



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 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](#)

2019년 8월

박사학위 논문

안테나 결합형 수직 풍력터빈의 성능분석에 관한 연구

조선대학교 대학원

기계공학과

양 동 희

안테나 결합형 수직 풍력터빈의 성능분석에 관한 연구

A Study on the Performance Analysis of Vertical Axis
Wind Turbines Coupled with Antenna

2019년 8월 23일

조선대학교 대학원

기계공학과

양동희

안테나 결합형 수직 풍력터빈의 성능분석에 관한 연구

지도교수 : 최 병 기

이 논문을 공학박사 학위신청 논문으로 제출함

2019년 8월 23일

조선대학교 대학원

기 계 공 학 과

양 동 희

양동희의 박사학위 논문을 인준함

위원장	조선대학교	명예교수	양인영	(인)
위원	조선대학교	교수	차용훈	(인)
위원	목포대학교	교수	김일수	(인)
위원	우석대학교	교수	임광희	(인)
위원	조선대학교	교수	최병기	(인)

2019년 6월

조선대학교 대학원

Contents

Contents	v
List of Tables	vii
List of Figures	viii
Abstract	xiv
Nomenclature	xii
제 1 장 서론	1
제 1 절 연구 배경	1
제 2 절 연구 목적 및 방향	8
제 2 장 연구동향	10
제 1 절 풍력발전기	10
제 2 절 공기 역학적 해석	13
제 3 절 해석기법	30
제 3 장 Turbine의 성능 검증을 위한 전산유체해석	35
제 1 절 전산유체해석 방법	35
제 2 절 Darrieus Turbine의 비교 분석	38

제 3 절 H-Rotor Darrieus Turbine의 전산유체해석	47
제 4 장 결과 및 고찰	60
제 1 절 H-Rotor Darrieus Turbine 유동분석	60
제 2 절 H-Rotor Darrieus Turbine 성능분석	81
제 5 장 결 론	103
참고문헌	105

List of Tables

Table 3-1 Proposed design modifications for improving the performance of Darrieus turbines	38
Table 3-2 Maximum power coefficient for airfoils	43
Table 3-3 Number of elements and nodes	53
Table 3-4 Fluid analysis plan for design variables	57
Table 3-5 Fluid analysis plan for angle variables of antenna(at 10 m/s)	59
Table 4-1 Total Pressure at the velocity of 6 m/s	61
Table 4-2 Total Pressure at the velocity of 7 m/s	62
Table 4-3 Total Pressure at the velocity of 8 m/s	63
Table 4-4 Total Pressure at the velocity of 9 m/s	64
Table 4-5 Total Pressure at the velocity of 10 m/s	65
Table 4-6 Total Pressure at the velocity of 11 m/s	66
Table 4-7 Total Pressure at the velocity of 12 m/s	67
Table 4-8 Total Pressure of NACA0012 with antenna(at 10 m/s)	74
Table 4-9 Total Pressure of NACA0015 with antenna(at 10 m/s)	75
Table 4-10 Total Pressure of NACA0018 with antenna(at 10 m/s)	76
Table 4-11 Total Pressure of NACA00xx with antenna 30°(at 10 m/s)	77
Table 4-12 Torque values of Wind turbine numerical analysis	82
Table 4-13 Torque values of antenna Wind turbine numerical analysis	83
Table 4-14 Power values of Wind turbine numerical analysis	84
Table 4-15 Power values of antenna Wind turbine numerical analysis	85
Table 4-16 Torque and Power for each airfoil shape	102

List of Figures

Fig. 2-1 Savonius-type VAWT	10
Fig. 2-2 Curved-blade Darrieus VAWT	11
Fig. 2-3 Straight-bladed Darrieus VAWT	11
Fig. 2-4 H-Rotor-type VAWT	12
Fig. 2-5 Flow velocities of straight-bladed Darrieus-type VAWT	14
Fig. 2-6 Force diagram of a blade airfoil	15
Fig. 2-7 Schematic of single streamtube model	17
Fig. 2-8 Schematic of multiple streamtube model	20
Fig. 2-9 Schematic of double-multiple streamtube model	22
Fig. 2-10 Vortex system for a single blade element	23
Fig. 2-11 Velocity induced at a point by a vortex filament	24
Fig. 2-12 Development of blade into a cascade configuration	26
Fig. 2-13 Horizontal section of a straight-bladed Darrieus-type VAWT with flow velocities in the upstream and downstream sides	27
Fig. 3-1 Forces and velocities distribution on Darrieus rotor airfoil	37
Fig. 3-2 Two and three bladed H-Rotor Darrieus turbine	39
Fig. 3-3 Different symmetric and non-symmetric airfoils	39
Fig. 3-4 Comparison between Validation of computational model and CFD results published experimentation for a Darrieus turbine	40
Fig. 3-5 Relation between speed ratio and power coefficient for Performance of H-Rotor Darrieus turbine using the symmetric and non-symmetric NACA airfoils	42
Fig. 3-6 Relation between speed ratio and power coefficient for Performance of H-Rotor Darrieus turbine using S-series and A-series airfoils	42
Fig. 3-7 Relation between speed ratio and power coefficient for Performance of H-Rotor Darrieus turbine using FX-series airfoils	43
Fig. 3-8 Instantaneous torque and power coefficients of H-Rotor Darrieus turbine by S-1046 airfoil for different speed ratio	44

Fig. 3-9 Relation between speed ratio and torque coefficient for solidity effect on the performance of H-Rotor Darrieus turbine by S-1046 airfoil 45

Fig. 3-10 Instantaneous torque and power coefficients of H-Rotor Darrieus turbine by S-1046 airfoil for different solidities ... 46

Fig. 3-11 Wind turbine geometry 48

Fig. 3-12 Antenna Wind turbine geometry 48

Fig. 3-13 Antenna Wind turbine gap 49

Fig. 3-14 Airfoil Shape 49

Fig. 3-15 VAWT Support Shape 50

Fig. 3-16 VAWT Airfoil 51

Fig. 3-17 Configuration of Rotating region mesh 52

Fig. 3-18 VAWT Airfoil with antenna 52

Fig. 3-19 Configuration of Rotating region mesh with antenna 52

Fig. 3-20 Configuration of Wind turbine 54

Fig. 3-21 Configuration of Antenna wind turbine 54

Fig. 3-22 Positions of antenna 55

Fig. 4-1 Relation between RPM and Total Pressure at 6 m/s 61

Fig. 4-2 Relation between RPM and Total Pressure at 7 m/s 62

Fig. 4-3 Relation between RPM and Total Pressure at 8 m/s 63

Fig. 4-4 Relation between RPM and Total Pressure at 9 m/s 64

Fig. 4-5 Relation between RPM and Total Pressure at 10 m/s 65

Fig. 4-6 Relation between RPM and Total Pressure at 11 m/s 66

Fig. 4-7 Relation between RPM and Total Pressure at 12 m/s 67

Fig. 4-8 Flow analysis at the velocity of 10 m/s under the 100 RPM ... 68

Fig. 4-9 Flow analysis at the velocity of 10 m/s under the 200 RPM ... 69

Fig. 4-10 Flow analysis at the velocity of 10 m/s under the 300 RPM · 70

Fig. 4-11 Flow analysis at the velocity of 10 m/s under the 400 RPM · 71

Fig. 4-12 Flow analysis at the velocity of 10 m/s under the 500 RPM · 72

Fig. 4-13 Relation between RPM and NACA0012 with antenna 74

Fig. 4-14 Relation between RPM and NACA0015 with antenna 75

Fig. 4-15 Relation between RPM and NACA0018 with antenna 76

Fig. 4-16 Relation between RPM and NACA00xx with antenna 77

Fig. 4-17 Flow analysis at the Total Pressure of 10 m/s under the 200 RPM	79
Fig. 4-18 Flow analysis of wind turbines with antenna at the Total Pressure of 10 m/s under the 500 RPM	80
Fig. 4-19 Total pressure at 10 m/s and 200 RPM	81
Fig. 4-20 Relation between RPM and torque of wind turbine numerical analysis for NACA0012	86
Fig. 4-21 Relation between RPM and torque of numerical analysis of wind turbines for the antenna case of NACA0012	87
Fig. 4-22 Relation between RPM and torque of numerical analysis of wind turbines for the antenna case average of NACA0012	87
Fig. 4-23 Relation between RPM and power of wind turbine numerical analysis for NACA0012	88
Fig. 4-24 Relation between RPM and power of numerical analysis of wind turbines for the antenna case of NACA0012	89
Fig. 4-25 Relation between RPM and power of numerical analysis of wind turbines for the antenna case average of NACA0012	89
Fig. 4-26 Relation between RPM and torque of wind turbine numerical analysis for NACA0015	90
Fig. 4-27 Relation between RPM and torque of numerical analysis of wind turbines for the antenna case of NACA0015	91
Fig. 4-28 Relation between RPM and torque of numerical analysis of wind turbines for the antenna case average of NACA0015	91
Fig. 4-29 Relation between RPM and power of wind turbine numerical analysis for NACA0015	92
Fig. 4-30 Relation between RPM and power of numerical analysis of wind turbines for the antenna case of NACA0015	93
Fig. 4-31 Relation between RPM and power of numerical analysis of wind turbines for the antenna case average of NACA0015	93
Fig. 4-32 Relation between RPM and torque of wind turbine numerical analysis for NACA0018	94
Fig. 4-33 Relation between RPM and torque of numerical analysis of wind turbines for the antenna case of NACA0018	95

Fig. 4-34 Relation between RPM and torque of numerical analysis of wind turbines for the antenna case average of NACA0018 95

Fig. 4-35 Relation between RPM and power of wind turbine numerical analysis for NACA0018 96

Fig. 4-36 Relation between RPM and power of numerical analysis of wind turbines for the antenna case of NACA0018 97

Fig. 4-37 Relation between RPM and power of numerical analysis of wind turbines for the antenna case average of NACA0018 97

Fig. 4-38 Relation between RPM and torque of numerical analysis of wind turbines at the velocity of 10 m/s 99

Fig. 4-39 Relation between RPM and power of numerical analysis of wind turbines at the velocity of 10 m/s 99

Fig. 4-40 Relation between RPM and torque for the antenna 100

Fig. 4-41 Relation between RPM and power for the antenna 100

Fig. 4-42 Relation between RPM and torque efficiency for the antenna · 101

Fig. 4-43 Relation between RPM and power efficiency for the antenna · 102

Nomenclature

A	projected frontal area of turbine
AR	aspect ratio = H/C
C	blade chord
C_d	blade drag coefficient
C_{dor}	reference zero-lift-drag coefficient
C_D	turbine overall drag coefficient = $F_D / \rho A V_\infty^2$
C_{DD}	rotor drag coefficient = $F_D / \rho A V_\infty^2$
C_l	blade lift coefficient
C_n	normal force coefficient
C_P	turbine overall power coefficient = $P_D / \rho A V_\infty^3$
C_Q	turbine overall torque coefficient = $Q / \rho A V_\infty^2 R$
C_t	tangential force coefficient
d	minimum distance from the vortex filament
D	blade drag force
F	force on blade airfoil
F_D	turbine overall drag force
F_n	normal force (in radial direction)
F_t	tangential force
F_{ta}	average tangential force
F_t	non-dimensional tangential force = $C_t (W/V_\infty)^2$
H	height of turbine
k_i	exponent in the induced velocity relation
L	blade lift force
N	number of blade
p	static pressure
P_o	overall power

P_N	atmospheric pressure
Q	overall torque
\vec{r}	unit vector
R	turbine radius
R_e	local Reynolds number = WC/ν
t	blade spacing = $(2\pi R/N)$
V	centre line velocity along freestream velocity direction
V_a	induced velocity
V_{ad}	induced velocity in the downstream side
V_{au}	induced velocity in the upstream side
V_c	chordal velocity component
V_{cd}	chordal velocity component in the downstream side
V_{cu}	chordal velocity component in the upstream side
V_e	wake velocity in upstream side
V_n	normal velocity component
V_{nd}	normal velocity component in the downstream side
V_{nu}	normal velocity component in the upstream side
\vec{V}_P	induced velocity at a point P on the filament
V_w	wake velocity in downstream side
V_G	velocity contributed by circulation
V_N	wind velocity
W	relative flow velocity
W_d	relative flow velocity in the downstream side
W_u	relative flow velocity in the upstream side

Abstract

A Study on the Performance Analysis of Vertical Axis Wind Turbines Coupled with Antenna

By Yang, Dong-Hee

Advisor : Prof. Choi, Byung-Ky

Department of Mechanical Engineering,

Graduate School of Chosun University

In the modern society, it is necessary to install a base station of mobile communication for portable terminals and smartphone subscribers. The base stations for connecting mobile phones and communication networks have no problem in supplying electric power due to the local environmental characteristics in urban areas. However, it is difficult to supply electric power for operating the system in the mountains or remote areas. There is an excessive cost due to the problem of electricity transmission.

With the geographical nature and the rapid increase of wireless facilities, base station antennas of mobile communication have been installed in remote areas and remote mountainous areas. Advanced technology of system should be secured, which is suitable for micro grid environment by producing economical power with compact, efficient, high efficiency wind turbine generator. The lift type structure have been designed for assembling the blade shape of the extrusion type in consideration of the mass production and the composition. A broadband antenna will be installed for mobile

communication base stations and power generation technology will be secured, which combines a vertical axis rotary blade wind turbine at the center. In the future, a foundation will be built for designing base stations in a micro grid environment using hybrid generators capable of combining solar power and wind power.

In this study, NACA0012 and NACA0015 were compared and analyzed with the NACA0018, which is the most efficient among the standard airfoil NACA series, which is actively manufactured in Korea. Here the performance of the antenna structure was also compared and analyzed. The performance of a wind turbine equipped with lift type vertical axis blades was calculated by computational fluid analysis. The amount of torque and efficiency decreased with the antenna structure mounted. A study was conducted on wind turbines of the H-Rotor Darrieus type, which are highly efficient, structurally stable and easy to manufacture among various vertical wind turbines (VAWTs). As a result of comparing the wind turbine with the wind turbine with the antenna structure, the following conclusions were obtained.

1) As a result of the flow analysis, it was confirmed that the total pressure of the airfoil was higher as the wind speed and the RPM was higher. High total pressure also affects the torque and power of the wind turbine.

2) Flow analysis shows the flow with higher RPM becomes smooth than that of lower RPM. NACA0018 shows the simplest flow by the wake effect, which is resulting in less aerodynamic efficiency of the blades with a larger angle of attack. NACA0018 predicted the highest aerodynamic efficiency.

3) As results of torque and power analysis, the torque and power of wind turbine with wind turbine and antenna structure are higher when the wind speed and revolutions increase. The antenna angle was the highest at 30

degrees. From about 300 RPM band, torque and power were higher at relatively low wind speeds.

4) When the RPM was low, the torque and power were similar regardless of the airfoil. When the RPM increased, the torque and power were higher in the order of NACA0018, NACA0015, and NACA0012. In case of efficiency, NACA0018 shows the best torque and efficiency when the rotation of the blade is low based on about 300RPM, and NACA0012 shows high efficiency when the rotation is high.

제 1 장 서 론

제 1 절 연구 배경

현대는 산업화를 통한 기술의 발달로 인해 에너지의 소모가 점점 증가하고 있다. 일상생활에 쓰게 되는 에너지의 요소인 전기는 국내의 경우에 절반 이상의 전력이 화력 발전으로 생산된다. 발전소에서 생산된 전기는 배전선망을 통해 송전되어 소비자들이 손쉽게 사용할 수 있게 된다. 전기의 배전과 송전 부분의 효율성 제고와 함께 전기 공급 서비스 수준이 높아지면서 전기에너지 수요가 늘어나게 되었다. 이렇게 전기에너지에 대한 수요가 증가하면서 화석연료 소비도 증가하고 있다. 하지만 화석연료는 매장된 지역이 편중되어 있어서 가격과 공급이 항상 불안정하며 재생할 수 없는 에너지원으로 보존량이 한정되어 있으며, 석탄, 석유, LNG 등 화석연료의 과다 사용으로 인한 환경오염의 증가 및 기후변화 등의 많은 문제점을 안고 있다. 화석연료의 유한한 잔존 매장량과 그 사용으로 인한 환경오염 문제, 고유가 현실 등으로 인해 세계 각국은 에너지원의 확보 경쟁이 치열해지고 있다.

특히, 우리나라는 1990년 대비 2010년 온실가스 배출 증가율이 선진 OECD 국가 중 가장 높은 128%이며, 국내 에너지 수요의 97%를 해외로부터 수입에 의존하고 있을 뿐만 아니라, 석유화학이나 철강 등 에너지를 많이 소비하는 업종에 편중되어 에너지에 매우 취약한 산업구조로 인한 에너지 과소비가 환경오염을 촉발하는 주원인이 된다. 환경오염을 줄이고자 국제적으로 온실가스 배출 저감, 화석에너지 사용제한, 에너지/탄소세의 도입, 에너지효율 기준의 강화에 대한 논의가 확산되고 있으며 에너지원의 확보를 위하여 풍력, 태양, 수력, 파도 등과 같은 환경친화적이고 고갈되지 않는 대체에너지의 개발에 심혈을 기울이고 있다. CO₂ 발생 억제의 기술적 대안으로 원자력, CO₂ 배출공정의 효율 향상이 있으나 청결하고 안전한 에너지로서 지구환경 보호의 환경오염문제 해결 방안으로 대체 에너지가 국제적으로 관심받고 있으며 이를 위한 태양열, 풍력, 해양 등 다양한 에너지원으로부터 전력을 얻고자 하는 많은 연구가 시도되고 있다.

선진국은 이미 신재생에너지의 개발계획을 중장기로 수립하였으며 국내는 정책적인 노력으로 인해 신재생에너지인 태양광 및 풍력 에너지의 보급 수행을 위해 연구개발을 지속적으로 가속화 하고 있다. 국내에서의 에너지 과소비로 인한 환경오염을 줄일 수 있는 녹색성장 및 신재생에너지 개발이 확대되고 있지만 이미 앞서가는 여러 나라 선진국들의 신재생에너지보다 차별화되고 경쟁력 높은 에너지원 연구가 필요한 상황이다.

신재생에너지의 종류로는 크게 6가지가 있으며 태양에너지, 지열 에너지, 해양 에너지, 풍력 에너지, 바이오에너지, 연료전지가 있다. 국내에서는 90년대 후반에 신재생에너지에 대한 연구개발이 진행되었으며 특히, 대체에너지원 중에서 풍력 발전은 매우 큰 잠재력을 가지고 있으며 지속적인 이용이 가능한 무공해 천연 에너지원으로써 국제적 환경규제에 대응할 수 있는 새로운 발전 기술로서 주목을 받고 있다. 풍력을 이용한 발전은 비교적 많은 전력을 생산할 수 있으며, 무한한 에너지원인 바람을 이용한 풍력 발전은 차세대 전력망의 전력공급에 중요한 역할을 한다. 화석연료에 의한 발전설비를 대체하여 풍력발전설비를 사용하였을 때는 1 kWh당 이산화탄소(CO₂) 970 g, 아황산가스(SO₂) 1.48 g, 질소산화물(NO_x) 0.73 g, 분진 0.04 g의 환경오염물질을 감소시킬 수 있으며 대체에너지원 중에서 가장 경제성이 확보된 기술이다. 특히 풍력은 대기 중에 폐열과 공해 물질을 방출하지 않을 뿐만 아니라 환경오염이 없는 무공해 청정에너지를 생산한다. 그러므로 풍력 발전은 기존 발전원료에 의한 발전을 대체할 수 있는 가장 현실성 있는 대체에너지라 할 수 있다. 풍력 에너지는 대규모 장비와 비교했을 때 발전단가가 낮으며 상용화가 가능한 에너지 발전기술이다. 또한 자연훼손을 최소화하며 대기오염의 감소로 인해 환경오염을 최소화할 수 있다. 신재생에너지 중 태양에너지와 풍력 에너지는 비슷한 효율을 가지지만 풍력은 태양력보다 출력단위 면적이 1/4이며 태양력은 연간 평균적으로 15%의 전력을 생산하는 반면 풍력은 25%의 전력을 생산한다.

풍력 에너지는 공기의 운동에너지를 회전자(rotor)의 공기역학 특성을 이용하여 회전동력으로 변환하고 이와 같은 동력을 이용하여 발전기 축을 회전시켜 전기 에너지를 얻는 장치이다. 풍력발전기는 바람으로부터 회전력을 생산하는 회전날개(Blade)와 회전축을 포함한 회전자(rotor), 이를 적정 속도로 변환하는 증속기

(Gearbox)와 제동 및 운용 효율성 향상을 위한 제어장치들로 이루어져 있다. 전기장치부는 발전기 및 기타 안정된 전력을 공급하도록 하는 전력 안정화 장치로 구성되어 있으며 제어장치부는 풍력 발전기를 무인으로 운전하는 자동시스템과 원격제어 및 모니터 시스템 등으로 구성되어 있다.

회전자는 동력 발생 원리에 따라 양력형과 항력형 회전자로 구분할 수 있다.

수직 풍력터빈은 국내에서 개발 및 상용화가 진행되고 있으며, 특히 풍력의 경우 높은 적용성으로 매년 설치 영역이 확대되면서 재생에너지 분야에서 영향력이 증대되고 있다. 풍력 발전을 위한 터빈은 수평축이나 수직축 외에도 다양한 종류의 풍력터빈이 사용되고 있으며 출력 또한 크기에 따라 아주 다양하다.[1]

풍력 에너지(Wind Energy)는 가용량이 무한대이며 전기에너지로 변환하는 장치를 풍력터빈이라고 하는데, 이는 로터를 갖고 로터의 축이 바람 방향에 수평인 수평축 풍력터빈(Horizontal Axis Wind Turbine : HAWT)과 로터의 축이 바람 방향에 수직인 Darrieus형의 로터를 갖는 풍력터빈(Vertical Axis Wind Turbine : VAWT), 즉 Darrieus 풍력터빈(Darrieus Wind Turbine : DWT)의 2가지로 크게 나뉜다.[2-4] VAWT는 바람 방향에 수직인 회전축을 가지므로 Cross Wind Axis Machine이라고도 하며 VAWT에 관한 성능연구는 Blackwell과 Lissaman, Wilson의 선행 연구로 운동량(Momentum Theory)과 깃 요소(Blade Element Theory)이론에 근거한다. VAWT는 트로포스키엔(Troposkien)형상으로 직선 평행 블레이드 형상을 갖는다. VAWT는 HAWT에 비해 효율이 떨어지고 작동 범위가 적은 단점이 있으나 바람이 어떤 방향으로 불어와도 영향을 받지 않으며 발전기를 지상에 설치할 수 있어 고가의 베벨기어를 필요로 하지 않는다. 또한 VAWT는 피치의 조절이 필요하지 않아서 작동이 간편할 뿐만 아니라 단순한 지지대를 세울 수 있으며, 블레이드의 시위선(Chord)이 일정하고 비틀림각이 없으므로 블레이드의 제작이 쉽고 제작비가 저렴하며 유지비가 적게 드는 장점이 있다.

수평축 풍력 발전기는 적은 용량에서부터 큰 용량에 이르기까지 광범위하게 사용되며 수직축 풍력발전기(Darrieus형)는 중형급 용량 이하의 풍력 발전에 많이 사용되고 있다. 수평축 발전기는 예외 없이 날개의 면이 바람이 부는 방향으로 향해 있어야 한다. 이를 가능하게 하기 위해 풍력 발전기의 몸통을 인위적으로 요잉(yawing)시키거나, 혹은 꼬리 날개를 이용하여 스스로 날개면이 바람과

직교되는 방향으로 서도록 한다. 한편, 수직축 풍력 발전기에는 날개가 수직축을 중심으로 회전하므로 바람의 방향과 무관하여 요잉 메커니즘이 없다.[5] 직선형 수직축 풍력터빈은 간단한 구성품으로 설계 제작이 가능하다. 수직축 풍력터빈의 출력 향상을 위하여 여러 방법이 시도 되었는데, 수직축에서는 통상 터빈 블레이드가 중력 방향으로 설치되어 회전하므로 풍향에 따른 성능의 영향이 없다. 하지만 회전 위치에 따라 블레이드에서의 받음각이 달라지기 때문에 순간적인 출력은 블레이드의 위치에 따라 달라진다. 따라서 이러한 점을 고려하여 블레이드에서 출력을 향상할 수 있는 받음각을 형성하도록 풍력터빈 앞부분에 안내 베인을 설치하여 성능을 향상하는 연구들이 수행되었다. 하지만 안내 베인을 풍향에 맞도록 조정할 수 있는 추가적인 장치가 필요하다.[6-7]

블레이드는 알루미늄으로 압출을 하여 쉽고 저렴하게 제작할 수 있다. 터빈은 블레이드, 회전축, 지지대, 발전기로 구성되어 있으며 조립을 위한 부품제작이 상대적으로 수평형보다 쉽다. 풍력터빈 블레이드는 블레이드 포일의 양력이 축 토크에 수직 혹은 근사수직 상태로 항상 배열된다. 공기 흐름에 일치한 풍력터빈의 블레이드는 에어포일 코드를 실제 풍력 방향에 일직선이 되도록 하는 것과 블레이드 비틀림이 필요하지 않도록 터빈 회전 속도를 낮추는 것을 목적으로 한다. 축 회전 때문에 블레이드 선단 속도는 풍속보다 느리며 블레이드 에어포일의 양력은 축에 대한 토크를 직접 구동하고 이를 위한 제어는 변화하는 풍속의 양력을 일정하게 유지하기 위해 블레이드 받음각 조절을 단순화하여 해결하고 있다.

풍력터빈에서 대부분의 에어포일에 대해 적은 음의 받음각은 무 양력이 되고 있다. 이에 대한 안전장치 조건은 아주 높은 풍속까지 실시할 수 있고 터빈 과속 제어를 대비할 필요성은 제외하고 있다. 터빈 블레이드는 낮은 바람(운전 유체) 속도에서 에너지전환이 가능하게 되면서 낮은 속도의 운전에 최적화한 에어포일 형태를 하고 있다. 풍속은 풍력터빈의 출력에 가장 큰 영향을 미치므로 이를 증가하기 위한 연구도 수행되었는데, 이를 위한 방법 중 하나는 풍력터빈 출구에 확산관을 설치하는 것이다. 확산관의 설치로 풍력터빈 출구에 낮은 압력이 형성되므로 풍력터빈 전후에 압력차가 증가하여 풍력터빈에 더 많은 에너지가 들어가게 되어 출력 증대를 하게 된다. 하지만, 수직축 풍력터빈의 경우에는 수직축을 기준으로 회전 운동을 하므로 풍력터빈의 출구에 확산관을 설치하는 것은 용

이하지 않다. 그러나 수평 풍력터빈에 의존하는 현재 기술 설계는 도시 지역에 상응하는 조건에 대해 신뢰할만한 풍력 에너지 변환기를 개발하기에 아직 적합하지 않다. Darrieus 터빈과 같은 수직축 풍력터빈(VAWT)은 이러한 조건에서 특히 적합하고 항상 자체적으로 구동되지 않는 것은 큰 단점이다. 다른 단점으로는 낮은 효율성과 자체적인 구동에 따른 어려움이 있으며, 표준 디자인은 로터 블레이드의 방향 제어를 허용하지 않기 때문에 진동 출력으로 인한 공진 문제 및 재료의 내구성이 낮으며 VAWT는 HAWT보다 훨씬 큰 샤프트 굽힘 모멘트를 생성하고 그로 인한 하중 때문에 샤프트 및 베어링의 파손 및 고장 가능성이 커진다. VAWT는 유체역학적 특성이 불분명하다는 단점이 있다. 일정한 바람이 불더라도 수직축 날개에 상대적인 유동방향과 속도는 1회전하는 동안 주기적으로 변화하며 이러한 주기적인 유동은 공기역학적 성능을 감소시킨다. 또한, 큰 기동 토크를 요구할 뿐만 아니라 풍력 에너지 회수율이 낮아 넓은 전용 면적이 필요하다는 단점을 가지고 있다.

수직축 풍력터빈의 대표적인 모델로는 항력을 이용하는 사보니우스형과 양력을 이용하는 Darrieus형이 있다. 양력형은 회전자가 에어포일 형상의 단면을 갖는 날개인 블레이드로 구성되며, 이 블레이드의 주변을 흐르는 공기유동에 의하여 블레이드에 발생하는 공기역학적 힘 중에서 양력을 이용하여 회전동력을 얻는다. 항력형은 회전자가 날개에 작용하는 공기역학적 힘 중에서 주로 저항(또는 항력)을 회전력으로 변환하여 동력을 발생시킨다. 항력형은 양력형에 비해 회전자 형상이 단순하여 판재 등으로 제작이 매우 쉽고 제작비용이 저렴하지만, 에너지 효율이 양력형에 비해 낮으므로 근래의 대형 풍력발전기에서는 대부분 양력형을 채택하고 있다.

Darrieus형 풍력터빈은 크게 2가지 형태로, 날개 플랜폼(planform)을 나선형으로 구부려서 옆에서 보았을 때 마름모꼴 형태를 만든 원래의 Darrieus형과 익형을 일직선으로 배치한 H 형이 있다. 그러나 지금까지 수직축 풍력터빈의 공기역학적 특성 연구는 체계적으로 이뤄지지 못하고 주로 경험에 의존한 제작 및 시험을 거쳐 성능 확인을 하는 수준에 머물고 있다. 이것은 수직축이 수평축과 달리 블레이드의 주변의 유동 및 강한 후류에 의하여 발생하는 복잡한 간섭 현상과 연속적인 받음각 변화로 인한 동적 실속 현상이 강하게 나타나기 때문이다.

이를 극복하지 못한다면 유동 물리 현상의 철저한 이해에 근거한 체계적인 기초 설계가 상당히 어렵다고 할 수 있다.

이에 대한 연구인 양력형 수직축 풍력터빈은 Georges Jean-Marie Darrieus[8]에 의해 처음으로 제시되어 캐나다와 미국의 U.S Depart of Energy에 의해 본격적으로 공력, 구조, 피로, 발전시스템 등이 연구되었다. 1988년 NCR에서 4MW급 대형 수직축 풍력 터빈을 설계하였으며, 수직축 풍력 터빈의 단점인 시동특성의 개선이나 효율의 증가에 관한 연구가 진행 중이다.[9] Yoo[10]는 수직축 풍력터빈의 공기역학적 해석 방법과 성능예측에 대한 방법을 제시 하였으며, Lee 등[11]은 Darrieus형 풍력터빈의 설계 방법에 대해 제시하였다.

VAWT의 주된 장점은 운동 메커니즘이 필요 없는 단일 구동 부품(로터)으로 설계 구성이 크게 간소하다는 것이다. VAWT의 블레이드는 HAWT의 블레이드와 달리 균일한 단면 및 비틀림을 가질 수 있으므로 최적의 성능을 위해 뒤틀리고 테이퍼 되어야하는 블레이드와 달리 상대적으로 가공 또는 돌출이 쉽다. 또한 유지 보수가 필요한 VAWT의 거의 모든 구성 요소가 지면에 있으므로 유지 보수 작업을 쉽게 수행할 수 있다. 일반적으로 VAWT는 개별 가정에 전기 및 열을 공급하기 위한 독립형 시스템으로서 독립형 기술 설치 작업을 위해 충분한 바람이 있는 지역에서 유용하게 사용할 수 있으며, 네트워크 연결이 가능하면 에너지를 공급할 수 있어 전기 비용을 절감 할 수 있다. 에너지 공급의 보안을 극대화하기 위해 다양한 유형의 VAWT를 광전지 시스템 또는 디젤 발전기로 빠르고 간단하게 보완 할 수 있다. 여러 VAWT와 다른 재생 가능 에너지원 및 백업 시스템을 결합하여 소규모 거주지와 원격 위치의 에너지 공급을 위한 지역 전기 네트워크를 만들 수 있다. 여러 가지 공기 역학적 계산 모델을 기반으로 다양한 디자인을 개발함에 따라 VAWT에 대한 관심이 재개되었다. 이러한 모델은 최적의 설계 매개 변수와 모델 또는 프로토타입을 제작하기 전에 성능을 예측하는데 중요하다. 이러한 해석 관련 연구로는 수직축 터빈의 구조설계 및 실험을 통한 터빈 성능을 평가하였으며, 수평축 풍력터빈의 성능평가 및 유동해석을 수행하였다.[12-13] Kim 등[14]은 블레이드의 풍동실험을 통해 최적설계에 대한 방향을 제시하였다. Drela & Giles[15]는 익형 주위의 유동분석을 위한 점성/비점성 해석방법을 개발하였으며, Fukudome 등[16]은 영각이 비교적 큰 수직축 터빈 날

개의 박리를 조절하기 위한 연구를 수행하였다. Kamoun 등[17]은 풍력터빈 날개를 설계하기 위하여 익형을 따라 와류를 분포시키는 해석방법을 완성하였다. Giguere & Selig[18]는 실험을 통해 양력/항력비를 조사하여 최적의 날개형상을 결정하고자 하는 연구를 수행하였으며, Zhang[19]은 수직축 풍력터빈 날개를 설계하기 위한 방법을 정립하였다. Zhu[20]는 직선형 수직축 풍력터빈에 대한 연구를 하는 과정에 블레이드의 공기 역학적인 손실과 동적인 실속에 영향을 받으나, 수치 해석에 의한 수동 흐름 제어 기술에 대한 내용의 연구를 진행하였다. Almohammadi[21]는 SST k- ω 와 Transition SST 모델을 사용하여 직선형 블레이드에 동적 실속에 대한 전산유체해석에 관한 연구를 하였다. Li[22]는 직선형 수직 풍력터빈의 시동 성능을 향상시키기 위하여 로터에 원추형 장치를 추가하여 공기 유입을 증가시켜 풍속을 증가시키는 연구를 하였다. Onol[23]은 k- ϵ 난류 모델을 사용하여 회전자의 각속도, 풍력 토크, 동력 출력 및 출력 계수를 전산유체해석으로 계산하여 실험과의 비교를 하였으며, 수치해석을 이용하여 수직형 풍력터빈에 대한 연구를 하였다. Rogowski[24]는 블레이드 Darrieus 타입의 풍력 터빈의 유동 해석을 0.15m의 NACA0015 에어포일을 ANSYS Fluent의 SST k- ω , RNG k- ϵ 모델을 사용하여 전산유체 해석을 하였다. Posa[25]는 수직축 풍력터빈의 후류에 대한 연구를 수치해석과 실험을 비교하였다. Jafari[26]는 NACA0012 에어포일에 대한 실험적 출력 계수 데이터와 결과를 비교하였다.

제 2 절 연구 목적 및 방향

현대 사회에서 휴대용 단말기와 스마트폰 가입자들을 위한 이동 통신 기지국의 설치가 필요하다. 휴대폰과 통신 네트워크를 연결하기 위한 기지국은 도심 지역에서는 지역적인 환경 특성상 전력을 공급하는데 큰 문제가 없으나 산간벽지와 도서 지역 등은 시스템 작동을 위한 전력의 공급이 어려운 지역으로 기지국 기반 시설의 설치에 있어서 전기를 송전하기 위한 문제로 인하여 과도한 비용이 발생된다.

무선 설비 급증에 따른 지리적인 특성상 전기가 공급 되지 않는 산간벽지나 외딴섬과 같은 곳에 이동통신 기지국 안테나를 설치할 수 있고 미관이 수려하고 풍력 발전이 가능한 형태의 효율이 높은 소형 풍력 발전 장치로 경제성 있는 전력을 생산하여 마이크로 그리드 환경에 적합한 시스템의 진보적 기술을 확보하고자 한다. 양산성 및 제작성을 고려하여 압축 형태의 블레이드 형상에 양력형 구조물을 조립하는 형태로 설계를 하였다. 이동 통신 기지국용 광대역 안테나 설치 구조물의 중앙에 수직축 회전 블레이드 풍력 발전기를 결합한 발전 기술을 확보하고 추후 태양광 발전과 풍력 발전을 결합할 수 있는 하이브리드 발전기를 활용한 마이크로 그리드 환경에서의 기지국을 설계할 수 있는 기반을 마련하고자 한다.

본 연구에서는 여러 가지 공기 역학적 계산 모델을 기반으로 다양한 디자인을 개발한 VAWT에 대해 최적의 설계 매개 변수와 모델 또는 프로토타입을 제작하기 전에 성능을 예측하고자 한다. 이러한 연구목표를 달성하기 위하여 선행 연구에서 진행된 결과를 통한 Darrieus-type VAWT의 성능 및 설계 분석에 사용된 주요 공기 역학 모델을 CFD(Computational Fluid Dynamics)에 기초한 진보된 전산기법해석을 적용하여 분석하였다. 이 상용 코드에서 전산 유체 해석을 위한 지배 방정식의 이산화 수치 해석 알고리즘은 주로 유한차분법(FEM : Finite Difference Method)에 근거한다.

전산유체해석을 통한 형상에 따른 공력효율 비교 및 공기역학적 효율성을 예측하고 풍력터빈에 안테나를 설치한 모델의 성능분석을 통해 안테나가 풍력터빈

에 미치는 영향을 분석하였다.

최근 여러 대학 및 연구 기관이 광범위한 연구 활동을 수행하고 여러 가지 공기 역학적 계산 모델을 기반으로 다양한 디자인을 개발함에 따라 VAWT에 대한 관심이 재개되고 있다. 이러한 모델은 최적의 설계 매개 변수와 모델 또는 프로토타입을 제작하기 전에 성능을 예측하는 데 중요하다.

본 연구에서는 선행 연구에서 진행된 결과물을 정리하고 간략하게 하여 Darrieus-type VAWT의 성능 및 설계 분석에 사용된 주요 공기 역학 모델을 분석하였다. 다양한 형태의 블레이드 형상 중 좀 더 효과적인 블레이드를 선정하여 현장에 적용시키고자 한다. 또한, 풍력터빈에 안테나를 설치하였을 경우에 대한 성능분석을 통해 안테나가 풍력터빈에 미치는 영향을 분석하고 최적의 발전기의 운용을 위한 에어포일 설계 검증을 하고자 한다.

제 2 장 연구동향

제 1 절 풍력발전기

1. Savonius 풍력 터빈

수세기 동안 수직축 풍차 설계가 많이 있었으며, 현재 수직축 풍력 터빈은 (1) Savonius 유형, (2) Darrieus 유형, (3) H-Rotor 유형의 세 가지 기본 유형으로 크게 나눌 수 있다. 이 VAWT 유형에 대한 간략한 설명은 다음과 같다.

Savonius 유형 VAWT는 Fig. 2-1에서와 같이 핀란드 엔지니어인 S.J.에 의해 1929년에 개발되었다. 이것은 기본적으로 두 개의 컵 또는 반 드럼이 반대 방향으로 중심축에 고정된 드래그 포스 구동 풍력 터빈이다. 각각의 컵/드럼은 바람을 잡아서 샤프트를 회전시켜 반대 컵/드럼을 바람의 흐름 속으로 가져온다. 이 컵/드럼은 샤프트를 더 회전시켜 전체 회전을 완료하는 과정을 반복한다. 이 과정은 바람이 불면 항상 샤프트의 회전이 펌프 또는 소형 발전기를 구동하는 데 사용된다. 다른 유형의 풍력 터빈에 대한 최대 출력 계수의 일반적인 값은 30 %에서 45 %까지 다양하지만 Savonius 터빈의 경우 일반적으로 25 % 이하이다. 이 유형의 터빈은 저 전력 응용 분야에 적합하며 일반적으로 풍속 계측기에 사용된다.

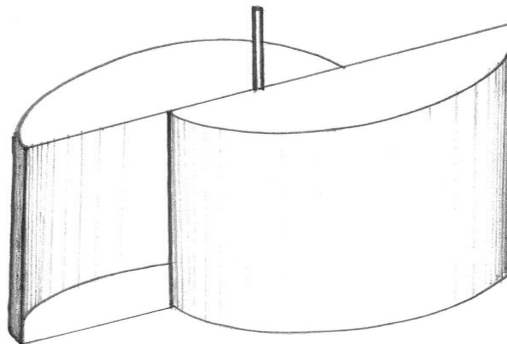


Fig. 2-1 Savonius-type VAWT

2. Darrieus 풍력 터빈

현대의 Darrieus VAWT는 프랑스 엔지니어인 George Jean Marie Darrieus에 의해 고안되었다. 그는 1931년 미국에서 'Curved Bladed'와 'Straight-bladed' VAWT를 포함하여 특허를 제출했다. Darrieus 개념의 이 두 가지 변형에 대한 스케치를 Figs. 2-2~2-3에 나타냈다. Darrieus 유형 VAWT는 기본적으로 풍력 터빈을 구동하는 리프트이다. 터빈은 회전하는 수직 축에 부착된 두 개 이상의 에어포일 모양 블레이드로 구성된다. 블레이드의 에어포일 윤곽 위로 부는 바람은 공기 역학적인 양력을 생성하고 블레이드를 실제로 당긴다. 블레이드의 굽힘 응력을 최소화하는 troposkien 형태의 Darrieus VAWT는 과거 캘리포니아에서 상업적으로 사용되었다.

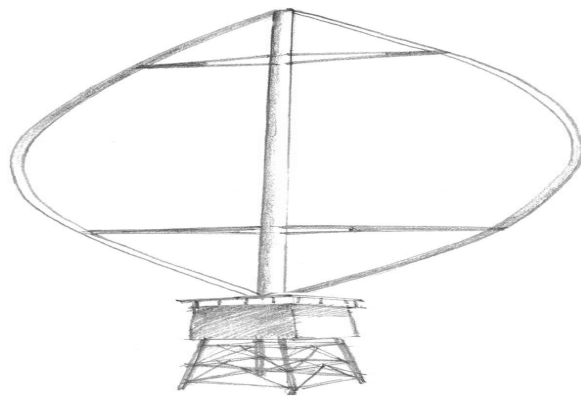


Fig. 2-2 Curved-blade Darrieus VAWT

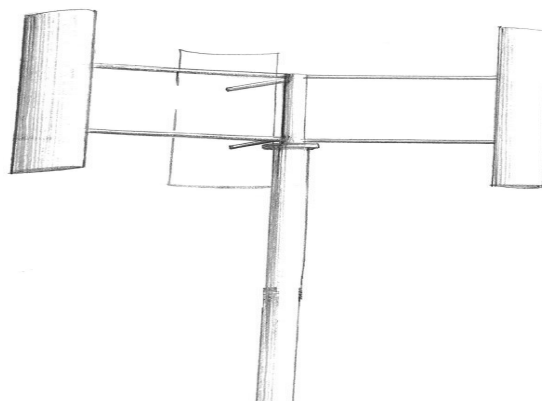


Fig. 2-3 Straight-bladed Darrieus VAWT

소규모 풍력 터빈 시장에서 종종 giromill 또는 cyclo-turbine이라고 불리는 단순한 직선형 Darrieus VAWT는 단순한 블레이드 디자인으로 인해 더욱 매력적이다. 이 구성은 고정 피치와 가변 피치의 두 가지 범주로 나뉜다.

이전의 연구 활동에서 고정 피치 VAWT가 부적절한 시동 토크를 제공한다는 것이 밝혀졌다. 현대식 가변 피치 블레이드 구성은 시동 토크 문제를 극복 할 수 있는 잠재력이 있지만 지나치게 복잡하므로 소용량 응용 프로그램의 경우 실용적이지 않다. VAWT에 대한 이전에 수행 된 연구 활동의 대다수는 self-start 할 수 없는 대칭 익형 (NACA 4 자리 숫자 0012, 0015, 0018)을 갖춘 직선 블레이드형 VAWT에 중점을 두었다.

3. H-Rotor

Fig. 2-4에 도시 된 바와 같이, H-Rotor라 불리는 이 직선 다리우스 VAWT 블레이드를 작동하는데 사용되는 정교한 메카니즘은 1970-1980s 동안 UK에서 개발되었다. 바람 흐름을 떠나는 블레이드에 의해 생성된 드래그/스톨 효과는 상대 블레이드 (바람의 흐름)가 전체 블레이드 회전 속도에 영향을 준다는 것을 확인할 수 있다. 따라서 H-Rotor는 모든 풍속에서 자율 조절이 가능하여 풍속이 감소된 시점에서 최적의 회전 속도에 도달할 수 있다.

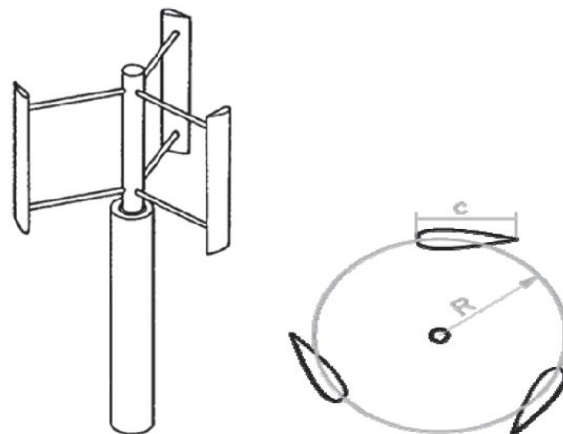


Fig. 2-4 H-Rotor-type VAWT

제 2 절 공기 역학적 해석

1. 스트레이트 블레이드 Darrieus형 VAWT의 공기 역학적 해석

직선형의 Darrieus-type VAWT가 가장 간단한 유형의 풍력 터빈 임에도 불구하고 공기 역학적 해석은 매우 복잡하다. 주요 공기 역학 모델을 비교 분석하기 전에 대부분의 공기 역학적 모델에 공통적인 일반적인 수학 표현식이 아래와 같이 설명되어 있다.

Darrieus형 VAWT의 상류와 하류에서 유속은 Fig. 2-5에서 보듯이 일정하지 않다. 이 그림에서 흐름은 축 방향으로 발생하는 것으로 간주된다. 축 속도 성분 (V_c) 및 법선 속도 성분 (V_n)은 각각 다음의 식으로부터 얻어진다.

$$V_c = R\omega + V_a \cos\theta \quad (2.1)$$

$$V_n = V_a \sin\theta \quad (2.2)$$

여기서, V_a 는 rotor를 통과하는 축류 속도 (즉, 유도된 속도)이고, ω 는 회전 속도이고, R 은 터빈의 반경이고, θ 는 방위각이다. Fig. 2-5를 참조하는 바와 같이, 받음각 α 은 V_n 및 V_c 의 값을 대입하고 비교하면,

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{V_n}{V_c}\right) \quad (2.3)$$

V_n 과 V_c 의 값과 무차 원화를 대입하면,

$$\alpha = \tan^{-1}\left[\frac{\sin\theta}{(R\omega/V_\infty)/(V_a/V_\infty) + \cos\theta}\right] \quad (2.4)$$

여기서 V_∞ 은 자유류 풍속이다. 블레이드 피칭을 고려하면,

$$\alpha = \tan^{-1} \left[\frac{\sin \theta}{(R\omega/V_\infty)/(V_a/V_\infty) + \cos \theta} \right] - \gamma \quad (2.5)$$

여기서 γ 는 블레이드 피치 각이며 Fig. 2-5에서 나타내는 상대 유속 (W)은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$W = \sqrt{V_c^2 + V_n^2} \quad (2.6)$$

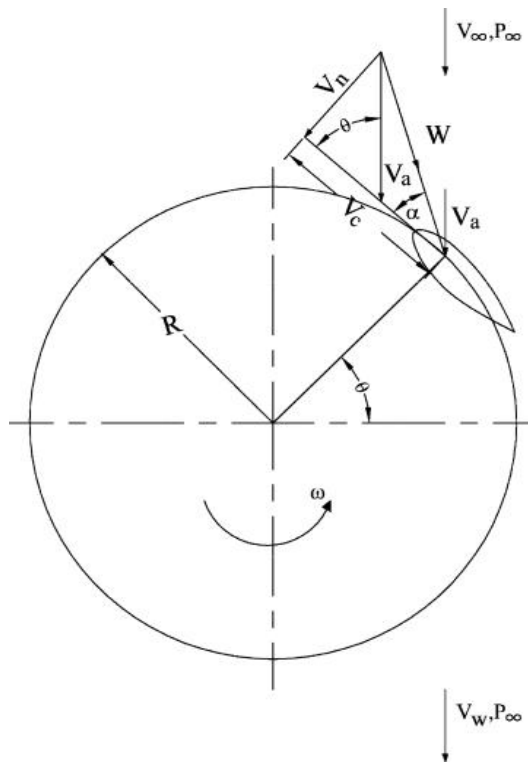


Fig. 2-5 Flow velocities of straight-bladed Darrieus-type VAWT

속도 비는 식(2.6)에 식(2.1)과 식(2.2)을 대입하여 무차원화하면 식(2.7)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{W}{V_\infty} = \frac{W}{V_a} \frac{V_a}{V_\infty} = \frac{V_a}{V_\infty} \sqrt{\left[\left(\frac{R\omega}{V_\infty} / \frac{V_{au}}{V_\infty} \right) + \cos \theta \right]^2 + \sin^2 \theta} \quad (2.7)$$

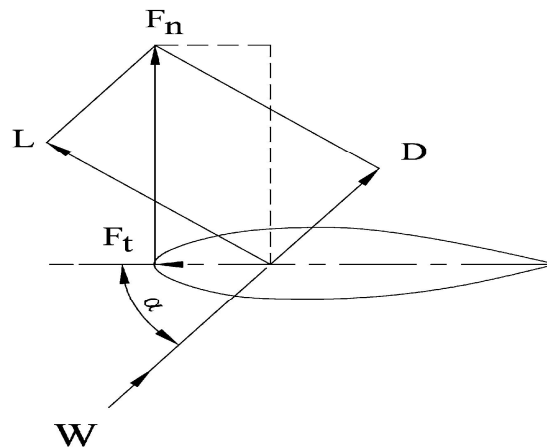


Fig. 2-6 Force diagram of a blade airfoil

리프트 항력과 항력 항의 방향 및 접선 방향 성분은 Fig. 2-6에 나와 있다. 접선 방향 힘 계수 (C_t)는 기본적으로 리프트 항력과 접힘 항의 접선 성분의 차이이다. 비슷하게 수직력 계수 (C_n)는 양력과 항력의 정상적인 구성 요소 간의 차이이다. C_t 와 C_n 의 표현식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$C_t = C_l \sin \alpha - C_d \cos \alpha \quad (2.8)$$

$$C_n = C_l \cos \alpha + C_d \sin \alpha \quad (2.9)$$

순 접선 및 수직 힘은 다음과 같이 정의 할 수 있다.

$$F_t = C_t \frac{1}{2} \rho C H W^2 \quad (2.10)$$

$$F_n = C_n \frac{1}{2} \rho C H W^2 \quad (2.11)$$

여기서 ρ 은 공기 밀도, C 는 블레이드 코드, H 는 터빈 높이 이다. 이후, 접선 방향 및 수직 방향의 힘은 식(2.10) 및 (2.11)은 임의의 방위각 위치에 대한 것이므로 방위각 θ 의 함수로 고려된다. 한 블레이드의 평균 접선 방향 힘 (F_{ta})은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_{ta} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} F_t(\theta) d\theta \quad (2.12)$$

블레이드 수 (N)에 대한 총 토크 (T)는

$$T = NF_{ta}R \quad (2.13)$$

총 출력 (P)은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$P = T \cdot \omega \quad (2.14)$$

2. Darrieus 형 직선 Bladed VAWT에 대한 전산 모델

다양한 이론에 근거한 여러 수학 모델이 많은 연구자에 의해 Darrieus 유형 VAWT의 성능 예측 및 설계를 위해 제시되었다. 모든 계산 모델의 주요 구성 요소는 크게 다음과 같이 설명 할 수 있다.

- 각기 다른 선단 속도 비율과 방위각 (궤도) 위치에서의 국부적인 상대 속도와 받음각 계산
- 블레이드 / 블레이드 - 후류 상호 작용을 고려한 프리 스트림 속도 (V_a/V_∞)에 대한 유도 비의 계산
- 정상 및 접선 세력을 계산하기 위한 다양한 접근법 (기세, 소용돌이 또는 계단식 원리)을 기반으로 하는 수학적 표현
- 다른 Reynolds 수에서의 부착된 형태에 대한 'Pre-Stall 익형 특성'(C_l, C_d, C_m)
- 유한 중형비 고려 사항
- 비정상 효과를 설명하기 위한 'Dynamic Stall Model'
- '유동 곡률 모델'은 원형 블레이드 모션을 고려

가장 많이 연구되고 검증된 모델은 크게 (1) 모멘텀 모델, (2) 소용돌이 모델, (3) 캐스케이드 모델의 세 가지 범주로 크게 분류 할 수 있다. VAWT 계산 모델의 세 가지 주요 범주에 대한 설명을 아래에 제시했다.

다른 모멘텀 모델 (블레이드 요소 / 모멘텀 또는 BEM 모델로도 지정됨)은 기본적으로 블레이드의 유선 공기 역학적 힘을 공기의 운동량 변화율과 동일하게 하여 터빈을 통과하는 유속의 계산에 기반한다. 속도에서 질량 유량을 곱한 값, 힘은 로터의 평균 압력 차와 동일하다. Bernoulli의 방정식은 각 streamtube에 적용된다. 이 모델의 주된 단점은 특별한 경우의 운동량 방정식이 부적절하기 때문에 큰 팁 속도 비와 높은 rotor 강성에 대해 무효화된다는 것이다. 수년에 걸쳐 이 개념을 활용하기 위한 몇 가지 접근 방법이 시도되었는데 다음과 같이 개념을 간단히 설명할 수 있다.

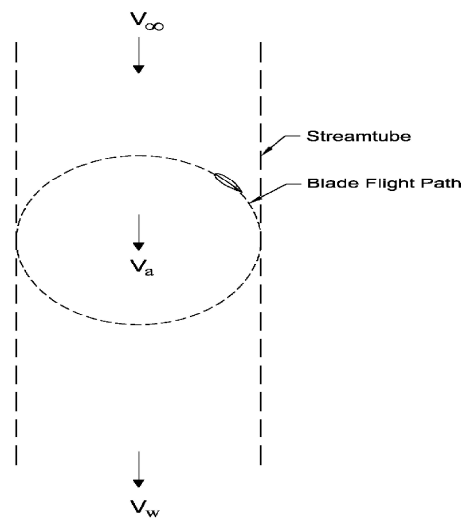


Fig. 2-7 Schematic of single streamtube model

1974년 Templin은 Darrieus 형 VAWT의 성능 특성을 계산하기 위한 최초의 가장 간단한 예측 방법인 단일 스트림 튜브 모델을 제안했다. 이 모델에서는 Fig. 2-7과 같이 터빈 전체가 하나의 응축관으로 둘러싸여 진 것으로 가정한다. 이 모델은 먼저 Darrieus 형 VAWT의 해석 예측 모델에 풍차 구동기 이론을 통합했다. 이 이론에서 유도된 속도 (로터 축 방향 유속)는 원판 전체에 걸쳐 일정하다고 가정되며, 흐름 방향 항력과 축 운동량의 변화를 동일 시 함으로써 얻어진다.

가정해서 액추에이터 디스크는 가상 상체의 표면으로 간주된다. 유속은 상류와

하류에 걸쳐 일정하다고 가정한다. 이 이론은 에어포일 스톨이 성능 특성에 미치는 영향을 고려하였다. 블레이드 견고성 및 로터 높이 - 직경 비율과 같은 기하학적 변수의 효과 및 성능 특성에 제로 리프트 항력 계수가 미치는 영향도 분석에 포함되었다. 바람 전단 효과는 모델에 통합 될 수 없다. Gluert 액추에이터 디스크 이론에 따르면 로터를 통과하는 균일한 속도의 표현은 다음과 같다.

$$V_a = \frac{V_\infty + V_W}{2} \quad (2.15)$$

여기서 V_W 는 후류의 속도이다. 이 모델의 모든 계산은 코드가 실제 rotor 블레이드의 코드 합계와 같은 단일 블레이드에 대해 수행된다. 또한 운동량의 변화율로 인한 유선 항력 (F_D)은

$$F_D = \dot{m} \cdot (V_\infty - V_W) \quad (2.16)$$

여기서 \dot{m} 은 질량 유량이며 $A\rho V_a$ 으로 정의 된다. 로터 항력 계수 (C_{DD})는 다음과 같이 정의 할 수 있다.

$$C_{DD} = \frac{F_D}{1/2\rho AV_a^2} \quad (2.17)$$

식(2.16)과 (2.17)을 통해 로터의 항력 계수는 식(2.18)과 같이 나타낼 수 있으며 속도비는 식(2.19)과 같이 나타낼 수 있다.

$$C_{DD} = 4 \left(\frac{V_\infty - V_a}{V_a} \right) \quad (2.18)$$

$$\frac{V_a}{V_\infty} = \left(\frac{1}{1 + C_{DD}/4} \right) \quad (2.19)$$

VAWT의 전체 토크 및 출력 계수는 위의 식 (2.19)에서 유도된 V_a/V_∞ 의 식을 이용하여 식 (2.13) 및 식 (2.14)로부터 결정될 수 있다.

이 모델은 풍력 터빈의 전반적인 성능을 예측할 수 있지만 시험 결과에 따르면 항상 실험 결과보다 높은 전력을 예측하였다. 그것은 rotor에 걸친 풍속 변화를 예측하지 못했기 때문으로 해석된다. 이러한 변동은 블레이드 견고성 및 팁 속도 비율의 증가에 따라 점차 증가한다.

1974년 Wilson과 Lissaman[27]은 단일 streamtube 모델의 개선된 다중 streamtube 모델을 소개했다. 이 모델에서 터빈의 소용량은 Fig. 2-8과 같이 일련의 인접한 공기 역학적으로 독립적인 평행 스트림 튜브로 나누어진다. 블레이드 요소와 운동량 이론이 각 스트림 튜브에 적용된다. 그들의 모델에서 유선을 유인 속도의 계산을 위해 비점성 및 비압축성으로 간주했다. 결과적으로, 유도된 속도의 계산에 상승력만이 나타난다. Wilson과 Lissaman은 다음과 같이 주어진 계산에 대한 이론적인 상승을 고려했다.

$$C_1 = 2\pi \sin \alpha \quad (2.20)$$

이 모델에서 유도된 속도 비는 다음 식으로 구할 수 있다.

$$\frac{V_a}{V_\infty} = 1 - \left(\frac{k}{2} \frac{N_c}{R} \frac{R\omega}{V_\infty} \sin \theta \right) \quad (2.21)$$

여기서 k 는 반복을 통해 발견된 요소이다. 이 모델에서 유도된 속도는 수직 및 수평 방향 모두에서 디스크 영역에 따라 변한다. 대기 풍력 전단이 모델에 포함될 수 있다. 그러나 이 모델은 여전히 유동장에 대한 설명이 부적절하며 가볍게 적재된 빠른 풍력터빈에만 적용 할 수 있다.

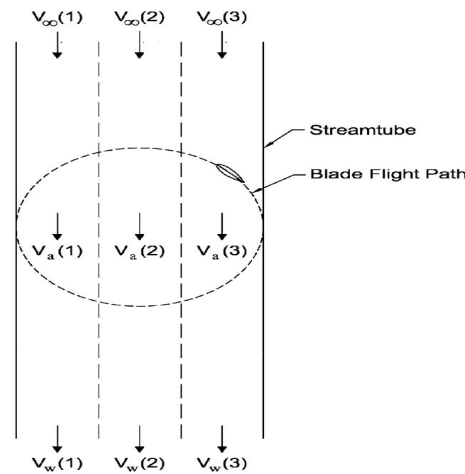


Fig. 2-8 Schematic of multiple streamtube model

1975 년에 Strickland[28]~[29]는 Darrieus 타입의 VAWT에 대해 또 하나의 다중 스트림 튜브 모델을 제시했다. 이 모델에서 유도된 속도는 블레이드 요소 힘 (에어포일 항력 포함)과 각 스트림 튜브를 따라 운동량의 변화를 동일시함으로써 발견된다. 풍력 효과도 모델 계산에 포함되었다. 이 모델은 전반적인 성능을 합리적으로 예측한다. 특히 로터의 부하가 적으면 단일 스트림 튜브 모델보다 향상된 성능을 보여준다.

Wilson과 Strickland의 모델의 기본적인 차이점은 Wilson이 유도된 속도의 계산에만 이론적인 리프트 포스를 사용한 반면, Strickland는 비슷한 계산에 드래그 포스의 효과를 추가했다는 것이다. 이 두 모델 중에서 Wilson의 모델은 빠른 수렴을 제공하지만 Strickland의 모델은 추가된 복잡성으로 인해 느린 수렴을 제공한다.

유동 곡률의 영향은 평판을 통한 유동을 고려하여 평가된다. 그들은 평판의 전연에서 후연 점까지의 가변 각도의 공격으로 평판의 전체 표면에 분포된 양력을 평균화하여 평판에 양력 분포를 표현했다. 그들에 따르면 성능 특성에 미치는 유동 곡률의 영향은 낮은 코드 대 반경 비율에 대해서는 중요하지 않다.

1977년 Sharpe[30]는 보고서에서 다중 스트림 튜브 모델에 대한 정교한 설명을 했다. 그의 모델의 주요 아이디어는 Strickland의 모델과 유사하다. 또한 Reynolds 수의 효과를 계산에 포함시켰다. 1980년에는 VAWT에 대한 Read와

Sharpe에 의해 다중 스트림 튜브 모델의 또 다른 개선된 버전이 발표되었다. 그들의 모델에서 병렬 streamtube 개념은 필요 없으며 streamtube의 확장이 포함되었다. 그것은 큰 종횡비 (H/c)의 낮은 견고성을 가볍게 적재된 풍력 터빈에 엄격히 적용할 수 있으며, 그것은 순간적인 공기 역학 블레이드 힘과 유도된 속도를 기존의 다중 스트림 튜브 모델보다 더 잘 예측할 수 있다. 그러나 전반적인 출력 계수의 예측은 합리적인 정확성으로 이루어질 수 없는데 그것은 일반적으로 실험적으로 얻은 것보다 낮은 전력을 제공한다.

1981년 Paraschivoiu[31]는 Darrieus 풍력 터빈의 성능 예측을 위해 double multiple stream tube 이론을 도입했다. Fig. 2-9에 도시된 바와 같이 이 모델에서 계산은 터빈의 상류 및 하류 반 사이클에 대해 개별적으로 수행된다. rotor의 각 레벨에서 상류 및 하류 유도 속도는 두 개의 구동기 디스크의 원리를 사용하여 얻을 수 있다. Darrieus 풍력 터빈을 위한 두 개의 구동기 디스크의 개념은 원래 Lapin[32]에 의해 주어졌다. 상류와 하류의 하프 사이클 모두에서 유도된 속도의 수직적 변화(다중 스트림 튜브 모델에서와 유사)가 고려되는 반면 수평 방향에서 유도된 속도는 일정한 것으로 가정된다(단일 스트림 튜브 모델의 것과 유사). 업스트림 튜브의 경우 후류 속도는

$$V_e = V_\infty \left(2 \frac{V_{au}}{V_{\infty i}} - 1 \right) = V_{\infty i} (2u_u - 1) \quad (2.22)$$

여기서 $V_{\infty i}$ 는 국부적인 주변 풍속 (wind shear의 효과로 인해 bladed 터빈의 다른 높이가 다른 경우) V_{au} 는 유도된 속도이고 $u_u (= V_{au}/V_{\infty i})$ 는 상류 하프-주기이다. 로터의 하류 하프 사이클에 대해 V_e 는 입력 속도이다. 하류의 하프 사이클에 대한 유도 속도는 V_{ad} 로 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$V_{ad} = u_d V_e = u_d (2u_u - 1) V_{\infty i} \quad (2.23)$$

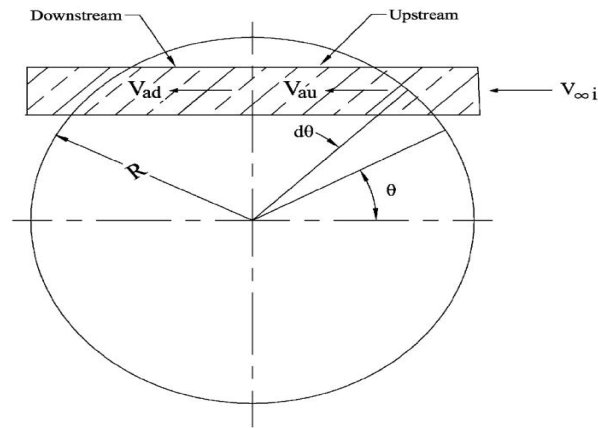


Fig. 2-9 Schematic of double-multiple streamtube model

여기서, $u_d (= V_{ad}/V_e)$ 는 다운 스트림 하프 사이클에 대한 간섭 인자이다. Streamtube 유도 속도는 rotor의 각 부분에 대해 하나씩 이중 반복에 의해 계산된다.

Darrieus wind rotor에 대한 2차 효과를 포함하여 일정하고 다양한 간섭 인자 (유도된 속도 비)를 갖는 double-multiple streamtube 모델이 Paraschivoiu 이다. 그들은 2차 효과, 즉 블레이드 형상과 프로파일 유형, 회전 탑 및 스트럿과 공기 역학적 스폐일러의 존재, 특히 높은 선단 속도 비율에 상대적으로 큰 영향을 발견했다. 그들은 유도된 속도의 변화를 공기 역학 하중 보다 정확한 계산을 제공하는 방위각의 함수로 고려했다. Paraschivoiu와 Delclaux[33]가 발표 한 논문에서 그들은 double-multiple streamtube 모델을 개선했다. 그들은 각 유 동관에 대한 방위각의 함수로 유도된 속도 변화를 고려했다.

double-multiple streamtube 모델은 계산된 결과와 실험 결과 사이에 더 좋은 상관관계를 제공한다. 특히 다중 스트림 튜브 모델을 사용하는 국부적인 공기 역학 블레이드 힘의 경우 더 좋지만, 이 모델은 고강도 터빈에 대한 동력 예측에 대한 과도기를 제공하며 특히 하류 측과 높은 선단 속도 비에서 동일한 유형의 터빈에 대한 수렴 문제가 있는 것으로 보인다.

Vortex 모델은 기본적으로 날개 후류에서 와류의 영향을 통해 터빈에 대한 속도 계산을 기반으로 하는 잠재적인 유동 모델이다. 터빈 블레이드는 에어포일 계수 데이터 세트 및 계산된 상대 유속 및 각을 사용하여 강도가 결정되는 결속

또는 리프팅 라인 와류로 표시된다.

블레이드 요소와 관련된 와류 시스템의 단순한 표현이 Fig. 2-10에 나와 있다. VAWT 블레이드 요소는 때로는 대체와류 필라멘트 또는 리프팅 라인이라고 불리는 바운드 필라멘트로 대체된다. Fig. 2-10에 따르면 유출된 소용돌이 시스템의 강도는 여러 번 변화했다. 이 각각의 경우에, 스펠 와류 (scalar vortex)는 켈빈의 정리 (Kelvin's theorem)에 의해 지시된 바와 같이 결합된 와류 강도의 변화와 동등한 강도를 갖는다.

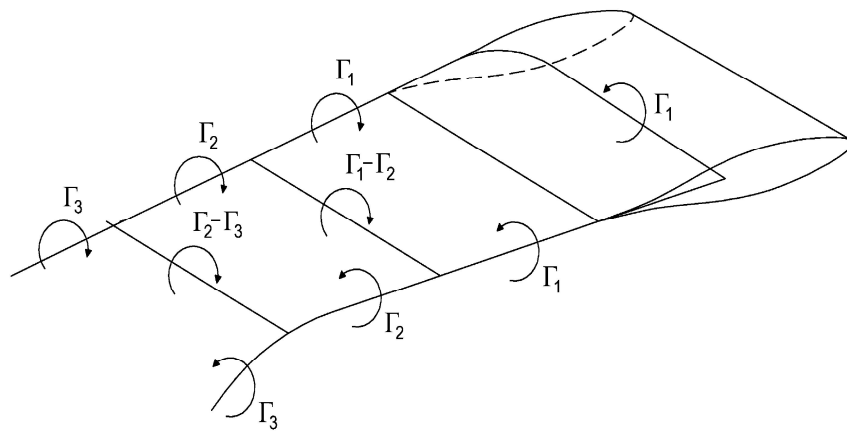


Fig. 2-10 Vortex system for a single blade element

유동장의 어느 지점에서의 유체 속도는 유동장에서 전체 와류 필라멘트에 의해 유도된 방해 받지 않은 바람 흐름 속도와 속도의 합이다. 하나의 와류 필라멘트에 의해 유동장에서 한 점에서 유도된 속도는 유도된 속도를 필라멘트 강도와 관련시키는 Biot-Savart 법칙으로부터 얻을 수 있다. Fig. 2-11에 도시된 경우를 참조하면 강도 Γ 및 길이 l 의 직선 와류 필라멘트에 대해 필라멘트상의 지점 P에서의 유도된 속도 \vec{V}_p 는,

$$\vec{V}_p = \vec{e} \frac{\Gamma}{4\pi d} (\cos \theta_1 - \cos \theta_2) \quad (2.24)$$

여기서 d 는 와류 필라멘트로부터 점 P까지의 최소 거리이고 \vec{e} 와 \vec{r} 은 단위 벡

터이다. 점 P가 와류 필라멘트 위에 놓여야만 한다면 \vec{e} 는 정의 될 수 없고 \vec{V}_P 의 크기는 무한하기 때문에 식(2.24)는 불확정 결과를 산출한다는 점에 유의해야한다. 직선 필라멘트에 의해 유도된 속도는 사실 0 이다.

Vortex 모델의 폐쇄를 허용하기 위해 결합된 와류 강도와 블레이드 세그먼트에서 유도된 속도 사이의 관계가 얻어져야한다. 블레이드 부분의 단위 스패 당 리프트 L과 결합된 와류 강도 Γ_B 사이의 관계는 Kutta-Joukowski 법칙에 의해 제공된다. 리프트는 또한 익형의 양력 계수 C_L 에 따라 공식화 될 수 있다. 리프트에 대한 이 두 표현 식을 동일시하면 특정 블레이드 세그먼트에서의 결합된 와류 강도와 유도 속도 사이에 필요한 관계가 생긴다.

$$\Gamma_B = \frac{1}{2}cC_LW \quad (2.25)$$

여기서, c 는 블레이드 코드이다. 유도된 속도 분포를 결정한 후에는 위에서 기술한 바와 같이 VAWT의 성능 특성을 얻는 것이 간단해진다.

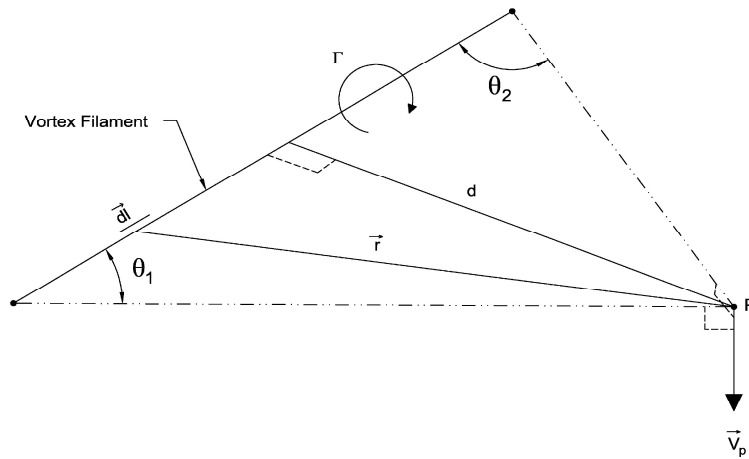


Fig. 2-11 Velocity induced at a point by a vortex filament

1975년에 Larsen[34]은 처음에 소용돌이 모델의 아이디어를 소개했다. VAWT의 단일 블레이드 요소에 대한 Vortex 시스템이다. 그는 사이클로기로 풍차의 성능 예측을 위해 소용돌이 모델을 사용했다. 그의 모델은 2차원 적이지만 rotor

블레이드 팁에서 후행하는 와류가 고려된다면 이것은 2차원 적으로 정확하지는 않다. 그러나 그의 모델 각이 작을수록 실속 효과가 무시된다.

Fanucci와 Walters[35]는 직선 bladed VAWT에 적용 가능한 2차원 소용돌이 모델을 제시했다. 그들은 분석에서 스톨 효과를 제거하는 받음각을 매우 작다고 생각했다. Holme[36]는 다수의 직선형, 매우 좁은 블레이드와 높은 높이-지름 비를 갖는 빠른 운전 수직축 풍력 터빈에 대한 소용돌이 모델을 제시했다. 이 분석은 가볍게 적재된 풍력 터빈에만 유효하다. Wilson은 giromill의 성능을 예측하기 위해 2차원 와류 분석을 도입했다. 그의 방법에서 그는 받음각도가 작다고 가정했기 때문에 실속 효과를 고려하지 않았다.

1979년 Strickland et al.[28]은 3차원 모델인 보텍스 모델의 확장을 제시하였고, 공기 역학적 스톨은 모델에 통합되었다. 그들은 일련의 2차원 로터 구성에 대한 실험 결과를 제시했다. 계산된 값은 로터 뒤의 순간 블레이드 힘 및 근단 후류에 대한 실험 결과와 다소 상관관계가 있음을 보여준다. Strickland et al.는 이전의 Vortex 모델 (quasi-steady Vortex 모델)을 개선했다. 최신 모델은 동적 효과가 포함되어 있기 때문에 동적 소용돌이 모델이라고 부른다. 이전 모델에 비해 개선된 점은 동적 정지 효과, 피칭 순환 및 추가된 질량 효과를 포함한다는 점이다. 그들은 Ref.에서 언급한 테스트 모델로 실험을 반복한 결과 이전 결과와 상당한 차이를 발견했으며, 동적 소용돌이 모델에 의한 계산된 값과 국부적인 블레이드 힘 및 후류 속도의 최신 실험 결과는 일부 경우에 합당한 것처럼 보인다.

1984년에 Cardona [37]는 Migliore 등이 제시한 방법에 따라 유동 곡률 효과를 통합했다. Migliore et al[38]은 원래의 공기 역학적 와류 모델에 동적 정지 효과의 수정된 형태를 추가했으며, 그들은 순간 공기 역학 블레이드 힘 및 전체 힘 계수에 대한 계산된 및 실험 결과와 향상된 상관관계를 발견했다.

Vortex 모델의 주요 단점은 계산 시간이 너무 많이 소요된다는 것이다.

또한, 이 모델은 잠재적인 유동이 후류에서 가정되는 것과 같이 블레이드의 공기 역학에서의 점도 영향은 실험적 힘 계수를 통해 포함되는 것과 같이 상당한 단순화에 의존한다.

터보 기계의 여러 블레이드 또는 베인의 주기적인 등거리 배열을 캐스케이드라고 하며 캐스케이드는 터보 기계의 기본 요소이며 캐스케이드 흐름은 기계 작

동에 필수적인 물리적 현상이다.[39] Cascade 모델은 Hirsch and Mandal[40]에 의해 VAWT의 해석을 위해 처음으로 터보 기계에 널리 사용되는 캐스케이드 원리를 적용하기 위해 제안되었다. 이 모델에서 터빈의 블레이드 익형은 Fig. 2-12와 같이 터빈 원주 방향 거리를 블레이드 수로 나눈 것과 같은 블레이드 내부 공간을 가진 평면 (계단식이라고도 함)에 위치한다고 가정한다.

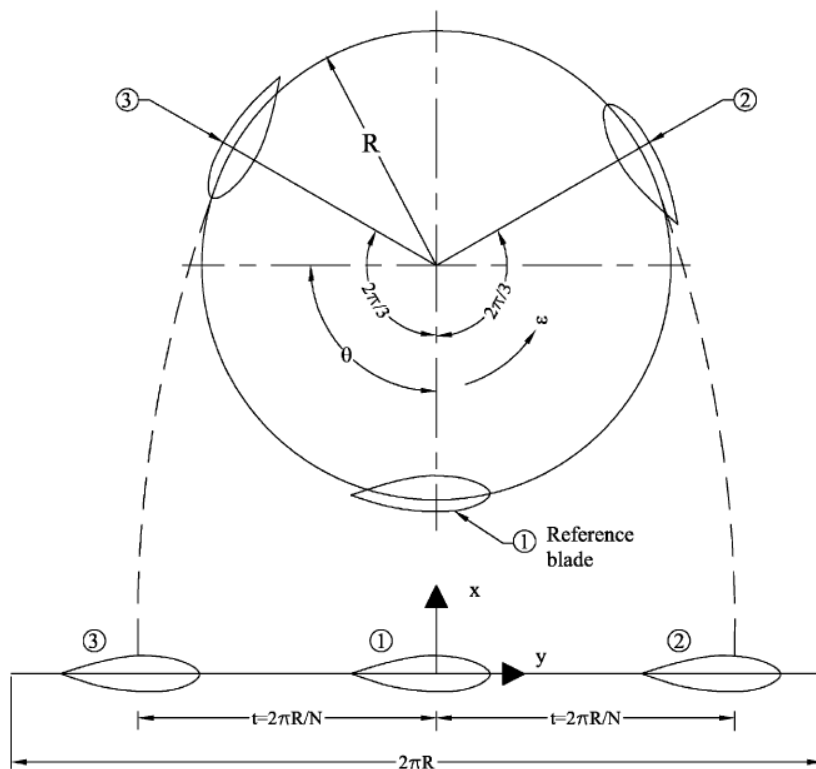


Fig. 2-12 Development of blade into a cascade configuration

후류 속도와 자유 흐름 속도 사이의 관계는 Bernoulli의 방정식을 사용하여 설정되는 반면 유도된 속도는 특정 semiempirical 표현을 통한 후류 속도와 관련이 있다.

이 모델에서 블레이드의 각 요소의 공기 역학적 특성은 국부 레이놀즈 수와 국지 각을 고려한 회전자의 상향 및 하향 절반에 대해 double-multiple streamtube 이론과 같이 독립적으로 Fig. 2-13과 같이 얻어진다. 국부적인 상대 유속 및 받음각을 결정한 후 VAWT는 Fig. 2-13에 도시된 캐스케이드 구성으로

전개되고 캐스케이드는 터빈 축에 수직인 평면에서 고려된다. 방위각 (γ)으로 A로 나타낸 블레이드를 기준 블레이드로 간주하면 B 및 C로 나타낸 다른 2개의 블레이드의 유동 조건은 기준 블레이드의 유동 조건과 동일하다고 가정한다. 이 과정은 $\delta\theta$ 단계로 기준 블레이드를 한번 완전히 돌릴 때까지 계속된다.

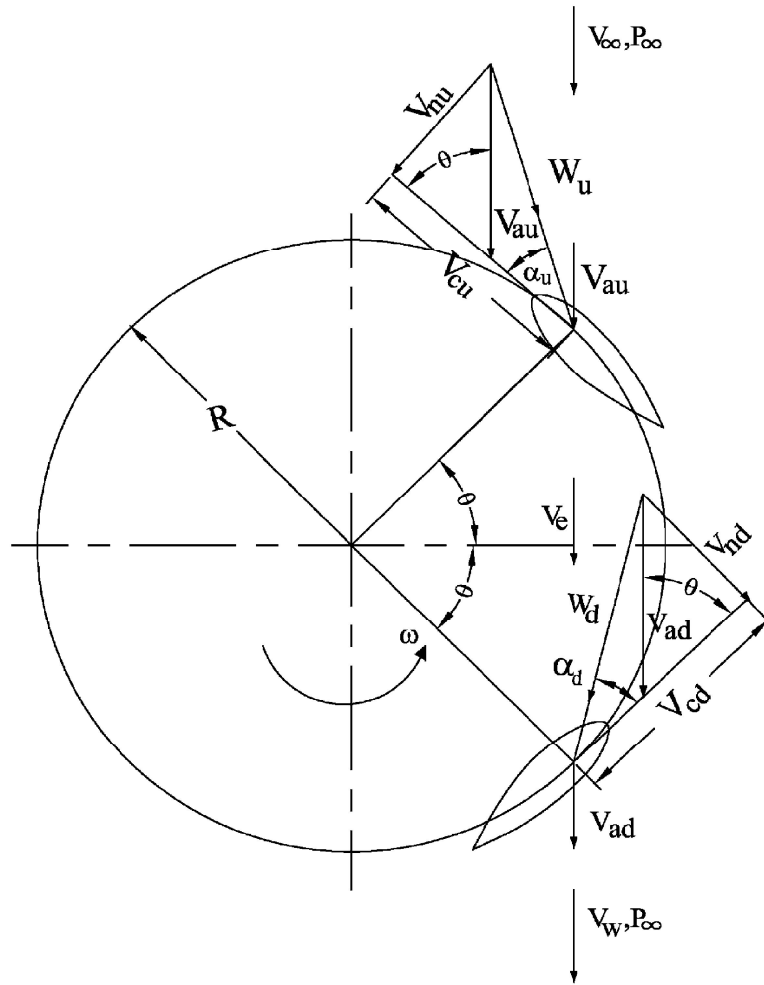


Fig. 2-13 Horizontal section of a straight-bladed Darrieus-type VAWT with flow velocities in the upstream and downstream sides

유도된 속도를 찾기 위해 후류 속도와 유도된 속도 사이의 관계가 표현된다. 상류측에 대해 이것은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{V_{au}}{V_{\infty}} = \left(\frac{V_e}{V_{\infty}} \right)^{k_i} \quad (2.26)$$

하류측에 대해서는 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{V_{ad}}{V_e} = \left(\frac{V_W}{V_e} \right)^{k_i} \quad (2.27)$$

여기서, V_e 와 V_W 는 상류측과 하류측의 후류 속도이다. 지수 k_i 의 값은 실험 결과의 적합성으로부터 발견된다. 하류측의 유도 속도 비는 다음과 같다.

$$\frac{V_{ad}}{V_{\infty}} = \frac{V_{ad}}{V_e} \frac{V_e}{V_{\infty}} = \frac{V_e}{V_{\infty}} \left(\frac{V_W}{V_e} \right)^{k_i} \quad (2.28)$$

지수 k_i 의 표현 식은 다음과 같다.[35]

$$k_i = (0.425 + 0.332\sigma) \quad (2.29)$$

여기서 $\sigma = NC/R$ 이다. 전체 토크의 최종 표현 식은 다음과 같다.

$$Q = \rho R^3 \frac{H}{R} \int_0^{2\pi} (W_2^2 \sin \alpha_2 \cos \alpha_2 - W_1^2 \sin \alpha_1 \cos \alpha_1) d\theta \quad (2.30)$$

여기서 W_1 과 W_2 는 캐스캐이드 입구와 출구에서 상대 속도이다. 이 모델에 대한 자세한 설명은 Hirsh and Mandal에서 찾을 수 있다.

캐스캐이드 (Cascade) 모델은 고강도 터빈과 고강성 터빈의 전반적인 값을 매우 잘 예측할 수 있으며 합리적인 계산 시간이 필요하며, 높은 팁 속도 비율과 높은 강도에서도 컨버전스 문제를 일으키지 않는다. 이 모델에 의한 계산에서 순간 블레이드 힘은 기존의 모멘텀 모델에 의해 계산된 것과 비교하여 향상된 상

관관계를 보여준다. 또한, 계산 과정에서 다른 방위각 (궤도 위치), 제로 리프트 항력 계수, 유한 종횡비 및 유동 곡률 효과에서의 국부 레이놀즈수 변화의 효과를 통합했다.

이 모델의 해석 능력을 향상시키기 위해 Mandal과 Burton[41]은 블레이드 피칭과 함께 동적 실속과 유동 곡률의 두 가지 중요한 효과를 고려했다. 이러한 수정 이후의 웨이크 속도의 계산된 값은 복잡한 동적 소용돌이 모델의 값과 비교될 수 있다.

제 3 절 해석기법

1. 유동해석(CFD)

유동해석이란 유체(액체/기체)와 경계조건으로 정의되는 표면간의 상호작용 및 그로 인한 흐름의 변화와 관련 특성들을 파악하는 해석을 말한다.

CFD(Computational Fluid Dynamics)는 우리말로 전산유체역학이라 하며, 컴퓨터를 활용하여 열, 유체의 흐름을 재현하는 학문으로 과거 열 및 유체운동에 대한 해석을 실험에 기초한 방법밖에 없던 것을 컴퓨터의 발달로 단시간에 효과적으로 수치해석으로 재현함으로써 시간적, 비용면에서 많은 절감을 가져오게 되었다.

유체거동의 지배방정식은 점성을 가진 유체의 운동을 기술하는 비선형 편미분방정식인 Navier-Stokes Equations(N-S방정식)으로 대류항과 확산항이 모두 포함된 방정식이며 날씨, 해류의 유체흐름 등 자연계에 존재하는 대부분의 흐름을 해석할 수 있고, 움직이는 유체의 속도, 압력, 온도 및 밀도가 어떻게 유체의 흐름에 영향을 미치는지 예측한다. 실제로는 항공기나 자동차 또는 선박의 설계, 혈관내의 혈류, 오염물질의 확산, 구조물의 내풍설계 등의 분야에 적용되고 있다.

주요 유동해석의 종류로는 비압축성 및 압축성 유체의 유동해석, 단상 및 다상유동(Single/Multi Phase)해석, 유체 및 고체의 열전달 해석, 물질확산 해석, 자유수면 해석, 이질물질간의 상호작용해석(유체-유체, 고체-고체, 유체-고체) 등이 있다.

CFD 관련 연구에서 수치해석 기법의 정확도, 수렴성 등에 대해서는 많은 연구가 있었으나 시뮬레이션 결과의 가시화에 대한 연구는 상대적으로 부족하다. 슈퍼컴퓨터를 활용한 대규모 CFD 시뮬레이션 결과의 가시화 연구는 종종 수행된 반면에 가상현실이나 증강현실 등과 같은 최신 가시화 기술을 적용하는 연구는 아직 초보단계이다.

2. 난류 모델

CFDS 기법에 적용된 난류 모델은 대수적 난류 모델인 Baldwin-Lomas 난류 모델, 1-방정식 난류 모델인 Baldwin-Barth, Spalart-Allmaras 난류 모델이다. 그 중 Baldwin-Lomax 난류 모델은 널리 알려진 모델이고, 실제로 많은 연구자들에 의해 사용되고 있다.

가. Baldwin-Barth 난류 모델

Baldwin-Barth 난류 모델은 1-방정식 난류 모델 중 하나이며 2-방정식 표준 $k-\epsilon$ 난류 모델에서 유도되었다. 여기서 동작변수는 난류 레이놀즈수 R 이다.

$$\begin{aligned} \frac{DR}{Dt} &= (C_{\epsilon_2} f_2 - C_{\epsilon_1}) \sqrt{RP} + \sqrt{\gamma} \frac{M_\infty}{Re} \left(\nu + \frac{\nu_T}{\sigma_\epsilon} \right) \\ &\quad \frac{\partial^2 R}{\partial x_i^2} - \sqrt{\gamma} \frac{M_\infty}{Re} \frac{1}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\nu_T \frac{\partial R}{\partial x_i} \right) \end{aligned} \quad (2.38)$$

여기서 우변의 첫 번째 항에서 P 가 생성항이며 두 번째와 세 번째 항은 소산 항을 말한다. 그리고 난류 점성계수는 다음과 같이 계산된다.

$$\mu_T = \rho \nu_T = \rho C_\mu R D_1 D_2 \quad (2.39)$$

여기서 각 항의 상수들과 함수들은 다음과 같이 표현한다.

$$\frac{1}{\sigma_\epsilon} = (C_{\epsilon_2} f_2 - C_{\epsilon_1}) \frac{\sqrt{C_\mu}}{x^2} \quad (2.40)$$

$$D_1 = 1 - \exp\left(-\frac{y^+}{A^+}\right), \quad D_2 = 1 - \exp\left(-\frac{y^+}{A_2^+}\right) \quad (2.41)$$

$$f_2 = \frac{C_{\varepsilon_1}}{C_{\varepsilon_2}} + \left(1 - \frac{C_{\varepsilon_1}}{C_{\varepsilon_2}}\right) \left(\frac{1}{xy^+} + D_1 D_2\right) \sqrt{D_1 D_2} + \quad (2.42)$$

$$\begin{aligned} & \frac{y^+}{\sqrt{D_1 D_2}} \left[\frac{1}{A^+} \exp\left(-\frac{y^+}{A^+}\right) D_2 \right. \\ & \left. + \frac{1}{A_2^+} \exp\left(-\frac{y^+}{A_2^+}\right) D_1 \right] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} x = 0.41, C_{\varepsilon_1} = 1.2, C_{\varepsilon_2} = 2.0, C_{\mu} = 0.09 \\ A^+ = 26, A_2^+ = 10 \end{aligned} \quad (2.43)$$

또한 생성항 P 와 변형률 S_{ij} 는 다음과 같은 식으로 표현된다.

$$P = 2\nu_T S_{ij} S_{ij} - \frac{2}{3} \nu_T \left(\frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right)^2 \quad (2.44)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.45)$$

그리고 ν 는 분자 동점성 계수이며 Sutherland법칙으로 계산된다.

나. Spalart-Allmaras 난류 모델

1-방정식 난류모델 중 비교적 최근에 개발된 Spalart-Allmaras 난류 모델은 실험적인 방법과 차원 해석적인 방법에 의해 만들어졌으며, Baldwin-Barth 난류 모델과 거의 비슷한 형식을 취하고 있으나 박리작용을 고려한 trip항이 첨가되어 있는 것이 특징이다. 하지만 trip항은 보통 유동박리지점이 잘 알려져 있는 경우에 사용되는 것으로 그렇지 못한 대부분의 일반적인 계산에서는 생략하여도 무방하다. Spalart-Allmaras 모델에 대해서 동작변수는 $\tilde{\nu}$ 로 나타내고 이를 기본방정식의 형태로 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 \frac{D\tilde{\nu}}{Dt} = & c_{b1}S\tilde{\nu} + \sqrt{\gamma} \frac{Re}{M_\infty} \frac{1}{\sigma} [\nabla \cdot ((\nu + \\
 & (1 + c_{b2})\tilde{\nu})\nabla\tilde{\nu} - c_{b1}\tilde{\nu}\nabla^2\tilde{\nu})] \\
 & - \sqrt{\gamma} - \frac{Re}{M_\infty} [c_{w1}f_w] \left[\frac{\tilde{\nu}}{d}\right]^2
 \end{aligned} \tag{2.46}$$

여기서 우변의 첫 번째 항은 생성항이고 두 번째 항이 소산항이며 세 번째 항이 소멸항이다. 그리고 난류 점성계수는 다음과 같이 계산된다.

$$\mu_T = \rho\tilde{\nu}f_{v1} \tag{2.47}$$

위에서 사용된 각 상수들과 함수들은 다음과 같다.

$$c_{b1} = 0.1355, \quad c_{b2} = 0.622, \quad \sigma = \frac{2}{3}, \quad x = 0.41 \tag{2.48}$$

$$c_{w1} = \frac{c_{b1}}{x^2} + \frac{(1 + c_{b2})}{\sigma}, \quad c_{w2} = 0.3 \tag{2.49}$$

$$c_{w3} = 2.0, \quad c_{w2} \simeq 7.1, \quad \chi \equiv \frac{\tilde{\nu}}{\nu} \quad (2.50)$$

$$f_{v1} = \frac{\chi^3}{\chi^3 + c_{v1}^3}, \quad f_{v2} = 1 - \frac{\chi}{1 + \chi f_{v1}} \quad (2.51)$$

$$\tilde{S} = ohm + \sqrt{\gamma} \frac{M_\infty}{Re} - \frac{\tilde{\nu} f_{v2}}{x^2 d^2}, \quad ohm \simeq \sqrt{2 W_{ij} W_{ij}} \quad (2.52)$$

$$W_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right), \quad f_w = g \left[\frac{1 + c_{w3}^6}{g^6 + c_{w3}^6} \right]^{\frac{1}{6}} \quad (2.53)$$

$$g = \gamma + c_{w2}(\gamma^6 - \gamma), \quad \gamma = \frac{\tilde{\nu}}{\tilde{S} \left(\frac{Re}{\sqrt{\gamma} M_\infty} \right) x^2 d^2} \quad (2.54)$$

제 3 장 Turbine의 성능 검증을 위한 전산유체해석

제 1 절 전산유체해석 방법

우수한 성능의 Darrieus 터빈을 설계하기 위해서는 반드시 터빈의 성능에 영향을 미치는 다양한 내부 유동특성의 정략적 데이터의 확보가 필요하지만 3차원 비정상 유동특성을 나타내는 복잡한 구조의 내부유동에 관한 정량적 해석은 현재까지 어려운 문제로 인식되고 있다. 실제 터빈의 형상에 비례하는 모델을 제작하거나 고가의 장비를 이용하여 분석하는 실험적 연구는 시간 및 비용적인 측면에서 제약이 크며, 실제 크기에 대한 연구는 매우 어렵다. 반면 해석적 연구는 실험적 연구에 비해 비용 절감 및 결과 획득시간을 단축할 수 있으며, 일단 해석 모델에 대한 격자가 완성되면 실제 상황에 맞는 해석기법을 이용해 다양한 운전 조건에 따른 결과를 쉽게 얻을 수 있다.

전산 유체 역학(CFD, Computational fluid dynamics)은 유체 현상을 기술한 비선형 편미분 방정식인 나비에-스토크스 방정식(Navier-Stokes Equations)을 유한차분법(FDM, Finite Difference Method), 유한요소법(FEM, Finite Element Method), 유한체적법(FVM Finite Volume Method) 등의 방법들을 사용하여 이산화하여 대수 방정식으로 변환하고, 이를 수치 기법(numerical methods)의 알고리즘을 사용하여 유체 유동 문제를 풀고 해석하는 것이다. 공학문제에서 유체와 기체의 상호작용을 컴퓨터를 사용하여 시뮬레이션 한다. 본 연구에서는 유한차분법을 이용하였다.

CFD는 놀랍도록 유연하고 정확하며 폭넓게 활용되는 툴이다. 그러나 사용자의 디자인을 최적화하도록 돕는 심층적 CFD는 사용자가 신중하게 선택해야 한다. Fluent는 전산 유체 역학(Computational Fluid Dynamics) 소프트웨어 및 서비스의 세계적인 상용 공급 업체이다. Fluent는 엔지니어가 유체 흐름, 유체 기계, 열 및 물질 전달, 난류, 반응 및 다상 흐름과 관련된 많은 현상을 시뮬레이션 할 수 있다. 비정상 Reynolds-Averaged Navier-Stokes 방정식은 압력 - 속도 결합을 위한 SIMPLE 알고리즘을 사용하였으며, 분권화는 모든 변수에 대해 2차 상향식

체계를 사용하는 유한 볼륨 방법을 사용하여 수행되었다.

CFX는 Navier-Stokes 방정식 중 연속방정식을 밀도로 표현한 대로 해석하지 않고 압력으로 표현한 수식을 해석하는 전통적인 압력에 기초한 방법을 사용한다. 또한 CFX는 광범위한 CFD 및 다중물리 응용 사례에 대해 신뢰도와 정확성이 높은 솔루션을 빠르고 안정적으로 제공하는 고성능 전산유체역학(CFD)으로 특히 펌프, 팬, 압축기, 송풍기, 터빈, 가스 및 유압터빈 같은 회전 기계 분야에서 뛰어난 정확성과 강건성 및 빠른 속도로 인정을 받고 있다.

본 논문에서 CFD는 Darrieus의 성능 조사를 위해 사용되었으며, Fluent는 수치 절차를 주의 깊게 점검하기 위해 사용되었다. 또한 CFX는 성능 향상을 위하여 사용되었다. 전산유체해석 산출 근거가 되는 지배 방정식은 다음과 같으며 Fig. 3-1에서 속도 비 (λ)는 다음과 같이 정의된다.

$$\lambda = \omega R / U \quad (3.1)$$

방위각(θ), 공격각(α) 및 속도비(λ) 사이의 관계는 Fig. 3-1의 속도 삼각형으로부터 얻어지며 이 관계는 다음과 같다.

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{\sin \theta}{\lambda + \cos \theta} \right) \quad (3.2)$$

에어포일이 유체 흐름에서 입사각 α 로 설정되고 표준 에어포일 이론에 따라 자유 흐름에 수직인 양력 F_L 및 자유 흐름 방향으로 항력 F_D 를 생성한다. 이러한 상승 및 항력은 Fig. 3-1에서와 같이 접선 방향의 힘 F_T 와 축 방향의 힘 F_N 을 얻기 위해 해석 될 수 있다. 접선 방향의 힘 F_T 는 Darrieus 터빈의 토크와 출력에 직접적인 영향을 미친다.

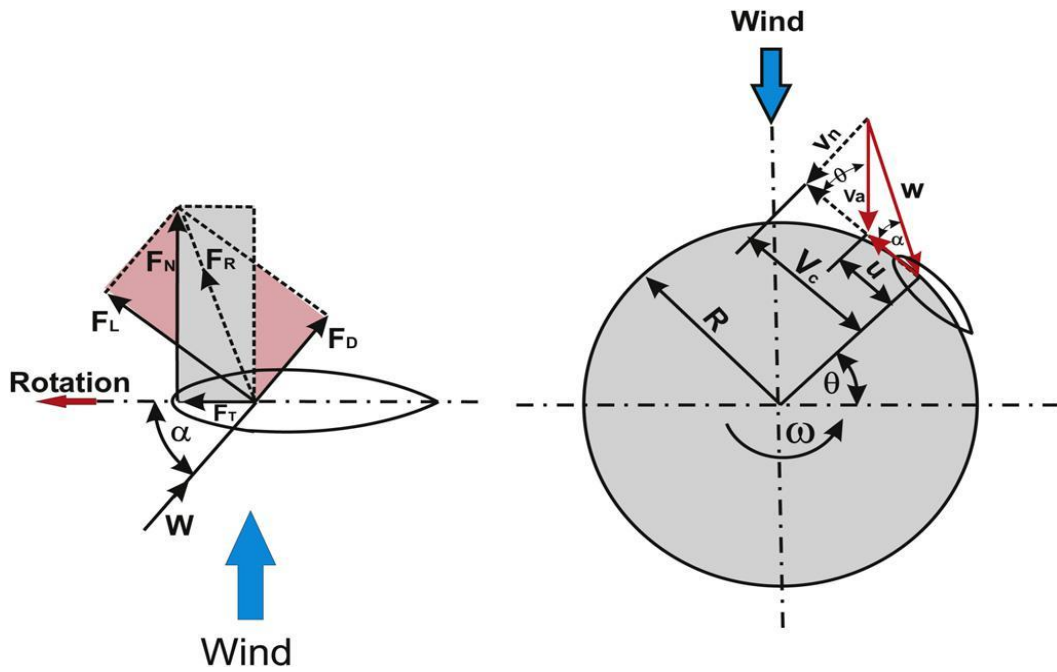


Fig. 3-1 Forces and velocities distribution on Darrieus rotor airfoil

높이(H)의 Darrieus 회전자의 경우, 유입속도(U)의 바람, 기계력(P) 및 Darrieus 터빈의 축상의 기계적 토크는 각각 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$C_m = \frac{T}{\frac{1}{2}\rho ARU^2} \quad (3.3)$$

$$C_p = \frac{P}{\frac{1}{2}\rho AU^3} \quad (3.4)$$

여기서 C_m 및 C_p 는 각각 토크 계수 및 출력 계수이다.

제 2 절 Darrieus Turbine의 비교 분석

1. Darrieus Turbine의 수치해석 분석

일반적으로 기존의 Darrieus 로터와 동일하거나 이로부터 유래된 H-Rotor Darrieus 터빈의 전체 성능은 터빈 내부 및 주변의 흐름의 복잡성과 난류의 현저한 불안정성과 관련되어 있다. 또한, 경계층 분리는 rotor의 효율에 영향을 미치는 필수적인 측면이다. 에어포일에 대한 순수한 공기 역학 연구 외에도 Darrieus 터빈의 성능을 향상시키기 위한 몇 가지 시도가 이미 선행 연구되어 있으며 주요 아이디어와 개선된 사항을 Table 3-1 및 Fig. 3-2와 같이 나타내었다..

Table 3-1 Proposed design modifications for improving the performance of Darrieus turbines

Design	Gain	Description and comments
Comparison of different turbine concepts for wind energy	3 different wind turbines have been compared; the horizontal axis wind turbine and two different concepts (Darrieus turbine and H-Rotor)	VAWT and in particular H-Rotor appear to be advantageous compared to horizontal axis wind turbines in several respects
Trapezoidal-bladed turbine	No performance improvement	Reduction of mean stress and cyclic load amplitudes reduce significantly the fatigue, improving durability
Cycloidal Darrieus turbine	Improvement in performance of about 25%	Higher investment and running cost. The control mechanism consumes part of the output power
Combined Savonius-Darrieus type	Improved self-starting	More complex design

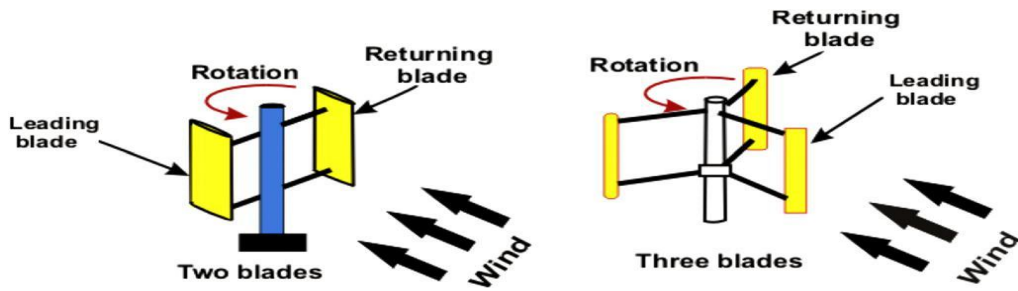


Fig. 3-2 Two and three bladed H-Rotor Darrieus turbine

선행된 연구는 Darrieus 터빈의 성능(토크 및 효율)을 이해하고 개선하기 위해 노력했지만 종래의 형상 또는 약간의 수정을 고려했으며 VAWT의 잠재적인 중요성 때문에 이러한 연구는 점점 주목을 받고 있다.

Fig. 3-2와 같이 2 blade 및 3 blade 직선 터빈(H-Rotor)이 매력적이지만 보다 명확한 성능 분석이 없는 단점이 있다. 시스템 흐름의 정확한 비정상 시뮬레이션은 지금까지 실현되지 않았기 때문에 좀 더 많은 연구가 필요하며 이것은 본 논문의 연구 방향이다. 이 터빈에 가장 적합한 익형뿐만 아니라 본 절에 나열된 모든 이론 및 실험 조사가 NACA00XX 유형의 표준 대칭익형을 사용하는 H-Rotor Darrieus 터빈의 성능만을 고려하였다.

Fig. 3-3은 5개의 일련의 대칭 및 비대칭 에어포일 형상(NACA 00XX, NACA 63XXX, S-시리즈, A- 시리즈 및 FX- 시리즈)이다.

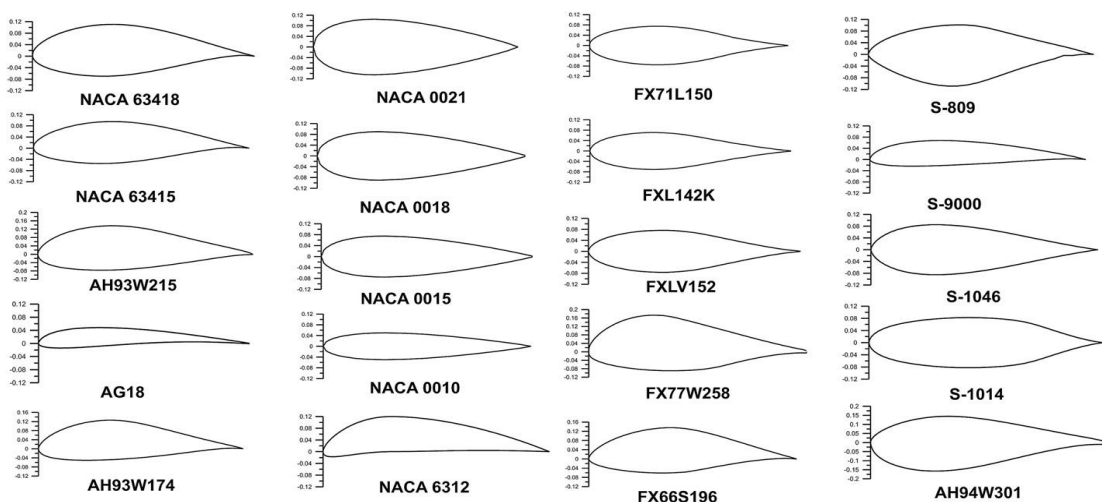


Fig. 3-3 Different symmetric and non-symmetric airfoils

2. Darrieus Turbine에 대한 난류모델 및 익형효과 상호작용 분석

수치 난류 모델은 H-Rotor Darrieus Turbine에 대한 실험 결과와 CFD를 비교하여 검증되었다.[42] 난류 모델의 효과는 Fig. 3-4에 나타내었다. 이 결과는 실현 가능한 k-ε 난류 모델을 사용할 때 목표 함수 C_p 에 대한 실험과 현재 CFD 사이에 좋은 일치를 얻는다. Mohamed MH.등[43~45]의 빠른 CFD 시뮬레이션을 위해 실현 가능한 k-ε 모델의 연구와 같이 회전 블레이드 및 익형을 포함하는 다른 연구에서도 동일한 경향이 관찰되었다.

실현 가능한 k-ε 모델은 일반적으로 회전체에 권장된다. Shih등[46]이 개발한 실현 가능한 k-ε 난류 모델이 연구에서 항상 사용되어 왔다. 이 모델은 난류 소산율에 대한 새로운 수송 방정식을 포함한다. 또한 모델의 임계 계수 C_μ 은 표준 모델에서와 같이 일정하다고 가정하기보다는 평균 유량 및 난류 특성의 함수로 표현된다. 이를 통해 모델은 난류 물리학(realizability)과 일치하는 정상적인 응력에 대한 추가적인 수학적 제약 조건을 충족시킬 수 있다. 변수의 개념은 경계층에서의 실험적 관측과도 일치한다. k-ε 모델은 대개 선회 흐름 및 표준 k-ε 모델과 비교할 때 분리를 포함하는 흐름에 대해 향상된 결과를 제공한다.

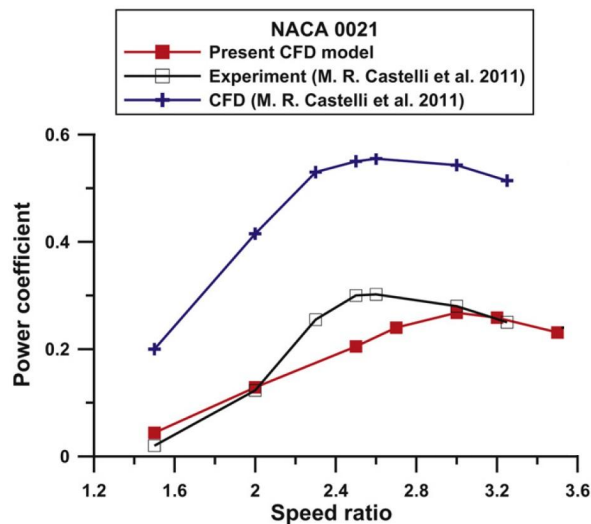


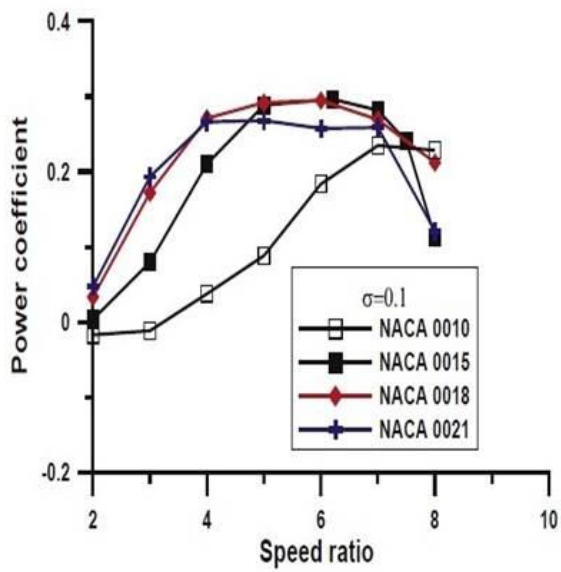
Fig. 3-4 Comparison between Validation of computational model and CFD results published experimentation for a Darrieus turbine

위에서 설명했듯이 대칭 및 비대칭 블레이드는 프로펠 (NACA 00XX, NACA 63XXX, S- 시리즈, A- 시리즈 및 FX- 시리즈)의 다섯 가지 시리즈를 기반으로 다음과 같이 설명할 수 있다.

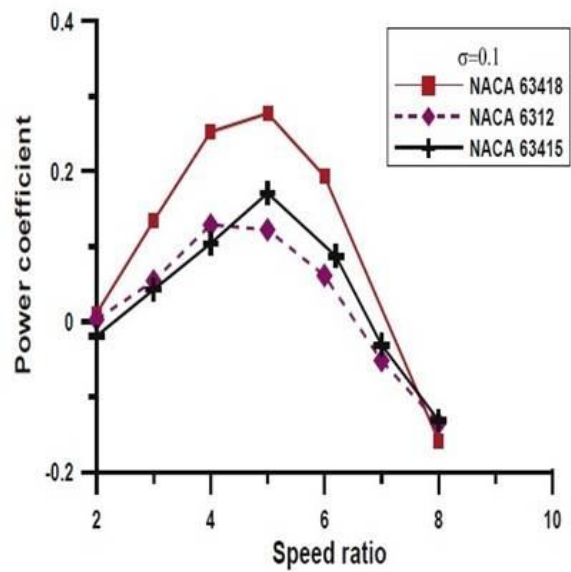
본 연구에서는 전형적인 작동 범위를 고려하며 속도비 2 와 10 사이에서 변하는 범위이다. 속도비 λ 의 경우 극도로 작은 출력이 나타나므로 속도비 2보다 작은 작동 범위 ($\lambda < 2$)에는 실질적인 의미가 없다. 속도비 10 이상의 작동 ($\lambda > 10$)은 특히 효율과 동력이 급격히 떨어지는 높은 고형물의 경우 실속 조건 이상으로 작업하는 것을 의미한다. 따라서 많은 연구 결과물은 2 와 10 사이의 범위를 권고하고 있다.[48]

Fig. 3-5는 rotor의 특성 성능을 나타내며, 에어포일 블레이드 형상의 변수에 따른 파워 계수를 나타낸 것이다. Fig. 3-5는 NACA 표준 단면 프로파일의 두 가지 시리즈의 결과를 포함한다. 첫 번째 시리즈는 대칭 단면 프로펠 (NACA 0010, NACA 0015, NACA 0018 및 NACA 0021)에 대한 것이고 두 번째 시리즈는 비대칭 단면 프로펠 (NACA 63418, NACA 63415 및 NACA 6312)에 대한 것이다. 대칭 에어포일로 이루어진 터빈은 비대칭 에어포일 터빈보다 높은 성능을 갖는다는 점에 유의한다. 그 결과 최대 출력 계수는 NACA 0018 에어포일에 해당하는 0.2964 이다.

또한 Figs. 3-6~3-7은 H-Rotor Darrieus 및 S 시리즈 (S-809, S-9000, S-1046, S-1014)에 대한 것이다. Fig. 3-6의 결과는 S-시리즈의 S-1046 에 해당하는 최대 출력 계수가 0.4051 임을 나타낸다. Fig. 3-7은 FX-시리즈 (FX66S196, FX77W256, FX71L150, FXL142 및 FXLV152)의 결과를 나타낸다. 반면 A 시리즈는 AH93W215 익형에 해당하는 0.2541 의 최대 출력 계수를 가진다. 동일한 순서에 의해 Fig. 3-7의 FX-시리즈의 최대 파워 계수는 FXLV152 에어포일에 대응하는 0.3576 과 동일하다. 대칭형 에어포일로 구성된 터빈의 작동 범위(속도 비 범위)는 비대칭형 에어포일보다 넓다는 것도 주목해야한다.

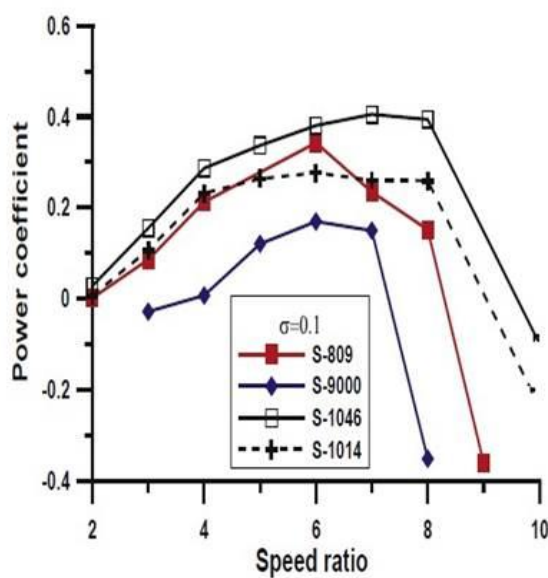


a) NACA00xx series airfoils

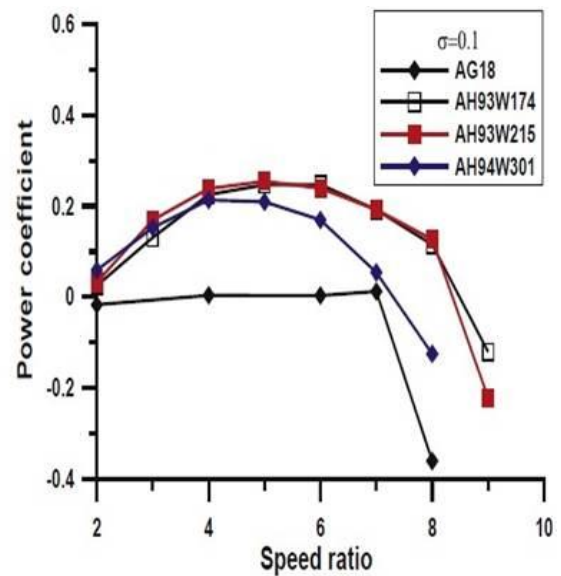


b) NACA63xx Series airfoils

Fig. 3-5 Relation between speed ratio and power coefficient for Performance of H-Rotor Darrieus turbine using the symmetric and non-symmetric NACA airfoils.

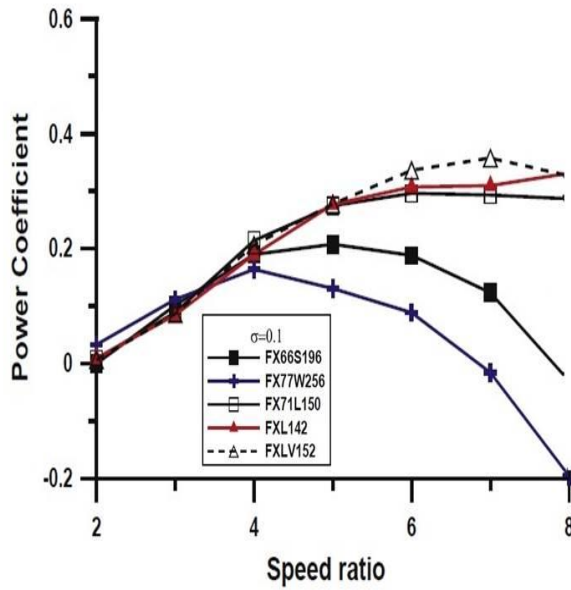


c) S-series airfoils



d) A-series airfoils

Fig. 3-6 Relation between speed ratio and power coefficient for Performance of H-Rotor Darrieus turbine using S-series and A-series airfoils



e) FX-series airfoils

Fig. 3-7 Relation between speed ratio and power coefficient for Performance of H-Rotor Darrieus turbine using FX-series airfoils

Table 3-2 Maximum power coefficient for airfoils

Airfoil	C _p max	Airfoil	C _p max	Airfoil	C _p max
NACA0010	0.2345	NACA63415	0.1711	AH94W301	0.2130
NACA0015	0.2947	NACA63418	0.2772	S-809	0.3428
NACA0018	0.2964	AG18	0.0123	S-9000	0.1696
NACA0021	0.2679	AH93W174	0.2469	S-1046	0.4051
NACA6312	0.1290	AH93W215	0.2541	S-1014	0.2769

Table 3-2는 이 연구에서 조사된 모든 익형에 대한 최대 출력 계수를 나타내며 S-1046 익형은 표준 익형(NACA0018)에 비해 효율 출력 계수가 0.1087 더 높아진다는 것을 알 수 있다. 하지만, NACA0018 은 NACA 시리즈(Darrieus 터빈의 이전 연구에서 사용 된 정규 시리즈)에서 가장 우수한 익형이다. S-1046 에어포일로 구성된 H- Rotor Darrieus 터빈의 토크 계수 및 출력 계수를 상이한 속도 비 (2, 5, 7)에서 Fig. 3-8에 나타내었다.[47]

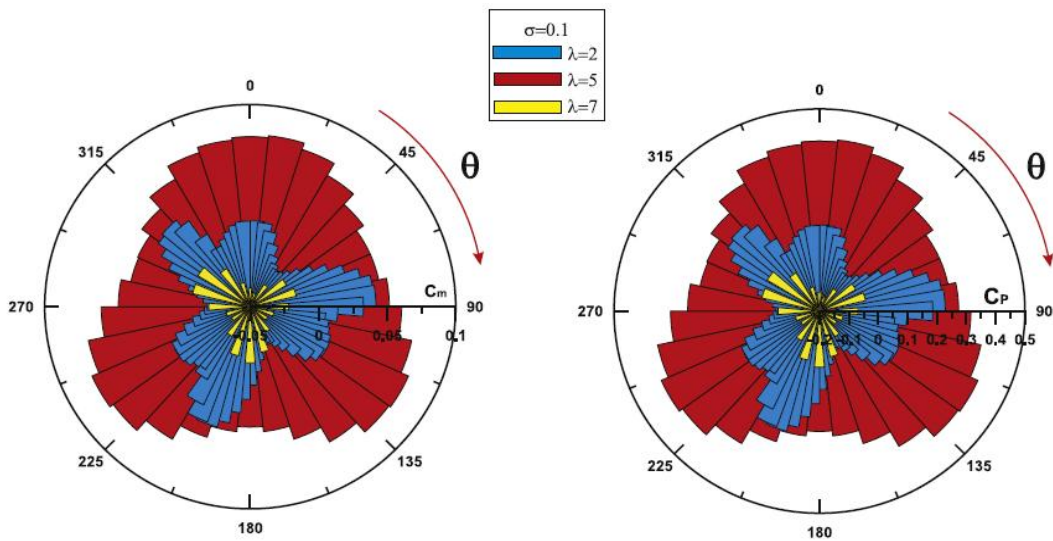


Fig. 3-8 Instantaneous torque and power coefficients of H-Rotor Darrieus turbine by S-1046 airfoil for different speed ratio

로터 블레이드의 근접은 공력 간섭 손실로 인해 터보 기계의 성능에 영향을 미친다. 그러므로 H-Rotor Darrieus 터빈 rotor의 성능은 블레이드 사이의 공기 역학적 상호 작용에 영향을 받는다. 공기 역학적 상호 작용은 블레이드에 의해 생성된 후류로 인한 것이다. 이러한 상호 작용은 블레이드 $\sigma = nc/2R$ 의 공기 흐름 입사 및 견고성의 함수이다.

이러한 후류 효과로 인해 받음각이 커져 블레이드가 오래 걸리거나 블레이드의 공기 역학적 효율성이 떨어진다.

S-1046 익형으로 구성된 H-Rotor Darrieus 터빈의 견고성 효과는 서로 다른 슬리트의 토크 계수와 출력 계수를 연구한 결과 슬레노이드가 증가함에 따라 파워와 토크 계수가 모두 왼쪽으로 이동함을 Fig. 3-9와 같이 나타내었다. 이것은 블레이드 사이의 좁은 통로에서의 후류 효과 증가와 블레이드의 초기 스톨의 기회 때문이다. 이것은 낮은 강도에서 더 넓은 작동이 이루어짐을 의미한다. Fig. 3-10은 일정한 속도 비율에서 다른 고형물에 대한 1회전 동안의 순간 토크 및 출력 계수를 나타낸다. 그 결과 터빈의 견고성이 증가함에 따라 순간 토크 및 동력 계수의 값이 감소하는 것을 알 수 있다.[47]

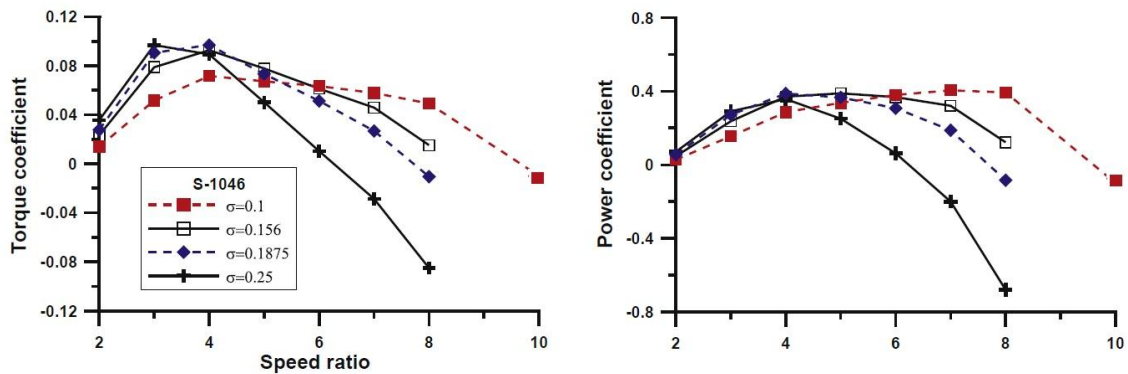


Fig. 3-9 Relation between speed ratio and torque coefficient for solidity effect on the performance of H-Rotor Darrieus turbine by S-1046 airfoil

현재 연구의 주된 아이디어는 풍력 에너지 변환을 위한 H-Rotor Darrieus 터빈의 설계 성능을 개선하여 더 높은 효율을 얻는 것이다. 이 목적을 위해 20 개의 서로 다른 대칭 및 비대칭 에어포일이 조사되었다. 실험 측정에 대한 수치 절차를 검증 한 후 H-Rotor Darrieus 터빈 주변의 비정상 유동에 대한 정확한 CFD 시뮬레이션이 수행되었다. 실현 가능한 k-ε 난류 모델은 터빈의 비정상적인 성능에 대한 정성 및 정성 분석에 사용될 수 있다. 이 연구는 수치 시뮬레이션을 사용하여 대칭 및 비대칭 익형으로 구성된 H-Rotor Darrieus 터빈의 공기 역학적 성능을 조사했다. 에어포일 형상의 잠재적인 중요성으로 인해 회전 중에 Darrieus 로터 주변의 불안정한 어려움을 동시에 고려하여 공격적인 CFD 절차가 수행되었다.

Darrieus 터빈 에어포일 형상은 파워 계수 C_p 로 측정된 최상의 성능을 얻기 위해 조사되었다. 다른 에어포일 구성을 가진 모든 터빈은 CFD로 평가되었다. 현재의 CFD 절차는 종래의 Darrieus 터빈보다 상당히 양호한 익형을 얻을 수 있으며 특히 표준 대칭 NACA 익형과 비교하여 S-1046 익형에 대응하는 26.83%의 동력 출력 계수의 상대적 증가를 유도한다. 이것은 기존 디자인에 비해 새로운 디자인의 효율을 10.87% 까지 절대적으로 증가시킨다. 새로운 디자인의 성능 향상은 NACA 에어포일로 구성된 기존 디자인과 비교하여 전체 작동 범위에서 나타난다. 동시에 작동 범위는 작은 견고성 ($\sigma=0.1$)을 사용하여 $\lambda = 10$ 까지 확장된다. 또한, H-Rotor Darrieus 터빈의 경우 작동 범위를 넓히기 위해 낮은 견

고성을 권장한다. H-Rotor Darrieus 터빈의 최적 구성은 도시 지역에서의 풍력발전
전에 매우 효율적일 것으로 보인다[47].

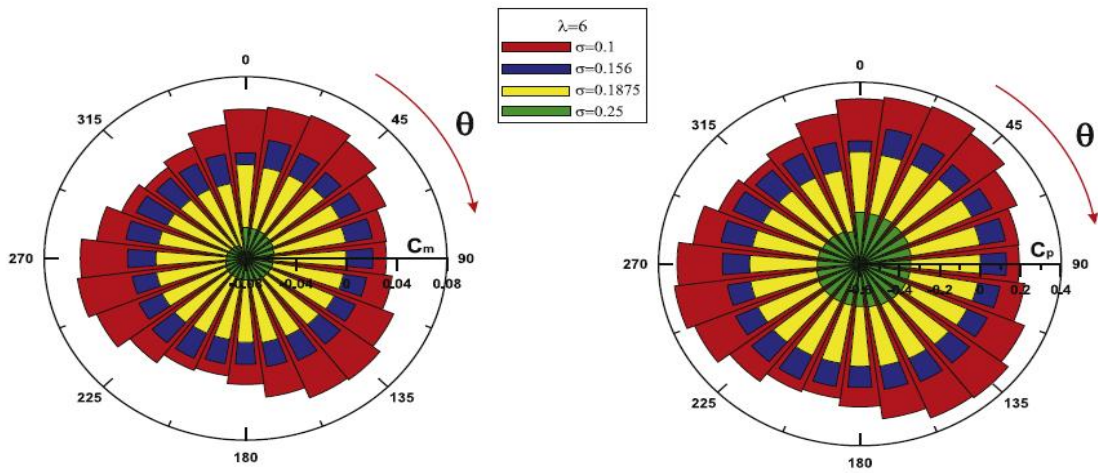


Fig. 3-10 Instantaneous torque and power coefficients of H-Rotor Darrieus turbine by S-1046 airfoil for different solidities

제 3 절 H-Rotor Darrieus Turbine의 전산유체해석

1. H-Rotor Darrieus Turbine의 에어포일 설계

3장 2절에서 제시한 기존의 연구결과는 S-1046이 가장 효율이 뛰어나지만 현재 국내에는 도입되지 않은 형태로서 실제 제작이 이루어지지 않는 형국이다. 따라서, 국내에서 제작이 활발히 이루어지고 있는 대칭형상인 표준익형 NACA시리즈를 연구에 활용하였다.

수직형 터빈에 적용될 블레이드의 에어포일 형상을 NACA00xx로 선정하였고 양산성을 고려하여 알루미늄 압출 공정으로 쉽게 제작할 수 있게 하였다. 블레이드 수량은 3개로 블레이드를 중앙에 있는 발전기와 고정하는 구조이다. Fig. 3-11은 수직형 터빈에 대한 기본 치수로 블레이드 코드 길이 300 mm, 회전 직경 1600 mm, 길이 1200 mm로 설계되었다. 안테나 구조물의 길이는 약 750 mm이며 풍력 터빈과 안테나를 고정할 수 있는 구조물로 설계하였다. 안테나 구조물의 형상을 조립한 상태로 사용할 수 있으나, 외관상의 문제와 공기 역학적인 흐름 개선을 위하여 길이 440 mm, 폭 225 mm, 높이 1700 mm로 외부형상을 감싸는 구조로 설계하였다. Fig.3-12는 풍력 터빈과 안테나 구조물이 조립되어 있는 형상이다. Fig. 3-13은 안테나 구조물과 블레이드 회전에 대한 간격을 터빈이 회전 할 때의 안전성을 고려하여 간격을 110 mm로 설계하였다.[49]

수직형 풍력터빈의 직선형 에어포일 형상을 표준익형인 NACA0012, NACA0015, NACA0018 로 전산유체해석을 진행하였다. 수직형 풍력터빈의 다른 부분은 동일하고 직선형 에어포일에 대한 부분을 추가하여 전산유체해석을 진행하였다. 에어포일에 대한 규정은 네자리 숫자 계열에 대한 NACA 날개 규정에 의해 단면 형상이 설계되었다.[50] Fig. 3-14는 본 연구에 적용된 에어포일 형상을 나타낸다.

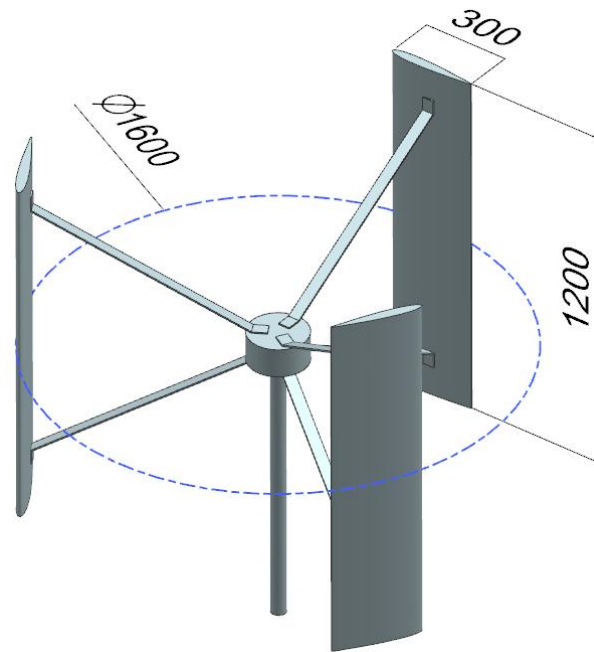


Fig. 3-11 Wind turbine geometry

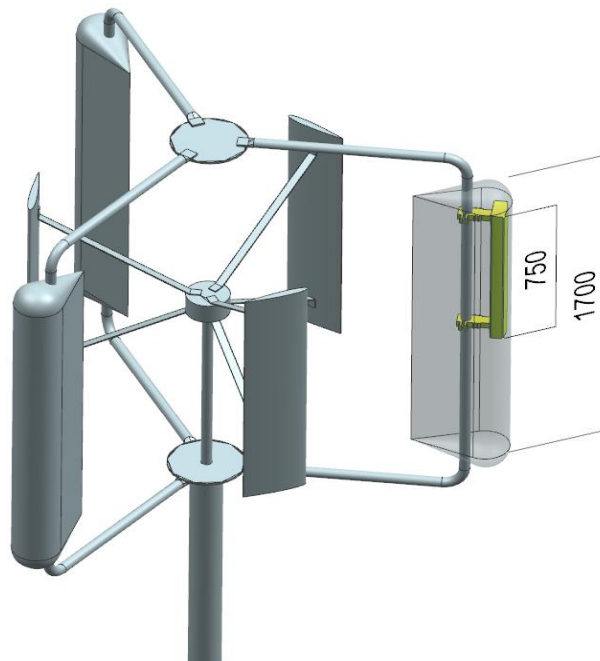


Fig. 3-12 Antenna Wind turbine geometry

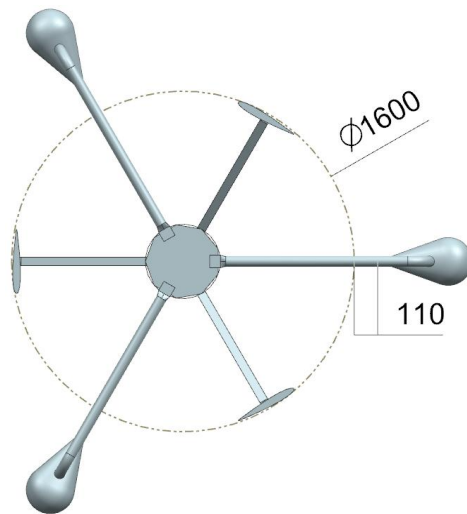


Fig. 3-13 Antenna Wind turbine gap

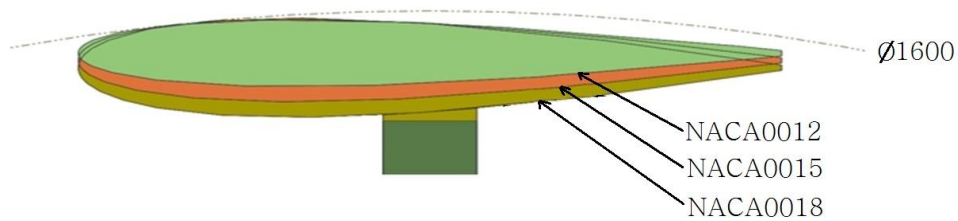


Fig. 3-14 Airfoil Shape

NACA0012에서 처음에 있는 두 정수 “0”은 두께의 중심의 위치인 평균선과 코드선이 동일함을 의미하며, 에어포일이 상하대칭 단면 형상이다. 뒤쪽 정수 “12”는 에어포일 코드 전체 길이의 12 %로 최대 두께에 대한 치수이다. 추가된 해석을 위한 에어포일 형상은 NACA0015, NACA0018로 블레이드 코드 길이는 300 mm로 동일하고 최대 두께를 NACA0012는 36 mm, NACA0015는 45 mm, NACA0018은 54 mm로 설계되었다. Fig. 3-14는 에어포일 단면을 중복하여 나타낸다. 수직형 풍력터빈을 설계하는데 회전 직경 치수는 에어포일 형상과 상관없이 1,600 mm로 동일하다. 에어포일 별로 회전 직경에 대한 변화가 없으므로 안테나와의 간격은 110 mm이다. 에어포일의 두께가 증가하는 만큼 안쪽으로 설계 되었으며, 블레이드 길이는 1,200 mm이다.

블레이드에 대한 설계는 지멘스사의 상용 소프트웨어인 NX9로 설계를 하였으며 Fig. 3-14는 블레이드를 중복되게 보여주는 형상으로 에어포일의 두께가 변경되지만 회전 반경은 동일하게 적용하였다. 두께가 증가하는 경우에는 회전축의 안쪽으로 형상이 변화된다. 중앙에 있는 발전기 부위와 지지대의 기본 형상은 에어포일과 상관없이 동일하다. Fig. 3-15는 수직형 풍력터빈에 안테나가 장착된 형상으로 에어포일과 고정되는 부위는 각각의 형상에 맞게 설계되었다.

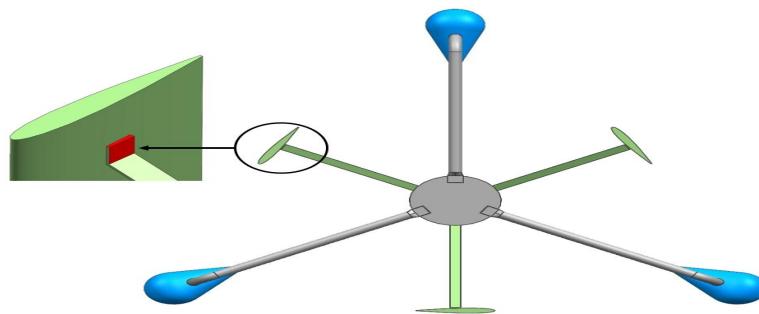


Fig. 3-15 VAWT Support Shape

풍력터빈의 솔리디티는 중요 성능 요소중 하나이다. 수직형 풍력터빈인 경우에는 블레이드의 두께는 계산 요소가 아니며, 블레이드 수량 B 는 3개가 적용되고 블레이드 코드 길이 C 는 300 mm, 수직형 풍력 터빈의 회전 직경이 1600 mm로 R 은 블레이드 회전 반경 800 mm이다. 솔리디티 σ 는 해석에 적용된 모든 에어포일이 동일하며 식(3.5)과 같다.

$$\sigma = \frac{B \cdot C}{2\pi \cdot R} = \frac{3 \cdot 300}{2\pi \cdot 800} = 0.18 \quad (3.5)$$

2. Mesh 및 경계조건 설정

H-Rotor Darrieus Turbine의 전산유체해석을 수행하기 위해 사용된 격자는 Hex dominant method, Tetrahedrons method을 사용하였으며 곡률주의의 격자가 모일 수 있고 Edges의 조밀도를 개선하기 위해 Curvature 및 Fine으로 적용하였다.

Mesh 크기 독립성 테스트는 하나의 기하학적 구성에 대해 수행된다. 5000 에서 최대 130,000 셀 범위의 서로 다른 Mesh 크기로 구성된 몇 가지 서로 다른 2 차원의 밀도가 높고 품질이 우수한 격자가 조사된다. 이 테스트는 80,000 개 이상의 셀이 1.1% 미만의 출력 양의 상대적 변화로 이어지는 것을 보여준다. 계산 시간으로 인해 85,000에서 95,000 사이의 중간 격자 범위가 모든 추가 결과에 대해 유지되었다. 또한 계산 영역의 적절한 크기가 설정되었다. 증가하는 치수의 계산 영역은 크기의 제곱 도메인으로 본 논문에서 로터 반경 R로 적절히 표준화 되었고 정사각형 도메인 길이와 로터 반경 사이의 비율은 20 이다.

CFX를 사용하여 전산유체해석을 수행하였으며, NACA0012 해석 결과에 NACA0015, NACA0018을 추가한 3D 모델링 데이터를 기준으로 Mesh를 생성하였다. Fig. 3-16은 CFX 전산유체해석을 위한 해석 모델을 나타내며 Fig. 3-17은 해석을 위해 생성한 Mesh를 나타낸다. Fig. 3-18은 본 연구에서 규명하고자 하는 안테나가 장착된 수직형 풍력터빈을 나타내며 Fig. 3-19는 해석을 위해 생성한 Mesh를 나타낸다. 수직형 풍력터빈, 타워, 안테나의 표면에서는 Mesh의 크기를 조밀하게 하여 수치 해석 결과 값의 신뢰성을 높이기 위해 정밀도를 높였다.

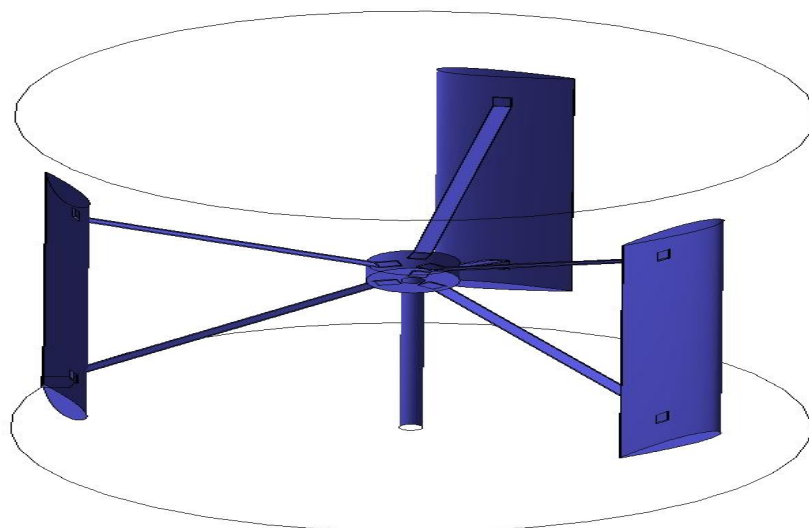


Fig. 3-16 VAWT Airfoil

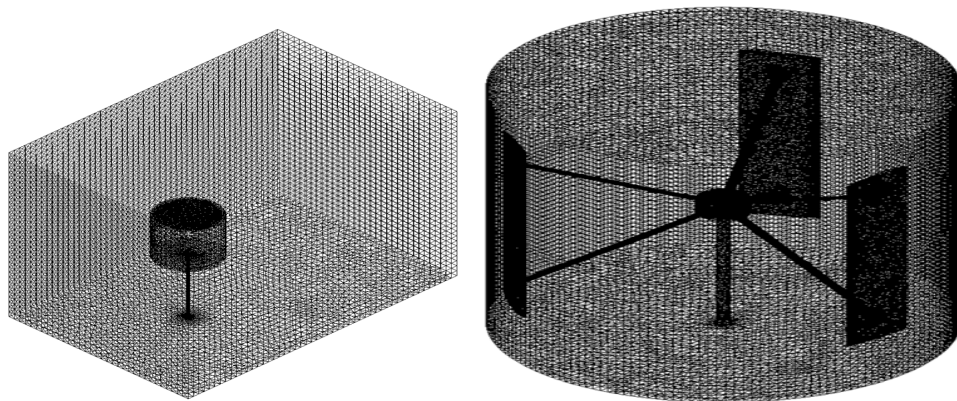


Fig. 3-17 Configuration of Rotating region mesh

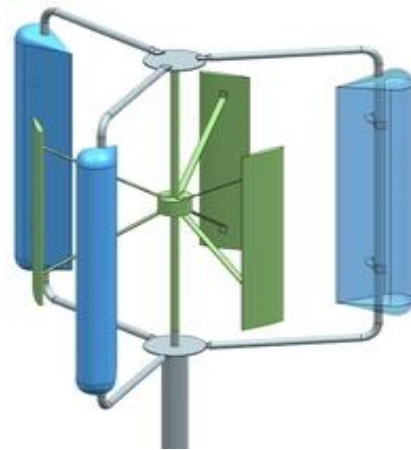


Fig. 3-18 VAWT Airfoil with antenna

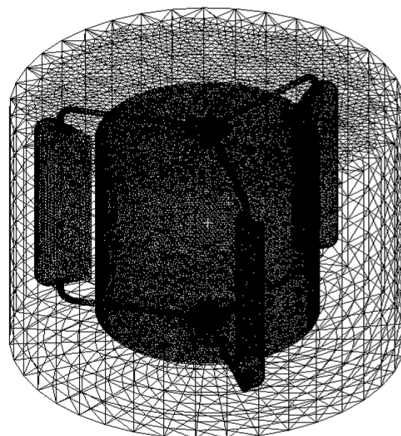


Fig. 3-19 Configuration of Rotating region mesh with antenna

수치 해석을 위한 절점수(Nodes) 및 요소수(Elements)는 Table 3-3과 같이 나타난다. 경계 영역(Enclosure region), 안테나 경계 영역(Antenna enclosure region), 안테나 영역(Antenna region)에 대해서는 전산유체 해석 조건을 동일하게 적용되었다. 블레이드 회전영역(Rotating region)은 Fig. 3-20과 같다. 파란색 부분의 에어포일을 다르게 설계하였다. 에어포일 형상으로 NACA0012, NACA0015, NACA0018를 동일 조건에서 Mesh를 생성하였으나 크기의 차이로 인하여 Table 3-3에서와 같이 노드와 엘리먼트 개수는 차이가 있다. 해석 영역을 연결하는 인터페이스 부위에서는 등간격으로 Mesh를 생성하였다.

Table 3-3 Number of elements and nodes

Modeling		Nodes	Elements
Enclosure region		235,613	1,055,349
Antenna enclosure region		194,873	1,007,303
Antenna region		277,606	956,045
Rotating region	NACA0012	1,126,045	4,243,390
	NACA0015	1,124,755	4,214,778
	NACA0018	1,111,171	4,171,833

Fig. 3-20은 안테나가 없는 구조물에서의 해석 영역을 구분하는 형상이며, 유동 해석 경계영역(Enclosure region) 및 회전 영역(Rotating region)을 나타낸다. Fig. 3-21은 안테나 구조물을 추가한 형상으로 유동 해석영역(Enclosure antenna region)과 안테나 구조물 영역(antenna region), 에어포일별 회전 영역(Rotating region)으로 구분된다. 공기 흐름의 입구 영역은 10 m × 10 m 이고 입구에서 출구까지는 15 m 이다. 수직형 블레이드의 중심위치는 입구 영역에서 투영을 하게 되면 높이 5 m 중심에 있고 입구에서 출구 방향으로 5 m 지점에 위치한다. Fig. 3-22는 안테나가 추가되었을 때의 위치를 조건별로 보여준다. 입구 영역 기준으로 3시 방향에서는 “I”조건으로 출발하여 반시계 방향으로 30° 간격으로 조건을 정의 할 수 있다. 30°에서는 II, 60°에서는 III, 90°에서는 IV조건이다.

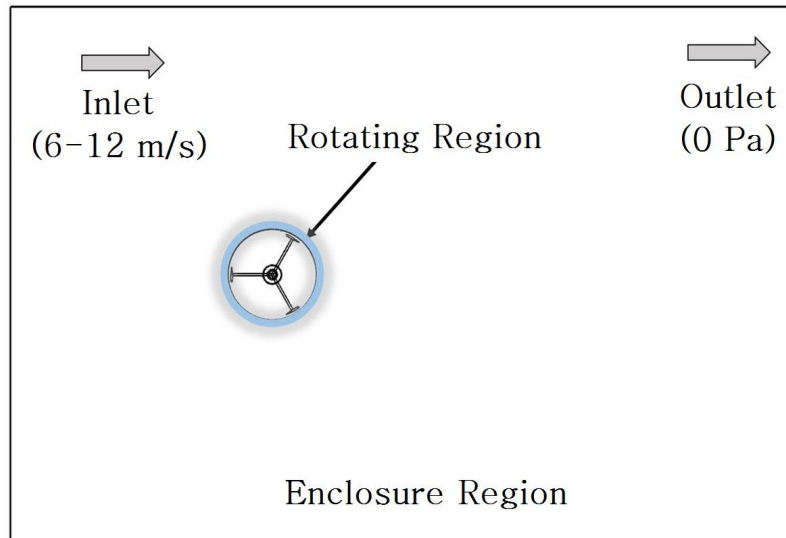


Fig. 3-20 Configuration of Wind turbine

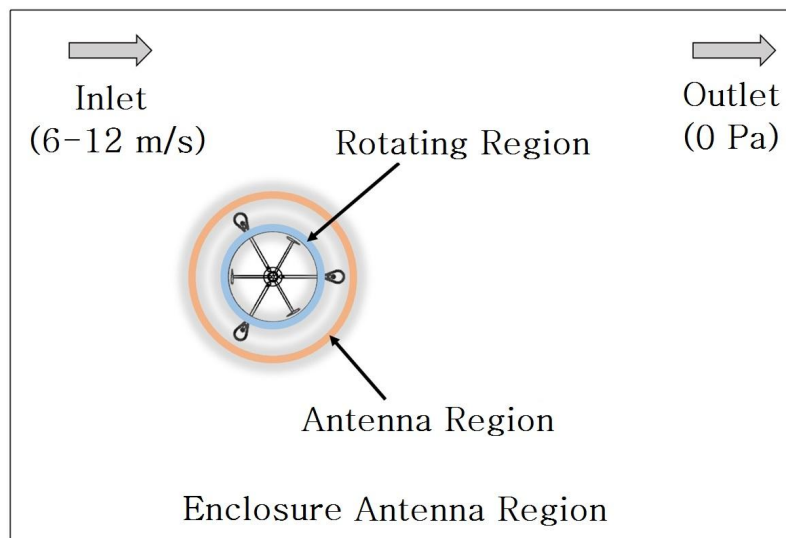


Fig. 3-21 Configuration of Antenna wind turbine

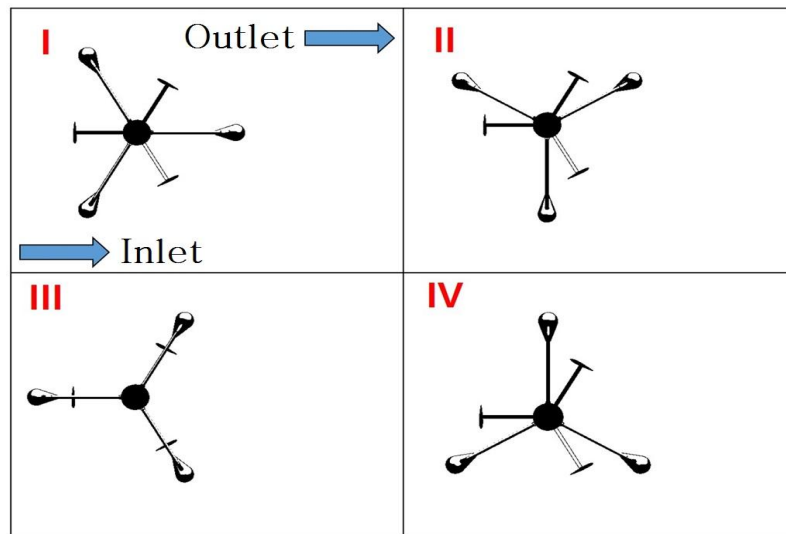


Fig. 3-22 Positions of antenna

수직형 풍력터빈인 사보니우스 풍력터빈의 성능을 향상하기 위하여 CFX의 k-epsilon과 Shearing Stress Tesport(SST) 난류 모델을 사용하여 수치 해석을 수행하였다.[51] 수평축 풍력터빈에 대한 공기 역학적인 해석을 위하여 k-epsilon 난류 모델을 사용하여 로터 블레이드 해석을 수행하였다.[52] 각각의 영역에서의 인터페이스에 대한 조건은 General grid Interface(GGI)를 사용하여 유동 영역, 회전 영역, 안테나 영역에 대해서 연결하고 수치 해석 계산을 하였다.[53] 입구 영역에서 수직 방향으로 풍속을 지정하였으며 6 m/s서 12 m/s까지 1 m/s 간격으로 해석을 수행하였다. 회전 조건은 100 rpm에서 500 rpm 까지 100 rpm 간격으로 회전 조건을 부여하였으며, Table 3-4와 같이 해석계획을 수립하였다. 또한 10 m/s의 조건에서 에어포일을 안테나에 설치했을 때의 성능분석을 위하여 구 영역 기준으로 반시계 방향으로 0°, 30°, 60°, 90°에 따른 해석계획을 Table 3-5와 같이 수립하였다.

수직축 풍력 터빈, 타워, 안테나 영역에 대해서는 벽 조건을 부여하여 유체 흐름 상의 표면 효과를 적용하였다. 출구 영역과 측면 영역은 오픈 조건에서 0 Pa로 해석을 하였다. 풍력터빈의 안정상태의 해석을 위하여 풍속과 회전 조건을 부여하였다.

Darrieus 형 VAWT의 성능 예측에 사용되는 일반적인 이론 모델의 주요 구성 요소는 다양한 팁 속도 비율 및 방위각(궤도) 위치에서 로컬 상대 속도 및 받

음각도 계산하며, 블레이드/블레이드-웨이크 상호 작용을 고려한 자유 유속에 대한 유도 비를 계산한다. 또한 모멘텀, voltex 또는 캐스케이드 원리와 같은 간단한 모델로부터 유도된 수학적 표현에 의한 정상 및 접선 방향 힘의 계산하며 비정상 효과를 평가하기 위해 Reynolds 수, Post-stall 및 동적 정지의 함수로서 부착된 체계에 대한 사전 정지 특성을 추가 계산한다. 최종적으로, 원형 블레이드 운동을 설명하기 위한 유한 곡률 및 유동 곡률을 고려하였다.

Table 3-4 Fluid analysis plan for design variables

Case No.	Airfoil	Velocity (m/s)	RPM	Case No.	Airfoil	Velocity (m/s)	RPM
1-1	NACA0012	6	100	7-1	NACA0012	8	100
1-2			200	7-2			200
1-3			300	7-3			300
1-4			400	7-4			400
1-5			500	7-5			500
2-1	NACA0015		100	8-1	NACA0015		100
2-2			200	8-2			200
2-3			300	8-3			300
2-4			400	8-4			400
2-5			500	8-5			500
3-1	NACA0018		100	9-1	NACA0018		100
3-2			200	9-2			200
3-3			300	9-3			300
3-4			400	9-4			400
3-5			500	9-5			500
4-1	NACA0012	100	10-1	NACA0012	100		
4-2		200	10-2		200		
4-3		300	10-3		300		
4-4		400	10-4		400		
4-5		500	10-5		500		
5-1	NACA0015	100	11-1	NACA0015	100		
5-2		200	11-2		200		
5-3		300	11-3		300		
5-4		400	11-4		400		
5-5		500	11-5		500		
6-1	NACA0018	100	12-1	NACA0018	100		
6-2		200	12-2		200		
6-3		300	12-3		300		
6-4		400	12-4		400		
6-5		500	12-5		500		

Case No.	Airfoil	Velocity (m/s)	RPM	Case No.	Airfoil	Velocity (m/s)	RPM		
13-1	NACA0012	10	100	18-1	NACA0018	11	100		
13-2			200	18-2			200		
13-3			300	18-3			300		
13-4			400	18-4			400		
13-5			500	18-5			500		
14-1	NACA0015		10	100	19-1		NACA0012	12	100
14-2				200	19-2				200
14-3				300	19-3				300
14-4				400	19-4				400
14-5				500	19-5				500
15-1	NACA0018	10		100	20-1	NACA0015	12		100
15-2				200	20-2				200
15-3				300	20-3				300
15-4				400	20-4				400
15-5				500	20-5				500
16-1	NACA0012		11	100	21-1	NACA0018		12	100
16-2				200	21-2				200
16-3				300	21-3				300
16-4				400	21-4				400
16-5				500	21-5				500
17-1	NACA0015	11		100					
17-2				200					
17-3				300					
17-4				400					
17-5				500					

Table 3-5 Fluid analysis plan for angle variables of antenna(at 10 m/s)

Case No.	Airfoil	Angle(°)	RPM	Case No.	Airfoil	Angle(°)	RPM
I -1	NACA0012	0	100	III-1	NACA0012	60	100
I -2			200	III-2			200
I -3			300	III-3			300
I -4			400	III-4			400
I -5			500	III-5			500
I -6	NACA0015		100	III-6	NACA0015		100
I -7			200	III-7			200
I -8			300	III-8			300
I -9			400	III-9			400
I -10			500	III-10			500
I -11	NACA0018		100	III-11	NACA0018		100
I -12			200	III-12			200
I -13			300	III-13			300
I -14			400	III-14			400
I -15			500	III-15			500
II -1	NACA0012	30	100	IV-1	NACA0012	90	100
II -2			200	IV-2			200
II -3			300	IV-3			300
II -4			400	IV-4			400
II -5			500	IV-5			500
II -6	NACA0015		100	IV-6	NACA0015		100
II -7			200	IV-7			200
II -8			300	IV-8			300
II -9			400	IV-9			400
II -10			500	IV-10			500
II -11	NACA0018		100	IV-11	NACA0018		100
II -12			200	IV-12			200
II -13			300	IV-13			300
II -14			400	IV-14			400
II -15			500	IV-15			500

제 4 장 결과 및 고찰

제 1 절 H-Rotor Darrieus Turbine 유동분석

정상 상태 조건에서 전산유체해석에 대한 조건을 부여하여 반복 계산을 수행하여 수렴되는 조건을 정의하는 해석을 수행하였다. 결과 값인 토크 값을 기준으로 회전속도를 추가 계산하여 예상되는 기계적인 출력을 계산할 수 있었다. 로터 블레이드의 근접은 공력 간섭 손실로 인해 터보 기계의 성능에 영향을 미친다. 그러므로, H-Rotor Darrieus Turbine의 rotor 성능은 블레이드 사이의 공기 역학 상호 작용에 영향을 받는다. Table 4-1~4-5와 Figs. 4-1~4-7는 풍속과 회전수에 따른 각 에어포일의 Total Pressure를 나타내었다. 풍속 6 m/s의 경우 전반적으로 회전수가 높아질수록 Total Pressure 값도 높아지고 있다. NACA0012는 NACA0015와 NACA0018보다 회전수 전구간에 걸쳐 Total Pressure 값이 낮게 나타나고 있다. NACA0015와 NACA0018의 경우 전 구간에 걸쳐 비슷한 Total Pressure값이 나타나고 있으나, 300 RPM이상부터는 NACA0018이 조금 더 높게 나타나는 경향을 보인다. 7 m/s의 경우 6 m/s와 비슷한 양상을 보이고 있다. 8~12 m/s의 경우 6~7 m/s처럼 회전수가 증가할수록 Total Pressure값이 높게 나타나고 있지만 NACA0015와 NACA0018의 경우 조금 불안정한 형태의 결과 값을 보이고 있으며, 전체적으로 NACA0018이 가장 높은 Total Pressure값을 보이고 있다. 이는 풍력터빈의 토크와 출력에도 영향을 미쳐 NACA0018이 가장 높은 토크와 출력 값을 나타내었다.

Figs. 4-8~4-12는 풍속 10 m/s에서 회전수에 대한 Total Pressure 형태의 유동 흐름을 나타낸다. 공기 역학적 상호 작용은 블레이드에 의해 생성된 후류로 인한 것이다. 이러한 후류 효과로 인해 받음각이 커져 블레이드의 공기 역학적 효율성이 떨어진다. 회전수 및 에어포일 형상에 따라 유동이 차이가 있음을 알 수 있다. 전반적으로 낮은 회전수 대역에서 유동의 형태가 복잡하게 나타남으로써 출력 및 토크 값 저하를 나타낸다. 회전수가 높아짐으로써 유동이 간결해지는 것은 높은 회전수에서 보다 높은 출력 및 토크를 얻을 수 있음을 알 수 있다. 또한,

NACA0012 형상보다 NACA0015 형상에서 후류 흐름이 더 간결하며 NACA0015 형상 보다 NACA0018 형상에서 후류 흐름이 더 간결하다. 에어포일 세 가지 형상 중 NACA0018 형상에서 가장 안정적인 유동상태를 보이고 있다.

Table 4-1 Total Pressure at the velocity of 6 m/s

RPM	NACA0012	NACA0015	NACA0018
100	194.833	189.636	219.524
200	272.314	330.585	334.521
300	393.176	482.993	473.98
400	667.004	837.645	895.289
500	1040.86	1423.88	1485.22

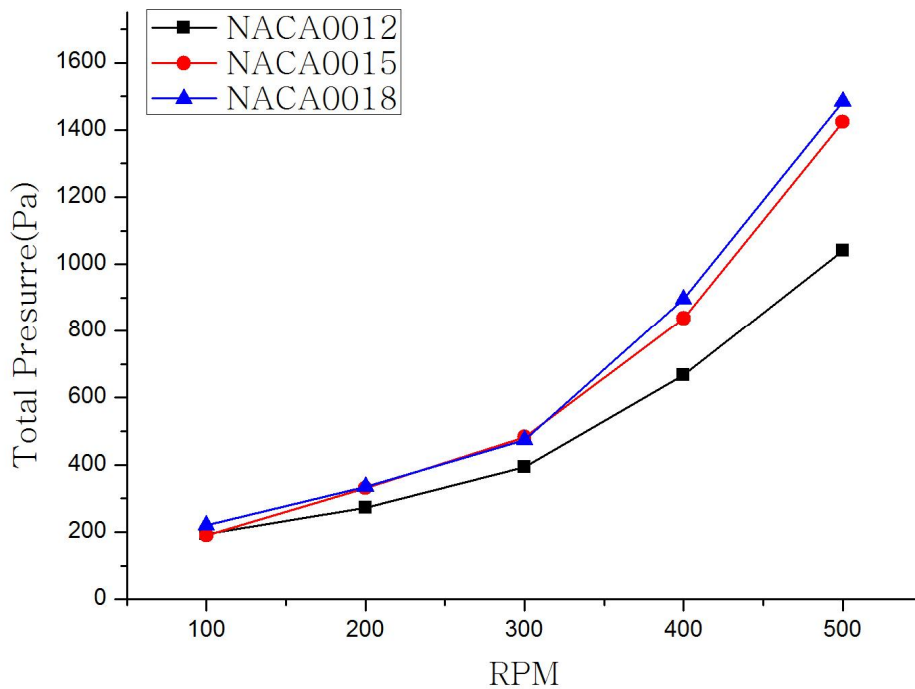


Fig. 4-1 Relation between RPM and Total Pressure at the velocity of 6 m/s

Table 4-2 Total Pressure at the velocity of 7 m/s

RPM	NACA0012	NACA0015	NACA0018
100	220.739	270.724	279.204
200	379.9	385.739	377.982
300	416.25	553.495	515.057
400	676.535	846.702	873.591
500	1041.74	1369.1	1413.52

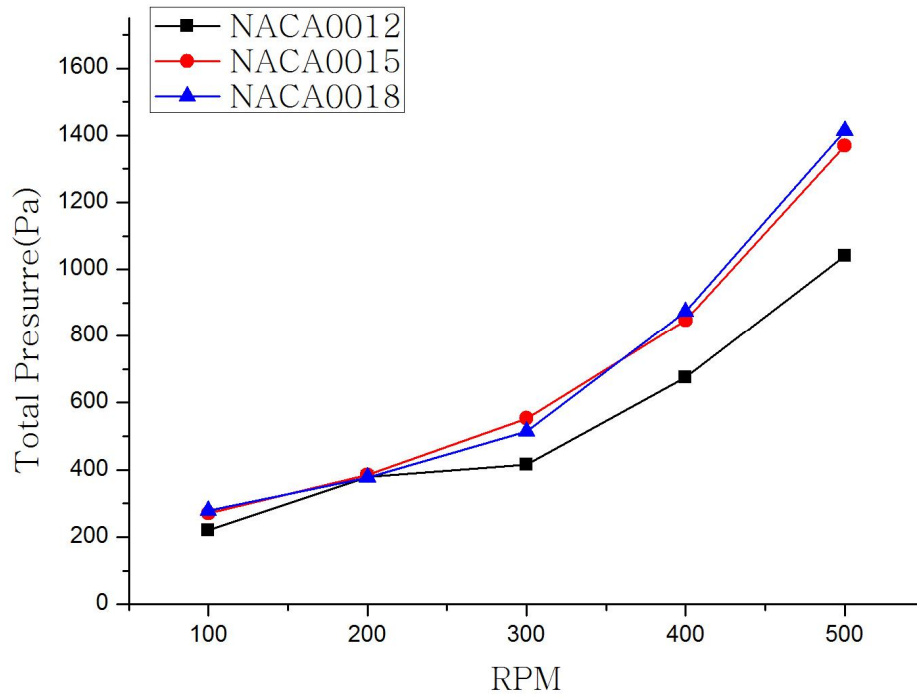


Fig. 4-2 Relation between RPM and Total Pressure at the velocity of 7 m/s

Table 4-3 Total Pressure at the velocity of 8 m/s

RPM	NACA0012	NACA0015	NACA0018
100	247.117	286.206	284.494
200	471.304	514.387	613.906
300	532.088	701.213	612.499
400	699.71	860.028	843.154
500	1047.44	1312.44	1387.06

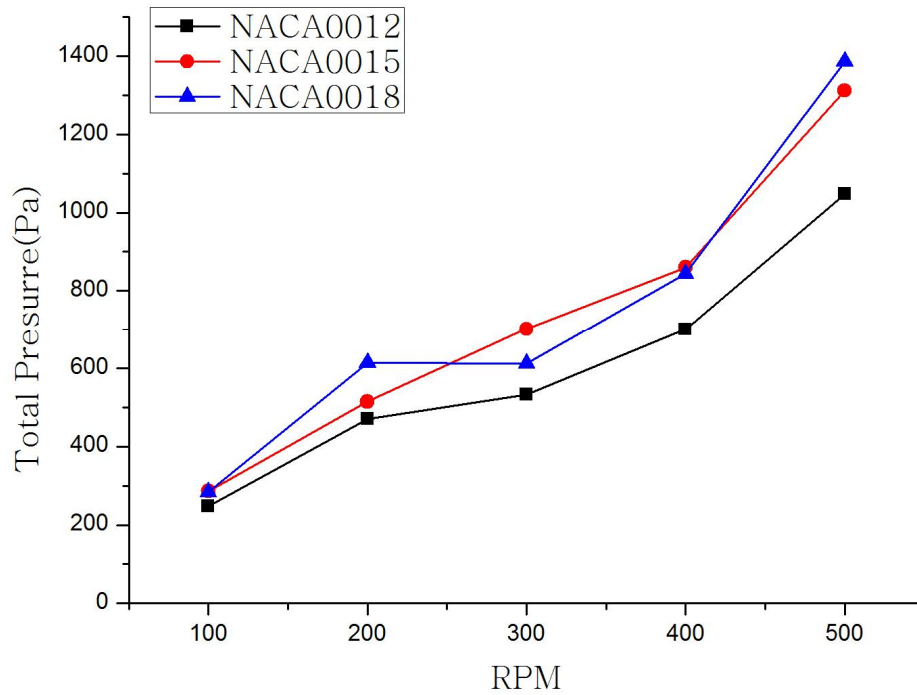


Fig. 4-3 Relation between RPM and Total Pressure at the velocity of 8 m/s

Table 4-4 Total Pressure at the velocity of 9 m/s

RPM	NACA0012	NACA0015	NACA0018
100	275.177	277.589	355.97
200	570.906	598.743	712.754
300	610.724	768.101	720.85
400	717.187	980.269	894.182
500	1062.81	1327.42	1356.96

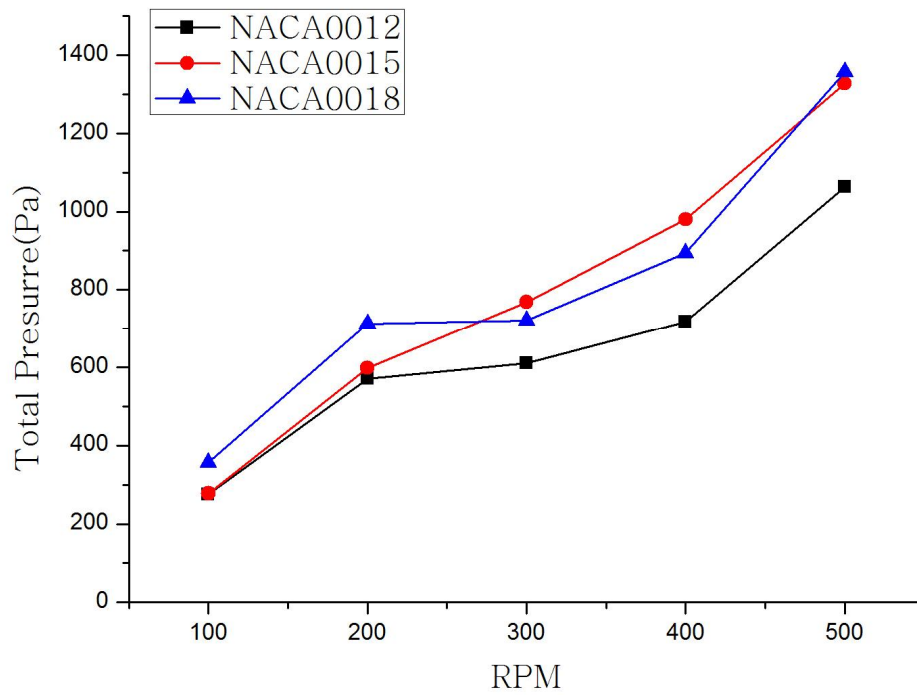


Fig. 4-4 Relation between RPM and Total Pressure at the velocity of 9 m/s

Table 4-5 Total Pressure at the velocity of 10 m/s

RPM	NACA0012	NACA0015	NACA0018
100	304.763	322.72	406.627
200	679.812	700.353	697.634
300	765.011	782.274	814.93
400	855.951	1018.24	1005.29
500	1093.91	1317.71	1328.86

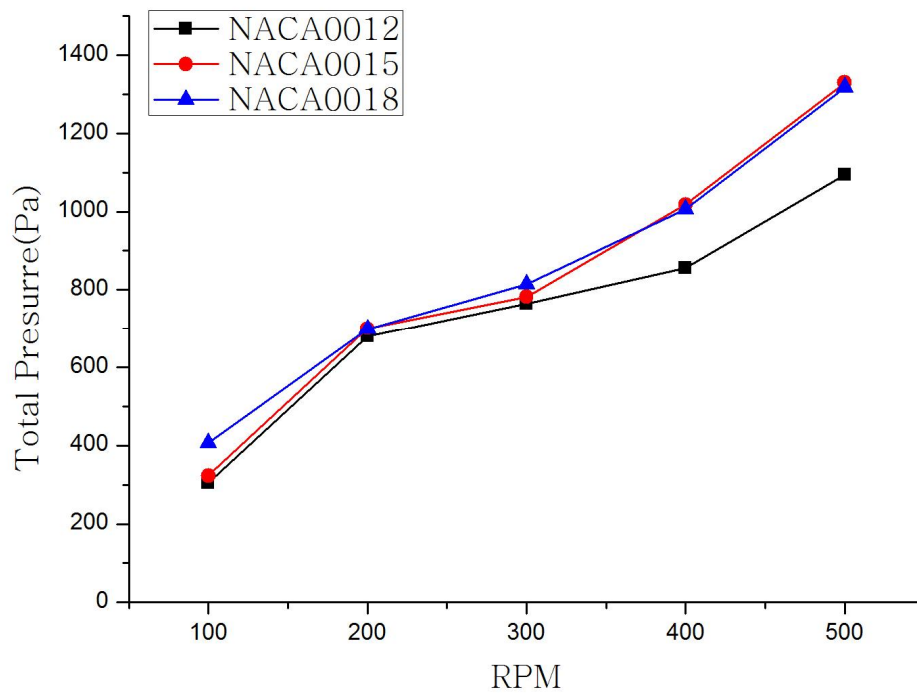


Fig. 4-5 Relation between RPM and Total Pressure at the velocity of 10 m/s

Table 4-6 Total Pressure at the velocity of 11 m/s

RPM	NACA0012	NACA0015	NACA0018
100	335.491	392.114	421.054
200	729.246	703.756	778.665
300	933.209	1102.24	1184.64
400	977.17	1265.81	1181.96
500	1119.2	1446.8	1538.58

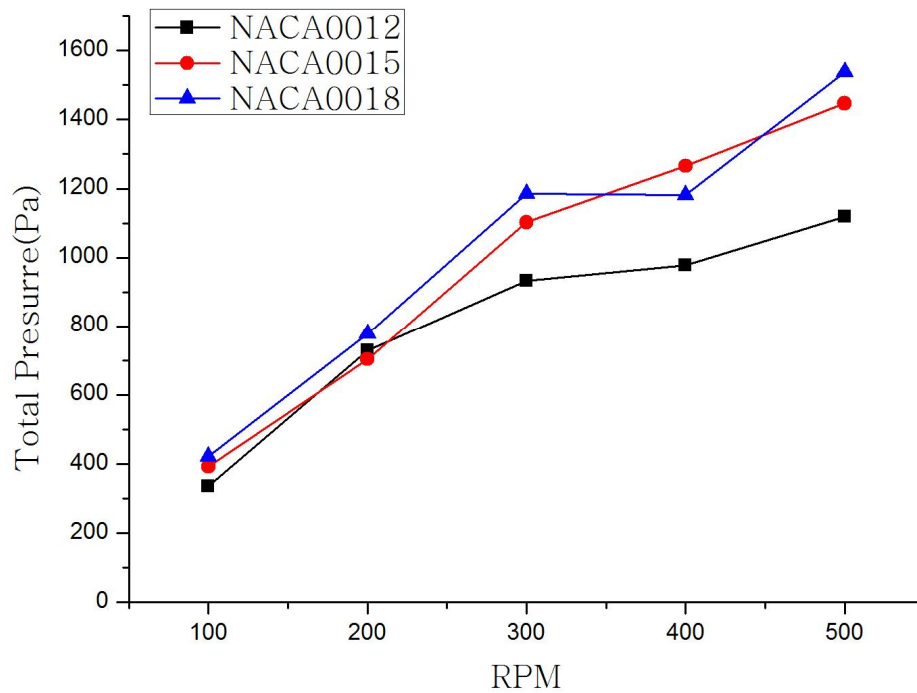


Fig. 4-6 Relation between RPM and Total Pressure at the velocity of 11 m/s

Table 4-7 Total Pressure at the velocity of 12m/s

RPM	NACA0012	NACA0015	NACA0018
100	367.789	420.564	442.64
200	777.813	758.926	829.355
300	1062.16	1174.46	1298.06
400	1085.34	1422.47	1353.43
500	1228.83	1406.71	1421.09

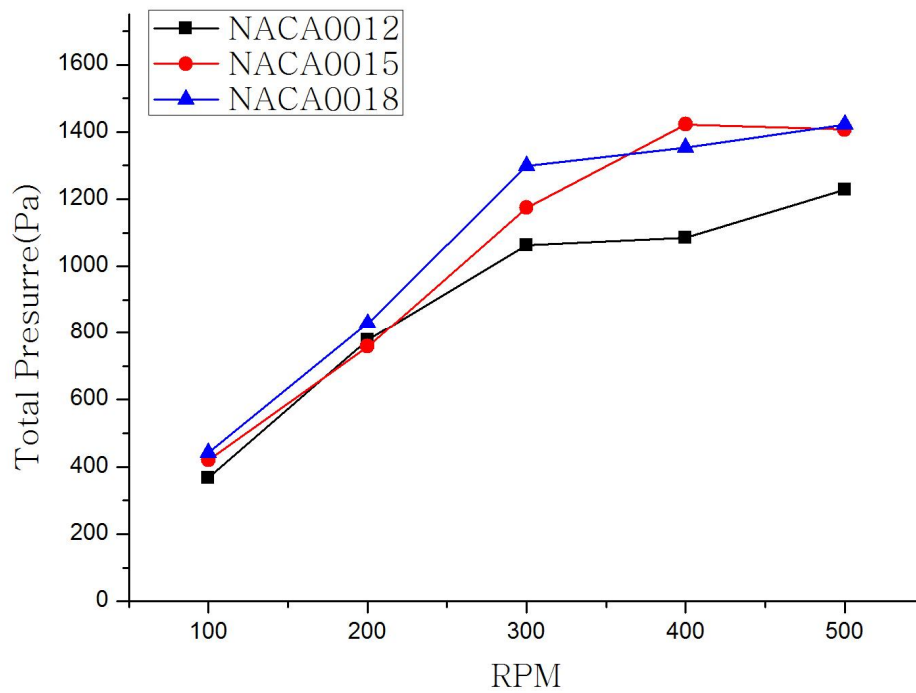
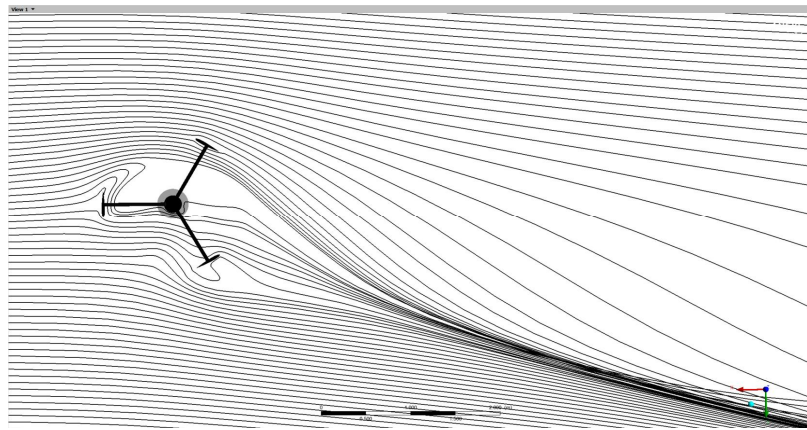
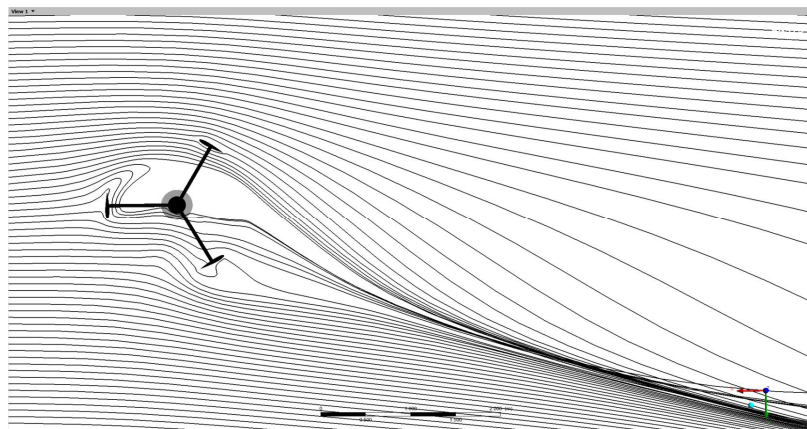


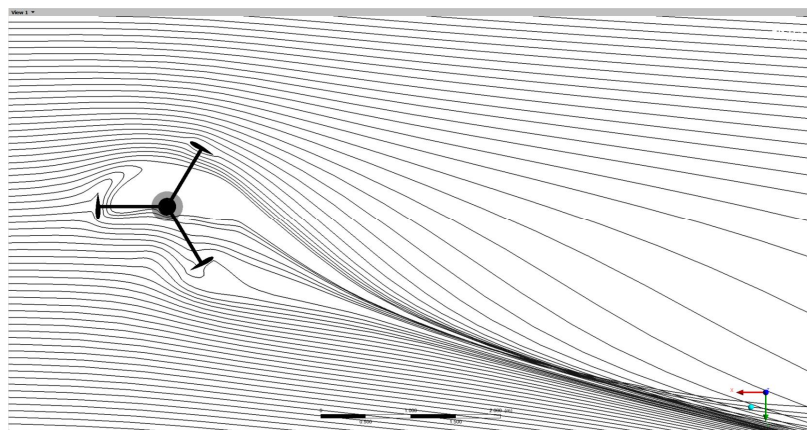
Fig. 4-7 Relation between RPM and Total Pressure at the velocity of 12 m/s



(a) NACA0012

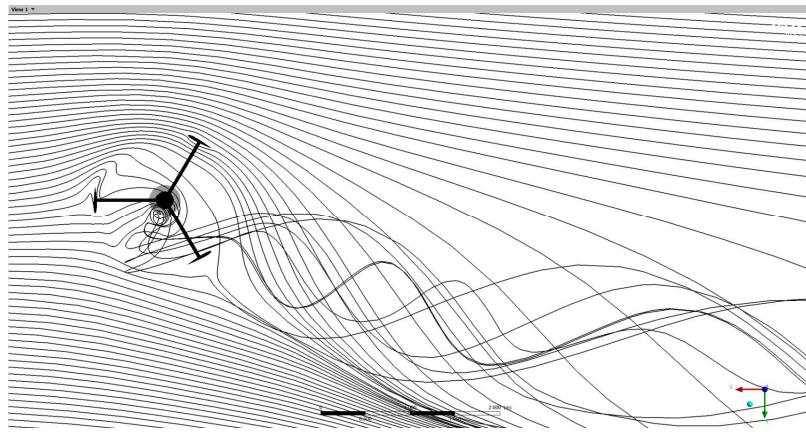


(b) NACA0015

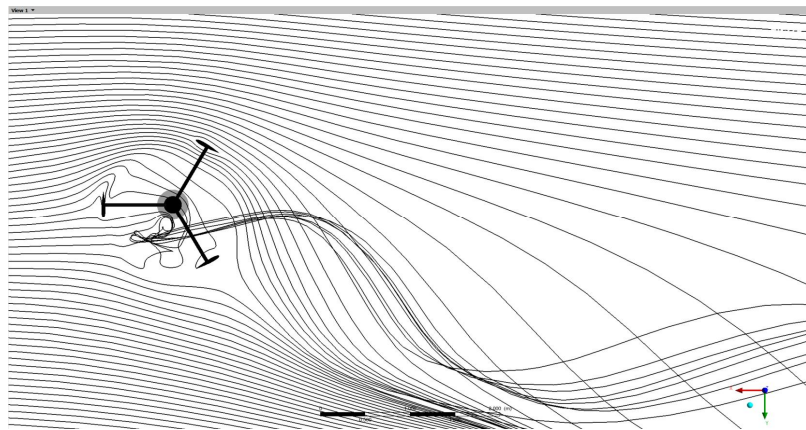


(c) NACA0018

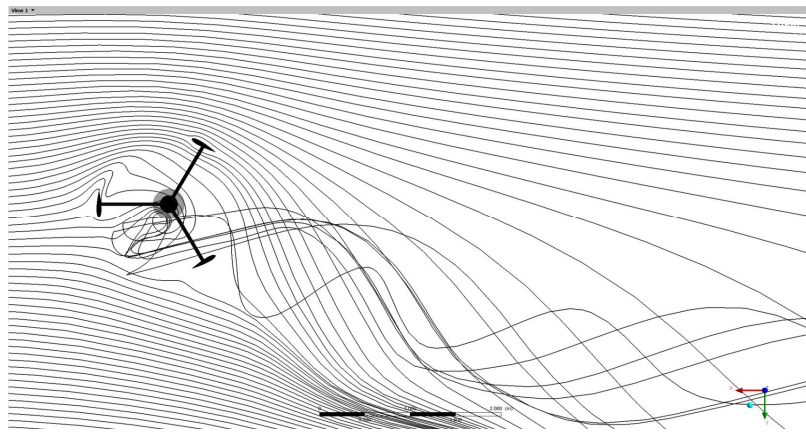
Fig. 4-8 Flow analysis at the velocity of 10 m/s under the 100RPM



(a) NACA0012

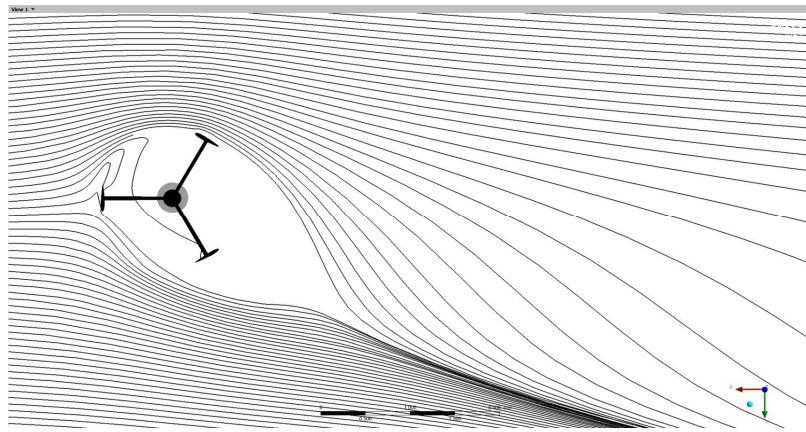


(b) NACA0015

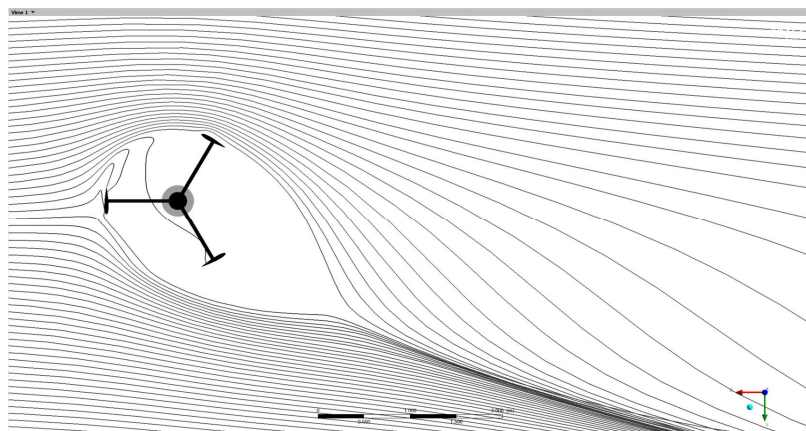


(c) NACA0018

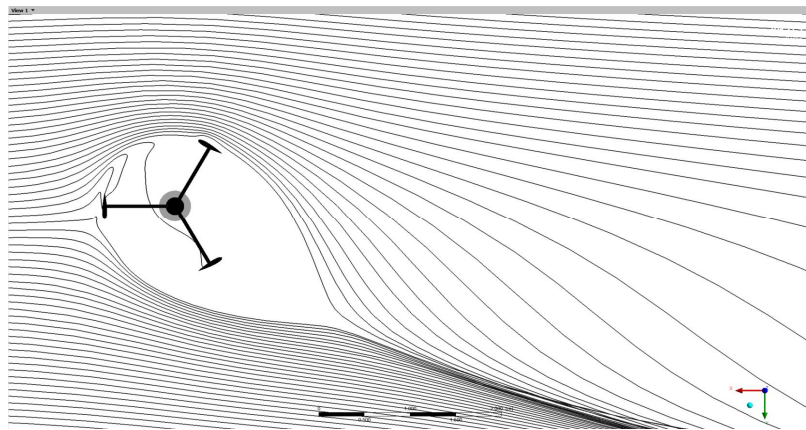
Fig. 4-9 Flow analysis at the velocity of 10 m/s under the 200RPM



(a) NACA0012

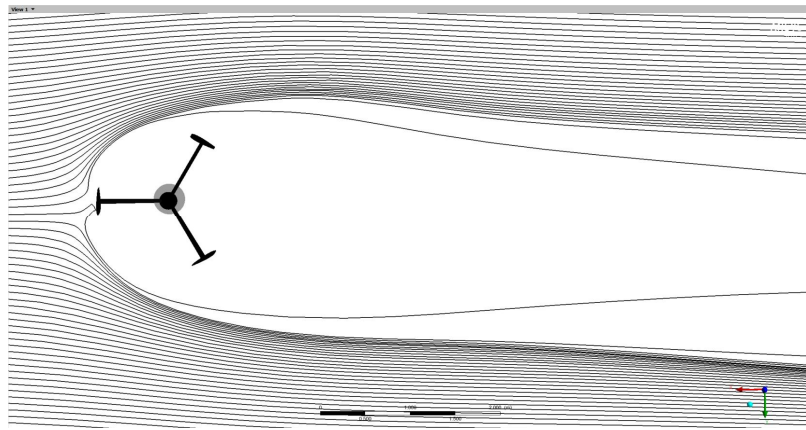


(b) NACA0015

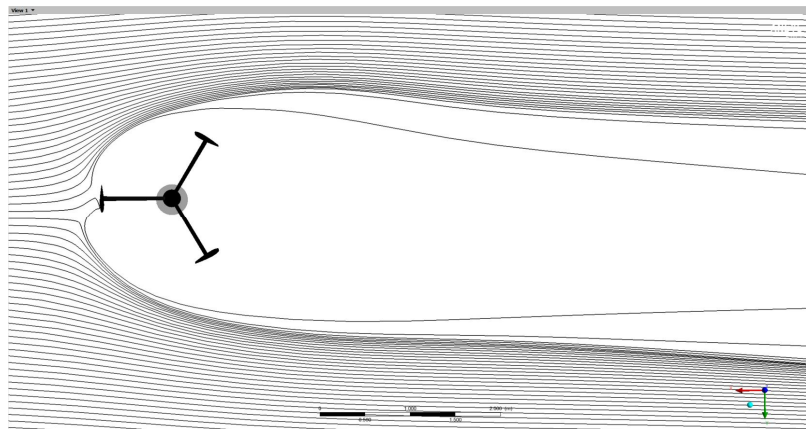


(c) NACA0018

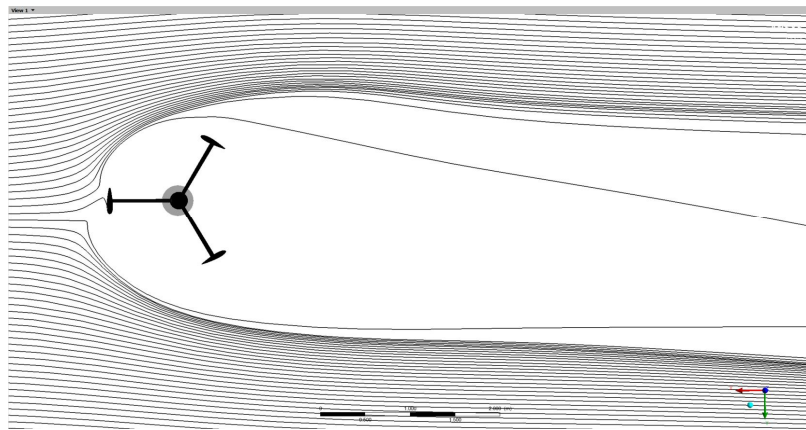
Fig. 4-10 Flow analysis at the velocity of 10 m/s under the 300RPM



(a) NACA0012

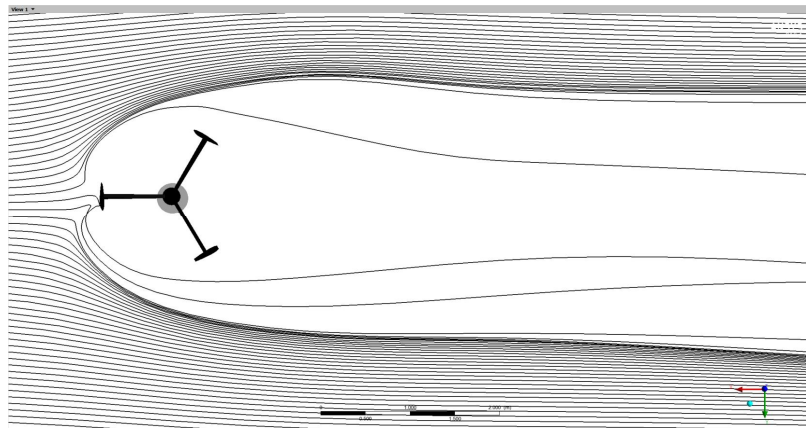


(b) NACA0015

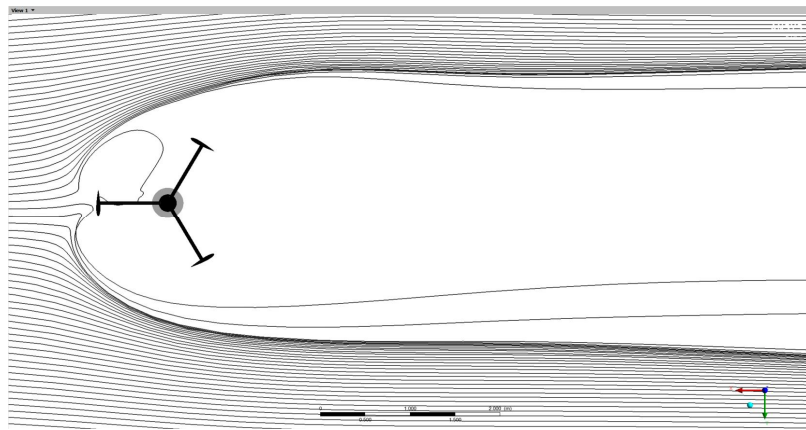


(c) NACA0018

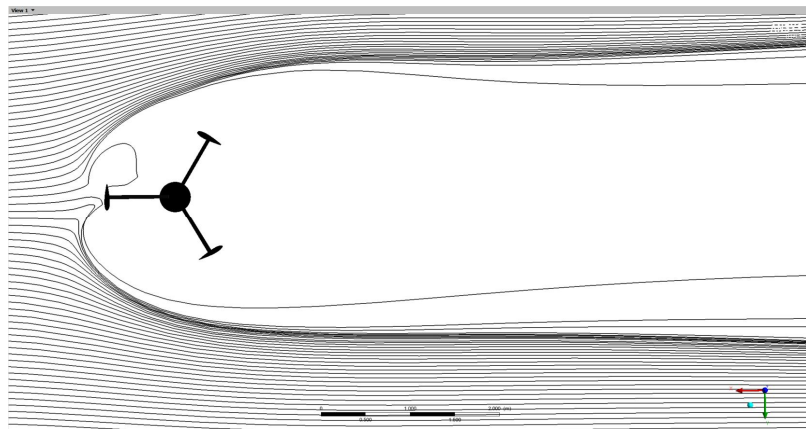
Fig. 4-11 Flow analysis at the velocity of 10 m/s under the 400 RPM



(a) NACA0012



(b) NACA0015



(c) NACA0018

Fig. 4-12 Flow analysis at the velocity of 10 m/s under the 500RPM

Table 4-8~4-11과 Figs. 4-13~4-16은 풍속 10 m/s에서 풍력터빈에 안테나를 설치하였을 경우 풍력터빈에 걸리는 Total Pressure를 안테나 각도에 따라 나타내었다. 각 에어포일 모두 회전수가 높아질수록 Total Pressure가 높아지고 있음을 알 수 있었다. 안테나가 설치된 경우 안테나가 설치되지 않은 풍력터빈보다 Total Pressure가 모든 각도에서 낮게 나타나고 있다.

안테나 설치된 모든 풍력터빈에서 안테나 각도 30° 에서 가장 Total Pressure의 값이 높게 나타나고 있다. 이러한 결과로 NACA0018에서 안테나가 설치된 풍력터빈과 안테나가 설치되지 않은 풍력터빈 모두 가장 높은 토크와 출력이 나타남을 확인하였다.

Table 4-8 Total Pressure of NACA0012 with antenna(at 10 m/s)

RPM	NACA0012	0°	30°	60°	90°
100	304.763	242.291	281.107	313.153	288.938
200	679.812	501.777	611.783	695.469	646.187
300	765.011	659.024	749.426	577.719	610.359
400	855.951	831.735	844.216	713.96	678.371
500	1093.91	939.89	989.02	964.29	952.85

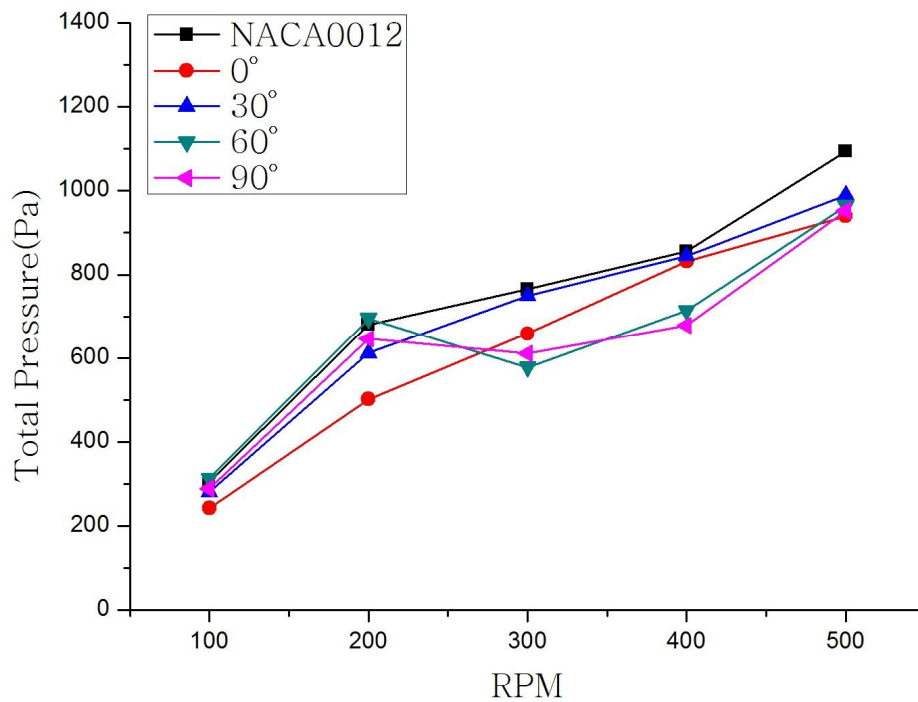


Fig. 4-13 Relation between RPM and NACA0012 with antenna

Table 4-9 Total Pressure of NACA0015 with antenna(at 10 m/s)

RPM	NACA0015	0°	30°	60°	90°
100	322.72	226.751	271.912	290.821	263.857
200	700.353	461.248	582.238	602.652	589.113
300	782.274	660.307	835.69	633.731	642.063
400	1018.24	880.071	904.574	786.269	722.559
500	1317.71	1065.85	1122.52	1122.07	1083.47

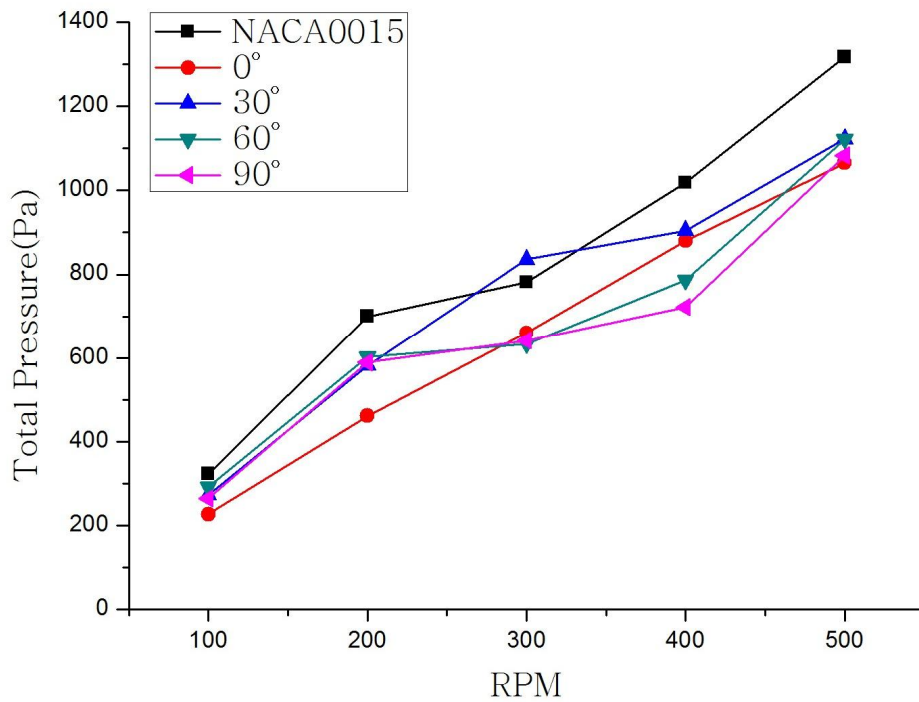


Fig. 4-14 Relation between RPM and NACA0015 with antenna

Table 4-10 Total Pressure of NACA0018 with antenna(at 10 m/s)

RPM	NACA0018	0°	30°	60°	90°
100	406.627	242.031	282.153	300.707	279.42
200	697.634	490.162	620.812	622.101	619.445
300	814.93	641.778	803.743	627.705	653.584
400	1005.29	898.293	971.955	729.81	696.859
500	1328.86	1056.6	1133.35	1105.62	1062.58

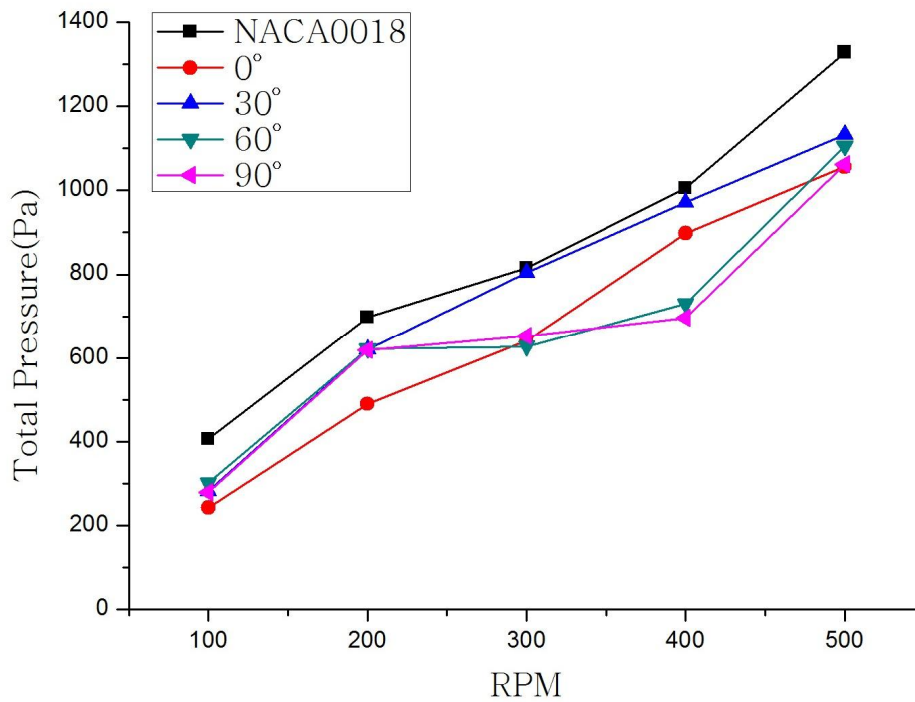


Fig. 4-15 Relation between RPM and NACA0018 with antenna

Table 4-11 Total Pressure of NACA00xx with antenna 30°(at 10 m/s)

RPM	NACA0012	NACA0015	NACA0018	NACA0012 30°	NACA0015 30°	NACA0018 30°
100	304.763	322.72	406.627	281.107	271.912	282.153
200	679.812	700.353	697.634	611.783	582.238	620.812
300	765.011	782.274	814.93	749.426	835.69	803.743
400	855.951	1018.24	1005.29	844.216	904.574	971.955
500	1093.91	1317.71	1328.86	989.02	1122.52	1133.35

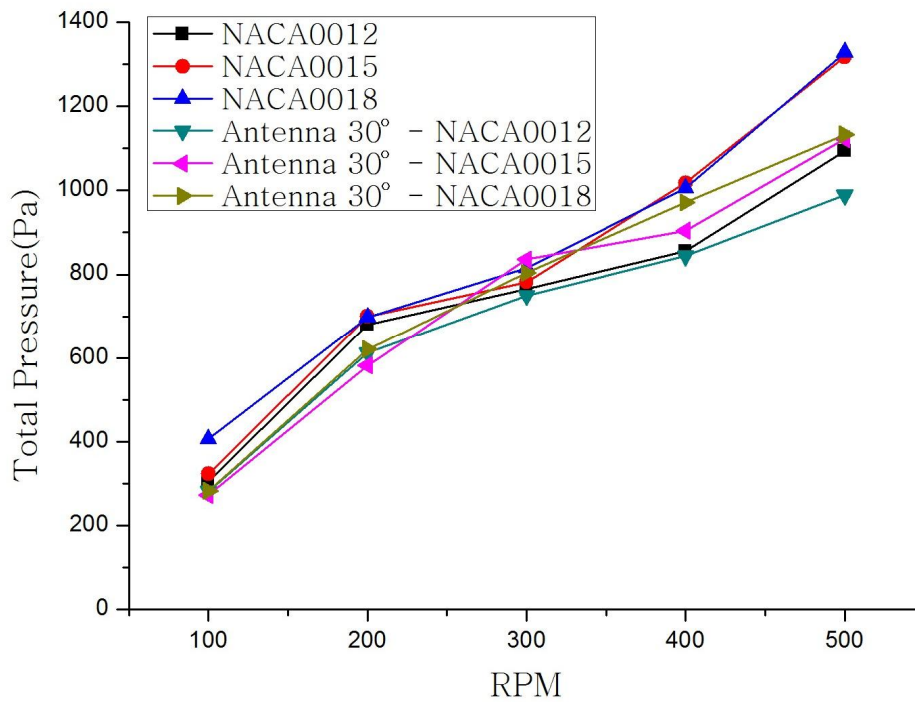
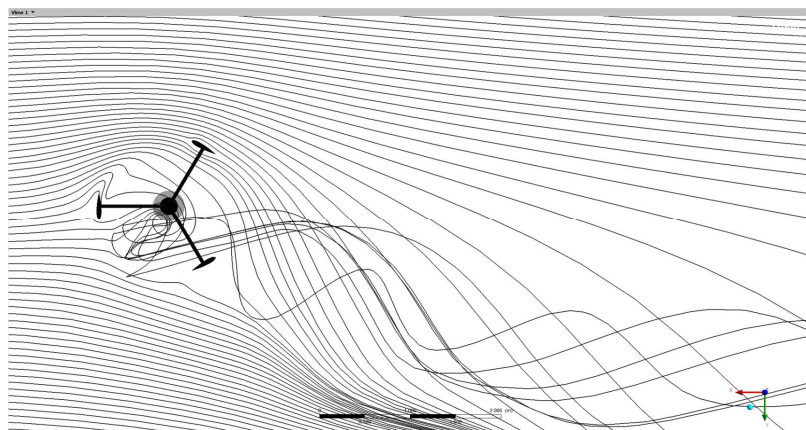
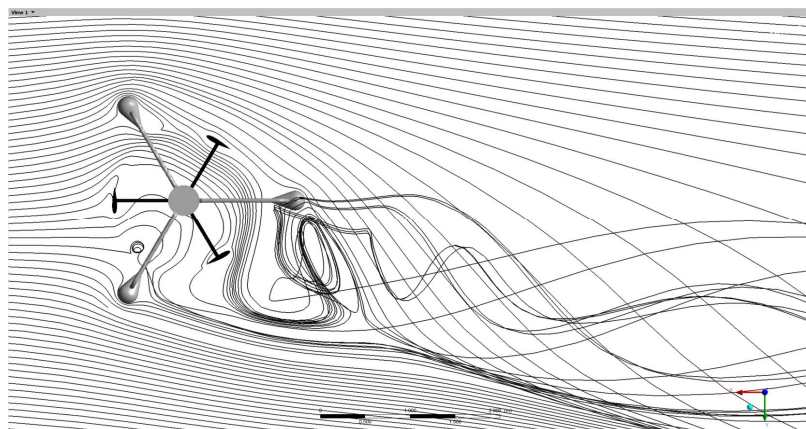


Fig. 4-16 Relation between RPM and NACA00xx with antenna

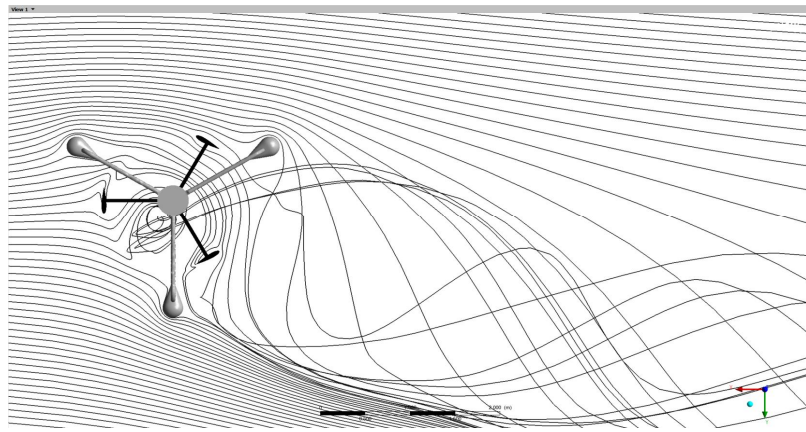
Fig. 4-17은 풍속 10 m/s와 회전수 200 RPM 조건에서 안테나가 장착된 풍력 터빈의 안테나 각도에 따른 유동형태를 나타낸다. 30° 각도에서 유동형태가 간결하게 나타나고 있음을 확인할 수 있다. Fig. 4-18은 풍속 10 m/s와 회전수 500 RPM 조건에서 안테나가 각도 30° 로 설치된 풍력터빈에서의 Total Pressure를 나타내었다. 안테나가 설치된 NACA0018의 위와 같은 조건에서 유동형태가 가장 간결하게 나타나고 있어 안테나가 장착되지 않은 풍력터빈과 마찬가지로 출력과 토크가 가장 높게 나타날 것으로 예측하였다. 하지만, 유동형태가 안테나가 장착되지 않은 풍력터빈보다 더 복잡하게 나타남으로써 상대적으로 출력과 토크는 다소 낮게 나타남을 확인하였다.



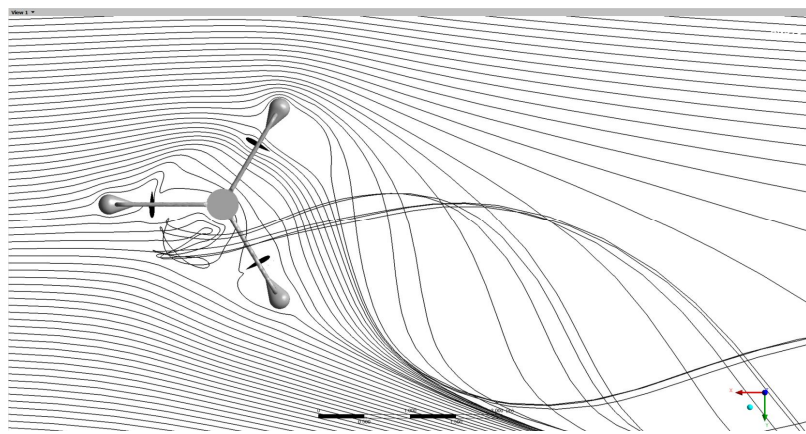
(a) without antenna



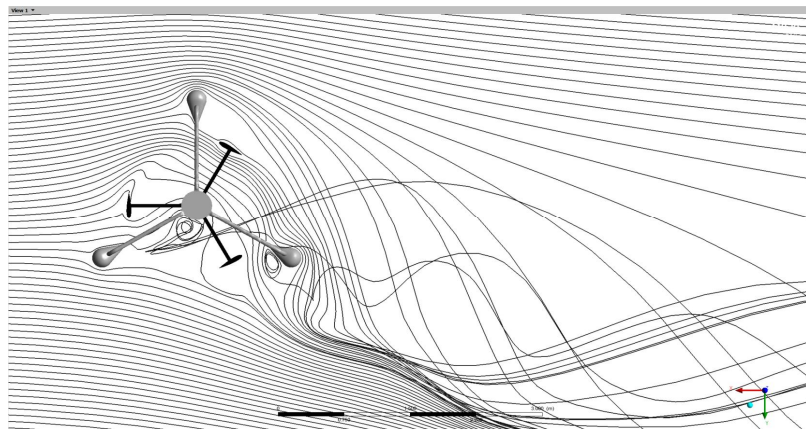
(b) with antenna(at 0°)



(c) with antenna(at 30°)

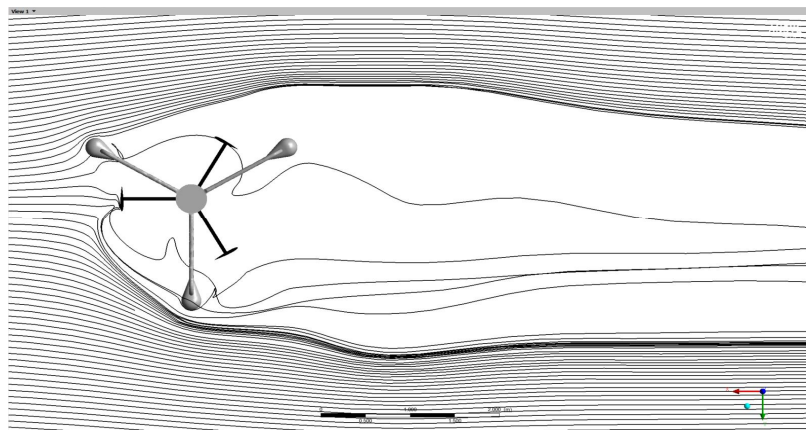


(d) with antenna(at 60°)

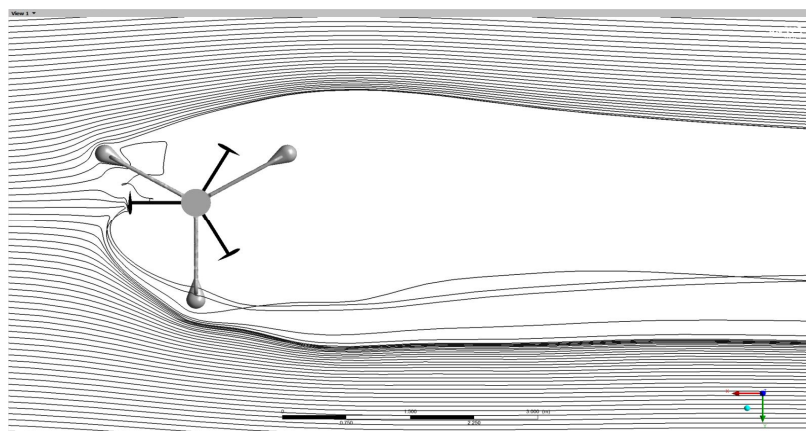


(e) with antenna(at 90°)

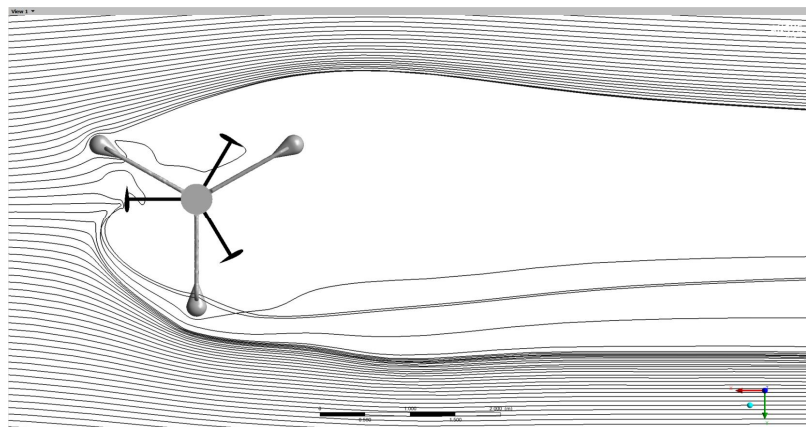
Fig. 4-17 Flow analysis at the Total Pressure of 10 m/s under the 200 RPM



(a) NACA0012



(b) NACA0015



(c) NACA0018

Fig. 4-18 Flow analysis of wind turbines with antenna at the Total Pressure of 10 m/s under the 500 RPM

제 2 절 H-Rotor Darrieus Turbine 성능분석

Fig. 4-19는 수치해석에 의해 계산된 NACA0012의 토탈 압력 값을 보여준다. 해석 조건에 따라서 블레이드나 타워에 적용되는 압력을 계산할 수 있다. 수직형 블레이드의 표면에 공기압이 발생되고 중심축에 회전 토크가 발생된다.

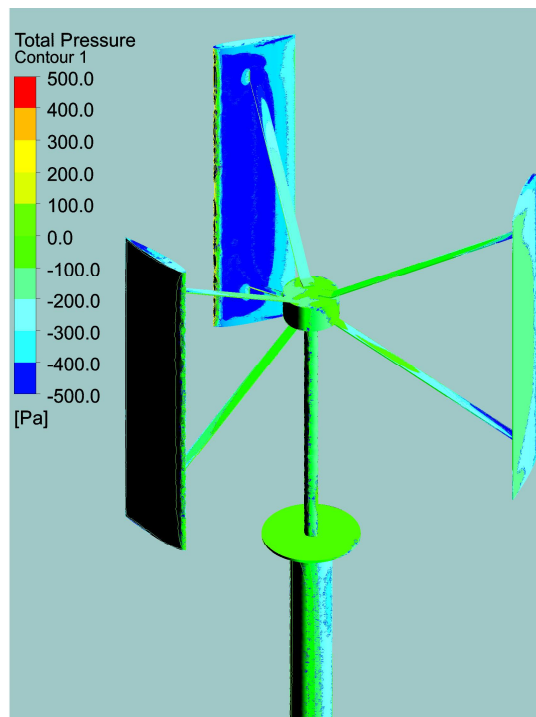


Fig. 4-19 Total pressure at 10 m/s and 200 RPM

Table 4-12는 에어포일 조건별로 풍속과 회전속도에 의해 블레이드에 적용되는 토크를 계산한 값이다.

Table 4-12 Torque values of Wind turbine numerical analysis

Case No.	m/s	Airfoil	RPM				
			100	200	300	400	500
1	6	0012	4.1	8.90	18.8	33.9	55.6
2		0015	3.4	10.3	23.3	43.8	68.5
3		0018	3.1	10.8	24.7	46.2	72.1
4	7	0012	5.0	9.4	19.6	33.1	53.8
5		0015	4.4	10.7	23.1	42.8	68.5
6		0018	4.0	11.0	24.3	45.4	72.2
7	8	0012	5.4	11.2	20.6	33.2	52.2
8		0015	5.0	12.2	23.5	41.1	67.7
9		0018	4.6	12.6	24.8	43.7	71.5
10	9	0012	5.8	12.3	19.9	34.3	51.4
11		0015	5.4	12.8	23.0	40.6	66.1
12		0018	5.0	13.0	24.2	42.9	70.2
13	10	0012	6.0	14.9	20.3	35.7	51.8
14		0015	5.3	13.4	22.5	41.1	63.9
15		0018	4.8	13.4	23.1	43.4	68.0
16	11	0012	6.1	14.3	21.7	36.7	53.1
17		0015	5.3	13.0	24.7	41.8	63.2
18		0018	4.4	12.4	25.6	44.0	66.8
19	12	0012	6.3	15.7	25.0	35.3	54.8
20		0015	5.2	14.0	27.1	40.8	63.7
21		0018	4.1	12.8	27.9	42.9	67.2

Table 4-13는 풍속 10m/s에서 안테나 구조물이 적용된 상태에서의 에어포일별 토크 값이다. 전산유체해석에 의해 계산된 토크 값에 블레이드 회전 각속도를 곱하는 경우에 블레이드에서의 출력 값을 계산할 수 있다. 식(3.6)과 같이 계산을 하여 기계적인 출력 값을 구할 수 있다.

$$P(W) = T \cdot \frac{2\pi N}{60} \quad (3.6)$$

Table 4-13 Torque values of antenna Wind turbine numerical analysis

Case	Airfoil	RPM				
		100	200	300	400	500
10 m/s	0012	6.0	14.9	20.3	35.7	51.8
	0015	5.3	13.6	22.5	41.1	63.9
	0018	4.8	13.4	23.1	43.4	68.0
Average	0012	3.7	10.9	20.5	34.0	50.6
	0015	3.5	11.1	21.8	36.4	54.0
	0018	3.4	11.6	22.5	37.4	55.5
CASE I	0012	1.2	7.8	19.8	32.9	48.8
	0015	0.8	8.2	21.1	34.9	52.4
	0018	0.6	8.9	21.9	35.6	53.7
CASE II	0012	3.3	12.0	18.6	37.0	52.7
	0015	3.3	12.5	19.6	39.2	55.8
	0018	3.0	12.3	20.3	40.2	57.0
CASE III	0012	5.3	13.5	21.8	34.4	51.4
	0015	5.5	13.4	23.6	39.2	55.8
	0018	5.6	14.3	24.5	38.3	56.6
CASE IV	0012	4.9	10.1	21.9	31.7	49.5
	0015	4.5	10.4	22.7	34.3	52.9
	0018	4.2	10.8	23.3	35.6	54.6

Table 4-14은 Table 4-12에서 계산된 토크 값에 각각의 해석 조건에 맞는 회전 속도(RPM)을 식(3.6)에 대입하여 계산된 기계적인 출력 값이다. Table 4-15는 Table 4-13에서 계산된 토크 값을 가지고 계산된 기계적인 출력 값이다. 풍력터빈을 검증하는데 토크 값 보다는 출력에 대한 값이 전기적인 에너지를 얻을 때 필요한 결과 값이다.

Table 4-14 Power values of Wind turbine numerical analysis

Case No.	m/s	Airfoil	RPM				
			100	200	300	400	500
1	6	0012	43	186	589	1420	2909
2		0015	36	216	730	1835	3588
3		0018	32	227	777	1936	3777
4	7	0012	52	197	616	1384	2817
5		0015	46	224	724	1792	3586
6		0018	42	229	764	1900	3781
7	8	0012	56	235	647	1392	2731
8		0015	52	256	739	1720	3542
9		0018	49	263	778	1830	3743
10	9	0012	61	258	626	1436	2691
11		0015	57	267	723	1720	3460
12		0018	52	272	761	1798	3674
13	10	0012	63	312	637	1497	2712
14		0015	56	280	707	1723	3346
15		0018	50	281	725	1818	3560
16	11	0012	64	300	682	1537	2778
17		0015	55	273	774	1749	3310
18		0018	47	259	803	1841	3497
19	12	0012	66	329	785	1478	2870
20		0015	55	293	851	1707	3334
21		0018	43	269	876	1797	3520

Table 4-15 Power values of antenna Wind turbine numerical analysis

Case	Airfoil	RPM				
		100	200	300	400	500
10 m/s	0012	63	312	637	1497	2712
	0015	56	280	707	1702	3346
	0018	49	281	725	1818	3560
Average	0012	39	227	645	1425	2650
	0015	37	233	683	1524	2830
	0018	35	242	706	1568	2904
CASE I	0012	13	163	621	1379	2558
	0015	8	171	662	1460	2742
	0018	6	187	687	1492	2811
CASE II	0012	35	251	583	1552	2759
	0015	35	262	615	1643	2922
	0018	32	257	637	1685	2986
CASE III	0012	55	284	686	1440	2691
	0015	57	280	743	1559	2886
	0018	59	299	769	1604	2963
CASE IV	0012	51	212	689	1328	2590
	0015	47	218	713	1435	2769
	0018	44	227	731	1491	2858

1. NACA0012 토크 및 출력 분석

Fig. 4-20은 풍속에 따른 NACA0012에서의 토크 값이다. 풍속 10 m/s에 대해 안테나 구조물이 적용된 경우에는 Fig. 4-21에 나타내었다. Fig. 4-22는 안테나 위치에 따른 결과 값을 평균하여 비교하였다. 수직축 풍력터빈인 경우 해석 결과를 보면 풍력터빈과 안테나 구조물이 적용된 풍력터빈 모두 풍속이 높아질수록 토크 값이 높게 나타나고 있으며, 약 300 RPM 대역 이후부터는 상대적으로 낮은 풍속에서 토크 값이 높게 나타나는 경향을 보이고 있다. 하지만, 전체적으로 풍속에 대한 조건보다는 회전 속도에 따른 토크 변화가 많음을 알 수 있다.

안테나가 설치된 풍력터빈의 경우 안테나 위치에 대한 평균값을 기준으로 보았을 때 풍력터빈과 100 RPM에서 약 2.6 N-m, 200 RPM에서 약 2.8 N-m, 300 RPM에서 약 1.6 N-m, 500 RPM에서 약 1.5 N-m의 차이를 나타내고 있다. 400 RPM 대역을 제외한 전체 구간에서 풍력터빈보다 낮은 토크가 나타나고 있으며, 안테나 각도 30° 에서 가장 높은 토크를 보이고 있다.

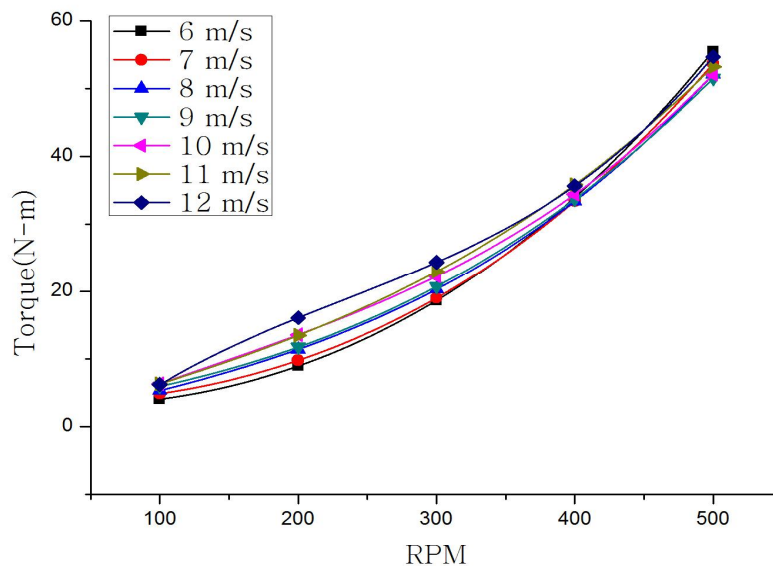


Fig. 4-20 Relation between RPM and torque of wind turbine numerical analysis for NACA0012

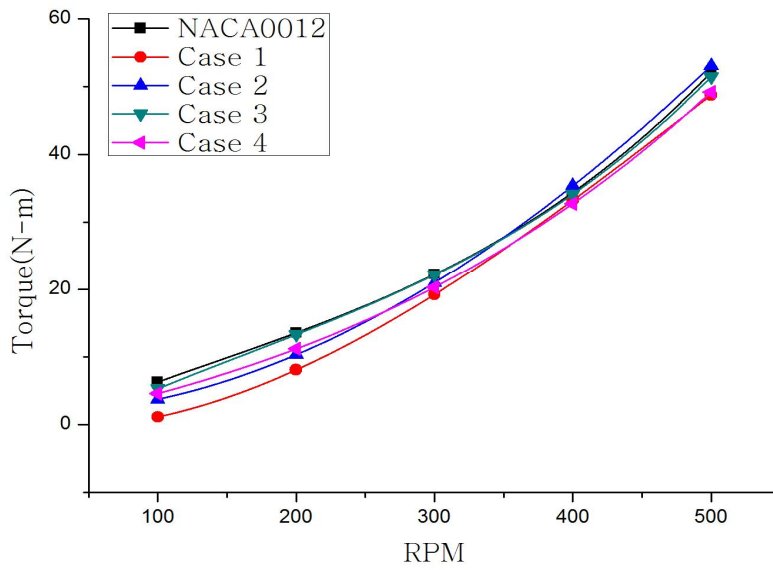


Fig. 4-21 Relation between RPM and torque of numerical analysis of wind turbines for the antenna case of NACA0012

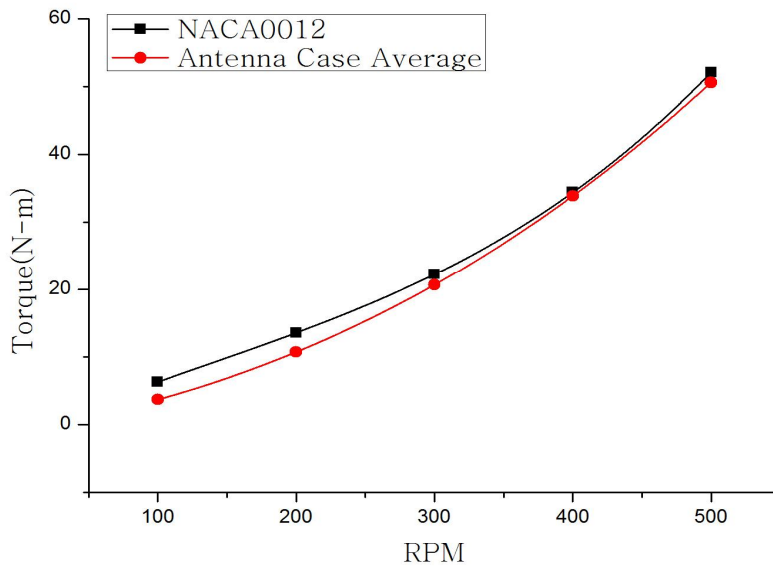


Fig. 4-22 Relation between RPM and torque of numerical analysis of wind turbines for the antenna case average of NACA0012

Fig. 4-23은 풍속에 따른 NACA0012에서의 출력 값이다. 풍속 10m/s에 대해 안테나 구조물이 적용된 경우에는 Fig. 4-24에 나타내었고, 안테나 구조물이 적용된 경우의 평균 값과 풍력터빈 값을 비교하여 Fig. 4-25에 나타내었다. 수직축 풍력터빈인 경우 해석 결과를 보면 풍력터빈과 안테나 구조물이 적용된 풍력터빈 모두 풍속이 높아질수록 출력이 높게 나타나고 있으며, 약 300 RPM 대역 이후 부터는 상대적으로 낮은 풍속에서 출력이 높게 나타나는 경향을 보이고 있다. 하지만, 전체적으로 풍속에 대한 조건보다는 회전 속도에 따른 출력 변화가 많음을 알 수 있다. 안테나가 설치된 풍력터빈의 경우 안테나 위치에 대한 평균값을 기준으로 보았을 때 풍력터빈과 100 RPM에서 약 32.6 W, 200 RPM에서 약 51.2 W, 300 RPM에서 약 42.9 W, 400 RPM에서 약 38.9 W, 500 RPM에서 약 70.6 W의 차이를 나타내고 있다. 전체 구간에서 풍력터빈보다 낮은 출력이 나타나고 있으며 안테나 각도 30° 에서 가장 높은 출력을 보이고 있다.

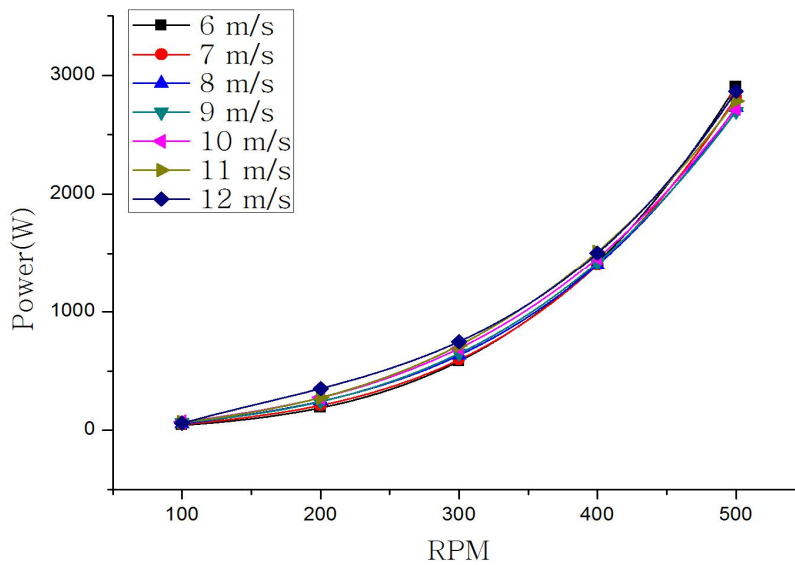


Fig. 4-23 Relation between RPM and power of wind turbine numerical analysis for NACA0012

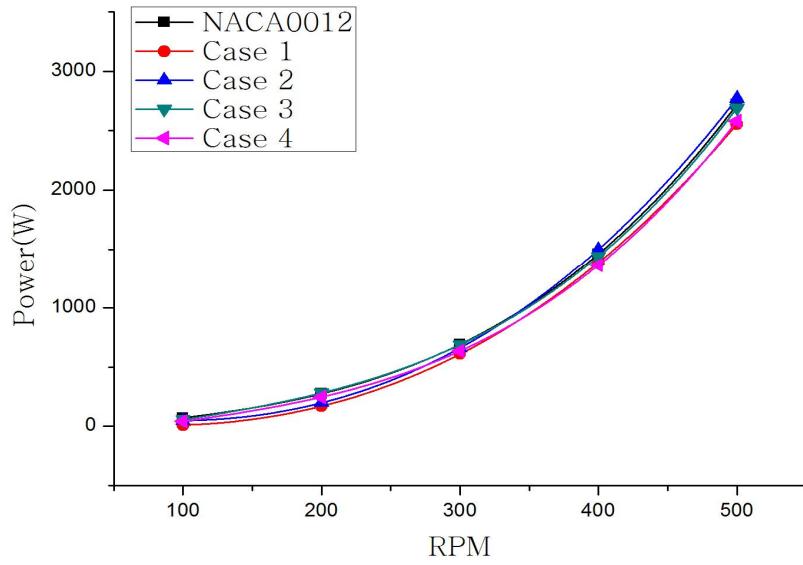


Fig. 4-24 Relation between RPM and power of numerical analysis of wind turbines for the antenna case of NACA0012

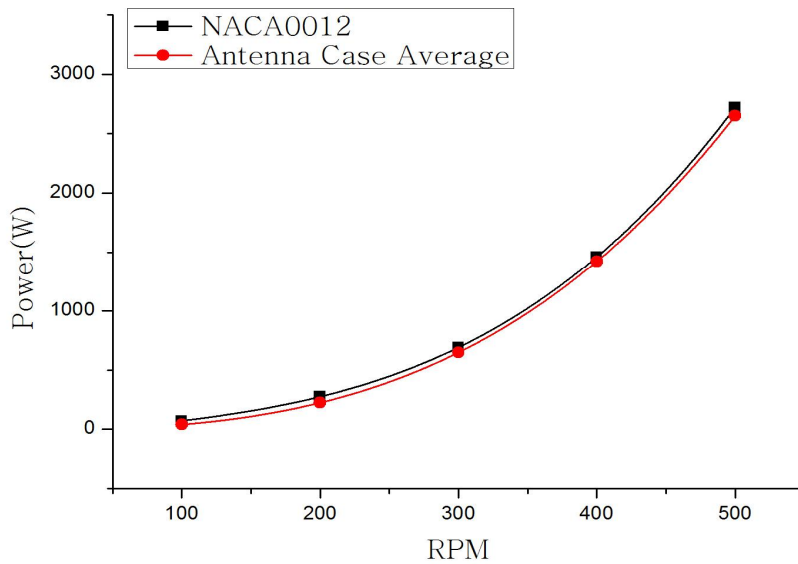


Fig. 4-25 Relation between RPM and power of numerical analysis of wind turbines for the antenna case average of NACA0012

2. NACA0015 토크 및 출력 분석

Fig. 4-26은 풍속에 따른 NACA0015에서의 토크 값이다. 풍속 10 m/s에 대해 안테나 구조물이 적용된 경우에는 Fig. 4-27에 나타내었다. 안테나 구조물이 적용된 경우의 평균 값과 풍력터빈 값을 비교하여 Fig. 4-28에 나타내었다. 수직축 풍력터빈인 경우 해석 결과를 보면 풍력터빈과 안테나 구조물이 적용된 풍력터빈 모두 풍속이 높아질수록 토크 값이 높게 나타나고 있으며, 약 300 RPM 대역 이후부터는 상대적으로 낮은 풍속에서 토크 값이 높게 나타나는 경향을 보이고 있다. 하지만, 전체적으로 풍속에 대한 조건보다는 회전 속도에 따른 토크 변화가 많음을 알 수 있다. 안테나가 설치된 풍력터빈의 경우 안테나 위치에 대한 평균 값을 기준으로 보았을 때 풍력터빈과 100 RPM에서 약 2.0 N-m, 200 RPM에서 약 1.6 N-m, 300 RPM에서 약 1.8 N-m, 400 RPM에서 약 4.1 N-m, 500 RPM에서 약 10.0 N-m의 차이를 나타내고 있다. 전체 구간에서 풍력터빈보다 낮은 토크가 나타나고 있다. NACA0015의 경우 NACA0012와 다르게 300 RPM 이하에서는 큰 차이를 보이지 않다가 400 RPM 이상부터는 큰 차이를 보이고 있다. NACA0015에서도 안테나 각도 30°에서 가장 높은 토크를 보이고 있다.

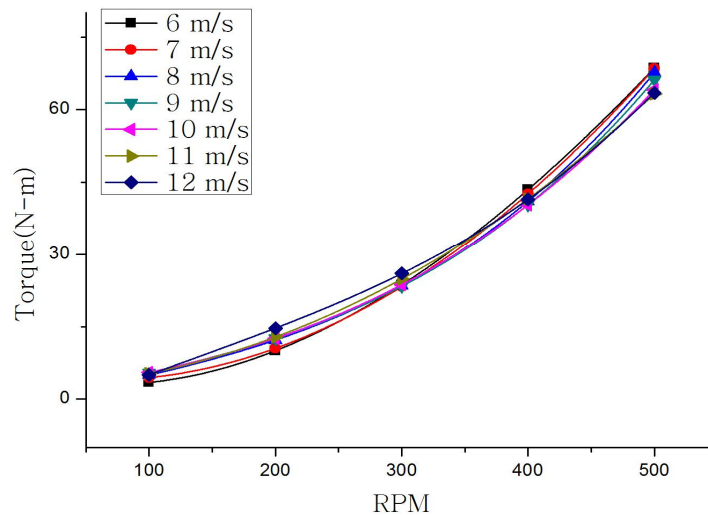


Fig. 4-26 Relation between RPM and torque of wind turbine numerical analysis for NACA0015

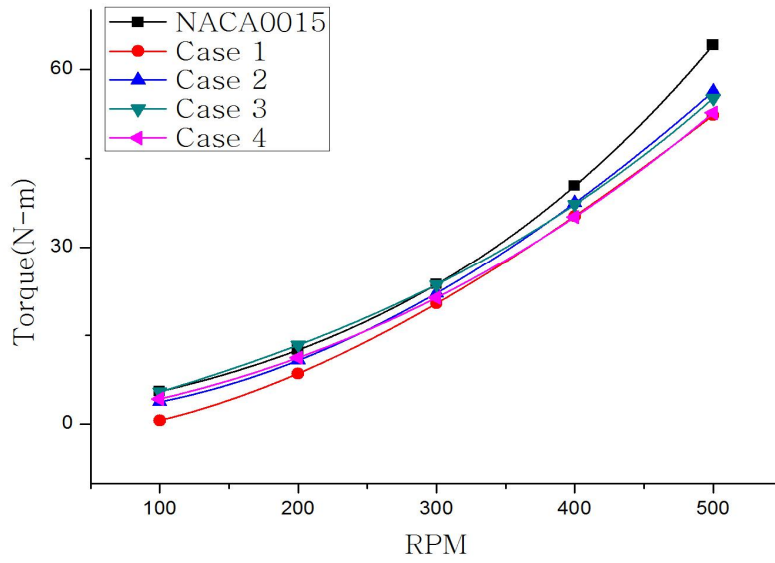


Fig. 4-27 Relation between RPM and torque of numerical analysis of wind turbines for the antenna case of NACA0015

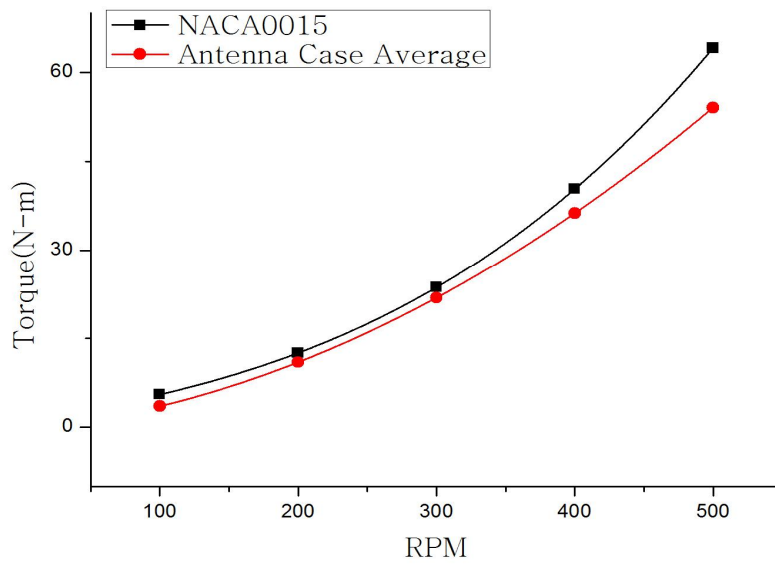


Fig. 4-28 Relation between RPM and torque of numerical analysis of wind turbines for the antenna case average of NACA0015

Fig. 4-29는 풍속에 따른 NACA0015에서의 출력 값이다. 풍속 10 m/s에 대해 안테나 구조물이 적용된 경우에는 Fig. 4-30에 나타내었고 안테나 구조물이 적용된 경우의 평균 값과 풍력터빈 값을 비교하여 Fig. 4-31에 나타내었다. 수직축 풍력터빈인 경우 해석 결과를 보면 풍력터빈과 안테나 구조물이 적용된 풍력터빈 모두 풍속이 높아질수록 출력이 높게 나타나고 있으며, 약 300 RPM 대역 이후부터는 상대적으로 낮은 풍속에서 출력이 높게 나타나는 경향을 보이고 있다. 하지만, 전체적으로 풍속에 대한 조건보다는 회전 속도에 따른 출력 변화가 많음을 알 수 있다. 안테나가 설치된 풍력터빈의 경우 안테나 위치에 대한 평균값을 기준으로 보았을 때 풍력터빈과 100 RPM에서 약 23.5 W, 200 RPM에서 약 29.3 W, 300 RPM에서 약 50.0 W, 400 RPM에서 약 181.6 W, 500 RPM에서 약 520.2 W의 차이를 나타내고 있다. 전체 구간에서 풍력터빈보다 낮은 출력이 나타나고 있지만 NACA0015의 경우 NACA0012와 다르게 400 RPM 이상부터는 큰 차이를 보이고 있다. NACA0015에서도 안테나 각도 30° 에서 가장 높은 출력을 보이고 있다.

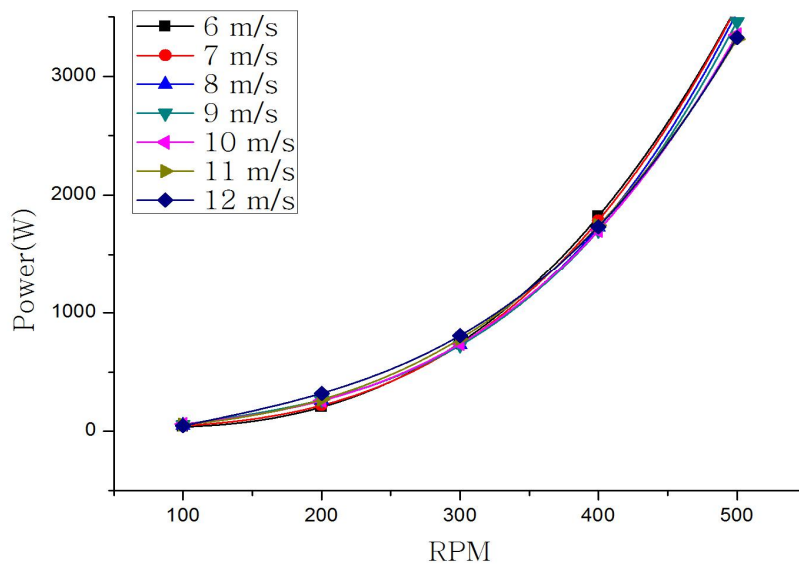


Fig. 4-29 Relation between RPM and power of wind turbine numerical analysis for NACA0015

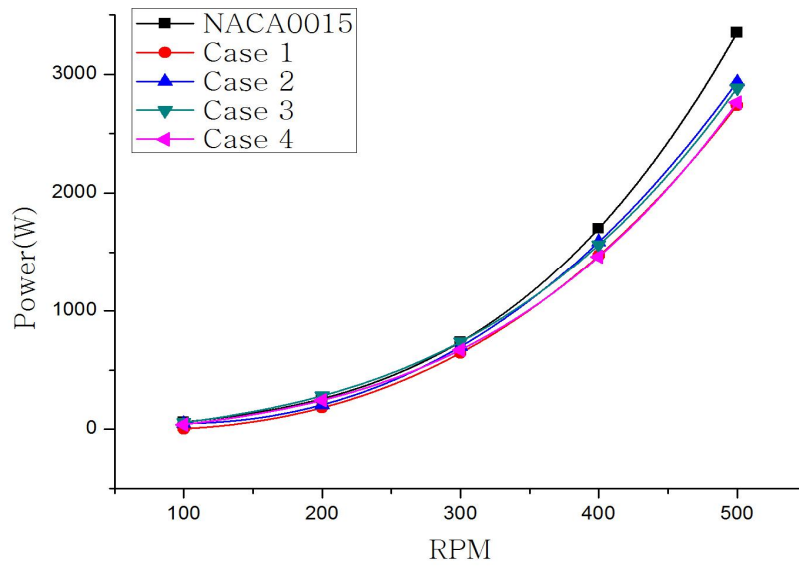


Fig. 4-30 Relation between RPM and power of numerical analysis of wind turbines for the antenna case of NACA0015

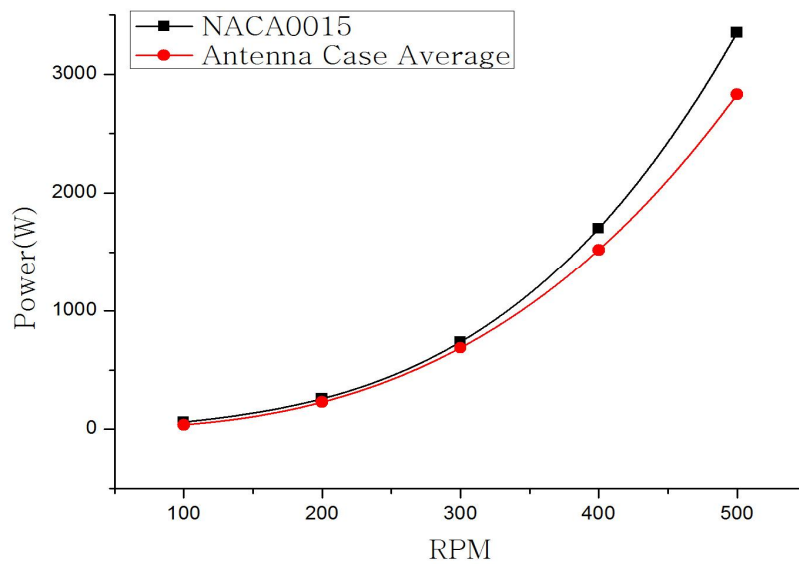


Fig. 4-31 Relation between RPM and power of numerical analysis of wind turbines for the antenna case average of NACA0015

3. NACA0018 토크 및 출력 분석

Fig. 4-32는 풍속에 따른 NACA0018에서의 토크 값이다. 풍속 10 m/s에 대해 안테나 구조물이 적용된 경우에는 Fig. 4-33에 나타내었다. 안테나 구조물이 적용된 경우의 평균 값과 풍력터빈 값을 비교하여 Fig. 4-34에 나타내었다. 해석 결과를 보면 NACA0018의 경우 NACA0015와 비슷한 토크 경향을 보이고 있다. 풍력터빈과 안테나 구조물이 적용된 풍력터빈 모두 풍속이 높아질수록 토크 값이 높게 나타나고 있으며 약 300RPM 대역 이후부터는 상대적으로 낮은 풍속에서 토크 값이 높게 나타나는 경향을 보이고 있다. 하지만, 전체적으로 풍속에 대한 조건보다는 회전 속도에 따른 토크 변화가 많음을 알 수 있다. 안테나가 설치된 풍력터빈의 경우 안테나 위치에 대한 평균 값을 기준으로 보았을 때 풍력터빈과 100 RPM에서 약 1.6 N-m, 200 RPM에서 약 1.0 N-m, 300 RPM에서 약 1.8 N-m, 400 RPM에서 약 5.2 N-m, 500 RPM에서 약 12.7 N-m의 차이를 나타내고 있다. 전체 구간에서 풍력터빈보다 낮은 토크가 나타나고 있으며, NACA0015와 같이 300 RPM 이하에서는 큰 차이를 보이지 않다가 400 RPM 이상부터는 큰 차이를 보이고 있다. NACA0018도 안테나 각도 30°에서 가장 높은 토크를 보이고 있다.

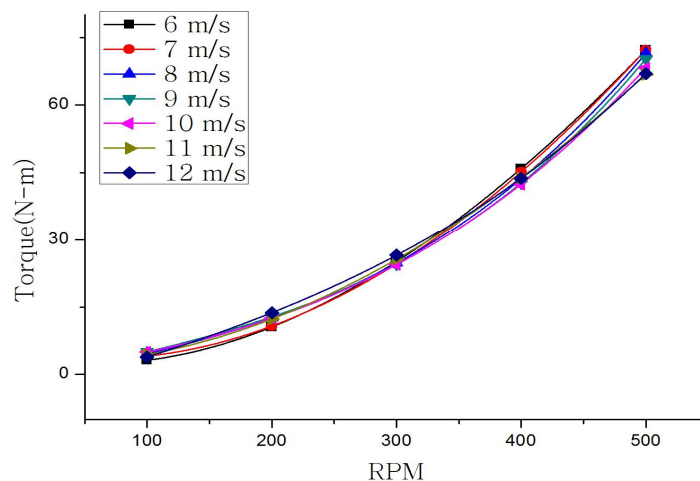


Fig. 4-32 Relation between RPM and torque of wind turbine numerical analysis for NACA0018

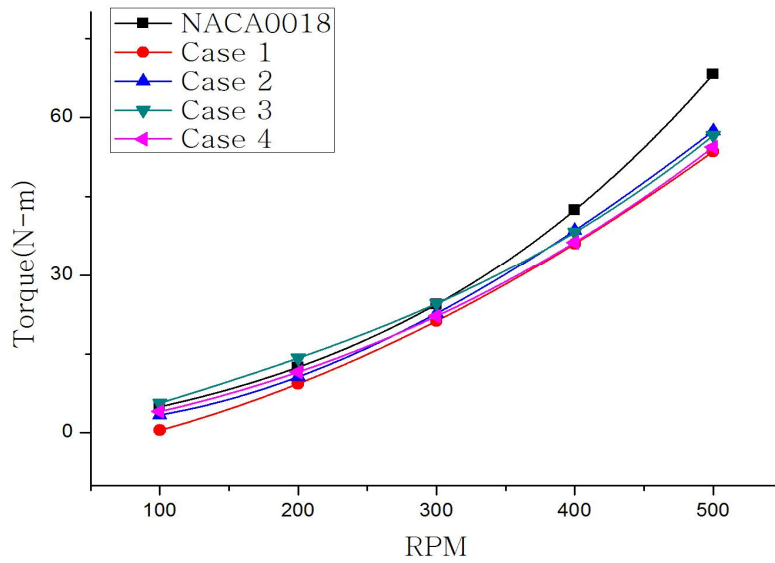


Fig. 4-33 Relation between RPM and torque of numerical analysis of wind turbines for the antenna case of NACA0018

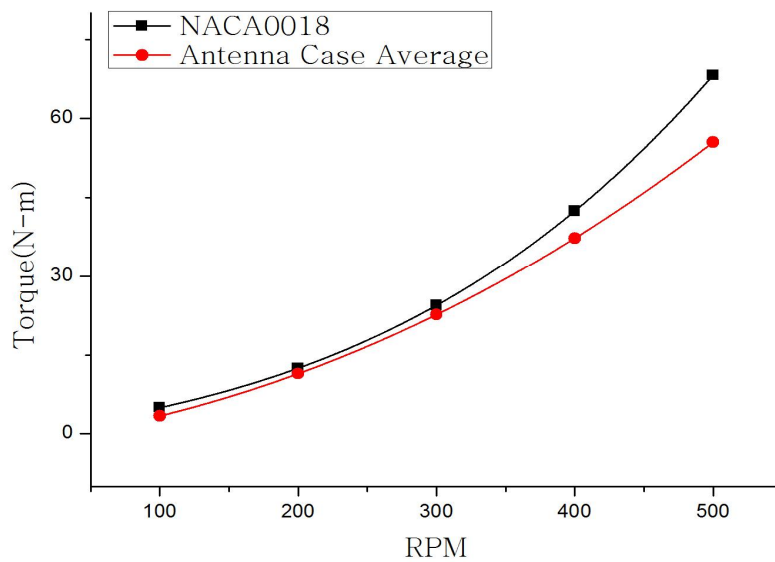


Fig. 4-34 Relation between RPM and torque of numerical analysis of wind turbines for the antenna case average of NACA0018

Fig. 4-35는 풍속에 따른 NACA0018에서의 출력 값이다. 풍속 10 m/s에 대해 안테나 구조물이 적용된 경우에는 Fig. 4-36에 나타내었고 안테나 구조물이 적용된 경우의 평균 값과 풍력터빈 값을 비교하여 Fig. 4-37에 나타내었다. 해석 결과를 보면 NACA0018의 경우 NACA0015와 비슷한 출력 경향을 보이고 있다. 풍력터빈과 안테나 구조물이 적용된 풍력터빈 모두 풍속이 높아질수록 출력이 높게 나타나고 있으며, 약 300 RPM 대역 이후부터는 상대적으로 낮은 풍속에서 출력이 높게 나타나는 경향을 보이고 있다. 하지만, 전체적으로 풍속에 대한 조건보다는 회전 속도에 따른 출력 변화가 많음을 알 수 있다. 안테나가 설치된 풍력터빈의 경우 안테나 위치에 대한 평균값을 기준으로 보았을 때 풍력터빈과 100 RPM에서 약 19.7 W, 200 RPM에서 약 17.2 W, 300 RPM에서 약 50.4 W, 400 RPM에서 약 228.5 W, 500 RPM에서 약 660.4 W의 차이를 나타내고 있다. 전체 구간에서 풍력터빈보다 낮은 출력이 나타나고 있지만 NACA0015와 같이 400 RPM 이상부터는 큰 차이를 보이고 있다. NACA0018에서도 안테나 각도 30°에서 가장 높은 출력을 보이고 있다.

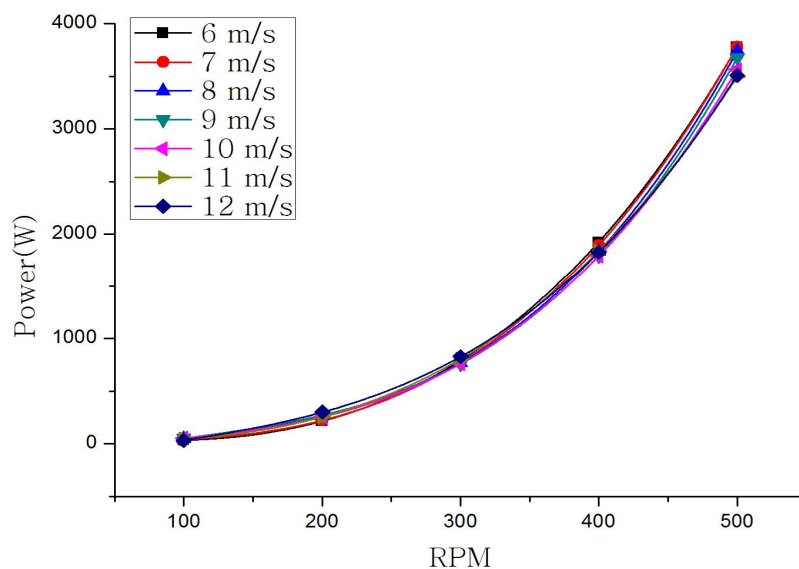


Fig. 4-35 Relation between RPM and power of wind turbine numerical analysis for NACA0018

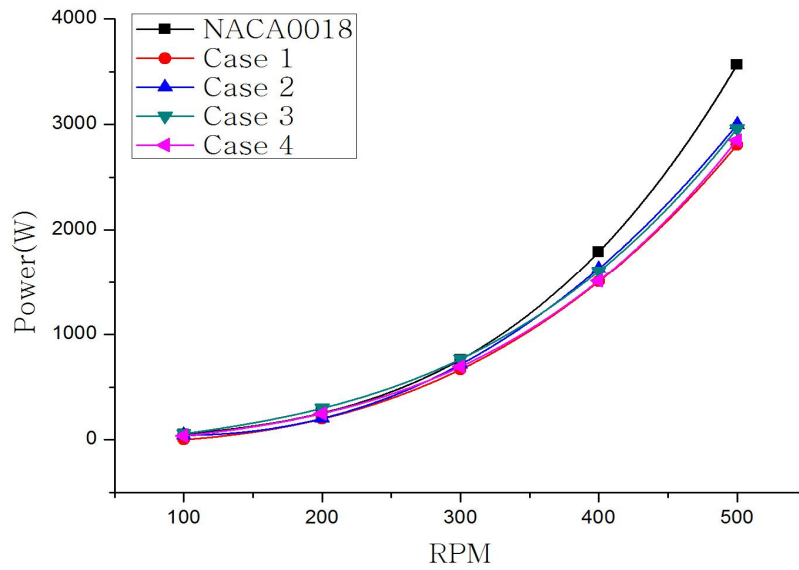


Fig. 4-36 Relation between RPM and power of numerical analysis of wind turbines for the antenna case of NACA0018

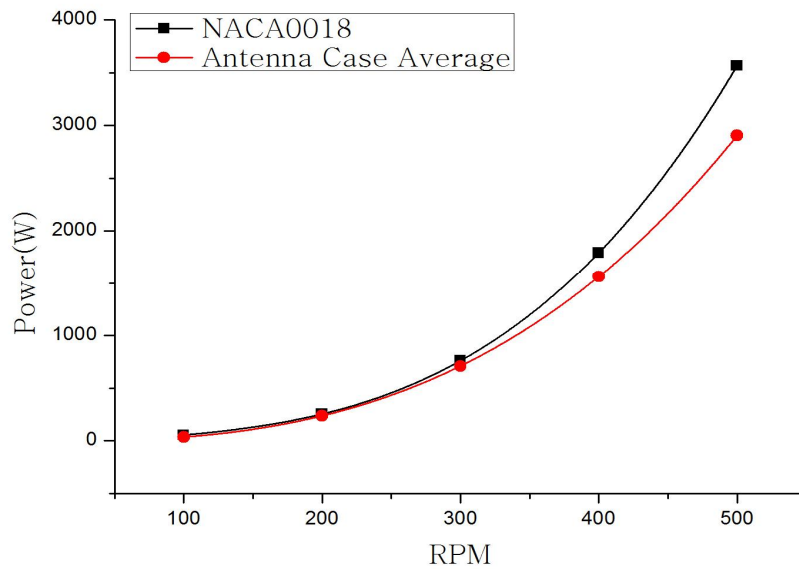


Fig. 4-37 Relation between RPM and power of numerical analysis of wind turbines for the antenna case average of NACA0018

4. 성능 비교분석

Fig. 4-38은 에어포일별로 계산된 토크 값으로 토크는 250 RPM까지는 NACA0012의 값이 약간 높으나 회전수가 증가할수록 NACA0018에서 가장 높게 나타났다. 500 RPM에서 NACA0012는 51.8 N-m, NACA0015는 63.9 N-m, NACA0018은 68.0 N-m으로 나타났다. Fig. 4-39는 출력에 관한 값으로 토크와 같이 회전수가 증가할수록 NACA0018이 가장 높았다. 500 RPM에서 NACA0012는 2712 W, NACA0015는 3346 W, NACA0018은 3560 W로 나타났다. Fig. 4-40은 안테나가 장착된 풍력터빈의 토크를 나타내고 있으며 Fig. 4-41은 안테나가 장착된 풍력터빈의 출력을 나타낸다. 안테나가 장착된 풍력터빈도 회전수가 증가할수록 NACA0018에서 토크와 출력 값이 가장 높게 나타남을 확인하였다. 하지만, 풍력터빈의 경우 250 RPM까지 NACA0012에서 토크와 출력 모두 높게 나타났지만 안테나가 장착된 풍력터빈의 경우 NACA0018이 초반부터 높게 나타나고 있다. 평균 토크는 500 RPM에서 NACA0012는 50.6 N-m, NACA0015는 54.1 N-m, NACA0018은 55.5 N-m으로 나타났으며, 평균 출력은 500 RPM에서 NACA0012는 2650 W, NACA0015는 2830 W, NACA0018은 2905 W로 나타났다.

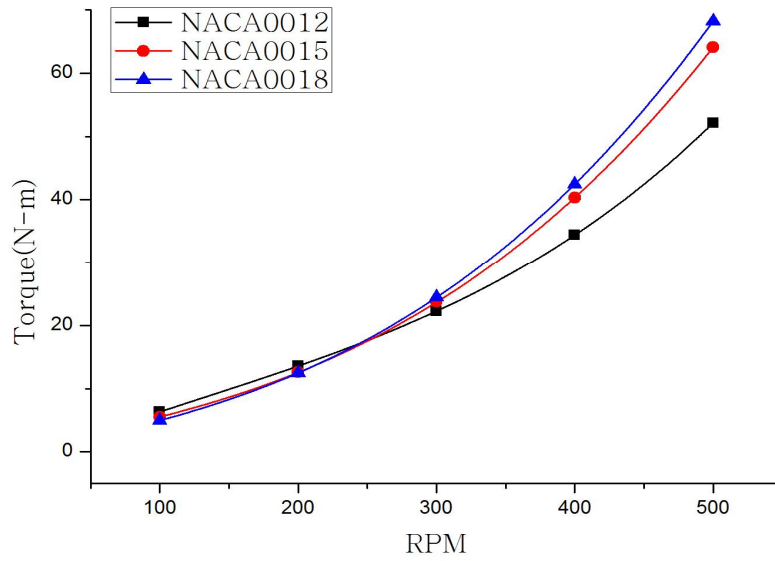


Fig. 4-38 Relation between RPM and torque of numerical analysis of wind turbines at the velocity of 10 m/s

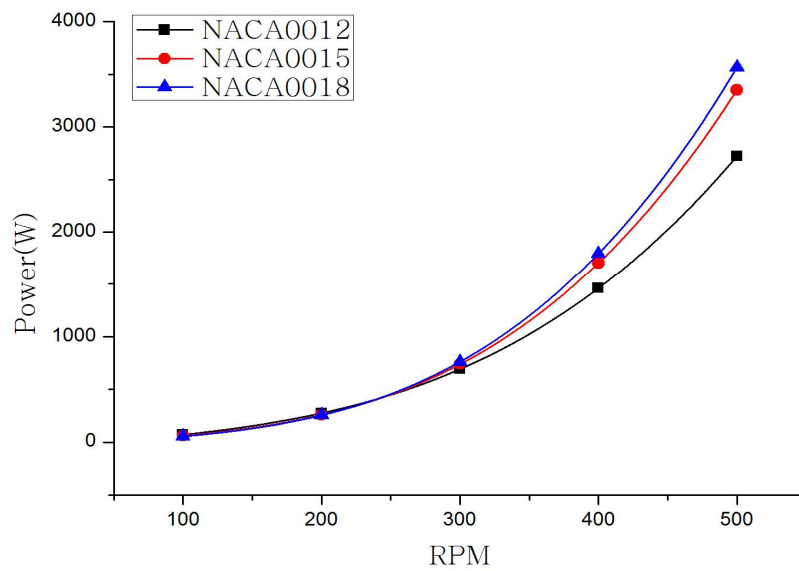


Fig. 4-39 Relation between RPM and power of numerical analysis of wind turbines at the velocity of 10 m/s

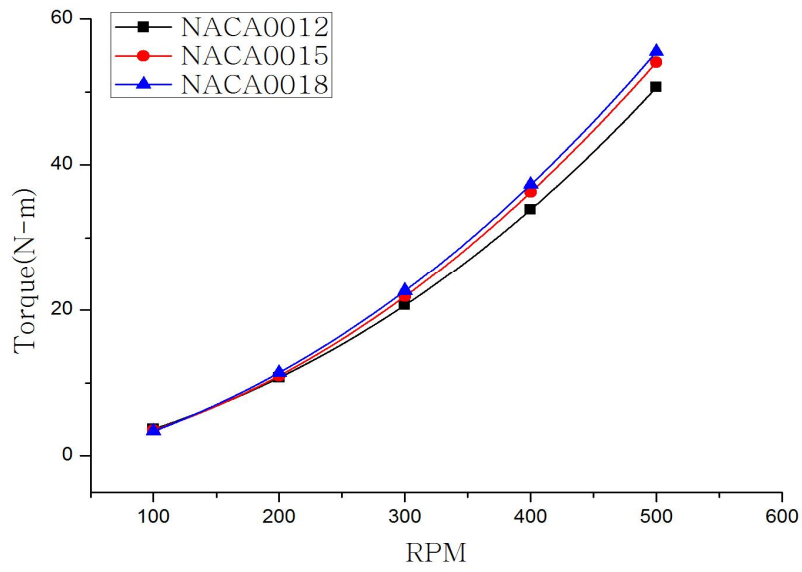


Fig. 4-40 Relation between RPM and torque for the antenna

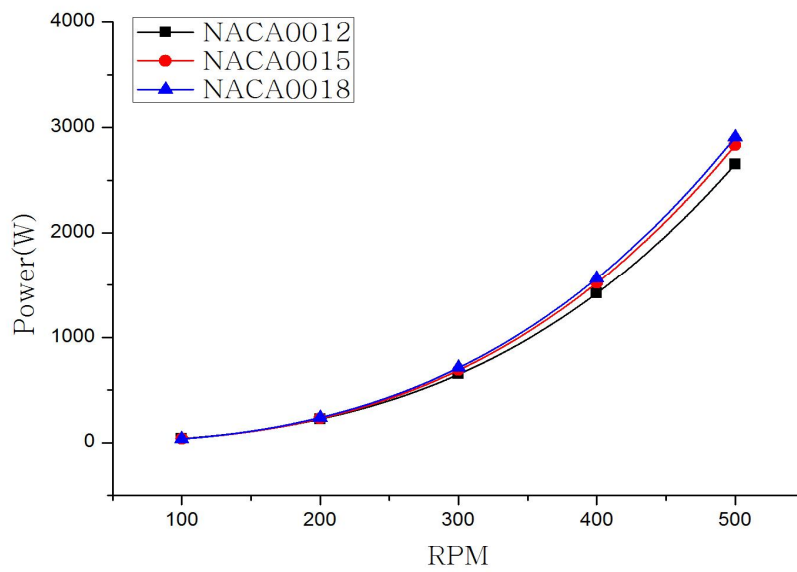


Fig. 4-41 Relation between RPM and power for the antenna

Fig. 4-42는 안테나가 장착된 상태에서의 토크 효율을 나타내고 있으며 Fig. 4-43은 안테나가 장착된 상태에서의 토크 효율을 나타내고 있다. 토크 효율과 출력 효율 모두 NACA0018이 약 300 RPM 이하에서는 가장 출력 효율이 높았으며 300 RPM 이상에서는 NACA0012가 가장 높았다. 최대 토크 효율은 NACA0012에서 98.6%, NACA0015는 92.6%, NACA0018은 93.5%이다. 위 결과에 따르면 출력 효율과 토크 효율은 같은 경향이다. 최대 출력 효율은 NACA0012에서 97.6%, NACA0015는 93.4%, NACA0018은 95.1%이다. Table 4-5는 500 RPM에서의 토크와 출력 값이다.

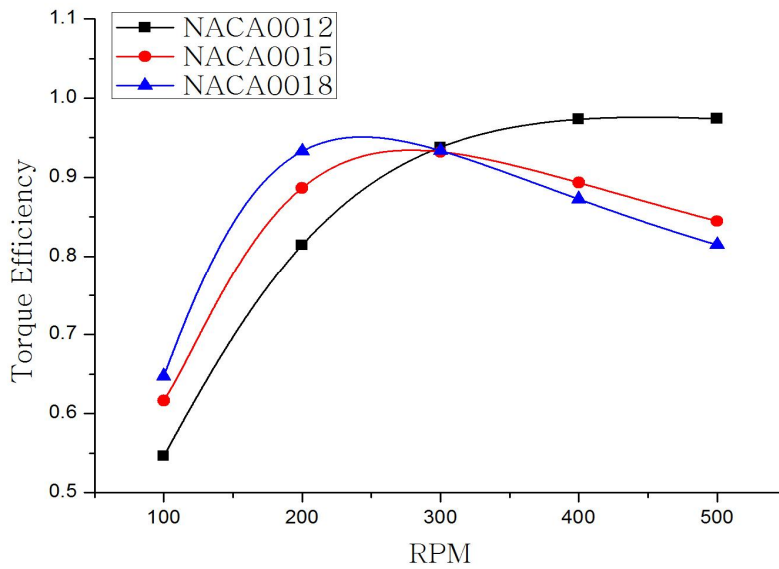


Fig. 4-42 Relation between RPM and torque efficiency for the antenna

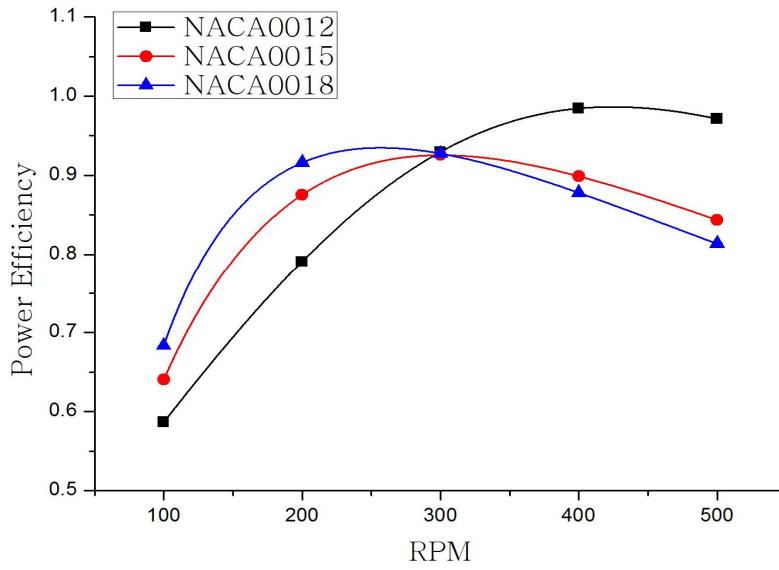


Fig. 4-43 Relation between RPM and power efficiency for the antenna

Table 4-16에 각 형상에 대한 토크와 출력을 나타내었다. NACA0018에서 토크와 출력이 가장 높게 나타났다.

Table 4-16 Torque and Power for each airfoil shape

Airfoil	Torque[N-m]	Power[W]
NACA0012	54.7	2864
NACA0015	63.5	3327
NACA0018	67.0	3512

제 5 장 결 론

본 연구에서는 국내에서 활발히 제작되고 있는 대칭형 형상인 표준익형 NACA시리즈 중에서 성능이 가장 높은 NACA0018을 중심으로 NACA0012, NACA0015를 비교 분석하였으며 안테나 구조물 설치 상태에서의 성능도 비교 분석하였다. 또한 양력형 수직축 블레이드를 장착한 풍력 터빈에 대한 성능을 전산유체해석으로 계산 하고, 안테나 구조물을 추가하여 장착한 상태에서의 토크와 출력이 감소되는 양을 확인하였으며, 다양한 수직형 풍력터빈(VAWT) 중에서 성능이 높고 구조적으로 안정되며 제작이 쉬운 H-Rotor Darrieus 형태의 풍력터빈을 상대로 연구를 수행하였다. 이러한 풍력터빈과 안테나 구조물을 설치한 풍력터빈을 비교 분석한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 유동 분석결과 풍속이 높고 회전수가 높을수록 에어포일의 Total Pressure가 높게 나타나는 것을 확인하였다. 높은 Total Pressure는 풍력터빈의 토크와 출력에도 영향을 미치는 것을 확인하였다.
- 2) 유동 분석결과 낮은 RPM보다 높은 RPM에서 유동이 원활하고 NACA0018에서 가장 간결한 유동흐름을 보여주고 있다. 이는 후류 효과로 인해 받음각이 커져 블레이드의 공기 역학적 효율성이 떨어지므로 NACA0018에서 가장 공기 역학적 효율성이 높음을 확인 하였다.
- 3) 토크 및 출력 분석 결과 안테나가 설치되지 않은 풍력터빈과 안테나가 설치된 풍력터빈 모두 풍속과 회전수가 높아질수록 토크와 출력이 높게 나타나고 있으며, 안테나 각도 30°에서 가장 높은 값을 나타내었다. 약 300RPM 대역 이후부터는 상대적으로 낮은 풍속에서 토크와 출력이 높게 나타나는 경향을 보이는 것을 확인하였다.
- 4) 회전 영역이 낮은 경우에는 에어포일과 상관없이 토크와 출력이 비슷한 결

과를 보이는데 회전수가 상승하는 경우에는 NACA0018, NACA0015, NACA0012 순으로 토크와 출력이 높게 나타났다.

효율의 경우 약 300RPM을 기준으로 블레이드의 회전이 낮은 경우에는 NACA0018이 가장 좋은 성능을 보이며, 회전이 높은 경우에는 NACA0012가 효율이 높은 것을 확인하였다.

참고문헌

- [1] Cho. S. Y., Rim. C. H., & Cho. C. H., "Optimum design of a wind power tower to augment performance," The Korean Society for Aeronautical and Space Sciences, Vol. 47 No. 3, pp.240-245, 2019
- [2] Eggleston, D. M., & Stoddard, F. S., "Wind turbine engineering design," Van Nostrand Reinhold Company, pp.351, 1987
- [3] Hunt, V. D., "Wind power." Van Nostrand Reinhold Company, pp.553, 1981
- [4] De Vries. O. "Fluid dynamic aspects of wind energy conversion," AGARD-AG-243, NATO, Amsterdam, pp.150, 1979
- [5] Lee. S. B., "A study of designing about small Vertical-Axis Wind Turbine system with Giromill blades," Master. Thesis, University of Yonsei, 2009
- [6] Shin. J. Y., Son. Y. S., Cha. D. G., Lee. C. G., & Hwang. I. C., "Aerodynamic characteristics of a vertical axis wind turbine blade," Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 30, No. 8, pp.877-884, 2006
- [7] Korea institute of energy reserch, "Investigation on domestic wind resources and feasibility study for the construction of wind farm in Korea." 2002
- [8] Project E., "A Retrospective," Bulletin, October, 1993
- [9] Farhang. P., "Highly efficient vertical axis wind turbine for low-moderate speed wind," Wind, Symposium on Bio-fuels & Wind Energy, Vol. 4, 2010
- [10] Yoo. N. S., "A study on the performance prediction of the darrieus wind turbine." Journal of the Korean Society for Aeronautical & Space Sciences, Vol. 20, No. 1, pp.80-94, 1992
- [11] Lee. J. H., "Design method for the darrieus type wind turbine," The Society Of Air-Conditioning And Refrigerating Engineers Of Korea,

- pp.1465-1469, 2009
- [12] Kim. D. K., Keum, J. Y., & Yoon. S. H., "Structure design and experimental appraisal of the drag force type vertical axis wind turbine," Journal of the Korean Society of Mechanical Engineers, Vol. 30, No. 3, p.278-286, 2006
- [13] Kim. Y. T., Kim. B. S., Kim, J. H., Nam. C. D., & Lee. Y. H., "A study of performance estimate and flow analysis of the 500 horizontal - axis wind turbine by CFD," Korean Society for Fluid Machinery, Vol. 5, No. 4, pp.32-39, 2002
- [14] Kim. J. M., Oh. S. J., "Aerodynamic optimal design for wind turbine blades and its wind tunnel tests," Journal of the Korean Society for Aeronautical & Space Sciences, Vol. 27, No. 7, pp.21-29, 1999
- [15] Drela. M., & Giles, M. B., "Viscous inviscid analysis of transonic and low reynolds number airfoils," AIAA Journal, Vol. 25, No. 10, pp.1347-1355, 1987
- [16] Veikos. N., & Freudenstein. F., "On the dynamic analysis of roller chain drives: part I - theory," Mechanical Design and Synthesis ASME, pp.431-439, 1992
- [17] Fukudome. K., Watanabe. M., Iida. A., & A., Mizuno, "Separation control of high angle of attack airfoil for vertical axis wind tubines," 6th KSME-JSME Thermal and Fluids Engineering Conference, 2005
- [18] Giguere, P., & Selig, M. S., "New airfoils for small horizontal axis wind turbines", Trans. ASME J. of Solar Energy Engineering, Vol. 120, pp.108-114, 1998
- [19] Zhang. J., "Numerical modeling of vertical axis wind turbine(VAWT)," Master. Thesis, Technical University of Denmark, 2004
- [20] Zhu, H., et al., "A critical study on passive flow control techniques for straight-bladed vertical axis wind turbine," Energy 165, pp.12-25, 2018
- [21] Almohammadi, K. M., et al., "Modeling dynamic stall of a straight blade

- vertical axis wind turbine," *Journal of Fluids and Structures* 57, pp.144-158, 2015
- [22] Li, Y., et al., "Starting performance effect of a truncated-cone-shaped wind gathering device on small-scale straight-bladed vertical axis wind turbine." *Energy Conversion and Management*, Vol. 167, pp.70-80, 2018
- [23] Onol, A. O. and S. Yesilyurt., "Effects of wind gusts on a vertical axis wind turbine with high solidity." *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, Vol. 162, pp.1-11, 2017
- [24] Rogowski, K., "Numerical studies on two turbulence models and a laminar model for aerodynamics of a vertical-axis wind turbine." *Journal of Mechanical Science and Technology* Vol. 32, no. 5, pp.2079-2088, 2018
- [25] Posa, A. and E. Balaras., "Large Eddy Simulation of an isolated vertical axis wind turbine." *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, Vol. 172, pp.139-151, 2018
- [26] Jafari, M., et al., "Effect of airfoil profile on aerodynamic performance and economic assessment of H-rotor vertical axis wind turbines." *Energy* 165, pp.792-810, 2018
- [27] Wilson RE., "Wind-turbine aerodynamics," *J Wind Eng Ind Aerodynam*, pp.357 - 372, 1980
- [28] Strickland JH, Webster BT, Nguyen T., "A Vortex model of the darrieus turbine: an analytical and experimental study," *J Fluids Eng*, pp.500 - 505, 1979
- [29] Strickland JB, Webster B, Nguyen T., "A Vortex model of the darrieus turbine: an analytical and experimental study," Technical report SAND81-7017, Sandia National Laboratory, 1981
- [30] Read S, Sharpe DJ., "An extended multiple streamtube theory for vertical axis wind turbines," 2nd BWEA workshop, Cranfield, UK, April, pp.65 - 72, 1980.
- [31] Paraschivoiu I, Delclaux F., "Double multiple streamtube model with recent improvements," *J Energy*, Vol. 7, pp.250 - 255, 1983

- [32] Lapin EE., "Theoretical performance of vertical axis wind turbines," ASME paper, 75-WA/Ener-1, The winter annual meeting, Houston, TX, USA, 1975
- [33] Paraschivoiu I, Delclaux F, Fraunie P, Beguier C., "Aerodynamic analysis of the darrieus rotor including secondary effects," J Energy, Vol. 7, no. 5, pp.416 - 421, 1983
- [34] Larsen HC., "Summary of a vortex theory for the cyclogiro," Proceedings of the second US national conferences on wind engineering research, Colorado state university, Vol. 8, pp.1 - 3, 1975
- [35] Fanucci JB, Walter RE., "Innovative wind machines: the theoretical performance of a vertical-axis wind turbine," In: Proceedings of the vertical-axis wind turbine technology workshop, Sandia laboratories, SAND 76-5586, iii-61-95, USA. 1976
- [36] Holme OA., "Contribution to the aerodynamic theory of the vertical axis wind turbine," International symposium on wind energy systems, September 7th - .9th, Cambridge, England, pp. C4-55 - .71, 1976
- [37] Cardona JL., "Flow curvature and dynamic stall simulated with an aerodynamic free vortex model for VAWT," Wind Eng, pp.135 - 43, 1984
- [38] Migliore PG, Wolfe WP, Fanucci JB., "Flow curvature effects on Darrieus turbine blade aerodynamics," J Energy, pp.4(2):49 - 55, 1980
- [39] Pawsey NCK., "Development and evaluation of passive variable-pitch vertical axis wind turbines. Doctoral thesis," The University of New South Wales. November, 2002
- [40] Hirsch H, Mandal AC., "A cascade theory for the aerodynamic performance of darrieus wind turbines," Wind Eng, pp.11(3):164 - 175, 1987
- [41] Mandal AC, Burton JD., "The effects of dynamic stall and flow curvature on the aerodynamics of darrieus turbines applying the Cascade model," Wind Eng, pp.18(6):267 - 282, 1994

- [42] Castelli MR, Englaro A, Benini E., "The Darrieus wind turbine: proposal for a new performance prediction model based on CFD," *Energy* , Vol. 36, no. 6, pp.4919-4934, 2011
- [43] Mohamed MH, Janiga G, Pap E, Thévenin D. (2010). Optimization of Savonius turbines using an obstacle shielding the returning blade. *Renewable Energy*, 35(11), pp. 2618-26.
- [44] Mohamed MH, Janiga G, Pap E, Thévenin D. (2011). Optimal blade shape of a modified Savonius turbine using an obstacle shielding the returning blade. *Energy Conversion and Management, Energy Conversion and Management*, 52(1), pp. 236-42.
- [45] Mohamed MH, Janiga G, Pap E, Thévenin D. (2011). Multi-objective optimization of the airfoil shape of wells turbine used for wave energy conversion. *Energy*, 36(1), pp. 438-46.
- [46] Shih T, Liou WW, Shabbir A, Yang Z, Zhu J. (1995) A new $k-\epsilon$ eddy viscosity model for high Reynolds number turbulent flows. *Computers and Fluids*, 24(3), pp. 227-38.
- [47] M.H. Mohamed, "Performance investigation of H-rotor Darrieus turbine with new airfoil shapes," *Energy* 47, pp.522-530, 2012
- [48] Guan, P., Li, M., Li, B.C., Yu, T.B., Wang, W.S., (2011). Finite Element Analysis on Dynamic Characteristics of Hybrid Bearing Spindle System, *Key engineering materials v.487* ,pp. 505 - 509.
- [49] Kim, Seong-hwan, Yang. D., Choi, B, "Numerical Analysis of Small Vertical Axis Wind Turbine Combined with Mobile Station", *Journal of advanced engineering and technology*, 11(1), 55-62 (2018).
- [50] Ira H. Abbott, Albert E. Von Doenhoff, "Theory of wind sections, Dover Publications," INC. New York, pp.113-115, 1949
- [51] Sharma, S. and R. K. Sharma., "CFD investigation to quantify the effect of layered multiple miniature blades on the performance of Savonius rotor." *Energy Conversion and Management* 144: pp. 275-285, 2017

- [52] Sharifi, A. and M. R. H. Nobari., "Prediction of optimum section pitch angle distribution along wind turbine blades." Energy Conversion and Management 67, pp. 342-350, 2013
- [53] ANSYS CFX-Solver Modeling Guide, Release 17.2, 2016