creative commons

COMMONS DEED

저작자표시 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.
- 이차적 저작물을 작성할 수 있습니다.
- 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:

저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 이용허락규약(Legal Code)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

Disclaimer

dCollection

[UCI]I804:24011-200000241891

2011년 5월
석사학위논문

고효율 저소음 소형 수직축 풍력터빈의 설계에 관한 연구

조선대학교 대학원

항공우주공학과

이 하 승

고효율 저소음 소형 수직축 풍력터빈의 설계에 관한 연구

- A Study on Design of Small Wind Turbine System for High Efficiency -

2011 년 5 월

조선대학교 대학원

항공우주공학과

이 하 승

고효율 저소음 소형 수직축 풍력터빈의 설계에 관한 연구

지도교수 공 창 덕

이 논문을 공학 석사학위신청 논문으로 제출함.

2011 년 5 월

조선대학교 대학원

항공우주공학과

이 하 승

이하승의 석사학위 논문을 인준함

위원장 조선대학교 교수 김 택 현 인

위원 (주)유니슨 책임연구원 방 조 혁 인

위원 조선대학교 교수 공 창 덕 인

2011 년 5 월 20 일

조선대학교 대학원

목 차

LIST OF FIGURES iii

LIST OF TABLES v

NOMENCLATURE viii

ABSTRACT x

제 1 장 서 론 1

제 2 장 설 계 개 요 4

제1절 시스템 사양 4

제2절 설계 및 해석 절차 5

제 3 장 공력 설계 및 성능 해석 7

제1절 공력 설계 및 해석 이론 7

1. 다중 유관 이론 7

2. 합속도와 국소 받음각 8

3. 깃 요소 이론에 의한 공력 계산 9

4. 토크와 파워 11

5. 동력계수와 토크 13

제2절 고효율 회전 날개 공력설계 14

1. 공력 설계 절차 및 방법 14

2. 공력 설계 변수 분석 및 최적화 15

3. 공력 설계 결과 19

제3절 공력 성능 해석 22
1. 공력 해석 절차 및 방법 22
2. 공력 해석 결과 22
제 4 장 회전 날개 구조설계 23
제1절 하중조건 및 하중계산 23
1. 연결 부위의 위치 선정 23
2. 굽힘 하중 계산 24
제2절 기본구조단면 형상설계 29
1. Spar 설계 30
2. Skin 설계 31
제3절 구 조 해 석 32
1. 선형 정적 해석 33
2. 고유진도우 해석및 공진 가능성 검토 37
3. 좌 굴 해 석 39
제4절 피로 수명 해석 41
1. 하중스펙트럼 41
2. 해석 결과 42

제 5 장 시제품 제작 및 시험 44
제1절 시제품 제작 44
제2절 구 조 시 험 46
1. 정 하중 구조시험 46
제3절 성 능 시 험 50
1. 성능시험장치 개요 50
2. 성능시험 결과 51

제 6 장 결 론 52

참 고 문 헌 53

LIST OF FIGURES

Fig. 1 Flow of aerodynamic and structural design 6
Fig. 2 Flow vertical axis wind turbine 9
Fig. 3 Compare of program result and real model 14
Fig. 4 Result of aerodynamic characteristics of airfoil 16
Fig. 5 Result of aerodynamic characteristics of Solidity 17
Fig. 6 Result of aerodynamic characteristics of number of Blade 18
Fig. 7 Result of aerodynamic characteristics of H/R 18
Fig. 8 Designed aerodynamic shape of 500W class wind turbine blade 20
Fig. 9 Aerodynamic analysis of 500W class wind turbine blade 21
Fig. 10 Fig. 10 Stream line distribution for fluid flow analysis 22
Fig. 11 Location of the connection support 24
Fig. 12 Section of a rotor blade in gust 25
Fig. 13 Aerodynamic force due to storm in stop 26
Fig. 14 Moment diagram for load case I 27
Fig. 15 Moment diagram for load case II 28
Fig. 16 Moment diagram for load case III 28
Fig. 17 Primarily section design model for blade structure 29
Fig. 18 Mesh generation for FEM analysis 31
Fig. 19 Spar stress analysis result of load case II 34
Fig. 20 Skin stress analysis result of load case II 34
Fig. 21 Spar failur result of load case II..... 35
Fig. 22 Skin failur result of load case II 35
Fig. 23 Struct stress analysis result of load case II..... 36
Fig. 24 Cambell diagram..... 37
Fig. 25 Natural vibration mode shape..... 38
Fig. 26 First buckling mode shape and load factor at load case II..... 39

Fig. 27 Second buckling mode shape and load factor at load case II..... 40
Fig. 28 Result of load spectrum..... 42
Fig. 29 S-N diagram for composite material [11]..... 43
Fig. 30 Manufacturing Process and first blade prototype..... 45
Fig. 31 Static strength test loads simulated by three-point loading method..... 44
Fig. 32 Static test system..... 47
Fig. 33 Static test of the prototype blade..... 48
Fig. 34 Comparison between the static analysis results and the test results..... 48
Fig. 35 Equipment for the aerodynamic test..... 50
Fig. 36 Comparison between aerodynamic analysis results and test results..... 51

LIST OF TABLES

Table 1 System specification 4

Table 2 Parametric study for high efficiency optimal blade 15

Table 3 Aerodynamic design results of 500W class wind turbine blade 19

Table 4 Load case for structural design 23

Table 5 Mechanical properties of materials used in the present blade design 30

Table 6 Stress of skin 32

Table 7 Structural analysis results 33

Table 8 Fatigue load spectrum 42

Table 9 Simulated design load for static test 47

Table 10 Comparison between the static analysis results and the test results 49

Table 10 Comparison between the aerodynamic analysis results and the test results 51

NOMENCLATURE

b	Number of blades
C_d	Two dimensional airfoil drag coefficient
C_l	Two dimensional airfoil lift coefficient
C_n	Two dimensional airfoil normal force coefficient
C_t	Two dimensional airfoil tangential force coefficient
C_p	Wind turbine power coefficient
C_m	Wind turbine power coefficient
c	Blade chord length
H	demi-height of rotor
H/R	Ratio of demi-height and radius
i	Angle of attack
M	Moment
P	Power
R	Maximum blade radius
Re	Reynolds number
r	local radius
S	Projected frontal area of the vertical axis wind turbine
V	Air velocity in the interior of a streamtube
V_1	Uniform wind velocity
V_2	Air velocity in the fully developed wake
$\overrightarrow{W}$	Relative velocity
W	resultant air velocity relative to a blade element
z	local height
δ	Angle between the normal to the blade element and horizontal plane
θ	azimuth angle of a blade element

λ	Tip speed ratio
ν	Poisson's ratio
ω	Angular velocity
ρ	Density of air, Density of a material
σ	Stress

ABSTRACT

A Study on Design and Analysis of Small Wind Turbine System for High Efficiency and Light Weight

by Lee, Ha-Seaung

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

Department of Aerospace Engineering,

Graduate School of Chosun University

Recently, both the energy crisis and the environmental issue have been focused, hence the strong interest of the wind power has been considered as an important renewable energy source. The trend of the wind turbine system development has become much larger scale over several MW class. However, because the small-scale wind turbine system has some advantages, which it can be personally and easily built using low cost and without any limitation of location, i.e. even in city, it has been continuously developed.

Currently, most commercialized small scale wind turbine systems have been designed at the rated wind speed more than 12 m/s, hence they have a great reduction of aerodynamic efficiency at the low wind speed region like Korea. [1]

This work is to design a high efficiency 500W class composite vertical axis wind turbine blade which is applicable to relatively low speed region like Korea.

In the aerodynamic blade design, the parametric study is carried out to find an optimal aerodynamic configuration having high efficiency in both low and high wind speed region using the proposed design procedure. The aerodynamic design parameters are number of blades, solidity, airfoil, height to radius ratio, etc. Basic profile was designated by the multi stream Theory

used for both of the Momentum Theory and the Blade Element Theory. and the calculation flow is coded by a computer program. In the Aerodynamic analysis there were utilized the CFD and analyzed the torque and Stream line for fluid flow.

In the structural design, the blade adopts the skin-spar-foam core sandwich structure concept. The glass fabric/epoxy composite material, which is supplied by a domestic company, is used for both skin and spar. The bending force is endured by the spar flange layered with the ply angle of 0°/90° and the torsion is endured by the upper and lower skins layered with the ply angle of ±45°. In manufacturing, the wet lay-up and the matched die molding methods are applied. After various load cases study, The initial design of the composite blade is performed using the netting rule and the rule of mixture which were used in the previous study, and then the designed feature is repeatedly modified by structural analysis results using a FEM tool, NASTRAN. In this analysis, stresses, strains, tip deflections, buckling loads, Tsai-wu failure and natural frequencies are found. To estimate fatigue life of the designed blade, the wind speed data, which was measured at a particular region during a year, is used to obtain the load spectrum. and Moreover the fatigue requirement for more than 20 years use is investigated using the the Miner's rule. 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 was 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 의존함으로서 발전전력의 양과 시스템의 효용성이 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] 이러한 이유로 전 세계의 풍력 발전기들은 점차 대형화 되어 현재 직경이 60 m가 넘는 MW급의 풍력 발전기가 개발되어 운용되고 있는 실정이다. 그러나 이와 같은 대형 발전기들은 대부분이 독립 및 연계 운용이 가능하도록 설계되고 있으며, 주로 대규모의 풍력 발전 단지를 조성하기에 적합한 것들이므로, 국가적인 차원의 지원이 이루어지지 않는다면, 설치 및 운용에 큰 어려움이 따른다. 이에 반하여 수 kW급 이하의 소형 풍력 발전기들은 저 비용으로 개인이 직접 설치하여 에너지 절약 효과를 느낄 수 있는 장점이 있기 때문에 대형 시스템과는 별도의 시장을 확보하고 있으며, 지속적으로 기술 개발이 이루어지고 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 설계되어 있다. 뿐만 아니라 태양 전지와 연계하여 운용되는 풍력 태양광 발전기, 디젤기관과 연계하여 운용되는 풍력 디젤 발전기 등의 복합 발전 시스템도 개발되고 있다. 그러나 선진국에서 개발 판매되고 있는 소형 풍력발전기들의 정격 풍속은 대부분이 12 m/s 이상이므로 년 평균 풍속이 4 m/s 내외인 국내에서는 설계 출력을 생산할 수 있는 날이 많지 않고, 설계 풍속보다 저 풍속에서 운용되기 때문에 효율 또한 좋지 않다. 이는, 지속적인 전력 공급이라는 소형 풍력 발전기의 장점에 상반되는 것이므로, 비효

율적이다. 즉, 국내의 저 풍속 기상 조건에 맞는 회전 날개의 설계가 필요한 것이다. 한편 국내 기상의 또 다른 특징은 평상시 바람이 많지 않더라도 태풍과 같은 경우에는 최대 풍속이 40 m/s 이상이 되는 경우도 적지 않다. 이와 같이 풍속의 차이가 크고 풍속 에너지 수준이 낮은 여건에서도 요구하는 성능을 발휘하고, 매우 큰 풍속에서도 안전하게 견딜 수 있는 회전날개를 위해서는 설계단계에서부터 특별한 배려가 있어야 한다.

풍력터빈은 가장 많이 보급된 수평축 방식과 소형 중심의 수직축 방식으로 구분된다. 수직축 풍력 발전기는 지면의 방향과 회전하는 로터 축이 평행한 반면, 수직축 풍력 발전기는 지면의 방향과 로터축의 방향이 수직한 형태를 갖는다. 수직축 풍력터빈은 양력을 이용한 다리우스(Darrieus)[3]방식과 항력을 이용한 사보니우스(Sagacious) 방식으로 나눌 수 있다. 수직축 풍력터빈은 수평축 풍력 터빈에 비해 효율이 낮으나, 풍향에 관계없이 작동이 가능하며 로터 회전 속도가 상대적으로 낮아 높은 정밀도를 요구하지 않으므로 소형 풍력 터빈에 많이 활용된다. 그리고 동력 전달장치, 발전기 등의 주요 부품들이 지면 부근 설치가 가능하며, 수평축에 비해 소음이 낮아 장점이 있다. 이는 인구 밀집형 지역에 적용이 유리함을 가진다.

양력형 수직축 풍력 터빈은 Georges Jean- Marie Darrieus에 의해 처음으로 제시되었으며 캐나다와 미국의 U.S Depart of Energy에 의해 본격적으로 공력, 구조, 피로, 발전시스템등이 연구 되었으며 1988년 NCR에서 4MW급 대형 수직축 풍력 터빈을 설계 하였다.[4] 또한 요즘 수직축 풍력 터빈의 단점인 시동특성의 개선이나 효율의 증가에 관한 연구가 진행중이다.[5] 국내에서 1992년 유능수[6]은 수직축 풍력터빈의 공기역학적 해석 방법과 성능예측에 대한 방법을 제시 하였으며, 2009년 이장호등[7]은 다리우스형 풍력 회전 날개의 설계 방법에 대해 제시 하였다. 2010년에는 정수윤등[8]과 김영덕등[9]은 수직축 풍력 터빈의 수치해석에 관한 방법을 제시 하였다.

현재 풍력터빈은 복합재료를 사용하게 되면서 구조적 강도, 강성 및 피로 수명, 경제성 등이 크게 향상되었다. 풍력터빈 회전날개용 복합재료로는 유리섬유/에폭시(glass/epoxy), 카본/에폭시(carbon/epoxy), 우드/에폭시(wood/epoxy)등 여러 가지가 있으나 이중 경제적이면서 성능 또한 우수한 유리섬유/에폭시(glass/epoxy)가 일반적으로 많이 사용되고 있다.[10]

본 연구에서는 한국과 같은 지형에 적용이 가능하도록 양호한 저 풍속 시동 특성을 가지며 효율이 높은 500W급 소형 수직축 풍력터빈 시스템을 새롭게 제안하고 공력 및 구조에 관한 최적 설계를 수행하였다. 또한 설계된 회전 날개에 대한 이론적인 성

능해석을 수행하였으며, 시제품 제작 및 실험을 통하여 설계결과를 확인 하였다. 공력 설계에서는 여러 가지 다양한 설계 변수 분석을 통해 각각의 설계변수에 따른 회전 날개 설계결과를 충분히 검토하여 사용 목적에 맞도록 최적화하였다. 또한 상용 프로그램 ANSYS CFX를 이용하여 공력 해석을 수행하였다.

구조 설계에서는 스킨-스파-폼(skin-spar-foam)의 샌드위치 기본 구조를 기준으로 구조 설계 및 해석을 하였으며, 사용 재질은 국내 업체에서 제조하여 그 물성이 입증된 유리섬유/에폭시(glass/epoxy)를 사용하였다. 또한 회전 날개의 제조 방법으로는 비용 절감을 위해 수적층(hand lay-up)에 의한 matched die molding을 고려하였다.[13, 16, 17] 구조 해석은 유한요소법을 이용하여 응력 및 변형량을 해석하였으며, 굽힘 하중에 의한 국부 좌굴 문제를 고려하였고, 또한 피로 요구 수명 20년을 만족하는지 확인 하기 위하여 하중 스펙트럼 생성 및 마이너 법칙을 통하여 확인 하였다.[12, 21] 그리고 이와 같은 방법으로 설계 및 해석된 회전 날개의 시제품 제작을 통한 구조시험을 및 성능 시험을 수행하여 구조해석 및 공력 해석의 결과를 입증하였다.

제 2 장 설 계 개 요

제 1 절 시스템 사양

풍력발전 시스템의 설계를 수행하기 위해서는 먼저 시스템 사양에 대한 정립이 필요하다. 시스템의 사양은 사용 목적 및 용도에 맞도록 정의되어지며, 이러한 시스템의 규격이 정해지면 세부적인 설계 요구조건을 정립할 수 있게 된다. 풍력발전 시스템의 설계에 있어서 가장 중요한 것은 풍력 에너지를 기계적 에너지로 변환하는 회전 날개의 설계이므로, 대부분의 세부적인 설계요구 조건들은 회전 날개의 설계에 관한 것들이다. 본 연구에서는 유사 소형 풍력발전 시스템 자료 및 국내 바람지도를 바탕으로 Table 1과 같은 시스템 사양을 정립하였다.[22, 23]

Table 1 System specification

Type	Vertical Axis Wind Turbine System (VAWTS)
Rated power	500 W
Working range	Rated wind speed : 8 m/s Cut-out wind speed : 20 m/s Maximum survival wind speed : 55 m/s Planned fatigue lifetime : 20 year
Number of blades	2~5(To be determine the optimal value)
Rated rotor speed	100~500 rpm (To be determine the optimal value)
Direction of rotation	Anticlockwise
Blade airfoil	To be determine the optimal airfoil for Rated wind speed
Rotor diameter	To be determine the optimal rotor diameter for Rated wind speed
Blade material	Glass/epoxy composite
Manufacturing process of blade	Lay-up molding

제 2 절 설계 및 해석 절차

공력 설계에서는 설계요구조건으로부터 면적비, 터빈 높이와 반 지름비, 회전 날개 갯수, 회전 날개 익형, 깃 끝 속도비 등의 공력 설계를 수행하고, 공력 해석 및 공력 실험을 통하여 요구 성능 만족 여부를 검토한 후 설계를 개선하거나 확정하게 된다. 공력 설계가 완료되면 구조 설계를 위한 하중을 결정하고, 유사 구조 형상을 이용하여 구조 설계를 수행한다. 이와 같이 설계된 구조의 안전성 판단을 위해 정하중 구조해석을 수행하여 변형량 및 응력분포 등을 검토하고, 국부 좌굴 해석, 피로 수명 해석을 통해 구조 설계 요구 조건 만족 여부를 검토한다. 최종적으로 시제품 제작을 통해 공력성능 및 구조적 안전성을 확인하고 설계를 확정하게 된다. Fig. 1은 이러한 설계 절차를 보여준다.[22, 23]

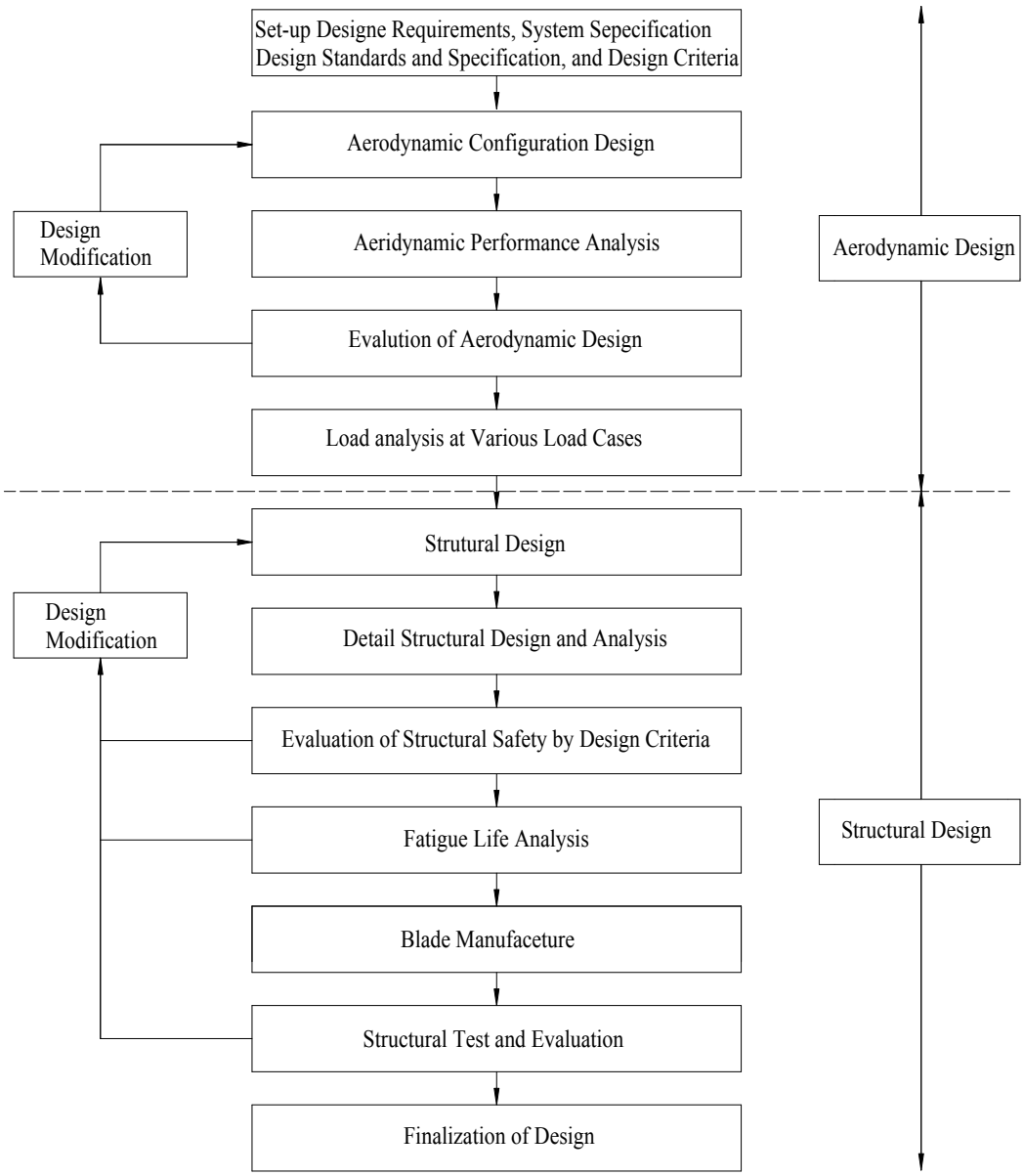


Fig. 1 Flow of aerodynamic and structural design

제 3 장 공력설계 및 성능 해석

제 1 절 공력설계 및 해석 이론

다리우스형 풍력터빈 설계의 핵심은 물론 로터회전 날개의 공력설계이다. 현재까지 개발된 공력설계를 위한 공기역학적 해석방법은 매우 다양하나, 이는 다음과 같이 5가지의 방법으로 분류 할 수 있다.[6]

1)Glauert의 Actuator Disk Theory
2)Strickland 그리고 Sharpe에 의해 개발된 다중유관이론(Multi-Stream tube Theory)
3)Templin에 의한 단일유관 이론(Mono-Streamtube Theory)
4)Wilsone등에 의한 고정후류이론(Fixed Wake Theory)
5)Fanucci, Strikland 그리고 Wilson등에 의해 개발된 자유와류이론(Free Vortex Theory)

이들 이론들 중 Actuator Disk이론과 단일유관이론은 이론도입을 위한 모델차제가 너무 단순하며 결과값 역시 실제 실험값과는 큰 차이를 보인다. 자유와류인론은 실제 현상에 가장 급접하는 모델이나 계산량이 업청나며 그 결과 또한 타 방법에 비해 나을게 없다고 보고되고 있다. 결국 다중유관이론과 고정후류이론이 그 유용성을 가장 인정 받고 있는데. 이중 다중유관이론을 적용하여 공력 설계를 수행 하였다.

1. 다중 유관 이론

다중 유관이론이란 로터의 회전에 의해 형성되는 회전체적을 검사체적(Control Volume)으로 보고 이를 높이방향(z)와 원주방향(θ)으로 나누어서 생기는 바람방향에 평행한 수 많은 유관(Streamtube)으로 이뤄진 것으로 생각하며 다리우스타입의 풍력터빈에 대한 공력해석을 하는 것이다. 이 이론에서는 각 유관 사이의 간섭과 하류에서의 후류(Wake)의 변형을 고려하지 않고 또한 유관내 에서의 속도가 일정하다고 가정하여 이에 바람방향에 대한 운동량 방정식을 적용한다. 그리고 이루부터 유관내에서의 속도 V를 계산하여 적분 과정을 통하여 공력을 구하는 것이다.

2. 합속도 W(Resultant Velocity)와 국소 받음각 i(Local Aerodynamic Incidence)

δ가 회전 날개 요소와 수평축사이의 각도일 때 회전 날개의 길이의 중심점을 0이고 높이가 2H일 때 각 회전 날개 형상에 따른 r과 δ는 다음과 같다.

포물선 형태

$$r = (1 - \frac{z^2}{H^2})/R \tag{1}$$

$$\delta = \tan^{-1}(2zR/H^2) \tag{2}$$

직선형태

$$r = R, \delta = 0 \tag{3}$$

사다리꼴형태

$$r = R_0 - (R_0 - R_1)z/H \tag{4}$$

$$\delta = \tan^{-1}((R_0 - R_1)/H) \tag{5}$$

스팬(Span)방향의 속도는 일반적으로 극히 적으므로 무시 할 수 있다. 그러므로 상대속도 $\overrightarrow{W}$는 Fig .2 로부터 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\overrightarrow{W} = \overrightarrow{V} - \overrightarrow{U} \tag{6}$$

그리고 $\overrightarrow{W}$의 각 요소의 방향은 다음과 같이 정의 된다.

$$W_r = V\sin\theta,\ W_t = U + Vcos\theta,\ W_{z'} = 0 \tag{7}$$

$U = r\omega$이므로 합속도 W 는 다음과 같이 된다.

$$W^2 = (r\omega + Vcos\theta)^2 + V^2 \sin^2\theta \cos^2\delta \tag{8}$$

그리고 시위선과 합속도가 이루는 각을 국소 받음각 i라 하는데 이는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\tan i = \frac{Vsin\theta\cos\delta}{r\omega + Vcos\theta} \tag{9}$$

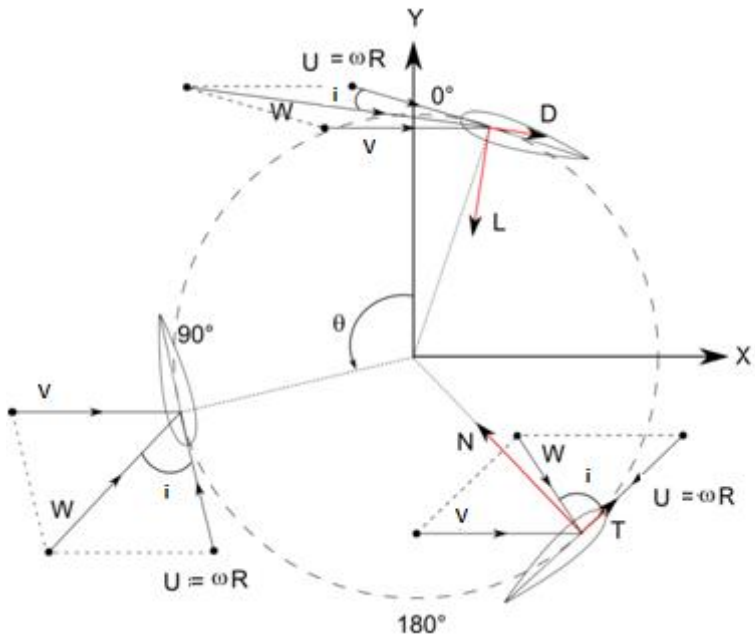


Fig. 2 Flow vertical axis wind turbine

3. 깃 요소 이론에 의한 공력 계산

익형에 대한 공기역학적 힘계수는 (Aerodynamic Force Coefficient)는 보통 양력계수(Lift Coefficient) C_l과 항력계수(Drag Coefficient) C_d로 표현되는데 이는 일반적으로 받음각 i와 레이놀즈수 Re의 함수로 테이블화 되어있다. 그런데 다리우스형 풍력터빈의 성능에 직접

관련되는 힘계수는 C_n, C_t이다. 이는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$C_n = C_l \cos i + C_d \sin i \tag{10}$$

$$C_t = C_l \sin gi - C_d \cos i \tag{11}$$

다리우스 풍력터빈의 작동원리는 아래와 같다. 즉 Fig. 2 와 같이 터빈에 바람이 불어 오면 익형에 공기역학적 힘이 생기게 되는데 이들 힘은 일반적으로 양력과 항력으로 나타낸다. 회전 날개의 미소길이 ds에 작용하는 미소 양력 dL과 미소항력dD 벡터의 합으로 로타의 회전방향인 미소 접선력(Differential Tangential Force) dT와 수직방향인 미소 수직력(Differential Force) dN으로 나눌 수 있는데 이중 dT성분으로 인해 회전각속도Ω 가 생기게 되는 것 이다.

동압 $\frac{1}{2}\rho W^2$를 q로 놓을 때 회전깃의 미소길이 ds상에서 미소 수직력dN 과 미소 접선력dT 는 다음과 같이 정의 된다.

$$dN = C_n q C \frac{dz}{\cos\delta} \tag{12}$$

$$dT = C_n q C \frac{dz}{\cos\delta} \tag{13}$$

그리고 dz와 ds는 다음과 같은 관계가 있다.

$$dz = ds \cos\delta \tag{14}$$

유관내에서의 속도가 V일 때 터빈 항력은 다음과 같다.

$$dF = dN \cos\delta \sin\theta - dT \cos\theta \tag{15}$$

$$= qc\left(C_n \sin\theta - C_t \frac{\cos\theta}{\cos\delta}\right)dz \tag{16}$$

풍력 터빈 회전 날개의 시위길이가 일정할 때 풍력 터빈의 평균 항력은 다음과 같다.

$$F = \frac{bc}{2\pi}\int_{-H}^{+H}\int_{0}^{2\pi} q\left(C_n \sin\theta - C_t \frac{\cos\theta}{\cos\delta}\right) d\theta dz \tag{17}$$

4. 토크와 파워

회전 날개 요소의 공력에 의한 회전 모멘트는 다음과 같다.

$$dM = \frac{C_t qc}{\cos\delta} r dz \tag{18}$$

그리고 전체 풍력터빈의 모멘트는 다음과 같다.

$$M = \frac{bc}{2\pi}\int_{-H}^{+H}\int_{0}^{2\pi} \frac{C_t qr}{\cos\delta} d\theta dz \tag{19}$$

그러므로 파워는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$P = M\omega = \frac{bc}{2\pi}\int_{-H}^{+H}\int_{0}^{2\pi} \frac{C_t qr\omega}{\cos\delta} d\theta dz \tag{20}$$

위의 식은 자유 흐름 V_1에 대한 풍령 터빈의 성능을 표현한 식이 아니다. V_1에서의 풍력 터빈 파워는 Betz 이론을 사용하여 구할 수 있다.
수평축 풍력 터빈의 항력은 다음과 같다.

$$F = \rho S V(V_1 - V_2) \tag{21}$$

$V_2 = kV_1$으로 놓으면 로터를 지나는 속도는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$V = \frac{1}{2}(V_1 + V_2) = V_1 \frac{(1+k)}{2} \tag{22}$$

그러므로 F 는 다음과 같아진다.

$$F = \frac{1}{2}\rho S\left(V_1^2 - V_2^2\right) = \frac{1}{2}\rho S V_1^2\left(1-k^2\right) = 2\rho S V^2 \frac{1-k}{1+k} \tag{23}$$

Betz 이론을 적용하여 수직축 풍력 터빈의 F를 나타내면

$$2\rho S V^2\left(\frac{1-k}{1+k}\right) = \frac{bc}{2\pi}\int_{-H}^{+h}\int_0^{2\pi} q\left(C_n \sin\theta - C_t \frac{\cos\theta}{\cos\delta}\right) d\theta dz \tag{24}$$

q를 $\frac{1}{2}\rho W_u^2$로 놓으면 다음을 구할 수 있다.

$$G = \frac{1-k}{1+k} = \frac{bc}{8\pi S}\int_0^{\pi} \frac{W_u^2}{V^2}\left(C_n \sin\theta - C_t \frac{\cos\theta}{\cos\delta}\right) d\theta dz \tag{25}$$

where

$$\frac{W_u^2}{V^2} = \left(\frac{r\omega}{V} + \cos\theta\right)^2 + \sin^2\theta\cos^2\delta \tag{26}$$

$\frac{\omega r}{V} = \frac{r}{R}\frac{\omega R}{V}$ 로부터

$$\frac{W_u^2}{V^2} = \left(\frac{\omega R}{V}\frac{r}{R} cos\theta\right)^2 + \sin^2\theta\cos^2\delta \tag{27}$$

마찬가지로

$$\tan i = \frac{\sin\theta\cos\delta}{\frac{\omega R}{V}\frac{r}{R} + \cos\theta} \tag{28}$$

그러므로 $\omega r/V$이 주어질 때 G를 구할 수 있고 이런까닭에 k는 다음과 같다.

$$k = \frac{1-G}{1+G} \tag{29}$$

이로 인해 λ_0를 구할 수 있다.

$$\lambda_0 = \frac{\omega R}{V_1} = \frac{\omega R}{V}\left(\frac{1+k}{2}\right) = \frac{\omega R}{V(1+G)} \tag{30}$$

5. 동력계수 와 토크계수

동력 계수는 다음과 같이 정의되고

$$C_p = \frac{2P}{\rho S V_1^3} = \frac{bc}{2\pi S}\int_{-H}^{+H}\int_0^{2\pi} C_t \frac{W_u^2}{V_1^3}\frac{\omega r}{\cos\delta} dz d\theta \tag{31}$$

where

$$\frac{W_u^2}{V_1^3}\omega r = \frac{W_u^2}{8V^2}\frac{\omega R}{V}\frac{r}{R}(1+k)^3 \tag{32}$$

윗 식을 이용하여 $\omega R/V$의 변화에 따른 C_p를 나타낼 수 있다.

모멘트 계수와 동력 계수의 관계는 다음과 같다.

$$C_p = C_m \lambda_0 \tag{33}$$

위의 식을 수직폭 풍력 터빈 로터로 표현하면 다음과 같다.

$$C_m = \frac{C_p}{\lambda_0} = \frac{2P}{\rho S V_1^3}\frac{V_1}{\omega R} = \frac{2M}{\rho S R V_1^2} \tag{34}$$

제 2 절 고효율 회전 날개 공력설계

1. 공력설계 절차 및 방법

풍력발전용 회전 날개의 공력설계란 궁극적으로 요구출력을 만족하는 회전 날개의 시위 길이, 회전 날개의 폭, 면적비, 에어포일(airfoil)등을 결정하는 것이다. 이를 위해 본 연구에서는 다음과 같은 절차 및 방법을 적용하였으며 수치 계산을 위해 전산해석 코드를 작성하여 이용하였다. 전산 해석 코드의 신뢰성을 확인하기 위해 Uppsala 대학교에서 실제 운용중인 12KW급 다리우스 타입 풍력터빈의 공력 실험값과 전산해석코드의 결과 값과 비교하여 결과 값이 매우 유사함을 확인하였다. 결과 값은 Fig. 3에 나타나 있다. 이에 전산해석코드를 사용하여 실제 각각의 설계 변수가 수직축 풍력터빈의 공기역학적 성능에 미치는 영향을 익단속도비(Tip Speed Ratio:TSR)와 동력 계수(Power Coefficient:C_d)의 그래프로 나타내어 분석하여, 정격 풍속인 8m/s에서의 최적화된 형상을 찾았다. 전산 해석 프로그램의 전산 해석 코드는 부록 A에 수록 하였다.

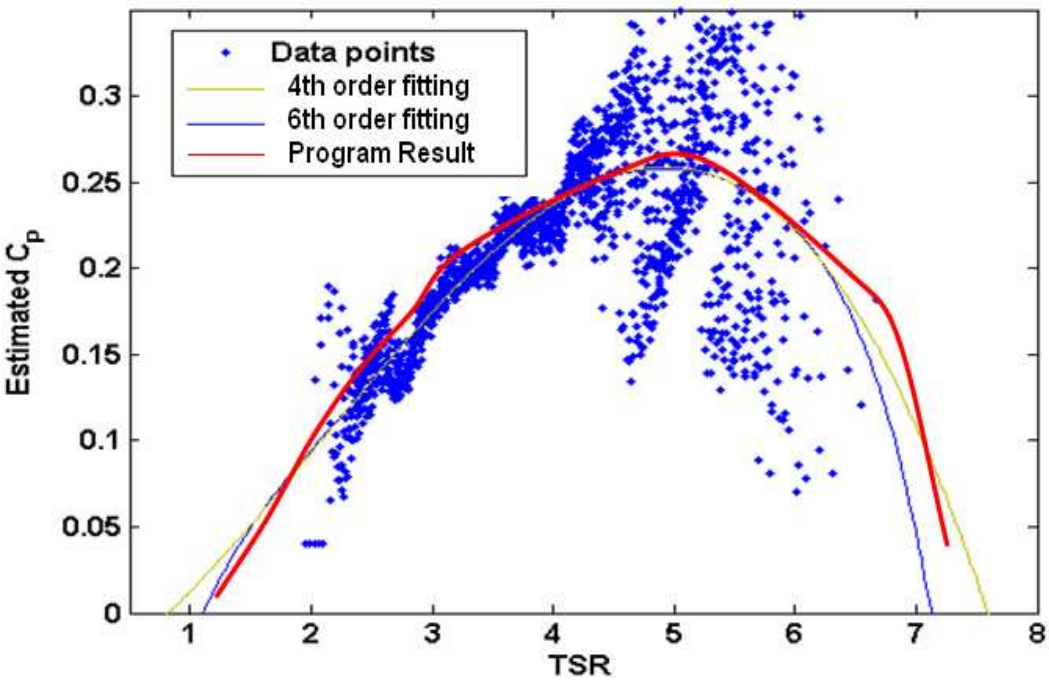


Fig. 3 Compare of program result and real model

가. 설계 초기자료 입력

설계 초기자료로는 일종의 설계 변수로써 면적비, 터빈 높이와 반지름비, 회전 날개 개수, 회전 날개 익형등이 있으며 이들은 문헌 자료 및 유사 풍력터빈 시스템을 통해 대략적인 범위를 결정할 수 있으나 보다 효율적인 설계를 위해서는 각각의 설계변수 변화에 따른 공력설계 결과가 충분히 분석되어 최적의 설계가 이루어 져야 한다.

.

2. 공력설계변수 분석 및 최적화

저 풍속에 유리한 고효율 회전 날개의 설계를 위해 Table 2와 같이 에어포일 특성 및 회전 날개 수, 면적비, 풍력터빈의 가로세로비를 주요 설계 변수를 기준으로 이들의 변화에 따른 공력설계 결과를 분석하여 최적의 설계 결과를 얻을 수 있도록 하였다.

Table 2 Parametric study for high efficiency optimal blade

Airfoil					
NACA0015		NACA0018		NACA0021	
Number of blades					
2	3	4	5	6	7
Solidity(bc/R)					
0.5	0.75	1	1.25	1.5	2
H/R					
0.5	0.75	1	1.25	1.5	

가. 에어포일 특성

깃 단면의 에어포일은 풍력 발전기의 여러 가지 성능을 결정하는 중요한 요소이다. 일반적으로 에어포일을 선정하는 기준은 레이놀즈수(Reynolds number) 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.

본 연구에서는 Fig. 4 과 같이 여러 가지 에어포일(airfoil)등을 선정하였고 공력 해석 프로그램을 이용하여 각각의 에어포일에 대해 Re 50,000~ Re 3050,000 안에서의 에어포일 데이터를 확보하고 이 데이터를 기반으로 공력설계를 수행하였다. 각각의 설계 결과를 검토한 결과 구조적 이점이 있으며 성능 역시 만족하는 NACA0018이 가장 적합한 에어포일임을 확인하였다.

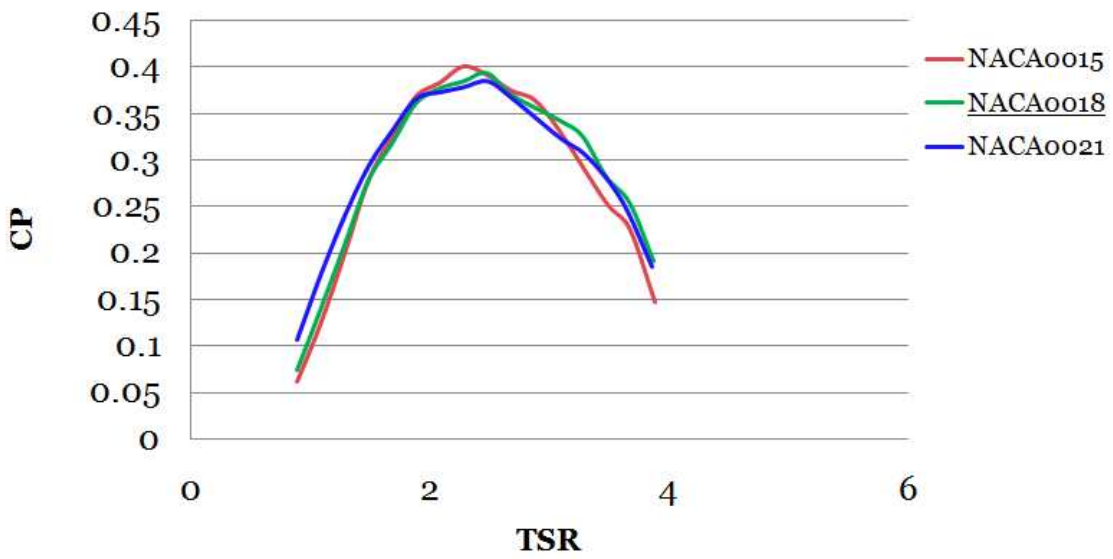


Fig. 4 Result of aerodynamic characteristics of airfoil

나. 면적비

면적비의 경우 최대 효율 계수가 높으며 비교적 넓은 영역에서 효율이 좋은 1.5를 선택 하였다.

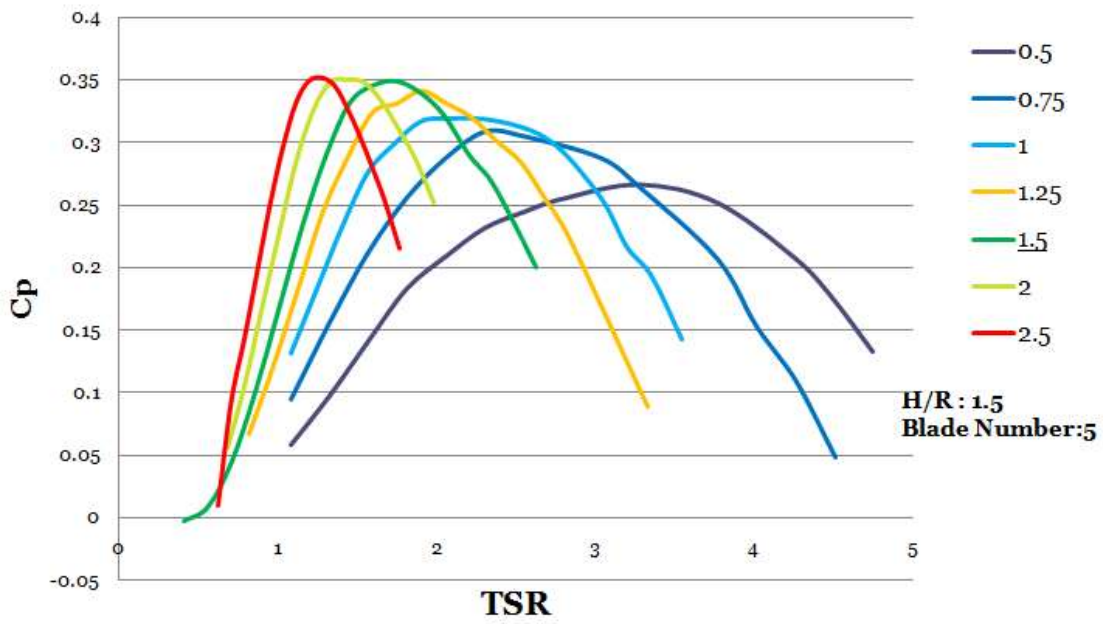


Fig. 5 Result of aerodynamic characteristics of Solidity

다. 회전 날개 개수

면적비와 H/R이 같은 경우 회전 날개 개수에 따른 효율계수의 값의 변화는 미비하나 회전 날개당 무게를 고려하여 5개를 선택 하였다.

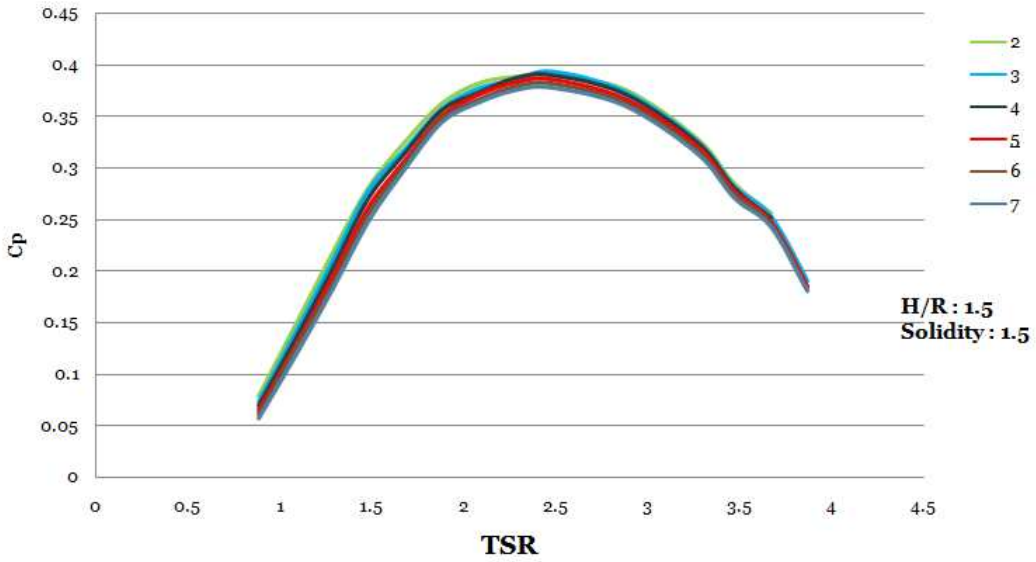


Fig. 6 Result of aerodynamic characteristics of number of Blade

라. H/R

요구 조건을 만족하는 범위에서 제작 등을 고려하여 1.5를 선택 하였다.

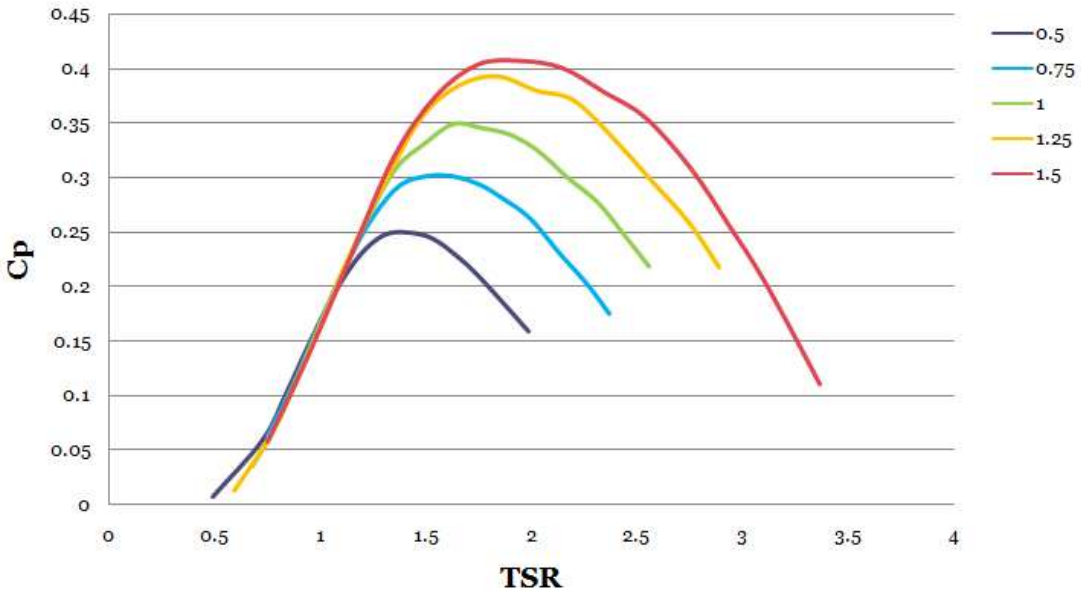


Fig. 7 Result of aerodynamic characteristics of H/R

3. 공력설계 결과

본 연구의 대상인 풍차의 정격 출력은 500W 이므로 발전기 효율, 동력 전달 계통의 기계적 효율 등을 고려하여 공력 설계를 위한 출력을 600W로 하였다. 회전 날개의 정격풍속은 국내 기상에 적합한 8 m/s로 결정 하였다. 이와 같은 과정을 거쳐 최종적으로 설계된 회전 날개의 제원은 Table 3과 같고 3차원 모델링 한 결과는 Fig. 8과 같다. 또한 최종 선택된 형상의 프로그램으로 계산된 공력 성능은 Fig. 9와 같다.

Table 3 Aerodynamic design results of 500W class wind turbine blade

Rated power	500 kw
Rated wind speed	8.0 m/s
Cut out wind speed	20 m/s
Rated rpm	167 rpm
Blade number	5
Radius	0.9m
Aerodynamic profile	NACA 0018
Blade length	2.56m
Blade chord length	0.27m

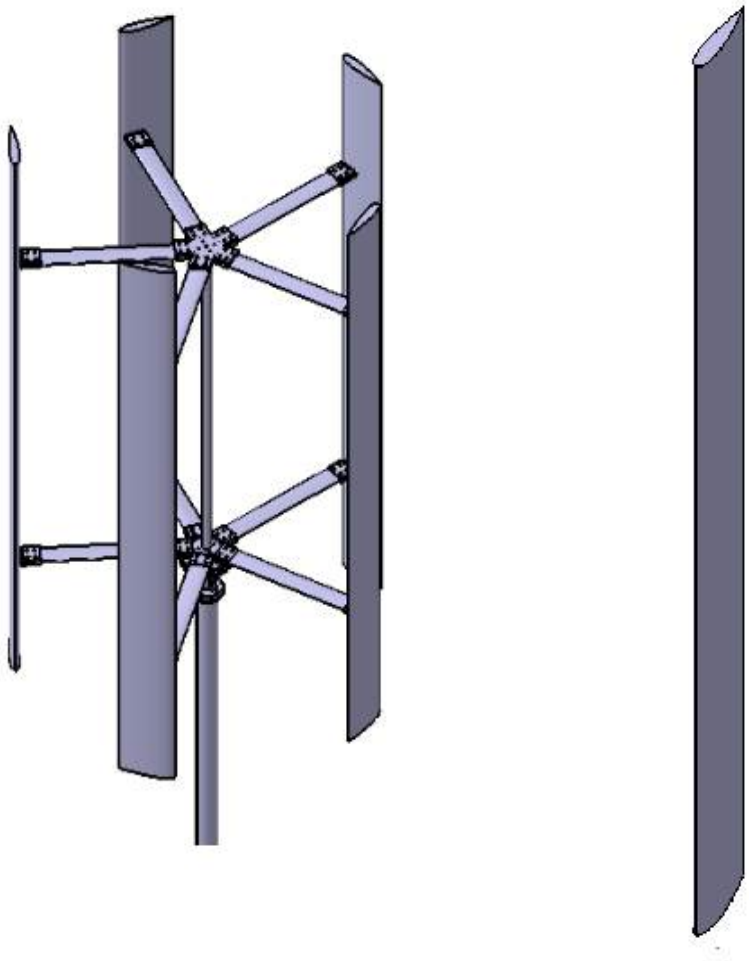


Fig. 8 Designed aerodynamic shape of 500W class wind turbine blade

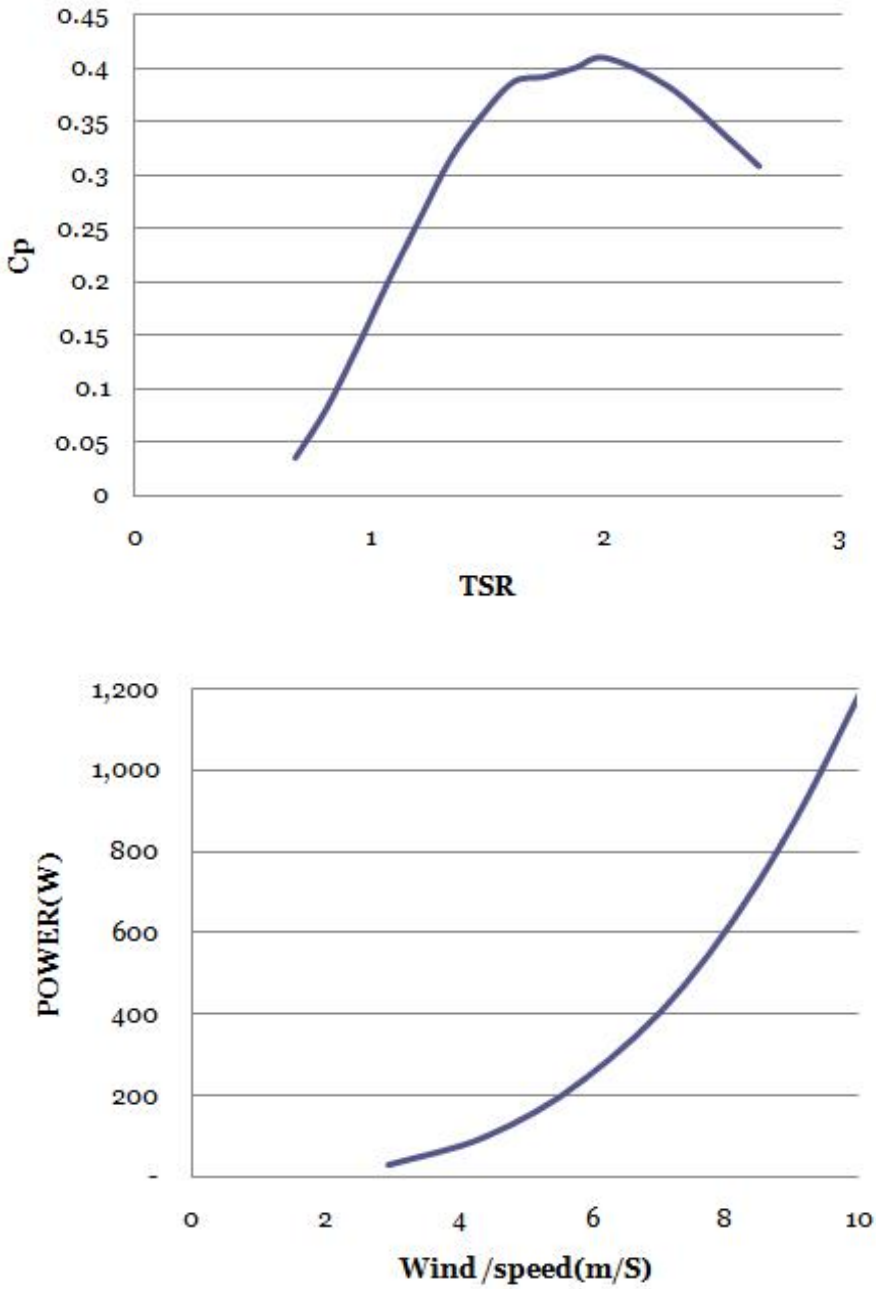


Fig. 9 Aerodynamic analysis of 500W class wind turbine blade

제 3 절 공력 성능 해석

1. 공력 해석

결정된 공력 형상을 바탕으로 공력 해석을 수행하였다. 공력해석은 상용코드인 ANSYS CFX를 이용하였으며, 회전 날개는 회전 운동만 하기 때문에 회전 날개 주위의 회전 영역과 그 외의 영역에서는 고정영역으로 구분하는 경계조건을 입력하였다. 원통형 유동장의 반쪽 영역은 입구 영역이며, 그 반대 영역은 출구 영역으로 설정하였다. 설계한 값과 비교를 위해 정격 출력 조건인 입구에서는 풍속 8m/s를, 내부 회전영역은 167rpm으로 회전하도록 설정하였고, 출구와 유동장 윗부분에는 opening조건을 주었다. 해석 난류 모델은 층류로 부터 난류로의 천이영역에 대한 높은 시뢰성의 $\kappa-\omega$모델 기반인 SST(Shear Stress Transport) Transition 모델을 적용하였다.

2. 공력 해석 결과

공력 설계시 효율 등을 고려해 목표 정격 출력 값은 600w이였으며 상용코드로 수치해석 결과 출력 값은 663W로 확인되었다. 이론적 해석결과 와 약 10% 정도의 오차를 확인 할 수 있다. Fig. 10은 수치해석 결과 나온 스트림 라인의 모습으로 참고문헌[4]와 매우 유사한 유동흐름을 보여 주고 있다.

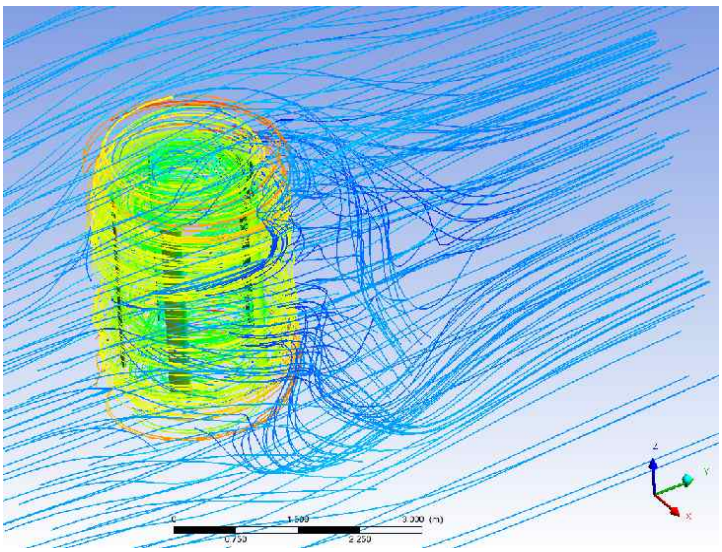


Fig. 10 Stream line distribution for fluid flow analysis

제 4 장 회전 날개 구조설계

제 1 절 하중 조건 및 하중 계산

구조 설계의 관점에서 풍력발전용 회전 날개에 작용하는 하중으로는 공력하중, 원심하중, 열적하중, 결빙에 의한 하중 등이 있으나, 본 연구의 회전 날개는 상온에서 성형될 예정이므로 성형조건과 운용조건의 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 원심하중이다. 여기서, 원심하중은 유한요소 구조해석 모델에 허용 최고 회전수인 353 rpm을 고려함으로서 프로그램 내부적으로 계산되어 적용될 수 있다. 따라서 계산되어야할 하중은 공력하중이며, 이를 위해 Table 4와 같은 하중조건을 고려하였다.

Table 4 Load case for structural design

Load Case	Case I	Case II	Case III
Reference wind speed	8.0 m/s	20.0 m/s	55.0 m/s
Gust condition (±20 m/s, ±40°)	Without gust	With gust	Storm condition
Rotational speed	167 rpm	353 rpm	Stop

1. 연결 부위의 위치 선정

Fig 11과 같이 본 풍력터빈은 2개의 연결 지지대가 평행하게 회전 날개를 지지하게 된다. 회전 날개의 응력을 최소화하기 위해서는 회전 날개의 연결 부위 위치 선정 하셨다.

Fig .11에서 보듯이 최대 굽힘 모멘트가 최소가 되는 지점은 회전 날개 연결부위M_1 모멘트와 회전 날개의 중앙부분의 모멘트M_2가 같은 경우이다

각 위치의 모멘트는 다음과 같이 나타 낼 수 있다.

$$M_1 = \frac{Q(2H-a)^2}{8} \tag{35}$$

$$M_2 = R_A(\frac{a}{2}) - \frac{Q(2H)^2}{8} = \frac{Q2H}{8}(2a-2H) \tag{36}$$

M_1과 M_2가 같게 될 경우

$$(2H-a) = 2H(2a-2H) \tag{37}$$

가 될 경우이며 a=1.56이다.
M_1와 M_2는 다음과 같다.

$$M_1 = M_2 = 0.214Q(2H)^2 \tag{38}$$

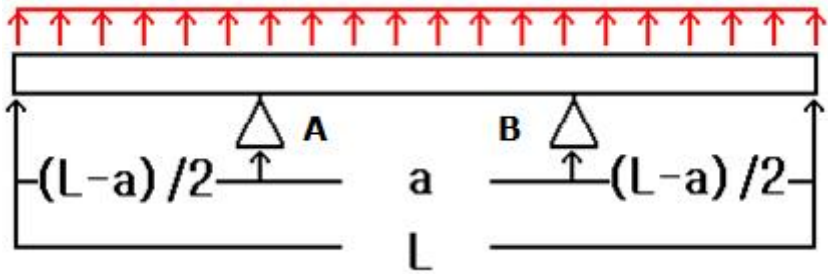


Fig. 11 Location of the connection support

2. 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 현상을 말하는데, 풍력발전기는 바람의 방향이 바뀜에 따라 즉각적으로 움직일 수 없기 때문에, 돌풍의 방향과 회전 날개의 회전축이 이루는 각도는 30° ~ 40°까지도 증가될 수 있으며, 이것

은 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 깃 단면에서 발생되는 공기력은 받음각과 속도의 함수이므로 이를 계산하기 위해서는 돌풍에 의해 변화되는 받음각과 속도의 계산이 선행되어야 한다.

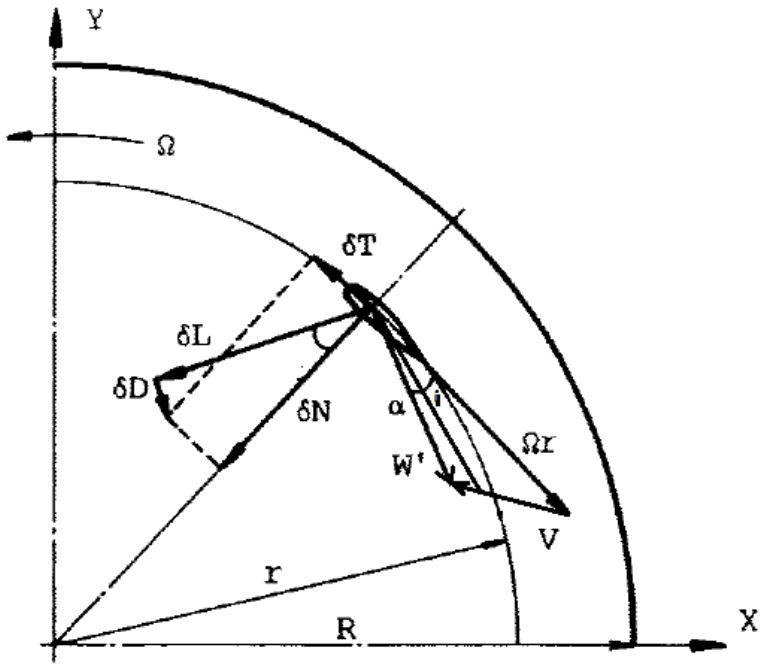


Fig. 12 Section of a rotor blade in gust

회전 깃의 미소길이 ds상에서 미소 수직력dN 과 미소 접선력dT 는 앞서 말한 것처럼 식 (12)와 식 (13)으로 나타낼 수 있다.

여기서 계산된 dN과 dT는 깃 단면에 국한된 힘이므로 회전날개 전체에 발생하는 힘을 구하기 위해서는 거리 2H에 대해 적분을 해야 한다. 본 풍력터빈 회전 날개는 스팬방향으로 시위가 같으며, 비틀림 각도 없으므로, dN을 스팬 방향으로 적분하여 회전 날개에 작용하는 등분포 하중을 구할 수 있다. 또한 회전 날개가 회전할 때 발생하는 원심력을 고려하였다. 회전 날개의 자중은 경험에 의해 10Kg으로 하였다.

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

나. 정지시 폭풍에 의한 굽힘 하중

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

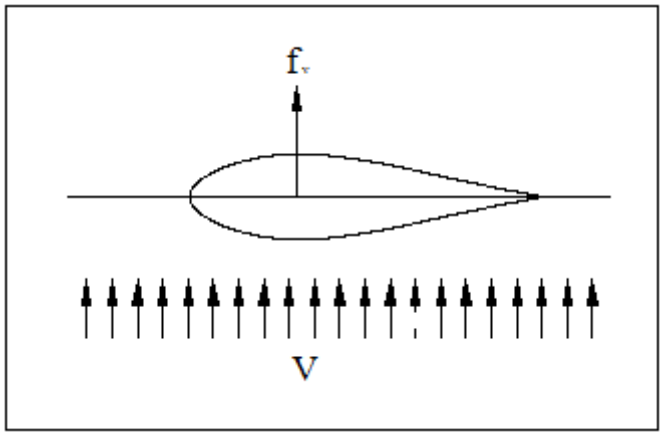


Fig. 13 Aerodynamic force due to storm in stop

$$f_v = \frac{1}{2} \rho C_d l V^2 \tag{39}$$

다. 하중 해석 결과

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

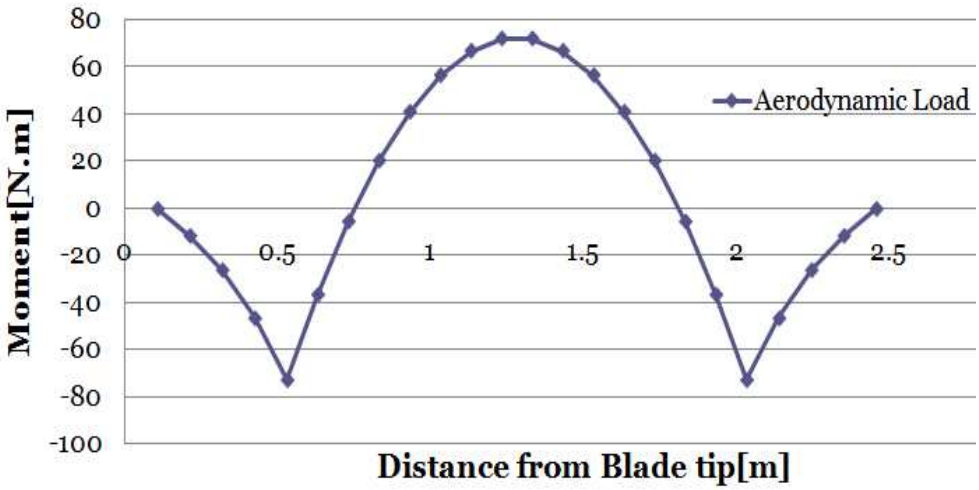


Fig. 14 Moment diagram for load case I

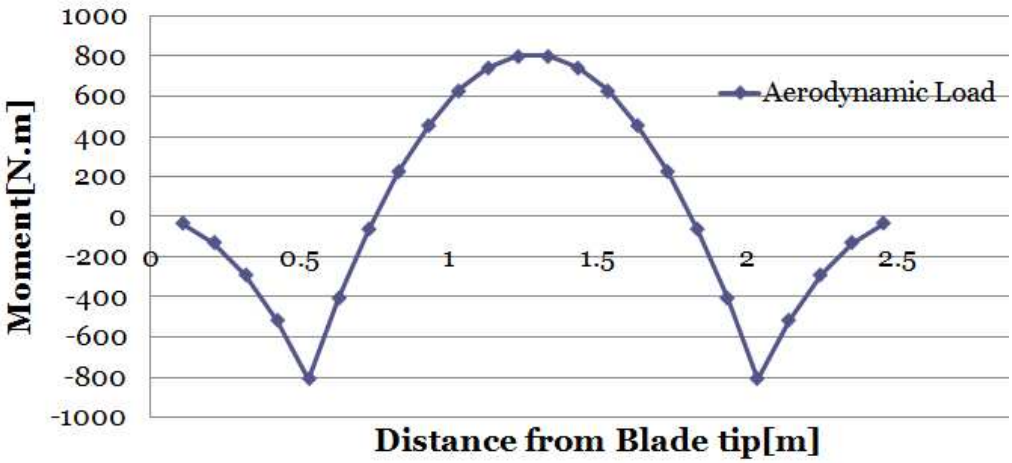


Fig. 15 Moment diagram for load case II

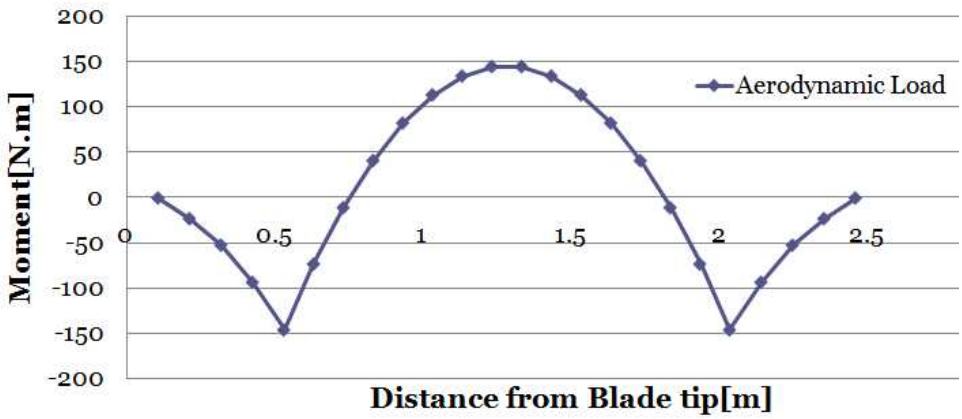


Fig. 16 Moment diagram for load case III

제 2 절 기본구조단면 형상설계

복합재 회전 날개의 구조설계를 위한 기본 구조는 저자의 설계 경험 및 문헌자료를 이용하여 Fig. 17과 같은 스킨-스파-폼 샌드위치(skin-spar -foam sandwich) 구조를 채택하였다. 구조 설계는 회전 날개의 스킨(skin)은 주로 전단하중을 담당하므로 ±45로 적층하고, 스파(spar)는 주로 굽힘 하중을 담당하므로 (0/90)로 적층하였다. 회전 날개 내부는 좌굴 강도를 개선시키고 높은 진동감쇠효과를 갖도록 폴리우레탄 폼(Polyurethane foam)이 적용되었다. Table 5 대상 회전 날개의 설계 및 해석에 적용된 재료의 물성값이다.

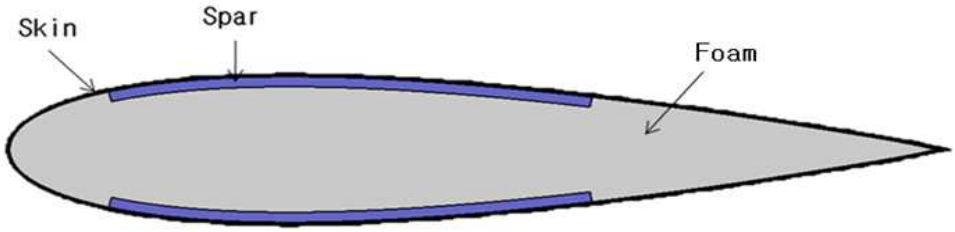


Fig. 17 Primarily section design model for blade structure

Table 5 Mechanical properties of materials used in the present blade design

Property \ Material	Glass/Epoxy Fabric	Polyurethane Foam
E1 [N/mm^2]	10500	60.86
E2 [N/mm^2]	10500	59.86
G12 [N/mm^2]	1450	19.18
ν	0.27	0.2
Xt [N/mm^2]	283.9	2.63
Xc [N/mm^2]	184.6	1.41
Yt [N/mm^2]	283.9	2.49
Yc [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

1. Spar 설계

Netting rule에 의한 구조설계 개념은 하중방향으로 적층된 섬유만이 그 하중을 담당하며, 다른 방향으로 적층된 섬유는 강도에 기여하지 않는다고 가정하는 방법으로서 초기 개념설계에 유용하다. 또한 초기 설계에서 주 하중의 방향이 명확하지 않을 때는 다소 중향이 증가되더라고, QI(quasi-istripic)로 적층하는 방법이 일반적이다. 아이빔(I-Beam)의 플렌지(flange)의 설계 강도 다음과 같다.

$$\sigma_X(actual\,stress) \le \sigma_x^*(allowable\,stress) = \frac{X_{t,}\sigma_{crip}}{S.F} \tag{40}$$

안전 계수를 3을로 했을 경우 Netting Stress는 다음과 같다.

$$\left|\frac{F_X}{A} + \frac{M_Z(\pm y)}{I_Z}\right| \le \left|\frac{X_t}{S.F}, \frac{\sigma_{crip}}{S.F}\right| (S.F = 3) \tag{41}$$

$$\left|\frac{F_x}{2(t_{f_0} b_f)} + \frac{M_z(\pm y)}{2(t_{f_0} b_f)\left(\frac{bw}{2}\right)^2}\right| \le |\sigma_1^*| \tag{42}$$

설계 결과 스파(spar)는 총 13ply가 나왔으며 좌굴에 대해서 안정성을 확인하기 위해 다음과식(47)을 적용하여 Crippling Failure로 확인한 결과 459MPa이 나왔고 이는 압축 좌굴 강도보다 높으므로 좌굴 안정성 역시 확보한 것을 확인 할 수 있었다.

$$\frac{\sigma_{crip}}{\sqrt{\sigma_s E}} = \frac{C}{\left(\frac{b_m}{t}\right)^{0.78}} \tag{43}$$

2. Skin 설계

스킨(skin) 설계의 경우 스킨의 압축 좌굴응력, 전단 좌굴응력, 굽힘 응력, 비틀림 전

단응력, 전단력을 구한 다음 압축과 전단 경우의 좌굴식인 (50)식을 통하여 0.71을 확인하였다, 좌술 식의 값이 1보다 작으면 좌굴 파괴로부터 안전하다.[23]

스킨(skin)이 7ply일 때 좌굴 파괴로부터 안전한 것을 확인 하였으며 이때 스킨(skin)의 각 응력은 Table 6 와 같다.

$$R_c = \frac{\sigma_b}{\sigma_{cr}} \tag{44}$$

$$R_s = \frac{(\tau_t + \tau_q)}{\tau_{cr}} \tag{45}$$

$$R_C + R_s^2 = 1 \tag{46}$$

Table 6 Stress of skin

압축 좌굴응력	10500
전단 좌굴응력	10500
굽힘 응력	1450
비틀림 전단응력	0.27
전단력	283.9
$R_c + R_c^2$	0.71

제 3 절 구 조 해 석

풍력발전용 회전 날개의 구조해석에는 일반적으로 강도해석이 고려되며, 공진 등의 동적인 문제와 좌굴 등이 검토된다. 특히 복합재료는 일반적으로 압축하중에 약하기 때문에 압축응력이 작용하는 부위의 안전성을 면밀히 검토하여야 한다.[14] 본 연구에서는 정적강도해석과 고유진동수해석 및 좌굴해석을 위해 유한요소 상용코드인 NASTRAN을 사용하였으며, 안전성 검토를 위한 파괴기준으로는 최대응력파괴이론[15]와 Tasi- Wu 파괴이론[16]을 적용하였다. Fig. 18은 유한요소 해석을 위한 격자(mesh) 생성 결과이며, 총 3584개의 요소로 구성되었다. 하중은 공력중심에서 스팬(span) 방향으로 등분포 하중을 주었으며, 경계 조건은 연결 지지대와 결합 되는 부분을 고정 조건을 적용하였다.

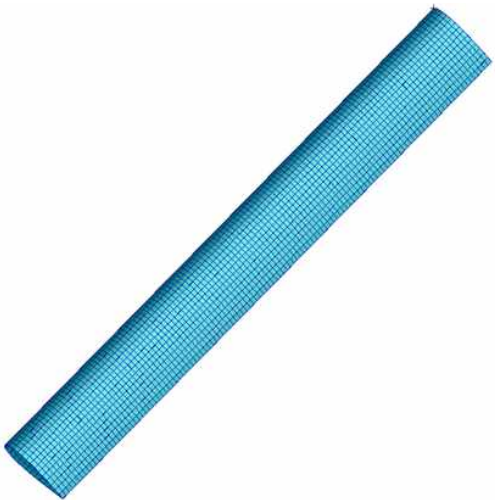


Fig. 18 Mesh generation for FEM analysis

1. 선형 정적 해석

선형 정적 해석 결과 회전 날개 한 개의 무게는 약 10.16 kg으로서 예상한 무게와 비슷하였다. Table 7은 하중 조건에 따른 유한 요소 선형 정적 해석의 결과 및 이에 대한 파괴 여부를 검토한 것이다. 파괴 기준은 그 값이 1 이상이면 파괴됨을 의미하며, 구조물의 안전도를 판단하는 기준이 된다. 선형 정적 해석의 결과를 검토 한 결과 안전한 구조로 설계되었음을 확인하였다.

회전 날개의 연결 지지대의 경우 풍력터빈의 운용중 원심력과 회전 날개의 수직력에 의해 인장 응력이 주로 생기며, 회전 날개와 연결지지대로 연결 되어 체결을 위한 구멍 주위에 응력이 집중 되나 해석 결과도 안전함을 확인 하였다.

Table 7 Structural analysis results

Analysis result \ Blade components		Spar	Skin	Connection support
Max. stress [Mpa]	Ten.	12.4	94.4	259
	Com.	21.1	92.8	
Max. stress failure criterion	Ten.	0.04	0.3	0.91
	Com.	0.11	0.5	
Tsai-Wu failure criteria		0.23	0.78	

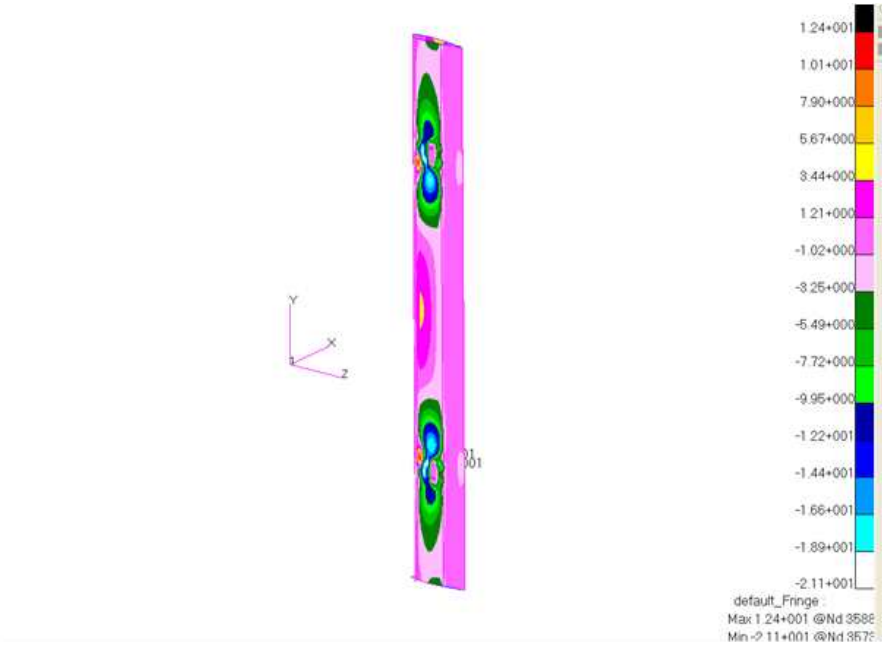


Fig. 19 Spar stress analysis result of load case II

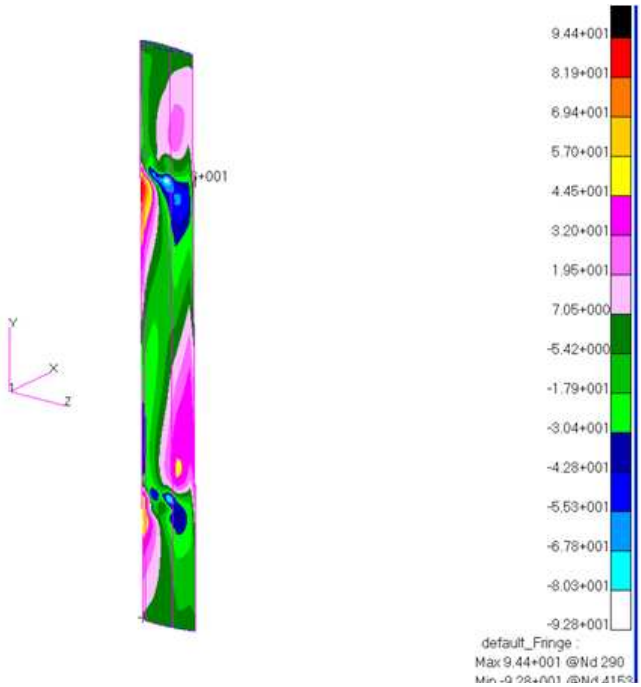


Fig. 20 Skin stress analysis result of load case II

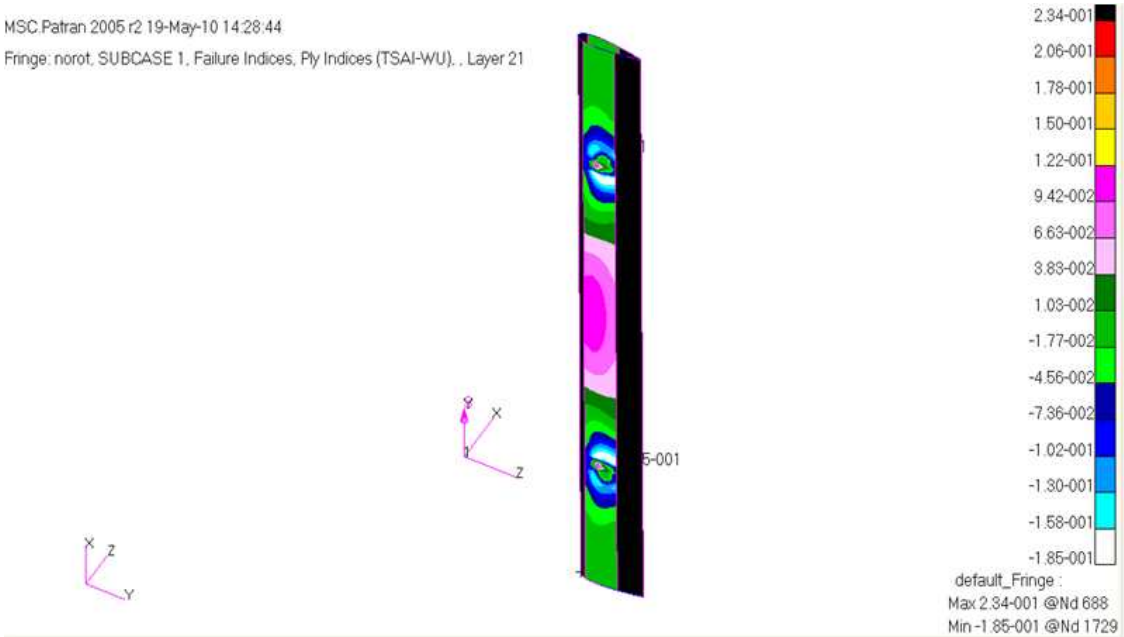


Fig. 21 Spar failur result of load case II

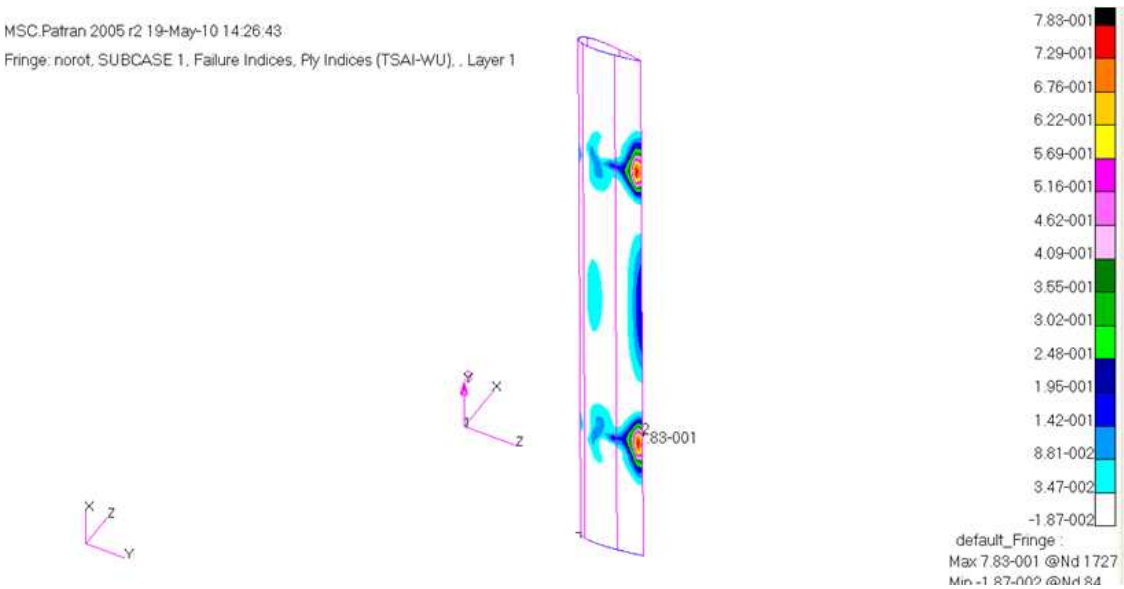


Fig. 22 Skin failur result of load case II

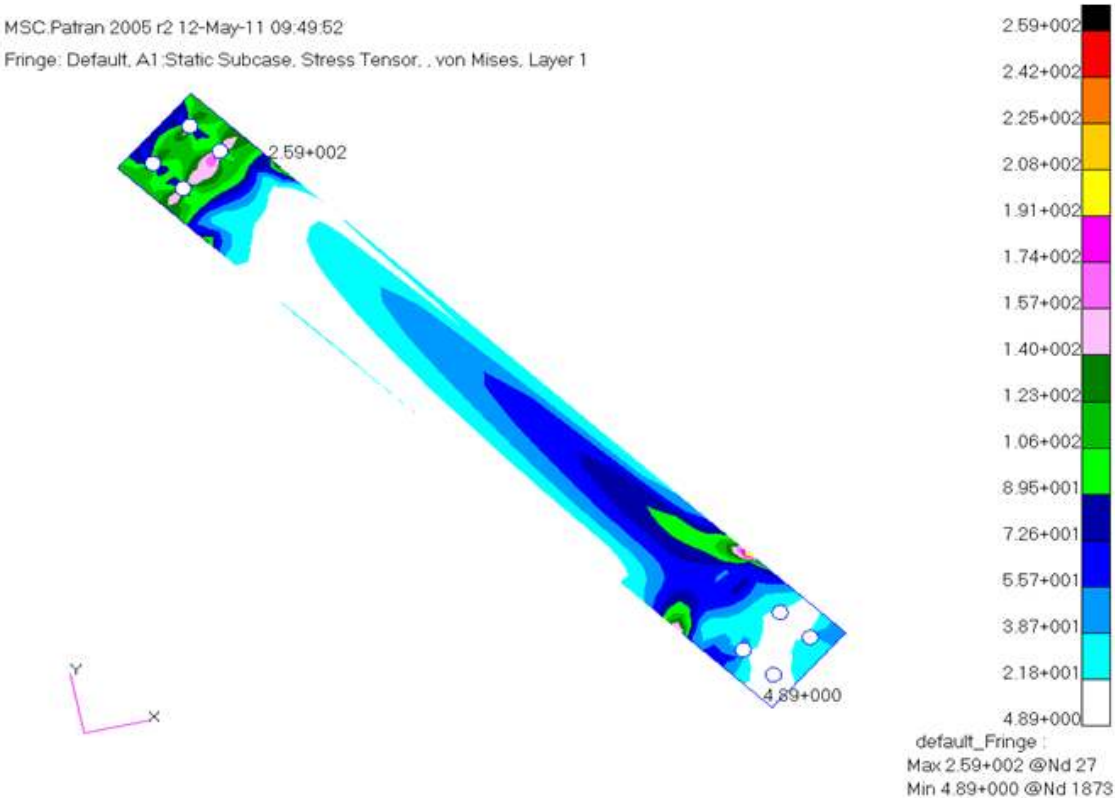


Fig. 23 Struct stress analysis result of load case II

2. 고유진동수 해석 및 공진 가능성 검토

고유 진동수 해석은 구조물의 공진 여부를 검토하기 위해 MSC.Nastran을 통하여 수행되었다. 특히 본 연구의 대상은 회전하는 구조물이므로 공진 여부를 반드시 검토하여야 한다. Fig. 24의 Campbell 선도를 검토해보면 운용회전수인 167rpm 근처에서는 공진이 발생하지 않음을 확인 할 수 있다. Fig. 25은 각각의 모드형상 및 진동수 해석결과를 도시한 것이다.

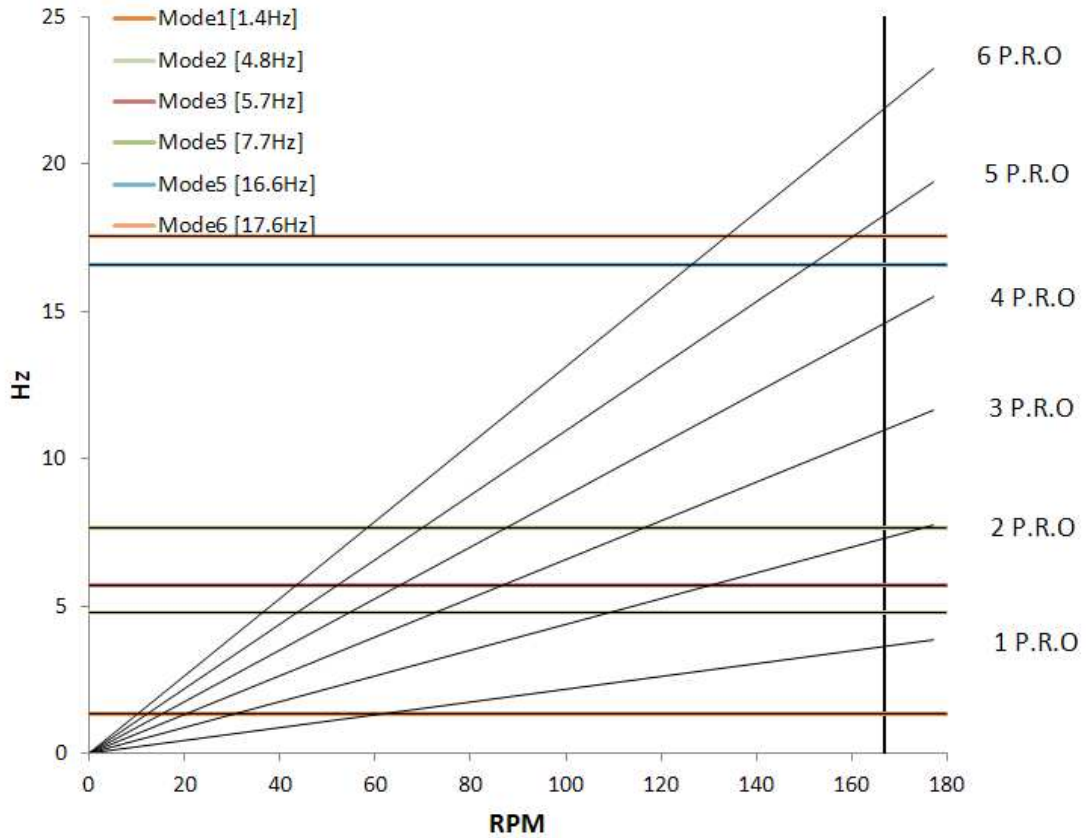
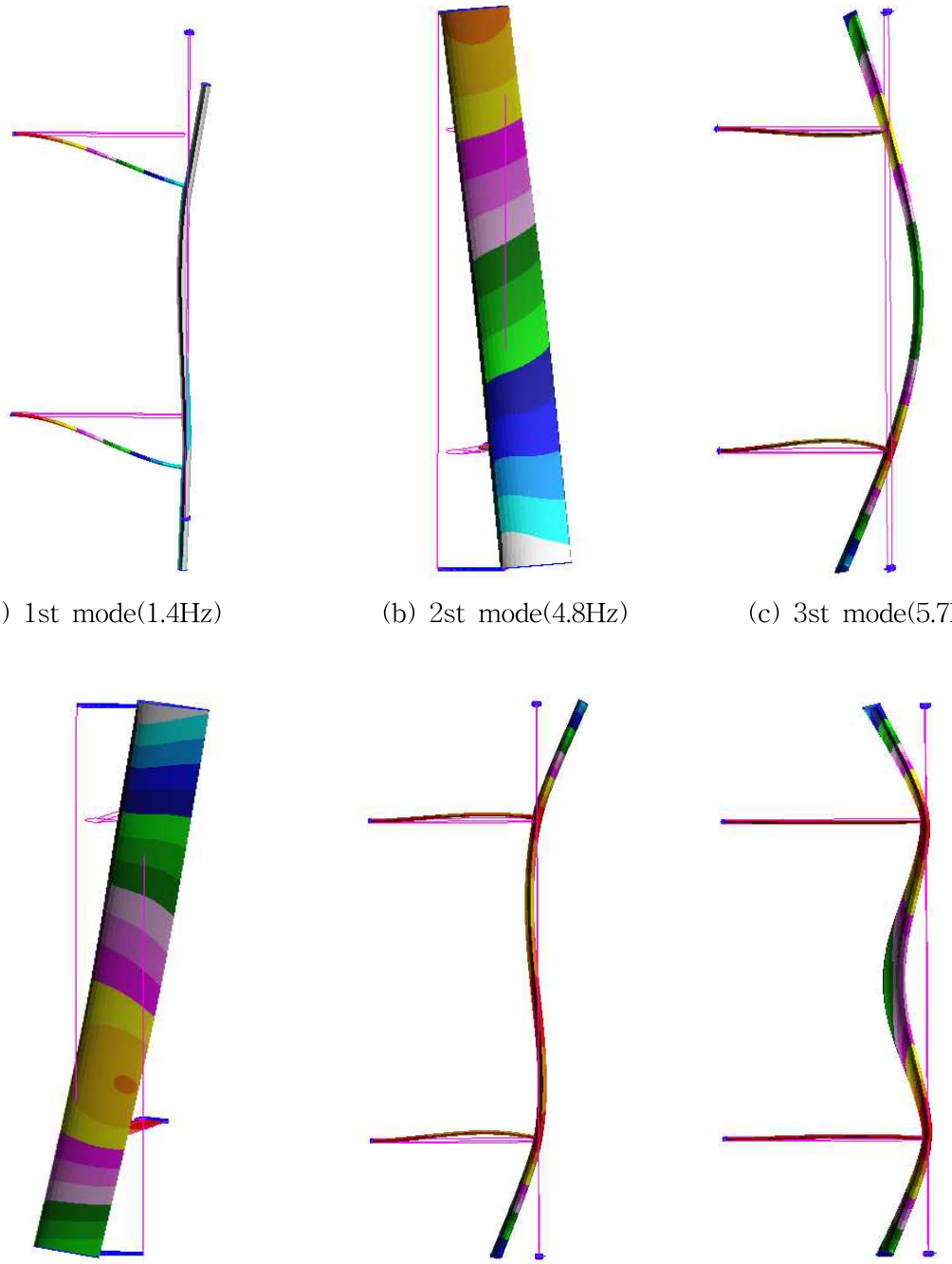


Fig. 24 Campbell diagram



(a) 1st mode(1.4Hz) (b) 2st mode(4.8Hz) (c) 3st mode(5.7Hz)

(d) 4st mode(7.7Hz) (e) 5st mode(16.6Hz) (f) 6st mode(17.6Hz)

Fig. 25 Natural vibration mode shape

3. 좌 굴 해 석

Fig. 26 와 Fig. 27은 하중조건 II에 대한 좌굴해석의 결과를 도시한 것으로 최소 하중 배수는 1.5로써 운용중 좌굴 발생의 가능성은 희박함을 확인하였다. 여기서 하중 배수(load factor)란 현재 작용 하중에 이 값을 곱하면 해당 모드의 좌굴이 발생함을 의미하는 일종의 안전계수이다.

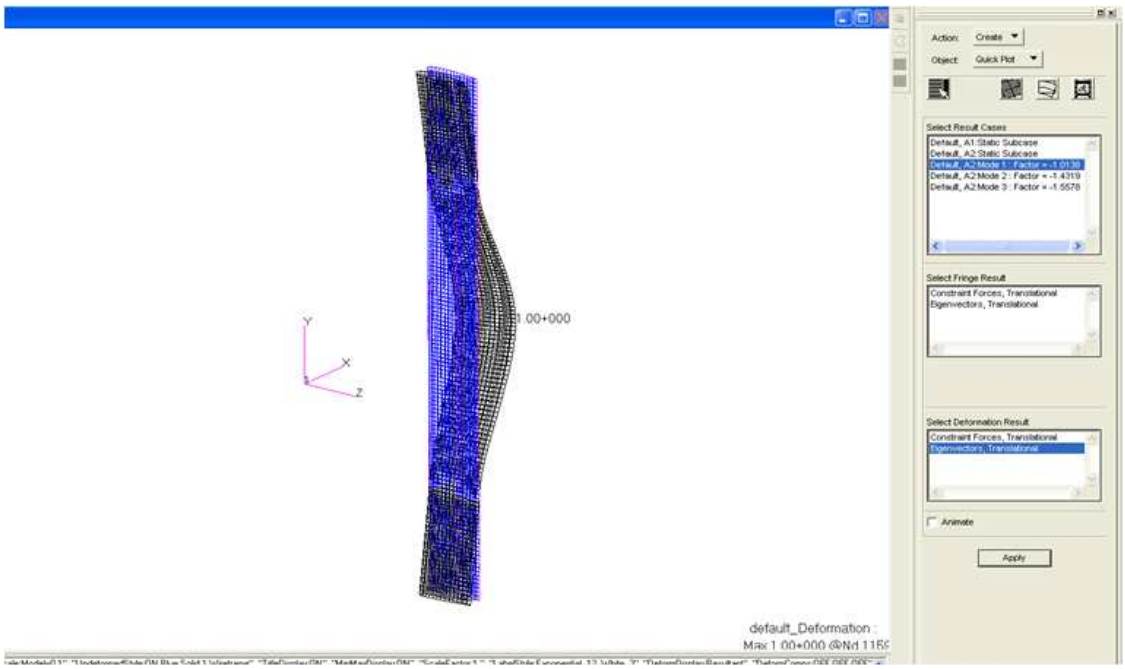


Fig. 26 First buckling mode shape and load factor at load case II

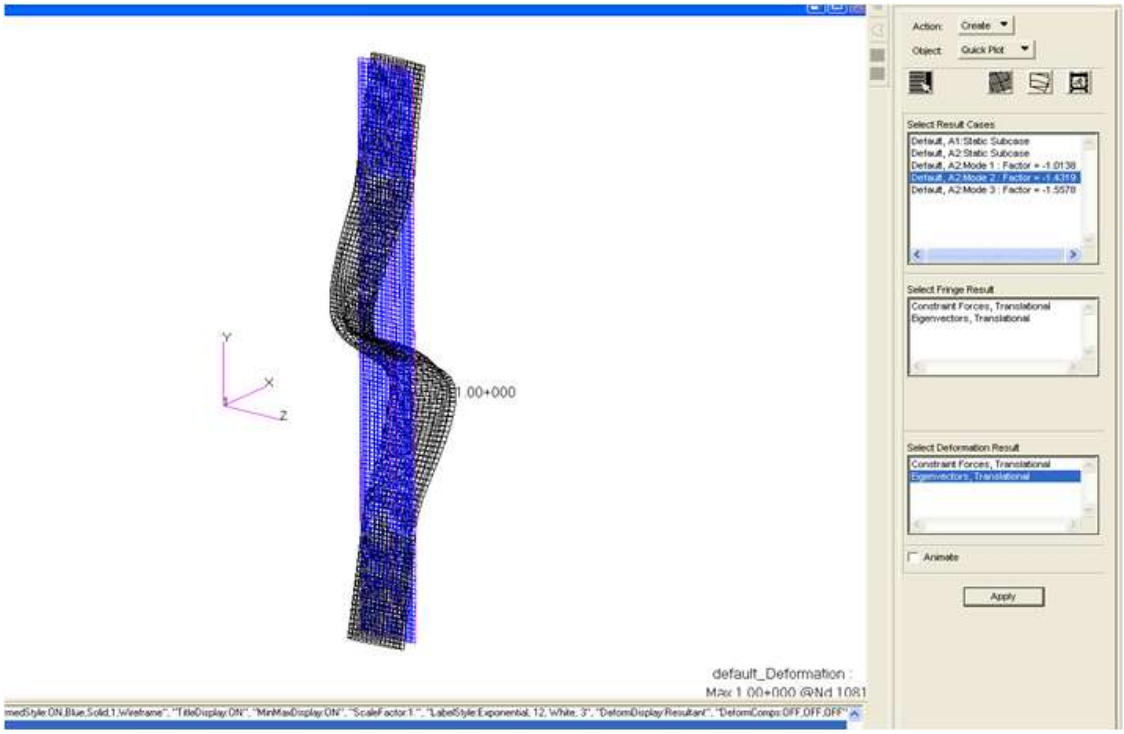


Fig. 27 Second buckling mode shape and load factor at load case II

제 5 절 피로 수명 해석

풍력발전용 회전날개는 피로 수명에 대한 요구 조건을 만족하기 위해서는 요구 피로 수명 동안에 예상되는 반복 하중에 견딜 수 있어야 한다. 본 연구에서는 국내에서 평균 풍속이 8m/s인 지역인 전라도 여수 간여암의 풍속을 분석하여 공력 설계 프로그램을 이용해 하중 스펙트럼(spectrum)을 분석 후 마이너 법칙(miner's rule)을 통해 본 연구의 풍력 터빈 시스템의 수명 요구조건은 20년에 대한 구조의 건전성을 판단하였다.

1. 하중 스펙트럼

정확한 피로 허용 강도의 계산을 위해서는 운용중인 회전 날개로부터 측정된 하중 스펙트럼(spectrum)을 분석하여 정확한 응력 비를 계산하고 사용재질에 대한 실험결과로부터 이러한 응력비 및 요구 수명에 해당하는 허용 강도를 결정하여야 한다. 그러나 본 연구대상 회전 날개와 유사한 정격을 가지는 회전 날개의 하중 스펙트럼(spectrum)을 구할 수가 없어 대상 지역의 1년 동안의 풍속 자료를 분석하여 공력 설계 프로그램을 통해 하중 스펙트럼(spectrum)을 구하였다.

국내 평균 풍속이 8m/s인 전라도 여수 간여암의 2010년 1년 동안의 풍속 자료를 총 13개의 영역으로 나누었다. 풍속 2m/s이하는 풍력 터빈 시스템의 시동 풍속 이하이므로 회전 날개의 하중이 작용하지 않는 다고 가정하였으며 풍속 20m/s~40m/s 영역에서는 회전 날개가 운용되지 않고 정지 되어 있는 영역으로써 이때의 하중은 최대 풍속인 40m/s의 하중으로 계산하였다. 각 풍속에 대한 풍력 터빈의 RPM 및 회전 날개에 작용하는 하중은 앞서 제안했던 공력 설계 프로그램을 통해 획득하였다. 또한 공력 설계 프로그램을 통해 얻은 각 풍속영역에 대한 20년 동안의 싸이클(cycle)을 구하였다. 하중 스펙트럼(spectrum)에 의한 가변하중이력을 받는 상황에서의 수명을 예측하기 위하여 단순화된 하중 이력으로 줄이기 위하여 20년 동안 가장 싸이클(cycle)이 낮은 20m/s~40m/s 영역대의 싸이클(cycle)로 나누어 싸이클(cycle)비를 구하여 하나의 군으로 나타내었다. 상기 과정을 통해 생성된 하중스펙트럼(spectrum)은 무차원화된 값이다. Fig. 28 은 한 군의 하중 스펙트럼(spectrum)을 나타낸 그래프이며, Table 8 은 각 풍속 영역별로 분석된 하중 스펙트럼(spectrum)이다.

Table 8 Fatigue load spectrum

풍속m/s	년 작용시간(h)	하중/최대하중		싸이클 (20년)	싸이클/ 최소 싸이클	풍속빈도 (%)
		최대	최소			
2~3	1151	0.006	-0.004	8.E+07	12	14.8
~4.5	935	0.13	-0.01	1.E+08	14	12
~6	1022	0.023	-0.018	1.E+08	21	13.1
~7.5	926	0.036	-0.028	2.E+08	30	11.9
~9	881	0.052	-0.04	2.E+08	23	11.6
~10.5	770	0.071	-0.054	2.E+08	24	9.9
~12	626	0.092	-0.071	2.E+08	26	8.1
~13.5	524	0.117	-0.09	2.E+08	25	6.7
~15	400	0.144	-0.111	1.E+08	21	5.1
~16.5	213	0.175	-0.134	8.E+07	12	2.7
~18	127	0.208	-0.167	6.E+07	8	1.6
~20	100	0.244	-0.187	4.E+07	7	1.3
20~40	97	0.009	0	6.E+06	1	1.2
합계	7772			1.E+09		

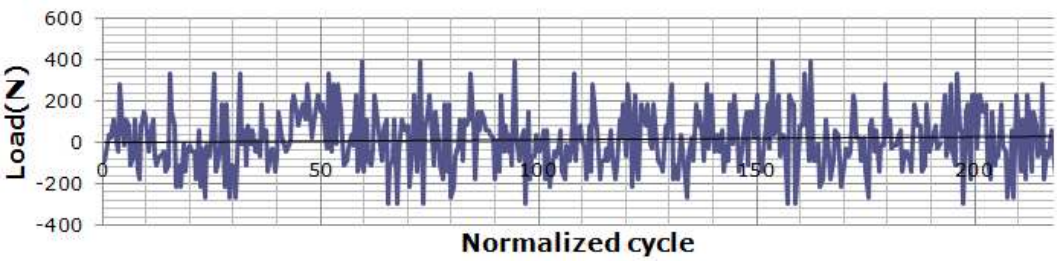


Fig. 28 Result of load spectrum

2. 해석결과

어떤 구조물이 일정 응력 S_1을 n_1싸이클(cycle), S_2응력을 n_2싸이클(cycle), S_3응력을 n_3싸이클(cycle) 등등과 같이 받았을 때, 그 구조물이 건전하겠는가 여부는 다음과 같은 마이너 법칙(Miner's rule)에 의해 판별된다.

$$\sum \frac{n_i}{N_i} = 1 \qquad (47)$$

여기서 N_i는 n_i 싸이클(cycle) 동안 가해진 피로 하중 S_i을 파괴 시점까지 가했을 때 구조물의 수명이며 식(51)의 부호가 >로 표시되면 이미 파손 된 것으로 그리고 <로 표시되면 아직 파손되지 않은 것을 뜻한다. 마이너 법칙(Miner's rule)의 계산을 위한 싸이클(cycle) 및 피로 하중은 앞서 획득한 하중 스펙트럼(spectrum)과 유리섬유/에폭시(Grass/Epoxy)의 S-N 선도를 통해 구하였다. 그러나 마이너 법칙(Miner's rule)에서 손상은 피로 한도 이상의 응력에 대해서만 고려되기 때문에 풍속 2~3m/s와 같이 피로 한도 이하의 응력에 대해서는 수정된 마이너 법칙(modified Miner rule)을 적용하였다.[24] 식(47)에 적용하여 계산한 결과 0.7이 나와 피로 요구 수명 20년을 만족함을 확인 하였다. Fig 29 는 마이너 법칙(Miner's rule) 적용시 사용된 유리섬유/에폭시(Grass/Epoxy)의 S-N 선도이다

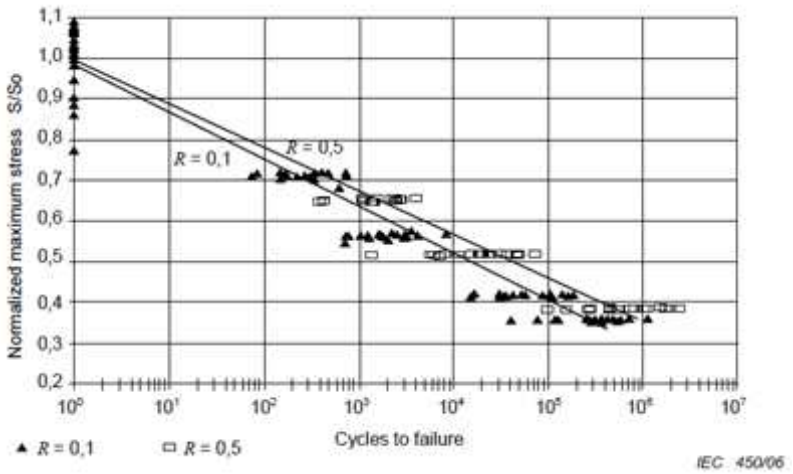


Fig. 29 Static strength test loads simulated by three-point loading method[11]

제 6 장 시제품 제작 및 시험

제 1 절 시제품 제작

시제품 제작을 위해 스티로폼을 이용한 원형을 만들고 이 위에 적층하여 목업(mock-up)을 제작하였으며, 이를 상면과 하면으로 분할하여 몰드(mold)를 제작하였다. 제작된 몰드(mold)의 재질은 유리섬유/에폭시(glass/epoxy)이며, 경화중에 압력을 받더라도 변형되지 않도록 충분한 강도를 갖도록 하였다. 이렇게 제작된 몰드(mold)에 이형재를 바르고 겔코트(gelcoat)를 도포한 후 수적측(hand lay-up) 방법으로 유리섬유/에폭시(glass/epoxy)를 적층하였으며, 재단 가위를 이용하여 정확한 치수로 재단하였다. 상하면 몰드(mold)의 적층이 끝나게 되면 이들을 서로 결합한 후 내부에 우레탄폼(urethane foam)을 발포하는데, 이때 원래 부피의 약 3배정도로 팽창하는 폼(foam)의 발포압력을 이용하여 적층된 섬유를 몰드(mold)에 밀착하도록 하였고, 에폭시(epoxy)가 몰드(mold)의 접착면을 따라 흘러나오도록 유도하여 섬유 체적비가 향상하도록 하였다.

Fig. 30 은 시제품 회전 날개 제작과정을 나타낸 사진이다.

Fig. 30 Manufacturing Process and first blade prototype

제 2 절 구 조 시 험

구조시험은 설계된 회전 날개의 실제 거동이 이론적인 해석결과와 잘 일치하는지를 확인하여 이론해석에서 제시한 안전계수 등의 제반 사항을 입증하기 위해 수행되었다. 일반적으로 구조시험은 정하중 시험을 수행하며 구조물이 파괴에 이를 때까지 하중을 증가하여 파괴강도를 얻는 형태를 취하지만 본 연구에서는 구조시험 뿐만 아니라 공력 시험도 수행해야 하기 때문에 설계 하중을 작용시켜 이때의 응력 및 변위를 측정하여 해석 결과와 비교하는 방법을 취하였다.

1. 정 하중 구조시험

정 하중 시험을 위해 설계하중은 Fig. 31와 같이 3점 집중하중으로 모사 되었으며, 유압식 구조 시험 장비를 이용하여 정하중 시험을 수행 하였다. 정 하중 실험시 모사된 하중은 Table 9와 같다. Fig. 32은 유압식 구조 실험 장비 및 시스템의 모습이며, Fig. 33는 구조시험 중인 회전 날개의 사진이며, Fig. 34는 구조시험과 같은 조건을 적용하여 유한요소 해석한 결과와 구조 시험 결과를 비교한 그래프이며, Table 10은 이를 구조시험 결과와 비교한 것으로서 서로 잘 일치함을 확인하였다.

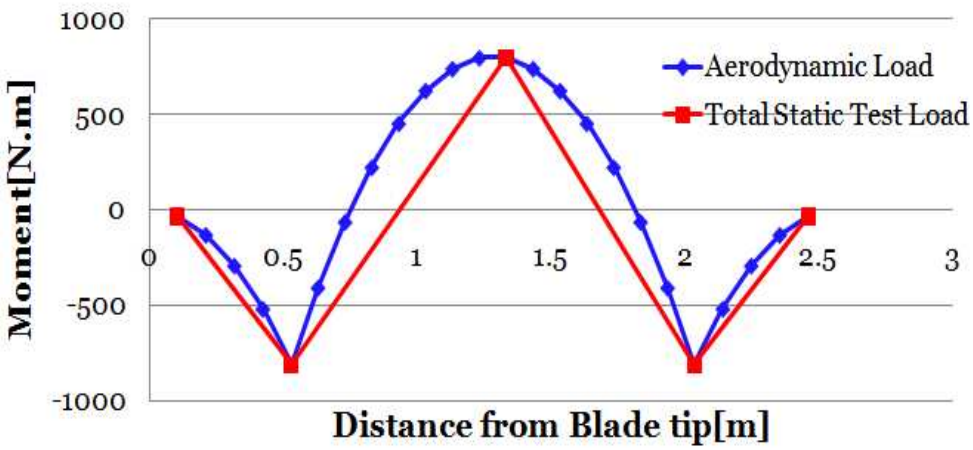


Fig. 31 Static strength test loads simulated by three-point loading method

Table 9 Simulated design load for static test

Distance from blade tip	Load
0	430 N
1.25m	13421 N
2.5m	430 N

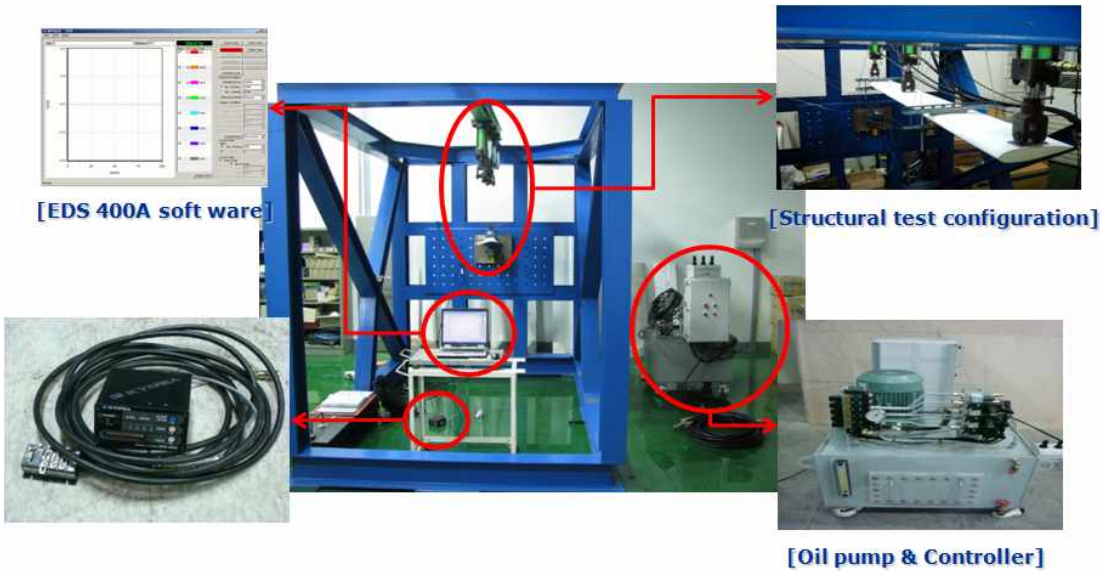


Fig. 32 Static test system

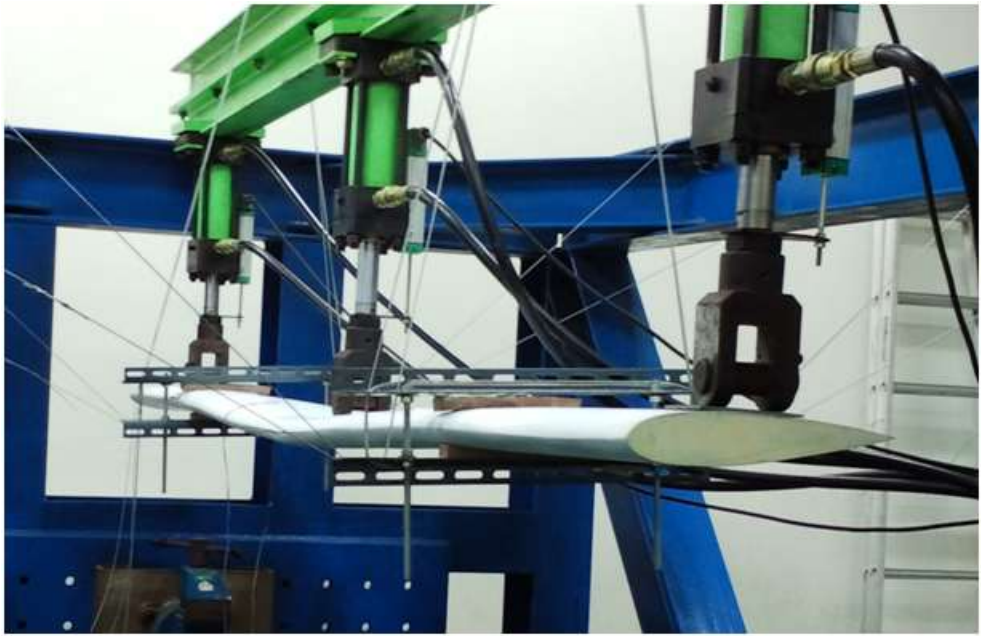


Fig. 33 Static test of the prototype blade

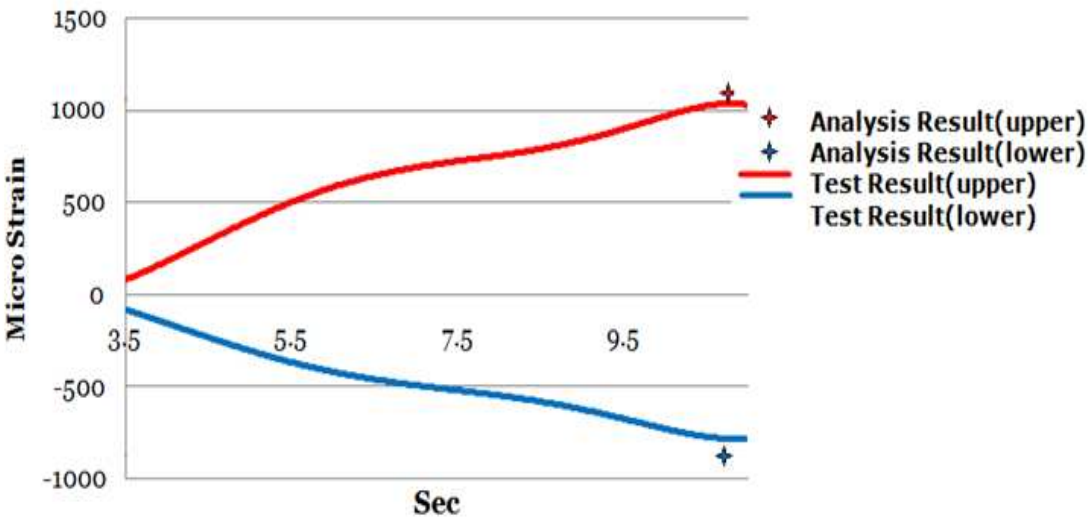


Fig. 34 Comparison between the static analysis results and the test results

Table 10 Comparison between the static analysis results and the test results

Item	Analysis results	Test results
Max. displacement at blade center	54 mm	51 mm
Upper and lower surface strain at 50mm from blade center(με)	1060(upper), -870(lower)	1010(upper), -762(lower)

제 2 절 성능 시험

공력시험은 설계된 회전 날개의 공력성능을 입증하기 위해 수행되었으며 이를 위해 특별한 시험장치 및 타워(tower)가 제작되었다. 실험실 주변에는 바람이 일정치 못하고, 충분한 풍속이 나오지 않는 지역이므로 적재함이 있는 차량에 타워(tower)를 고정하여 실험하였다. 이 방법은 다른 논문을 통해 성능 시험에 적합함이 확인 되어 있다. 차량에 고정된 풍력터빈 시스템은 3 ~ 11m/s 사이의 다양한 풍속에서 출력이 측정되었으며 좀 더 정확한 실험을 한 가지 풍속에 대해서 3km의 거리를 주행하며 출력이 측정되었다.

1. 공력시험장치 개요

공력시험을 위해 서영테크의 SYG-A208-600 발전기를 사용했는데, 3상을 단상으로 바꾸기 위해 정류기가 사용되었으며, 저항을 바꿔가며 전압측정기를 이용하여 최대 출력을 측정하였다. RPM 측정을 위해서 NI사의 포토센서(photo sensor)와 랩뷰(Labview)로 만들어진 프로그램을 사용하였다. Fig. 35는 공력시험 장치의 전체적인 구상도로서 발전기부분으로 부터 전달되어오는 전기적 신호를 수집하여 출력계산을 위한 전압 및 전류 측정 장치 및 풍속 및 회전수 등을 실시간으로 확인 할 수 있는 장치들로 구성되어있다.

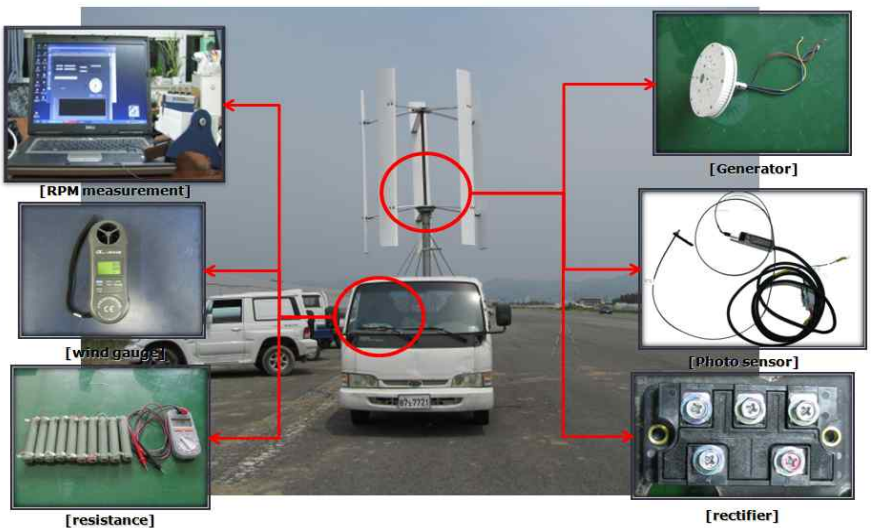


Fig. 35 Equipment for the aerodynamic test

2. 성능시험 결과

Fig.36 은 설계 프로그램을 통해 해석한 결과와 실험결과를 비교한 것으로서 측정된 출력은 기계적 효율이 포함된 공기역학적 출력이며 계산된 출력은 순수한 공기역학적인 출력과 여기에 효율 83%를 적용하여 계산된 전기적인 출력이다. 정격 풍속에서 실험 결과 이론적인 계산 결과와 비교적 잘 일치함을 보였다. 그러나 풍속이 높아질수록 이론적인 계산 값과 비교적 높은 오차를 보였으며, 이는 발전기의 출력 범위와 회전 날개 표면의 거칠기 등에 의한 오차로 판단된다.

Table 11 Comparison between the aerodynamic analysis results and the test results

	목표 출력	공력 설계 프로그램 해석 결과	CFX 공력해석 결과	성능 시험 결과
출력(at 8m/s)	500W	601W	663W	489
기계적 효율을 고려한 오차		1%	9%	

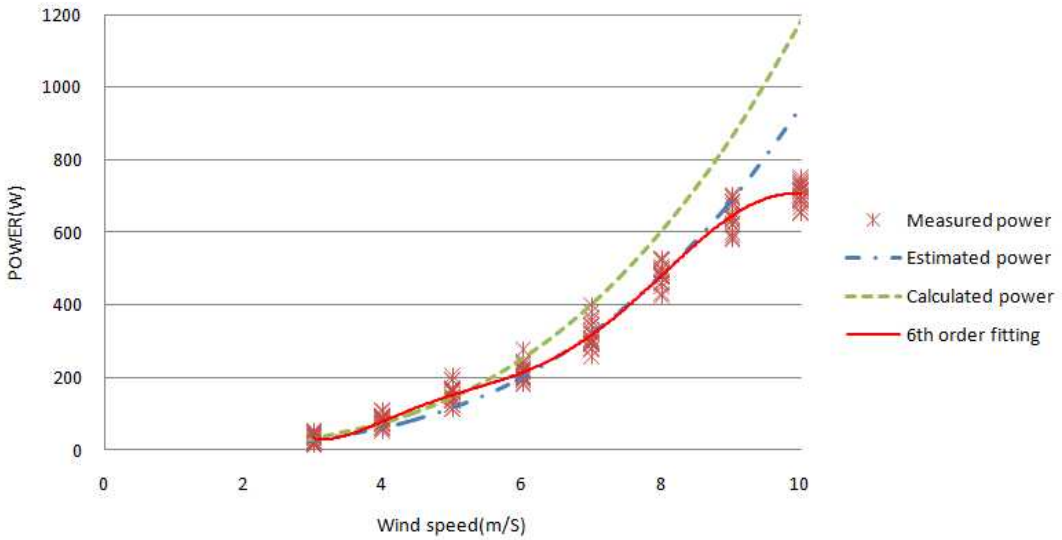


Fig. 36 Comparison between aerodynamic analysis results and test results

제 7 장 결 론

본 연구를 통해 한국과 같은 저 풍속 지형에 적용 가능한 500W급 소형 수직축 풍력발전 시스템이 설계 및 해석 되었고, 시제품을 이용한 구조시험을 통해 그 성능이 입증되었으며 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 여러 가지 변수에 대한 비교적 저 풍속인 국내 기상에 최적화된 수직축 풍력터빈 형상을 제시하였으며, 이는 CFD를 이용한 공력 해석결과와 잘 일치하는 것을 확인 하였다.
2) 선형정적해석결과 최종 구조설계 확정된 회전 날개는 최대하중 조건에서 안전하였으며, Tsai-wu 이론을 통하여 파괴에 대해서도 안전한 것을 확인 하였다.
3) 좌굴 해석결과 1차 좌굴모드에 대한 하중계수가 1.01로서 좌굴 대해서도 안정함을 확인 하였다.
4) 상용 프로그램을 통하여 피로수명을 계산한 결과 요구 수명 20년을 만족함을 확인하였다.
5) 시제품 제작을 통해 공력 및 구조시험이 수행되었으며 시험결과는 해석 결과와 잘 일치하였다.

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. Kim, K. H. and Lee, J. O., 1979, "About Analysis of Vertical Axis Wind Turbine Generator," Trans. of the KSME(B), Vol. 3, No. 2, pp. 60~67.
4. Project Eole - A Retrospective, Bulletin, October, 1993
5. Farhang Pourboghrat,Highly Efficient Vertical Axis Wind Turbine for Low-Moderate Speed Wind,Symposium on Bio-fuels & Wind Energy, 7th& 8th December, 2010
6. 유능수,"다리우스 풍력터빈의 성능예측에 대한 연구 "한국항공우주학회, 한국항공우주학회지, 제20권 제1호 1992.3, page(s): 80-94
7. 이장호(Jang-Ho Lee) , 두리엔(Du Lian),"다리우스형 풍력회전 날개의 설계 방법 " 대한설비공학회, 대한설비공학회 2009년도 하계학술발표대회 2009.6, page(s): 1465-1469
8. 정수윤(S. Y. Jeong) , 장세명(S. M. Chang),"전산유체기법을 이용한 H-다리우스형 수직축 풍력터빈의 유동해석"대한기계학회, 대한기계학회 2010년도 추계학술대회 강연 및 논문 초록집 2010.11, page(s): 1379-1384
9. 김영덕(Kim Young-Duk) , 요하네스 조니(Yohanes J.T. Cahyono) , 이영진(Lee Young Jin), 천희기(Cheon Hee Kee), 안서만(An Shu Man),"“S”자 다리우스형 풍차의 회전 날개개발에 관한 수치해석 "한국풍공학회, 한국풍공학회지, 제14권 제3호 2010.12, page(s): 215-222
10. Dieter, G. E. et al., "Assessment of Research Needs for Wind Turbine Rotor Materials Technology", National Academy Press, pp. 5-65, 1991
11. IEC 61400-02, 'Part 2: Design requirements for small wind turbines', 2006.
12. 공창덕, 방조혁, 오경원, '1 kW급 소형 풍력발전용 회전 날개의 구조설계', 한국항공우주학회 추계 학술대회 논문집, 2003.
13. 이 정오 외, “풍력이용에 관한 종합연구”, 과학기술처, STF-74-2, 1975.
14. IEC 1400-1, 'Wind Turbine Generator System Part I', Safety Requirement,

First Edition, 1994.
15. Gibson, R. F., 'Principles of Composite Material Mechanics', McGraw-Hill, Inc.,PP. 103-106, 1994.
16. Chang, F. K. et al., 'Strength of Mechanically Fastened Composite Joint', J. of Composite Materials, 1982.
17. EMRC, NISAII-Users Manual, version5.2, 1992.
18. D. LE Gourieres, Wind power plants, Pergamon Press, 1982, pp. 75-101.
19. Frank, B. et al., Wind turbine airfoil catalogue, Riso national laboratory, 2001, pp. 81-84.
20. Kong, C. et al., Structural Design of Medium Scale Composite Wind Turbine Blade, 13th International Conference on Composite Materials (ICCM-13), 2001, pp. 561.
21. Gibson, R. F., Principles of composite material mechanics, McGraw-Hill, Inc., 1994, pp103-106.
22. Feng, W. A failure criterion for composite materials, Journal of composite materials, 25(1), 1991, pp. 88-100.
23. 공창덕,“ 항공기 구조역학”,조선대학교 풀판부,2004
24. 이억섭,차동훈,유승원,이종기,“재료파괴강도학”,원창출판사,1993