



공학박사 학위논문

국내 조류자원에 적합한 수평축 터빈의 BEMT 검증 및 성능해석

BEMT Validation and Performance Analysis of Horizontal Axis Turbine suitable to Domestic Tidal Resource



2018년 8월

한국해양대학교 대학원

기계공학과

최 현 준

본 논문을 최현준의 공학박사 학위논문으로 인준함.

위원장: 박권하 (인) 위원: 김유택 (인) 위원: 황태규 (인) 위원: 김인철 (인) 위원: 이영호 (인)

2018년 6월 28일

한국해양대학교 대학원

목 차

List	of	Tables	 i
List	of	Figures	 ii
Abst	rac	:t	 vii

1. 서 론	
1.1 연구배경	1
1.2 연구동향	6
1.3 연구목적	9
2. 조류발전 터빈의 기초이론	
2.1 터빈 기초이론	11
2.1.1 운동량 이론	11
2.1.2 이론적 출력	12
2.1.3 출력계수	15
2.1.4 주속비	16
2.1.5 익형과 양력	17
2.1.6 추력계수	18
2.1.7 토크계수	18
2.1.8 솔리디티	19
2.2 터빈 설계이론	19
2.2.1 운동량 이론	20
2.2.2 Actuator disk 이론	20
2.2.3 각 운동량 이론	23



2.2.4 날개요소이론	26
2.2.5 날개요소운동량 이론	28
2.2.6 최적 터빈 설계이론	32

3. 10\급 조류발전 터빈의 성능 해석

3.1 수치해석 기법	33
3.1.1 지배방정식	35
3.1.2 이산화 방법	36
3.1.3 난류모델링	40
3.2 10W급 수평축 조류터빈 블레이드 설계	43
3.3 실험 장치 및 방법	50
3.4 실험 조건 및 CFD 해석	57
3.5 익형 S823 성능해석 결과	62
3.6 익형 S814 성능해석 결과	81
4. IMW급 소유발전 더민의 성능 해석	
4.1 1MW급 수평축 조류터빈 블레이드 설계	104
4.2 실험 조건 및 CFD 해석	109
4.3 성능해석 결과 ·····	113
4.4 수치해석 기법	134
4.4.1 유체-구조 연성해석	134
4.4.2 ALE 기법	135
4.4.3 유체-구조 연성해석 프로세스	139
4.5 유체-구조 연성해석 결과	141
4.5.1 고유진동수 해석 및 공진 가능성 검토	141
4.5.2 주속비별 변형량 및 응력분포	148
5 겨르	165
J. 名工 Deferences	100
Dibliography	160
	109
감사의 글	



List of Tables

Table	1.1 World ocean energy wealth	• 3
Table	1.2 Tidal energy distribution in south-western coast of korea	• 4
Table	3.1 NREL's S-series airfoil families	44
Table	3.2 Blade design parameter	46
Table	3.3 Configuration design result of the blade	47
Table	3.4 Blade design parameter	48
Table	3.5 Configuration design result of the blade	49
Table	3.6 Describes detailed specifications of major equipment	56
Table	3.7 Calculation conditions of S823	58
Table	3.8 Calculation conditions of S814	58
Table	3.9 Results of the power and power coefficient from CFD	79
Table	3.10 Results of the power and power coefficient from	
	experiment	80
Table	3.11 Results of the power and power coefficient from CFD	102
Table	4.1 Blade design parameter	107
Table	4.2 Configuration design result of the blade	108
Table	4.3 CFD calculation conditions	112
Table	4.4 Results of power and power coefficient from CFD	133
Table	4.5 Results of power and power coefficient from BEMT	133
Table	4.6 Mode shapes and frequency	143
Table	4.7 General specification of modelled blade	151
Table	4.8 Properties of glass-polyester ·····	151
Table	4.9 Max. equivalent stress and safe factor of the blade	156

Fig.	1.1	Status of marine energy application area and development	
		companies	2
Fig.	1.2	Comparison of typical VAT(left) and HAT(right)	5
Fig.	2.1	Fluid flow through the rotor disk	11
Fig.	2.2	Turbine characteristics in actuator disc theory	13
Fig.	2.3	Power coefficient comparison among turbine designs	16
Fig.	2.4	Idealized flow through an actuator disk	21
Fig.	2.5	Annular steam tube	24
Fig.	2.6	Blade element and velocity triangle	26
Fig.	3.1	Mesh arrangement and terminology for dual mesh	37
Fig.	3.2	More accurate gradient prediction due to more integration point	
		per control volume face	37
Fig.	3.3	Profile of blade S823	43
Fig.	3.4	3-D modeled 10W HATT rotor blade (S823)	46
Fig.	3.5	3-D modeled 10W HATT rotor blade (S814)	48
Fig.	3.6	Schematic of the experimental set-up	51
Fig.	3.7	Experimental equipment	52
Fig.	3.8	Torque and RPM meter	53
Fig.	3.9	Powder brake	53
Fig.	3.10) Digital multi meter and tension controller	54
Fig.	3.11	L Data logger	54
Fig.	3.12	2 Rotor blade shape	55
Fig.	3.13	3 Computational mesh of domain	59
Fig.	3.14	1 Computational Mesh of rotor blade	60



Fig.	3.15	Boundary condition for CFD analysis	61
Fig.	3.16	Surface pressure overlapped with streamlines on pressure and	
		suction side of the blade	69
Fig.	3.17	Sectional streamlines (35%, 55%, 75%, 95%)	74
Fig.	3.18	Pressure coefficient curve at 122.23rpm (TSR2)	75
Fig.	3.19	Pressure coefficient curve at 183.35rpm (TSR3)	75
Fig.	3.20	Pressure coefficient curve at 244.46rpm (TSR4)	76
Fig.	3.21	Pressure coefficient curve at 305.58rpm (TSR5)	76
Fig.	3.22	Pressure coefficient curve at 366.69rpm (TSR6)	77
Fig.	3.23	Pressure coefficient curve at r/R=0.75	77
Fig.	3.24	Comparison of the power from CFD and experiment	78
Fig.	3.25	Comparison of the coefficient from CFD and experiment	78
Fig.	3.26	Surface pressure overlapped with streamlines on pressure and	
	;	suction side of the blade	90
Fig.	3.27	Sectional streamlines (35%, 55%, 75%, 95%)	98
Fig.	3.28	Pressure coefficient curve at 1.6m/s (TSR3)	99
Fig.	3.29	Pressure coefficient curve at 0.96m/s (TSR5)	99
Fig.	3.30	Pressure coefficient curve at 0.69m/s (TSR7)	100
Fig.	3.31	Pressure coefficient curve at 0.53m/s (TSR9)	100
Fig.	3.32	Pressure coefficient curve at r/R=0.75	101
Fig.	3.33	Comparison of the power from CFD	101
Fig.	3.34	Comparison of the coefficient from CFD	102
Fig.	3.35	Comparison of the coefficient between S823 and S814	103
	0.00	1	



Fig.	4.2 Lift and drag ratio with AOA	105
Fig.	4.3 3-D modeled 1MW HATT rotor blade	107
Fig.	4.4 Computational domain of rotor blade	111
Fig.	4.5 Computational domain of rotor blade	112
Fig.	4.6 Surface pressure overlapped with streamlines on pressure and	
	suction side of the blade	122
Fig.	4.7 Sectional streamlines (35%, 55%, 75%, 95%)	130
Fig.	4.8 Pressure coefficient at TSR5 ······	131
Fig.	4.9 Pressure coefficient at r/R=0.75 ·····	131
Fig.	4.10 Comparison of the power coefficient from CFD	132
Fig.	4.11 Comparison of the power CFD	132
Fig.	4.12 Fluid-structure interaction	135
Fig.	4.13 Division of analysis region	136
Fig.	4.14 A fully coupled fluid-structure interaction for the tidal current	
	turbine	140
Fig.	4.15 Modal shapes and frequency: 1st ~ 8th	147
Fig.	4.16 Cross sectional diagram of the blade	149
Fig.	4.17 Simplified hydrofoil shape used for finite element analysis of	
	blade	150
Fig.	4.18 Pressure distribution on blade FE model imported from CFD	
	analysis	152
Fig.	4.19 Structural response induced by hydrodynamic loads (pressure)	152
Fig.	4.20 Flap-wise deformation for radial position with various upstream	n
	velocities	153



Fig.	4.21	Comparison of blade shapes with various upstream velocities	154
Fig.	4.22	Equivalent stress distribution on blade surface	•• 160
Fig.	4.23	Equivalent stress distribution on shear web	•• 164





Nomenclature

А	Swept area
a	Axial flow induction factor
a'	Tangential flow induction factor
С	Chord length
C_D	Drag coefficient
C_L	Lift coefficient
C_L/C_D	Lift to drag ratio
C_P	Power coefficient
$C_{pressure}$	Pressure coefficient
C_Q	Torque coefficient
C_T	Thrust coefficient
D	Turbine diameter
E	Kinetic energy of flow
F_D	Drag force
F_L	Lift force
F_T	Turbine thrust
f	Tip loss factor



Nomenclature

m	Mass
\dot{m}	Mass flow rate
N	Number of blades
Р	Power
P_L	Local pressure
P_v	Vapor pressure
P_{∞}	Free stream pressure
Q	Torque
Re	Reynolds number
r	Turbine radius
Т	Time duration
U_{design}	Design velocity
U_{tip}	Blade tip speed
U_{∞}	Upstream velocity
V_r	Relative velocity
ν	Velocity



Nomenclature

Greek letters

α	Angle of attack
η	Power train coefficient
θ	Twist angle
λ	Tip speed ratio
λ_r	Local tip speed ratio
μ	Normalized radius
ρ	Density
σ	Solidity
σ_c	Cavitation index
ϕ	Inflow angle
Ω	Angular velocity



국내 조류자원에 적합한 수평축 터빈의 BEMT 검증 및 성능해석

최 현 준

기계공학부

한국해양대학교 대학원

우리나라는 삼면이 바다로 둘러싸여 있어 다양하고 폭넓은 지역에서 해양 에너지를 얻을 수 있으며 이를 대규모로 이용할 수 있다. 특히 조류발전은 조류와 간만의 차를 이용한 해양에너지 자원으로서 바닷물의 운동에너지를 이용하여 회전 운동으로 변환시켜 발전을 하는 방식의 재생에너지이다. 풍 력, 태양광 등과 같은 재생에너지는 정확한 발전량을 예측하기 어려운데 반 해 조류는 비교적 정확한 예측이 가능하다. 조력발전과 달리 댐이나 방조제 와 같은 대형 구조물을 건설할 필요가 없으며 친환경적인 청정 에너지원이 될 수 있다. 조류발전시스템에서 1차적으로 에너지를 변환하는 터빈은 전체 시스템 효율을 결정하는 중요한 요소이다. 조류터빈 설계기법은 운용원리가 같은 풍력터빈 이론에 기반을 두고 있으며 작동유체의 상이함과 레이놀즈수 의 차이를 고려해야 한다. 터빈 블레이드 단면형상을 결정하는 익형 또한 항공기나 풍력터빈을 위해 개발이 되어 있으므로 조류발전용 터빈에 직접 적용할 경우 최적 받음각 및 양력, 항력계수 등에 오류를 내포될 수 있다. 하지만 익형 성능데이터 확보의 어려움으로 다수 선진 연구자들이 X-Foil과 같은 Panel법 기반 2차원 성능예측 코드에 의존하고 있는 실정이다.

본 연구에서는 미국의 NREL(National renewable energy laboratory)에서

풍력발전용으로 개발한 S814 익형과 S823 이용하여 조류 터빈 설계를 수행 하였다. 일차적으로 S823 익형과 S814 익형을 이용하여 10W급 조류터빈용 블레이드를 설계 제작하여 실험을 하였으며 실험결과와 수치해석결과 비교 검증하였다. 이차적으로 10W급 조류발전용 블레이드 설계를 바탕으로 익형 S814를 이용한 익형 성능분석 결과를 기반으로 날개요소운동량 이론(Blade element momentum theory, BEMT)을 이용한 1MW급 조류발전용 블레이드를 설 계하였으며 CFD 해석기법을 통해 설계된 터빈의 3차원 유동해석을 통해 유 속별 *C*_P(Power Coefficient)곡선, 출력곡선 등을 도출하고 성능 평가하였 다. 또한, 블레이드 형상의 유동특성 및 출력성능을 비교 검토하기 위해 날 개 끝 속도비 별로 CFD을 수행하였으며 블레이드의 각각의 국부위치에서 압 력계수와 출력성능을 검토하였다. CFD에 의한 기계적 최대출력계수는 설계 날개 끝 속도비 5의 조건에서 48%로 나타내었고 주속비에 따른 유체-구조 연성해석(FSI)을 수행하여 조류발전 터빈의 블레이드에 대한 안전성 및 안 정성을 분석하였다.

KEY WORDS: Tidal current turbine 조류터빈; Blade element momentum theory 날 개요소운동량이론; Tip speed Ratio 날개끝속도비; Fluid-structure interaction 유체-구조 연성해석; CFD 전산유체역학.



BEMT Validation and Performance Analysis of Horizontal Axis Turbine suitable to Domestic Tidal Resource

Choi, Hyen Jun

Department of Mechanical Engineering

Graduate School of Korea Maritime and Ocean University

Abstract

The Korean peninsula coast, which is surrounded by the sea on three sides are distributed, abundant in various marine energy, and can be utilized on a large scale also installable sea area. In particular, tidal stream power generation is an ocean energy resource using tide and current, and it is a renewable energy in which the kinetic energy of seawater is converted into rotational motion to generate electricity. Renewable energy such as wind power, photovoltaic is difficult to predict accurately, and tidal current is relatively accurate and predictable. Unlike the tidal current power generation, There is no need to construct a large structure such as dams and seawalls, and it can be an environmentally friendly clean energy resource. In the tidal stream power generation system, a turbine that primarily converts energy is an important factor in determining overall system efficiency.

The tidal turbine design techniques are based on the fundamental wind turbine theory, and must be considered the differences in the working fluid and the Reynolds number.



Since the airfoil that determines the cross-sectional shape of a turbine blade is also developed for aircraft or wind turbine, it can be contained errors such as the optimal angle of attack, lift, and drag coefficient in the event that applied directly to the tidal current turbine. However, due to the difficulty of the airfoil performance data securing, many researchers rely on the two-dimensional performance prediction codes based on the panel method such as X-Foil.

In this study, we design a tidal turbine using S823 and S814 airfoil developed by the National Renewable Energy Laboratory (NREL) in the United States for wind power generation.

Firstly, the blade for 10W class turbine tidal current turbine was designed and manufactured using S823 and S814 airfoil, and the experimental results and numerical analysis results were compared and verified.

Secondly, based on the blade design of the 10W class tidal current power generation, a 1MW class tidal current turbine blade was designed using S814 airfoil and the Blade Element Momentum Theory and were derived from the three-dimensional flow analysis through CFD the power coefficient curves, characteristic curves of output etc., and power-performance was evaluated.

Also, In order to compare the flow characteristics and power performance of the present blade shape, which was performed CFD according to the blade tip speed ratio (TSR), and was examined pressure coefficient and power performance at each locally positions of the blade. The mechanical maximum power coefficient due to CFD is 48% under the condition where TSR 5, and performed a fluid-structure interaction according to TSR, and was analyzed for a safety and stability of the tidal current turbine blade.

KEY WORDS: Tidal current turbine 조류터빈; Blade element momentum theory 날 개요소운동량이론; Tip speed Ratio 날개끝속도비; Fluid-structure interaction 유체-구조 연성해석; CFD 전산유체역학.



제1장 서론

1.1 연구배경

조류발전은 조수간만의 차에 따른 조석과 조류를 이용한 해양에너지 자원으 로서 바닷물의 운동에너지를 이용하여 회전 운동으로 변환하여 발전을 하는 방 식의 재생에너지이다. 풍력, 태양광 등과 같은 재생에너지는 정확한 발전량을 예측하기 어려운데 반해, 조류는 비교적 정확한 예측이 가능한 장점이 있다. 또 한 조력발전과 달리 댐이나 방조제와 같은 대형 구조물을 건설할 필요가 없으 며 친환경적인 에너지원이 될 수 있다. 기상 변화와 계절에 상관없이 연속적인 발전을 할 수 있기 때문에 신뢰성 높은 에너지원으로 각광받고 있다.

해양에서 발생하는 해양에너지의 대부분은 태양, 달 지구간의 상호운동과 태 양에서 방사되는 태양에너지에 기인한다. 태양 방사에너지가 지구의 대기권 측 에 도달하면 약 30%는 여러 요인에 의하여 태양광과 동일한 스펙트럼을 가지 고 우주공간으로 되돌아가고, 나머지 70%는 대기권 내에 흡수되어 여러 가지 형태의 에너지로 변환된다. 에너지 변환의 최종 형태로 크게 유체흐름 형태의 운동에너지와 열에너지로 나누어진다.(조대환 등, 2006)

해양에너지 자원을 전기에너지로 변환하는 해양에너지 변환시스템의 특성은 에너지원에 따라 달라지는데 크게 파력발전, 조류발전, 조력발전 및 해수온도차 발전으로 나누어진다. 파력발전은 파랑운동과 위치에너지를 전기에너지로 변환 시키고 조류발전은 해수유동에 따른 운동에너지이며, 조력발전은 해면의 상하 운동에 따른 위치에너지를 전기에너지로 변환시킨다. 또한 해수온도차 발전은 해수온도 연직방향의 온도차를 이용하여 작동 유체를 증발시켜 터빈을 구동하 여 전기에너지를 생산한다.(에너지관리공단 신재생에너지센터, 2008)

현재 해양에너지는 조력발전을 제외하고는 아직 본격적인 상용화에 이르지 못하고 있다. 하지만 최근 조류발전이 타 에너지원에 비해 에너지 밀도가 높고



대규모 개발이 가능하며 조력발전보다 더 환경 친화적인 것으로 간주되어 미국 과 유럽을 중심으로 활발히 연구가 진행되고 있다.(임진영, 2011)



Fig. 1.1 Marine energy installation status of major countries (한국해양수산개발원, 2017)

1945

Figure. 1.1에서 보듯이 조류발전의 풍부한 부존량을 가진 영국은 EMEC(European Marine Energy Centre), Wave hub 등을 이용한 조류발전 장치의 시험장 운용을 통해 개발 제품의 실증 및 준상용화 기술을 확보 단계에 진입하였다.(국가과학 기술 심의회, 2015)

유럽연합(EU)은 80년대 후반부터 해양에너지에 투자를 시작하였고 영국은 조 류와 파력으로 국가 전체 전력량의 20%를 공급할 계획으로 체계적이고 지속적 인 연구개발 활동을 해 왔다. 이를 통해 구축된 연구 인프라(Infra)로 유럽연합 지원을 받고 구성된 MARINET(Marine Renewable Infrastructure Network)이 있 다. 이는 조류, 파력, 해상 풍력 및 다분야 활용 기술(cross-cutting area)과 관 련하여 유럽연합 내 각국에 산재한 실내외 실험 시설을 통합하고 유럽연합 소 속 국가 연구자나 기업에 선별 과정을 거쳐 무료로 사용할 수 있도록 할 수 있

도록 하였고 이후 결과를 공개하도록 하였다. 이러한 지원시설에는 모형과 테 스트베드(Test-bed)를 갖추고 있는 EMEC 또는 다분야 활용 기술에 속하는 드 라이브 트레인, 수중 장비 등을 검증하는 ORE Catapult 등도 있다.

한편 해양에너지의 부존량 평가로는 파력 및 온도차 발전이 많지만 에너지원 별 입지조건이나 경제성, 기술성, 환경 요소 등을 고려할 때 실제로 가장 활발 한 개발이 진행되고 있는 분야는 조류발전이다. 해양에너지는 고갈될 염려가 전혀 없어서 개발 후에는 태양계가 존속하는 한 이용이 가능하고 발전량을 거 의 정확하게 예측할 수 있으며 환경오염 문제가 없는 청정에너지라는 장점이 있다.

TIME AND OCEAN

Ocean energy	Energy reserves (TWh/year)
Tidal barrage	300
Wave 194	80,000
Tidal current	EH 800
OTEC	10,000

Table 1.1 World ocean energy wealth (양창조, 2006)

우리나라의 서해안과 남해안은 높은 조수간만의 차로 조류속도가 강한 지역 이 많으며 이중 다수는 경제성 있는 조류발전이 가능한 것으로 알려져 있다.

우리나라는 세계적으로 보기 드문 조류발전의 적지이며, 국내 연안에는 약 6GW이상의 조류에너지가 부존돼 있는 것으로 추정되고 있다. 특히 우리나라의 서남해안은 조류에너지 여건이 아주 좋은 것으로 평가되고 있고, 부존량도 많 아 대체에너지로서의 개발가치가 높다. 특히 울돌목, 장죽수도, 맹골수도, 횡간



수도 등 다도해의 빠른 조류 자원 세계적인 조류발전 최적지로 우리나라 해양 에너지 자원의 보고다. Table 1.2는 서남해역의 조류에너지 부존량과 개발가능 한 자원에 대해 나타내고 있다. 조류발전 방식은 빠른 해수의 흐름이 나타나는 해역의 조류를 이용하여 수중에 설치한 터빈을 돌려 전기를 생산한다. 조류속 도에 따른 입지의 제약이 있으나, 최소 1.5m/s의 유속이 형성되는 지역은 조류 발전을 이용할 수 있다.

Table 1.2 Tidal energy distribution in south-western coast of korea (KHOA, 2009)

구분	수심	평균유속	부존자원	개발가능자원
	(m)	(m/s)	(MW)	(MW)
울돌목	20	4.16	633	49
장죽수도	30	2.30	1,867	146
맹골수도	45	-2.23	3,088	242
횡간수도	30	1.60	360	28
	합계		5,948	465

1945

조류발전터빈시스템(Tidal current generation turbine system) 구축을 위한 조 류발전기술은 해수유동의 운동에너지 변환을 담당하는 터빈설계기술, 발전시스 템의 설치를 담당하는 수중장치설계기술 그리고 최적의 장소를 결정하는 단지 조성 기술로 구분될 수 있다. 조류발전은 구미 선진국의 경우 이미 기술적으로 실용화가 가능한 단계에 접근하고 있다. 즉 조류터빈, 발전기 및 시공기술과 함 께 조류발전 개발 여건은 매우 성숙돼 있다. 다만 지역 특수성을 감안해 경제 성 문제를 해결할 수 있는 개발계획의 수립에 초점을 맞추고 있는 상태다.

국내의 경우 한국해양과학기술원에서는 2003년 국내 최초로 100kW급 수직형 조류발전장치를 개발해 울돌목에 설치했고, Fig. 1.2의 (a)는 2011년에 현대중공 업이 독자 개발한 500kW급 수직형 조류발전장치를 개발해 같은 해역에서 시험

운전에 성공하였으며, Fig. 1.2의 (b)는 2011년 국내 최초로 200kW급 능동제어 형 조류발전기를 개발하여 현재 설치를 앞두고 있다.



(a) 500kW Vertical axis tidal turbine (b) 200kW Horizontal axis tidal turbine Fig. 1.3 Comparison of typical VAT(left) and HAT(right)

1945



1.2 연구동향

조류발전 터빈 블레이드의 단면은 양력을 발생시킬 수 있는 익형 형상을 갖 고 있으며, 익형에서 발생하는 양력과 항력에 의해 조류발전 터빈 블레이드에 하중이 발생되고 토크와 추력(Thrust)이 발생한다. 조류발전 터빈 블레이드 이 론은 기동원리가 같은 풍력발전 터빈 이론에 기반을 두고 있으며 날개요소운동 량이론(BEMT, Blade element momentum theory)을 이용하여 조류발전 터빈 블 레이드의 형상을 결정한다. Lee et al. (2007)은 날개요소운동량이론을 이용하여 lkW급 소형 풍력터빈 설계결과를 발표하였고, Kim et al. (2008)은 1MW급 수 평축 풍력터빈의 기본설계를 수행하고 성능예측 결과를 발표하였다. 또한 3MW 급 대형 풍력터빈의 설계결과 발표하였다. 날개요소운동량이론은 터빈 전후의 유속변화 상태를 나타내는 운동량보존법칙과 조류발전 터빈 블레이드 요소 사 이의 유동간섭이 없다고 가정하는 날개요소이론을 정립한 것으로써 익형의 2차 원 특성을 나타내고 블레이드를 단면을 설계하고 성능을 기술하는 방법이다.

한편, 양(2011)은 Prandtl의 날개 끝 손실모델을 적용하여 로터 블레이드의 기 초 설계변수를 구하고, 반복법을 이용하여 간섭계수 등을 수렴시켜 최적 로터 블레이드 형상을 구하여 조류 발전용 로터 블레이드의 최적형상 기법을 제안하 고, 정격유속에서 NACA63812의 익형을 사용하여 조류발전용 수평축 로터 블레 이드를 이론적으로 설계하였다. 김 등(2010)은 CFD에 의한 조류터빈의 성능평 가에서 낮은 유입속도에서는 받음각의 변화 폭이 적기 때문에 블레이드 단면에 부착류가 잘 형성되고, 유속이 증가할수록 후연 부분에서 와류가 발생된다고 보고하였다. 조 등(2010)은 실시간 변화하는 조류 흐름의 유향 변화에 따른 로 터 성능 연구에서 유입각 30°까지는 이론값과 유사하였으나 이후부터는 후방 에서의 와류가 비선형적으로 증가하다가 45°부터 크게 증가하고 와류로 인하 여 로터의 성능이 추가적으로 크게 저하 된다고 하였다. 한편, 중소형 조류발전

- 6 -

및 해양 소수력용 터빈은 주로 수직축 터빈에 관한 연구(한국에너지기술평가원, 2010)가 대부분으로 이러한 터빈은 설치 및 관리는 용이하나 낮은 효율 특성을 보인다. 따라서 저수심에서도 고효율 특성을 보이는 로터 직경이 10m이내의 수 평축 터빈에 대한 추가적 연구가 필요하다.

최근, 수평축 조류발전 터빈 블레이드의 형상설계를 위한 수치적 기법을 적 용한 연구가 활발히 진행되고 있다. Lee et al. (2012)은 날개요소운동량이론 (BEMT)을 기반으로 한 코드와 전산유체역학(Computational fluid dynamics; CFD)를 이용한 해석기법을 개발하고 이들을 이용하여 수평축 조류발전 터빈 블레이드의 성능을 추정하여 서로의 결과를 비교하였다. Batten et al. (2007)은 수평축 조류발전터빈의 성능 계측 시험을 캐비테이션 터널에서 수행하고 개발 한 BEMT 코드를 통해 추정한 결과와 비교하였다. Mason-Jones et al. (2008), Kinnas and Xu. (2009) 등은 CFD를 이용하여 날개 3개의 수평축 조류발전 터빈 블레이드의 성능을 해석하였다. MacLeod et al. (2002), Harrison et al. (2010), Lee et al. (2010)등은 CFD를 이용하여 수평축 조류발전 터빈 블레이드의 후류 가 성능에 미치는 영향을 검토하였다. 수평축 조류발전 터빈 블레이드의 후류 분포를 예측하고 인접한 터빈간의 최적 거리를 도출하였다. MaCombes et al. (2011)은 와도보존을 바탕으로 하는 수치 모델을 개발하여 수평축 조류발전 터 빈 블레이드의 비정상 후류를 추정하였다. 수평축 조류발전 터빈 블레이드의 수치해석에 관한 많은 연구들은 터빈 날개를 변형하지 않는 강체로 가정한 상 태에서 수행되었다. 그러나 터빈 날개의 코드에 비해 스팬의 길이가 크다는 점 과 높은 속도의 조류 흐름은 복합재로 된 터빈 날개의 구조 변형을 유발시킬 가능성을 지니고 있다. 따라서 수평축 조류발전 터빈 블레이드 날개의 구조 변 형 영향을 검토하기 위해서는 유체-구조 연성(Fluid structure interaction; FSI)작 용을 고려한 해석 기법이 요구된다. Nicholls-Lee et al. (2011)은 복합재 수평축 조류발전 터빈 블레이드의 설계를 위한 FSI 시뮬레이션 기법을 개발한 바 있다.

- 7 -

CFD와 유한요소법(Finite element method; FEM)을 약한 연성 기법(Loose coupling method)으로 결합하여 직경 20m, 날개 3개의 수평축 조류발전 터빈 블레이드 분야의 연구는 기초 단계에 있기 때문에 수평축 조류발전 터빈 블레이드의 FSI에 대한 연구는 활발하지 못한 실정이다. 반면, 풍력 터빈이나 선박용 프로펠러 분야에서는 날개 변형을 다루는 연구가 활발히 진행되어왔다. Bazilevs et al. (2011)은 풍력 터빈의 FSI 해석을 수행하기 위한 수치 기법을 개발하였으며, 실 스케일의 NREL 5MW해상 풍력 터빈에 적용하여 날개 변형 효과에 대해 검토하였다. Kim et al. (2012)은 풍력 터빈의 날개 변형 효과를 고려하기 위하여 약한 연성 기법으로 공력, 구조, 소음 해석을 수행하는 기법을 개발하였다. 이를 통해 날개 변형이 터빈 성능 및 소음에 미치는 영향을 분석하였다. 더불어, Young (2008)은 경계요소법(Boundary element method; BEM)과 FEM을 결합하여 코드를 개발하여 복합재 선박용 프로펠러의 거동을 분석하는 연구를 수행하였다.

그럼에도 불구하고, 아직까지 CFD와 FEM을 강한 연성 기법(Strong coupling method)으로 결합하여 수평축 조류발전 터빈 블레이드의 FSI 해석을 수행한 연 구는 진행된 바 없다. 강한 연성기법은 유제장과 구조장을 동시에 해석하기 때 문에 근사 오차 및 두 솔버 사이의 결과 이송과정에서 발생할 수 있는 수렴성 문제가 적어 약한 연성 기법에 비해 안정하다.(Veritas, 2001) 더불어, 대부분의 연구들은 터빈 회전판에 수직으로 입사하는 유입 유동을 가정하여 해석을 수행 하였으나, Lee (2011)에 의하면 실해역 조건에서 조류의 흐름은 시간과 지형에 따라 일정각도 범위 내에서 변화한다. 그러므로 날개 변형 효과와 사류영향을 포함한 수평축 조류발전 터빈 블레이드의 비 설계 조건은 보다 신뢰도 높은 터 빈 설계를 위해서는 검토되어야할 사항이다.

1.3 연구 목적

조류발전 터빈 분야의 최근 연구동향을 분석하여 익형의 성능획득에 대한 애 로사항이 많이 발생하여 날개요소운동량을 적용한 성능평가 시 많은 문제점 등 을 발견하였다. 수평축 조류발전 블레이드는 유체력에 의해 쉽게 변형이 발생 함에도 불구하고 이에 대한 연구 활동이 미흡한 실정이다. 따라서 조류발전 터 빈 블레이드 형상설계의 신뢰성 향상과 블레이드 성능에 미치는 영향을 분석하 였다.

1) 익형성능을 고려한 조류발전 터빈 블레이드 형상설계

최근 전남 서남권 지역 중심으로 수행하고 있는 조류발전 터빈 연구 활동에 의한 연간 유속분포 실험결과를 기반으로 정격유속과 직경을 결정하였다. 익형 의 받음각별 2차원 특성을 고려한 BEMT이론을 통해서 형상설계를 하였으며 이를 바탕으로 CFD를 수행 및 분석하였다. 익형 주위 유동장을 정확하게 계산 하기 위해 천이유동 발생시점과 박리특성이 정확히 예측되어야 하며, S823 익 형을 대상으로 낮은 레이놀즈수에서 수행된 PIV(Particle image velocimetry) 실 험, 성능 실험과 해석결과를 비교함으로써 신뢰성을 검증하였다. 본 연구에서 개발하고자 하는 블레이드 익형 S823, S814에 대한 익형의 2차원 특성을 도출 하였으며 이를 기반으로 날개요소운동량이론을 이용한 블레이드 설계를 수행하 였다.

2) 조류발전 터빈 블레이드의 성능분석 검토

조류발전 터빈의 성능을 CFD를 이용한 3차원 유동해석으로 평가하였고, 무차 원 회전속도인 주속비와 성능계수를 통해 조류발전 터빈의 성능을 분석하였고 이를 검토하기 위해 주속비별 국부위치의 압력분포와 출력계수 등을 도출하여 비교 검증하였다.



3) 유체-구조연성 해석을 고려한 블레이드 성능변화와 구조검증

조류발전 터빈 블레이드의 변형에 따른 성능변화를 분석하기 위해 유체-구조 연성해석을 수행하였다. 유체-구조연성 해석방법은 많은 컴퓨터 자원을 요구하 며 연성해석 경계면의 변위가 크게 발생될 경우 계산이 멈추거나 시간증분별로 격자를 재생성해야 하므로 다양한 해석케이스를 분석하는데 어려움이 있었다. 조류발전 터빈의 성능변화 예측만을 목적으로 블레이드 주위 유동을 정상상태 로 가정하여 다양한 유속에 대한 블레이드 변형률과 성능변화를 도출하였다. 또한 조류발전 터빈 블레이드의 변형도와 성능 상관관계를 분석하고 이를 기반 으로 블레이드의 동특성과 안정성에 대한 구조적 검증을 수행하였다.





제 2 장 조류발전 터빈의 기초이론

2.1 터빈 기초이론

조류발전의 기본이론은 풍력에서 사용되는 기본이론과 동일한 이론을 적용하고 있다.

2.1.1 운동량 이론

Collection @ kmou

질량 m을 가진 유체입자의 모임이 속도 v로 움직일 때 운동에너지는 식 (2.1)과 같이 표현된다.



Fig. 2.1 Fluid flow through the rotor disk (Shirzadeh, 2015)

Fig. 2.1과 같이 유체가 터빈을 통과할 때 유체의 방향과 수직인 면적이 A인 가상원판(Actuator Disk)를 가정하면 이 disk를 통과하는 유체의 질량유량율 (mass flow rate) $\frac{dm}{dt}$ 는 물의 밀도 ρ 와 유체속도 v의 함수인 식(2.1.2)로 주어 진다.

$$\frac{dm}{dt} = \rho v A \tag{2.2}$$

단위 시간당 에너지의 변화가 출력으로 정의되므로 유체의 최대 가능출력은 식 (2.1.3)으로 나타 낼 수 있다.

Power =
$$\frac{1}{2} \frac{dm}{dt} v^2$$
 (2.3)
따라서 식(2.2)에 식(2.3)를 대입하면 유체의 최대 가용 출력은 식(2.4)와 같다.

$$P = \frac{1}{2}\rho A v^3 \tag{2.4}$$

여기서 P는 출력[W], ρ는 물의밀도 [kg/m], A는 로터의 회전면적 [m], ν는 유체속도 [m/s²]이다. 이 식들은 자유 유동의 유체흐름에서 에너지 변환장치에 의하여 얼마나 기계적 에너지를 얻을 수 있는 지를 설명해 준다. 출력은 터빈 의 넓이에 비례하고 유속의 세제곱에 비례함을 알 수 있다. 따라서 발전기의 출력은 유속에 매우 민감하게 증가함을 알 수 있다. Actuator disk는 수평축 터 빈에서 블레이드의 회전에 의하여 생긴다.

2.1.2 이론적 출력 (Theoretical power)

조류의 흐름으로 발생한 운동에너지가 터빈 로터의 회전면 Actuator disk를 통과하는 에너지를 모두 추출해 내는 것은 터빈 후방의 흐름이 완전히 정지하 는 것을 의미하는데 이는 현실적으로 일어날 수 있는 상황은 아니다.



터빈을 움직일 수 있는 기계적 에너지는 유체가 가지고 있는 운동에너지를 이용해야만 얻을 수 있다. 질량은 일정하게 유지되므로 에너지 보존의 법칙 (Law of conservation of energy)에 의하여 터빈디스크 뒤쪽의 유속은 감소되어 야 하며 유속이 느려지는 것은 동일한 질량이 터빈을 지나야 하므로 단면적이 증가한다는 뜻이다. Fig. 2.2는 Fig. 2.1를 도식적으로 나타낸 것이다.



Fig. 2.2 Turbine characteristics in actuator disc theory (Wind energy handbook, 2010)

터빈 블레이드 전후의 유동장은 Fig. 2.1의 Actuator disk model로 나타 낼 수 있다. 터빈은 로터디스크 전후에서 정압력 강하를 통하여 유체에너지를 뽑아낸다. 유체가 로터디스크에 접근하게 되면 유속은 감소하고 이에 따라 정압력이 상승하다가 로터디스크를 통과하면서 낮은 압력으로 압력강하가 발생한다. 이후 유체가 로터디스크 후류로 갈수록 원래의 압력을 회복되고 결과적으로 속도는 더욱 감소하게 되며 유량 보존의 원리에 의해 actuator disk 후류의 유동관의 단면적은 확대된다. 따라서 로터디스크 전후에서 유체는 운동에너지 감소를 겪게 되고 이중 일부는 터빈에 의하여 전기 에너지로 전환된다. 이상의 과정은 Betz의 운동량 이론으로 잘 정리 할 수 있는데 로터 블레이드 작동원리와 효율에 대한 개념을 제공한다. 이를 요약하면 다음의 식으로 표현할 수 있다.

$$P_{extracted} = \frac{1}{2}m(v_1^2 - v_3^2)$$
(2.5)

AND ULF/1

또한 로터디스크에 가해지는 하중(추력) F는 유체의 운동량 변화에 의하여 발생되므로 터빈이 얻는 출력은 다음 식(2.6)으로도 표현 할 수 있다.

$$P_{extracted} = \dot{m}(v_1 - v_3)v_2$$
(2.6)

위의 두식(2.5)와 (2.6)으로부터 로터디스크에서의 유속 v_2 는 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$\frac{1}{2}\dot{m}(v_1^2 - v_3^2) = \dot{m}(v_1 - v_3)v_2 \tag{2.7}$$

$$v_2 = \frac{1}{2}(v_1 + v_3)$$

Collection @ kmou

따라서 로터디스크에서의 유속 v_2 는 상류의 유속 v_1 과 하류의 유속 v_3 의 산 술평균이다. 로터 디스크를 통과하는 유량은 식(2.8)과 같이 나타 낼 수 있다.

$$\dot{m} = \rho A v_2 = \frac{1}{2} \rho A (v_1 + v_3)$$
(2.8)

식(2.5)는 다음과 같이 식(2.9)로 표현할 수 있다.

N

$$P_{extracted} = \frac{1}{4} \rho A (v_1^2 - v_3^2) (v_1 + v_3)$$
(2.9)

위의 식(2.9)로부터 로터디스크를 통과하는 유체의 총 에너지는 다음과 같이 정의 된다.

$$P_{current} = \frac{1}{2}\rho v_1^3 A \tag{2.10}$$

터빈의 출력계수 C_p를 유체가 가지는 총에너지에 대하여 터빈이 추출해낼 수 있는 에너지의 비로 정의하면 식(2.11)과 같이 표현할 수 있다.

$$C_{P} = \frac{P_{extracted}}{P_{current}} = \frac{1}{2} [1 - (v_{3}/v_{1})^{2}] [1 + (v_{3}/v_{1})]$$
(2.11)

따라서 출력계수 *C_p*(Power Coefficient)는 *v₃/v₁*에서 최대값 16/27=0.593을 가진다. 이는 각 손실을 무시하고 이론적으로 로터 디스크가 유체로부터 뽑아 낼 수 있는 최대 출력이 유체가 가지는 총 에너지의 59.3%를 넘을 수 없다는 것을 의미하며 이는 베츠한계 이론(Betz limit)라 불린다.

2.1.3 출력계수 (Power coefficient)

이론적으로 이용이 가능한 출력은 0.593이지만 터빈으로 이 출력을 추출해 낼 수는 없고 유체의 흐름이 터빈을 지날 때 운동에너지의 일부분만이 로터에 전달된다.

로터에 의하여 생산되는 실제 출력은 유체에서 로터로의 에너지 전달효율로 결정된다. 따라서 터빈을 이용해서 유체로부터 추출해 낼 수 있는 출력의 비율

을 출력계수 Cp(Power Coefficient)라 하고 이는 위에서 정의 하였다.

최대로 얻을 수 있는 출력계수의 값은 베츠한계 이론라고 알려져 있다. 이론 적 출력계수의 최대값은 0.593이며 Fig. 2.3에서 보여주는 바와 같이 고성능 프 로펠러형 터빈이 0.45~0.48이고, 항력형 사보니우스 터빈은 0.15~0.20 정도이다.



Fig. 2.3 Power coefficient comparison among turbine designs (Ropatec, 2018)

2.1.4 주속비 (TSR, Tip speed ratio)

Collection @ kmou

조류발전 터빈의 블레이드 날개 끝 속도(Tip speed)는 블레이드가 회전할 때 블레이드 끝의 속도를 나타내는 용어이다. 이 속도는 터빈을 설명하는데 일반 적으로 많이 고려되는 무차원수이다. 날개 끝 속도는 블레이드의 직경이 증가 함에 따라 선 속도가 증가하며, 일정 속도를 초과하면 소음 발생 및 캐비테이 션 발생과 관련되기 때문에 중요한 요소이다. 터빈 블레이드의 날개 끝 속도와 유입속도의 비로 정의 되는 값을 주속비(TSR, Tip speed ratio)라고 정의하며 식 (2.12)와 같이 나타 낼 수 있다.

$$\lambda = \frac{Blade tip speed}{Current speed} = \frac{\omega R}{v_{\infty}} = \frac{2\pi nR}{v_{\infty}}$$
(2.12)

여기서 w는 각속도 R은 로터의 회전반경, n은 회전수, v_∞는 유입 유속을 의 미한다. 수평축 발전기 중 양력형의 경우에는 블레이드 날개 끝이 유입속도보 다 5~10배나 빠르다. 따라서 같은 TSR의 터빈에서도 대형 터빈의 로터는 회전 수가 낮고, 소형 터빈의 로터는 회전수가 높다.

2.1.5 익형(Foil)과 양력(Lift force)

터빈의 성능은 블레이드와 유체와의 작용에 크게 달려있는데 이 작용은 익형 의형상과 유체의 각도에 의해서 결정된다. 익형과 관련된 주요 힘은 양력과 항 력이다. 항력은 상대 유속과 평행하게 작용하고 양력은 수직으로 작용한다. 이 힘의 실제크기는 익형의 상하면의 압력차에 달려 있다. 양력과 항력은 블레이 드의 면에 대하여 압력과 속도 벡터를 적분함 으로서 구할 수 있다. 양력과 항 력은 다음 식(2.13), (2.14)와 같이 나타낼 수 있다.

$$L = \frac{1}{2} C_L \rho v^2 A \tag{2.13}$$

$$D = \frac{1}{2}\rho C_D \rho v^2 A \tag{2.14}$$

여기서 L과 D는 양력과 항력이며, A는 블레이드의 회전 면적이다. 양력계수 (*C_L*, Lift coefficient)와 항력계수(*C_D*, Drag coefficient)는 익형의 형상, 받음각 (Angle of attack), 레이놀즈수와 마하수와 관계가 있는 실험치로서 직접 측정이 나 CFD 계산에 의해 구하는 방법이 있다.

양력과 항력계수들에 가장 영향을 미치는 것은 익형의 단면형상과 받음각이다.



2.1.6 추력계수 (Thrust coefficient)

로터에 작용하는 유체가 터빈을 후방으로 미는 힘을 추력이라 하며 로터 디 스크에 걸리는 압력과 면적의 곱으로 나타 낼 수 있으며 다음 식(2.15)와 같이 나타 낼 수 있다.

$$T = \rho A v (v_1 - v_2) \tag{2.15}$$

식(2.9)에서 고려되었던 유관에서 상류와 하류의 압력을 고려하면

$$T = \frac{1}{2}\rho A (v_1^2 - v_2^2) \tag{2.16}$$

따라서 출력계수(*C_p*)와 유사한 논리에 의하여 무차원 추력계수(Thrust coefficient)는 식(2.17)과 같이 나타낼 수 있다.

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2}\rho A v_1^2}$$
(2.17)
여기서 T는 터비에 작용하는 유효 추립이다

2.1.7 토크계수 (Torque coefficient)

터빈에서 토크란 양력형 터빈의 경우 블레이드의 회전면에서 발생하는 양력 성분이 회전축과 이루는 모멘트이고 항력형 터빈의 경우에는 항력 성분과 항력 의 합성모멘트이다.

터빈의 출력은 블레이드의 회전수와 토크의 곱으로 나타나므로 터빈에서 중 요한 힘의 요소이다. 토크를 알면 축에 걸리는 전단응력을 계산해 낼 수 있기 때문에 축의 직경을 결정 할 수 있다. 따라서 무차원 계수로서 토크계수(C_Q , Torque coefficient)는 다음 식(2.18)과 같이 나타 낼 수 있다.

$$C_Q = \frac{Q}{\frac{1}{2}\rho A R v_1^2} \tag{2.18}$$

여기서 Q는 유효토크(N_m)를 나타내고 A는 로터 디스크의 면적(m^2), R은 로 터 반경(m)을 나타낸다.

2.1.8 솔리디티 (Solidity)

터빈의 성능을 특정 짓는 중요한 특성계수로서 솔리디티의 정의는 터빈의 로 터회전면적에 대한 로터 블레이드 전 투영면적의 비로서 정의 된다. 그리고 터 빈의 TSR은 솔리디티와 강한 상관관계가 있다. 솔리디티는 아래 수식 (2.19), (2.20)과 같이 나타 낼 수 있다.

$$\sigma = \frac{BS}{\pi R^2} (수평축)$$
(2.19)
$$\sigma = \frac{BC}{2\pi R} (수직축)$$
(2.20)

여기에서 R은 블레이드의 반경, S는 수평축 블레이드의 투영면적, B는 블레 이드의 수, C는 수직축에서 블레이드의 코드길이를 나타낸다.

2.2 터빈 설계이론

최적 로터 설계를 위해서는 정확한 공력 및 유체력 해석을 할 수 있는 방법 의 확립이 필요하다. 회전익의 해석을 위한 이론은 크게 두 가지로 볼 수 있는 데 하나는 운동량 이론이며 또 다른 하나는 날개요소이론이다.

회전익의 특성을 해석하고 형상을 설계하는 데는 어느 한가지 이론만으로는 어려우며 서로 연계하여 유동장에 대한 정보를 교환함으로서 정확한 해석과 설 계가 가능하다. 또한 회전익의 운전 영역 중에는 이론을 적용하기 어려운 부분


이 있으므로 실험을 통한 보완이 필요하다. 본 연구에서는 회전익의 설계와 해 석을 위하여 날개요소운동량 이론을 적용하였고 Prandtl의 손실 보정 계수를 적용 하였다.

2.2.1 운동량 이론 (Momentum theory)

유체유동의 검사체적에 대해서 유동에 의해 회전하는 로터의 회전면에 작용 하는 힘을 계산하는 것으로 이상적인 효율과 유속을 예측하는데 유용하지만 로 터 주위의 자서한 속도정보와 작용하는 힘의 분포를 계산할 수 없고 단지 일반 적인 물리량을 계산할 수 있으므로 이론적 계산에 많이 사용된다.

THE AND OCEAN

2.2.2 Actuator disk 이론

터빈은 블레이드를 이용하여 유입되는 유체의 운동량 변화를 일으켜 이것으 로 발생하는 힘을 이용하여 에너지를 얻는 것으로 이에 대한 전체 과정은 Fig. 2.2에 나타나 있다. 여기에서 회전하는 로터는 무한개로 이루어진 것으로 가정 하여 하나의 Disk로서 가정하여 이상화 하였다. 그리고 운동량 이론을 적용하 여 터빈의 특성을 계산하기 위하여 실제 발생하는 복잡한 물리현상은 가정을 이용하여 단순화 하였다.

1) 회전면에서의 유속은 일정하다.

2) 유체는 비압축성이며 정상상태이다.

3)로터의 회전에 의한 와류는 없다.

4)로터가 회전할 때 발생하는 마찰력에 의한 저항력은 없다.

5)회전익은 무한개의 회전익으로 이루어진 하나의 Disk로 단순화 하였다.

이상과 같은 가정으로 터빈을 해석하기 위하여 Fig. 2.4과 같이 로터 주위를 검사체적으로 가정하였으며 그림에서 속도 V₀인 유체가 회전면(Actuator disk)

Collection @ kmou

을 통과하면서 일부 에너지는 터빈에 흡수되고 이를 통과한 후의 속도는 운동 에너지의 감소로 u_1 으로 감속된다. 이때 Actuator disk 전후에서 속도손실로 인 하여 유선의 확장과 압력강하 $P_3 - P_2$ 가 발생하며 이것은 터빈이 받는 항력으 로서 베르누이 정리와 운동량 이론으로부터 다음과 같이 계산할 수 있다.



Fig. 2.4 Idealized flow through an actuator disk (Kim, 2011)

터빈이 받는 힘(Thrust)는 압력차에 의해 발생하는 힘이므로

$$T = (P_3 - P_2)A$$
 (2.21)

이고 베르누이 정리를 Disk 전후의 유선을 따라 적용시키면

$$P_0 + \frac{1}{2}\rho V_0^2 = P_3 + \frac{1}{2}\rho u^2$$
(2.22)

- 21 -

Collection @ kmou

$$P_2 + \frac{1}{2}\rho u^2 = P_1 + \frac{1}{2}\rho u_1^2 \tag{2.23}$$

위의 두 식(2.22), (2.23)을 정리하면 다음과 같다

$$(P_3 - P_2) = \frac{1}{2}\rho(u_1^2 - V_0^2) \tag{2.24}$$

따라서 Disk가 받는 항력은

$$T = \frac{1}{2}\rho A (u_1^2 - V_0^2) \tag{2.25}$$

이다. Fig. 2.4에서 유선에 대하여 연속방정식을 적용하여 Stream tube에 대하 여 축방향 운동량 이론을 적용하면 회전익에 작용하는 항력을 다음과 같이 구 할 수 있다.

$$T = \rho A u (u_1 - V_0) \tag{2.26}$$

회전면에서의 속도를 구하기 위하여 (2.25), (2.26)식을 사용하면

$$u = \frac{1}{2}(V_0 + u_1) \tag{2.27}$$

식(2.27)으로 나타 낼 수 있다. 이것은 입구와 출구에서 두 속도의 산술평균이 다. 그리고 상류측의 속도에 대한 회전면을 통과할 때의 속도 감소율은 축 간 섭계수(Axial flow induction factor, a)라 하고 이는

$$a = \frac{(U_{\infty} - U_{\omega})}{(U_{\infty})} \tag{2.28}$$

식(2.28)과 같이 정의하면 회전면과 출구에서의 속도는

$$u = V_0(1-a)$$

 $u_1 = V_0(1 - 2a) \tag{2.29}$



(2.29)식으로 표현할 수 있다. 터빈의 출력은 단위 시간당 회전면으로부터 얻을 수 있는 에너지(단위 시간당 운동에너지의 변화량)로서 회전면을 통과한 질량유량에 운동량 변화를 곱한 값으로 식(2.29)과 출력계수(C_p)의 정의를 사용하여 출력과 출력계수를 구하면

$$P = \frac{1}{2} \rho V_0^2 A u - \frac{1}{2} \rho u_1^2 A u$$

$$= \frac{1}{2} \rho A V_0^3 4 a (1-a)^2$$
(2.30)

그리고 동력계수(C_p)는 식(2.31)과 같이 나타 낼 수 있다.

$$C_P = \frac{P}{\frac{1}{2}\rho A V_0^3} = 4a(1-a)^2$$
(2.31)

이론적 최대 터빈의 효율을 구하기 위해서 동력계수(*C_p*)를 축 간섭계수(a)에 관하여 미분하면 a가 1/3일때 출력계수는 최대가 되면 그 때의 출력계수는 16/27로서 0.593이 된다. 이를 Bezt limit라 하며 이론적인 터빈의 최대 출력이 다.

2.2.3 각 운동량 이론 (Angular momentum)

Actuator disk이론을 유도할 때 두 가지 가정, 회전익의 회전이 유동에 미치 는 영향과 회전면에서 속도변화가 없다는 것은 실제 현상과 다르다. 회전익 주 위에서 발생하는 와류의 각속도는 회전익의 각속도 보다는 작지만 존재하며 이 것은 에너지 손실이므로 터빈의 출력을 높이기 위해서는 와류의 크기를 줄여야 한다. 그러나 와류에 관한 식은 간단하지 않으므로 터빈의 출력을 계산하기 위 해서는 필수적으로 이에 관한 식을 가정하여야 한다.(Veritas, 2001)

터빈의 회전익이 회전할 때 회전익의 각속도를 요라 하면 회전간섭계수



(Angular interference factor, a')을 정의 할 수 있는데, 회전간섭계수는 회전 익에 의해 발생되는 토크에 영향을 주는 미끄럼 흐름의 상태를 표시할 수 있는 계수로서 회전익의 각속도에 대한 회전면을 통과하는 유체의 각속도의 비에 관 한 식으로 다음과 같이 표현 할 수 있다.

$$\dot{a} = \frac{\omega}{2\Omega} \tag{2.32}$$

위의 언급처럼 회전익의 반경방향으로 속도변화가 존재하므로 Fig. 2.5와 같 이 검사체적을 원형 미소면적으로 나누고 이 미소면에 대하여 선형 운동량 이 론과 각운동량 이론을 적용하면 각 원형 미소면에 대한 추력과 회전 토크를 구 할 수 있다.



Fig. 2.5 Annular steam tube (Kim, 2010)

$$dT = \rho u 2\pi r (u_1 - V_0) dr$$

$$dQ = r \dot{m} v dr$$
(2.3)

 $= r(\rho A u) u dr$

 $= \rho u 2\pi r^3 w dr$

위의 두 식을 식(3.3.29)과 식(3.3.32)을 이용하면 $u_1 = (1-a)V_0$ 이고 $w = a_2\Omega$ 이므로

$$dT = 4\pi r \rho V_0^2 a (1-a) dr \tag{2.34}$$

$$dQ = 4\pi r^3 \rho V_0 \dot{a} (1-a) \Omega dr$$

로 표현 가능하다. 또한 이론적으로 터빈으로부터 얻을 수 있는 출력은 원형 미소요소에 대한 출력을 허브에서 회전익의 끝까지 적분한 것이므로

$$P = \int \Omega dQ$$

$$= \int 4\pi r^3 \rho V_0 \dot{a} (1-a) \Omega^2 dr$$
(2.35)

위에서 언급한 TSR $(X = \frac{R\Omega}{V_0})$, 국부TSR $(x = \frac{r\Omega}{V_0})$ 로부터 $dr = \frac{V_0}{\Omega}dx$, $\frac{V_0}{\Omega} = \frac{R}{X}$ 이므로 식(2.35)는 다음과 같이 계산될 수 있다.

$$P = \int_{X_{h}}^{X} 4\pi\rho V_{0}^{5} \frac{x^{3}}{\Omega^{2}} \dot{a}(1-a) dx$$
(2.36)

$$= \frac{4 \pi \rho \, V_0^3 R^2}{X^2} \int_{X_h}^{X} \dot{a}(1-a) x^3 dx$$

또한 출력계수는 식(2.37)과 같이 표현 가능하다.



$$C_P = \frac{8}{X^2} \int_{X_h}^{X} \dot{a}(1-a) x^3 dx \tag{2.37}$$

2.2.4 날개요소이론 (Blade element theory)

운동량 이론은 터빈의 회전익보다는 로터 전체를 고려하여 터빈의 특성을 해 석한 것이므로 회전익 단면에 관한 정보나 단면 변화에 관한 성능변화의 해석 은 어려운 반면, 날개요소이론은 회전익 단면의 형상, 크기, 단면변화에 대한 출력변화와 같은 계산을 할 수 있으므로 터빈의 특성을 해석할 수 있는 유용한 이론이다. 날개요소 이론은 Fig. 2.6와 같이 회전자요소에 작용하는 양력과 항 력을 계산하여 회전익에 작용하는 힘을 계산할 수 있다. 이 이론은 회전익의 형상에 따른 힘을 계산 할 수 있으나 유동장에 대한 정보를 얻을 수 없다.



Fig. 2.6 Blade element and velocity triangle (Manwell, 2002)

- 26 -

Collection @ kmou

Fig. 2.6은 피치각이 θ인 회전익단면에 기준을 둔 상대좌표를 사용하여 속도 성분을 나타낸 것이고 합성속도는 수직인 두 방향의 상대속도를 합성한 것이 다. 양력과 항력은 유입속도와 회전속도의 합성속도에 대하여 각각 평행한 성 분과 수직한 성분의 힘으로서 항력계수와 양력계수를 이용하여 다음과 같이 표 현 할 수 있다.

$$dD = BcC_d \frac{1}{2} \rho W^2 dr$$

$$dL = BcC_L \frac{1}{2} \rho W^2 dr$$
(2.38)

여기에서 합성속도는 회전익의 회전에 의한 속도와 회전면에 수직하게 유입 되는 유입류의 속도 이므로 다음과 같이 표현 할 수 있다.

$$W = \sqrt{[V_0(1-a)]^2 + [r\Omega(1+a)]^2}$$
(2.39)

또한 속도 벡터를 이용하여 미소회전익 요소에 작용하는 미소 추력과 토크를 구 하면 다음과 같다.

$$dT = Bc \frac{1}{2} \rho W^2 (C_L \cos \Phi + C_D \sin \Phi) dr$$

(2.40)

$$dQ = B_C \frac{1}{2} \rho W^2 (C_L \sin \Phi - C_D \cos \Phi) r dr$$

여기서 Ø는 유입각(Inflow angle)이며 속도 벡터를 이용해서 구하면

$$\emptyset = \tan^{-1} \frac{(1-a)}{(1+a')x}$$
(2.41)

이고 받음각(Angel of attack)은 아래와 같다.

$$\alpha = \Phi - \theta \tag{2.42}$$

- 27 -



식(2.40)에서 양력계수와 항력계수는 실속(Stall)이후의 영역에 대한 자료가 거 의 없다. 따라서 이 영역에서 추력과 토크를 정확히 계산하기 위해서는 실속 상태에서 양력계수와 항력계수를 계산 할 수 있는 식이 필요하다.

2.2.5 날개요소운동량 이론 (Blade element momentum theory)

날개요소 이론의 기본적인 가정은 블레이드 요소에서 발생하는 힘이, 요소의 면적을 통과하는 바람의 운동량 변화를 초래하는 유일한 성분이라는 것이다. 따라서 반경방향 요소들 사이에 상호작용이 없다고 가정할 수 있으며, 축 방향 흐름계수의 반경 방향 변화는 없다고 생각할 수 있다.(김범석, 2005) 실제로는, 축 흐름 유도계수가 반경반향으로 항상 일정한 값을 유지하지는 않지만 1934년 Lock, et al. (1934)의 프로펠러 실험에 의하면, 이와 같은 반경방향에 대한 독 립성은 타당한 가정이라고 생각된다.

날개요소운동량 이론은 앞에서 설명한 운동량이론과 날개요소이론을 이용하 여 터빈의 해석을 할 수 있는 유용한 식을 얻을 수 있는 이론이다.

회전익의 중심축에서 임의의 반경 r만큼 떨어지고 폭이 dr인 미소 회전익에 대한 운동량이론 으로부터 구한 미소추력과 날개요소이론으로부터 구한 미소 추력을 같다고 놓으면 다음 수식과 같이 표현 할 수 있다.

$$4\pi r\rho V_0^2 a(1-a)dr = Bc \frac{1}{2} W^2 (C_L \cos\Phi + C_D \sin\Phi)dr$$
(2.43)

식(3.3.42)을 이용하여 회전익 단면형상과 축 방향 유동조건과의 관계를 나타 내는 축간섭계수(a)를 구하면 다음과 같다.

$$a(1-a) = \frac{Bc W^2 (C_L \cos \Phi + C_D \sin \Phi)}{8\pi r V_0^2}$$
$$= \frac{\sigma_r W^2 (C_L \cos \Phi + C_D \sin \Phi)}{8 V_0^2}$$



$$= \frac{1}{8}\sigma_r (C_L \cos\Phi + C_D \sin\Phi) \frac{(1-a)^2}{\sin^2 \Phi}$$
$$\frac{a}{1-a} = \frac{\sigma_r (C_L \cos\Phi + C_D \sin\Phi)}{8\sin^2 \Phi}$$
(2.44)

같은 방법으로 허브에서 임의의 반경 r만큼 떨어진 미소 회전익에 대하여 운 동량 이론과 날개요소이론에서 계산한 미소 토크를 같게 놓고 회전간섭계수 (a')을 구하면 다음과 같다.

$$\begin{split} &4\pi r^3 \rho V_0 \dot{a} (1-a) \Omega dr = Bc \frac{1}{2} \rho W^2 (C_L \sin \Phi - C_D \cos \Phi) r dr \\ &\dot{a} (1-a) = \frac{Bc W^2 (C_L \sin \Phi - C_D \cos \Phi) r}{8\pi r^3 V_0 \Omega} \\ &= \frac{\sigma_r (1+\dot{a})^2 r \Omega (C_L \sin \Phi - C_D \cos \Phi)}{8V_0 \cos^2 \Phi} \\ &W = \frac{r \Omega (1+\dot{a})}{\cos \Phi} \text{ of } \mathcal{A} \text{ of } \frac{1+\dot{a}}{\cos \Phi} = \frac{W}{r \Omega} \text{ of } \mathbf{P} \mathbf{E} \\ &\dot{a} (1-a) = \frac{\sigma_r W^2 r \Omega (C_L \sin \Phi - C_D \cos \Phi)}{8V_0 (r \Omega)^2} \\ &= \frac{\sigma_r W (C_L \sin \Phi - C_D \cos \Phi) (1+\dot{a})}{8V_0 \cos \Phi} \\ &= \frac{\sigma_r (1-a) (1+\dot{a}) (C_L \sin \Phi - C_D \cos \Phi)}{8 \sin \Phi \cos \Phi} \\ &\frac{\dot{a}}{(1+\dot{a})} = \frac{\sigma_r (C_L \sin \Phi - C_D \cos \Phi)}{8 \sin \Phi \cos \Phi} \end{split}$$

으로 유도할 수 있다. 그리고 날개요소이론으로부터 터빈의 특성에 관한 이

(2.45)



론식 을 구하면 추력계수는
$$C_T = \frac{Thrust}{\frac{1}{2}\rho V_0^2 A}$$
 이므로
 $dT = Bc \frac{1}{2} \rho W^2 (C_L \cos \Phi + C_D \sin \Phi) dr$
 $\int_{R_0}^R dT = \int_{R_0}^R Bc \frac{1}{2} \rho W^2 (C_L \cos \Phi + C_D \sin \Phi) dr$
 $q T | A$ 솔리디티(Solidity)의 정의와 속도 멕터로부터 $Bc = \sigma_r \pi r$,
 $W = \frac{V_0 (1-a)}{\sin \Phi}$ 이므로 아래와 같이 표현 할 수 있다.
 $T = \int_{R_0}^R \sigma_r \pi r \frac{1}{2} \rho (\frac{V_0 (1-a)}{\sin \Phi})^2 (C_L \cos \Phi + C_D \sin \Phi) dr$ (2.46)
위의 식(2.45)를 TSR에 대하여 표현하면
 $T = \frac{\rho \pi V_0^2}{2} \int_{X_0}^X \sigma_r \frac{(1-a)^3}{\sin^2 \Phi} (C_L \cos \Phi + C_D \sin \Phi) dx$
 $= \frac{\rho \pi R^2 V_0^2}{2X} \int_{X_0}^X \sigma_r \frac{(1-a)^2}{\sin^2 \Phi} (C_L \cos \Phi + C_D \sin \Phi) dx$
 $= \frac{1}{x} \int_{X_0}^X \sigma_r \frac{(1-a)^2}{\sin^2 \Phi} (C_L \cos \Phi + C_D \sin \Phi) dx$
E 코게수는 $C_Q =$ 이므로 날개요소이론으로부터
 $dQ = Bc \frac{1}{2} \rho W^2 (C_L \sin \Phi - C_D \cos \Phi) r dr$



$$Q = \int_{R_{h}}^{R} \sigma_{r} \pi r \frac{1}{2} \rho \frac{V_{0}^{2} (1-a)^{2}}{\sin^{2} \Phi} (C_{L} \sin \Phi - C_{D} \cos \Phi) r dr$$

$$=\frac{1}{2}\rho\pi\frac{V_{0}^{5}}{\Omega^{3}}\int_{X_{h}}^{X}\sigma_{r}\frac{(1-a)^{2}}{\sin^{2}\Phi}(C_{L}\sin\Phi-C_{D}\cos\Phi)x^{2}dx$$

여기서 TSR $(X = \frac{R\Omega}{V_0})$ 로부터 $\Omega = \frac{V_0 X}{R}$ 이 되므로 위의 수식에서 $\frac{V_0^5}{\Omega^3} = \frac{V_0^2 R^3}{X^3}$

이 된다. 따라서 위의 식은

Collection @ kmou

$$Q = \frac{1}{2} \rho \pi \frac{V_0^2 R^3}{X^3} \int_{X_h}^X \sigma_r \frac{(1-a)^2}{\sin^2 \Phi} (C_L \sin \Phi - C_D \cos \Phi) x^2 dx$$

$$C_Q = \frac{1}{X^3} \int_{X_h}^X \sigma_r \frac{(1-a)^2}{\sin^2 \Phi} (C_L \sin \Phi - C_D \cos \Phi) x^2 dx$$
(2.48)

BEMT에 의한 설계 및 성능평가는 "로터 블레이드 반경 방향으로 진행하는 흐름은 없다"라는 균일 순환조건의 가정 하에 진행 된다. 즉 로터 블레이드 상류에서 유입되는 흐름의 축 방향성분은 축 방향으로 항상 일정하게 유지된다 는 것이다. 하지만 불 균일 순환 조건에서는 운동량 교환이 발생하므로, 로터 블레이드 단면 압력강하의 발생 원인이 되는 블레이드 요소를 통과하는 흐름에 대해 반경방향 흐름에 대한 영향이 없고 축 방향 흐름만이 작용한다는 초기 가 정은 문제가 있다. 그러나 실제로 날개 끝 속도비가 3이상의 범위를 가지는 경 우에는 실제 실험 데이터와 BEMT에 의해 계산된 성능 특성의 오차 범위가 상 당히 작기 때문에 초기가정의 적용성에 대한 문제가 없다고 알려져 있다. (Spea, 1998)

2.2.6 최적 터빈 설계이론

일반적으로 회전익의 설계에서 익형은 따로 설계하지 않고 주어진 익형을 사용 하며 기존의 자료로부터 구한다. 그러므로 회전익의 최적화는 양력 및 항력이 주 어진 익형에 대하여 수행된다.

최적 회전익은 출력이 최대가 되는 형상을 말하며 이를 구하기 위해서 식(2.36) 의 출력계수(*C_p*)가 최대가 되는 형상을 계산하는 것이다. 그러므로 $(\frac{\partial C_p}{\partial a}) = 0$ 이 되는 조건을 만족하는 방정식을 구하면 아래와 같다.

$$\left(\frac{r}{XR}\right)(1-a)(1-3a) - \left(\frac{C_D}{C_L}\right)(1-2a)\left(\frac{x^2+2a(1-a)}{X^2}\right) = 0$$
(2.49)

또한 솔리디티(Solidity, σ_r)와 회전간섭계수(a')은 다음 식과 같이 표현 된다.

$$\sigma = \frac{8a(1-a)}{XC_L \sqrt{(1-a)^2 + \frac{(1+a)^2 X^2 r^2}{R^2}}}$$

$$ia = \frac{1}{2} \left[1 - \sqrt{1 + \frac{4a(1-a)}{(r\frac{X}{R})^2}}\right]$$
(2.50)
(2.51)



제 3 장 10 \ 고류발전 터빈의 성능 해석

3.1 수치해석 기법

본 연구에서는 유체기계 해석에 우수한 성능을 보이는 상용 CFD코드인 CFX ver.18 을 사용하였다. 일반적으로 범용의 상용코드들은 SIMPLE 또는 SIMPLEC, Rhie and Chow 방법과 같은 압력에 기초한 방정식으로부터 만들어져 있다. 이 들 압력에 기초한 코드들은 일반적으로 다양한 물리적 모델들과 경계조건을 제 공하고 다른 CAE 도구들과 연동을 포함하는 복잡한 Multi-physics 문제 등에 적용될 수 있다.

유체기계의 정확한 해석을 위해서는 점성저층(viscous sublayer) 영역을 안정 적으로 처리 할 수 있는 최적화된 난류모델들이 필요하다. 현재 상용코드에서 오랫동안 적용되어온 k- ε 모델과 벽 함수의 조합은 유체기계에서 요구 되는 높은 해의 정밀도를 만족시킬 수 없다. 보다 정확한 해를 구하기 위해 점성저 층에 대한 해석이 요구되고, 이를 만족시키기 위해서는 벽면근처에 종횡비 (aspect-ratio)가 매우 큰, 높은 격자 밀접도의 확보가 요구된다. 이러한 요구 조 건을 만족하는 CFX-11의 수치기법의 핵심은 질량과 운동량 방정식의 연동화 (coupled formation)이다. CFX-11은 압력기반 유한체적법(finite volume method) 을 fully implicit 이산화하여 얻어지는 방정식을 algebric multigrid coupled solver를 이용하여 해석한다. SIMPLE 등 고전적인 segregated 접근방법에 비해 implicit coupling 방법은 수렴을 가속시키고, 압축성 유동에 있어서 수렴성의 난 점을 피할 수 있고, 높은 중횡비의 격자를 다룰 수 있는 장점을 갖는다.(CFX Korea, 2005)

유체기계에서 난류모델의 적용에 있어 아주 간단한 난류모델도 충분한 정확 도를 제공한다는 입장과 해석 정확도의 확보를 위해서는 가장 최신의 난류모델



과 천이 모델을 사용해야 한다는 견해가 있다. 이러한 견해의 차이는 엔지니어 가 해석하는 유체기계가 서로 다르고 요구되는 정밀도에 대한 만족범위가 다르 기 때문이다. 많은 경우, 특히 유체기계의 설계점 영역에서는 점성과 난류효과 는 단지 전체 손실에 미소한 추가적인 기여를 하며, 이러한 유동장에서는 난류 모델이나 천이모델의 정밀도가 상대적으로 중요하지 않다. 그러나 1-방정식 모 델이나, 2-방정식 모델은 계산시간을 크게 증가시키지 않으므로, 해석의 일관성 을 위해 적절히 사용하는 것이 좋다.





3.1.1 지배방정식

지배방정식은 유체흐름을 예측 할 수 있는 수학적이고 물리적인 방정식으로 구성되어 있다. 또한 상황에 맞는 수학적 방정식이고 물리적인 알고리즘이 중 요하기 때문에 다양한 방정식을 적절하게 사용해야 한다.

일반적인 유동에서 다루는 방정식은 질량, 운동량, 에너지 방정식이며, 각각 의 식들을 식 (3.1), 식 (3.2), 식 (3.3)과 같다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \tag{3.1}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j + \rho u_i) = \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} + S_{u_i}$$
(3.2)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho H - P) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j H) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\mu \frac{\partial T}{\partial x_j}) - \frac{\partial}{\partial x_j}(u_j \tau_{ij}) + S_T$$
(3.3)

1945

여기서 ρ=밀도, u_i=속도, P=압력, μ=점성계수, H=전엔탈피, h=정적엔탈피, T =온도, _{T_{ij}}=응력텐서이며, 상태방정식 ρ=ρ(P,T), 점성계수와 변형률의 함수로서 은력텐서의 응력-변형률 관계, 그리고, h=h(P,T)가 이들 방정식에 추가된다. 난류유동은 와점성(eddy viscosity)이 추가되고 방정식은 레이놀즈 평균 물리량 에 대해 푼다. 또한 방정식의 일반적인 형태는 동일하다.

3.1.2 이산화 방법

CFX ver.18은 implicit pressure based 방법을 사용하며, 여기서 사용되는 주 요 독립변수들은 (*P*,*u_i*,*H*)이다. 일반적으로, 범용 상용코드는 위의 변수에 대 해 해석을 수행하며, 이는 현장에서 일반적으로 부딪히는 비압축성 유동의 해 석이 용이하기 때문이다.

Fig. 3.1에서 실선으로 나타난 것은 일반적으로 알려져 있는 격자 즉, cell 이 다. 실선으로 나타낸 cell, 즉 element를 다시 나누어 점선으로 표현된 subelement를 구성하며 제어체적은 음영으로 나타낸 부분과 같이 node를 둘러싼 sub-element 들로 구성되며 hex, tetra, wedge, pyramid 등 모든 element 형태에 대해 동일하게 적용된다. 모든 변수 값과 유체의 물성치는 이 노드에 저장된다.

수치해석의 정확도는 노드 값으로 표현되는 적분점(IP)들에서의 표면적분 (fluxes) 값들의 정확도에 의해 결정된다. 계산을 통해 얻어진 해는 격자 노드에 저장되지만, 방정식의 대류항, 확산항, 압력구배항 등의 다양한 항들은 적분점 에서의 해나 해의 구배 값을 필요로 하며 따라서, element 내부에서의 해의 변 화를 계산하기 위해 finite element shape function이 사용된다. 이러한 방식을 FEM based FVM 혹은 element based FVM이라 한다. Fig. 3.2와 같이 제어 체 적면에서의 적분점의 개수가 2차원인 경우 일반적인 FVM의 4개에 비해 8개로 2배가 많은 것을 알 수 있다. 3D 육면체 격자의 경우 6개에서 24개로, 사면체 의 경우 4개에서 평균 60개로 적분 점이 많아지므로 비교적 성긴 격자에 대해 서도 해의 정확도가 뛰어난 장점이 있다.





Fig. 3.2 More accurate gradient prediction due to more integration points per control volume face

식 (3.1), (3.2), (3.3)의 방정식들을 제어체적에 걸쳐 적분함으로써 질량, 운동 량, 그리고 에너지 방정식에 대한 이산화 적분식을 얻을 수 있으며 그 식은 각 각 식 (3.4), 식 (3.5), 식(3.6)과 같다.

$$\rho V \left(\frac{\rho - \rho^0}{\Delta t}\right) + \sum_{ip} (\rho u_j \Delta n_j)_{ip} = 0$$
(3.4)

$$\rho V \left(\frac{U_i - U_i^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} m_{ip} (u_i)_{ip} = \sum_{ip} (P \Delta n_i)_{ip} + \sum_{ip} \left(\mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \Delta n_j \right)_{ip} + \overline{s_{ui}} V \quad (3.5)$$

$$\rho V \left(\frac{(H - P/\rho) - (H^0 - P^0/\rho)}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} m_{ip} H_{ip} = \sum_{ip} \left(k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} \Delta n_j \right)_{ip} + \overline{s_{\varnothing}} V$$
(3.6)

여기서,(Δn_j)_{ip}는 적분점 위치에서 국부 표면 벡터이다. 그리고 제한체적의 적분점 표면을 통과하는 m_{ip}는 질량유동이다. 모든 방정식들은 시간간격의 제 한을 피하기 위하여 implicit하게 다루어지며, 비정상 항에는 1차와 2차 backward Euler 방정식이 사용된다. 확산항은 element shape function의 미분형 태로 각 적분점의 위치에서 구배계수를 계산함으로써 결정된다. 대류항은 Upwind, Quick 등 몇몇 기법에 의해 평가될 수 있으나, 기본 설정된 기법인 high-resolution 기법을 사용한다. High-resolution 기법은 대류항에 대한 2차 정 확도의 upwind biased approach에 기초한 기법이며 Barth와 Jesperson[30]에 의 해 기술된 방법과 유사하고, 식 (3.7)과 같다.

$$\phi_{ip} = \phi_P + \beta (\nabla \phi)_{ip} \Delta \overline{r_{ip}}$$
(3.7)

식 (3.8)와 같이 divergence 형태에서 모든 항들에 대해 질량 divergence 항은 표면적분의 형태로 변환된다.

$$m_{ip} = \rho_{ip} u_{j,ip} \Delta n_{j,ip} \tag{3.8}$$





밀도는 다른 대류 항처럼 표준 high resolution 스킴을 적용하여 계산되고, 식 (3.9)과 같다.

$$\rho_{ip} = \rho_P + \underline{\beta(\nabla\rho)_{ip}}\Delta\overline{r_{ip}}$$
(3.9)

이 upwind biased 평가는 운동량과 에너지 방정식의 다른 대류량과 마찬가지 로 유동이 상당히 압축성이어도 안정적이며, 2차의 정확도를 가진다.

Implicit 방법에서 중요한 것은 *ρu*의 선형화이다. 먼저 *ρu*는 Newton-Raphson 선형화에 의해 확정되어 식 (3.10)과 같다.

$$(\rho u) \approx \rho^{n} u^{0} + \rho^{0} u^{n} - \rho^{0} u^{0}$$
 (3.10)

여기서 위첨자 n은 새로운 값 (implicit)을 의미하고 0은 예전 (지연된 값) 시 간레벨이다. 이러한 선형화는 전 영역에 걸친 마하수의 신뢰성 있는 수렴을 보 장한다.

마지막으로, 식 (3.11)과 같이 밀도에 대한 상태방정식은 압력의 항으로 구성 된 ρⁿ 의 implicit 표현을 얻기 위하여 차분되며 앞서 제공된 상태방정식에서 미분항 <u>ap</u>를 계산한다.

$$\rho^{n} = \rho^{0} + \frac{\partial \rho}{\partial P} (P^{n} - P^{0})$$
(3.11)

3.1.3 난류모델링

유동해석을 수행할 때 가장 큰 에러의 원인 중의 하나는 난류모델의 부적절 한 사용이라 할 수 있으며, 특히, 벽면 근처의 격자생성에 있어 모든 영역 y+를 일정한 수준으로 유지 한다는 것은 3차원 유동장의 경우 상당히 어려운 작업이 다. Wilcox model의 벽 근처 방정식에는 부가적인 viscous sublayer damping 함 수가 필요치 않다.

조류터빈의 수치해석은 Menter, et al. (2002)의 $k-\omega$ SST(Shear Stress Transport) 난류모델을 적용하였다. 일반적으로 Wilcox model (1986)의 단점으로 free stream에 민감한 결과를 보이는 것을 들 수 있는데 CFX ver.18 에서는 이 러한 단점을 보완하여 벽면근처에서는 $k-\omega$ 모델을 사용하고 바깥쪽은 $k-\varepsilon$ 모델을 사용하는 BSL(Baseline Model)과 SST모델을 지원한다.(Menter, 1994) $k-\omega$ 모델의 또 다른 장점은 쉽게 자동처리 벽 처리법(automatic wall treatment)로 확장이 가능하다는 것이다. 이는 가능한 격자의 y+에 무관하게 해 의 정확성을 확보하기 위한 것이다. 표준 viscous sub-layer model 들이 벽면 전단응력을 정확히 해석하기 위해 y+는 1의 수준을 요구하는 반면 자동벽면처 리 기법은 벽면 격자를 처리 할 수 있는 장점이 있다. 유체기계 유동장은 상당 히 복잡한 형태이므로 이러한 자동벽면처리 조건은 상당히 유용한 기능이다.

k-ω SST 모델은 난류전단응력의 수송(transport)을 계산하기 때문에 압력의 역 구배에 의해 발생하는 유동박리 크기와 발생 시점을 정확히 예측할 수 있 다. Wilcox 모델과 k-ε 모델의 장점만을 취해 BSL 모델이 개발되었으나, smooth 한 표면에 발생하는 유동박리 시점 및 크기에 대한 정확한 예측에 실 패하였다. 가장 주된 원인으로써 이전의 난류모델들은 모두 난류전단응력의 수 송에 대한 고려를 하지 않았기 때문이며, 그 결과 eddy viscosity에 대한 과다 예측을 하였다. 수송항은 식 (3.12)같이 eddy-viscosity 형태의 방정식에 대한 제



한으로 얻어질 수 있다.

$$\nu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)} \tag{3.12}$$

여기서, u_t : $\mu_t/
ho$

 F_2 : blending function

S : strain rate

Blending function은 난류모델의 성공을 위해 매우 중요한 요소이다. 이 방정 식의 형태는 표면과의 가장 가까운 거리와 유동변수를 기반으로 한하며 식 (3.13) ~ (3.17)에 보이고 있다.

$$F_{1} = \tanh(\arg_{1}^{4})$$

$$\arg_{1} = \min\left(\max\left(\frac{\sqrt{k}}{\beta\omega y}, \frac{500\nu}{y^{2}\omega}\right), \frac{4\rho k}{CD_{k\omega}\sigma_{\omega 2}y^{2}}\right)$$

$$(3.13)$$

$$(3.14)$$

여기서, y : 벽면으로부터 가장 가까운 곳까지의 거리

ν : 동점성계수

$$CD_{kw} = \max\left(2\rho \frac{1}{\sigma_{w2}\omega} \nabla k \nabla \omega, 1.0 \times 10^{-10}\right)$$
(3.15)

$$F_2 = \tanh\left(\arg_2^2\right) \tag{3.16}$$

$$\arg_2 = \max\left(\frac{\sqrt[2]{k}}{\beta\omega y}, \frac{500\nu}{y^2\omega}\right) \tag{3.17}$$



🖯 Collection @ kmou

SST 모델이나 BSL 모델은 *k*−*ε*과 *k*−*ω*사이의 blending을 위해 벽면과 가 장 가까운 거리에 위치한 노드의 거리정보를 필요로 한다. Wall scale 방정식은 식 (3.18)과 같은 단순한 형태의 방정식으로 구할 수 있다.

$$\nabla^2 \varnothing = -1 \tag{3.18}$$

여기서, Ø는 wall scale 값을 의미한다. 벽면거리는 식 (3.19)에 의해 wall scale로부터 계산된다.



(3.19)



3.2 10 \ 급 수평축 조류터빈 블레이드 설계

로터 블레이드 형상설계 및 성능예측을 위해서는 로터 블레이드를 구성하는 익형의 신뢰성 있는 공력특성 데이터의 확보가 중요하다. 2차원 수치해석 소프 트웨어 X-Foil을 이용하여 2차원 익형 공력특성데이터를 확보하였고 확보한 데 이터를 이용하여 10W급 수평축 조류터빈 블레이드를 설계하였다. 에어포일은 NREL에서 개발한 S823 블레이드 익형을 선정하였으며 Fig. 3.3에 나타 내었다. Table 3.1에서 블레이드 직경이 1~10m에서는 S823에서 S835을 혼합해서 사용하 는 것을 권장하였고 직경이 20~40m에서는 S810에서 S829를 혼합해서 사용하는 것을 권장하였지만, 국내외 논문을 비교 검토 하였을 때 Bertagnolio et al. (2001), Jung et al. (2015), Lee (2016), Jeong (2017) 등 다수의 논문 결과 구조 설계가 유리하고, 비교적 안정적 출력성능확보가 가능하며, 에어포일 시리즈가 변화되는 천이구간에서의 형상변화를 최소화하기 위한 목적으로 S823 및 S814 에어포일을 단독으로 사용하는 것이 더 효율적이라는 결론을 얻었으며 본 연구 에서 S823과 S814를 단독 사용하였다.



Fig. 3.3 Profile of blade S823



Blade length (meters)	Category	Airfoil family (root tip)		
1 ~ 3	Thick	S835	S833	S834
5 ~ 10	Thick	S823	_	S822
10 ~ 20	Thin Thin Thin Thin Thin Thin	S804 S804 S807 S807 S808 S821	S801 S801 S805 S805A S805A S805A S819	S802 S803 S806 S806A S806A S806A S820
20 ~ 30	Thick Thick Thick	5811 5814 5815	\$809 \$812 \$812 \$812	S810 S813 S813
20 ~ 40	Tot in	S814 S815 S815	S825 S825 -	S826 S826 S829
30 ~ 50	Thick	S818	S816	S817
15 ~ 25	Thick Thick Thick	S818 S818 S818	S830 S830 S827	S831 S832 S828

Table 3.1 NREL' S S-Series airfoil families (NREL, 1995)

로터 블레이드 직경의 결정을 위해 식 (3.20)을 이용하였고 식은 다음과 같다.

$$D = \sqrt{\frac{8P_r}{\eta C_P \rho \pi V_D^3}} \tag{3.20}$$

로터 블레이드의 정격 회전수를 결정하기 위하여 식 (3.21)을 이용하여 회전 수를 결정하였으며 식은 다음과 같다.

$$N_{rpm} = 60 \left(\frac{V_D}{\pi D}\right) \lambda \tag{3.21}$$

INF AND OCE

추정 동력계수 0.45, 동력전달 계통장치와 발전기 효율을 0.9로 가정하였다. 그리고 물 의밀도 1,024kg/m³, 설계유속은 0.8m/s이며, 이때 설계 TSR은 3으로 하였으며 로터 블 레이드 정격회전 속도는 183.35rpm으로 결정하였다. 설계제원은 Table 3.2에 요약 정리 하였다. 블레이드 직경방향으로 적절한 두께 분포와 코드 길이분포, 최적의 비틀림 분포 를 가지도록 배열하여 최종적인 3차원 블레이드 형상을 Table 3.3의 설계제원을 바탕으 로 Fig. 3.4에 3차원으로 모델링하여 나타내었다.



Design parameters	Values	
Prated: Rated power	10 W	
Cp: Estimated power coefficient	0.45	
η : Estimated drive train efficiency	0.9	
Vrated: Rated stream velocity	0.8 m/s	
ρ : Sea water density	1024 kg/m3	
λ : Tip speed ratio	3	
D: Diameter	0.25 m	
N: Blade number	3	
ω : Rotational speed	183.35 rpm	

Table 3.2 Blade design parameter



Fig. 3.4 3-D modeled 10W HATT rotor blade (S823)

Station	Section [r/R]	Chord [mm]	Twist	Hydrofoil
l(root)	0.00	_	-	cylinder
2	0.05	56.98	12.23	S823
3	0.10	54.88	22.64	S823
4	0.15	52.78	25.24	S823
5	0.20	50.68	24.49	S823
6	0.25	48.58	22.50	S823
7	0.30	46.48	20.15	S823
8	0.35	44.38	17.83	S823
9	0.40	42.28	15.66	S823
10	0.45	40.18	13.70	S823
11	0.50	38.07	11.94	S823
12	0.55	35.97	10.36	S823
13	0.60	33.87	8.95	S823
14	0.65	31.77	7.67	S823
15	0.70	29.67	6.49	S823
16	0.75	27.57	5.40	S823
17	0.80	25.47	4.37	S823
18	0.85	23.37	3.35	S823
19	0.90	21.27	2.30	S823
20	0.95	19.16	1.13	S823
21	1.00	17.06	1.13	S823

Table 3.3 Configuration design result of the blade



10W급 조류터빈 블레이드 성능 비교를 위해 S814 익형을 앞에서 설명한 방법으로 설계를 하였으며 설계제원은 Table 3.4에 요약 정리하였다. Table 3.5의 설계제원을 바탕으로 Fig. 3.5에 3차원 모델링을 나타내었다.

Design parameters	Values	
Prated: Rated power	10 W	
Cp: Estimated power coefficient	0.45	
η : Estimated drive train efficiency	0.9	
Vrated: Rated stream velocity	0.8 m/s	
ρ : Sea water density	1024 kg/m3	
λ : Tip speed ratio	6	
D: Diameter	0.35 m	
N: Blade number	3	
ω : Rotational speed	264.85 rpm	

Table 3.4 Blade design parameter



Fig. 3.5 3-D modeled 10W HATT rotor blade (S814)

Station no.	Section [r/R]	Chord [mm]	Twist [°]	Hydrofoil [-]
l(root)	0.00	5.19	_	cylinder
2	0.05	5.19	-	cylinder
3	0.10	transition	transition	transition
4	0.15	transition	transition	transition
5	0.20	15.51	20.20	S814
6	0.25	14.92	15.52	S814
7	0.30	14.33	10.62	S814
8	0.35	13.75	10.32	S814
9	0.40	13.16	8.47	S814
10	0.45	12.57	6.97	S814
11	0.50	11.98	5.73	S814
12	0.55	11.40	4.69	S814
13	0.60	10.81	3.81	S814
14	0.65	10.22	3.04	S814
15	0.70	9.63	2.37	S814
16	0.75	9.04	2.23	S814
17	0.80	8.46	1.78	S814
18	0.85	7.87	1.32	S814
19	0.90	7.28	0.90	S814
20	0.95	6.69	0.62	S814
21	1.00	6.11	0.00	S814

Table 3.5 Configuration design result of the blade

3.3 실험 장치 및 방법

터빈 실험 장치 구성으로는 Fig. 3.6은 회류수조에 사용될 10W 조류터빈 모 델실험장치의 제작을 위한 실험장치를 보여주고 있다. 회류수조의 크기는 2m x 0.5m x0.625 (길이 x 너비 x 높이)이며 1기의 임펠러를 사용한 순환형 회류수조 로써 유속을 일정하게 발생 시킬 수 있다. 회류수조는 연속적으로 흐름을 발생 시킬 수 있는 자비로써 조류발전 터빈의 작동환경을 가장 유사하게 구현할 수 있는 장비이다. Fig. 3.7는 회류수조에 설치된 실험 장치를 보여주고 있으며 크 기는 실험에 사용될 회류수조의 상단부에 거치 가능할 수 있도록 설계하였다. 회류수조 상단부에는 조류터빈의 출력과 효율을 직접적으로 나타내주는 토크 측정 장치 및 회전수 계측장치를 부착하였으며, 축의 끝부분에는 파우더브레이 크를 설치하여 터빈실험 시 회전속도를 조절할 수 있도록 제작하였다. 축에 발 생되는 일정방향 부하나 원심력에 의한 토크메타의 손상이 발생 할 수 있으므 로 실제 조류 터빈의 예상 출력 토크 값 보다 큰 용량의 토크메타를 사용하도 록 하였으며 Fig. 3.8에 나타내었다.

토크메타의 모델명은 SENSTECH SDSA-20K(SP), 용량은 20kgf.cm이고 최대 3000rpm 까지 측정이 가능하다. 또한 RPM 센서 MP-981을 포함하고 있다. 특 히 SDSA는 낮은 용량 및 높은 rpm을 사용하기에 적합하며 크기가 컴팩트하여 공간을 최소한으로 사용이 가능하다. 그리고 PRB-0.3Y4 자연공냉식 파우더 브 레이크를 Fig. 3.9와 같이 장착하여 터빈의 회전수를 조절하였다.

멀티 메타 및 파우더 브레이크 조절장치는 Fig. 3.10에 나타내었으며 Fig. 3.11의 데이터로그를 이용하여 모든 실험데이터를 기록하였다.

Fig. 3.12은 3차원 모델링된 형상을 5축 가공을 통하여 제작된 조류발전 터빈 블레이드를 나타내고 있다. Table 3.6 조류터빈 모델 실험 장치에 구성된 장비 들의 제원을 나타내고 있다.





Fig. 3.6 Schematic of the experimental set-up





(a) Top of the test device



(b) rotor blade turbine

Fig. 3.7 Experimental equipment





Fig. 3.8 Torque and RPM meter



Fig. 3.9 Powder brake





Fig. 3.10 Digital multi meter and tension controller



Fig. 3.11 Data logger





Fig. 3.12 Rotor blade shape


Item	Specification	
Circulationg Pump	Type: Centrifugal pump Motor: HIGEN KMI-02HKI Power: 1.5kW (2HP) Revolution: 1730min/1 Capacity:901 Efficiency:80%	
Flowrate Controller	Model: iG5A variable frequency drive	
Torque Transducer	Model: SENSTECH SDSA-20K(SP) Capacity: 20kgf.cm R.O: 1.5380 mV/V	
Monitoring Unit	Model: SENSTECH DI-130	
Resistance Controller	Model: PORA PMTC-01A	
Flowmeter	Model: JDC Flowatch Range: 0.3 to 51+km/h Temperature: -30° C to +50° C Accuracy: ±2%	
RPM Senser	Model: ONOSOKKI MP-981	
Powder Brake	Model: PORA PRB-0.3YA	

Table 3.6 Describes detailed specifications of major equipment



3.4 실험 조건 및 CFD 해석

본 연구는 익형 S823 형상과 S814 형상 설계를 바탕으로 10W급 조류발전 터 빈 블레이드의 성능해석을 수행 하였다. 날개요소운동량이론을 통해 기본 형상 설계를 마친 블레이드를 CFD 해석을 통하여 출력과 출력계수 값을 만족하고 있는지 확인하기 위한 해석을 수행하였다.

Fig. 3.13은 전체 유동장에 대한 CFD 해석을 위한 격자를 보여주고 있다. Fig. 3.14는 로터 터빈 블레이드의 격자를 보여 주고 있으며 난류모델의 특성에 따라 수렴 및 신뢰성 있는 결과 확보를 위해 Hexa 격자를 이용하여 구성 하였다. 수치해석을 하는데 있어서 해의 정확도를 좌우하는 가장 중요한 부분의 하나가 계산격자이며 우수한 품질의 격자를 생성하기는 그리 쉽지가 않다. 격자 구성을 위해 블레이드를 포함한 내부영역 부분과 블레이드를 포함하지 않은 외부 영역 부분으로 격자를 구분하여 구성 하였다. S823의형의 외부 유동장은 블레이드 반경의 3배 만큼의 거리를 확보 하였으며, 위쪽방향으로 5배, 출구 방향으로 9배 만큼의 유동장을 확보하였으며 의형S814는 외부 유동장의 블레이드 반경의 3배, 위쪽방향으로 5배, 출구 방향으로 6배 만큼의 유동장을 확보하여 계 산결과의 수렴에 필요한 안정도 및 정확도를 높였다. 의형 S823의 격자 개수의 노드의 수는 약 840만개, 의형 S814의 노드의 수는 약 950만개이며, ICEM-CFD ver.18을 사용하여 생성하였다.

유동해석은 상용코드인 ANSYS CFX ver.18을 사용하였다. 유동해석에서 유동 박리 현상이 잘 발생하는 유동장의 해석은 블레이드 표면으로부터 발생되는 실 속현상 등을 포함한 복잡한 3차원 유동현상을 파악하기 위해서 SST의 난류모 델을 사용 하였으며, 첫 번째 접점까지의 무차원 거리인 y+ 값은 1이하의 값을 유지하였으며, 정상상태계산을 통한 해석을 수행하였다.

Fig. 3.15은 ANSYS CFX 유동계산을 위한 도메인을 보여주고 있으며, 익형



- 57 -

S823의 경계조건은 입구 유입유속 0.8 m/s로 고정하였고 블레이드의 회전수 변 경을 통한 총 5개의 계산조건을 설정하였고 출구는 압력조건을 설정하였으며, 블레이드 회전속도는 주속비에 따른 회전속도를 변경하였다. 익형 S814의 경계 조건은 입구에 균인 속도유입조건을 주었고 출구는 평균정압조건을 설정하였으 며 블레이드 표면은 점착조건(no-slip walls)을 적용 하였다. 총 3개의 블레이드 중 1개의 블레이드에 해당하는 120° 간격의 주기조건을 적용하여 하나의 블레 이드만 해석을 수행 하였다. 회전영역과 정적영역이 접하는 면들은 각각 GGI(General Grid Interface)의 조건을 적용하였다. 자세한 계산 조건은 Table 3.7와 Table 3.8에 나타내었다.

TIME AND OCEAN

Table 3.7 Calculation conditions of S823

Case	U [m/s]	RPM S	TSR
1	0.8	122.23	2
2		183.35	3
3		945 244.46	4
4		305.58	5
5		366.69	6

Table 3.8 Calculation conditions of S814

Case	U [m/s]	RPM	TSR
1	2.4	264.85	2
2	1.6		3
3	1.2		4
4	0.96		5
5	0.8		6
6	0.69		7
7	0.6		8
8	0.53		9













(b) S814 near the blade

Fig. 3.14 Computational Mesh of rotor blade









3.5 익형 S823 성능해석 결과

Collection @ kmou

Fig. 3.16은 회전속도 변경에 따른 흡입면(Suction side)과 압력면(Pressure side)의 표면 압력 및 유선분포를 보여주고 있다. 로터 블레이드 허브 근방 영 역은 비교적 높은 받음각에서 운전되기 때문에 박리에 의해 흐름이 표면으로부 터 이탈하기 쉽다. 일단 표면으로부터 이탈된 흐름은 블레이드 후방으로 빠져 나가지 못하고 로터의 회전으로부터 발생하는 원심 가속력과 압력차에 의해 블 레이드 표면을 따라 팁 방향으로 진행하는 특징을 보인다. 이를 반경류(Radial flow)라 하며, 받음각의 변화와 함께 블레이드에서 실속을 초래하는 중요한 요 소가 된다(Corten, 2001). 압력면에서의 표면유선분포는 대부분의 조건에서 상 대적으로 균일한 분포의 부착류가 형성되고 있으나 TSR 2부터 TSR 3에서는 허 브에서부터 팁까지 반경류가 생성되어 실속이 발생하는 것을 확인할 수 있으며 TSR 4부터 TSR 6지점은 흡입면 전연에 실속이 발생하며 회전수 증가로 인해 받음각이 줄어들고 그로인해 실속이 줄어드는 것을 확인 할 수 있다. 일반적으 로 받음각의 범위가 낮아질수록 익형 주위 흐름은 부착류를 형성하는 특징이 나타내기 때문에 완전한 부착류의 형성이 최고의 수력학적 특성(Hydrodynamics characteristics)을 나타내는 지점이라고 할 수는 없다. 그러나 가급적 억제하는 것이 바람직한 방법이며 출력 제어용으로 실속현상을 이용하기도 한다.

Fig. 3.17는 블레이드의 루트에서 팁까지 블레이드 반경 35%, 55%, 75%, 95% 의 국부 단면 유선과 흡입면에서의 유선을 같이 나타내었다. TSR2와 TSR3는 받음각이 커짐으로 인해 트레일링 엣지(Trailing edge)쪽에서 박리(Separation)가 발생하였으며 TSR4에서 TSR6은 블레이드 팁부분에서 박리가 발생하다 줄어듬 을 확인할 수 있다.

Fig. 3.18 ~ Fig. 3.22은 블레이드에 대한 흡입면과 압력면의 압력 차이를 정 량적으로 비교하기 위하여 블레이드 표면에서의 압력계수(*C_n*)값을 주속비(Tip Speed Ratio, TSR)별로 구하여 나타내었으며 C는 코드길이, X는 에어포일의 전 연에서부터 후연까지 길이이다. 압력계수는 식 (3.22)을 이용 하였다.

$$C_{pressure} = \frac{p - p_{\infty}}{\frac{1}{2}\rho_{\infty} \left(V_{\infty}^{2} + (r\omega)^{2}\right)}$$
(3.22)

여기서 *p*와 *p*_∞는 로터 블레이드 표면과 유동장 유입 측의 정압을 나타내고, *p*_∞는 유입 측 흐름의 물의밀도, r은 로터 블레이드 해당 스팬위치에 대한 블레 이드 국소반경방향의 거리, *ω*는 로터 블레이드의 회전 각속도이다.

회전수 변화에 따른 블레이드 국부위치 75%에서 압력계수의 차이가 균등하 게 차이를 보이고 있으며 블레이드 설계 75% 위치에서 가장 많은 블레이드 출 력을 예상할 수 있다.

설계점 TSR3인 Fig. 3.19은 단면 r/R=0.55~0.95의 압력계수 분포는 거의 비슷 한 형태를 보이고 있다. 블레이드 전체에 최대양항비의 받음각으로 인해 우수 한 출력으로 나타 내어 진다.

Fig. 3.23은 주속비별 반경방향 국소반경비 r/R=0.75 부근의 압력계수를 나타 내었다. TSR2 ~ TSR3에서 흡입면과 압력면 사이의 압력계수의 분포가 넓고 고 르게 나타나고 있다. 주속비가 설계점보다 낮을 경우 블레이드 전연으로 접근 하는 유속의 범위가 설계 유속보다 높은 값을 가지므로 상대 유입각도의 증가 로 인해 압력계수의 분포가 설계점보다 넓게 나타나고 있다.

Fig. 3.24는 CFD와 실험을 통해서 얻어진 10W급 조류터빈의 출력값을 나타 내고 있다. 출력은 TSR2에서 블레이드에 발생하는 실속으로 인해 낮은 출력값 을 보이고 있으며 설계점인 TSR3에서 최고출력을 보이고 설계점 이후 서서히 낮아지는 것을 알 수 있다. Fig. 3.25은 출력계수를 나타내었다. 회전수가 증가 함에 따라 증가하다 183.35rpm에서 최대출력계수를 보이고 설계점 이후 낮아짐 을 확인 할 수 있다. CFD는 6.05W의 출력과 47%의 출력계수값을 얻을 수 있



었고 실험에서는 CFD와 유사한 경향을 보이고 있는 것을 확인 할 수 있었다. BEMT에 의한 조류터빈 블레이드의 설계는 매우 유용하다는 것을 확인할 수 있다. Table 3.9와 Tabel 3.10는 CFD해석과 모델실험에서 얻어진 결과값을 나 타내고 있다.







(a) Pressure side 122.23rpm (TSR2)





(b) Pressure side 183.35rpm (TSR3)



(c) Pressure side 244.46rpm (TSR4)





(c) Pressure side 305.58rpm (TSR5)





(e) Pressure side 366.69rpm (TSR6)



Collection @ kmou



(a) 122.23rpm (TSR2)





(b) 183.35rpm (TSR3)





(c) 244.46rpm (TSR4)





(d) 305.58rpm (TSR5)





Fig. 3.17 Sectional streamlines (35%, 55%, 75%, 95%)





Fig. 3.18 Pressure coefficient curve at 122.23rpm (TSR2)



Fig. 3.19 Pressure coefficient curve at 183.35rpm (TSR3)

- 75 -





Fig. 3.20 Pressure coefficient curve at 244.46rpm (TSR4)



Fig. 3.21 Pressure coefficient curve at 305.58rpm (TSR5)

- 76 -





Fig. 3.22 Pressure coefficient curve at 366.69rpm (TSR6)



Fig. 3.23 Pressure coefficient curve at r/R=0.75







Fig. 3.25 Comparison of the coefficient from CFD and experiment



RPM	P [W]	C_p
122.23	4.923	0.383
183.35	6.048	0.470
208.40	5.786	0.450
305.58	4.864	0.378
366.69	2.726	0.212

Table 3.9 Results of the power and power coefficient from CFD





RPM	P [W]	C_{p}
208.40	5.804	0.451
211.77	5.722	0.445
217.08	5.751	0.447
223.19	5.656	0.440
229.92	5.634	0.438
228.69	5.635	0.439
239.63	5.634	0.438
249.35	5.478	0.426
258.46	5.427	0.421
264.14	5.421	0.412
270.56	5.128	0.398
279.05	5.202	0.404
286.33	5.055	0.393
289.38	4.821	0.375
293.66	4.859	0.378
300.93	-4.648	0.361
308.21	4.460	0.347
307.53	4.570	0.355
306.98	4.587	0.357
317.31	4.350	0.339
318.84	4.124	0.321
321.59	4.072	0.317
325.26	9/ 3.883	0.301
326.42	3.685	0.286
330.70	3.681	0.286
333.14	3.534	0.275
334.30	3.375	0.262
341.57	3.237	0.251
348.91	3.117	0.242
347.69	2.949	0.229
352.51	2.787	0.217
353.98	2.958	0.230
355.57	2.722	0.211
361.62	2.621	0.204
366.51	2.525	0.196
367.98	2.401	0.187
376.10	2.387	0.186

Table 3.10 Results of the power and power coefficient from experiment



3.6 익형 S814 성능해석 결과

Fig. 3.26은 회전속도 변경에 따른 흡입면(suction side)과 압력면(pressure side)의 표면 압력 및 유선분포를 보여주고 있다. 압력면의 루트(Root)에서 생성 된 유선이 유속의 증가로 인해 두 갈래로 형성이 되다 높은 받음각으로 인해 합쳐지는 것을 확인할 수 있으며 흡입면 루트에서 생성된 유선이 TSR4일 때 트레일링 엣지 부근에서 블레이드 전연으로 이동하는 것을 확인할 수 있다. 터 빈 블레이드에서의 실속현상은 블레이드에 작용하는 양력을 감소시키고 항력을 증가시키게 되어 터빈의 출력에 영향을 미치게 된다.

Fig. 3.27는 블레이드의 루트에서 팁까지 블레이드 반경 35%, 55%, 75%, 95% 의 국부 단면 유선과 흡입면에서의 유선을 같이 나타내었다. 높은 받음각으로 인해 블레이드 전연과 후연 전체에 박리가 발생하는 것을 확인 할 수 있다. 유 속이 증가함에 따라 받음각의 증가로 인해 정체점이 블레이드 전연으로 이동하 는 것을 확인할 수 있고, 유속의 감소로 인해 블레이드 후연으로 박리가 이동 하다 TSR5에서 박리가 없어지는 것을 확인 할 수 있다.

Fig. 3.28 ~ Fig. 3.31은 블레이드에 대한 흡입면과 압력면의 압력 차이를 정 량적으로 비교하기 위하여 블레이드 표면에서의 압력계수(*C_p*)값을 주속비(TSR) 별로 구하여 나타내었다. TSR5에서 단면 r/R=0.55~0.95의 압력계수 분포가 넓게 분포하여 양항비가 제일 높게 나오는 것을 확인할 수 있으며 그로인해 터빈의 우수한 출력을 예상해 볼 수 있다.

Fig. 3.32는 주속비별 반경방향 국소반경비 r/R=0.75 부근의 압력계수를 나타 내었다. TSR3 ~ TSR5에서 압력계수의 분포가 넓고 고르게 나타나고 있다. 주속 비가 설계점보다 낮은 TSR3은 압력계수가 넓게 분포하지만 블레이드 전연으로 접근하는 빠른 유속으로 인해 설계 유속보다 높은 값을 가지므로 상대 유입각 도의 증가로 인한 압력계수 분포가 TSR5보다 넓게 나타나고 있다.



Fig. 3.33과 Fig. 3.34은 10W급 조류터빈의 출력계수 및 출력을 CFD를 통해 나타내고 있다. 설계점인 TSR6에서 출력계수는 약 42%을 보였으며 최대출력계 수값은 TSR5에서 약43%를 나타내었다. 출력은 설계점인 TSR6에서 10.48W의 출력을 보이고 있으며 TSR3에서 최대출력을 보이다 떨어지는 것을 확인 할 수 있다. Table 3.11에서 얻어진 결과값을 나타내었다.

Fig. 3.35는 익형S823과 익형S814의 출력계수를 비교하였다. 각 익형의 설계점 에서의 출력계수는 익형S823이 익형S814 보다 약 11% 높게 나타났음을 확인 할 수 있다. NREL에서 제공한 Table 3.1처럼 블레이드 지름이 작은 쪽에서의 설계는 익형 S823이 더 유리할 것으로 보인다.







(a) Pressure side 2.4m/s (TSR2)





(b) Pressure side 1.6m/s (TSR3)





(c) Pressure side 1.2m/s (TSR4)





(c) Pressure side 0.96m/s (TSR5)





(e) Pressure side 0.8m/s (TSR6)





(e) Pressure side 0.69m/s (TSR7)





(e) Pressure side 0.6m/s (TSR8)





- (e) Pressure side 0.53m/s (TSR9)
- Fig. 3.26 Surface pressure overlapped with streamlines on pressure and suction side of the blade



(a) 2.4m/s (TSR2)




(b) 1.6m/s (TSR3)





(c) 1.2m/s (TSR4)



(d) 0.96m/s (TSR5)





(e) 0.8m/s (TSR6)





(f) 0.69m/s (TSR7)





(g) 0.6m/s (TSR8)





(h) 0.53m/s (TSR9)

Fig. 3.27 Sectional streamlines (35%, 55%, 75%, 95%)





Fig. 3.29 Pressure coefficient curve at 0.96m/s (TSR5)



Collection @ kmou



Fig. 3.31 Pressure coefficient curve at 0.53m/s (TSR9)

- 100 -

Collection @ kmou



Fig. 3.33 Comparison of the power from CFD





Table 3.11 Results of the power and power coefficient from CFD

Case	U [m/s]	P [MW]	Ср
1	2.4	54.83	0.08
2	1.6	65.40	0.33
3	1.2	33.36	0.40
4	0.96	18.30	0.42
5	0.8	10.15	0.41
6	0.69	5.64	0.35
7	0.6	3.23	0.30
8	0.53	1.95	0.27







1945

Ó



제 4 장 1MW급 조류발전 터빈의 성능 해석

4.1 1MW급 수평축 조류터빈 블레이드 설계

조류발전 터빈의 가장 중요한 구성 요소 중 하나는 최적의 블레이드를 설계 하는 기술이다. 블레이드 설계는 성능측면 또는 구조적측면 등 상호 충돌되는 구성 조건에 따라 다양한 목적을 만족시켜야 한다. 기본적으로 풍력 터빈의 블 레이드 익형이 그대로 적용되지만 조류의 특성에 맞도록 최적화된 익형의 개발 이 요구되어 진다.

블레이드 설계는 익형을 선정하고 길이방향으로 적절한 두께분포와 코드 길 이분포, 비틀림 분포를 갖도록 배열하는 과정으로서 블레이드 설계 절차는 크 게 수력부분과 구조부분으로 나누어진다. 수력 설계는 최적의 블레이드 외형 형상설계를 위한 하이드로포일(Hydrofoil) 선정 등을 포함한다. 중요 정보로는 하이드로포일 코드 길이, 비틀림 각 및 두께 분포 등이 있다.

로터 블레이드를 설계하기 위해 가장 먼저 고려되어야 할 부분은 터빈이 설 치될 장소의 유향유속 데이터의 확보를 통한 정격유속 및 설계유속의 결정이 다. 따라서 본 논문에서는 1MW급 수평축 조류터빈 블레이드 설계를 위해 평균 유속을 2.5m/s로 결정하였다.

터빈 블레이드의 최적설계를 위해선 익형의 선정이 매우 중요하다. 익형의 선정 기준은 보통 높은 양항비(C_L/C_D)를 꼽을 수 있지만, 높은 양항비가 발생 하는 받음각을 그대로 적용해 설계하면 실속(Stall)이 쉽게 발생할 수 있다. 따 라서 수력특성을 정확하게 파악해 높은 양항비가 발생하는 받음각 구간이 넓은 익형을 선정해야 한다. 본 연구에서 터빈 블레이드의 최적설계를 위한 익형으 로 NREL(National renewable energy lab)에서 개발한 S-series 중 코드의 두께 (Thickness)와 Root측 형상이 상대적으로 두꺼운 S814 블레이드 익형을 선정하





Fig. 4.2 Lift and drag ratio with AOA



Fig. 4.2는 레이놀즈수 Re=2,200,000 영역에서 받음각 α=2deg 일 때 최대 양 항비(*C_L*/*C_D*)가 125.9로 높은 값을 나타내고 있으며 받음각 α=0.5~10deg 범 위에서 100 이상의 높은 양항비를 나타내고 있으므로 전체적으로 상당히 우수 한 성능을 가지는 블레이드 설계라고 판단되고 있다.

터빈 블레이드 설계는 BEMT을 통한 조류터빈 설계를 근거로 1MW 조류터빈 블레이드를 설계 하였다. 로터 블레이드 직경의 결정을 위해 식 (4.1)을 이용하 였다.

$$D = \sqrt{\frac{8P_r}{\eta C_P \rho \pi V_D^3}} \tag{4.1}$$

추정 동력계수는 0.45, 동력전달 계통장치(power train)와 발전기(generator)의 효율은 0.9로 가정하였다.

$$N_{rpm} = 60\left(\frac{V_D}{\pi D}\right)\lambda \tag{4.2}$$

로터 블레이드의 정격 회전수를 결정하기 위하여 식 (4.2)를 적용 하였으며 관련 설계제반 수식에 의해 결정된 로터 블레이드 직경은 19.8m이며, 물의밀도 1,024kg/m³, 설계유속 2.5m/s, 설계 TSR은 6으로 하였으며 로터 블레이드 정격 회전 속도는 14.5rpm으로 결정하였다. 설계제원은 **Table 4.1**에 나타내었다.

터빈의 형상 설계를 위해서 주어진 초기 설계조건과 선정된 날개단면을 적용 하여 조류발전 터빈의 기본 설계 이론을 적용하여 설계를 수행하였으며 블레이 드의 설계과정은 익형을 선정하고 이를 블레이드 직경방향으로 적절한 두께 분 포와 코드 길이분포, 최적의 비틀림 분포를 가지도록 배열하여 최종적인 3차원 블레이드 형상을 Table 4.2의 설계제원을 바탕으로 Fig. 4.3에 3차원으로 모델 링하여 나타내었다.



Design parameters	Values
Prated: Rated power	1,000 kW
Cp: Estimated power coefficient	0.45
η : Estimated drive train efficiency	0.9
Vrated: Rated stream velocity	2.5 m/s
ρ : Sea water density	1024 kg/m^3
λ : Tip speed ratio	6
D: Diameter	19.8 m
N: Blade number	3
ω : Rotational speed	14.5 rpm

Table 4.1 Blade design parameter

Fig. 4.3 3-D modeled 1MW HATT rotor blade

Station no.	Section [r/R]	Chord [mm]	Twist [°]	Hydrofoil [-]
l(root)	0.00	594	_	cylinder
2	0.05	594	-	cylinder
3	0.10	transition	transition	transition
4	0.15	transition	transition	transition
5	0.20	2098	23.7	S814
6	0.25	2008	20.0	S814
7	0.30	1918	17.1	S814
8	0.35	1828	14.8	S814
9	0.40	1738	13.0	S814
10	0.45	1648	11.5	S814
11	0.50	1558	10.2	S814
12	0.55	1468	9.2	S814
13	0.60	1378	8.3	S814
14	0.65	1288	7.6	S814
15	0.70	1198	6.9	S814
16	0.75	1108	6.3	S814
17	0.80	1018	5.8	S814
18	0.85	928	5.2	S814
19	0.90	838	4.7	S814
20	0.95	748	4.0	S814
21	1.00	658	4.0	S814

Table 4.2 Configuration design result of the blade



4.2 실험 조건 및 CFD 해석

S814의 형상 설계를 바탕으로 1MW급 조류터빈의 성능해석을 수행하였다. 날 개요소운동량이론을 통해 형상 기본설계를 마친 블레이드의 성능을 CFD 해석 을 통하여 출력과 출력계수값을 만족하고 있는지 확인하기 위한 해석을 수행하 였다.

Fig. 4.4은 조류터빈의 CFD 해석을 위한 계산격자를 보여주고 있다. 블레이드 표면에서 발생하는 실속에 의한 복잡한 유동 흐름을 잘 예측하기 위하여 블레이드 표면 주변은 O-grid를 사용하여 블레이드 주위의 유동장보다 격자밀도가 높게 구성하였으며 계산의 효율성을 고려하여 블레이드 외부는 H-grid 격자로 구성하였다. 흐름의 입구방향으로 블레이드 반경의 3배 만큼의 거리와 출구방 향으로 6배 만큼의 거리 그리고 위쪽방향으로 5배 만큼의 유동장을 확보하여 계산결과의 수렴에 필요한 안정도와 정확도를 높였다. 계산격자에 사용된 node 의 수는 약 900만개이며 ICEM CFD ver.18을 이용하여 생성하였다.

유동해석은 상용코드인 ANSYS CFX ver.18을 사용하였고 유동박리 현상이 잘 발생하는 유동장의 해석에서 블레이드의 실속현상과 같이 복잡한 유동을 파악 하기 위하여 난류모델은 k- ω SST를 사용하였다. k- ω SST 난류모델의 벽면에서 첫 번째 node까지의 무차원 거리인 y^+ 값의 요구치는 1~10이다. 모든 계산에서 y^+ 는 10 이하의 값을 유지하였으며 정상상태 계산을 통한 해석을 수행하였고 연속방정식과 운동량방정식을 하나의 방정식 집합으로 묶어 계산을 수행하는 방법을 사용하였다.

Fig. 4.5는 ANSYS CFX 유동계산을 위한 도메인을 보여주고 있다. 주속비 변 화에 따라 주기(Periodic)경계조건으로 처리된 단일 블레이드에 대해 수행하였 다. 입구 경계조건으로는 입구에 균일 속도유입조건을 주었고 출구에는 평균정 압조건을 설정하였으며 블레이드 표면은 점착조건(No-slip walls)을 적용 하였 다. 총 3개의 블레이드 중 1개의 블레이드에 해당하는 120° 주기적 경계 조 건(Rotational periodic boundary condition)을 적용하여 수행하였으며 **Table 4.3** 에 계산조건을 정리하여 나타내었다.







(b) near the blade.

Fig. 4.4 Computational Mesh of rotor blade





Fig. 4.5 Computational domain of rotor blade

1945

		LOL CH	
Table 4.3	CFD	calculation	conditions

Case	U [m/s]	RPM	TSR
1	7.5	14.45	2
2	5		3
3	3.75		4
4	3		5
5	2.5		6
6	2.15		7
7	1.88		8
8	1.67		9

Collection @ kmou

4.3 성능해석 결과

1MW급 조류발전 터빈의 성능을 평가하기 위해 출력(Power)과 토크(Torque), 출력계수(Power coefficient)를 비교하였으며 해석 결과의 신뢰성을 확보하기 위 해 상용 프로그램인 Ansys CFD 프로그램을 이용한 성능 특성 데이터와 BEMT 이론을 기반으로 Kim(2005)이 개발한 터빈 성능 해석 프로그램인 Poseidon을 이용하여 성능 특성을 비교하였다.

Fig. 4.6는 조류발전 터빈 블레이드 흡입면(Suction side)과 압력면(Pressure side)에서의 유선(Streamline)을 타나내고 있다. 흡입면에서의 유선은 블레이드에 생성되는 부착류(Attached flow)의 변화를 통하여 실속(Stall)현상으로 인해 출력 특성을 이해하는데 도움이 된다. 압력면에서의 표면유선분포는 대부분의 조건에서 상대적으로 균일한 분포의 부착류가 형성되고 있으나 흡입면의 경우 주속비(TSR)=2는 전 범위에 걸쳐 복잡한 형태의 표면유선이 형성 되고 있다. 블레이드 속도는 고정인 반면 유체의 유입속도가 증가함으로 인해 받음각 변화가 크게 발생하여 흡입면에서의 깊은 실속이 발생되었기 때문이며 이로 인해 출력 및 효율저하의 주된 원인이 된다. 7.5 m/s에서 블레이드 흡입면 전연에 실속이 발생하는데 터빈 블레이드의 출력저하로 이어짐을 예상할 수 있다.

Fig. 4.7은 블레이드의 루트에서 팁까지 블레이드 반경에서 35%, 55%, 75%, 95% 부근에서의 국부 단면 유선과 흡입면에서의 유선을 같이 나타낸 것이다. TSR2 ~ TSR4까지 블레이드 단면으로 유입되어지는 빠른 유입속도로 인해 받음 각이 높아져 트레일링 엣지(Trailing edge)쪽에서 박리(Separation)가 발생하였으 며 설계점인 TSR5부터 박리가 없어짐을 확인할 수 있다.

Fig. 4.8과 Fig. 4.9는 수치해석에 의한 로터 블레이드의 공력특성을 검토하기 위하여 블레이드 압력면(pressure side)과 흡입면(suction side)사이의 압력 차이 를 압력계수(*C*_p)값을 이용하여 블레이드 반경방향 국소반경비 및 주속비에 따



라 정량적으로 비교 하였다.

Fig. 4.8은 TSR5의 블레이드 반경방향 각 국소 반경비에서의 압력계수를 나타 내고 있다. 단면 r/R=0.55~0.95 의 압력계수 분포는 거의 비슷한 형태를 보이고 있다. 이는 블레이드 전체에 최대양항비의 받음각으로 인해 우수한 출력성능으 로 나타 내어 진다.

Fig. 4.9은 블레이드 설계에서 반경방향 국소반경비 r/R=0.75 부근의 TSR 2~8 의 압력계수를 나타내었다. TSR2에서 블레이드 압력면과 흡입면 사이 압력계수 전체 면적이 가장 넓게 나타나고 있지만, 주속비가 설계점보다 낮을 경우, 블레 이드 상류로부터 접근하는 유속의 범위가 설계 출력이 발생하는 유속 범위보다 높은 값을 가지므로 블레이드 전연으로 유입되는 상대 유입각도의 증가에 따라 급격한 실속에 의한 공력특성의 저하가 예상된다.

Fig. 4.10에는 1MW급 수평축 조류터빈 로터 블레이드에 대한 수치해석 결과 와 BEM 이론을 이용해 산출된 출력계수(*C*_p)에 의한 성능곡선을 주속비 변화에 따라 나타낸 것이다. TSR 4 ~ 7의 구간에서 출력계수(*C*_p)가 0.4 이상으로 나타 났으며 출력계수의 최대값은 TSR5인 구간에서 48.2%이며 BEM 이론의 출력계 수는 47.6%로 약 1.3%의 차이를 나타냈다. BEM 이론이 대체적으로 해석 결과 보다 높게 나왔으나 BEM 이론은 순수하게 로터 블레이드로부터 얻어지는 기계 적 출력이므로 발전기 손실이 고려된 전기적 출력 값 보다 높다.

Fig. 4.11은 조류발전 터빈의 수치해석 출력 값과 BEM 이론을 비교하여 나타 내고 있다. 출력은 설계점인 TSR6에서 1.13MW와 1.14MW 출력을 보였으며 수 치해석 결과는 출력곡선이 TSR3까지 급격히 상승하다 둔화 되는 것을 확인할 수 있었으나 BEM 이론은 계속 상승하고 있는 것을 확인할 수 있다. 상호간에 계산된 범위 내에서 수치적인 차이가 발생하지만, 주속비 변화에 따른 출력계 수 오차가 적으며 성능 곡선이 전반적으로 유사하게 변화함을 알 수 있다.





(a) Pressure side 7.5 m/s (TSR2)





(b) Pressure side 5 m/s (TSR3)





(c) Pressure side 3.75 m/s (TSR4)





(d) Pressure side 3 m/s (TSR5)





(e) Pressure side 2.5 m/s (TSR6)





(f) Pressure side 2.15 m/s (TSR7)





(g) Pressure side 1.88 m/s (TSR8)













(a) 7 m/s (TSR2)





(b) 5 m/s (TSR3)





(c) 3.75 m/s (TSR4)





(d) 3 m/s (TSR5)





(e) 2.5 m/s (TSR6)




(f) 2.15 m/s (TSR7)









Fig. 4.7 Sectional streamlines (35%, 55%, 75%, 95%)





Fig. 4.9 Pressure coefficient at r/R=0.75

Collection @ kmou

- 131 -



Fig. 4.10 Comparison of power coefficient between BEM and CFD



Fig. 4.11 Comparison of power between BEM and CFD



TSR	U [m/s]	P [MW]	Ср
2	7.5	8.63	0.130
3	5	7.85	0.397
4	3.75	3.80	0.456
5	3	2.05	0.482
6	2.5	1.13	0.458
7	2.15	0.68	0.433
8	1.88	0.41	0.392
9	1.67	0.24	0.332
	8	S	

Table 4.4 Results of power and power coefficient from CFD

Table 4.5 Results of power and power coefficient from BEMT

TSR	U [m/s]	45 P [MW]	Ср
2	7.5 84	F CH 13.6	0.205
3	5	8.20	0.416
4	3.75	3.96	0.462
5	3	2.03	0.476
6	2.5	1.14	0.462
7	2.15	0.68	0.435
8	1.88	0.43	0.406
9	1.67	0.25	0.351



4.4 수치해석기법

4.4.1 유체-구조 연성해석 (FSI)

유체와 구조물이 접촉하고 있는 경우 유체의 유동(Flow)과 구조물의 변형 (Deformation)은 두 매질의 공통경계(Common interface)를 통하여 상호 영향을 미친다. Fig. 4.12에서 나타내고 있는 유체-구조 연성(Fluid-structure interaction, FSI)에 있어 유체 영역은 오일러(Euler)의 유한체적법(Finite volume method, FVM), 구조 영역은 라그랑지(Lagrange)의 유한요소법(Finite element method, FEM)을 이용하고 있다. 그 이유는 구조물은 연속체(Continuum body)으로써 변 형정도가 유체에 비하여 비교가 되지 않을 정도로 작아서 변형에 따른 요소 왜 곡(Distortion)이 문제가 되지 않는다. 하지만 유체는 흐름이 매우 복잡하고 혼 돈스럽기 때문에 라그랑지 요소를 적용하게 되면 요소왜곡이 발생하여 문제가 된다. 따라서 유체 영역은 유체흐름과는 무관하게 항상 공간상에 고정된 오일 러 격자를 적용하게 된다. 이와 같이 움직이는 요소와 공간상에 고정된 격자 사이 공통경계에서 요소와 격자 분포가 정확히 일치하지 않는 경우에 유체압력 과 구조물의 변형을 서로 주고받기 위한 연성기법이 바로 오일러-라그랑지 연 성(Euler-lagrange coupling)이다. 이 기법은 ALE(Arbitrary lagrange-euler method)기법과는 달리 두 매질이 접촉하고 있는 공통경계의 기하학적 형상이 복잡한 경우에 매우 효과적이다. 그 이유는 구조물 요소와 유체 격자 중에서 조밀한 경계면을 단순히 연성요소(Coupling mesh)로 정의하기 때문이다. 대부분 유체-구조 연성해석에서 적용하고 있으며 대표적인 사례로는 자동차 타이어의 수막현상(Hydroplaning), 선박의 유탄성(Hydroelasticity) 등을 들 수 있다.





(a) Euler-Lagrange

(b) ALE

Fig. 4.12 Fluid-structure interaction

NF AND Ore

4.4.2 ALE 기법

유체와 구조물이 접해 있는 상황은 우리 주위에서 쉽게 발견할 수 있다. 저 수지의 물과 댐, 탱크 구조물, 비행 중인 항공기의 기체와 주위 공기의 흐름, 운항 중인 선박의 선체와 주변 유동, 빗길을 주행하는 자동차 타이어의 수막현 상과 같은 경우를 유체-구조 연성이라 한다. 이런 문제에서는 유체의 압력과 구조물의 변형이 상호 영향을 미치는 연성효과를 나타낸다. 유한요소법을 필두 로 하는 수치해석에서 이런 문제를 시뮬레이션하기 위해서는 상호작용을 반영 시키기 위한 특별한 수치적 알고리즘이 요구되며 유체-구조 연성에 있어 구조 물의 변형은 유체 영역의 경계에 영향을 미치는 반면 유체의 압력은 구조물에 외부 하중으로 작용한다. 이런 두 매질의 상호작용을 반영하기 위해서는 두 매 질이 접하는 공통경계를 연성면(Coupling surface)으로 지정하여 이 계면을 통 해 두 매질간의 상호작용 데이터를 서로 주고받게 된다. 구조물의 변형은 라그 랑지 요소로 표현되는 반면 유체의 유동은 오일러 격자로 표현된다. 이런 경우 유체 격자는 유동을 따라 움직이지 않고 공간상에 고정되어 있기 때문에 유체 의 자유표면(Free surface)을 정의하기가 어렵다.



ALE 기법은 이런 문제점을 해결하기 위한 수치기법으로써 자유표면에 해당 하는 유체 격자를 유동과 함께 공간상에서 움직일 수 있도록 라그랑지를 채택 하고 자유표면 근처에 존재하는 유체격자의 일부는 격자의 균일성을 유지하기 위하여 임의로 재구성하는 방법이다. 따라서 유체격자가 고정되어 있는 부분은 완전히 오일러로 구조물과 유체의 자유표면은 완전히 라그랑지로 자유표면 근 처의 유체 격자는 유동속도와 완전히 일치하지는 않는 라그랑지-오일러을 혼합 시킨 방법이다. 이 기법은 유체-구조물 연성면상의 격자가 구조물의 요소와 유 체의 격자가 완전히 일치해야 하 기 때문에 연성면의 형상이 단순한 경우에만 사용할 수 있다. 연성면의 형상이 복잡한 경우에는 보다 일반화된 오일러-라그 랑지 연성을 사용하고 있다. 유체-구조 상호작용을 해석하기 위한 유한요소 영 역을 Fig. 4.13와 같이 분류하며 Γ_C는 속도, Γ_B는 하중이 정의되는 영역이며, Γ_I는 구조물과 유체의 상호작용면이다. 또한 Ω_F는 유체가 흘러가는 영역이고 Ω_S는 구조물이 거동되는 영역이다.



1945

Fig. 4.13 Division of analysis region

비압축성 점성유체는 대한 Navier-Stokes 방정식은 ALE 연성으로 식 (4.3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{\rho u_{i,j}} + \rho (u_j - \hat{u_j})u_{i,j} + P_j - \mu (u_{i,j} + u_{j,i}) = 0$$
(4.3)

이 때 질량 보존 방정식은 식(4.4)와 같다.

 $u_{i,j} = 0$ (4.4) $e^{i} | \mathcal{I} | \mathcal{I} |$ u = fluid velocity $\hat{u} = \text{element's advection velocity}$ P = pressure $\rho = \text{density}$ $\mu = \text{fluid's viscosity coefficient}$

압력 항에 대하여 벌칙(penalty) 정식화 과정을 도입하고 일반적인 Glaerkin 정식화 과정을 따라 요소 방정식을 식(4.5)으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & M \end{bmatrix} \begin{pmatrix} i \\ \nu \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} N & 0 \\ 0 & N \end{bmatrix} \begin{pmatrix} u \\ \nu \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} 2K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{11} + 2K_{22} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} u \\ \nu \end{pmatrix} + \lambda \begin{bmatrix} L_{11} & L_{12} \\ L_{12}^T & L_{22} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} u \\ \nu \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} f_u \\ f_\nu \end{pmatrix}$$
(4.5)

- 137 -

Collection @ kmou

여기서

- M = mass matrix
- N =convection matrix
- K = viscosity matrix
- L = pressure matrix
- 식 (4.5)은 일반화된 형태로 식 (4.6)와 같이 나타낼 수 있다.





4.4.3 유체-구조 연성해석 프로세스

유체-구조 연성해성은 유체 하중에 의해 변형된 구조체가 유동패턴에 유의한 영향을 줄 때 활용할 수 있는 수치해석 기법으로써, 터빈 블레이드 변형을 고 려한 수력성능을 평가하기에 적합한 방식이다. 유체와 구조를 연동하여 결합할 수 있는 알고리즘으로 Loose coupling 방법과 Strong coupling 방법이 있다. Loose coupling방법은 시간증분(Time step) 내에서 반복계산 없이 유동해석과 구조해석을 순차적으로 수행하는 기법으로 유체하중과 구조응답이 한 번씩 정 보를 주고받는 과정을 거친다.(이강희, 2016)

Strong coupling 기법은 유동해석과 구조해석을 동시에 수행함으로써 시간증 분 내에서 각 계산 결과들을 전달하며 반복계산을 시행한다. Strong coupling 기법은 서로 해를 주고받으며 유동장과 구조응답이 수렴될 때까지 반복계산을 시행하므로 상대적으로 Loose coupling 기법에 비해 안정적이라고 알려져 있 다.(Sieber, 2002)

유체-구조 연성해석 연구를 수행하기 위해 Ansys workbench 환경에서 CFX 와 Mechanical을 이용하여 블레이드 표면을 유체-구조 경계면으로 정의하고 유 체하중이 블레이드 요소로 전달될 수 있도록 하였다. 본 논문은 조류발전 터빈 의 변형량을 예측하고 유동장을 정상상태로 해석을 수행하였으며 해석 프로세 스는 Fig. 4.14와 같다.





Fig. 4.14 A fully coupled fluid-structure interaction for the tidal current turbine



4.5 유체-구조 연성해석 결과

4.5.1 고유진동수 해석 및 공진 가능성 검토

조류발전 터빈 블레이드의 경우 운전특성상 해양환경 및 수력역학적 감쇠 특 성으로 진동, 소음 등이 발생할 수 있다. 이는 블레이드의 형상과 구조에 심각 한 손상을 야기할 수 있어 조류발전 터빈 설계 시 동적조건 회피를 고려하여야 한다. 동적조건 회피를 할 수 있도록 상용해석코드 Ansys를 이용한 모달해석을 수행하여 모드형상과 고유주파수를 분석하였다. 이에 대한 구조 응답의 운동방 정식은 식 (4.7)과 같이 정의할 수 있다.

1945

$$[M]\ddot{u}(t) + [C]\dot{u}(t) + [K]u(t) = F(t)$$

여기서

- [M] = structural mass matrix
- [C] = structural damping matrix
- [K] = structural stiffness matrix
- $\ddot{u}(t)$ = nodal acceleration vector
- $\dot{u}(t)$ = nodal velocity vector
- u(t) = nodal displacement vector
- F(t) = Applied load vector

Collection @ kmou

식 (4.7)에서 [*M*], [*C*], [*K*] 매트릭스는 시스템 물성치이며 *u*는 거동이다. *F*(*t*) 는 작용하중이다.

(4.7)

블레이드 같은 구조물은 과도한 진동운동으로 인해 다수의 구조물에서 공진 현상이 발생할 수도 있으며 이런 진동관련 문제를 분석하기 위해서는 주파수의 양과 질을 찾아야 한다. 구조물 응답은 구조물에 경계조건을 적용하여 모달해 석(Modal analysis)을 이용해 검토할 수 있으며 구조물의 모드형상과 고유주파수 에 관한 진동응답을 해석할 수 있다. 이번 블레이드의 모달해석을 위해 구속조 건은 블레이드에서 비회전과 자유진동(무하중)으로 적용시켰으며 루트부분을 고정시켜 모드형상과 주파수를 추출하였다. 모드차수는 1모드부터 8모드까지 추출하여 Fig. 4.15에 나타내었다. 저차모드는 Flap wise mode 및 Edge wise mode가 지배적으로 나타나고 있으며 고차모드를 갈수록 Flap wise mode, Cord wise mode, Twist mode 등 복합적인 모드가 나타나고 있다. Table 4.6에 모드 형상별 주파수의 결과값을 정리하였다.





Mode no.	Natural frequency [Hz]	Mode shape
1st	9.62	Flap wise, Edge wise
2nd	18.00	Flap wise, Edge wise
3rd	26.87	Flap wise, Cord wise, Twist
4th	43.18	Flap wise, Cord wise, Twist
5th	50.83	Flap wise, Cord wise, Twist
6th	68.43	Flap wise, Cord wise, Twist
7th	76.31	Flap wise, Cord wise, Twist
8th	82.18	Flap wise, Cord wise, Twist
1945 8 0 F L		

Table 4.6 Mode shapes and frequency





(b) 2nd: 18.001Hz





(d) 4th: 43.181Hz





(f) 6th: 68.43Hz





(h) 8th: 82.177Hz

Fig. 4.15 Modal shapes and frequency: 1st ~ 8th

- 147 -



4.5.2 주속비별 변형량 및 응력분포

조류발전 터빈 블레이드는 해양환경에 적합하고 경량화를 위해 복합재료를 구조재료로 사용하며 주로 유리섬유 강화 플라스틱 (GFRP, Glass fiber reinforced plastic)와 탄소섬유 강화 플라스틱 (CFRP, Carbon fiber reinforced plastic) 등을 일반적으로 채택하고 있다. 블레이드 구조는 초기에 항공기 익형 에서 주로 사용한 구조를 적용했으며 일반적으로 스킨(Skin), 스파(Spar), 웹 (Web) 등으로 이루어져 있다.

조류발전 터빈 블레이드의 수명은 통상 20년 정도이고 회전 중에는 원심력 및 조류 항력이 작용하므로 유속에 따른 지속적인 정하중이 작용하게 된다. 또 한 블레이드는 굽힘이 있으므로 속도의 변화와 요잉(Yawing) 등 움직임에 따라 진동이 발생하게 되고 고유진동수에 따라 진폭이 감쇄되거나 증폭되게 된다. 따라서 블레이드의 구조적 안정성을 확인하기 위해서는 정하중 특성과 동특성 을 고려한 구조 해석이 필요하다.

일반적인 조류발전 터빈 블레이드의 기본 단면 구조는 Fig. 4.16와 같이 스킨, 스파, 웹 등으로 이루어져 있다. 표피는 전체 수력형상(Hydrodynamic shape)을 유지하며 비틀림과 전단력을 받는다. 스킨은 2축 또는 3축 유리 직조섬유 (Biaxial or triaxial glass fiber fabric)와 코어(Core) 등으로 이루어진 샌드위치 구조(Sandwich structure)를 갖는다. 코어는 가벼우면서도 좌굴현상을 방지하도 록 적용되었으며, PVC 또는 PUR 폼(Foam), 발사나무(Balsa wood) 등이 사용하 고 있다. 스파는 굽힘 하중을 받기 때문에 단방향 유리 직조섬유(Unidirectional glass fiber fabric)를 사용하며 전단력을 받는 웹은 2축 유리 직조섬유(Biaxial glass fiber fabric)와 코어재로 이루어진 샌드위치 구조를 적용하고 있다. 허브 (Hub)와 블레이드를 연결하는 루트(Root) 부분은 가장 큰 응력이 가해지는 부분 으로 100~150 mm 의 적층 두께를 가진다.





Fig. 4.16 Cross sectional diagram of the blade

조류발전 터빈 블레이드는 세장비가 큰 외팔보 구조로써 유체력에 의해 변형 이 쉽게 발생한다. 블레이드에서 발생하는 양력과 항력은 각각 유동방향으로 큰 추력을 발생시키고 굽힘 변형을 유발한다. 또한 익형 코드방향으로 압력이 복잡한 형태로 분포하고 있어 비틀림 변형을 일으킨다.

따라서 본 논문에서는 날개요소운동량이론(BEMT)과 유한요소법(FEM) 및 CFD와 FEA을 연성해석을 수행하여 조류발전 터빈 블레이드의 구조적 안정성 을 확인하기 위해 정하중 특성과 동특성을 고려하였다.

조류발전 터빈의 수력하중은 팁(Tip)에서 루트(Root)까지 전단력과 굽힘 모멘 트를 점차 증가시킨다. 블레이드 부력 크기에 따라 수직력과 연관 모멘트로 주 기적인 변화하는 것을 경험하게 된다. 회전속도가 작으므로 원심하중이 발생하 지만, 이것은 주요 역할을 하지 않을 것이다. 터빈 축이 초기 흐름에 대해 상대 적으로 요를 경험한다면 블레이드는 주기적 변화하는 축방향과 원주방향, 반경 방향으로 하중을 받게 된다. 일반적으로 블레이드는 수명주기 20년 동안 1×108 사이클을 경험하게 되므로 반드시 구조설계 시 반영하여야 할 사항이 다.

터빈에서 최장 모멘트는 허브부근이며 국부응력 크기는 제어 피치(Pitch) 또



는 고정 피치 시스템이 구현되는지에 따라 결정적으로 달라진다. 제어 피치 장 치는 회전해야하므로 외부 수력단면과 원형 단면 사이, 관련 피치 메카니즘과 지지 베어링 사이에 혼합영역이 필요하다. 조류발전 터빈의 경험은 피칭 메카 니즘과 베어링 설계 크기에 부과된 축하중, 다시 말해 블레이드 발전기에 관한 수력모멘트보다 추력으로 운행되어야 할 것으로 제안한다. 블레이드 단면은 모 든 방향으로 같은 두께가 가지고 있지 않으므로 하중방향에 따라 매우 중요하 게 될 것이다. Table 4.7은 1MW급 수평축 조류발전 터빈 블레이드의 제원을 나타내고 있다. Fig. 4.17는 본 블레이드의 구조설계를 위한 형태를 나타내고 있다.



Fig. 4.17 Simplified hydrofoil shape used for finite element analysis of blade

주속비에 따른 블레이드 변형량 계산을 위해 블레이드를 탄성체로 가정하고 재료는 glass-polyester 복합재료를 적용하였으며 기계적 물성값은 **Table 4.8**에 나타내었다. 구조응답 계산에 앞서 블레이드 표면에 발생하는 복합 하중은 CFD 해석을 통해 계산하였다. 경계조건은 블레이드 끝단을 고정(Fixed support condition)시켰으며 주속비는 2.0 ~ 9.0까지 적용하였다.

Collection @ kmou

Parameter	Value	
Length of blade	9907 mm	
Maximum chord length	2098 mm	
Minimum chord length	658 mm	
Surface area	26,383,577 mm [*]	
Angle of attack	4° ~ 23.7°	
Airfoil cross section type	S814	
Thickness variation of blade surface from root to tip(z=distance)	150 ~ 5 mm	
Thickness of shear web	50 mm	
Root diameter	594 mm	

Table 4.7 General specification of modelled blade

Table 4.8 Properties of glass-polyester (Shah and Tarfaoui, 2014)

Properties	Value
ρ (kg/m3)	1960
E1 (GPa)	48.16
E2 (GPa) = E3 (GPa)	11.210
Nu12	0.270
Nu13 = Nu23	0.096
G12 (GPa) = G13 (GPa)	4.420
G23 (GPa)	9
Xt (GPa)	10.213
Xc (GPa)	0.978
Yt (MPa)	29.5
Yc (MPa)	171.8
St (MPa) = Sc (MPa)	35.3



Fig. 4.18과 Fig. 4.19은 블레이드 표면 압력하중을 유한요소 모델에 압력매핑 (pressure mapping)을 부여하여 구조응답을 도출하였다.



Fig. 4.18 Pressure distribution on blade FE model imported from CFD analysis



Fig. 4.19 Structural response induced by hydrodynamic loads (pressure)



불레이드 표면에 작용하는 유체력은 Flap-wise 변형 및 Cord-wise 변형, Twish 변형을 모두 발생시켰고 Flap-wise 변형이 지배적으로 나타났다. 주속비 에 따른 블레이드 스팬별 Flap-wise 변형량을 Fig. 4.20에 나타내었다. TSR 2 일 때 312mm의 변형이 발생하였고 블레이드 길이(9.9m)의 3%에 해당하는 수치 이다. 블레이드 스팬별로 서로 다른 비틀림각으로 설계되어 반경방향에 대해 익형이 비틀려 있어 Cord-wise 변형도 발생하는 것을 확인 할 수 있다.

Fig. 4.21는 변형 전 블레이드 형상(TSR3, TSR5, TSR7, TSR9)과 변형 후 형상 을 비교하였다. TSR9(1.67m/s)이하에서는 64mm, 블레이드 길이 대비 0.6%의 변 형률만 발생하였으나 주속비가 낮아질수록 변형률은 상승하고 있다.



Fig. 4.20 Flap-wise deformation for radial position with various upstream velocities





Fig. 4.21 Comparison of blade shapes with various upstream velocities



주속비별 정격 운전 상태에 대한 유체-구조 연성해석을 통해 응력분포를 도 출하였으며 블레이드 설계에 대한 구조 안전성을 판단하였다.

불레이드의 재료인 유리섬유 강화 플라스틱은 E-glass와 epoxy의 혼합비율에 따라 강도가 변화할 수 있으며 블레이드 내부 구조설계에 따라 블레이드의 강 성 및 강도는 변화할 수 있다. 유리섬유 강화 플라스틱은 무게가 가볍고 인장 강도가 매우 크며 가공성이 뛰어나 기존의 금속재료를 대체하는 물질이다. 유 리섬유 강화 플라스틱의 기본적인 탄성 거동은 하중이 증가함에 따라 변형률이 선형적으로 증가하다가 항복시점 및 소성구간 없이 파단되는 취성 특성을 가진 다. 또한 내구성, 내부식성 또한 뛰어나 수중에서 작동하고 고온 발생우려가 적 은 조류발전 터빈에 적합하다.

주속비별 블레이드 스킨과 스파웹의 등가응력분포를 Fig. 4.22과 Fig. 4.23에 나타내었다. 블레이드 압력면에서 익형의 최대 두께지점을 따라 허브로 가까워 질수록 상대적으로 높은 응력을 발생하였으며 특히, 루트부근의 스파웹 스팬부 분에서 가장 높은 응력이 발생하였다. 이는 Flap wise변형이 지배적으로 나타나 굽힘이 발생하여 응력 발생 원인으로 작용하였기 때문이다. TSR 2(7.5m/s)일 경 우 루트부근 스파웹 스팬 단면에서 등가응력이 133MPa이 최대 발생하였다. 블 레이드의 구조 안전성을 위한 극한강도(Ultimate strength, 320MPa)기반의 안전 계수를 주속비별로 검토하여 Table 4.9에 나타내었다.



TSR(Vel, m/s)	Maximum equivalent stress[MPa]	Safe factor	Mode shape
2 (7.50)	133.61	2.39	Flap-wise
3 (5.00)	125.23	2.55	Flap-wise
4 (3.50)	84.18	3.80	Flap-wise
5 (3.00)	61.97	5.16	Flap-wise
6 (2.50)	46.18	6.92	Flap-wise
7 (2.15)	36.79	8.69	Flap-wise
8 (1.88)	35.16	9.10	Flap-wise
9 (1.67)	35.13 OF L	9.10	Flap-wise

Table 4.9 Max. Equivalent stress and safe factor of the blade













(f) TSR7 (2.15m/s)





Fig. 4.22 Equivalent stress distribution on blade surface





(b) TSR3 (5m/s)





(d) TSR5 (3m/s)





(f) TSR7 (2.15m/s)




(h) TSR9 (1.67m/s)

Fig. 4.23 Equivalent stress distribution on shear web



제 5 장 결론

본 연구는 국내 조류자원을 활용하기 위해 유체-구조 연성해석과 터빈모델실 험을 통하여 수평축 조류발전 터빈의 설계 및 성능해석을 수행하였으며 다음과 같은 내용을 알 수 있었다.

- 날개 끝 손실 모델을 포함하는 BEM 이론을 적용하여 10W급 조류터빈의 익형 S823과 익형 S814의 CFD 해석 및 실험을 통한 성능을 확인하였다. 익형 S823은 설계 주속비인 TSR=3에서 CFD 해석과 실험을 통해 각각 0.47, 0.45의 출력계수를 얻었다. 익형 S814는 CFD 해석 결과 설계 주속비인 TSR=6에서 출 력계수 0.41을 얻었다.
- 2. 1MW급 조류발전 터빈을 설계함에 있어 NREL에서는 3개의 익형으로 블레이 드를 구성하는 것을 추천한다. 하지만 국내 및 해외 연구를 검토한 결과, 주로 S814 단일 익형으로 설계하는 것을 확인하였다. 따라서 BEM 이론을 바탕으로 S814 단일 익형을 사용한 1MW급 수평축 조류발전 터빈을 설계하였으며, BEM 이론과 CFD 해석결과를 비교하였다. BEM 이론의 출력은 설계점인 TSR=6에서 0.462의 출력계수를 얻을 수 있었고, CFD 해석 결과 0.458의 출력계수를 얻을 수 있었다.
- 3. 유체-구조 연성해석 기법을 이용하여 1MW급 조류발전 터빈의 블레이드 변 형률과 그에 따른 구조적 안정성을 확인하였다. 최대유속 7.5m/s(TSR=2)인 경 우, 블레이드 길이 9.9m의 약 3%인 0.312m의 변형이 발생하였으며 Flap-wise 변형이 지배적으로 발생하였다. 블레이드의 구조 안정성을 위한 극한강도 기 반의 안전계수는 2.39로 나타났다.



References

김기평, 강호근, 이영호, 2010. 외벽을 장착한 양방향 입출실 에너지 집적형 조 류발전터빈의 성능평가. *한국마린엔지니어링학회논문집*, pp.455-457.

김범석, 2005. *수평축 풍력발전용 터빈 블레이드 최적 설계 및 공력성능해석에* 관한 연구. 박사학위논문. 부산:한국해양대학교.

국가과학기술 심의회, 2015. *해양에너지 중장기 개발계획.* 국가과학기술 심의회. 이강희, 2016. *수평축 조류발전 터빈의 성능평가 및 블레이드 변형을 고려한 출 력변화 분석.* 박사학위논문. 인천:인하대학교.

임진영, 2011. *수평축 조류발전 터빈 블레이드의 성능 향상을 위한 형상 연구*. 석사학위논문. 인천:인하대학교.

에너지관리공단 신재생에너지센터, 2008. 신재생에너지 RD&D전략 2030시리즈 13 해양. 북스힐.

조대환, 양창조, 최민선, 최주열, 2006. 국내 해양에너지 실용화 동향:조력, 조류 에너지. 2006년도 한국마린엔지니어링학회 전기학술대회.

조철희, 박노식, 임진영, 이강희, 2010. 수평축 조류발전로터의 유향변화에 따른 효율 고찰. *한국해양공학회지*, 24(4), pp.8-12.

한국에너지기술평가원, 2010. MW급 조류발전시스템 표준화 모델 개발, 서울:한 국에너지기술평가원.

Barth, T.J. & Jesperson, D.C., 1989. The Design and Application of Upwind Schemes on Unstructured Meshes. *AIAA*, pp.89–0366.

Batten, W.M.J., Bahaj, A.S., Molland, A.F. & Chaplin, J.R., 2007. Experimentally Validated Numerical Method for the Hydrodynamic Design of Horizontal Axis



Tidal Turbines. Ocean Engineering, 34, pp.1013-1020.

Bazilevs, Y., Hsu, M-C., Akkerman, I., Wright, S., Takizawa, K., Henicke, B., Spielman, T., & Tezduyar, T.E., 2011. 3D Simulation of Wind Turbine Rotors at Full Scale. Part I: Geometry Modeling and Aerodynamics. *Numerical Methods in Fluids*, 65, pp.207–235.

CFX Korea, 2005. *Advanced CFD Analysis of Aerodynamics using CFX*. CFX Korea.

Kim, B.S., Kim, M.E., & Lee, Y.H., 2008. Basic configuration design and performance prediction of an 1MW wind turbine blade. *Fluid Machinery*, 11(5), pp.15–21.

Kim, H., Lee, S., Son, E., Lee, S., & Lee, S., 2012. Aerodynamic Noise Analysis of Large Horizontal Axis wind Turbines considering Fluid-Structure Interaction. *Renewable Energy*, 42, pp.46–53.

Kinnas, S.A., & Xu, W., 2009. Analysis of Tidal Turbines with Various Numerical Methods. [Online] (Updated 15 October 2009) Available at: https://www.yumpu.com/en/document/view/48718647/analysis-of-tidal-turbines-wit h-various-numerical-methods-mrec [Accessed 6 March 2018]

Lee, M.W., Kim, J.H., & Kim, J.R., 2007. Study on the optimum rotor blade design of the 1kW HAWT by BEMT. *Korean Society of Marine Engineering*, 31(4), pp.356–362.

Lock, C.N.H., 1934. *Experiments to verify the independence of the elements of an air screw blade*. ARCR R&M, 953.

MacLeod, A.J., Barnes, S., Rados, K.G., Bryden, I.G. 2002. Wake effects in



tidal current turbine farms. *Marine renewable resources conference*, England, Newcastle.

Manwell, J.F., McGowan, Rogers A.L., Wind Energy Explained: Theory. Design and Application. England: Wiley, 2002.

Mason-Jones, A.O., Doherty, T.O., Doherty, D.M., Evans, P.S., & Wooldridge, P.S., 2008. Characterization of a HATT using CFD and ADCP Site Data, *World Rnewable Energy Congress*, Glasgow, WREC-X, pp.941–946.

Menter, F.R. 1994. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA-Journal*, 32(8), pp.1598–1605.

Sieber, G., 2002. Numerical simulation of fluid-structure interaction using loose coupling method. Ph.D Thesis, Technische Universitat Darmstadt.

Tangler J.L., Somers D.M., *NREL Airfoil Families for HAWTs.* National Renewable Energy Laboratory, NREL/TP-442-7109.

Veritas, D.N., 2001. *Guideline for design of wind turbines*. National laboratory, pp.64–65.

Wilcox, D.C., 1986. Multiscale model for turbulent flows. *AIAA–Journal*, 26(11), pp.1311–1320.

Young, Y.L., 2008. Fluid-structure interaction analysis of flexible composite marine propellers, *Fluids and Structures*, 24(6), pp.799–818.



Bibliography

양창조, 2011. 조류발전용 로터 블레이드의 최적 형상 설계. *해양환경안전학회* 지, 17(1), pp.75-82.

양창조, 황태규, 2016. 조류에너지의 이용기술. 진공이야기 6월, pp.11-17.

이강희, 2011, *해양 조류발전용 터빈의 기본설계 및 다배열 시 간섭효과에 대한 연구*. 석사학위논문. 인천:인하대학교,

이낙중, 2016. 상반전 조류 터빈의 최적설계를 위한 CFD 및 모델실험 연구. 박 사학위논문. 부산:한국해양대학교

한국해양수산개발원, 2017. 신재생에너지, 해양에서 답을 찾자. KMI 동향분석, 41, pp.1-23.

Bazilevs, Y., Hsu, M-C., Kiendl, J., Wuchner, R., & Bletzinger, K-U., 2011. 3D Simulation of Wind Turbine Rotors at Full Scale. Part II: Fluid-Structure Interaction Modeling with Composite Blades. *Numerical Methods in Fluids*, 65, pp.236-253.

Ropatec, 2018. [Online] (Updated 19 Mar 2013) Available at: https://www.faidateoffgrid.org/viewtopic.php?t=438 [Accessed 20 January 2018]

Harrison, M.E., Batten, W.M.J., Myers, L.E. & Bahaj, A.S., 2010. A Comparison between CFD Simulations and Experiments for Predicting the Far Wake of Horizontal Axis Tidal Turbines. *IET Renewable Power Generation*, 4(6), pp.613–617.

Lee, S.H., Lee, S.H., Jang, K., Lee, J. & Hur, N., 2010. A Numerical Study for the Optimal Arrangement of Ocean Current Turbine Generators in the Ocean Current Power Parks. *Current Applied Physics*, 10, pp.S137–S141.



Lee, J.H., Park, S., Kim, D.H., Rhee, S.H. & Kim, M.C., 2012. Computational Methods for Performance Analysisof Horizontal Axis Tidal Stream Turbines. *Applied Energy*, 98, pp.512–526.

Lee K.H., 2011. *Tidal current power turbine design and interference effect for multi-arrangement*. Masters Thesis. Incheon: Inha University.

Menter, F.R., Kuntz, M., 2002. Adaptation of Eddy-Viscosity Turbulence Models to Unsteady Separated Flow Behind Vehicles. *The Aerodynamics of Heavy Vehicles: Trucks, Busses and Trains*, pp.339–352.

McCombes, T., Johnstone, C., & Grant, A., 2011. Unsteady Wake Modeling for Tidal Current Turbines, *IET Renewable Power Generation*, 5(4), pp.299–310.

Nicholls-Lee, R.F., Turnock, S.R., & Boyd, S.W., 2011. A Method for Analysing Fluid Structure Interactions on a Horizontal Axis Tidal Turbine. *9th European Wave and Tidal Energy Conf*, England, Southampton, EWTEC

R Shirzadeh., Dynamic modeling and analysis of a Monopile Offshore Wind Turbine focused on damping and new monitoring strategies. PhD thesis, Vrije Universiteit Brussel, 2015.



감사의 글

박사과정을 시작한 것이 엊그제 같은데 어느덧 '감사의 글'을 접하고 보니 박사과정의 길은 학문의 길보다는 어쩌면 인격 수양의 과정에 더 가깝지 않았 나 싶습니다. 모든 과정을 마치고 논문의 마지막 마무리를 글로 남기려 하니 저 스스로를 돌아보는 계기가 되는 거 같습니다.

본 논문이 완성되기까지 세심한 지도와 조언을 아끼지 않으시고 저에게 학문 의 길을 열어 주신 이영호 지도교수님께 진심으로 깊은 감사를 드립니다. 또한 바쁘신 와중에도 부족한 논문을 세심히 다듬어주신 박권하 교수님, 김유택 교 수님, 황태규 박사님께도 감사를 드립니다.

이 논문을 만들기까지 물심양면 도와준 정해창, 이준용, 오영철 박사님께 고 마움을 표합니다. 또한 직장생활과 학업을 병행해야 하는 어려움 속에서도 언 제나 도움을 준 유동정보연구실의 김창구형, 박지훈, 김인철, 김병하 에게도 고 마움을 표합니다. 힘든 시간들도 많았지만 언제나 응원하고 격려해준 직장 동 료 및 선후배 그리고 친구들에게도 감사의 말씀을 올립니다.

오랜 시간 학업에 집중할 수 있었던 것은 가족의 응원과 사랑 덕분입니다. 어려운 환경에서도 언제나 지지해 주시고 응원해 주시는 아버지, 어머니, 누나, 동생 언제나 정신적 후견인이 되어준 매형, 매제, 사랑스러운 조카 병훈, 원종, 서윤에게도 감사의 마음을 전합니다. 항상 따뜻한 말씀으로 격려해 주시고 많 은 사랑을 주시는 장인어른, 장모님께 진심으로 감사드립니다. 그리고 언제나 조카를 사랑으로 돌봐주는 형님, 처형, 처남에게도 고마움을 느낍니다.

끝으로 부족한 남편을 만나 뒷바라지 해준 아내에게 말로 전할 수 없는 고마 움을 느낍니다. 언제나 제 곁을 지켜주고 가장 큰 힘이 되어준 사랑하는 인혜 와 눈에 넣어도 아프지 않은 보석 같은 두 딸 연지, 세연에게 이 논문을 바칩 니다.

2018년 7월

최현준 올림

Collection @ kmou