$$t = \frac{M_t \times S.F}{2A \times \tau_{allow}} \quad (15)$$

여기서 M_x 는 Pitching Moment, Q_y 는 Normal Force, Q_z 는 Tangential Force, A 는 스킨의 단면적, $S.F$ 는 안전율이다.

사용된 재료는 구조적 강도 및 피로 수명이 뛰어나고 비교적 저렴한 Glass/epoxy를 적용하였다. 블레이드의 스킨은 주로 전단하중을 담당하므로 $\pm 45^\circ$ 로 적층하고, 스파는 주로 굽힘 하중을 담당하므로 0° , 90° 로 적층하였다. 내부에 폼은 좌굴에 보다 더 강건한 구조를 만들기 위해 사용되었으며, 각 구획별 하중을 계산하여 길이 방향 적층수를 결정하였다. 복합재료 설계 방법을 적용하여 초기 구조 설계 결과를 확인한 이후 구조 해석을 통해 설계 개선하는 방법을 적용하였다. 최종적인 구조설계 결과는 Table 3에 나타내었다.

2.3 구조 해석

구조 설계 결과에 대한 구조 해석을 위해 본 연구에서는 유한 요소 상용 코드인 MSC. PATRAN/NASTRAN을 사용하였다. 원심 하중은 회전수를 적용하여 모사하였으며, 경계 조건은 블레이드 뿌리 부위 고정 경계 조건을 적용하였고, 길이방향으로 분포 하중을 적용하였다.

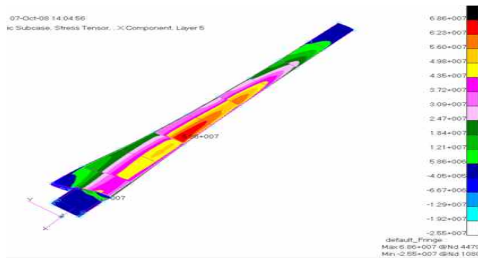


Fig. 7. Stress analysis result of load case 2

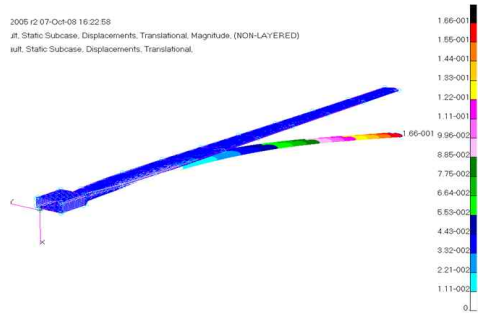


Fig. 8. Displacement analysis result of load case 2

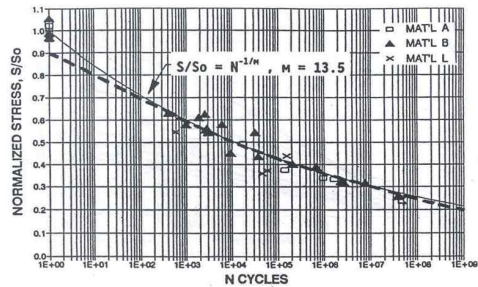


Fig. 9. S-N diagram for E Glass Material

각 하중 조건에 따른 선형 정적 해석결과 충분한 안전율 4.13을 확보한 안전한 구조로 설계 되었음을 확인하였다. 블레이드의 공진 여부를 검토하기 위해 고유 진동수 해석 결과 운용 회전 수 근처에서 공진이 발생하지 않음을 확인하였다. 좌굴 안정성 평가 결과 또한 하중 배수 1.20 으로 운용 중 좌굴 안정성을 충분히 확보한 구조 임을 확인하였다. 또한 S-N 손상기법과 Spera의 경험식을 이용하여 피로 수명 평가 결과 블레이드의 주기적 응력이 피로한계이하에서 피로수명 요구조건인 20년(3.7×10^8 Cycles)을 충분히 만족함을 확인하였다[6]. Fig. 7~8에 선형 정적 해석 결과인 응력 분포와 변위를 나타내었고, 피로허용강도를 계산하기위해 사용한 S-N 선도와 피로

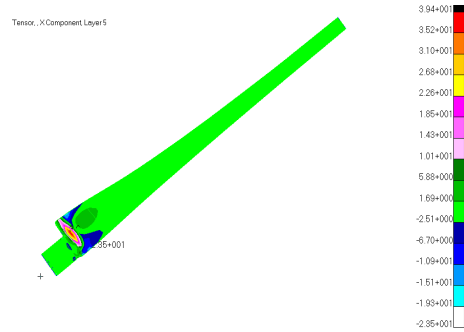


Fig. 10. Stress analysis result for cyclic load

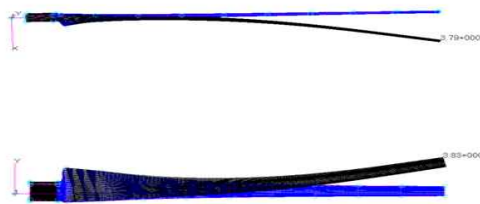


Fig. 11. Buckling analysis result for load case 2 (1st: First flap mode, 2nd: First leadlag mode)

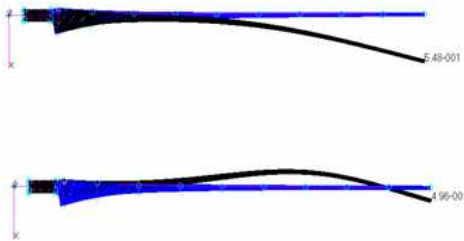


Fig. 12. Eigenvalue analysis result for load case 2 (1st: 1st buckling mode, 2nd: 2nd buckling mode)

하중에 대한 해석 결과는 Fig. 9~10에 나타내었다. Fig. 11과 12는 각각 진동모드와 좌굴해석결과를 나타낸 것이다. Fig. 13은 고유진동수에 대한 캠벨(Campbell) 선도이다. 검토결과 운용중 공진에 대한 충분한 안전율을 확보한 것으로 확인되었다.

2.4 시제품 제작 및 구조시험

시제품 제작을 위해 블레이드 단면형판을 주문하여 스티로폼과 열선을 이용하여 1차 몰드를 제작하였다. 1차 몰드는 스티로폼 재질이므로 에

Table 4. Structure analysis results

		Case 2
Max. stress [Mpa]	Ten.	68.7
	Com.	25.5
Max. Disp. [mm]		166
natural frequency(Hz) (First flap mode)		22.034
Buckling load factor (First buckling mode)		1.2073

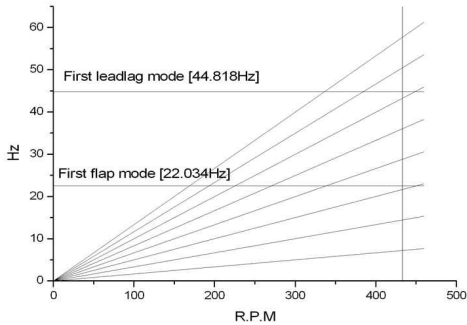


Fig. 13. Campbell diagram for load case 2

폭시 경화중 발생되는 열에 의한 변형을 막기 위해 고온테이프로 코팅을 하였다. 코팅된 몰드 위에 이형제와 켈코트를 바른 뒤 유리섬유를 수 적층하여 2차 몰드를 만든다. 2차 몰드위에는 1차와 동일하게 이형제와 켈코트를 도포하여 최종 몰드를 제작한다. 최종 몰드의 재질은 glass/epoxy이며, 경화중에 압력을 받더라도 변형되지 않도록 충분한 두께를 갖도록 하였다. 이렇게 제작된 최종 몰드에 이형제를 바르고 켈코트를 도포한 후 블레이드 크기에 맞게 재단된 유리 섬유 및 에폭시를 적층하였다. 상하면 몰드의 적층이 끝나게 되면 이들을 서로 볼트를 이용하여 결합한 후 내부에 우레탄 폼을 발포하는데, 이때 원래 부피의 약 3배정도로 팽창하는 폼의 발포 압력을 이용하여 적층된 섬유를 몰드에 밀착하도록 하였고, 에폭시가 몰드의 접착면을 따라 흘러나오도록 유도하여 섬유 체적비가 향상되도록 하였다.

Fig. 14는 몰드에 섬유를 적층하는 과정이며, 제작된 블레이드의 형상은 Fig. 15에 명시하였다.

설계된 블레이드의 실제 거동이 이론적인 해석 결과와 잘 일치하는지 확인하여 이론 해석에서 제시한 안전계수 등의 제반 사항을 입증하기 위해 구조 시험이 수행되어야 한다. 모델의 구조 시험은 본 연구팀이 보유하고 있는 항공기 구조물 시험 장치인 유압식 구조 하중 시험 장치를

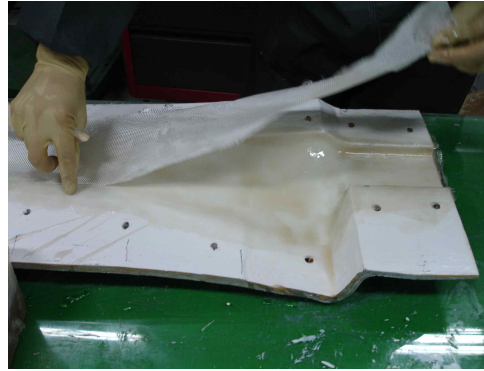


Fig. 14. Lay-up process on the mold



Fig. 15. First prototype blade

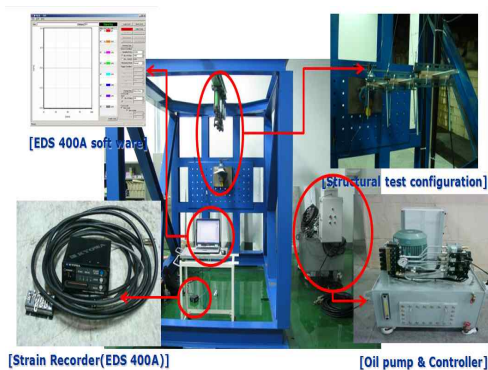


Fig. 16. Equipments for structure test

Table 5. Comparison between the static analysis results and the test results

Item	Analysis result	Test result
Stress	29.1MPa	27.4MPa
Tip displacement	166mm	152mm
1st flap mode	22.034Hz	25.02Hz
1st leadlag mode	44.818Hz	46.08Hz

이용하여 수행하였다. 정하중 시험을 위해 설계 하중은 유압식 구조시험장비를 통해 3점 집중 하중으로 모사되었으며, 데이터 측정을 위해 Strain Recorder를 사용하였다. 구조시험을 위한 장비는 Fig. 16에 나타내었다. Fig. 17은 Case2의 해석과

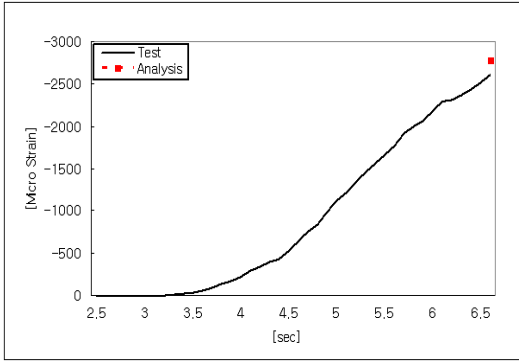


Fig. 17. Strain curve for load case 2



Fig. 18. Static structural test view

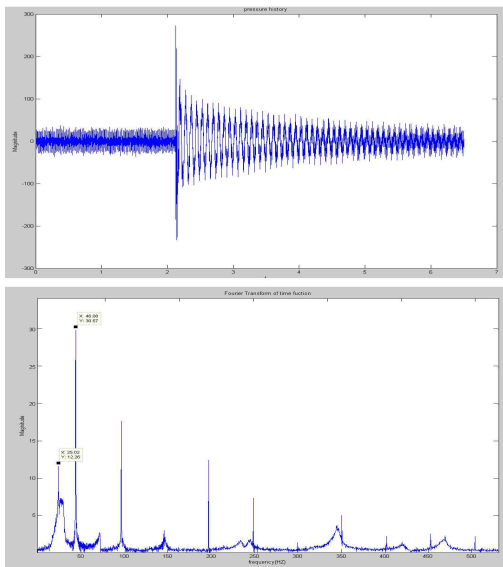


Fig. 19. Eigenvalue test result

시험의 strain값을 비교한 것이고 Fig. 18~19는 각각 구조시험 장면과 고유진동측정결과를 보여

준다. Table 5는 모델의 유한 요소 해석 결과와 구조 시험 결과를 비교한 것으로 서로 유사한 결과임을 보여 주고 있다.

2.5 블레이드 성능 시험

성능시험은 설계된 블레이드의 공력성능을 입증하기 위해 수행되었으며 이를 위해 특별한 시험장치 및 타워가 제작되었다. 실험실 주변에는 바람이 일정치 못하고, 충분한 풍속이 나오지 않는 지역이므로 적재함이 있는 차량에 타워를 고정하여 실험하였다. 차량에 고정된 풍력터빈 시스템은 3 ~ 11m/s 사이의 다양한 풍속에서 출력이 측정되었으며 좀 더 정확한 실험을 위해 한가지 풍속에 대해서 3km의 거리를 주행하며 출력이 측정되었다.

2.1.1 성능시험장치 개요

공력시험을 위해 사용된 발전기는 서영테크의 SYG-A208-600-570 발전기로서 효율이 높고 기어 박스가 없어 소음이 적은 특징이 있다. 발전기에서 출력을 측정하기 위해 3상에서 단상으로 변환해주는 정류기를 사용하였으며, 저항을 가변하면서 멀티미터를 이용하여 최대 출력을 측정하였다. RPM 측정을 위해서 NI사의 포토센서와 Labview를 적용한 프로그램을 사용하였다. Fig. 20은 공력시험 장치의 전체적인 구상도로서 발전기에서 전달되어오는 전기적 신호를 수집하여 출력계산을 위한 전압 및 전류 측정 장치 및 풍속 및 회전수 등을 실시간으로 모니터링 할 수 있는 장치들로 구성되어 있다.

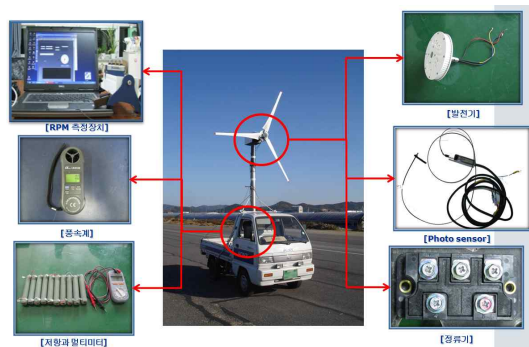


Fig. 20. Equipment for the blade performance test

2.1.2 성능시험 결과

Fig. 21은 공력해석 결과와 실험결과를 비교한 것으로서 풍속에 대한 출력을 나타내고 있다. 측정된 출력은 기계적 효율이 포함된 공기역학적

Table 6. The result of aerodynamic test

	해석 결과	시험 결과
출력 [at 8m/s]	669 W	663 W

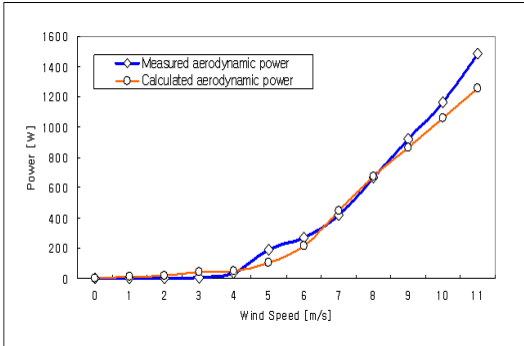


Fig. 21. Comparison between aerodynamic test result and analysis result

출력이며 계산된 출력은 순수한 공기역학적인 출력과 여기에 효율 90%를 적용하여 계산된 전기적인 출력이다. 분석 결과 출력생산은 4/m에서 시작되며 6m/s에서 출력이 급상승함을 확인하였다. 그리고 실험 결과와 이론적인 계산 결과가 정격풍속 8m/s 뿐만 아니라 다른 풍속에서도 비교적 잘 일치함을 확인하였다.

III. 결 론

본 연구에서 국내 지역에 적합하고 가정에서 운용이 가능하도록 500W급 저소음 수평축 블레이드의 공력 및 구조 설계를 수행하였다. 공력설계 시 제작상 다소 불편함이 있더라도 최대 양항비를 갖는 최적의 받음각으로 설계하였다. 성능 해석 결과 설계요구조건에 비해 높은 출력을 낼 수 있도록 잘 설계되었음을 확인하였다.

또한, 구조 설계 결과에 대한 FEM 해석을 통

해 블레이드의 좌굴과 공진에 대한 안전성을 확인하였고, 피로수명해석 결과 20년의 피로수명을 확보하였다.

시제품은 구조적 강도 및 피로 수명이 뛰어난 Glass/epoxy를 적용하여 수직층 방법으로 제작하였고, 유압식 구조 시험 장비를 통해 load case 2의 하중을 모사하여 구조 해석 결과와 시험 결과를 비교해본 결과 서로 잘 일치함을 확인하였다. 또한, 차량을 이용한 블레이드 성능 시험결과 성능해석결과와 잘 일치하여 국내 기상에 적합한 블레이드가 설계되었음을 확인하였다.

후 기

본 연구는 지방대학혁신역량강화(NURI) 사업의 일환으로 수행되었으며, 지원에 감사드립니다.

참고문헌

- 1) 공창덕, 방조혁, "1 kW급 소형 풍력 발전용 블레이드의 공력 설계 변수에 관한 연구", 한국항공우주학회 춘계 학술대회 논문집, 2003.
- 2) 공창덕, 방조혁, 오경원, "1 kW급 소형 풍력 발전용 블레이드의 구조 설계", 한국항공우주학회 추계 학술대회 논문집, 2003.
- 3) Dieter, G. E et al., "Assessment of Research Needs for Wind Turbine Rotor Materials Technology", National Academy Press, pp. 5-65, 1991.
- 4) Gourieres, D. L., "Wind Power Plants", Pergamon Press, 1982.
- 5) 공창덕, "항공기 구조역학", 조선대학교 출판부, 2004.
- 6) Spera D. A., "Dynamic Loads in Horizontal Axis Wind Turbines Part II : Empirical Equations", Windpower '93, 1993.