

2009년 2월
석사학위논문

소형 풍력발전 시스템용 저소음
경량화 복합재 블레이드의 설계에
관한 연구

조선대학교 대학원

항공우주공학과

최수현

2009 년 2 월

석사학위논문

소형 풍력발전 시스템용 저소음 경량화
복합재 블레이드의 설계에 관한 연구

조선대학교 대학원

항공우주공학과

최 수 현

2009 년 2 월

석사학위논문

소형 풍력발전 시스템용 저소음 경량화
복합재 블레이드의 설계에 관한 연구

조선대학교 대학원

항공우주공학과

최 수 현

소형 풍력발전 시스템용 저소음 경량화
복합재 블레이드의 설계에 관한 연구

- A Study on Design of Low Noise and Light Composite Blade
for A Small Wind Turbine System -

2009 년 2 월

조선대학교 대학원

항공우주공학과

최수현

소형 풍력발전 시스템용 저소음 경량화
복합재 블레이드의 설계에 관한 연구

지도교수 공 창 덕

이 논문을 공학 석사학위신청 논문으로 제출함.

2008 년 10 월

조선대학교 대학원

항공 우주 공 학 과

최 수 현

목 차

LIST OF FIGURES	iv
LIST OF TABLES	vii
NOMENCLATURE	viii
ABSTRACT	xi
제 1 장 서론	1
제 2 장 설계 개요	3
제 1 절 설계 절차	3
제 2 절 설계 요구 조건	4
제 3 장 공력 설계 및 성능 해석	5
제 1 절 이론 및 개념 설계	5
1. Betz 의 이론	5
2. 깃 요소 이론	6
3. Glauert 의 와류이론	8
가. 풍차 회전날개의 와류계	9
나. 유도 속도	10
다. 축 방향 힘과 회전력	11
(1) 깃 요소 이론에 의한 방법	11
(2) 운동량 이론에 의한 방법	12
(3) 깃 요소 이론과 운동량 이론의 결합	13
라. 국부 동력 계수	14

3. 좌굴 해석	34
제 4 절 조류 충돌 모사	35
1. 유체-구조 연성 기법	35
2. MSC/Dytran 연계기법	35
3. 해석 방안의 타당성 검증	36
4. 조류 충돌 해석	37
제 5 절 피로 수명 해석	41
1. 피로 허용 강도	41
2. 반복 하중	42
3. 피로수명평가	44
제 5 장 시제품 제작 및 시험	45
제 1 절 시제품 제작	45
제 2 절 구조 시험	48
1. 고유진동수 측정 시험	48
2. 정 하중 구조시험	50
제 3 절 성능 시험	52
1. 성능시험장치 개요	52
2. 성능시험 결과	53
제 6 장 결론	54
참 고 문 헌	55

LIST OF FIGURES

Fig. 1	Flow of aerodynamic and structural design	3
Fig. 2	Air flow through a wind turbine rotor	5
Fig. 3	Force vector on wind turbine blade	6
Fig. 4	Force and speed vector on the blade section	7
Fig. 5	The vortex system of wind turbine rotor	9
Fig. 6	Simplification of the vortex system	10
Fig. 7	Lift and drag relationship on the blade section	12
Fig. 8	Airfoil shape and aerodynamic characteristics of DU 93-W-210	18
Fig. 9	Designed aerodynamic shape of 500W class wind turbine blade	20
Fig. 10	Power Coefficient vs. The Speed Ratio	22
Fig. 11	Power of aerodynamic analysis	23
Fig. 12	Section of a rotor blade in gust	25
Fig. 13	Aerodynamic force due to storm in stop	27
Fig. 14	Flapwise moment diagram for load case I	28
Fig. 15	Flapwise moment diagram for load case II	28
Fig. 16	Flapwise moment diagram for load case III	28
Fig. 17	Section design model for blade structure	29
Fig. 18	Mesh generation for FEM analysis	31
Fig. 19	Stress analysis result of load case II	32
Fig. 20	Displacement analysis result of load case II	32
Fig. 21	Campbell diagram	33
Fig. 22	First flap mode shape and frequency	34

Fig. 23	First leadlag mode shape and frequency	34
Fig. 24	First buckling mode shape and load factor at load case II	34
Fig. 25	Second buckling mode shape and load factor at load case II	34
Fig. 26	ALE coupling	35
Fig. 27	Configuration of the bird	36
Fig. 28	Comparison between the reference result and the analysis result	37
Fig. 29	Modeling for bird strike	38
Fig. 30	ALE coupling between Euler mesh and Lagrange mesh	39
Fig. 31	Pressure curve for bird strike	39
Fig. 32	Stress result of the bird strike analysis	40
Fig. 33	Displacement result of the bird strike analysis	40
Fig. 34	S–N diagram for composite material [11]	42
Fig. 35	Stress analysis result of fatigue load	44
Fig. 36	Foam cutting for mold	45
Fig. 37	Taping for gel coating	46
Fig. 38	Using gel coat for blade surface coating	46
Fig. 49	Lay–up process on the mold	47
Fig. 40	Closed mold for curing	47
Fig. 41	First blade prototype	47
Fig. 42	Eigenvalue test result	42
Fig. 43	Static strength test loads simulated by three–point loading method	50
Fig. 44	Static test of the prototype blade	50
Fig. 45	Strain data during structural test	51
Fig. 46	Equipment for the aerodynamic test	52

Fig. 47 Comparison between aerodynamic test result and analysis result . . . 53
Fig. 48 Tower and blade under performance testing 53

LIST OF TABLES

Table 1	System specification	4
Table 2	Aerodynamic design results of 1 kW class wind turbine blade	20
Table 3	The result of aerodynamic analysis	23
Table 4	Load case for structural design	24
Table 5	Structural design results	29
Table 6	Mechanical properties of materials used in the present blade design	30
Table 7	Structural analysis results	33
Table 8	Properties of the bird	36
Table 9	Properties of the blade and the bird	38
Table 10	The result of bird strike	39
Table 11	Engineering data for cyclic load calculation	43
Table 12	Results of fatigue load calculation	44
Table 13	Comparison between the measured frequencies and the predicted frequencies	48
Table 14	Simulated design load for static test	50
Table 15	Comparison between the static analysis results and the test results	51
Table 16	The result of aerodynamic test	53

NOMENCLATURE

A	Swept area
b	Number of blades
α	Setting angle
C_d	Drag coefficient
C_F	Force coefficient
C_l	Lift coefficient
C_m	Pitching moment coefficient
C_n	Normal (flapwise) force coefficient
C_p	Power coefficient
C_r	Total aerodynamic force coefficient
C_t	Tangential (chordwise) force coefficient
D	Rotor diameter, Drag
E_x	Longitudinal tensile modulus
E_y	Transverse tensile modulus
F	Force
F_D	Aerodynamic force by drag
F_L	Aerodynamic force by lift
F_n	Normal (flapwise) force
F_r	Total aerodynamic force
F_t	Tangential (chordwise) force
F_x	Axial force

FS	Shear strength
FXT	Longitudinal tensile strength
FXC	Longitudinal compressible strength
FYT	Transverse tensile strength
FYC	Transverse compressible strength
G	Shear modulus
h	Rotational wind speed ratio
I	Inclination angle (flow angle)
i	incidence angle (angle of attack)
k	Axial wind speed ratio
L	Lift
λ	Tip speed ratio
Λ	Taper ratio
l	Chord length of airfoil
M_n	Flapwise moment
M_t	Chordwise moment
N	Number of cycles, Shape function
ν	Poisson' s ratio
ω	Angular velocity
P	Power
P_r	Rated power
P_u	Useful power
R	Radius of rotor
R_e	Reynolds number

ρ	Density of air, Density of a material
σ	Stress
V	Wind speed
V_i	Cut-in wind speed
V_o	Cut-out wind speed
V_r	Rated wind speed

ABSTRACT

A Study on Design of Low Noise and Light Composite Blade for A Small Wind Turbine System

by Choi, Su-Hyun

Advisor: Prof. Kong, Chang-Duk, Ph. D.

Department of Aerospace Engineering,

Graduate School of Chosun University

Human beings have used the energy resource of wind in many types for several thousand years. Since the oldest use of it is propelling boats using canvas, we have found the old scripts about windmill written in Chinese and Egyptian, and it is said that the ancient people had used it from three thousand years before. In other words, the technology of the wind turbine system has a long and firm historical foundation.

The wind turbine system is the cheapest technology which uses one of new and reusable energy resources, although it has a disadvantage of low efficiency of the system and little quantity of power generation because it is totally dependant upon wind resource. As the crisis of wasting natural resources and the pollution of the environment have become a current issue, our need of green energy is accelerating the development of the technical machinery. In many countries, people are focusing on this subject and trying to input their all experiences, knowledge, and skills, so that they have achieved a great result and utilization of the system from small sized power generation to the MW class. Even if it is

inconvenient in use, demand is now increasing, the effort of reinforcing the use of it is recommended.

Because the output of the generation system become larger in proportion to the square of the diameter, generators in the MW class is used sometimes, but it has a restriction of cost and location; it needs a great amount of investment and vast place to be located. In contrast, the small sized wind turbine system, which is the lower class than the kW class, requires just an individual installation with low cost, and it occupies only a small space.

Lately, it has been developed to operate with the electricity in our houses and do so separately when it is not powered, and it is also designed to provide the power continually by charging batteries, even in a "no-wind area." Furthermore, Wind-Solar photovoltaic power generation system coordinated with a solar battery and Wind-Diesel generation system working with a diesel engine are on the process.

However, the small sized system that is made and sold by other countries is not effective enough, because, to operate properly, it needs an appropriate wind velocity; more than 12 m/s, but this condition will not be satisfied with our environment. And we have also a situation of exceeding the limit of velocity levels. A typhoon is a good example of it; it is more than 50 m/s in summer. This is why we need our own effective and safe blades for power generation.

As compounded resources are used, the blades have achievement in structural intensity, hardness, durability, and cost. There are many kinds of the compounded resources: glass/epoxy, carbon/epoxy, wood/epoxy, etc, but the glass/epoxy is generally used because it is cheap, light, and it has a great performance. In the past, NACA and SERI, which is a developed version of NACA, were used in aerodynamic design, but, in these days, the air foil customized for this work is popular.

This thesis is mainly about designing the aerodynamic and the structure of blades for 500W class wind turbine system, which is qualified with the condition of Korea, having a characteristic of starting machinery effectively with low wind

velocity and airfoil. The diameter of blades were considered not to be large exceedingly, but profitable for environment in low velocity. The air foil, DU 93-W-210, which has a quite good performance in Reynolds numbers, maximum lift coefficient, stall angle of attack, maximum lift-drag ratio and maximum thickness, was used. Based on the Strip theory, which includes both the Momentum Theory and the Blade Element Theory, the basic configuration was designed in order to decide the distribution of the chord length and the twist angle with high effectiveness was took into account.

In the aerodynamic evaluation with a reduced model, it was replaced by performance test at the real site, because it was small enough. The structure was planned for the thickness of each element using the sandwich structure of the skin-spar-foam, and the glass/epoxy was applied. Besides, the matched die molding was implemented for producing the blades, and the wet lay-up was used in order to reduce the cost. For analysis of the structure, FEM was applied as a mean for explaining stress and displacement, and the problem of buckling resulted by weight of bending was considered. Moreover, resonance was checked by eigenvalue analysis which could explain natural frequency of the blades and acoustic mode. The explicit problem in the middle of the performance like as bird strike was took account for its safety. Using the Spera' s empirical equations about the manner of S-N linear damage method and cyclic load, the durability which was required for twenty years was examined.

Additionally, by making the products according to the procedure mentioned above, the test of the structure was conducted, and the result was quite satisfying in proving the safety. Finally, in order to check its performance, the manufactured blade was tested by using truck and the results of test were good accorded with its analysis result.

제 1 장 서 론

인류는 수천 년에 걸쳐 여러 가지 형태로 바람에너지를 이용해왔다. 가장 오래된 풍력의 이용은 돛에 의한 배의 추진이지만, 중국, 이집트 등의 문헌에는 풍차에 관하여 기술해 놓은 것이 있고, 이 문헌들에 의하면 풍차는 3000년 이전부터 사용되어온 것이 된다. 이렇게 오랜 역사를 가진 풍력발전기술은 현재까지 가장 경제성이 있는 신·재생에너지 기술이지만 전적으로 바람에 의존함으로써 발전전력의 양과 시스템의 효율성이 다소 낮은 편이다.[1] 그러나 세계는 에너지 위기를 맞이하고, 환경 문제 등을 겪으면서 청정에너지의 필요성이 커져 세계 여러 나라들은 그들이 과거에 풍력을 이용했던 경험과 학문적 이론 및 신기술을 풍력발전 기술에 집중 투자하여 소형 발전 시스템에서부터 MW급 발전 시스템에 이르기 까지 많은 연구 결과와 이용을 보이고 있다. 이러한 연구 결과들은 상업화로 이어져 기존 에너지원 보다 사용상에 있어 많은 불편함을 가지고 있음에도 불구하고 그 수요가 날로 늘고 있으며 많은 나라에서 그 이용을 증가시키기 위한 연구 개발에 노력하고 있다.[2] 풍력 발전 시스템의 출력은 직경의 제곱에 비례하는 특성이 있어서 MW급의 발전기들이 운용되고 있기도 하지만 대규모의 풍력발전 단지나 정부의 지원이 없이는 불가능한 제약이 있다. 반면, kW급 이하의 소형 풍력발전시스템은 저 비용으로 개인이 직접 설치가 가능하며 좁은 면적의 단지에서도 충분히 운용할 수 있는 장점이 있다. 이러한 소형 풍력발전기들의 최근 개발 추세는 가정의 상전과 연계하여 운용하거나 전원이 공급되지 않는 곳에서는 독립적으로 운용될 수 있도록 되어있으며, 배터리 충전을 통해 바람이 없는 시간대에도 어느 정도의 지속적인 전기 공급이 가능하도록 설계되어있다. 뿐만 아니라 태양 전지와 연계하여 운용되는 풍력 태양광 발전기, 디젤기관과 연계하여 운용되는 풍력 디젤 발전기 등의 복합 발전 시스템도 개발되고 있다.[2] 그러나 외국에서 개발·판매되고 있는 소형 풍력발전기는 정격 풍속이 12m/s 이상이므로 년 평균 풍속이 4m/s 내외인 국내에서는 충분한 전력을 생산할 수 없다. 또한 평상시 바람이 많지 않더라도 태풍과 같은 경우에는 최대 풍속이 50m/s 이상이 되는 경우도 적지 않다. 따라서 국내의 저풍속에서도 제 성능을 발휘하고 매우 큰 풍속에서도 안전한 풍력발전용 블레이드의 설계가 필요하다.

풍력발전용 블레이드는 복합재료를 사용하게 되면서 구조적 강도, 강성 및 피로 수명, 경제성 등이 크게 향상되었다. 풍력발전용 블레이드의 복합재료로는 glass/epoxy, carbon/epoxy, wood/epoxy등 여러 가지가 있으나 이중 경제적이면서 성능이 우수하고 가벼운 재질의 glass/epoxy가 일반적으로 많이 사용되고 있다.[3] 풍력발전 시스템용 회전날개의 공력 형상은 과거의 경우 기존의 NACA계열이나 이를 개선한 SERI계열 등이 사용되었으나 최근에는 풍력발전 전용으로 개발된 에어포일들이 많이 있다. [3, 4]

본 논문에서는 한국과 같은 여건에 적용이 가능한 저 풍속 시동 특성을 가지며 효율

이 높은 익형을 가진 500W급 소형 수평축 풍력터빈용 블레이드의 공력 및 구조에 관한 최적 설계를 수행하였다. 블레이드의 직경은 과도하게 커지지 않는 범위에서 가능한 낮은 풍속을 정격풍속으로 결정하여 저 풍속인 지형에 유리 하도록 하였고, 레이놀즈 수, 최대 양력 계수, 실속 받음각, 최대 양항비, 최대 두께 등의 특성이 비교적 양호한 DU 93-W-210 에어포일을 사용하였으며 [5], 운동량 이론과 깃 요소 이론을 함께 사용하는 스트립(strip)이론에 의하여 기본 형상을 설계하여 익형의 시위 길이 및 날개의 비틀림 각 분포를 결정하였고, 높은 효율을 얻을 수 있는 최적 받음각으로 설계하는 방법을 채택하였다. [6] 축소모델에 대한 공력 시험은 대상 모델이 충분히 작아서 별도로 축소모델을 만들기 어려운 점이 있어 현장에서 공력시험으로 대체 하였다.

구조 설계에서는 skin-spar-foam의 샌드위치 구조로 하여 각 요소의 두께를 설계하였고, 사용 재질은 glass/epoxy를 사용하였다. 또한 블레이드의 제조 방법으로는 비용 절감을 위해 wet lay-up에 의한 matched die molding 을 고려하였다. [7, 8] 구조 해석은 유한요소법을 이용하여 응력 및 변형량을 해석하였으며, 굽힘 하중에 의한 국부 좌굴 문제를 고려하였고, 고유진동수 해석을 통해 회전날개의 고유 진동수와 진동 모드를 구해 공진 여부를 검토 하였으며 [9, 10, 11] 블레이드에 대한 조류 충돌 해석을 수행하여 폭풍의 악천후 상황하에 있을지 모를 충돌에 대한 안전성을 확인하였다. 마지막으로 S-N 선형 손상 방법 및 피로하중에 대한 Spera의 실험식을 이용하여 요구 피로 수명 20년을 만족하는지를 검토하고 [4, 12] 이와 같은 방법으로 설계 및 해석된 블레이드의 시제품 제작을 통한 구조시험을 수행하여 구조해석의 결과를 입증하였을 뿐만 아니라 구조적 안전성을 재확인 하였다.

제 2 장 설 계 개 요

제 1 절 설계 및 해석 절차

설계는 크게 공력 설계와 구조 설계로 나뉜다. 먼저 설계요구조건으로부터 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 구조에 영향을 미칠 하중을 분석하고 이를 바탕으로 구조 설계를 한다. 구조설계결과는 변형을 및 응력분포를 확인하기 위한 정하중 해석, 고유진동수해석, 좌굴 해석, 피로수명 해석을 수행하여 블레이드에 대한 안전성을 판단한다. 다음으로 시제품 제작한 뒤 구조 시험을 수행하여 구조해석결과와 비교를 통해 타당성을 검증하고 설계를 확정하게 된다. Fig. 1은 이러한 설계 절차를 보여준다.[13, 14]

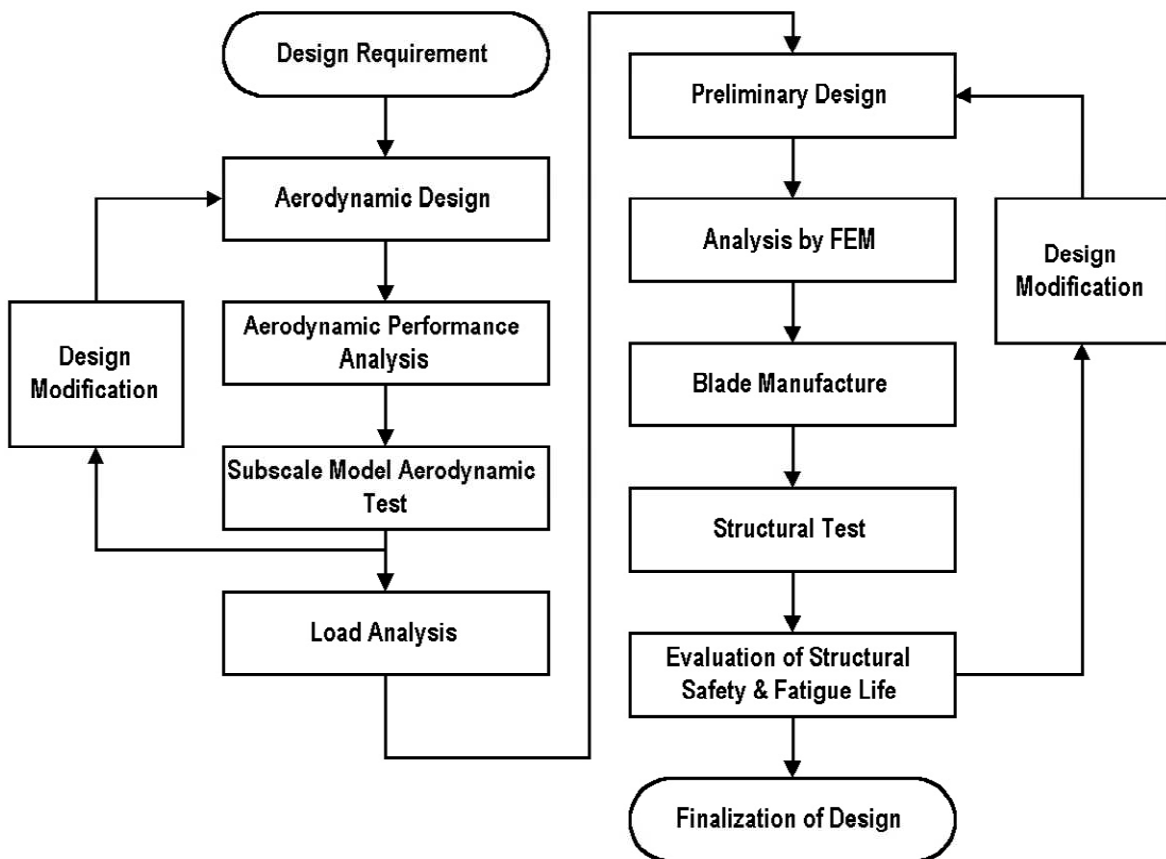


Fig. 1 Flow of aerodynamic and structural design

제 2 절 시스템 사양

시스템의 사양은 장소, 목적 등에 따라 달라지며, 시스템의 규격이 정해지면 세부적인 설계 요구조건을 정립할 수 있게 된다. Table 1은 본 연구의 시스템 사양이다.[13, 14]

Table 1 System specification

Type	Horizontal Axis Wind Turbine System (HAWTS)
Rated power	500W
Working range	Cut-in wind speed : Less than 3 m/s Rated wind speed : 4~10 m/s (Determine the optimal value) Cut-out wind speed : 20 m/s Maximum survival wind speed : 55 m/s Planned fatigue lifetime : 20 year
Rotor orientation	Upwind
Number of blades	Three
Rated rotor speed	200~500 rpm (To be determine the optimal value)
Direction of rotation	Clockwise, looking down wind
Blade airfoil	To be determine the optimal airfoil for low wind speed
Rotor diameter	To be determine the optimal rotor diameter for low wind speed
Blade material	Glass/epoxy composite
Manufacturing process of blade	Lay-up molding
Yaw-control	Tail vane

제 3 장 공력설계 및 성능 해석

제 1 절 공력설계 및 해석 이론

1. Betz의 이론

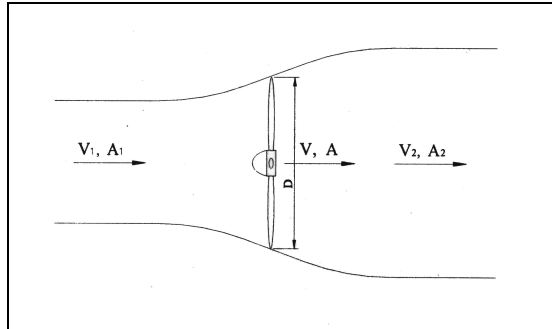


Fig. 2 Air flow through a wind turbine rotor

풍차의 전방에서 불어오는 바람이 풍차에 회전운동을 주어 후방으로 흘러갈 때의 풍차 전후의 기류의 모양을 Fig. 2에 나타낸다. 즉, 풍차로부터 먼 상류에서 풍차의 회전 단면을 지나는 유관의 단면적을 A_1 , 이곳에서 풍속을 V_1 , 풍차의 회전 단면적을 A , 회전 단면을 지나는 유속을 V , 풍차로부터 먼 하류에서 유관의 단면적을 A_2 , 그리고 이곳에서의 유속을 V_2 라고 하면 연속 방정식, 축 방향 힘, 축 방향 동력, 운동에너지의 차이는 다음과 같이 유도될 수 있다.[6]

$$A_1 V_1 = AV = A_2 V_2 \quad (1)$$

$$F = \rho AV(V_1 - V_2) \quad (2)$$

$$P = FV = \rho AV^2(V_1 - V_2) \quad (3)$$

$$\Delta K.E. = \frac{1}{2} \rho AV(V_1^2 - V_2^2) \quad (4)$$

$P = \Delta K.E.$ 인 관계로부터 $V = (V_1 + V_2)/2$ 이 되므로 축 방향 힘과 출력은 다음과 같다.

$$F = \frac{1}{2} \rho A(V_1^2 - V_2^2) \quad (5)$$

$$P = \frac{1}{4} \rho A(V_1^2 - V_2^2)(V_1 + V_2) \quad (6)$$

최대출력을 구하기 위하여 V_2 로 (6)식을 미분한 값이 '0'이 되는 조건을 구하면 $V_2 = V_1/3$ 또는 $V_2 = -V_1$ 이 된다. 여기서 두 번째 결과는 무의미하므로 $V_2 = V_1/3$ 을 적용하였을 때 최대출력은 다음 식과 같다.

$$P_{\max} = \frac{8}{27} \rho A V_1^3 = 0.37 A V_1^3 \quad (7)$$

따라서 풍차의 이론 최대 동력 계수는 다음과 같고, 이를 Betz계수라 하며 모든 풍차의 동력 계수는 이 값 보다 작아야 한다.

$$C_{p\max} = \frac{P_{\max}}{1/2 \rho A V_1^3} = \frac{16}{27} = 59.3\% \quad (8)$$

2. 깃 요소 이론

풍력 발전용 블레이드에 작용하는 공기력은 양력과 항력이 있으며 각각 다과 같이 계산된다.[6]

$$F_L = 1/2 \rho C_l A V_o^2 \quad (9)$$

$$F_D = 1/2 \rho C_d A V_o^2 \quad (10)$$

여기서, ρ 는 공기밀도, A 는 기준 면적, V_o 는 깃에 대한 공기의 상대 속도, l 은 깃 단면의 시위 길이, C_l 은 양력계수, C_d 는 항력계수이다. 그리고 이들 사이에는 Fig. 3과 다음의 관계가 성립한다.

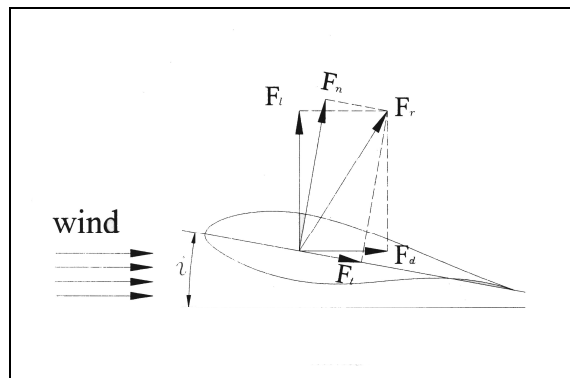


Fig. 3 Force vector on wind turbine blade

$$F_l^2 + F_d^2 = F_r^2, C_l^2 + C_d^2 = C_r^2 \quad (11)$$

깃의 시위에 수직한 힘 F_n 과 깃의 시위와 평행한 힘 F_t 는 다음 식에 의해 계산 된다.

$$F_n = \frac{1}{2} \rho A V^2 (C_l \cos i + C_d \sin i) \quad (12)$$

$$F_t = \frac{1}{2} \rho A V^2 (C_d \cos i - C_l \sin i) \quad (13)$$

따라서 다음과 같은 계수를 정의할 수 있다.

$$C_n = C_l \cos i + C_d \sin i \quad (14)$$

$$C_t = C_d \cos i - C_l \sin i \quad (15)$$

Fig. 4와 같이 깃의 길이 방향 미소 거리 dr 인 깃 요소에 작용하는 힘과 모멘트는 다음과 같다.

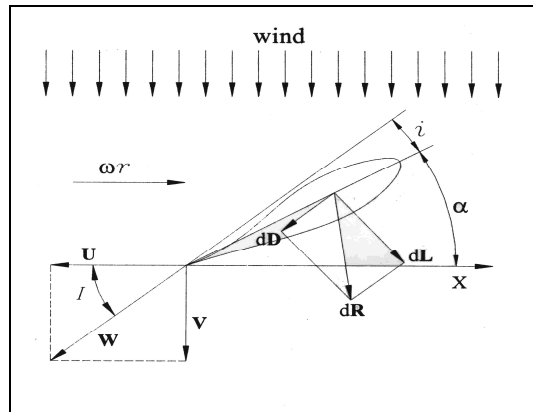


Fig. 4 Force and speed vector on the blade section

$$dF_x = dL \cos I + dD \sin I \quad (16)$$

$$dM = r(dL \sin I - dD \cos I) \quad (17)$$

여기서, $I = (\alpha + i)$ 는 유동각으로 다음과 같고

$$I = \tan^{-1} \left(\frac{V}{U} \right) \quad (18)$$

미소 양력(dL) 및 미소 항력(dD)은 다음과 같다.

$$dL = \frac{1}{2} \rho C_l W^2 dA, \quad dD = \frac{1}{2} \rho C_d W^2 dA \quad (19)$$

여기서, $dA = dr \cdot l$, $W^2 = U^2 + V^2 = V^2 + \omega^2 r^2$, $\cot I = \omega r / V$ 이다. 따라서 깃 요소에 작용하는 축 방향 힘과 회전축 모멘트는 다음과 같다.

$$dF_x = \frac{1}{2} \rho V^2 dA (1 + \cot^2 I) (C_l \cos I + C_d \sin I) \quad (20)$$

$$dM = \frac{1}{2} \rho V^2 r dA (1 + \cot^2 I) (C_l \sin I - C_d \cos I) \quad (21)$$

미소 깃 요소에 대한 출력은 $dP = \omega dM$ 이고, $\cot i = r\omega / V$ 이므로 다음과 같이 계산된다.

$$dP = \frac{1}{2} \rho V^3 dA \cot I (1 + \cot^2 I) (C_l \sin I - C_d \cos I) \quad (22)$$

한편, 공기로부터 풍차 깃에 전달된 동력(P)은 다음과 같다.

$$P = \int_0^R dF_x \cdot V = FV \quad (23)$$

이중 풍차 깃에 의하여 흡수된 유효 축 동력(useful power)은 $P_u = \omega M$ 이므로 풍차의 효율을 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\eta = \frac{P_u}{P} = \frac{M\omega}{FV} \quad (24)$$

3. Glauert의 와류 이론

와류 이론(vortex theory)은 회전날개를 지나는 유동에 후류 및 날개의 와류에 의해 유도되는 회전 유동을 고려하는 장점이 있다.[6]

가. 풍차 회전날개의 와류계

풍차가 바람을 받아 회전하면서 회전력을 발생할 경우에, 회전날개에는 속박 와류 (bound vortex)가 존재하며 이것으로 인하여 Kutta-Joukowski정리에 의해 회전력이 발생한다. 그리고 회전날개 끝과 허브에서는 비행기 날개에서 날개 끝 와류가 발생하듯이 자유 와류가 연장되고 풍속과 날개의 회전에 의하여 풍차 날개의 회전면 뒤에 나선 형태의 와류가 Fig. 5와 같이 형성되면서 후류를 형성한다. 이를 단순화하기 위해 회전날개의 깃 수가 무한히 많은 것으로 가정하고, Fig. 6과 같이 회전날개의 속박 와류는 회전면 위에 분포되어 있는 분포 와류로 대치되며, 후류에 의해 표시되는 자유와류는 날개의 허브에서 이어지는 중심 와류(central vortex)로 나누어 고려한다. 이들 와류들은 중심 와류를 제외하고는 모두 분포된 것으로 가정한다. 원주 와류는 날개의 회전면에 축 방향 속도와는 반대 방향의 속도 성분을 유지시키고, 중심 와류와 자오선 와류는 회전면 위에 날개의 회전 방향과는 반대 방향의 회전속도를 유지한다. 이 유도 회전속도는 회전날개에 상대 회전속도가 증가하는 방향이며 원주 와류에 의해 유도되는 축 방향 속도는 날개에 상대 축 방향 속도 성분을 감소시키는 방향으로 유도된다.

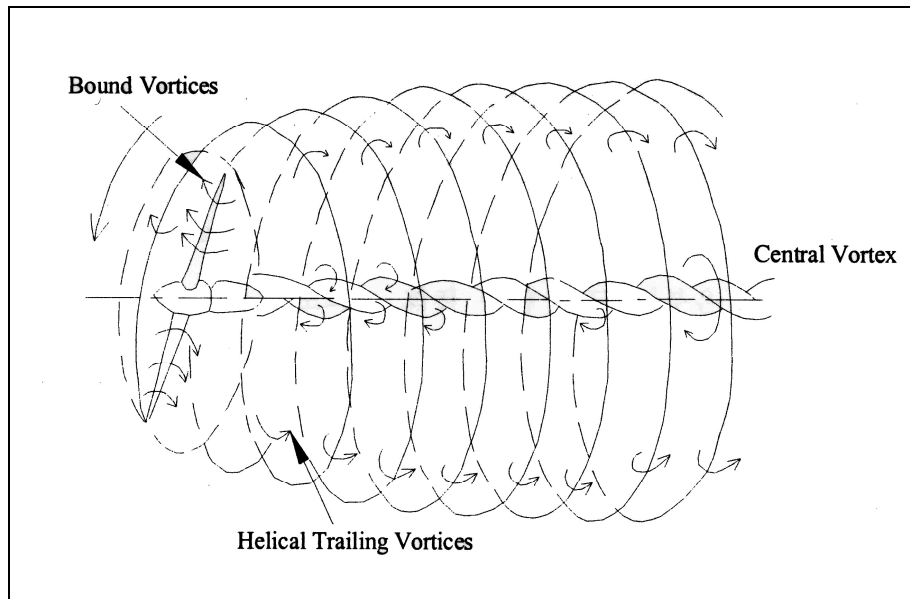


Fig. 5 The vortex system of wind turbine rotor

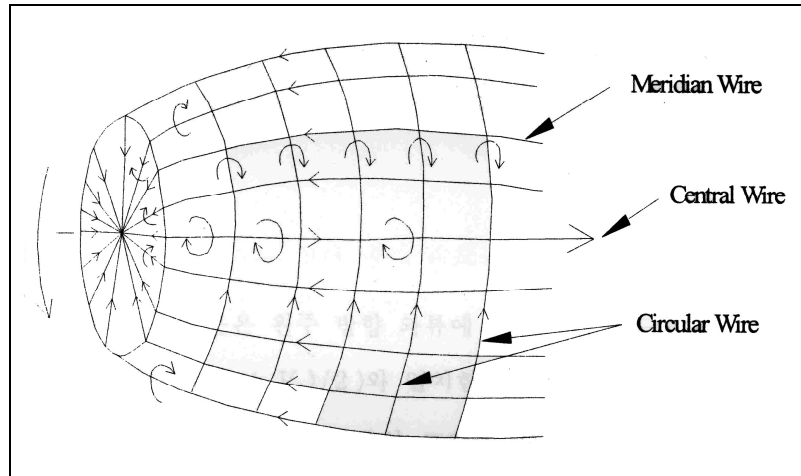


Fig. 6 Simplification of the vortex system

나. 유도 속도

회전면 속박 와류에 의하여 유도되는 회전 방향 속도를 (induced velocity by vortex on disc) v_d , 중심 와류에 의하여 유도되는 회전 방향 속도를 (induced velocity by the central vortex) v_c , 그리고 자오선 와류에 의하여 유도되는 회전 방향 속도를 (induced velocity by the meridian vortex) v_m 이라 하면, 회전면의 먼 상류에서는 회전 방향 속도가 없으므로, 이곳에 회전면에 의하여 유도되는 회전 방향 속도 성분과 중심 와류 및 자오선 와류에 의하여 유도되는 회전 방향 속도 성분은 방향이 서로 반대이고 그 크기가 같은 다음의 관계가 성립한다.

$$v_d = v_c + v_m \quad (25)$$

반대로 회전면에서 멀지 않은 후류 내부에서의 회전 방향 속도 성분은 다음과 같다.

$$v = v_d + v_c + v_m = 2v_d \quad (26)$$

매우 먼 하류에서는 회전면 와류의 영향은 거의 없으므로 다음 관계가 성립한다.

$$v = v_c + v_m = v_d \quad (27)$$

그리고 축 방향 속도 성분은 원주 방향 와류에 의해서만 유도되므로 이 속도는 Betz의 이론에서의 결과 ($V = (V_1 + V_2)/2$)와 일치한다. 와류계에 의하여 깃의 상대 회전속도는 증가하며 그 증가되는 속도 성분의 크기를 Ω 라 하면 회전면의 먼 하류에서 깃의 상대 회전속도는 $\omega + \Omega$ 와 같다. 여기서, $\omega + \Omega = h\omega$, ($h > 1.0$)라 하면, 날개의 회전면 위에서

의 상대 회전속도는 (28)식과 같게 되고 접선 방향의 속도 성분은 (29)식과 같게 된다.

$$\omega + \frac{\Omega}{2} = \left(\frac{1+h}{2}\right)\omega \quad (28)$$

$$U' = \left(\frac{1+h}{2}\right)\omega r \quad (29)$$

또한 회전면을 전후한 축 방향 속도 성분을 $V_2 = kV_1$, ($k < 1.0$) 라면, 다음의 관계가 성립한다.

$$V = \frac{V_1 + V_2}{2} = \frac{1+k}{2}V_1 \quad (30)$$

따라서 수정된 유동 각 및 깃의 상대 공기 속도 크기는 다음과 같다.

$$\begin{cases} \cot I = \frac{U'}{V} = \frac{\omega r}{V_1} \frac{1+h}{1+k} = \lambda \frac{1+h}{1+k} = \lambda_e \\ W = \frac{V_1(1+k)}{2 \sin I} = \frac{\omega r(1+h)}{2 \cos I} \end{cases} \quad (31)$$

다. 축 방향 힘과 회전력

위에서 유도된 유동각과 깃의 상대 공기 속도를 이용하여 축방향 힘 및 회전력을 계산하기 위하여 다음의 두 가지 방법으로 접근할 수 있다.

(1) 깃 요소 이론에 의한 방법

축 방향 힘은 Fig. 7과 같은 미소 길이 깃 요소의 양 · 항력 관계에서 다음의 (32)식과 같게 되고 회전 방향 힘은 (33)식과 같게 된다.

$$\begin{aligned} dF_y &= dL \cos I + dD \sin I \\ &= \frac{1}{2} \rho W^2 l dr (C_l \cos I + C_d \sin I) \\ &= \frac{1}{2} \rho W^2 l dr \frac{C_l (\cos I \cos \varepsilon + \sin I \sin \varepsilon)}{\cos \varepsilon} \end{aligned} \quad (32)$$

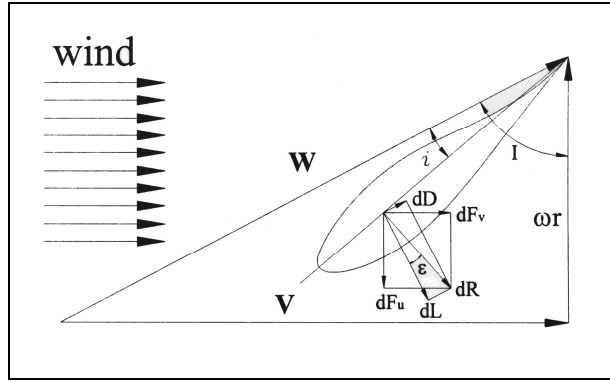


Fig. 7 Lift and drag relationship on the blade section

$$\begin{aligned}
 dF_u &= dL \sin I - dD \cos I \\
 &= \frac{1}{2} \rho W^2 l dr (C_l \sin I - C_d \cos I)
 \end{aligned} \tag{33}$$

$\tan \varepsilon = \sin \varepsilon / \cos \varepsilon = C_d / C_l$ 의 관계를 이용하면 위 두식은 다음과 같이 정리된다.

$$\begin{cases}
 dF_v = \frac{1}{2} \rho W^2 C_l l \frac{\cos(I - \varepsilon)}{\cos \varepsilon} dr \\
 dF_u = \frac{1}{2} \rho W^2 C_l l \frac{\sin(I - \varepsilon)}{\cos \varepsilon} dr
 \end{cases} \tag{34}$$

깃의 수를 b 라 하면 풍차 회전면의 미소 반경 dr 인 곳에서 발생하는 축 방향 힘과 회전 토크는 다음과 같다.

$$dF = b dF_v = \frac{1}{2} \rho b W^2 C_l l \frac{\cos(I - \varepsilon)}{\cos \varepsilon} dr \tag{35}$$

$$dM = r b dF_u = \frac{1}{2} \rho r b W^2 C_l l \frac{\sin(I - \varepsilon)}{\cos \varepsilon} dr \tag{36}$$

(2) 운동량 이론에 의한 방법

회전면을 전후한 축 방향 운동량 변화는 다음과 같다.

$$dF = \dot{m} \Delta V = \dot{m} (V_1 - V_2) \tag{37}$$

여기서, $\dot{m} = \rho 2\pi r dr V = \rho \pi r dr (1+k) V_1$ 이고, $V_2 = k V_1$ 인 관계를 이용하면 축방향 힘은 다음과 같다.

$$dF = \rho\pi r dr V_1^2 (1-k^2) \quad (38)$$

회전면을 전후한 각운동량 변화량은 각속도 변화가 Ω 이므로 다음과 같이 된다.

$$dM = \dot{m}\Delta\omega r^2 = \dot{m}r^2\Omega = \rho\pi r^3 dr V_1 (1+k)\Omega \quad (39)$$

또한, $\Omega = (h-1)\omega$ 를 대입하면 회전 토크는 다음과 같다.

$$dM = \rho\pi r^3 dr \omega V_1 (1+k)(h-1) \quad (40)$$

(3) 깃 요소 이론과 운동량 이론의 결합

위의 (1), (2) 항의 결과들은 서로 같아야 하므로 축 방향 힘인 (35)식과 (38)식을 같이 놓으면 다음과 같다.

$$\frac{1}{2}\rho b W^2 C_l l \frac{\cos(I-\varepsilon)}{\cos\varepsilon} dr = \rho\pi r dr V_1^2 (1-k^2) \quad (41)$$

(31)식에서 $W = V_1 \left(\frac{1+k}{2\sin I}\right)$ 이므로 이를 (41)식에 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$C_l b l = \frac{8\pi r (1-k) \sin^2 I \cos\varepsilon}{(1+k) \cos(I-\varepsilon)} \quad (42)$$

같은 방법으로 토크에 대하여 (36)식과 (40)식을 같이 놓고 (31)식을 결과를 대입하면 다음과 같이 된다.

$$C_l b l = \frac{4\pi r (h-1) \sin 2I \cos\varepsilon}{(h+1) \sin(I-\varepsilon)} \quad (43)$$

위의 (42)식 및 (43)식은 깃 하중을 나타내고 식의 형태는 다르지만 같은 양이 계산된다. 여기서, 다음과 같이 G와 E를 정의하고 이들을 결합하면 (46)식과 같은 결과를 얻게 된다.

$$(42) \text{식에서, } G \equiv \frac{1-k}{1+k} = \frac{C_l b l \cos(I-\varepsilon)}{8\pi r \cos\varepsilon \sin^2 I} \quad (44)$$

$$(43) \text{식에서, } E \equiv \frac{h-1}{h+1} = \frac{C_l b l \sin(I-\varepsilon)}{4\pi r \cos \varepsilon \sin 2I} \quad (45)$$

$$\frac{G}{E} = \frac{(1-k)(h+1)}{(h-1)(1+k)} = \cot(I-\varepsilon) \cot I \quad (46)$$

라. 국부 동력 계수

블레이드의 구간($r, r+dr$)을 통과하는 바람에 의해 얻어지는 최대 동력은 다음식에 의해 결정된다.

$$dP_u = \omega dM = \rho \pi r^3 dr \omega^2 (1+k)(h-1) \quad (47)$$

그리고 국부 동력계수는 다음과 같이 정의된다.

$$C_p = \frac{dP_u}{\rho \pi r dr V_1^2} = \frac{\omega^2 r^2}{V_1^2} (1+k)(h-1) = \lambda^2 (1+k)(h-1) \quad (48)$$

여기서, $\lambda = \omega r / V_1$ 이다.

국부 동력 계수가 최대가 되는 조건은 무한개의 블레이드를 가지는 이상적인 풍차에 항력이 없는 경우이다. 즉, 항력계수(C_d)가 '0'이 되어 $\tan \varepsilon = C_d / C_l = 0$ 인 경우이다. 이러한 조건을 이용하면 (46)은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\frac{G}{E} = \frac{(1-k)(h+1)}{(h-1)(1+k)} = \cot^2 I = \frac{\lambda^2 (1+h)^2}{(1+k)^2} \quad (49)$$

(49)식을 λ 에 관해서 정리하면 다음과 같다.

$$\lambda^2 = \frac{1-k^2}{h^2-1} \quad (50)$$

(50)식을 h 에 관하여 정리하면 다음과 같게 된다.

$$h = \sqrt{1 + \frac{1-k^2}{\lambda^2}} \quad (51)$$

(51)식을 (48)식에 대입하여 정리하면 동력계수는 다음과 같게 된다.

$$C_p = \lambda^2(1+k) \left(\sqrt{1 + \frac{1-k^2}{\lambda^2}} - 1 \right) \quad (52)$$

λ 가 주어진 경우 동력계수는 $dC_p/dk=0$ 을 만족하는 k 의 값에서 최대가 되므로

(52)식을 미분하여 정리하면 다음과 같은 관계를 얻을 수 있다.

$$\lambda^2 = \frac{1-3k+4k^3}{3k-1} \quad (53)$$

그리고 (53)식은 다음과 같이 정리된다.

$$4k^3 - 3k(\lambda^2 + 1) + \lambda^2 + 1 = 0 \quad (54)$$

$k = \sqrt{\lambda^2 + 1} \cos \theta$ 라 가정하여 (54)식에 대입한 후 양변을 $(\lambda^2 + 1)^{3/2}$ 으로 나누면 다음 식과 같게 된다.

$$4 \cos^3 \theta - 3 \cos \theta + \frac{1}{\sqrt{\lambda^2 + 1}} = 0 \quad (55)$$

$4 \cos^3 \theta - 3 \cos \theta = \cos 3\theta$ 인 관계를 이용하면 (55)식은 다음과 같이 된다.

$$\begin{cases} \cos 3\theta = -\frac{1}{\sqrt{\lambda^2 + 1}} \\ \cos(3\theta - \pi) = \frac{1}{\sqrt{\lambda^2 + 1}} \end{cases} \quad (56)$$

(56)식을 θ 에 관해서 정리하면 다음의 결과를 얻을 수 있다.

$$\theta = \frac{1}{3} \cos^{-1} \left(\frac{1}{\sqrt{\lambda^2 + 1}} \right) + \frac{\pi}{3} = \frac{1}{3} \tan^{-1} \lambda + \frac{\pi}{3} \quad (57)$$

이상과 같이 λ 값이 주어지면 (57)식에 의해 θ 를 결정하여 k 와 h 를 계산할 수 있기

때문에 국부 동력계수의 최대값이 계산 가능하게 된다. 즉 풍차의 동력은 깃 끝 속도비만의 함수로 요약 되므로 블레이드의 회전속도와 밀접한 관계를 가짐을 알 수 있다.

마. 풍차의 최적 받음각

(24)식의 풍차 효율 관계식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\eta = \frac{dP_u}{dP_t} = \frac{\omega dM}{VdF_v} = \frac{UdF_u}{VdF_v} \quad (58)$$

Fig. 7의 관계로부터 $dF_u = dR_l \sin I - dR_d \cos I$, $dF_v = dR_l \cos I + dR_d \sin I$ 을 대입하고 $\cot I = U/V$ 인 관계를 이용하면 (58)식은 다음과 같이 된다.

$$\eta = \frac{dR_l \sin I - dR_d \cos I}{dR_l \cos I + dR_d \sin I} \cot I \quad (59)$$

$\tan \varepsilon = dR_d / dR_l = C_d / C_l$ 이므로 (59)식은 다음과 같이 된다.

$$\eta = \frac{1 - \tan \varepsilon \cot I}{\cot I + \tan \varepsilon} \cot I = \frac{1 - \tan \varepsilon \cot I}{1 + \tan \varepsilon \tan I} \quad (60)$$

(60)식으로부터 풍차의 효율은 $\tan \varepsilon = C_d / C_l = 0$ 인 경우 최대가 된다. 실제의 경우 풍차에는 항력이 존재하므로 항력계수는 '0'이 될 수 없다. 즉, 양·항비가 최대인 받음각일 경우 풍차의 효율은 최대가 됨을 알 수 있다.

제 2 절 고효율 블레이드 공력설계

1. 공력설계 절차 및 방법

풍력발전용 블레이드의 공력설계란 궁극적으로 요구출력을 만족하는 블레이드의 시위길이 및 깃 각을 결정하는 것이다. 이를 위해 본 연구에서는 다음과 같은 절차 및 방법을 적용하였으며 수치 계산을 위해 전산해석코드를 작성하여 이용하였다.

가. 설계초기자료 입력

설계 초기자료로는 일종의 설계 변수로써 깃 끝 속도비, 로터직경, 블레이드 수, 블레이드의 테이퍼 비, 에어포일의 양·항 자료 등이 있으며 이들은 문헌 자료를 통해 대략적인 범위를 결정할 수 있으나 보다 효율적인 설계를 위해서는 각각의 설계변수변화에 따른 공력설계 결과가 충분히 분석되어 최적의 설계가 이루어 져야 한다.

일반적으로 수평축 풍력발전기는 보통 3개의 깃을 사용하고 깃 끝 속도비는 5~8이며 에어포일은 종전에는 NACA계열을 그대로 사용하거나 개선하여 사용하였는데, 최근에는 풍력발전 전용으로 개발된 여러가지 에어포일들이 사용된다. 또한 블레이드의 설계 방법으로는 보다 용이한 제작을 위해 일정한 테이퍼 비를 갖도록 설계하여 선형적인 시위길이 변화를 갖도록 설계하는 방법과 경량화를 위해 에어포일의 양항비가 최대가 되는 최적 받음각으로 설계하는 방법이 있다. 그리고 블레이드의 직경은 정격출력의 근사식으로부터 계산된다.

나. 축 방향 속도비와 선회속도비의 계산

- (1) 설계 깃 끝 속도비로부터 설계하고자 하는 단면의 속도비를 $\lambda = \lambda_0 \left(\frac{r}{R} \right)$ 인 관계를 이용하여 계산한다.
- (2) 속도비가 λ 가 계산되면 (57)식에 의해 θ 를 계산한다.
- (3) 계산된 θ 를 이용하여 k 값을 계산하고, 이를 이용하여 h 값을 계산한다.

다. 깃 각 결정

- (1) (31)식을 이용하여 $\cot I$ 값을 계산하고 이로부터 유동각 I 를 계산한다.
- (2) Fig. 7에서 $\alpha = I - i$ 인 관계를 이용하여 블레이드 단면의 깃 각을 결정한다.

라. 시위길이 결정

- (1) $\tan \varepsilon = C_d / C_l$ 인 관계를 이용하여 ε 을 계산한 후 (42)식이나 (43)식을 이용하여 ξ 하중을 계산한다.
- (2) 계산된 ξ 하중으로부터 시위길이를 결정한다.

2. 공력설계변수 분석 및 최적화

가. 에어포일 특성

ξ 단면의 에어포일은 풍력 발전기의 여러 가지 성능을 결정하는 중요한 요소이다. 일반적으로 에어포일을 선정하는 기준은 레이놀즈 수 변화에 따른 양력의 변화가 적을 것, 최대 양력계수 및 실속 받음각이 클 것, 최대 양항비가 클 것, 구조적 강도 보장을 위해 두께가 비교적 두꺼울 것, 등이 있다. 또한, 출력 제어 방법에 따라서도 각각의 목적에 맞는 에어포일 선정되는데 가변 피치 제어 방식으로 운용되는 경우 ξ 각 변화에 따른 동력 계수의 변화가 큰 에어포일이 효과적이다.[2]

본 연구에서는 저 풍속형 고효율 블레이드에 적합한 DU 93-W-210을 적용하였다.

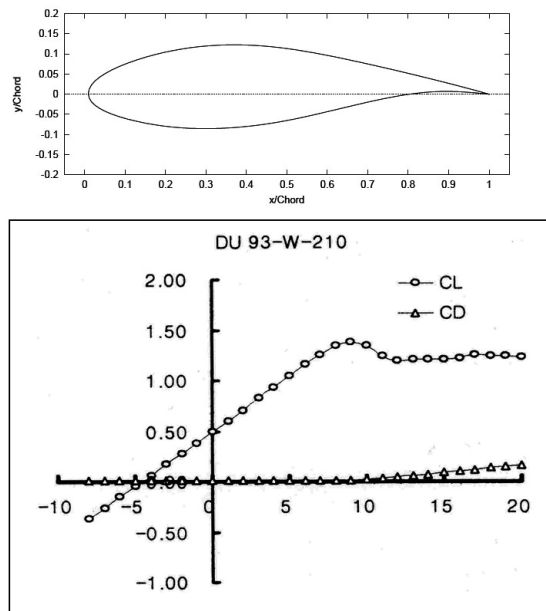


Fig. 8 Airfoil shape and aerodynamic characteristics of DU 93-W-210

나. 블레이드 직경

풍력 발전 블레이드의 직경은 (61)식 및 (62)식과 같은 정격 출력에 대한 근사식으로 구할 수 있다.

$$P_{\max} = 0.37AV^3 \quad (61)$$

$$P = 0.2D^2V^3 \quad (62)$$

여기서, P_{\max} 는 Betz의 이론에 의한 풍차의 최대 출력이며 P 는 설계하고자 하는 정격출력 이다.

일반적으로 풍력발전기의 정격풍속은 연간에너지 밀도가 가장 높은 풍속을 기준으로 선정되며, 국내와 같은 기상 조건에 가장 적합한 정격풍속은 12 m/s내외로 알려져 있다. 그러나 이는 대형 풍력발전시스템에서는 어느 정도 타당성을 가지지만 소형 풍력발전 시스템에서는 적절치 못하다. 설치한 소형 풍력발전시스템이 작동하는 날보다 정지한 날이 더 많다면 이용에 큰 매력을 느끼지 못할 것은 자명한 것이다. 선진국에서 이미 인증된 시스템을 직접 수입하여도 국내에 적용하기 어려운 점이 바로 이러한 문제 때문이다. 따라서 본 연구에서는 블레이드의 직경이 다소 커지는 것을 감수 하더라도 가능한 낮은 정격풍속을 갖도록 설계하였다.

다. 시위 및 깃 각 설계 방법

시위 길이를 설계하는 방법으로는 여러 가지가 있으나, 본 연구에서는 가장 일반적으로 적용되는 최대 양항비를 갖는 최적의 받음각으로 설계하는 방법과 제작의 편의성을 위해 선형적인 시위 길이 변화를 갖도록 설계하는 방법을 검토하였다.

라. 깃 끝 속도비

설계 깃 끝 속도비에 따른 블레이드의 특성은 일반적으로 깃 끝속도비가 커질수록 블레이드의 시위 길이는 작아져서 경량화에 유리하다. 또한 이러한 경우에는 블레이드의 폭이 좁아지더라도 정격 회전속도가 커져 이때 발생하는 원심력에 의해 블레이드의 굽힘 모멘트는 감소하기 때문에 구조적으로 크게 불리하지는 않다. 그러나 회전속도가 너무 빠르면 발생하는 소음이 매우 커 소음공해를 일으킬 수 있기 때문에 너무 큰 깃 끝 속도비로 설계하는 것은 피해야 한다. 깃 끝 속도비가 커지면 날개 뿌리 부위의 동력계수는 커지는 반면 날개 끝 부분의 동력 계수는 작아지므로 전체적인 동력계수에는 큰 변화가 없게 된다. 그러나 깃 끝 속도비가 과도하게 커지면 동력계수는 점차 감소하게 됨을 확인할 수 있다. 따라서 깃 끝 속도비는 적절한 범위 내에서 선택하되 소음 감소

및 경량화를 위해 가능한 낮은 값을 선택하는 것이 타당할 것으로 판단된다. [2]

3. 공력설계 결과

본 연구의 대상인 풍차의 정격 출력은 500 W 이므로 발전기 효율, 동력 전달 계통의 기계적 효율 등을 고려하여 공력 설계를 위한 출력을 625 W로 하였다. 블레이드의 정격풍속은 과도한 직경증가를 피하면서도 저 풍속에 유리하도록 8 m/s로 결정하였다. 이에 따라 블레이드의 직경은 정격 출력의 근사식을 통해 2.5 m로 결정되었다. 설계깃 끝 속도비(λ_o)는 출력을 높이면서도 소음을 감소시키기 위한 가장 합리적인 값으로서 7을 선택하였다. 그리고 운용 중 발생하는 공력소음을 저감시키기 위해 블레이드 끝부분을 완만하게 설계하였다. 이와 같은 과정을 거쳐 최종적으로 설계된 블레이드의 제원은 Table 2과 같고 3차원 모델링 한 결과는 Fig. 9와 같다.

Table 2 Aerodynamic design results of 1 kW class wind turbine blade

Blade power	500 W
Cut in wind speed	3 m/s
Rated wind speed	8 m/s
Cut out wind speed	20 m/s
Design tip speed ratio	7
Rated RPM	433 rpm
Blade number	3
Rotor diameter	2.5 m
Aerodynamic profile	DU 93-W-210
Blade root chord	149.208 mm
Blade tip chord	42.727 mm
Blade total twist	24.353 deg



Fig. 9 Designed aerodynamic shape of 500W class wind turbine blade

제 3 절 공력 성능 해석

1. 공력 해석 절차 및 방법

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

가. 공력설계 결과 입력

공력 설계 결과는 각 단면별 시위길이와 깃 각 및 에어포일의 양력 및 항력 자료, 블레이드 수 등을 의미하며 공력 해석을 위해 이와 같은 값들이 초기 자료로 입력된다.

나. 단면 에어포일의 받음각 결정

- (1) 유동각 I 를 $0^\circ \sim 90^\circ$ 범위 내에서 적절한 단위로 나누어 고려하며 $I = \alpha + i$ 인 관계를 이용하여 각각의 받음각을 계산한다.
- (2) 계산된 받음각에 해당하는 에어포일의 양·항력계수를 찾고 $\tan \varepsilon = C_d / C_l$ 인 관계를 이용하여 ε 값을 계산한다.

다. 블레이드의 출력 계산

- (1) (44)식과 (45)식의 G 값과 E 값의 정의를 이용하여 각각을 계산한다.
- (2) (44)식과 (45)식에서 $k = (1-G)/(1+G), h = (1+E)/(1-E)$ 인 관계를 이용하여 k 값과 h 값을 계산한다.
- (3) (31)식의 결과를 이용하여 유동각 I 에 관한 설계 깃 끝 속도비 λ_o 를 계산한다.
- (4) (39)식과 (40)식을 블레이드 길이방향으로 적분하면 다음과 같은 축 방향 하중과 모멘트를 계산 할 수 있다.

$$F = \int_0^R \rho \pi v_1^2 (1-k^2) r dr \quad (63)$$

$$M = \int_0^R \rho \pi v_1 \omega (1+k)(h-1) r^3 dr \quad (64)$$

또한 추력계수 및 모멘트계수, 출력계수를 다음과 같이 정의하여 계산한다.

$$C_F = \frac{2F}{\rho S V_1^2} = 2 \int_0^1 (1-k^2) \frac{r}{R} d\left(\frac{r}{R}\right) \quad (65)$$

$$C_M = \frac{2M}{\rho S V_1^2 R} = 2 \int_0^1 (1+k^2) E \cot I \frac{r^2}{R^2} d\left(\frac{r}{R}\right) \quad (66)$$

$$C_P = C_M \times \lambda_o \quad (67)$$

- (5) 계산된 결과를 검색하여 설계 깃 끝 속도비가 1 ~ 20인 범위를 유효 범위로 압축하고 이에 대한 결과들을 따로 종합한다.
- (6) 이상의 결과에서 설계 깃 끝 속도비가 계산된 데이터의 사이에 위치한 경우 보간법에 의해 계산한다.

2. 공력 해석 결과

Fig. 10는 깃 끝 속도비에 대한 동력계수의 변화를 분석한 것이다. 그래프에서 알 수 있듯이 깃 끝 속도비 7에 대해서 동력계수는 최대값을 가지며 그 외의 다른 깃 끝 속도비에서는 현저하게 감소함을 확인할 수 있다. Fig. 11은 동력계수를 이용하여 계산된 블레이드 출력곡선으로서 정격풍속인 8m/s에서 요구 출력인 500W에 비하여 669W로 블레이드의 공력설계가 잘 되었음을 확인하였다.

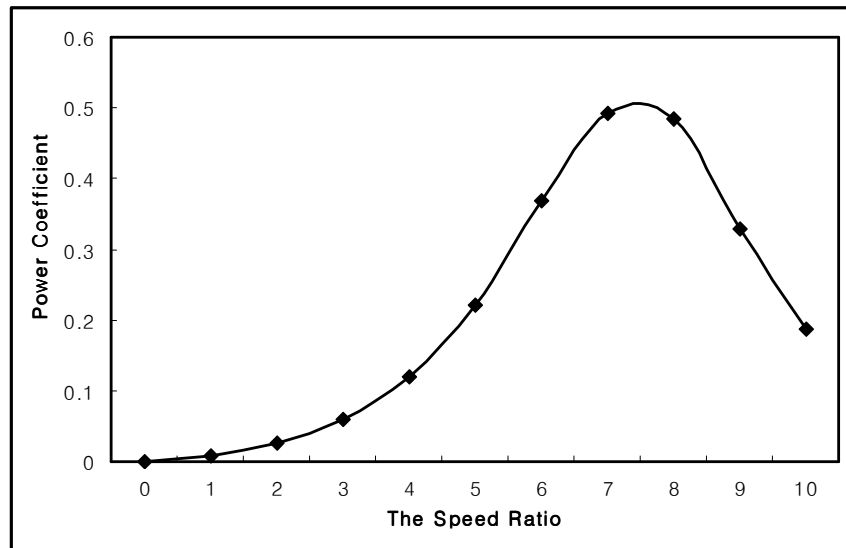


Fig. 10 Power Coefficient vs. The Speed Ratio

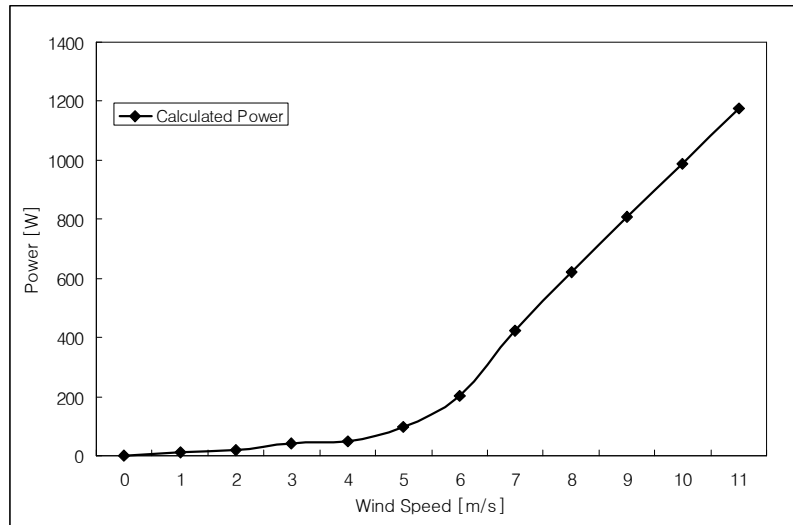


Fig. 11 Power of aerodynamic analysis

Table 3 The result of aerodynamic analysis

V(m/s)	8
λ_0	7
C_p	0.49294
P(W)	743.3360077
P_e (W)	669.002

제 4 장 경량 블레이드 구조설계

제 1 절 하중 조건 및 하중 계산

풍력발전용 블레이드에 작용하는 하중으로는 공력하중, 원심하중, 열적하중, 결빙에 의한 하중 등이 있으나, 본 연구의 블레이드는 상온에서 성형 될 예정이므로 성형조건과 운용조건에 온도차에 의해 발생하는 열적하중은 무시할 수 있으며, 그 표면적이 크지 않으므로 결빙에 의한 무게증가 또한 무시할 수 있다. 따라서 고려되어지는 구조설계 하중은 공력하중과 회전에 의한 원심하중이며 그 내용은 Table 4와 같다. 여기서 공력하중은 회전날개의 깃에서 발생하는 힘을 말하며, 이 힘은 깃의 굽힘이나 비틀림을 일으키고, 특히 풍력발전용 회전날개에서는 회전하는 힘을 발생시킨다.

Table 4 Load case for structural design

Load Case	Case I	Case II	Case III
Reference wind speed	8 m/s	20 m/s	55 m/s
Gust condition ($\pm 20\text{ m/s}$, $\pm 40^\circ$)	With gust	With gust	Storm condition
Rotational speed	433 rpm	1069 rpm	Stop

1. 굽힘 하중 계산

굽힘 하중은 깃 단면의 시위에 수직하게 작용하는 힘으로 정의되며, 그 크기는 바람의 세기나 깃의 받음각에 따라 달라지므로 각각의 상황에 따라 다르게 계산되어야 한다. 일반적으로 풍력발전기용 회전날개를 설계함에 있어 고려되어야 할 상황은 정상 작동시 돌풍의 상황, 정지시 폭풍의 상황이다. 돌풍은 수초 정도의 짧은 시간에 바람의 속도와 방향이 각각 10 ~ 20 m/s, 12° ~ 30° 정도로 변화하는 상황을 말하는데, 풍력발전기는 바람의 방향이 바뀔 때 따라 즉각적으로 움직일 수 없기 때문에, 돌풍의 방향과 블레이드의 회전축이 이루는 각도는 30° ~ 40° 까지도 증가될 수 있으며, 이것은 회전날개의 굽힘 응력을 증가시키는 요인이 되고, 일반적으로 회전날개의 굽힘 응력 증가 요인은, 바람의 속도 변화에 의한 것 보다 받음각 변화에 의한 것이 더 큰 것으로 알려져 있다. 한편 폭풍은 풍속 45 m/s 이상으로 정의된다.

가. 정상 작동시 돌풍에 의한 굽힘 하중

돌풍이 고려된 회전날개의 깃에서 발생하는 공기력을 계산하기 위해서는 Fig. 12와 같이 돌풍의 주된 특성인 받음각이나 속도의 변화가 고려되어야 한다. 회전날개의 깃단면에서 발생하는 공기력은 받음각과 속도의 함수이므로 이를 계산하기 위해서는 돌풍에 의해 변화되는 받음각과 속도의 계산이 선행되어야 한다.

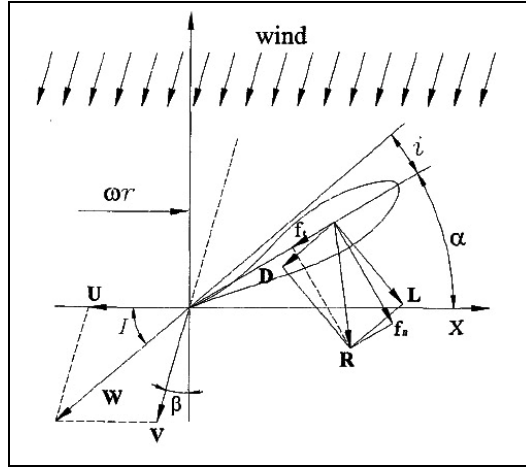


Fig. 12 Section of a rotor blade in gust

회전축으로부터 거리 r 인 깃 단면의 회전 선속도는 다음과 같다.

$$U = U_o \frac{r}{R} \quad (68)$$

회전 선속도가 결정되면 다음 식에 의해 실제 회전하는 깃 단면에 작용하는 돌풍의 속도(W)와 유동각(I)를 구할 수 있다.

$$W = \sqrt{U^2 + V^2 + 2UV \sin \beta} \quad (69)$$

$$\tan I = \frac{V \cos \beta}{U + V \sin \beta} \quad (70)$$

유동각이 계산되면 $i = I - \alpha$ 인 관계를 이용하여 받음각을 계산한다. 받음각과 속도가 결정되면 깃 단면에 발생하는 양력(L)과 항력(D)은 다음과 같이 계산된다.

$$L = \frac{1}{2} \rho C_l W^2 l \quad (71)$$

$$D = \frac{1}{2} \rho C_d W^2 l$$

이 힘들을 실제 블레이드에 작용하는 굽힘하중의 계산에 적용하기에는 좌표축 설정 등 여러가지 어려움이 있으므로, Fig. 12에서와 같이 깃 단면 시위에 수직한 힘과 수평한 힘으로 분해한다. 먼저 양력계수(C_l)과 항력계수(C_d)를 (14)식과 (15)식을 이용하여, 시위에 수직한 성분(C_n)과 수평한 성분(C_t)으로 분해하고 시위에 수직한 힘(f_n)과 수평한 힘(f_t)을 다음 식에 의해 계산한다.

$$f_n = \frac{1}{2} \rho C_n l W^2$$

$$f_t = \frac{1}{2} \rho C_t l W^2$$
(72)

여기서 계산된 f_n 과 f_t 는 깃 단면에 국한된 힘이므로 회전날개 전체에 발생하는 힘을 구하기 위해서는 거리 r 에 대해 적분을 해야 한다. 실제로 회전날개는 테이퍼 되어있기 때문에 각 단면의 시위는 모두 다르지만 계산의 복잡성을 피하기 위해 어느 정도 오차를 허용할 수 있는 구간(Δr)내에서는 일정한 시위길이를 갖는다고 가정하여, 공력에 의해 발생되어지는 하중과 모멘트를 각각 다음 식에 의해 계산하였다.

$$F_t = \sum f_t \times \Delta r, F_{t(i)} = f_{t(i)} \times \Delta r + F_{t(i-1)}$$

$$F_n = \sum f_n \times \Delta r, F_{n(i)} = f_{n(i)} \times \Delta r + F_{n(i-1)}$$
(73)

$$M_t = \sum F_t \times \Delta r, M_{t(i)} = F_{t(i)} \times \Delta r + M_{t(i-1)}$$

$$M_n = \sum F_n \times \Delta r, M_{n(i)} = F_{n(i)} \times \Delta r + M_{n(i-1)}$$
(74)

본 연구에서는 Table 4의 하중조건에 대하여 $20m/s$ 의 돌풍을 각각 0° 에서 40° 까지 1° 씩 변화 시키면서 공력 하중을 계산하였으며 이중 가장 큰 힘이 발생할 때를 구조해석에 적용하도록 하였다.

나. 정지 시 폭풍에 의한 굽힘 하중

폭풍이 부는 상황에서의 회전날개에 작용하는 공기력은 돌풍이 불때와 다소 차이가 있다. 이때의 회전날개는 이미 피치각 및 방향 제어장치에 의해 정지되는 있기 때문이다. 그러므로 이 경우의 회전날개는 Fig. 13과 같이 이상화하여 평판이론을 적용할 수 있다. 평판에 작용하는 힘 f_v 는 다음의 (75)식에 의해 계산할 수 있고 이때의 항력계수 C_d 의 값은 2.0을 사용하였다.

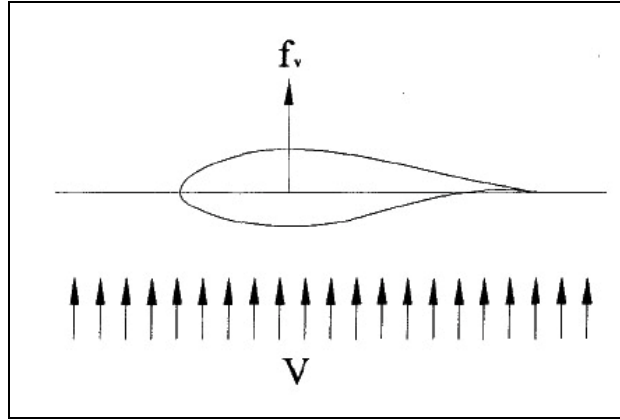


Fig. 13 Aerodynamic force due to storm in stop

$$f_v = \frac{1}{2} \rho C_d l V^2 \quad (75)$$

여기서 계산된 힘 역시 돌풍을 고려할 때와 마찬가지로 단면에 국한된 힘이므로 회전 날개의 길이 방향에 대해 적분해야 한다. 힘과 모멘트를 적분하는 방법과 적분 구간은 돌풍일 때와 같으며 그 계산식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} F_v &= \sum f_v \times \Delta r, F_{v(i)} = f_{v(i)} \times \Delta r + F_{v(i-1)} \\ M_v &= \sum F_v \times \Delta r, M_{v(i)} = F_{v(i)} \times \Delta r + M_{v(i-1)} \end{aligned} \quad (76)$$

다. 하중 해석 결과

Fig. 14 ~ Fig. 16는 각 하중조건별 하중해석 결과이며 load case II의 경우가 블레이드에 가장 큰 모멘트를 유발함을 확인하였다. 따라서 본 연구의 구조설계는 이와 같은 load case II의 하중을 기준으로 수행하였다.

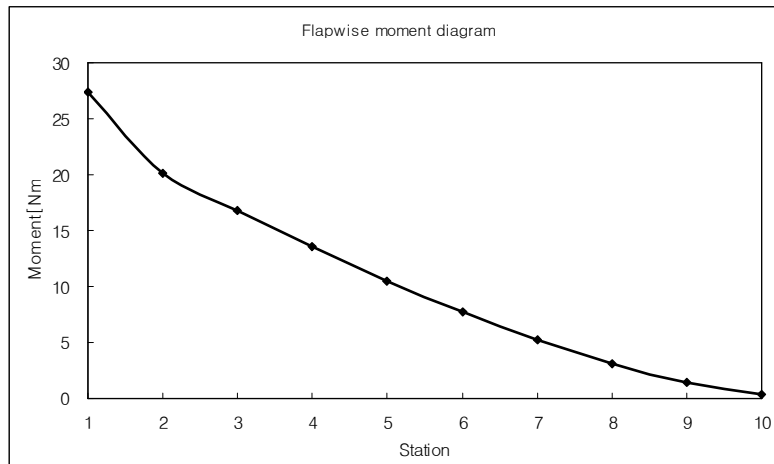


Fig. 14 Flapwise moment diagram for load case I

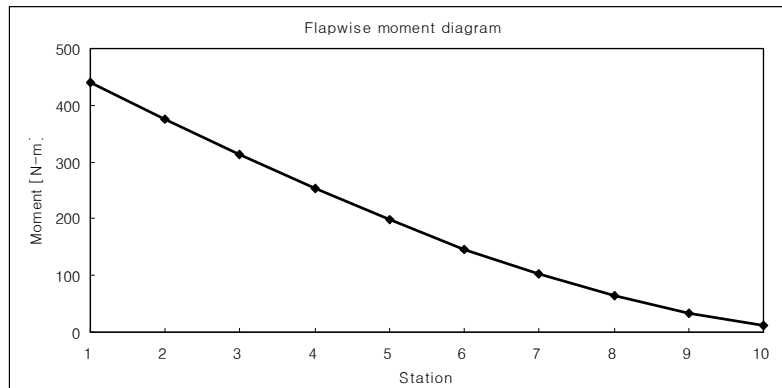


Fig. 15 Flapwise moment diagram for load case II

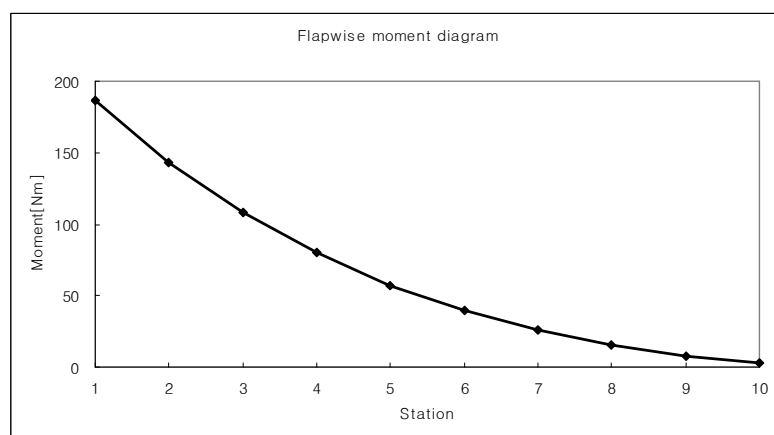


Fig. 16 Flapwise moment diagram for load case III

제 2 절 기본구조단면 형상설계

복합재 블레이드의 구조설계를 위한 기본 구조는 Fig. 17과 같은 샌드위치 구조를 채택하였다. 이러한 구조는 45° 방향으로 적층하여 주로 전단하중을 담당하는 표피와 블레이드의 길이방향으로 적층되어 주로 굽힘 하중을 담당하는 스파로 구성되었으며, 내부에는 좌굴 강도를 현저하게 개선시키고 높은 진동감쇠효과를 갖도록 폴리우레탄 폼이 적층된다.

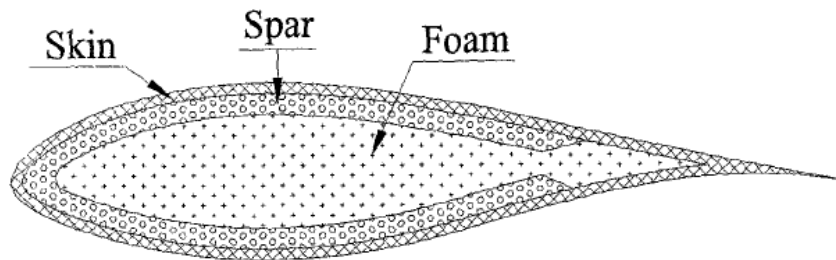


Fig. 17 Section design model for blade structure

이와 같이 구조설계는 기본 형상에 적절한 두께를 가정하여 초기 구조 설계를 확정된 후 구조해석을 통해 설계를 개선하는 방법을 적용하였다. Table 5는 이와 같은 시행착오법을 적용하여 최종 확정된 구조설계의 결과이다. 그리고 Table 6은 대상 블레이드에 적용된 재료의 물성값이다.

Table 5 Structural design results

Station (r/R)	Thickness (mm)	
	Upper surface	Lower surface
Root ~ 0.1	Skin 1t(4ply)/Spar 6.75t(27ply)	Skin 1t(4ply)/Spar 6.75t(27ply)
0.1 ~ 0.2	Skin 1t(4ply)/Spar 2.25t(9ply)	Skin 1t(4ply)/Spar 2.25t(9ply)
0.2 ~ 0.3	Skin 1t(4ply)/Spar 2.70t(11ply)	Skin 1t(4ply)/Spar 2.70t(11ply)
0.3 ~ 0.4	Skin 1t(4ply)/Spar 3.15t(13ply)	Skin 1t(4ply)/Spar 3.15t(13ply)
0.4 ~ 0.5	Skin 1t(4ply)/Spar 3.15t(13ply)	Skin 1t(4ply)/Spar 3.15t(13ply)
0.5 ~ 0.6	Skin 1t(4ply)/Spar 3.15t(13ply)	Skin 1t(4ply)/Spar 3.15t(13ply)
0.6 ~ 0.7	Skin 1t(4ply)/Spar 3.15t(13ply)	Skin 1t(4ply)/Spar 3.15t(13ply)
0.7 ~ 0.8	Skin 1t(4ply)/Spar 1.35t(6ply)	Skin 1t(4ply)/Spar 1.35t(6ply)
0.8 ~ 0.9	Skin 1t(4ply)/Spar 0.45t(2ply)	Skin 1t(4ply)/Spar 0.45t(2ply)
0.9 ~ 1.0	Skin 1t(4ply)/Spar 0.225t(1ply)	Skin 1t(4ply)/Spar 0.225t(1ply)

Table 6 Mechanical properties of materials used in the present blade design

	Glass/Epoxy Fabric	Polyurethane Foam
E_{11} [N/mm ²]	10500	60.86
E_{22} [N/mm ²]	10500	59.86
G_{12} [N/mm ²]	1450	19.18
ν	0.27	0.2
X_t [N/mm ²]	283.9	2.63
X_c [N/mm ²]	184.6	1.41
Y_t [N/mm ²]	283.9	2.49
Y_c [N/mm ²]	184.6	1.41
S [N/mm ²]	15.0	0.71
S [N/mm ²]	1.705	0.1197
Ply thickness [mm]	0.25	12.5

제 3 절 구조 해석

풍력발전용 블레이드의 구조해석에는 일반적으로 강도해석이 고려되며, 공진 등의 동적인 문제와 좌굴 등이 검토된다. 특히 복합재료는 일반적으로 압축하중에 약하기 때문에 압축응력이 작용하는 부위의 안전성을 면밀히 검토하여야 한다.[15] 본 연구에서는 정적강도해석과 고유진동수해석 및 좌굴해석을 위해 유한요소 상용코드인 MSC.Nastran을 사용하였으며, 안전성 검토를 위한 파괴기준으로는 최대응력파괴이론 [16]과 Tasi-Wu 파괴이론 [17]을 적용하였다. Fig. 18는 유한요소 해석을 위한 격자(mesh) 생성 결과이며, 총 12632개의 요소로 구성되었다. 하중은 0.1 r/R 간격으로 분포 하중을 적용하였으며, 경계 조건은 날개의 뿌리 부분에 고정 조건을 적용하였다.



Fig. 18 Mesh generation for FEM analysis

1. 선형 정적 해석

선형 정적 해석 결과 블레이드 한 개의 무게는 약 1.3 kg으로서 크기에 비해 경량의 블레이드로 설계되었음을 확인하였다. Table 7은 각 하중 조건에 따른 유한 요소 선형 정적 해석의 결과 및 이에 대한 파괴 여부를 검토한 것이다. 파괴 기준은 그 값 1 이상이면 파괴됨을 의미하며, 구조물의 안전도를 판단하는 기준이 된다. 선형 정적 해석 결과를 검토한 결과 최소 안전계수 4.33이 확보되는 안전한 구조로 설계되었음을 확인하였다. Fig. 19은 최대 하중인 설계하중(load case II)에 대한 응력분포이며 Fig. 20는 이때의 변위 분포로서 최대 깃 끝 변위가 151 mm로 확인되었다.

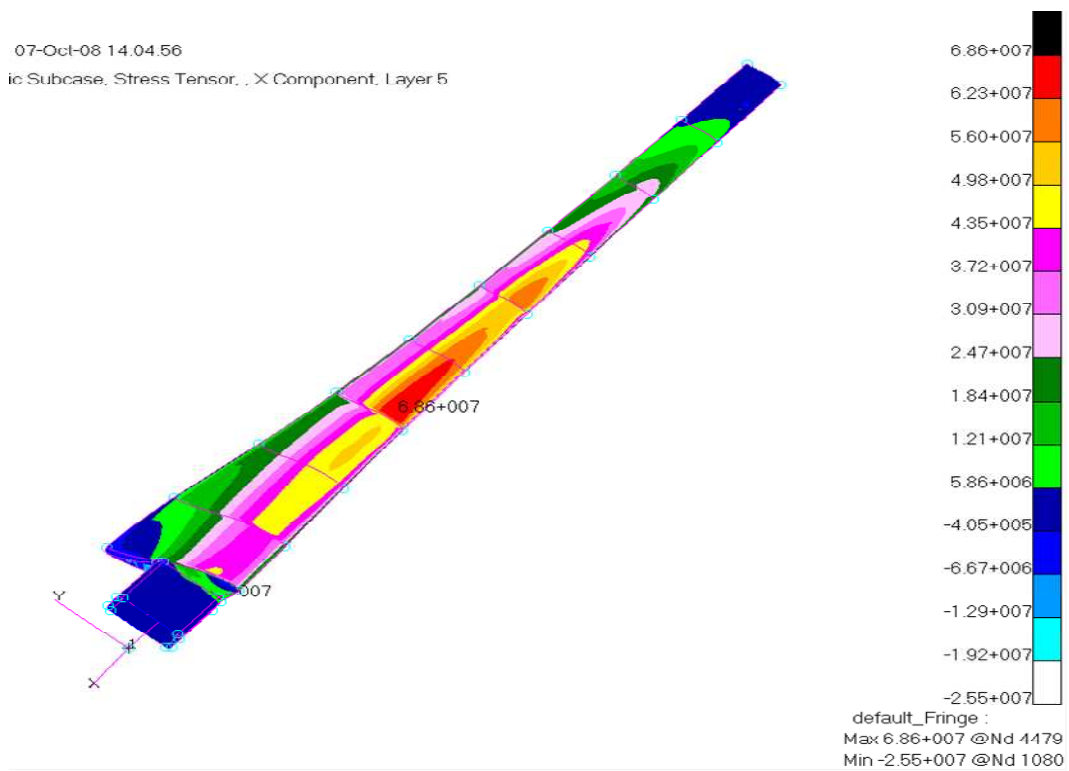


Fig. 19 Stress analysis result of load case II

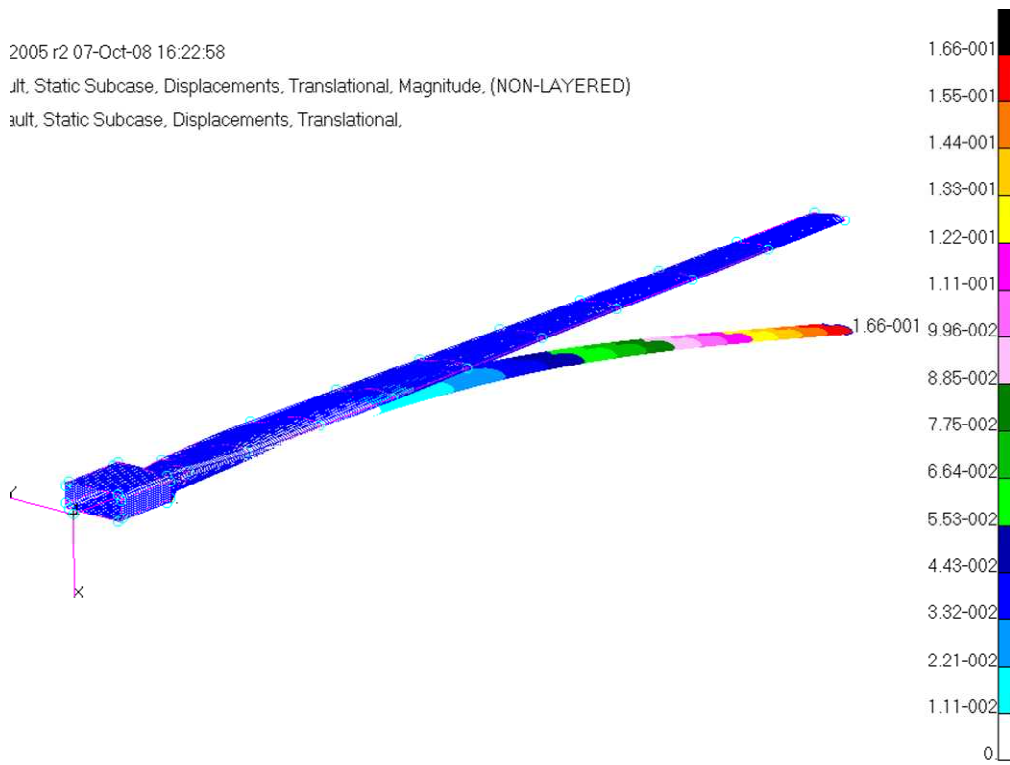


Fig. 20 Displacement analysis result of load case II

Table 7 Structural analysis results

		Case II
Max. stress [MPa]	Ten.	68.7
	Com.	25.5
Max. disp. [mm]		166
Tasi-Wu failure critrion		0.577

2. 고유진동수 해석 및 공진 가능성 검토

고유 진동수 해석은 구조물의 공진 여부를 검토하기 위해 수행되었으며, 3개의 회전날개를 가진 경우 1, 3, 6 P.R.O.가 중요하다. 특히 본 연구의 대상은 회전하는 구조물이므로 공진 여부를 반드시 검토하여야 한다. Fig. 21의 Campbell 선도를 검토해보면 운용회전수인 433 rpm 근처에서는 공진이 발생하지 않음을 확인 할 수 있다. Fig. 22~ Fig. 23은 각각의 모드형상 및 진동수 해석결과를 도시한 것이다.

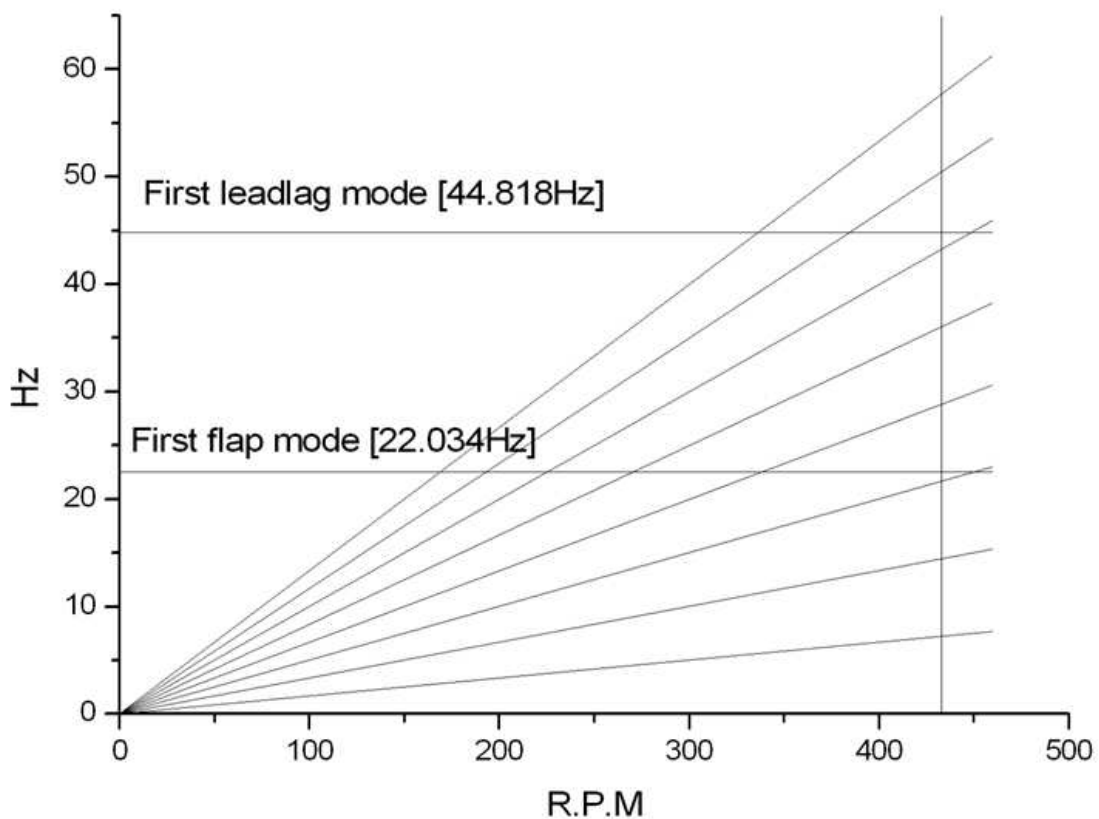


Fig. 21 Campbell diagram for resonance check



Fig. 22 First flap mode shape and frequency



Fig. 23 First leadlag mode shape and frequency

3. 좌굴 해석

좌굴 해석결과 1차 좌굴 하중 배수가 1.2073으로 좌굴에 대해 안전함을 확인하였다. 여기서 하중 배수(load factor)란 현재 작용 하중에 이 값을 곱하면 해당 모드의 좌굴이 발생함을 의미하는 것으로서 주어진 하중에 대해 구조물의 좌굴에 대한 안전성을 나타내는 일종의 안전계수이다.

Fig. 24 ~ Fig. 25은 하중조건 II에 대한 좌굴해석의 결과를 도시한 것으로 운용중 좌굴 발생의 가능성은 희박함을 확인하였다.



Fig. 24 First buckling mode shape and load factor at load case II



Fig. 25 Second buckling mode shape and load factor at load case II

제 4 절 조류 충돌 모사

1. 유체-구조 연성 기법

유체-구조물 연계(fluid-structure interaction)는 대표적인 연성해석(coupled analysis)의 한 분야로서 최근 많은 연구자들에 의해 해석 방법 및 관련된 응용 연구가 수행되어져 왔다. 연성해석이란, 서로 다른 물리적 특성을 가지는 두 가지 이상의 장(field)이 결합할 경우에 전체를 하나의 시스템으로 정의하여 상호작용에 의한 영향을 고려한 해석을 의미한다. 본 연구에서는 사용중인 MSC/Dytran을 이용하여 블레이드에 있을 수 있는 유체 충돌에 대하여 해석하고자 한다.[18]

2. MSC/Dytran 연계기법

MSC/Dytran은 구조물 해석에 대해서는 라그랑지 기술법을 적용한 유한요소법을 사용하고, 유체의 경우 오일러 기술법을 적용한 유한체적법(FVM ; Finite Volume Method)을 사용한다. 유한체적법은 전산유체역학(CFD ; Computational Fluid Dynamics) 분야에서 집중적으로 다루어지는 수치해석 기법이다. 단순히 미분방정식을 근사화하는 유한차분법과는 달리 검사체적내의 적분이 지배방정식을 만족하도록 하는 배열법(collocation method)의 일종이다.[18]

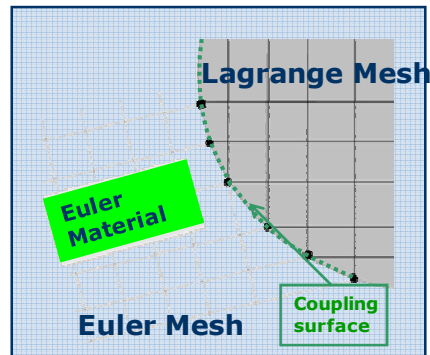


Fig. 26 ALE coupling

MSC/Dytran에서는 유체-구조물 연계를 위해 일반 연계(general coupling)와 ALE 연계(ALE coupling)를 제공하고 있다. 먼저, ALE 연계의 경우 일반 연계에 비해 계산시간에 있어 상당한 이점이 있으며, 적은 수의 오일러 격자로도 충분한 해석이 가능하다. 그러나, 구조물의 변형이 완만하여 오일러 격자가 구조물의 운동을 충분히 따라갈 수 있어야 하며, 오일러 격자/ALE 연계면/라그랑지 격자의 절점들을 서로 공유해야 하는 제약이 있기 때문에 해석모델의 형상이 단순해야 한다. 이러한 특징에서 알 수 있듯이

형상이 단순하고 연계면의 변형이 그다지 심하지 않은 경우의 문제에 한정적으로 사용할 수 있다.

3. 해석 방안의 타당성 검증

항공기 조류 충돌에 관한 접근은 해석적 접근을 바탕으로 충돌 시험을 통해 해석 결과와 시험 결과를 통상 비교 검토한다. 본 연구에서는 수치 해석적 접근을 수행하였으므로 적용한 유한 요소 코드인 MSC/DYTRAN 을 이용한 조류 충돌 해석의 타당성 검증을 위하여 선행 연구 결과와 비교 검토하였다.[19]

일반적으로 자연에 존재하는 조류는 종류가 매우 다양하여 밀도와 크기가 다르다. 선행 연구결과에 따르면 조류 충돌 시험을 위해 실제 조류 대신 쉽게 구할 수 있는 닭을 많이 사용하였다. 본 연구에서는 연구 대상 블레이드의 형상이 작고 국내에 가장 많이 서식하는 조류가 참새이므로 충격 모델로 참새를 가정하였다. 조류 형상은 앞뒤 반구에 원통형 형상으로 가정하여 구현하였으며 Fig. 27 에 조류의 형상을 나타내었다. 결정된 조류 형상을 바탕으로 알루미늄 평판에 충돌 해석을 수행하고 그 결과를 선행 연구 결과와 비교하여 신뢰성 검증을 시도하였다. 여기서 조류에 적용된 물성값은 Table 8 에 나타냈다.[19]

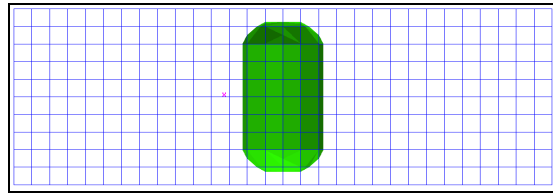


Fig. 27 Configuration of the bird

Table 8 Properties of the bird

Material properties (Bird)	
Density (Kg/m ³)	950
Bulk modulus (pa)	2.2e9
Diameter (m)	0.106
Length (m)	0.213
Mass (Kg)	1.8144
Initial velocity (m/s)	197

해석의 검증을 위해 조류의 모델링은 참고문헌과 동일하게 상용프로그램에서 제공하는 수력학적 유체 재질(Hydro dynamic material)을 사용하였다. 조류를 포함하는 오일러 영역은 8 절점 솔리드 요소를 사용하였다. 강체평판에 1.814kg의 조류가 197m/s의 속도로 수직충돌 한다고, 이때 유체로 가정한 조류의 밀도는 950kg/m^3 이다. Fig. 29는 유한요소 해석 결과에 따른 압력 변화 그래프를 나타낸 것이다.

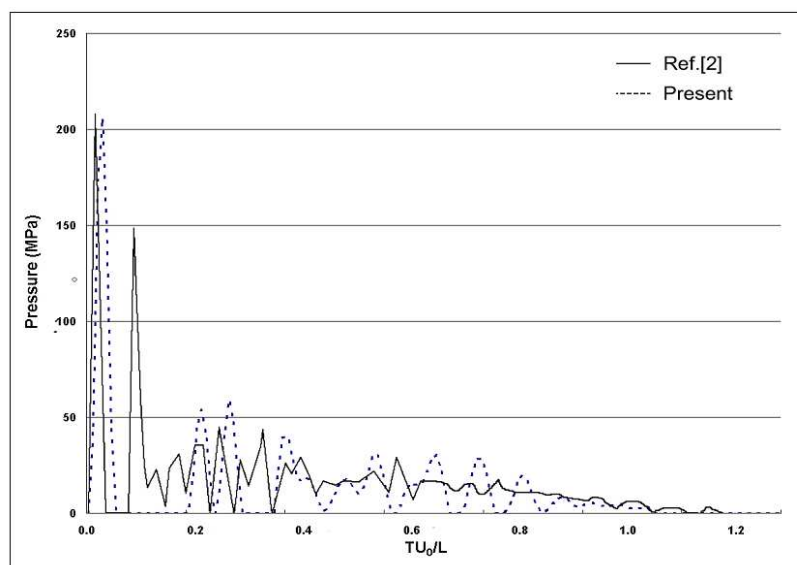


Fig. 28 Comparison between the reference result and the analysis result

충돌초기에 높은 충돌압력이 발생하고 일정시간 이후에는 정상상태 압력이 존재함을 알 수 있다. 동일조건하에서 시험을 통해 측정된 참고문헌의 결과와 유사하게 충격압력과 정상상태 압력 값이 비교적 잘 일치함을 확인 하였다.

4. 조류 충돌 해석

풍력 발전 시스템은 시간에 제한을 받지 않고 작동을 한다. 따라서 맑은 낮에 비하여 밤에는 야행성 조류가 미처 확인하지 못하고 충돌할 가능성이 있다. 또한, 풍력 발전 시스템은 일반적으로 50m/s의 풍속을 동반하는 폭풍이 부는 경우 작동을 제한하지만, 이 경우 역시 거센 바람에 휩쓸려 블레이드에 어떤 물체가 충돌할 가능성이 있다. 본 연구에서는 이 물체를 조류로 가정하여 폭풍이 부는 상황과 정격 풍속하의 회전 시 조류 충돌에 대한 해석을 수행하여 블레이드의 조류 충돌에 대한 안전성을 확인하고자 한다. 본 연구 대상인 블레이드는 glass/epoxy 재질을 가지고 있으므로 [CCD]프로그램을 이용하여 준등방성으로 가정하여 해석을 수행하였다. Table 9은 블레이드와 조류

에 적용된 물성값을 나타내고, Table 10은 해석 결과값이고, Fig. 29은 블레이드의 조류 충돌 해석을 위한 유한 요소 모델링을 나타낸다. 또한 Fig. 30은 블레이드와 유체 영역사이를 ALE coupling으로 연계시켜준 형상이다. Fig. 31는 조류 충돌시 블레이드에 대한 충격압력을 나타내며, Fig. 32 ~Fig. 33는 이때의 최대 응력과 최대 변위를 나타낸다.

Table 9. Properties of the blade and the bird

	Skin	Bird
Density(Kg/m ³)	1780	950
Bulk modulus (pa)	6.55e9 ~ 11.14e9	2.2e9
Poisson's ratio	0.31 ~ 0.46	
Yield stress (Pa)	3.08e8	
Thickness (m)	0.00235 ~ 0.0085	
Diameter (m)		0.03
Length (m)		0.06
Mass (Kg)		0.079
Initial velocity (m/s)		55m/s

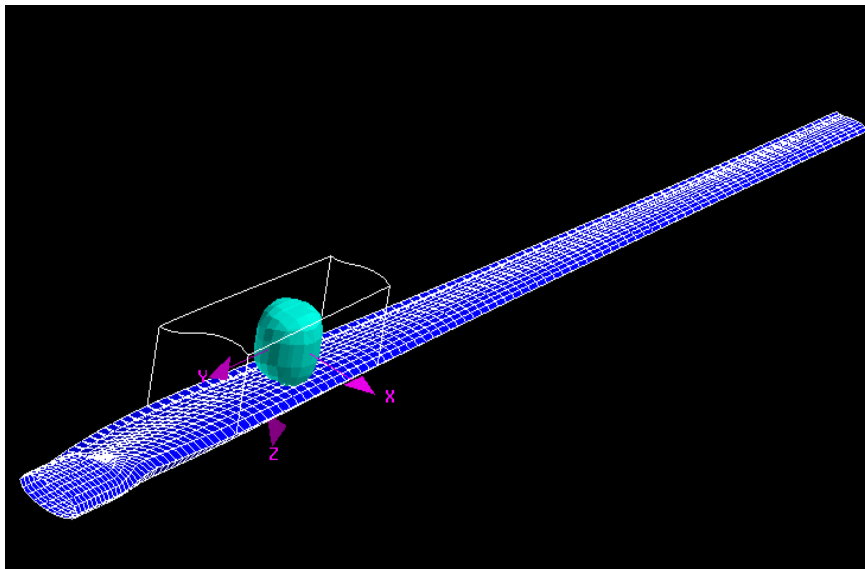


Fig. 29 Modeling for bird strike

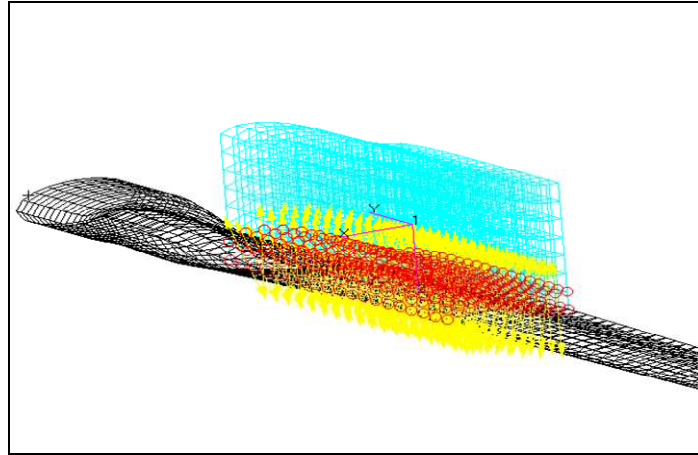


Fig. 30 ALE coupling between Euler mesh and Lagrange mesh

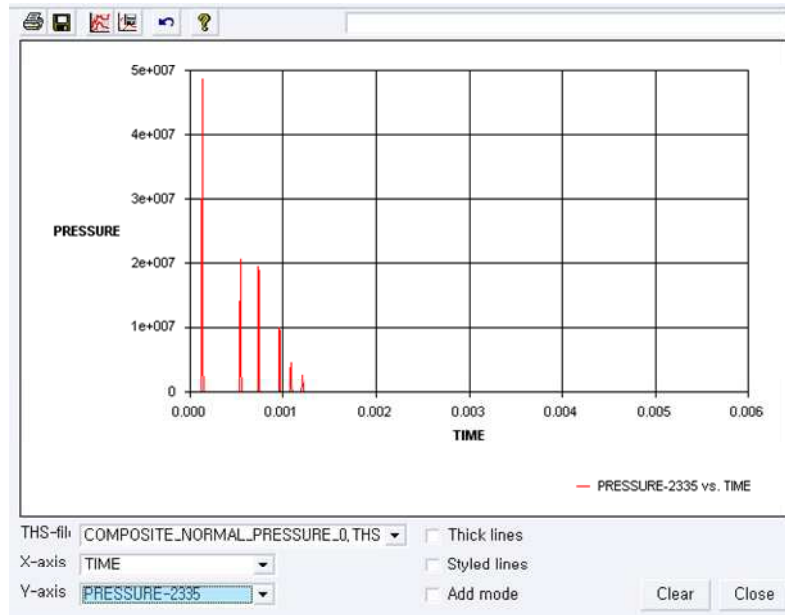


Fig. 31 Pressure curve for bird strike

Table 10. The result of bird strike

	정면 충돌 (55m/s)
최대 응력	113 MPa
최대 변위	184 mm

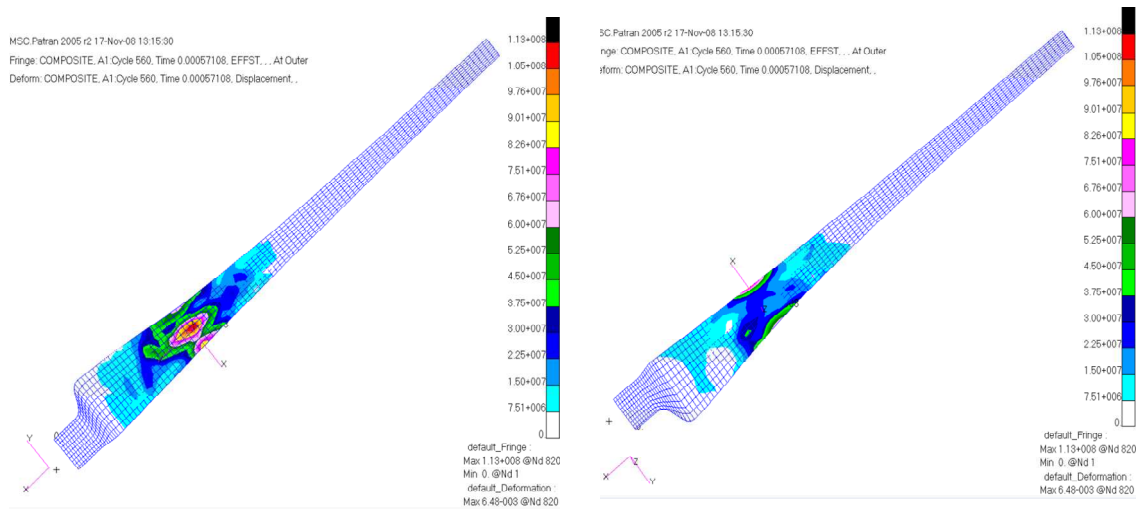


Fig. 32 Stress result of the bird strike analysis

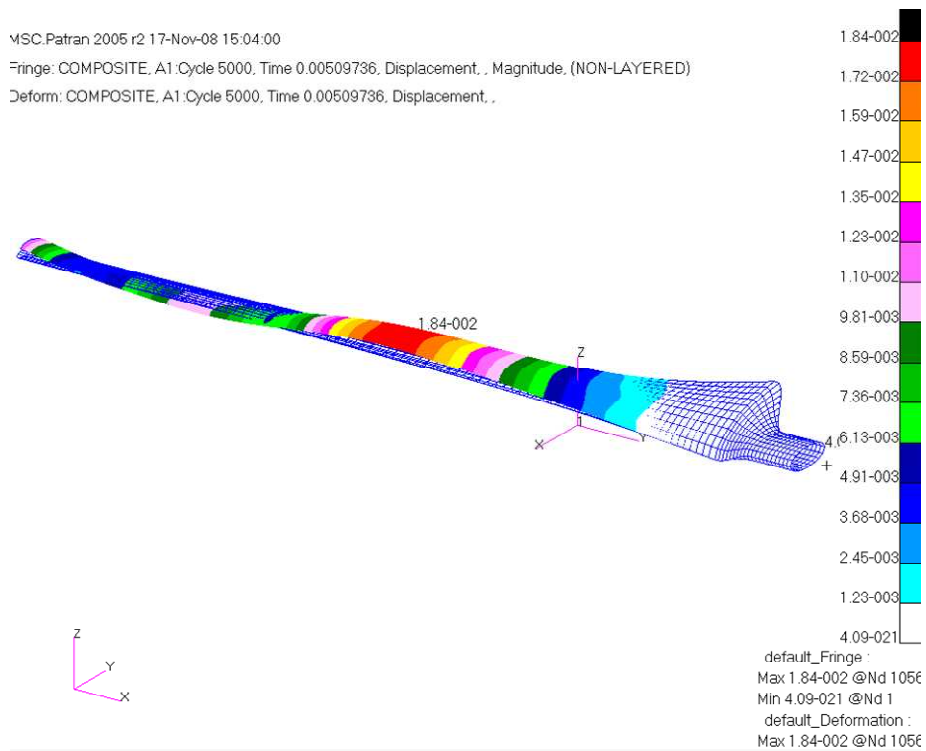


Fig. 33 Displacement result of the bird strike analysis

제 5 절 피로 수명 해석

풍력발전용 블레이드의 구조 설계 요구 조건은 크게 제한 강도 요구 조건(limit strength requirement), 강성도 요구 조건(stiffness requirement), 피로 수명 요구 조건(fatigue life requirement)의 세 가지를 들 수 있다. 첫째로 제한 강도 요구 조건을 만족하기 위해서는 운용 기간 중에 발생할 수 있는 최대 하중에 견딜 수 있어야 하며, 폭풍이나 돌풍의 상황에 대한 안전성이 확보되어야 함을 의미한다. 둘째로 강성도 요구 조건에는 운용 중 공진을 피하기 위한 고유 진동수 확보, 타워와의 충돌을 피하기 위한 변위의 제한 등을 들 수 있다. 셋째로 피로 수명에 대한 요구 조건을 만족하기 위해서는 요구 피로 수명 동안에 예상되는 반복 하중에 견딜 수 있어야 한다. 본 연구에서는 55m/s 폭풍과 20m/s의 돌풍 및 국부 좌굴에 대한 안전성을 확보함으로써 제한 강도 요구 조건을 만족하였고 변위 해석 및 고유 진동수 해석에 의한 공진 가능성을 검토하여 강성도 요구 조건을 만족하였다. 따라서 본 절에서는 회전날개의 요구수명인 20년 동안 안전하게 운용될 수 있는지를 확인하기 위하여 피로수명해석을 수행하였다. 해석 절차는 다음과 같다. 먼저 요구피로수명과 S-N선도로부터 허용피로응력을 구한 다음 Spera가 제시한 실험식으로부터 회전날개에 20년 동안 작용되어질 하중을 비교하여 요구수명의 확보유무를 결정한다.[12]

1. 피로 허용 강도

정확한 피로 허용 강도의 계산을 위해서는 운용중인 블레이드로부터 측정된 하중 스펙트럼을 분석하여 정확한 응력비를 계산하고 사용재질에 대한 실험결과로부터 이러한 응력비 및 요구 수명에 해당하는 허용 강도를 결정하여야 한다. 그러나 본 연구대상 블레이드와 유사한 정격을 가지는 블레이드의 하중 스펙트럼을 구할 수 없어 응력비를 0.1로 가정하였다. 실제의 풍력발전용 블레이드에 작용하는 응력비는 0.1보다 크기 때문에 본 연구에서 계산된 피로 허용 강도는 다소 낮을 수 있다. Fig. 34는 응력비 0.1로 실험된 여러가지 복합재료들의 S-N 선도이다. 한편 요구 수명에 해당하는 피로 사이클은 (77)식에 의해 계산되는데 풍력 발전용 블레이드 피로의 주요 원인은 1P 모멘트 이므로 1회전당 1번의 반복주기를 가지는 것으로 가정하고 정격회전수인 433 rpm으로 운용되는 1년에 8760시간씩 20년에 해당하는 사이클을 계산한 결과는 3.72×10^8 이다.

$$N = 60.0 \times K \times \omega \times Hop \times t \quad (77)$$

여기서, K = cycle event per revolution, ω = rotor speed [rpm], Hop = operating hours per year, t = life time 이다.

Fig. 34의 S-N 선도를 검토하면 10^8 사이클에 해당하는 glass/epoxy의 강도는 초기 값의 20% 정도로 저하됨을 확인할 수 있다. 즉 요구수명 20년(3.72×10^8 cycle)을 만족하기 위한 피로 허용 강도는 144.7 MPa임을 확인하였다.

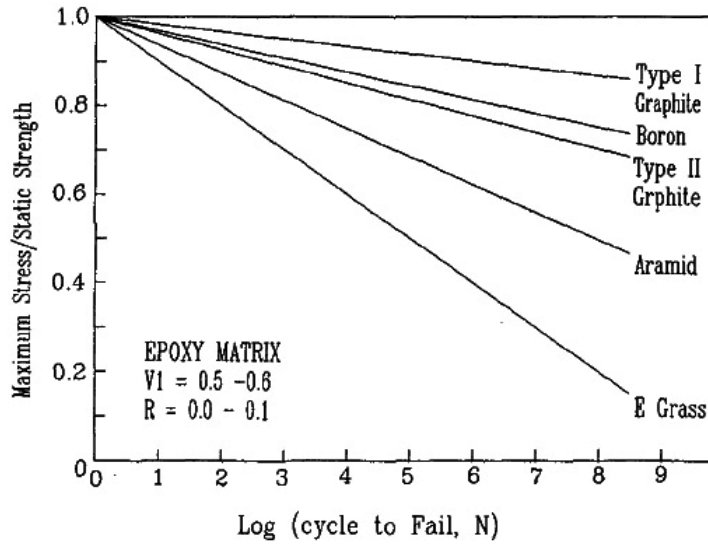


Fig. 34 S-N diagram for composite material [11]

2. 반복 하중 (cyclic load)

피로하중의 주요 요인으로는 블레이드의 회전축이 풍향과 항상 같은 방향을 유지하지 못함, 풍속이 일정하지 않고 항상 변함, 블레이드 회전에 따른 자중의 방향의 변화 등이 있으며, 이러한 반복하중을 계산하기 위해 다음과 같이 Spera가 제시한 실험식을 사용하였다.[12] 각 계수를 결정하기 위한 회전날개의 설계 자료는 Table 11과 같고 최종적으로 계산된 피로하중은 Table 12와 같다.

$$\delta M_{y,n} = aM_g \sin \theta + 46200(1+1.47a) \times cd(g+0.012b) \times U_n(1-s) \exp^{(0.134n)} (D/100)^4 \quad (78)$$

$$\delta M_{z,n} = eM_g + 4680cd(g+0.1b) \times U_n(1-s) \exp^{(0.276n)} (D/100)^3 \quad (79)$$

where, δM_y : Blade cyclic flapwise bending moment

- δM_z : Blade cyclic chordwise bending moment
- n : Number of standard deviation
=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 = 1.0 for upwind shell
- c : Tip chord factor = $50 \times C_t / D$
- d : Air-density factor = $1 - 0.09[(Z + H)/1000]$
- e : Chordwise dynamic-amplification factor = $1/[1 - (N/\omega_c)^2]$
- f : Flapwise dynamic-amplification factor
- g : Wind-variability factor = aD/H
- α : Wind-shear power-law exponent $\alpha = \alpha_0 \frac{1 - 0.55 \log(U_0)}{1 - 0.55 \alpha_0 \log(H/10)}$
- M_g : Blade gravity moment
- θ : Hub coning angle
- s : Blade station at which loads are measured, as a fraction of span
- U_n : Wind speed at hub elevation

Table 11 Engineering data for cyclic load calculation

Symbol	Meaning & Value
δ_3	Rigid hub = 90°
C_t	Tip chord = 0.0427 m
Z	Site elevation above S/L = 15 m
H	Hub center height = 10 m
N	Rated rpm = 433 rpm
ω_c	Chordwise natural frequency = 49.604 Hz = 2976.24 CPM
z_o	Surface roughness exponent = 0.02 : Short grass, Rural area
α_0	$\alpha_0 = (z_o / 10)^{0.2} = 0.2885$
U_0	50 th percentile wind speed = 7 m/s
U_1	84 th percentile wind speed = 9.52 m/s
U_2	98 th percentile wind speed = 13.05 m/s
D	Rotor diameter = 2.5
M_g	Blade gravity moment = 0.00602 kN·m

θ	Hub coning angle = 0°
s	Blade station at which loads are measured = 0.05, 5% span

Table 12 Results of fatigue load calculation

n	$\delta M_y [N \cdot m]$	$\delta M_z [N \cdot m]$
0	17.606	121.215
1	27.378	201.857
2	43.405	348.227

3. 피로수명 평가

Spera의 실험식에 의해 계산된 최대 피로 하중은 348.227 N·m이고, 이와 같은 조건으로 0.12 station에 적용하여 구조해석을 해본 결과 최대 압축 응력 23.5MPa, 최대 인장 응력 39.4MPa로서 허용 피로 강도 144.7MPa에 대한 충분한 안전율을 확보함을 확인 하였다. 따라서 실험적 피로하중 계산에 의한 방법에 의해 연구 대상 블레이드는 피로수명 20년 이상을 만족했음을 확인하였다.

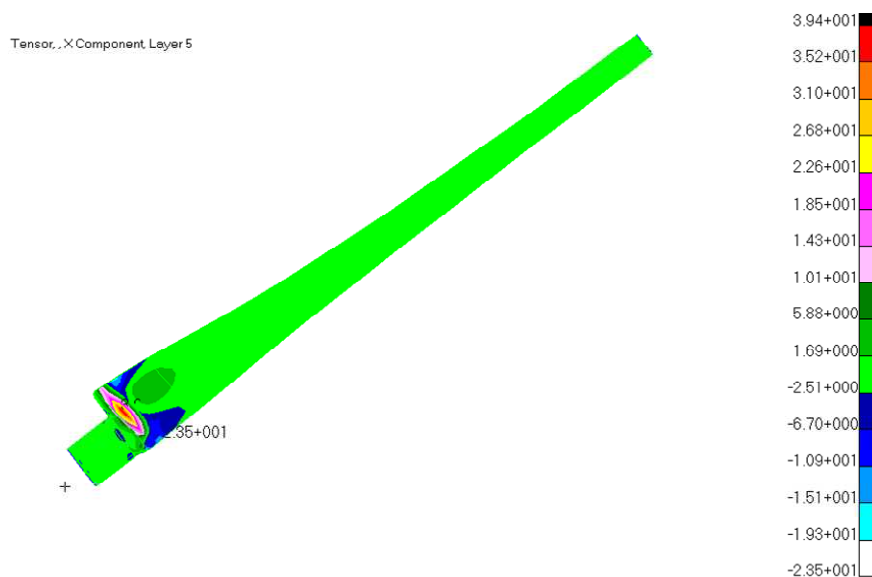


Fig. 35 Stress analysis result of fatigue load

제 5 장 시제품 제작 및 시험

제 1 절 시제품 제작

시제품 제작을 위해 블레이드 단면형상을 주문하여 스티로폼과 열선을 이용하여 1차 몰드를 제작하였다. 1차 몰드는 스티로폼 재질이므로 에폭시 경화중 발생하는 열에 의한 변형을 막기 위해 고온테잎으로 코팅을 하였다. 코팅 된 몰드 위에 이형제와 겔코트를 바른 뒤 유리섬유를 수적층하여 2차 몰드를 만든다. 2차 몰드위에는 1차와 동일하게 이형제와 겔코트를 도포하여 최종 몰드를 제작한다. 최종 몰드의 재질은 glass/epoxy이며, 경화중에 압력을 받더라도 변형되지 않도록 충분한 두께를 갖도록 하였다. 이렇게 제작된 최종 몰드에 이형제를 바르고 겔코트를 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 접촉면을 따라 흘러나오도록 유도하여 섬유 체적비가 향상되도록 하였다. Fig. 36 ~ Fig. 41는 시제품 블레이드 제작과정을 그 순서대로 나열한 사진들이다.



Fig. 36 Foam cutting for mold



Fig. 37 Taping for gel coating

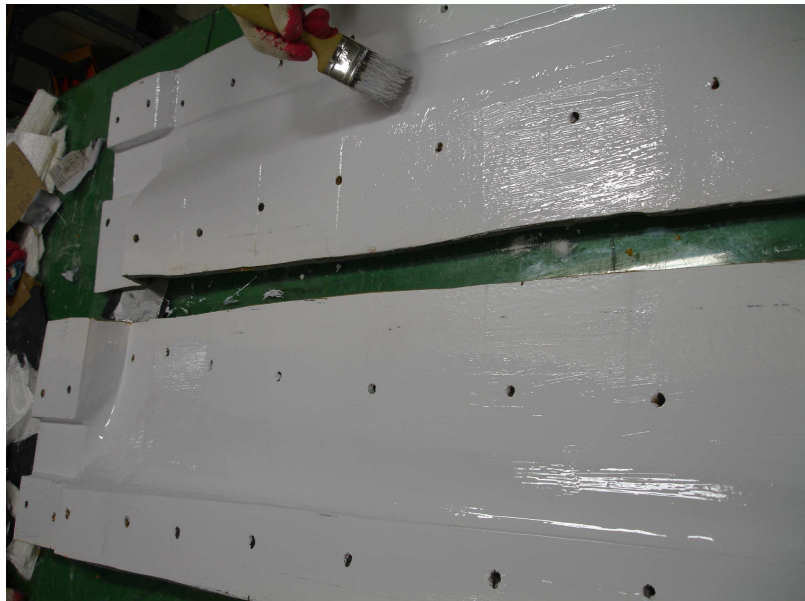


Fig. 38 Using gel coat for blade surface coating

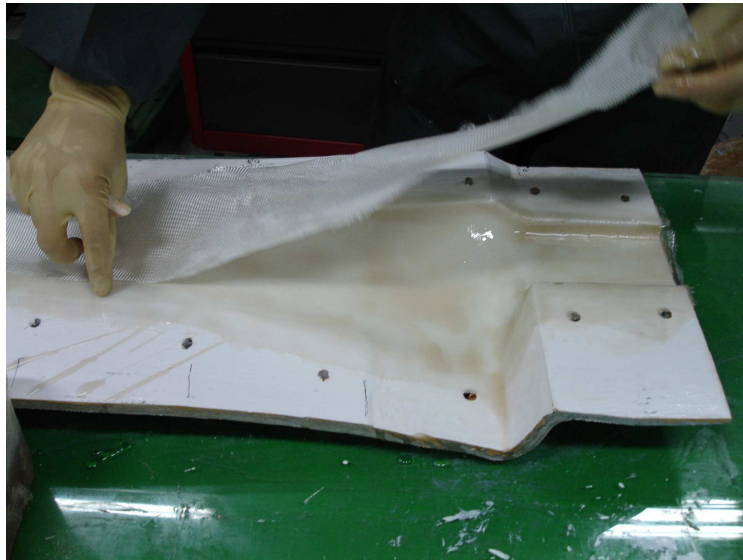


Fig. 39 Lay-up process on the mold



Fig. 40 Closed mold for curing

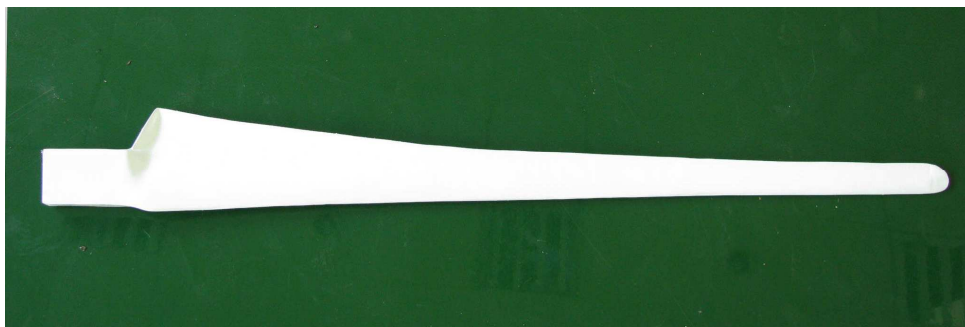


Fig. 41 First blade prototype

제 2 절 구조 시험

구조시험은 설계된 블레이드가 이론적인 해석결과와 잘 일치하는지를 확인하여 이론 해석에서 제시한 안전계수 등의 제반 사항을 입증하기 위해 수행되었다. 본 논문에서는 구조시험으로 정하중 시험과 고유진동수 측정을 수행하였으며, 정하중 시험에서는 설계 하중을 작용시켜 이때의 응력 및 변위를 측정하여 해석 결과와 비교하는 방법을 취하였다.

1. 고유진동수 측정 시험

고유진동수 측정을 위해 뿌리 부분이 고정된 블레이드에 중심으로부터 0.3R 지점에 스트레인 게이지를 부착한 후 충격망치를 이용하여 충격을 주었다. 그리고 이때에 변환되는 스트레인 값을 데이터 획득장치(Strain Recorder, EDS-400A)를 통해 수집하였다. 이때의 샘플링 속도는 10kHz 이었으며, 수집된 데이터는 MATLAB 프로그램을 이용하여 FFT 분석되었다. Fig. 42은 수집된 자료와 이를 FFT 분석한 결과이며 Table 13은 유한요소 해석한 결과와 시험 결과를 비교한 것으로 비교적 서로 잘 일치함을 확인하였다.

Table 13 Comparison between the measured frequencies and the predicted frequencies

Mode shape	Analysis results	Test results
First flap mode	22.034 Hz	25.02 Hz
First leadlag mode	44.818 Hz	46.08 Hz

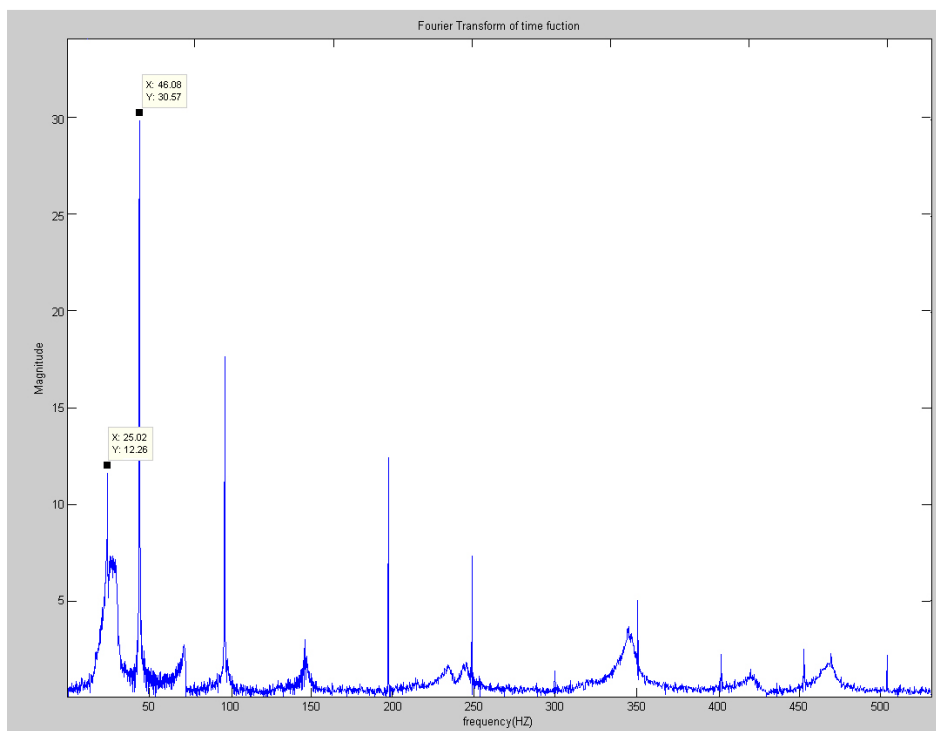
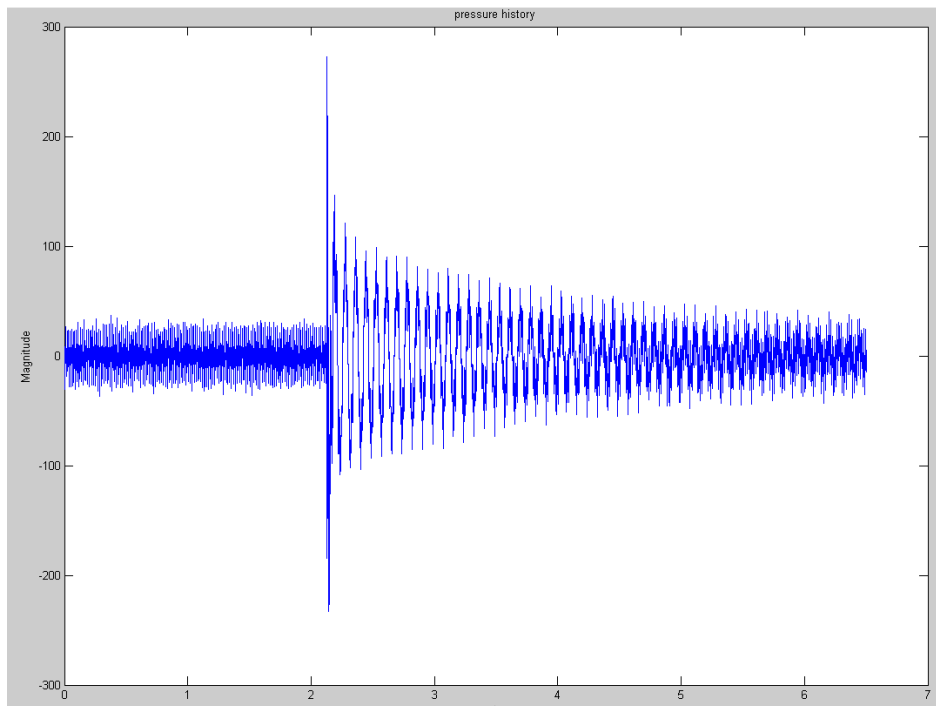


Fig. 42 Eigenvalue test result

2. 정 하중 구조시험

정 하중 시험을 위해 설계하중은 Fig. 43의 그래프와 같이 3점 집중하중으로 유압식 구조시험장치를 이용하여 모사 되었으며, 각각의 하중과 그 위치는 Table 14과 같다. Fig. 44는 구조시험 중인 블레이드의 사진이며, Fig. 45은 구조 시험 시 strain 값을 해석값과 비교해본 그래프이다. Table 15는 이를 구조해석 결과와 비교한 것으로서 서로 잘 일치함을 확인하였다.

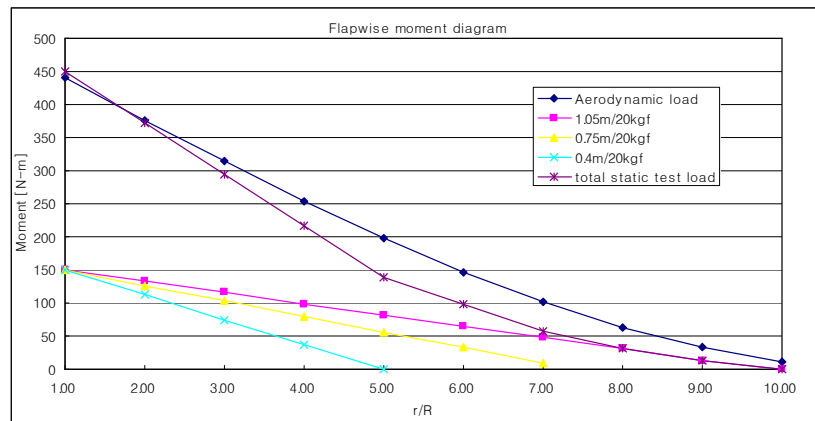


Fig. 43 Static strength test loads simulated by three-point loading method

Table 14 Simulated design load for static test

Distance from rotation center	Weight of the sand bag
0.5m	300N
0.8m	188N
1.1m	136N

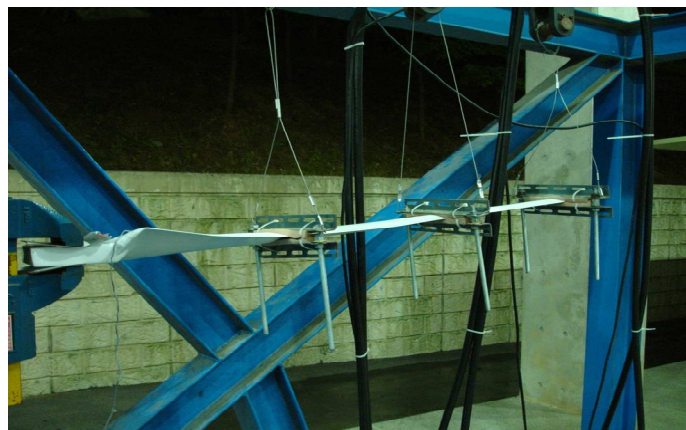


Fig. 44 Static test of the prototype blade

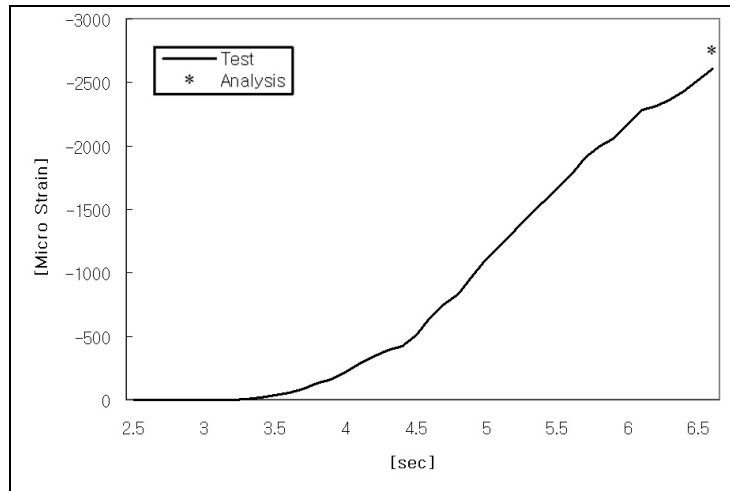


Fig. 45 Strain data during structural test

Table 15 Comparison between the static analysis results and the test results

	해석 결과	시험 결과
변 형	166 mm	152 mm
응 력 (0.3R from root)	29.1 MPa	27.4 Mpa

제 3 절 성능 시험

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

1. 성능시험장치 개요

성능시험을 위해 사용된 발전기는 서영테크사의 SYG-A208-600-570 발전기로서 기어박스가 없어서 소음저감에 좋은 장점이 있다. 출력 측정 시 3상을 단상으로 바꾸기 위해 정류기가 사용되었으며, 저항을 바꿔가며 멀티미터를 이용하여 최대 출력을 측정하였다. RPM 측정을 위해서 NI사의 포토센서와 Labview로 만들어진 프로그램을 사용하였다. Fig. 46는 공력시험 장치의 전체적인 구상도로서 발전기부분으로부터 전달되어오는 전기적 신호를 수집하여 출력계산을 위한 전압 및 전류 측정 장치 및 풍속 및 회전수 등을 실시간으로 모니터링 할 수 있는 장치들로 구성되어있다.

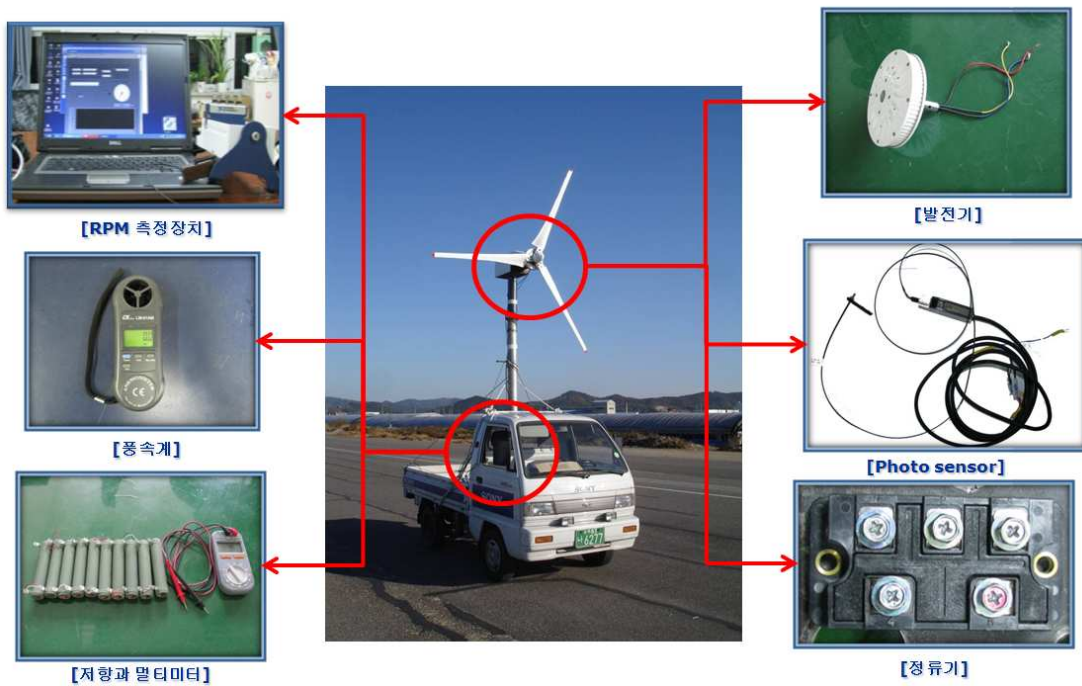


Fig. 46 Equipment for the aerodynamic test

2. 성능시험 결과

Fig. 47는 성능해석 결과와 실험결과를 비교한 것으로서 풍속에 대한 출력을 나타내고 있다. 측정된 출력은 기계적 효율이 포함된 공기역학적 출력이며 계산된 출력은 순수한 공기역학적인 출력과 여기에 효율 90%를 적용하여 계산된 전기적인 출력이다. 실험 결과 이론적인 계산 결과와 비교적 잘 일치함을 보이며, 동력전달 계통의 기계적 효율은 약 95% 정도임을 확인할 수 있었다. 성능시험 중인 블레이드 및 타워는 Fig. 48에 나와있다.

Table 16 The result of aerodynamic test

	해석 결과	시험 결과
출력 [at 8m/s]	669 W	663 W

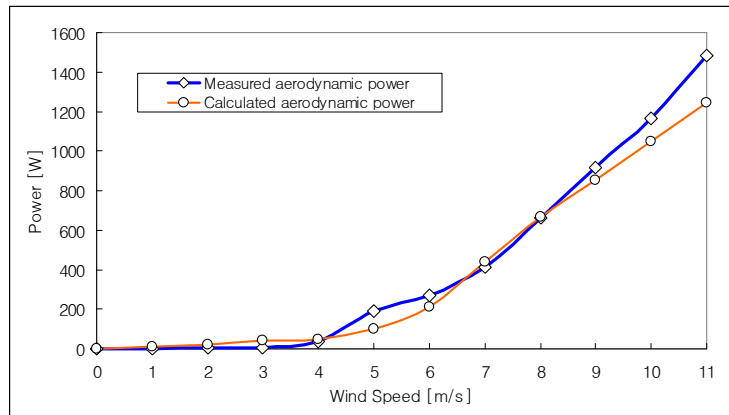


Fig. 47 Comparison between performance test result and analysis result



Fig. 48 Tower and blade under performance testing

제 6 장 결 론

본 연구를 통해 한국과 같은 저 풍속 지형에 적용 가능한 500W급 수평축 풍력발전 시스템용 복합재 블레이드가 설계 및 해석 되었고, 시제품을 이용한 공력 및 구조시험을 통해 그 성능이 입증되었으며 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 비교적 저 풍속인 국내기상에 맞추어 정격 풍속을 8m/s로 정하고, DU 93-W-210 에어포일을 사용하여, 직경 2.5m, 회전속도 433rpm, 깃 끝 속도비 7인 블레이드를 설계 하였다.
- 2) 블레이드의 시위 길이 설계는 제작상의 다소 불리함이 있더라도 최대 양항비를 갖는 최적의 받음각으로 설계하였다.
- 3) 선형정적해석결과 최종 구조설계 확정된 블레이드는 최대하중 안전한 구조이며, 이때의 블레이드 최대 변위는 약 166mm 임을 확인하였다.
- 4) 고유진동수 해석결과로부터 Campbell 선도를 작성하여 공진 가능성을 검토한 결과 운용중 공진 발생의 가능성은 거의 없음을 확인하였다.
- 5) 좌굴 해석결과 1차 좌굴모드에 대한 하중계수가 1.2073으로서 좌굴에 대해 안전한 구조물임을 확인하였다.
- 6) 폭풍이 부는 악천후 속에서 있을 수 있는 블레이드의 조류충돌 모사 결과 안전 배수 1.6이 확보되는 안전한 구조물임을 확인하였고, 풍력발전용 블레이드 및 다른 구조물 설계 시 적용하여 충돌에 대한 안전한 구조물을 설계할 수 있을 것으로 사료된다.
- 7) 단순화한 S-N 선형 손상방법 및 피로하중에 관한 실험식을 적용하여 피로수명을 계산한 결과 요구 수명 20년을 만족함을 확인하였다.
- 8) 시제품 제작을 통해 공력 및 구조시험이 수행되었으며 시험결과는 해석 결과와 잘 일치하여 충분한 강도를 갖고 충분한 출력을 생산하는 블레이드가 설계되었음을 확인하였다.

참 고 문 헌

1. 고 경남 외, “ 풍력공학입문” , 문운당, 2006
2. 방 조혁, “소형 풍력발전 시스템의 고효율 경량화 설계 및 해석에 관한 연구” , 조선대학교 박사학위논문, 2004
3. Dieter, G. E. et al., “Assessment of Research Needs for Wind Turbine Rotor Materials Technology” , National Academy Press, pp. 5-65, 1991
4. Spera, D. A., “Wind Turbine Technology” , ASME Press, pp.488-589. 1994
5. Frank, B. et al., “Wind turbine airfoil catalogue” , Riso national laboratory, 2001
6. Gouieres, D. L., “Wind Power Plant” , Pergamon Press, 1982
7. Mayer, R. M. et al., “Design of Composite Structural Against Fatigue Application to Wind Turbine Blades” , Antony Rowe Ltd, pp. 1-14, 1996
8. Gewehr, H. W., “Development of Composite Blades for Large Wind Turbines” , 3rd International Symposium of Wind Energy Systems, 1980
9. 이 춘식 외, “ 소형 수평축 풍차 및 풍력발전 시스템 개발에 관한 연구”, 한국전력공사 기술연구원 연구보고서, 1992
10. Garad, A. D., “Dynamics of Wind Turbines” , IEE Proc., Vol. 130, Pt. A, No. 9, 1983
11. Bauchau, O. A. et al., “Finite Element Based Modal Analysis of helicopter Rotor Blades” , Veroinca, Vol. 13, pp. 197-206, 1989
12. Spera D. A., “Dynamic Loads in Horizontal Axis Wind Turbines Part II : Empirical Equations” , Windpower ' 93, 1993.
13. 공창덕 외, “Structural Design and Experimental Investigation of Medium Scale Composite Wind Turbine Blade Considering Fatigue Life” , Proceeding of C&E 2002 and WESC 2002, 2002.
14. 공창덕 외, “Full Scale Structural Experimental investigation of an E-Glass/Epoxy Composite blade” , 14th International Conference on Composite Materials, 2003.
15. IEC 1400-1, ‘ Wind Turbine Generator System Part I ’ , Safety Requirement, First Edition, 1994.
16. Gibson, R. F., ‘Principles of Composite Material Mechanics’ , McGraw-Hill, Inc.,PP. 103-106, 1994.
17. Chang, F. K. et al., ‘Strength of Mechanically Fastened Composite Joint’ ,

J. of Composite Materials, 1982.

18. 손 정삼, “수막해석을 위한 MSC/Dytran 입력 파일 생성 전문가 프로그램 개발”, 부산대학교 석사학위논문, 2005.
19. 문창오 외 “항공기용 Windshield의 조류충돌 저항성 평가”, 한국항공우주학회지, 제24권, 제2호, 1996, pp.95-105.

감사의 글

무엇보다도 부모님께 감사 드립니다. 천마디 말로도 다 표현할 수 없는 이 마음, 살아가면서 얼마나 보여드릴 수 있을지 걱정이 앞섭니다. 말없이 지켜보시면서 저보다 몇 배는 더 애태우셨을 부모님 너무도 사랑합니다.

부족한 것이 너무도 많은 저에게 아낌없는 가르침 주시고 본 연구를 이끌어주신 공창덕 교수님 감사합니다. 이제야 좀 알 것 같은데, 도움 드린 것도 없이 받고만 갑니다. 교수님 감사합니다. 그리고 바쁘신 와중에도 논문심사에 참가해주신 김재수 교수님, 이재명 교수님 감사합니다.

저 때문에 고생만 하신 현범이 형, 실험실 선배로서, 인생의 선배로서 정말 많은 것을 가르쳐 주셔서 감사합니다. 박사과정 잘 마무리 하시고 하시는 일 잘 되길 바랍니다. 힘들고 어려운 일 항상 같이 해주고, 나이차를 잊을 정도로 너무도 잘 대해주신 상훈이 형, 성공하길 바랍니다. 동기면서도 제대로 챙겨주지 못한 영주, 미안하고, 남은 시간 열심히 해서 마무리 잘 하길 바랍니다. 같이 일하면서 많은 것을 가르쳐준 승현이 형, 이제 회식자리에서 실험실에 전화 안 하길 바랍니다. 좋은 추억들 만들어주신 영광이 형, 하시는 일 잘 되길 기원합니다. 어려울 때 힘이 되어준 재희 형, 감사합니다. 부족한 후배에게 많은 가르침 주신 주일이 형, 경원이형 감사합니다. 한참 힘들었을 때 조언해주신 조혁이 형, 정말 감사합니다. 무작정 찾아갔을 때 따뜻하게 대해주신 성희 형 고맙습니다. 같이 시작했지만 언제나 이끌어준 태수 형, 졸업해서도 하시는 일 잘 되길 바랍니다. 즐거운 추억 많이 만들고, 힘들 때 도와준 바울이, 남은 1년 뜻 깊게 보내길 바랍니다. 블레이드 제작할 때 너무도 큰 도움 준 태식이, 민웅이, 홍준이, 남은 시간 잘 보내어 깊은 학문적 성취를 이루길 바라고, 또 사회생활도 잘 해나가길 바랍니다. 이제 대학원 생활을 시작하는 명국이, 깊은 학업적 성취가 있길 바랍니다. 짓궂은 장난에도 잘 받아주는 지수, 졸업해서도 잘 되길 바랍니다. 학과 일에 많이 힘들 지애도 남은 학위 잘 마무리 하길 바랍니다. 표현은 안 하지만 그 동안 많이 서운했을 나의 연인 미지, 앞으로 보상할 날이 많을 것을 약속합니다. 그리고 항상 내편이 되어준 누나, 빨리 좋은 남자 만나길 바라고, 살면서 좋은 일만 가득하길 바랍니다.

실험실 들어와서 3년, 시간이 빠르다는 말은 많이 들었지만 이렇게 빨리 지나갈 줄은 정말 몰랐습니다. 많은 것을 느끼고 많은 것을 배웠습니다. 또, 아버지 말씀처럼 최선을 다한다는 게 얼마나 힘든 일인지 어느 정도 알 것 같습니다. 어려운 일도 많았고, 힘든 일도 많았지만, 그 동안의 시간들이 저에게 있어 피가 되고 살이 되리라는 사실은 믿어 의심치 않습니다. 미처 언급하지는 못했지만 많이 부족한 저에게 아낌없는 가르침 주신 모든 분들 너무도 감사합니다. 앞으로 열심히 해서 여러분들께 배웠던 것들, 후배들에게 물려줄 수 있는 사람이 되겠습니다. 감사합니다.

2008년 12월 5일

- 최 수 현 올림 -

