



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](#)

공학박사 학위논문

10MW급 부유식 해상풍력발전시스템의
동적응답 연구

A Study on Dynamic Response of a 10MW Floating
Offshore Wind Turbine

울산대학교 대학원
조선 및 해양공학과
안 현 정

10MW급 부유식 해상풍력발전시스템의
동적응답 연구

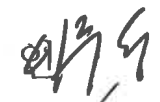




지도교수 신현경

이 논문을 공학박사학위 논문으로 제출함

2021년 02월

울산대학교 대학원
조선 및 해양공학과
안 현 정

안현정의 공학박사학위 논문을 인준함

심사위원	이	주	성	
심사위원	신	현	경	
심사위원	정	노	택	
심사위원	김	종	배	
심사위원	이	학	구	

울산대학교 대학원
2021년 2월

10MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 동적응답 연구

안현정

울산대학교 일반대학원 조선 및 해양공학과

국문 요약

정부는 그동안 탈원전·저탄소를 목표로 꾸준히 신재생에너지 정책을 추진한데 이어 2020년에는 ‘2050 탄소중립’ 선언과 더불어 한국판 뉴딜의 일환인 ‘그린뉴딜’ 추진을 공식화하였다. 재생에너지 보급을 가속화하기 위하여 육상풍력보다 설치공간의 제약 등에 유리한 해상풍력발전에 대한 연구가 활발해지고 있다. 풍력발전시스템은 대형화될수록 균등화발전원가(LCOE)가 낮아지기 때문에 더 경제적인 풍력발전이 가능하다. 이미 해외에서는 10MW급 이상의 대형 풍력발전시스템에 대한 개발이 적극적으로 진행되고 있지만, 국내에서 개발 중인 최대 용량의 풍력발전기는 2020년에 초기 개발된 유니슨의 10MW급이다. 세계 풍력시장에 발맞추기 위해서는 국내에서도 10MW급 이상의 대형 풍력발전시스템에 대한 개발이 활발하게 이루어져야 하며, 이는 해외 선진사와의 기술격차를 줄일 수 있을 뿐만 아니라 아직 자생력을 갖추지 못한 국내 풍력시장의 큰 동력이 될 수 있을 것이다.

본 연구의 목적은 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 모델링, 하중, 역학 등에 대한 통찰력을 제공하고, 또한 모형시험과 수치해석 등을 통하여 설계를 개선하는 데 도움이 되는 정보를 제공하기 위한 것이다.

첫 번째는 풍력발전시스템을 구성하는 부품들의 특성을 고려하여 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템을 설계하였다. 이는 블레이드의 처짐, 타워의 공진주파수 회피 등을 검증하면서 제원의 타당성을 확인하였다.

두 번째는 극한하중해석과 피로하중해석을 수행하였다. IEC61400-3-2은 해상풍력발전시스템을 설계할 때 구조적 충실도를 확인하기 위하여 수많은 설계하중조건들을 수행하도록 규정하며, 각 설계하중조건들의 결과는 결합되고 분석되어 풍력발전시스템 수명동안 예상되는 극한 및 피로하중을 결정하였다.

세 번째는 설계된 전체 시스템에 울산의 해상환경조건을 고려하여 모형시험을 수행하였다. 다양한 조건에서 발생하는 현상들에 대한 역학적인 특성을 규명하였고, 모형시험과 수치해석의 결과 비교를 통해 전체 시스템의 동적응답뿐만 아니라 모형시험 또는 수치해석에서의 한계 및 극복 방법 등을 제시하였다.

네 번째는 부유체의 최적화를 수행하였다. 최적화의 목표는 부유체의 강재질량, 부유

체의 응답 및 너셀 가속도를 최소로 하는 것이다. 파레토 분석법을 이용하였고, 최적화된 부유체의 응답이 설계제약조건을 만족하는지를 확인하였다.

목차

국문요약	i
목차	iii
그림 목차	vi
표 목차	viii
기호 설명	ix
제1장 서론	1
1.1 연구배경	1
1.2 이전연구	4
1.3 연구목적	6
제2장 하중	7
2.1 전체시스템의 하중	7
2.2 공기역학적 하중	7
2.3 유체역학적 하중	8
2.4 계류선의 하중	10
2.5 수치해석 도구	11
제3장 설계	12
3.1 개요	12
3.2 로터와 너셀	13
3.2.1 로터 상사비	13
3.2.2 로터-너셀 조립체의 질량	14
3.2.3 블레이드의 공력 특성	15
3.3 타워	17
3.3.1 타워 상사비	17
3.3.2 타워 클리어런스	17
3.3.3 캠벨 선도	19
3.4 부유체	20
3.4.1 부유체 상사비	20
3.4.2 부유체의 건현	21
3.4.3 복원성	23
3.5 계류시스템	23

3.6 제어시스템	25
3.6.1 네거티브 댐핑	25
3.6.2 게인 값	25
3.6.3 검증	26
3.7 정상상태 해석	28
제4장 하중해석	29
4.1 개요	29
4.2 설계하중조건	29
4.3 해상환경조건	32
4.3.1 설치지역 선정	32
4.3.2 일반해상환경	33
4.3.3 극한해상환경	34
4.3.4 바람과 파도와의 관계	35
4.4 극한하중해석	36
4.4.1 가동조건에서의 극한하중	36
4.4.2 정지조건에서의 극한하중	45
4.5 피로하중해석	48
4.5.1 피로하중해석조건	48
4.5.2 사이클 집계 방법	50
4.5.3 마르코프 행렬	52
4.5.4 등가피로하중	54
제5장 모형시험	55
5.1 개요	55
5.2 모형시험 준비	55
5.2.1 제원	55
5.2.2 모형 제작	58
5.2.3 계류판의 효과	59
5.2.4 장비 및 배치	60
5.3 모형시험 조건	61
5.4 모형시험 결과	63
5.4.1 자유감쇠운동	63
5.4.2 규칙파	64
5.4.3 불규칙파	66

제6장 최적화	68
6.1 개요	68
6.2 유체정역학적 최적화	69
6.3 유체동역학적 최적화	74
6.4 결과	76
제7장 결론 및 향후 연구	78
참고문헌	82
Abstract	88

그림 목차

Fig. 1.1 Korean New Deal investment plan	1
Fig. 1.2 HALIADE-X 12MW Wind turbine	2
Fig. 1.3 Platform concepts for offshore wind turbine	3
Fig. 2.1 Loads of offshore wind turbine Illustration by Al Hicks, NREL	7
Fig. 2.2 Streamtube expansion	8
Fig. 2.3 Coordinate system of a floating offshore wind turbine	9
Fig. 2.4 Radiation problem	10
Fig. 2.5 Flow chart of FAST v8 with UOU In-house code	11
Fig. 3.1 Scale ratio of 10MW floating offshore wind turbine	12
Fig. 3.2 Angle of attack and blade twist angle	15
Fig. 3.3 C_p -TSR Curve	16
Fig. 3.4 Tower clearance	18
Fig. 3.5 Gumbel distribution of Out-of-plane tip deflection	19
Fig. 3.6 Campbell diagram	20
Fig. 3.7 CATIA modeling of platform	21
Fig. 3.8 Highest water level in extreme condition	22
Fig. 3.9 Comparison of freeboard with same wind turbine	22
Fig. 3.10 GZ Curves	23
Fig. 3.11 Arrangement of the mooring system	24
Fig. 3.12 Negative damping phenomenon	25
Fig. 3.13 Baseline blade-pitch control system gain-scheduling law	26
Fig. 3.14 Comparison of platform response change	27
Fig. 3.15 Comparison of wind turbine response change	27
Fig. 3.16 Steady state analysis (1)	28
Fig. 3.17 Steady state analysis (2)	28
Fig. 3.18 Steady state analysis (3)	28
Fig. 4.1 Location of Ulsan marine meteorological buoy	32
Fig. 4.2 Relationship between wind speed and significant wave height	35
Fig. 4.3 Generator power in operation conditions	39
Fig. 4.4 Generator torque in operation conditions	39
Fig. 4.5 Rotor speed in operation conditions	39
Fig. 4.6 Out-of-plane deflection in operation conditions	40
Fig. 4.7 Tower top displacement fore after in operation conditions	40
Fig. 4.8 Blade out-of-plane moment in operation conditions	41
Fig. 4.9 Tower base pitching moment in operation conditions	41
Fig. 4.10 Platform surge in operation conditions	42

Fig. 4.11 Platform heave in operation conditions	42
Fig. 4.12 Platform pitch in operation conditions	42
Fig. 4.13 Wind speed and wave height used in DLC6.1	45
Fig. 4.14 Time series comparison between DLC6.1 and maximum DLC1.X	45
Fig. 4.15 Process of fatigue load analysis	48
Fig. 4.16 Probability of wind speed distribution	49
Fig. 4.17 Stress-strain hysteresis loop for a fatigue cycle	50
Fig. 4.18 Example of markov matrix	52
Fig. 4.19 Markov matrix of blade in-plane moment	52
Fig. 4.20 Markov matrix of blade out-of-plane moment	53
Fig. 4.21 Markov matrix of tower base roll moment	53
Fig. 4.22 Markov matrix of tower base pitching moment	53
Fig. 5.1 Process of model test	56
Fig. 5.2 Layout of 10MW floating offshore wind turbine	57
Fig. 5.3 Changes of platform motion according to depth in long wave	60
Fig. 5.4 Equipment used for model test	60
Fig. 5.5 Arrangement of the model test	61
Fig. 5.6 Natural period of platform	63
Fig. 5.7 Surge RAO LC1(left), LC2(Right)	64
Fig. 5.8 Heave RAO LC1(left), LC2(Right)	65
Fig. 5.9 Pitch RAO LC1(left), LC2(Right)	65
Fig. 5.10 Wave spectrum used in LC3 and LC4	66
Fig. 5.11 Spectral density of surge, heave and pitch(LC3_SS3, LC4_SS3)	67
Fig. 6.1 Pareto optimal solution	68
Fig. 6.2 Platform parameters used for optimization (1)	69
Fig. 6.3 Platform parameters used for optimization (2)	70
Fig. 6.4 Platform characteristics and performance calculations	72
Fig. 6.5 Heave natural period according to the volume of the platform	73
Fig. 6.6 Pitch natural period according to the volume of the platform	73
Fig. 6.7 Pitch angle at rated according to the volume of the platform	73
Fig. 6.8 Case reduction due to platform volume constraint	74
Fig. 6.9 RAO calculation	75
Fig. 6.10 Selection of candidates for optimal solutions	76
Fig. 6.11 Comparison of specifications of original and optimal platform	77

표 목차

Table 3.1 Rotor information	13
Table 3.2 RNA mass information	14
Table 3.3 Aerodynamic characteristics information	16
Table 3.4 Tower information	17
Table 3.5 Tower clearance	18
Table 3.6 Platform information	21
Table 3.7 Mooring system information	24
Table 4.1 Simulation computer details	30
Table 4.2 Selected IEC61400-3-1 design load cases	31
Table 4.3 Design load cases abbreviations	31
Table 4.4 Ulsan marine meteorological buoy information	32
Table 4.5 Mean wind speed by height	33
Table 4.6 H_s and T_p	33
Table 4.7 Conversion between extreme wind speeds of different periods	34
Table 4.8 Extreme wind speed, N-yr	34
Table 4.9 H_s and T_p , N-yr	34
Table 4.10 Significant wave height according to wind speed	36
Table 4.11 Wind and wave conditions used in DLC1.1, 1.3	38
Table 4.12 Load cases and values showing maximum and minimum	43
Table 4.13 Fatigue load analysis conditions used	48
Table 4.14 Load used in fatigue load analysis	49
Table 4.15 Equivalent fatigue load based on 10^6 cycles	54
Table 5.1 Summary of 10MW FOWT RNA and tower specifications	56
Table 5.2 Summary of 10MW FOWT platform specifications	57
Table 5.3 Model size and accuracy of 10MW FOWT	58
Table 5.4 Aerodynamic characteristics of the redesigned blade	58
Table 5.5 Characteristics of waves according to water depth	59
Table 5.6 Model test conditions	61
Table 5.7 Regular wave condition	62
Table 5.8 Irregular wave conditions	62
Table 6.1 Comparison of our results and reference information (1)	71
Table 6.2 Comparison of our results and reference information (2)	71
Table 6.3 Optimal solutions obtained from the Pareto front	77

기호 설명

P	rotor power	[kW]
C_P	rotor power coefficient	[-]
ρ	air density	[kg/m ³]
A	rotor swept area	[m ²]
V	wind speed	[m/s]
T	rotor thrust force	[kN]
L	length of tower	[m]
E	steel Young's modules	[Pa]
I	second moment of area	[m ⁴]
K_P	blade-pitch controller proportional gain	[s]
K_I	blade-pitch controller integral gain	[-]
I_D	drivetrain inertia cast to the low-speed shaft	[kg · m ²]
Ω_0	rated low-speed shaft rotational speed	[rpm]
ζ_ϕ	damping ratio of the response associated with the equation of motion for the rotor-speed error	[-]
$w_{\phi n}$	natural frequency of the response associated with the equation of motion for the rotor-speed error	[rad/s]
N_{Gear}	high-speed to low-speed gearbox ratio	[-]
GK	gain-correction factor	[-]
θ	full-span rotor-collective blade-pitch angle	[deg.]
θ_K	rotor-collective blade-pitch angle at which the pitch sensitivity has doubled from its value at the rated operating point	[deg.]

제1장 서론

1.1 연구배경

2020년 7월 정부는 ‘한국판 뉴딜’ 종합계획의 일환으로 마련된 그린 뉴딜 5대 핵심과제를 발표하였다(Fig. 1.1). 친환경 발전을 뜻하는 그린 뉴딜은 한국판 뉴딜의 주요 두 축 중 하나로써 저탄소 사회 구축 등을 통해 지속가능한 경제 발전이 목표이며, 전 세계적으로 유행하고 있는 코로나19로 인한 경제위기와 함께 코로나19를 불러온 기후 및 환경위기를 동시에 극복하기 위한 전략이다. 이는 2025년까지 5대 핵심과제(그린 스마트 스쿨, 스마트 그린 산단, 그린 리모델링, 그린 에너지, 친환경 미래 모빌리티)에 56조 3,000억 원을 투입하여 총 47만개의 일자리를 창출하는 것을 목표로 한다. 그중 11조 3,000억 원이 투입되는 ‘그린에너지’ 과제는 태양광·풍력(육상/해상) 등 신재생에너지 산업 생태계 육성을 위해, 대규모 R&D·실증사업과 설비 보급 사업을 진행하기로 했다. 태양광·풍력 발전용량을 2025년까지 2019년 대비 3배 이상 확충(12.7GW → 42.7GW)하는 것이 목표이다.

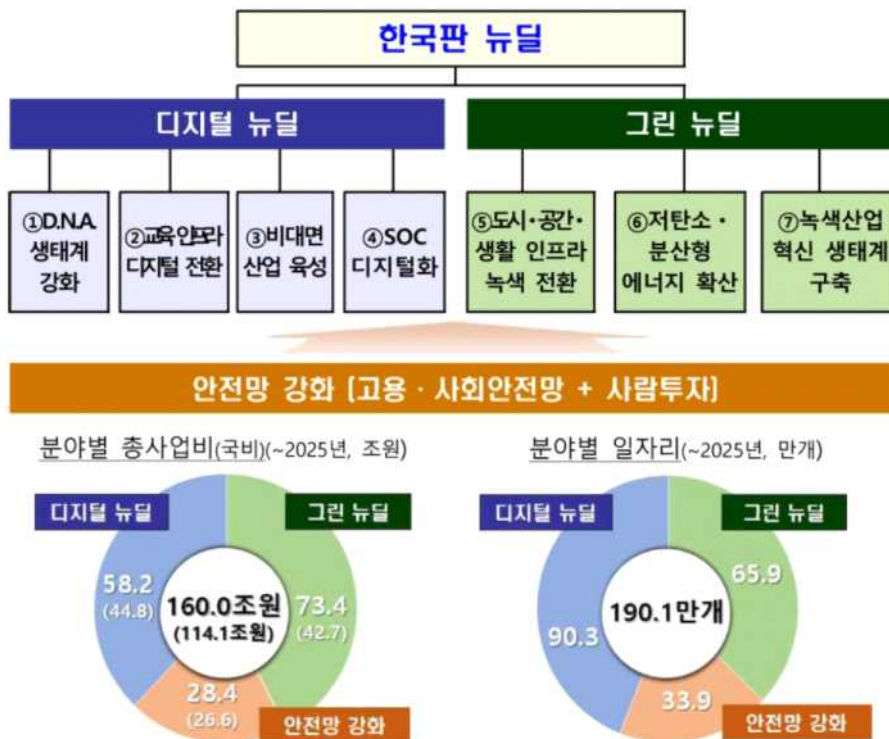


Fig. 1.1 Korean New Deal investment plan

신재생에너지 분야 중 풍력발전은 2000년대부터 유럽(독일, 프랑스, 영국)을 중심으로 꾸준히 성장하고 있으며 대형화, 대단지화를 통해서 가격경쟁력을 확보하고 있다. 풍력은 전 세계적으로 매년 100조 원대 신규 수요가 발생하는 성장유망산업이며, 1GW당

육상풍력발전은 2조원, 해상풍력발전은 4조원 규모의 매출을 창출해준다. 국외 해상풍력 현황으로는 지멘스가 8MW를 양산 중이고, GE는 2021년까지 12MW(Fig. 1.2)를 개발할 예정이며, 최근 IEA에서는 15MW급 표준 해상풍력발전시스템을 발표하는 등 10MW급 이상의 대형 풍력발전시스템에 대한 개발이 적극적으로 진행되고 있다.

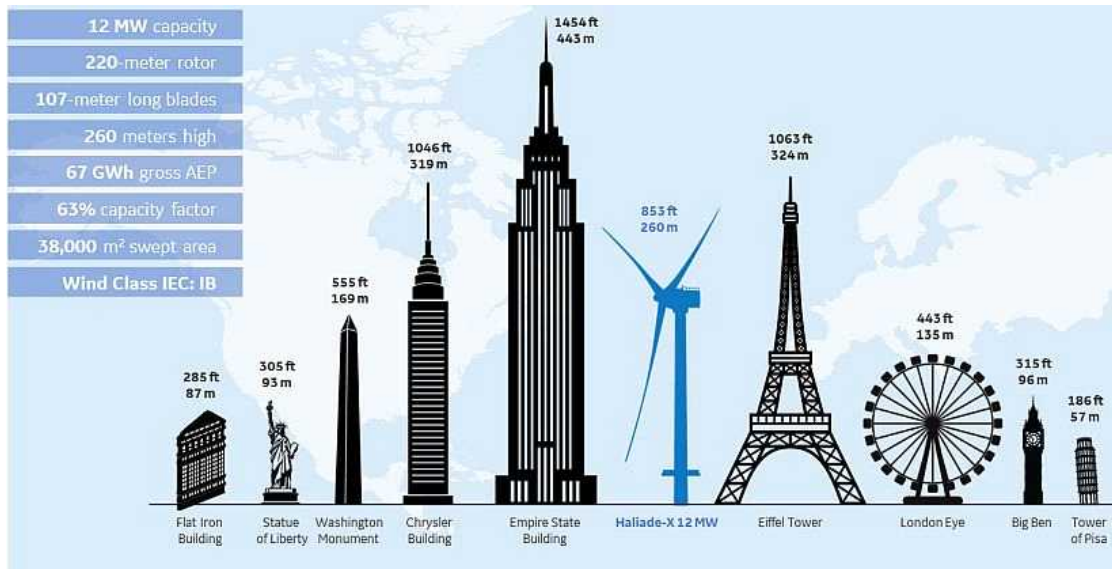


Fig. 1.2 HALIADE-X 12MW Wind turbine [45]

국내 해상풍력 현황으로는 한국에너지공단에 따르면 국내에서 신규 설치된 풍력은 2015년 208MW, 2016년 187MW, 2017년 114MW, 2018년 168MW, 2019년 150MW 정도이며 국산화율은 2018년 기준 39.2 %에 그쳤다. 투자수요 부족으로 국내의 경우 최대 용량이 3MW급이고 8MW 개발이 이제야 착수되는 등 터빈 규모, 이용률 등 기술력이 외국에 비해 많이 밀리고 대규모 생산이 불안정하다. 따라서 세계 풍력 시장에 발맞추기 위해서는 국내에서도 10MW급 이상의 대형 풍력발전시스템에 대한 개발이 활발하게 이루어져야 하며, 이는 해외 선진사와의 기술격차를 줄일 수 있을 뿐만 아니라 아직 자생력을 갖추지 못한 국내 풍력시장의 큰 동력이 될 수 있을 것이다.

본 연구에서 개발한 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 설치 예정지는 울산 인근의 동해남부해역지역이다. 이는 수심이 깊고 풍속이 빠르기 때문에 부유식 해상풍력발전시스템을 설치하기 유리한 지역이다. 석유공사가 추진하는 200MW 규모 해상풍력발전단지도 울산 앞바다 58 km 해상에 있는 동해가스전 인근에 들어설 예정이다. 동해가스전은 2022년 6월 가스 생산이 중단되는데, 이 시설을 활용하는 것이다. 풍력발전단지는 2023년에 건설에 들어가며 2026년부터 전력생산을 시작할 예정이다. 뿐만 아니라 울산시에서도 국내외 부유식 해상풍력사업 전문기업 및 기관인 현대스틸산업, 유니슨, 동서발전 등과 함께 국책과제인 MW급 부유식 해상풍력 시스템 개발을 착수하였다. 이는 1차년도 개발목표를 달성하기 위하여 부유식 해상풍력 설계기준 연구, 상용화 풍력단지후보지에 적합한 최적 부유체 개념 제시와 실증 후보지 발굴 등에 대한 연구가 활발하게 진행되고 있으며, 이를 통해 울산시는 세계 최고의 조선해양기술과 핵심적인 풍

력기반기술들을 개발, 접목하여 저비용부유체, 계류시스템, AI 기반 스마트 진단시스템 등의 기술을 확보해나갈 예정이다.

풍력발전기는 육상풍력발전기와 해상풍력발전기로 구분할 수 있으며, 해상풍력발전기는 다시 고정식과 부유식으로 나눌 수 있다(Fig. 1.3).

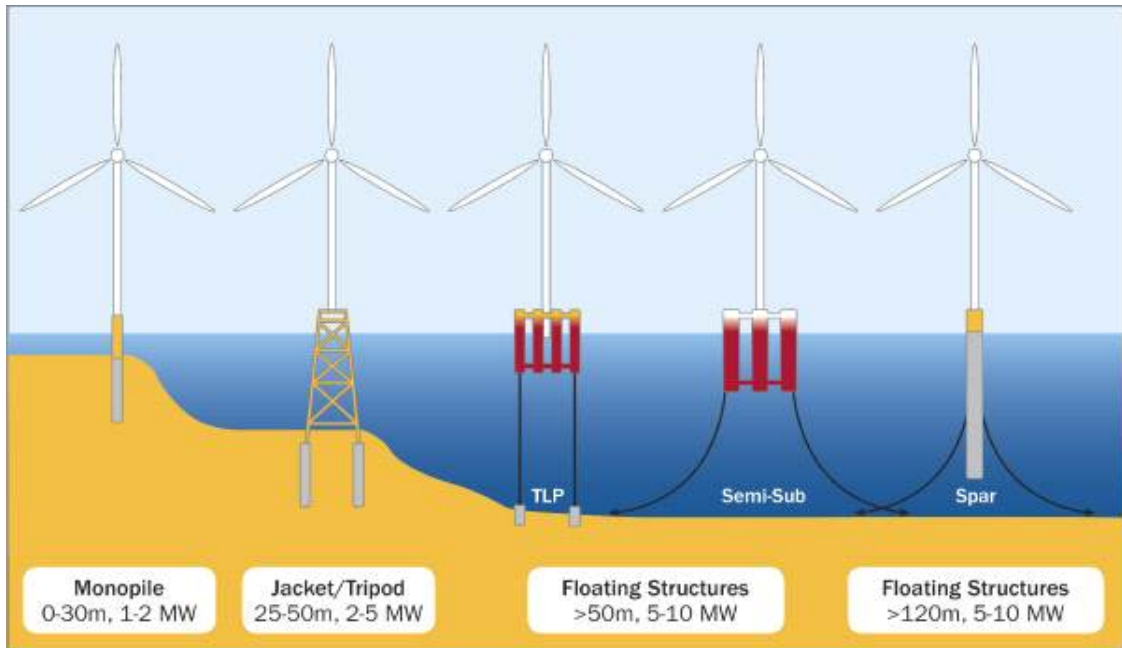


Fig. 1.3 Platform concepts for offshore wind turbine [44]

일반적으로 고정식 해상풍력발전기는 낮은 수심에서 고정식 해상구조물에 풍력발전기를 설치하는 구조이고, 부유식은 해상에 떠있는 부유체와 타워를 고정시키고 계류시스템에 의해 위치를 유지하는 구조이다. 현재 해상풍력발전기는 모노파일 혹은 재킷 구조물에 풍력발전기를 설치하는 방식인 고정식이 대부분이나, 수심이 50 m 이상의 깊은 바다에서는 선박과 같이 바다에 띄우는 방식인 부유식을 선택하는 것이 생산 단계에서의 비용을 절감할 수 있다. 하지만 부유식 해상풍력발전기는 부유체의 운동성능을 고려하여 제어기를 포함한 설계 파라미터들이 결정되어야 하고 모든 해상환경조건, 극한하중 등을 고려하는 등 고정식 해상풍력발전기에 대비하여 기술적으로 검증되어야 할 분야가 많다.

부유체는 통상적으로 설치 장소에 따라 인장각식(TLP), 원통형(Spar) 그리고 반잠수식(Semi-submersible)을 이용한다. 인장각식 구조물은 외형상 부유식인 반잠수식 구조물과 유사한 모습이나, 인장각이라고 불리는 굵은 고장력 파이프(혹은 케이블)에 의해 해저면과 연결되어 구조물의 위치를 유지시킨다. 원통형의 구조물은 속이 빈 기다란 구조물로서, 주로 심해에 설치되며 커다란 부이와 비슷한 모습을 가지고 있다. 이 구조물은 다른 부유식 구조물에 비해 상대적으로 흘수가 크기 때문에 파도에 의한 구조물의 상하동요(Heave) 응답이 작다는 특성을 가지고 있다. 반잠수식 구조물은 여러 개의 컬럼을 이용해 수선면의 2차 모멘트를 키우고, 높은 GM(metacentric height)에 의해 안정

성을 유지한다. 위의 구조물들은 원유와 천연가스를 생산하기 위해 해상에 설치가 된 사례가 많기 때문에 이미 높은 품질과 고도의 기술력이 확보된 상태이다. 하지만 부유식 해상풍력발전기의 경우에는 상부에 풍력발전기를 설치하기 때문에 상부구조물과 하부구조물의 통합해석 분석을 통한 동적응답 분석이 필요할 것이다.

1.2 이전연구

미국 신재생에너지 연구소인 NREL은 5MW급 표준 풍력발전기를 개발하였다[1]. 이 모델은 전 세계 풍력발전시스템 연구자들의 기준이며, 풍력발전시스템의 사양을 표준화하고 육상 및 해상풍력 관련 기술들의 이점을 정량화하기 위한 참고 자료로 계속 사용되어지고 있다. 많은 연구자들에 의해 부유식 해상풍력발전시스템 부유체 형상에 대한 연구가 진행 중이며, 그 중 가장 대표적인 형상은 원통형과 반잠수식이다. IEA wind task23의 OC3[2,4], IEA wind task30의 OC4[3,5,6], OC5[7,8], OC6[9]를 통해 지속적으로 부유식 해상풍력발전시스템에 대한 연구가 진행되고 있다. OC3 프로젝트는 Statoil사의 Hywind 모델을 바탕으로 한 OC3-Spar의 통합연성해석을 수행하고 부유식 해상풍력발전시스템에 대한 해석 방안 등을 검토하였고, OC4 프로젝트에서는 DeepCwind 컨소시엄에서 제안된 반잠수식 모델을 이용하여 추가적인 검토를 수행하였다. OC5 프로젝트에서는 MARIN에서 수행한 DeepCwind-Semi의 모형시험 결과를 바탕으로 수치해석 검증 작업을 수행하였다. 현재 진행 중인 OC6 프로젝트는 해상풍력발전시스템의 수치해석 결과와 물리적인 결과인 모형시험 결과와의 비교를 통하여 해상풍력발전시스템 수치해석 도구를 검증하는 것이다.

대형 풍력발전시스템의 개발이 활발해짐에 따라서 10MW급 이상의 대형 풍력발전시스템에 대한 개발, 확장 방법 등이 제안되었다[10,11,12,13]. 대형 부유식 해상풍력발전시스템이 고 효율의 출력을 내기 위해서는 파랑 중에서도 우수한 성능이 보장되어야 한다. 따라서 부유체가 파도에 의해 받는 힘과 그 힘에 의해 생성되는 부유체의 움직이는 해석 기술이 필요하다.

Müller, K [14]은 모형시험에서의 문제를 수집하고, 향후 수행될 모형 시험에 대한 해결 방안, 권장 사항 등을 제시했다. 울산대학교에서는 다양한 형상의 부유체로 모형시험을 수행했다. 5MW-Spar 모형시험은 1:128 [15,16,17]의 축소 비율로 수행되었고, 5MW-반잠수식 모형시험은 1:80의 축소 비율로 수행되었다[18]. 또한 750kW-반잠수식 모형시험은 1:40의 축소 비율로 수행되었다. 750kW급 부유식 해상풍력발전시스템은 모델 I [19]와 모델 II [20]가 있는데, 모델 I의 모형시험에서 슬래밍 현상을 확인한 후, 이를 바탕으로 부유체를 재설계(모델 II)하여 모형시험을 재수행하였다.

선형 주파수 영역 분석법을 사용한 부유식 해상풍력발전시스템 연구가 수행되어지고 있다. Bulder et al. [21]은 부유체 운동의 응답 진폭 연산자(RAO) 찾기 위해 선형 주파수 영역 분석을 사용하였다. 이 분석법은 1.5MW 터빈을 분석하기 위해 Lee [22]와 Wayman et al. [23], Jonkman [24,25] 등에 의해 다양한 TLP 및 바지선 설계 분석에 사용되었다. Tracy [26]은 Wayman [23]에서 제시한 주파수 영역 접근 방식을 사용하

였지만 이 연구는 풍력발전기를 현실적으로 모델링하지 않았으며, 대신 부유체 변위 및 로터 추력 등을 사용하여 풍력발전기의 구조적 및 공기 역학적 특성을 포함했다. 선형화 된 계류시스템의 복원 특성도 정적 평형 부유체 변위에서 파생되었다.

하지만 이러한 선형 주파수 영역 분석은 비선형의 구조 역학, 공기 역학, 유체 역학의 효과를 확인할 수 없는 중요한 한계를 가지고 있다. 따라서 이러한 한계를 극복하기 위해 시간 영역 해석 결과를 활용하는 연구도 활발히 수행되고 있다. Henderson과 Patel [27]은 시간 영역 해석 결과를 이용하여 부유체의 운동이 전체 시스템의 피로 하중에 미치는 영향을 연구하였다. Withee [28]은 Morison 방정식을 기반으로 부유체의 운동과 유체 역학적 하중을 포함하도록 수정된 에어로-서보-탄성 설계 코드를 사용했다. Hywind로 잘 알려진 스파 형상은 Nielsen, Hanson 및 Skaare [29]와 Larson 및 Hansen [30]에 의해 연구되었다. 그들은 결합된 에어로-서보-탄성과 유체역학 및 계류시스템을 사용하였다. 부유식 해상풍력발전시스템의 기술적 타당성은 Zambrano et al. [31]에 의해 연구되었다. NREL의 Jason Jonkman [32]는 이전에 개발된 부유 해상풍력발전시스템 코드의 대부분의 한계를 극복하는 완전 결합된 에어로-하이드로-서보-탄성 시뮬레이션 도구를 개발했다. 이는 에어로-서보-탄성 설계 코드 FAST와 결합된 유체 역학 모듈 HydroDyn에 의해 강화된다. HydroDyn은 선형 정수압 복원, 비선형 점성 항력 및 시간 영역 유체 역학적 효과를 시뮬레이션 할 수 있다.

1.3 연구목적

본 연구의 목적은 울산의 해상환경조건을 고려하여 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템을 개발하고, 하중 및 역학에 대한 통찰력을 제공하는 것이다. 또한 모형시험 및 수치해석을 통하여 설계를 개선하는 데 도움이 되는 정보 등을 제공한다.

세부 목적은 다음과 같다.

첫 번째 목적은 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템을 설계하는 것이다. NREL 5MW 표준 풍력발전기의 제원을 기준으로 하여 풍력발전기를 구성하는 부품의 특성을 각각 고려하여 10MW급의 부유식 해상풍력발전시스템의 제원을 확정하였다. 블레이드의 공력특성 해석, 타워의 공진, 부유체의 복원성 등을 확인하였고 설계된 부유식 해상풍력발전시스템의 정상상태해석을 통하여 전체 시스템의 응답을 해석한다.

두 번째 목적은 50년 주기의 극한하중해석 및 20년 생애주기에서의 피로하중해석 등을 바탕으로 하여 설계된 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 수명동안 예상되는 극한 및 피로하중을 계산한다. IEC61400-3-2 국제 표준은 부유식 해상풍력발전시스템을 설계할 때 구조적 충실도를 확인하기 위하여 수많은 설계하중조건들을 수행하도록 규정한다. 이는 블레이드, 타워, 너셀, 구동계 및 계류시스템 등 해상풍력발전시스템을 구성하는 각 주요 부품들의 하중을 평가한다. 풍력발전기의 구조해석은 이러한 하중해석결과를 통하여 구조강도가 설계제한하중을 초과하지 않고 적절한 안전 수준에 있는 것을 입증하여야 한다.

세 번째 목적은 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템을 1:90으로 축소하여 모형시험을 수행하고, 모형시험 결과의 타당성을 검증하기 위하여 모형시험조건의 수치해석을 수행하는 것이다. 모형시험 및 수치해석에서 나타나는 특성, 1차 및 2차 유체역학적 하중 적용의 차이 등을 확인하고, 이들이 운동성능결과에 기인하는 바를 분석한다.

네 번째 목적은 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 최적화를 수행하는 것이다. 파레토 분석법을 이용하여 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템 부유체의 경량화를 수행한다. 부유체 강재질량, 너셀 최대 가속도, 부유체 최대 종동요(Pitch) 각도 등을 고려하여 부유체의 경량화를 수행하고, 기존의 부유체와 최적화 부유체의 거동 특성을 비교한다.

제2장 하중

2.1 전체시스템의 하중

부유식 해상풍력발전시스템은 수심이 깊은 해상에 설치하는 것이 유리하다. Fig. 2.1에서 보는 것과 같이 이러한 시스템에 걸리는 하중은 공기역학적 및 유체역학적 효과에 의한 것이 가장 지배적이다. 계류시스템은 전체 시스템의 위치를 유지하는 중요한 역할을 하므로 설계 시 계류시스템에 작용하는 하중도 고려해야 한다. 뿐만 아니라 시스템이 설치되는 지역의 환경에 따라서 해빙, 조류, 해수면의 변화로 인하여 생기는 추가적인 하중도 고려해야 하며, 이들은 모두 실제 설계 프로세스에서 반영되어야 할 것이다.

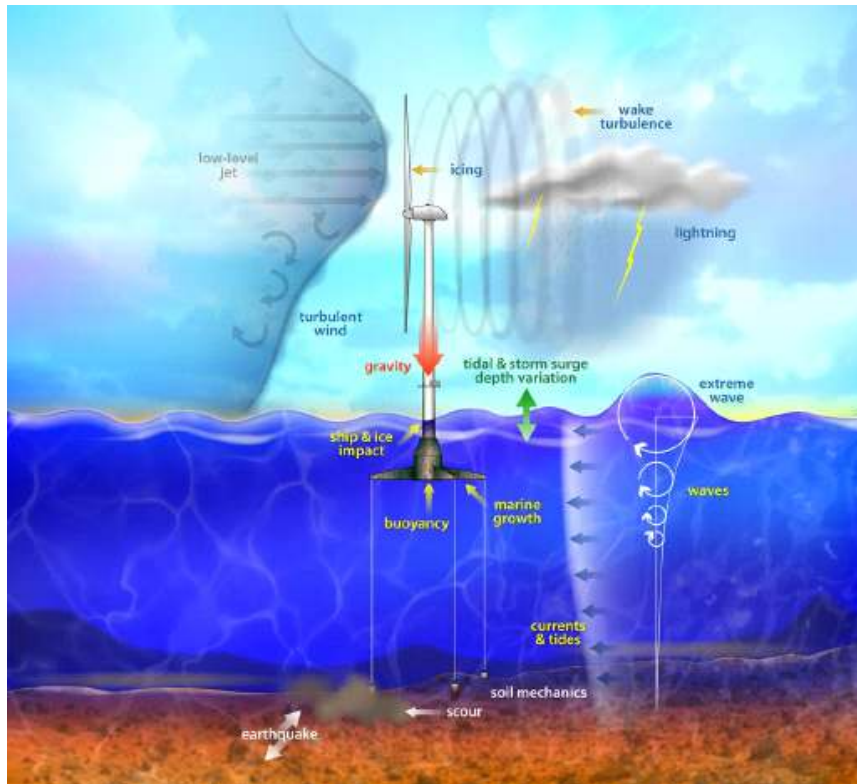


Fig. 2.1 Loads of offshore wind turbine Illustration by Al Hicks, NREL

이 장에서는 부유식 해상풍력발전시스템을 설계할 때 필요한 주요 하중과 본 연구에서 사용한 수치해석도구를 개략적으로 설명한다.

2.2 공기역학적 하중

풍력발전시스템의 전력은 블레이드의 에어포일과 바람 사이의 상호작용에 의해서 생성된다. 블레이드의 에어포일 위로 흐르는 공기는 공기역학적 양력과 항력을 발생시킨다.

풍력발전시스템과 블레이드 사이에서 발생하는 공기역학적 하중은 평균 풍속에 의해 발생하는 일정한 공기역학적 하중, 풍속전단 및 로터회전 등에 의해 발생하는 주기적인 공기역학적 하중, 난류 및 돌풍 등에 의해 발생하는 무작위로 변동하는 공기역학적 하중 등으로 구분할 수 있다. 일정한 공기역학적 하중은 장기적으로 전력 생산에 중요한 역할을 한다. 이는 Fig. 2.2와 같이 회전하는 블레이드를 공기 입자들이 자유롭게 통과가 가능한 간단한 가상 액추에이터 원판으로 가정하여 나타낼 수 있다.

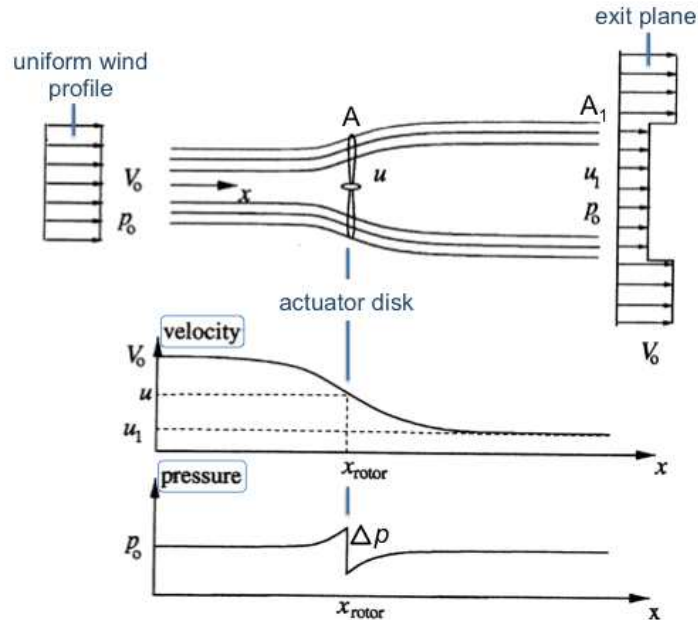


Fig. 2.2 Streamtube expansion [46]

주기적인 공기역학적 하중은 주로 공진현상과 직접적인 관련이 많으며, 시스템의 고유 주파수 설계에 반영되어야 한다. 난류로 인한 변동 하중은 피로 수명에 영향을 미치며 돌풍과 같은 단기효과는 극한하중결과에 지배적이다. 일반적으로 대부분의 시스템 구성 요소에 필요한 강도는 피로하중에 의해서 결정된다.

2.3 유체역학적 하중

육상용 또는 얇은 수심의 연안에 설치되는 고정식 해상풍력발전시스템은 주로 공기역학적 하중이 지배적이지만, 부유식 해상풍력발전시스템의 경우에는 유체역학적 하중에 대한 중요도가 높다. 유체역학적 하중의 중요도는 부유체의 형상과 바람 및 파도 등의 해상환경조건의 심각성에 따라서 달라질 수 있다. 공기역학과 유체역학은 풍속, 파고, 파주기의 통계적인 상관관계로 연관되어 있으며, 장기결합 확률밀도분포로 표현할 수 있다. 따라서 풍속이 높고 공기역학적 하중이 증가하는 경우 파고도 증가하여 부유체에 더 많은 하중이 가해지므로, 공기역학적 하중과 유체역학적 하중은 밀접한 관련이 있다고 할 수 있다.

부유식 해상풍력발전시스템의 정 위치에 고정된 좌표계는 Fig. 2.3과 같이 사용된다. 양의 방향의 z 축은 변위되지 않은 부유체의 무게 중심을 지나서 수직 위를 향하며, x 축은 바람이 불어오는 방향과 평행하다. 일반적으로 공간상 운동하는 강체의 운동은 6 개의 자유도를 가지며, 6개의 자유도는 각각 x, y, z 방향의 병진운동과 x, y, z 축을 기준으로 회전하는 회전운동을 의미한다. 부유체의 경우에는 전후동요(Surge), 좌우동요(Sway), 상하동요(Heave)의 병진운동과 횡동요(Roll), 종동요(Pitch), 선수동요(Yaw)의 회전운동을 한다.

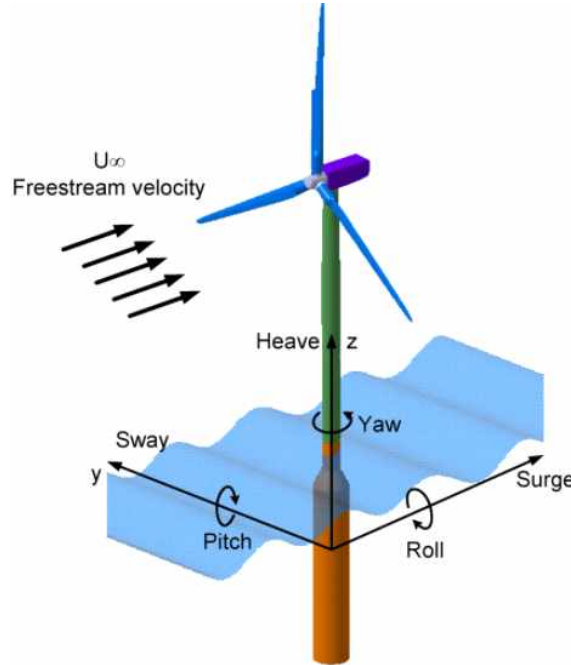


Fig. 2.3 Coordinate system of a floating offshore wind turbine

부유체의 유체동역학적 하중은 정수력, 해수면에서의 자유 표면 효과에 의한 부가질량과 방사 감쇠, 규칙파 또는 불규칙파 등의 입사파에 의해 생성된 1차 파 강제력, 두 개의 입사파의 상호 작용에 의해 발생하는 2차 파 강제력, 부유체 운동에 의한 비선형 점성 항력 등으로 나눌 수 있다. 식(2.1)은 부유식 해상풍력발전시스템에 작용하는 세부적인 유체동역학적 하중을 나타낸다.

$$F_i^{Hydrodynamic} = F_i^{Hydrostatic} + F_i^{Radiation} + F_i^{Wave[1]} + F_i^{Wave[2]} + F_i^{Drag} \quad (2.1)$$

정수력과 모멘트는 부유체를 부양하고 평균 위치를 유지할 수 있게 한다. 부력, 중력, 복원력 등이 모두 유체정역학적 요소로 설명될 수 있다. 식(2.2)은 정수력을 나타낸다.

$$F_i^{Hydrostatic}(q) = \rho g V_0 \delta_{i3} - C_{ij}^{Hydrostatic} q_j \quad (2.2)$$

여기서 C_{ij} 는 힘 또는 모멘트를 유도하는 정역학 강성 행렬 요소이다. 중력 중심 및 부력 중심이 구조물 중심선 상에 놓여 있다고 가정하면 횡동요, 종동요, 선수동요 간의 coupling은 없으며 대칭성을 이루게 된다([4,5]=0, [5,6]=0). 또한 x-z 평면에 대칭이라면(y-축 대칭) [3,4] 및 [4,3] 성분은 0이 된다. 반면에 y-z 평면에 대칭이라면(x-축 대칭) 오직 0이 아닌 성분만으로 [3,3], [4,4], [5,5]가 구성되며 모드간의 coupling은 없다. Fig. 2.4와 같이 방사력은 파도에 의해 부유체에 강제 진동이 발생한다고 할 때, 진동으로 인해 부유체가 파동을 발생시키는 힘을 말하며, 부가질량과 방사 감쇠를 포함한다. 부가질량과 방사 감쇠는 부유체의 강제 진동에 의한 힘과 모멘트이기 때문에 입사파가 고려되지 않으며, 부가질량계수와 감쇠계수는 UOU In-house code를 통해 계산하였다.

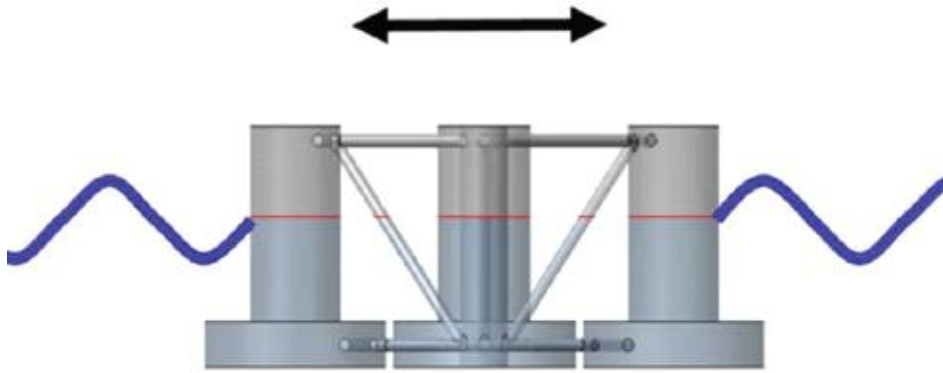


Fig. 2.4 Radiation problem

2.4 계류선의 하중

모든 부유식 구조물에서 계류시스템의 설계는 필수적이다. 계류시스템은 한쪽은 해저에 고정되고 한쪽은 부유체에 연결되는 계류선과 앵커로 구성된다. 이 계류선은 체인, 강철, 합성 섬유 또는 이들의 조합으로 다양한 유형으로 제작할 수 있다. 본 연구의 목적 상 앵커는 해저에 단단히 고정된 것으로 간주하고 계류선은 일정한 탄성을 가진 단일 재료로 구성된 것으로 가정하였다.

계류 관성과 감쇠를 무시하고 선형성을 가정할 때 부유체에 대한 계류선의 힘은 식 (2.3)과 같다. 여기서 $F_i^{Lines,0}$ 는 변위되지 않은 평균 위치에서 부유체에 작용하는 계류시스템의 하중을 나타내며, C_{ij}^{Lines} 는 선형화된 복원행렬로 탄성 강성과 계류선의 무게로 인한 강성의 결합 결과를 나타낸다.

$$F_i^{Lines} = F_i^{Lines,0} - C_{ij}^{Lines} q_j \quad (2.3)$$

2.5 수치해석 도구

부유식 해상풍력발전시스템의 동적응답해석을 수행하기 위하여 사용된 프로그램은 NREL FAST로, 공기역학, 탄성역학, 유체역학, 제어시스템 등을 고려하여 시간영역에서의 응답을 분석할 수 있다. Fig. 2.5는 FAST의 구조를 나타내며, 각각의 주요 모듈은 여러 개의 하위 모듈로 구성된다. 메인 모듈은 구조탄성과 제어시스템을 고려하여 각 시간단계에서 결합된 구조방정식을 계산할 수 있다. 공기역학적 하중은 Aerodyn 모듈을 통해서 모든 시간 단계에서 블레이드의 동작과 속도를 입력값으로 받는다. 입력받은 값은 공기역학적 힘과 모멘트로 계산이 되고 이를 다시 FAST 메인 모듈로 전송한다. 공기역학적 힘뿐만 아니라 풍력발전시스템의 추력, 출력 계수 등과 같은 중요한 변수들 까지도 도출할 수 있다. 이 모듈은 여러 유형의 바람을 읽을 수 있으며, NREL의 또 다른 프로그램인 Turbsim을 전처리기로 사용하여 난류 바람을 생성할 수 있다. Hydrodyn 모듈은 유체역학적 하중을 계산할 수 있으며, 부유체의 운동, 계류시스템과 파도의 상호작용에 의한 영향 등도 분석할 수 있다. 유체역학적 계수들은 UOU In-house code에 의해서 계산되어지고 이는 Hydrodyn 모듈에 입력이 된다. UOU In-house code에 대한 설명은 다음 항에서 확인할 수 있다. Moordyn 모듈은 계류시스템의 동적 복원력을 계산한다. 계류선의 구성 및 강성은 Moordyn 모듈에 입력되어야 한다. FAST의 계산이 시작되면 부유체의 위치와 속도를 계류 모델로 전송한다. 계류 모델은 페어리드에서의 운동학을 계산하고 라인 역학을 해결한다.

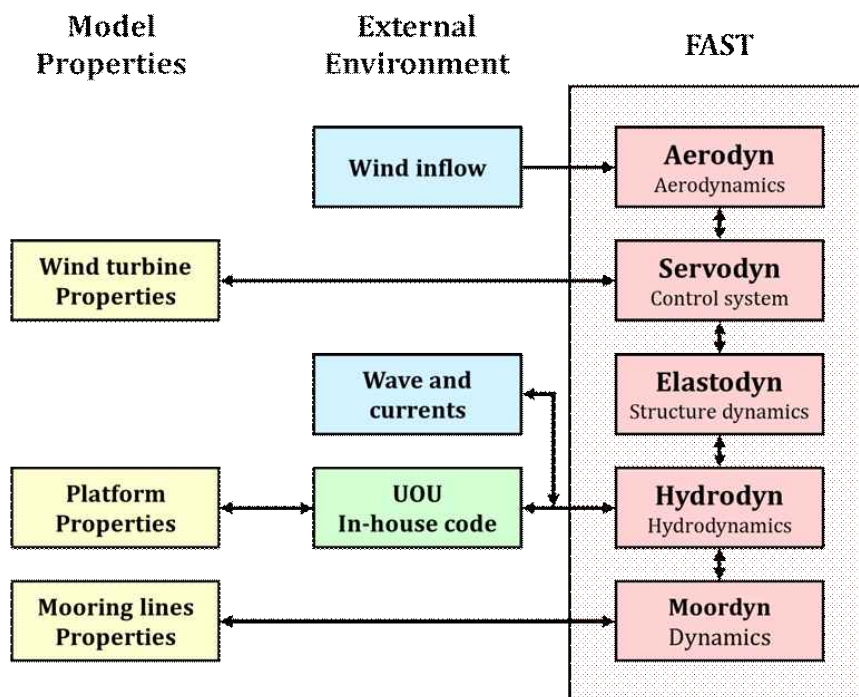


Fig. 2.5 Flow chart of FAST v8 with UOU In-house code

제3장 설계

3.1 개요

본 연구의 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 초기모델은 미국 신재생에너지연구소(NREL, National Renewable Energy Laboratory)의 5MW급 표준 풍력발전기와 OC4 DeepCwind 반잠수식 부유체를 확장하여 설계하였다. 부유식 해상풍력발전시스템의 전체를 구성하는 주요 부품인 블레이드, 타워, 부유체의 특성을 파악하여 부품별 상사비를 계산하였다. 로터의 상사비는 파워 비를 이용하여 계산하였으며, 이는 상부구조물의 길이 관련 제원을 확장하는 데에 사용하였다. 타워의 상사비는 길이 대 처짐 비를 이용하여 계산하였으며, 이는 타워의 직경이나 두께를 확장하는 데에 사용하였다. 부유체의 상사비는 상부구조물의 무게 비를 이용하여 계산하였으며, 이는 하부구조물을 확장하는 데에 사용하였다. Fig. 3.1은 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 확장 과정을 나타낸다.

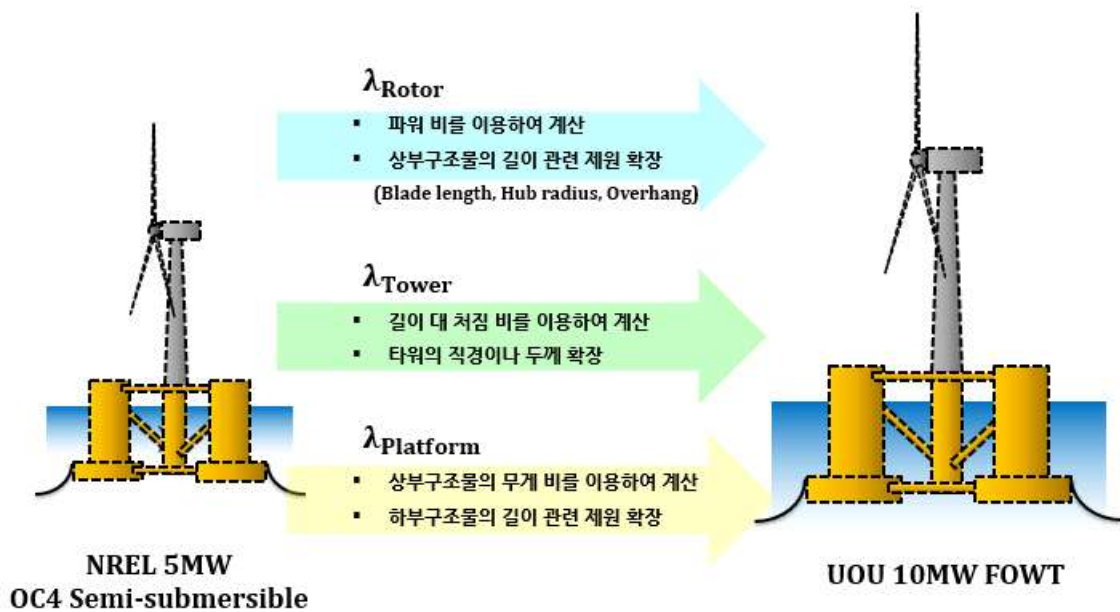


Fig. 3.1 Scale ratio of 10MW floating offshore wind turbine

3.2 로터와 너셀

3.2.1 로터 상사비

풍력발전시스템은 바람의 운동에너지를 전기에너지로 변환시킨다. 풍력발전시스템의 파워 식은 (3.1)과 같다.

$$P = C_P \times \frac{1}{2} \rho A V^3 \quad (3.1)$$

5MW와 10MW의 파워 비를 이용하여 로터의 상사비를 결정하였다. 이러한 방법은 기하학적 상사법칙을 따르며, 주로 기존의 제원을 바탕으로 상사된 모델의 길이, 무게 등을 쉽게 예측하기 위하여 자주 사용된다.

10MW 풍력발전기의 블레이드는 5MW급 풍력발전기의 블레이드와 같은 단면 (Airfoil)을 사용하여 C_P 가 같다고 가정하면, 로터 회전 면적만 로터 파워에 종속이 된다. 따라서 본 연구에는 5MW와 10MW의 비가 로터 회전 면적의 비와 같다고 가정하였고, 식(3.2)과 같은 로터의 상사비를 계산하였다.

이는 블레이드의 길이 및 코드 길이, 허브의 반지름, 타워와 샤프트간의 거리, 너셀 크기 등 길이와 관련된 제원을 확장하는 데에 적용되었다. Table 3.1은 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템 로터에 관한 정보를 나타낸다.

$$\lambda_{Rotor} = \sqrt{\frac{C_P \frac{1}{2} \rho A_{10MW} V^3}{C_P \frac{1}{2} \rho A_{5MW} V^3}} = \sqrt{\frac{A_{10MW}}{A_{5MW}}} = \sqrt{\frac{P_{10MW}}{P_{5MW}}} = 1.414 \quad (3.2)$$

Table 3.1 Rotor information

	5MW	10MW
λ_{Rotor}	1.000	1.414
Tip radius [m]	63.0	89.1
Hub radius [m]	1.50	2.12
Overhang [m]	-5.02	-7.10

3.2.2 로터-너셀 조립체의 질량

풍력발전기를 기하학적 상사법칙만을 이용하여 확장한다면 대형 풍력발전기의 경우에는 무게 등이 기하급수적으로 증가하는 문제점이 발생한다. 따라서 본 연구에서 사용된 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 로터-너셀 조립체는 무게를 감소시키기 위하여 고온초전도발전기, 탄소 섬유 복합 재료의 블레이드 등을 적용한다고 가정하였다. 초전도발전기는 로터-너셀 조립체의 무게와 부피를 최대 1/3까지 줄일 수 있으며, 기존 구리선과 비교해 단위 면적당 높은 허용전류를 가지며 전기저항도 작다는 장점을 가진다. 또한, 대부분의 블레이드는 유리섬유강화수지 기반의 복합재료(GFRP)로 이루어져 있으므로 탄소 섬유 복합 재료(CFRP)와 혼용한다면 블레이드의 경량화가 가능할 것이다. 특히 CFRP의 강성은 GFRP의 강성보다 높고, CFRP는 GFRP에 비해 진동 제동 특성이 우수하며, 높은 피로 강도와 긴 수명을 가진다는 장점이 있다.

Table 3.2는 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템 로터-너셀 조립체의 질량을 나타낸다. 블레이드의 질량은 CFRP를 일부 고려하여 32,500 kg으로 추정하였고, 허브 및 너셀의 질량은 초전도발전기의 적용을 고려하여 추정하였다.

Table 3.2 RNA mass

	5MW	10MW
1 Blade mass [kg]	17,740	32,500
Hub mass [kg]	56,780	80,000
Nacelle mass [kg]	240,000	335,000

3.2.3 블레이드의 공력 특성

블레이드는 길이를 따르는 지점(root, middle, tip)마다 상대속도가 다르므로 angle of attack이 다르다. 따라서 블레이드의 모든 지점에 대해서 동일한 angle of attack을 갖기 위해서는 길이를 따르는 각 지점마다 바람을 받는 각도가 달라져야 하는데, 이때의 블레이드 비틀림각을 twist angle이라고 한다. Fig. 3.2는 블레이드의 angle of attack과 블레이드 각 지점에 따른 비틀림각을 나타낸다.

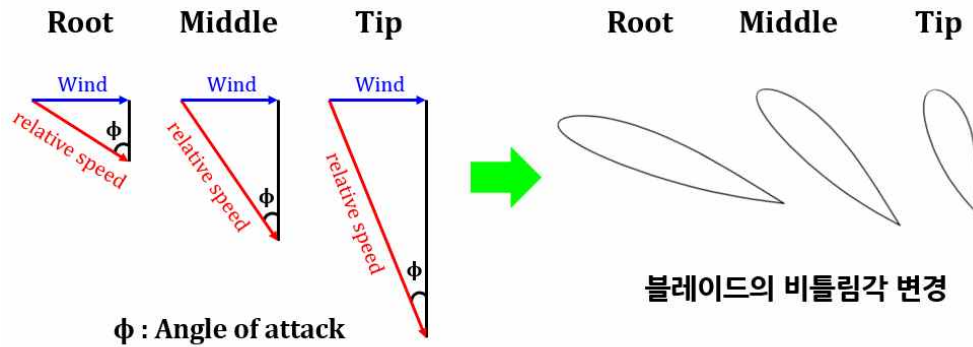


Fig. 3.2 Angle of attack and blade twist angle

풍력발전기의 블레이드는 두 개의 무차원 계수인 파워계수(Power coefficient) C_p 와 날개끝단 속도비인 TSR(Tip Speed Ratio)를 이용하여 공력특성을 해석할 수 있다. 속도가 v 인 바람이 갖고 있는 기계적 파워는 에너지 변환장치인 풍력발전기에 의하여 전기적 파워 P 만큼 회수가 된다. 즉 출력 파워계수 C_p 는 풍력발전기의 에너지 변환 효율을 나타낸다. 이러한 C_p 는 비틀림각과 날개끝단 속도 비에 따라 그 값이 달라질 수 있는데, 여기서는 날개끝단 속도 비는 식(3.3)과 같다.

$$TSR = \frac{\Omega R}{V} \quad (3.3)$$

10MW급 부유식 해상풍력발전시스템이 더 좋은 효율을 가지도록 블레이드의 비틀림각을 변화시키면서 최대출력계수를 확인하였다. NREL 5MW 블레이드의 비틀림각 배열을 기준으로 하여 일정한 각도를 더하거나 빼면서 최대출력계수를 나타내는 비틀림각과 그 때의 TSR을 확인하였다. Fig. 3.3은 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 C_p -TSR 곡선이다. 최대출력계수가 나타나는 곳(A)은 TSR이 7.2일 때이며, 이때의 로터 회전속도는 8.64 rpm이다. 두 번째로 큰 출력계수가 나타나는 곳(B)은 TSR이 8이고, 이때의 로터 회전 속도는 9.69 rpm이다. 전자는 C_p 는 최대이지만 그만큼 로터 회전 속도가 작다. 풍력발전기의 출력은 회전수와 회전력(토크)에 비례하므로 로터 회전 속

도가 작다면 이는 더 큰 회전력이 작용해야 하므로 기계적 스트레스가 높다. 상대적으로 로터 회전 속도가 높으면 더 작은 회전력으로도 동일한 출력을 낼 수 있는 장점이 있다. 따라서 본 연구에서 사용된 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 최대출력계수는 0.4788이며, 이때의 TSR은 8.0이다.

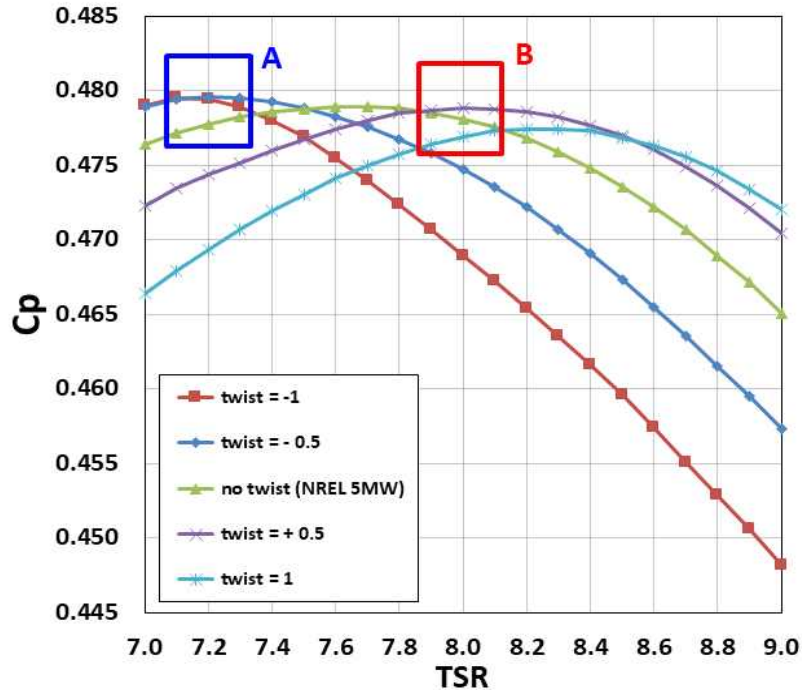


Fig. 3.3 C_p -TSR Curve

최대출력계수와 이때의 TSR이 결정되면 정격 바람 속도 및 정격 로터 속도가 결정된다. 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 정격 바람 속도는 11.3 m/s이며, 정격 로터 속도는 9.69 rpm이다. Table 3.3은 공력 특성에 관련된 정보를 나타낸다.

Table 3.3 Aerodynamic characteristics information

	5MW	10MW
Max C_p	0.4820	0.4788
TSR at max P	7.55	8.00
Air density [kg/m ³]	1.225	1.225
Tip Radius [m]	63.0	89.1
Precone angle [°]	-2.5	-2.5
Rated wind speed [m/s]	11.4	11.3
Rated rotor speed [rpm]	12.10	9.69

3.3 타워

3.3.1 타워 상사비

부유식 해상풍력발전시스템에 사용되는 타워는 하부 구조물의 건현(Freeboard)과 허브 높이를 고려해야 하며, 날개 회전으로 발생하는 3P 가진에 의한 타워 공진을 회피하여 설계해야 한다. 본 연구에서 사용된 타워의 상사비는 5MW 타워와 10MW 타워의 길이 대 처짐 비를 이용하여 계산하였다. 이는 타워의 상하부의 두께와 지름 등을 확장하는 데에 사용되었다. 타워의 처짐은 식(3.4)과 같다.

$$\delta = \frac{TL^3}{3EI} \quad (3.4)$$

로터의 추력은 파워와 마찬가지로 로터 회전 면적에 종속된다. 따라서 타워의 길이 대 처짐 비를 이용하여 계산한 타워의 상사비는 식(3.5)과 같으며, 이를 적용한 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 타워의 관한 정보는 Table 3.4와 같다.

$$\lambda_{Tower} = \sqrt[4]{\frac{EI_{10MW}}{EI_{5MW}}} = \sqrt[4]{\frac{10L_{10MW}^2}{5L_{5MW}^2}} = 1.36 \quad (3.5)$$

Table 3.4 Tower information

	5MW	10MW
Tower-base diameter [m]	6.50	8.84
Tower-base thickness [m]	0.027	0.037
Tower-top diameter [m]	3.87	5.26
Tower-top thickness [m]	0.019	0.026

3.3.2 타워 클리어런스

풍력발전기 블레이드의 끝단과 타워 외경까지의 거리를 Tower clearance라고 한다. 이는 50년 재현 주기의 Out-of-plane tip deflection을 고려한 충분한 거리를 확보하여야 한다. 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 Tower clearance는 17.88 m이다. 계산에 사용된 블레이드의 Pre-bending은 DTU 10MW Reference wind turbine을 참고하였다. Tower clearance를 구하기 위해 필요한 정보들은 Table 3.5에 나타내었으며,

이를 통하여 얻어진 Tower clearance의 그림은 Fig. 3.4에 나타내었다.

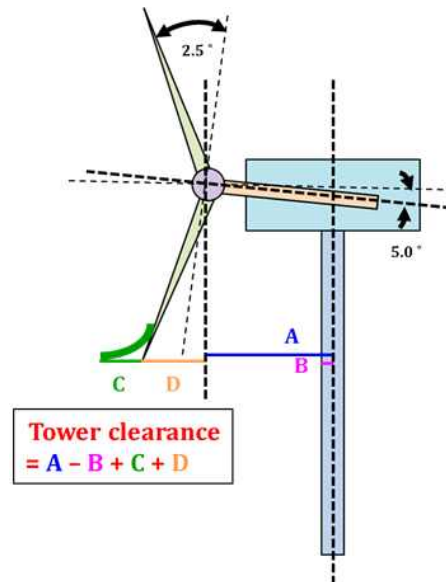


Fig. 3.4 Tower clearance

Table 3.5 Tower clearance

Fig. 3.4	10MW
타워 bottom에서부터 허브 중심까지의 높이 [m]	105.90
타워 bottom에서부터 타워 top까지의 높이 [m]	102.50
타워 중심에서 허브 중심까지의 거리 (A) [m]	7.07
타워 top에서 허브 중심까지의 높이 [m]	3.40
블레이드의 총 길이 [m]	89.10
블레이드 끝단에서 타워 top까지의 높이 [m]	85.70
타워 bottom에서 블레이드 끝단까지의 높이 [m]	16.80
타워 bottom의 반지름 [m]	4.42
타워 top의 반지름 [m]	2.63
블레이드 팁의 최저 높이에 상응하는 타워 반지름 (B) [m]	4.15
Precone [deg]	2.50
타워와 블레이드의 각도 [deg]	7.50
블레이드의 Pre-bending (C) [m]	3.33
블레이드 끝에서 허브 중심축까지의 거리 (D) [m]	11.63
Tower clearance : (A)-(B)+(C)+(D) [m]	17.88

IEC61400-3-1[34]의 설계하중조건 DLC1.1을 사용하여 평가하였으며, 자세한 설계하중조건에 대한 자세한 설명은 4장에 포함하였으므로, 이 장에서는 생략한다. DLC1.1의 시계열 결과에서 peak 값을 추출하였고, 확률분포곡선을 얻기 위하여 Out-of-plane tip deflection에 대해서 Gumbel 분포를 사용하였다(Fig. 3.5). 50년에 대한 10분의 확률은 3.8×10^{-7} 이며, 계산 결과 블레이드의 Out-of-plane tip deflection은 DLC1.1에서 요구하는 safety factor 1.25를 적용하여 17.74 m로 예측되었다. 이는 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 Tower clearance인 17.88 m보다 작은 값이기 때문에 현재 설계는 적합하다고 판단된다.

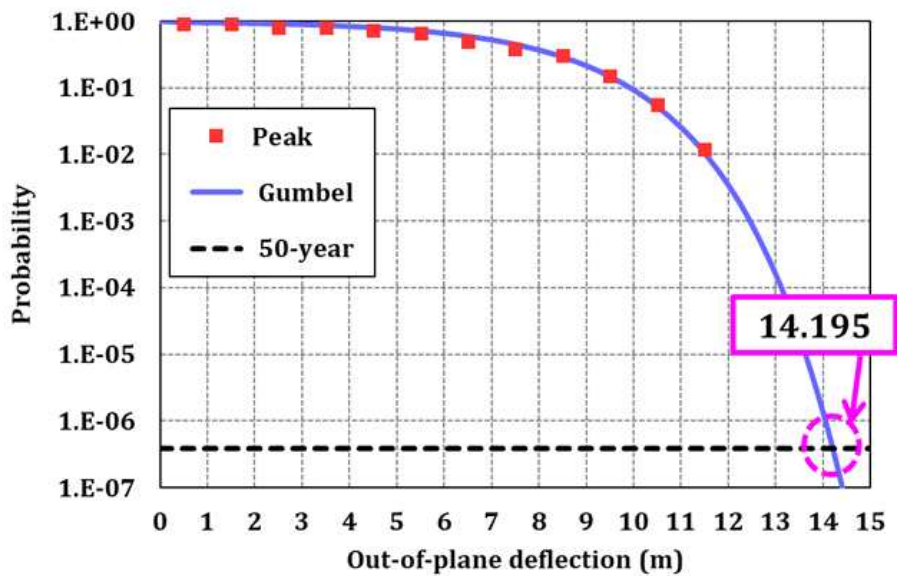


Fig. 3.5 Gumbel distribution of Out-of-plane tip deflection

3.3.3 캠벨 선도

모든 기계적 구조물은 작동하면서 발생하는 기계적 진동에 의하여 구조물이 공진을 일으키지 않는지 확인하여야 한다. 만약 공진이 발생할 가능성이 있다면 이를 회피하는 공진 회피 설계를 수행하여야 하며, 캠벨 선도를 통하여 공진의 발생 여부를 파악할 수 있다. 일반적으로 공진 회피설계는 강성 또는 질량을 변화시켜 주파수 값을 변경하거나 물리적 댐퍼를 이용하여 damping 값을 증가시키는 방법을 이용한다. 하지만 풍력발전기에 추가적인 댐퍼를 장착하기는 어렵기 때문에 강성 또는 질량을 변화시키는 방법을 선택하였다. Fig. 3.6은 캠벨 선도를 나타낸다. 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 Cut-in 풍속에서의 로터 회전 속도 및 정격 로터 회전 속도는 각각 3.30 rpm 및 9.69 rpm이며, 3.30 rpm 과 9.69 rpm 사이의 영역에서 타워의 전후방향 및 좌우방향 공진이 3P 주파수를 상회하는 모습을 확인할 수 있다.

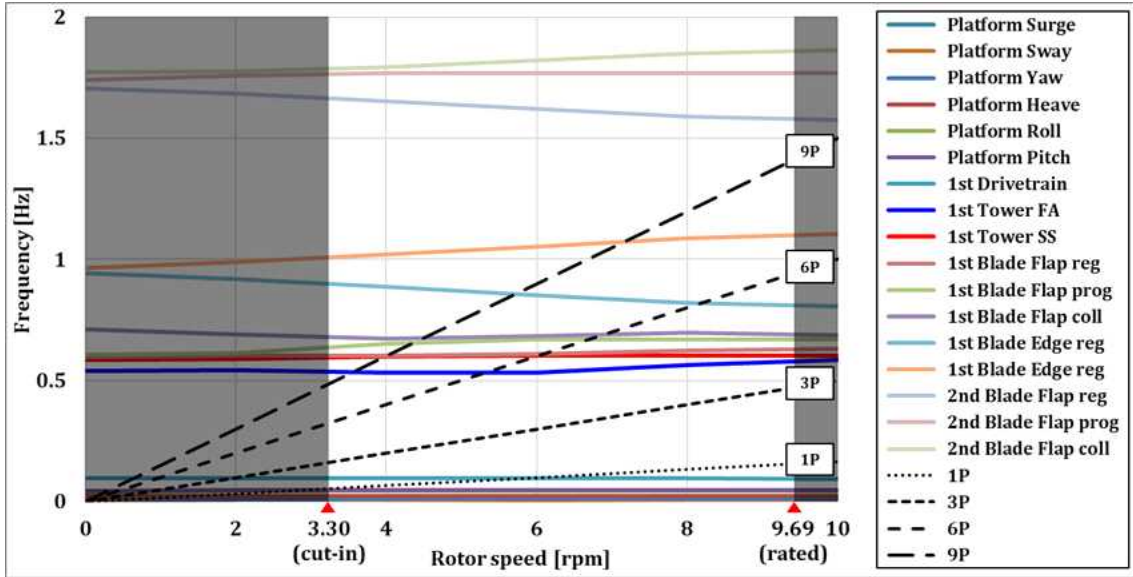


Fig. 3.6 Campbell diagram

3.4 하부구조물

3.4.1 부유체 상사비

부유체의 상사비는 5MW급 풍력발전기와 10MW급 풍력발전기의 상부구조물 무게 비로 결정된다. 이는 충분한 부력을 확보할 뿐만 아니라 부유체의 안정성 또한 만족할 수 있다. 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 부유체 상사비는 식(3.6)과 같이 계산하였다. 최종 부유체의 상사비는 1.23이며, 이는 OC4 반잠수식 형상에서 부유체의 건현과 메인 컬럼의 직경을 제외한 모든 부분에 적용되었다. Table 3.6과 Fig. 3.7은 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 부유체 형상 정보 및 카티아 모델링이다.

$$\lambda_{Platform} = \sqrt[3]{\frac{\rho g V_2}{\rho g V_1}} = \sqrt[3]{\frac{W_{10MW}}{W_{5MW}}} = \sqrt[3]{\frac{1113}{600}} = 1.23 \quad (3.6)$$

Table 3.6 Platform information

	5MW	10MW
Elevation of main column above SWL [m]	10.0	14.1
Elevation of offset columns above SWL [m]	12.0	14.1
Spacing between offset columns [m]	50.0	61.5
Length of upper columns [m]	26.00	31.32
Length of base columns [m]	6.00	7.38
Depth to top of base columns below SWL [m]	14.00	17.22
Diameter of main column [m]	6.50	8.84
Diameter of offset (upper) columns [m]	12.00	14.76
Diameter of base columns [m]	24.00	29.52
Diameter of pontoons and cross braces [m]	1.60	1.97

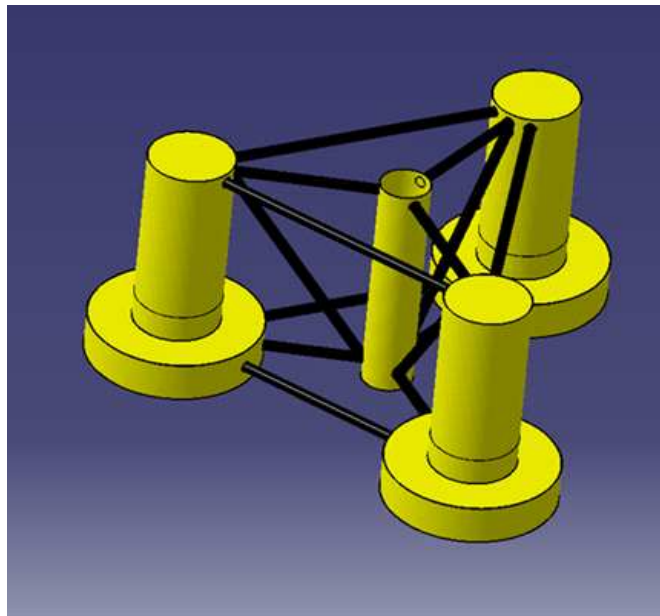


Fig. 3.7 CATIA modeling of platform

3.4.2 부유체의 견현

부유체의 견현의 높이는 울산의 조위, 폭풍해일, 50년 주기의 극한파고 및 에어갭을 고려하여 14.1 m로 설정하였다. Fig. 3.8은 극한해상환경에서의 최고수위(HSWL) 및 최대파고를 나타낸다(IEC61400-3-1).

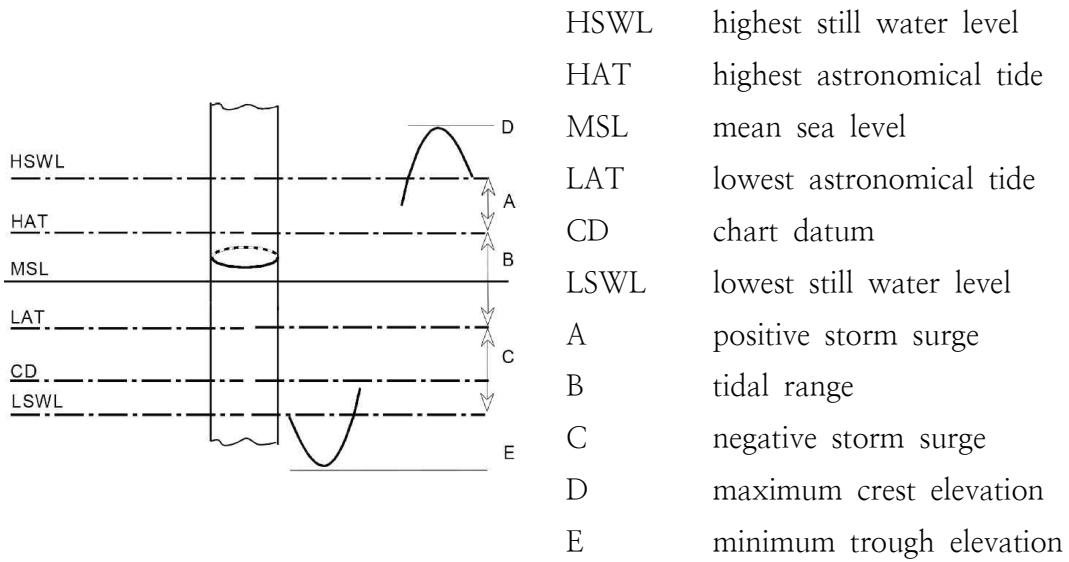


Fig. 3.8 Highest water level in extreme condition

조위는 1962~2019년, 울산 조위관측소에서 측정된 최대 조위 및 울산의 조위 고조정 보 기준 높이를 사용하였고, 폭풍해일은 울산의 폭풍해일경보의 발표 기준을 사용하였다. 극한파고는 울산 해양기상부이의 50년 주기 극한 파고를 사용하였고, 에어갭은 50년 주기의 유의파고의 20 %를 적용하는 것(IEC61400-3-1)과 1.5 m을 적용하는 것(IEC61400-3-2[35])중에 더 보수적인 값을 사용하였다. 따라서 블레이드 팁과 건현 상부까지의 거리는 16.8 m이 된다. Fig. 3.9는 동일한 용량의 DTU 10MW 반잠수식 해상풍력발전기의 블레이드 팁-건현 상부까지의 거리들을 나타내며, 이들 또한 15~20 m사이임을 확인하였다.

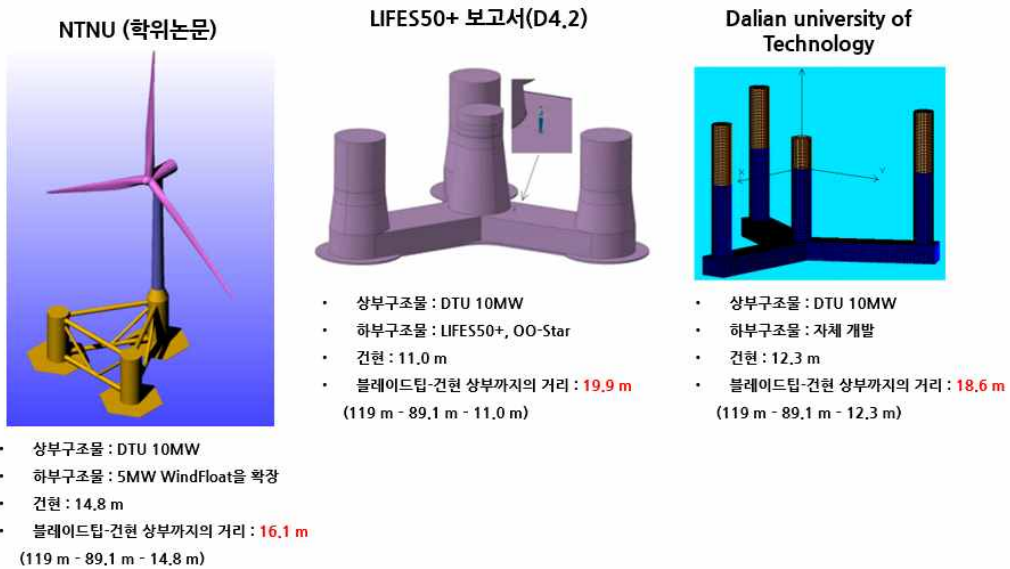


Fig. 3.9 Comparison of freeboard

3.4.3 복원성

선박을 포함한 모든 부유식 구조물에 대해서는 안정성 점검이 필수적이다. 부유체의 안정성이란 일반적으로 부유체가 기울어 질 때 원래 상태로 돌아가는 정적 안정성을 의미한다. 부유체의 경사각에 따라 복원력 변화의 모양을 나타내기 위해 횡축에는 경사각을, 종축에는 복원력을 나타내면 정복원력 곡선을 얻을 수 있다. 직립 위치로부터 경사각에 따라서 복원력은 증가하며, 이 때 최대 복원력에 달할 때의 경사각을 최대 복원력각도라고 한다. 배수량이 일정한 경우에는 복원력 대신에 GZ를 종축에 나타내어도 복원력의 모양은 변하지 않으므로 복원력 곡선을 GZ 곡선이라고도 한다. 따라서 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 안정성을 확인하기 위해서 횡경사 및 종경사에 대한 GZ 곡선을 그려보았다. Fig. 3.10은 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 횡경사 및 종경사에 대한 GZ 곡선이다. 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 부유체는 부유체 형상이 무게 중심 주위에 균일하게 분포되어 있기 때문에 횡방향 및 종방향에 대한 안정성이 충분히 확보되는 것을 확인할 수 있다.

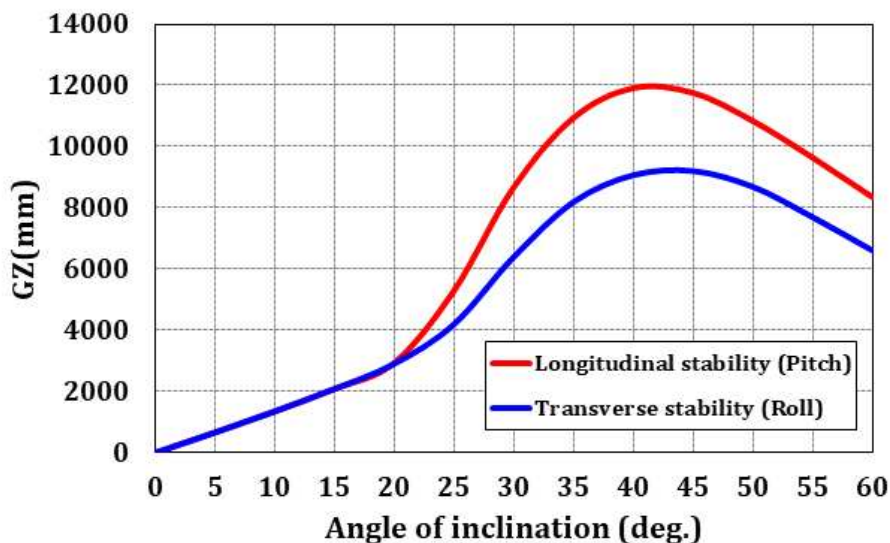


Fig. 3.10 GZ Curve

3.5 계류시스템

OC4 Semi-submersible의 계류시스템은 부유체를 보호하기 위하여 부유체 z축에 대해 대칭으로 펼쳐지는 3개의 선으로 연결된다. 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 계류시스템은 OC4 Semi-submersible의 계류시스템을 확장하여 설계하였으며 Table 3.7은 5MW와 10MW급 계류시스템의 특성을 나타내며, 계류시스템의 배치도는 Fig. 3.11과 같다.

Table 3.7 Mooring system information

	5MW	10MW
Number of Mooring Lines [-]	3	3
Angle Between Adjacent Lines [deg]	120	120
Depth to Anchors Below SWL [m]	200	144
Depth to Fairleads Below SWL [m]	14.0	17.6
Radius to Anchors from Platform Centerline [m]	837.6	968.6
Radius to Fairleads from Platform Centerline [m]	40.9	51.5
Unstretched Mooring Line Mass Length [m]	835.5	950.0
Mooring Line Diameter [m]	0.077	0.268
Equivalent Mooring Line Mass Density [kg/m]	113.3	443.2

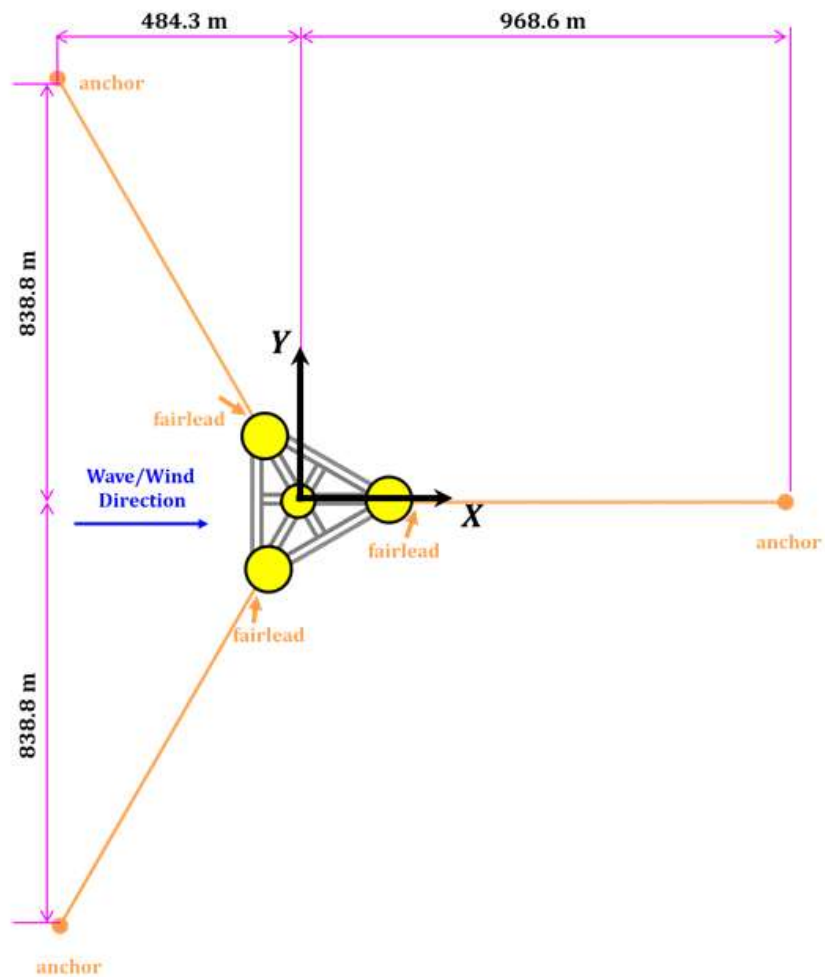


Fig. 3.11 Arrangement of the mooring system

3.6 제어시스템

3.6.1 네거티브 댐핑

10MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 초기 제어시스템은 NREL의 육상용 5MW 표준 제어기를 수정하여 사용하였다. 먼저 육상용 제어시스템을 적용하여 전체 시스템의 응답을 파악한 후, 부유식 제어시스템으로의 수정이 이루어졌다. 부유식 제어시스템에서 가장 중요하게 고려해야 하는 것이 네거티브 댐핑 현상이다. 네거티브 댐핑의 원인은 날개-피치 제어기의 응답속도로 알려져 있다. 부유체의 회전운동의 댐핑은 병진운동에 비해 다소 낮은 편이기 때문에 기존의 육상용에서 사용하는 빠른 날개-피치 제어는 네거티브 댐핑을 유발한다. 먼저 네거티브 댐핑 현상을 가시적으로 확인하기 위해 동일한 파도 조건에서 바람의 유무에 따른 부유체 종동요(Pitch) 운동의 결과를 비교해보았다. 파도의 조건은 파고 6 m, 파주기 10 s의 규칙파로, 바람의 조건은 13 m/s의 일정한 속도를 가지도록 설정하였다. Fig. 3.12는 부유체 종동요(Pitch) 운동의 시계열 결과를 나타낸다. 바람이 부는 경우의 부유체의 종동요(Pitch) 운동이 바람이 없을 때의 운동보다 약 4.5배 증가하였으며, 주기도 약 3배가 증가하는 것을 확인하였다.

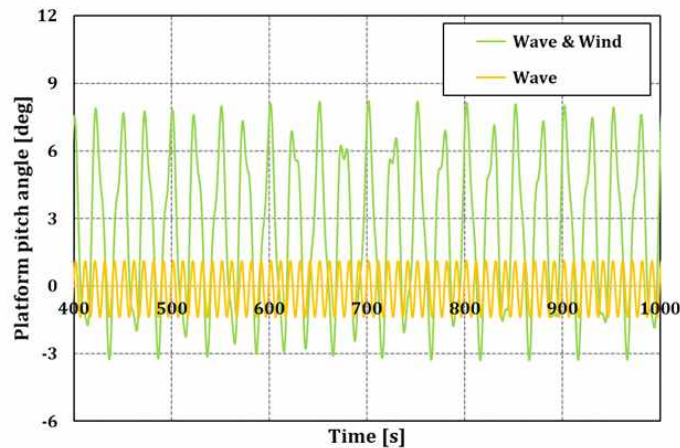


Fig. 3.12 Negative damping phenomenon

3.6.2 계인 값

네거티브 댐핑 현상을 피하기 위해서는 날개-피치 제어기의 계인 값을 감소시키는 방법이 있다. 날개-피치 제어기의 비례 계인과 적분 계인은 식(3.7), (3.8)과 같다.

$$K_p(\theta) = \frac{2I_{Drivetrain}\Omega_0\zeta_\phi\omega_{\phi n}}{N_{Gear}[-\frac{\partial P}{\partial \theta}(\theta=0)]} GK(\theta) \quad (3.7)$$

$$K_I(\theta) = \frac{I_{Drivetrain} \Omega_0 \omega_{\phi n}^2}{N_{Gear} \left[-\frac{\partial P}{\partial \theta}(\theta=0) \right]} GK(\theta) \quad (3.8)$$

여기서 GK는 무차원화된 게인-보정 계수이고, 식(3.9)과 같다.

$$GK(\theta) = \frac{1}{1 + \frac{\theta}{\theta_K}} \quad (3.9)$$

날개-피치 제어기의 게인 값을 감소시키면 날개-피치의 응답속도가 느려진다. 제어시스템의 전반적인 기능을 유지하면서 날개-피치 게인 값을 감소시키는 방법은 제어의 응답 공진주파수를 감소시키는 방법이다. 제어기-응답 공진주파수를 부유체 종동요(Pitch) 공진주파수보다 낮은 값을 사용하는 것을 권한다. 본 연구의 부유체 종동요(Pitch) 공진주파수는 0.22 rad/s이다. 따라서 제어기의 응답 공진주파수를 0.6 rad/s에서 0.2 rad/s로 감소시켰으며, 이때의 KP는 0.604 s, KI는 0.086이다. Fig. 3.13은 블레이드 각도 별 게인 값과 게인 보정계수를 나타낸다.

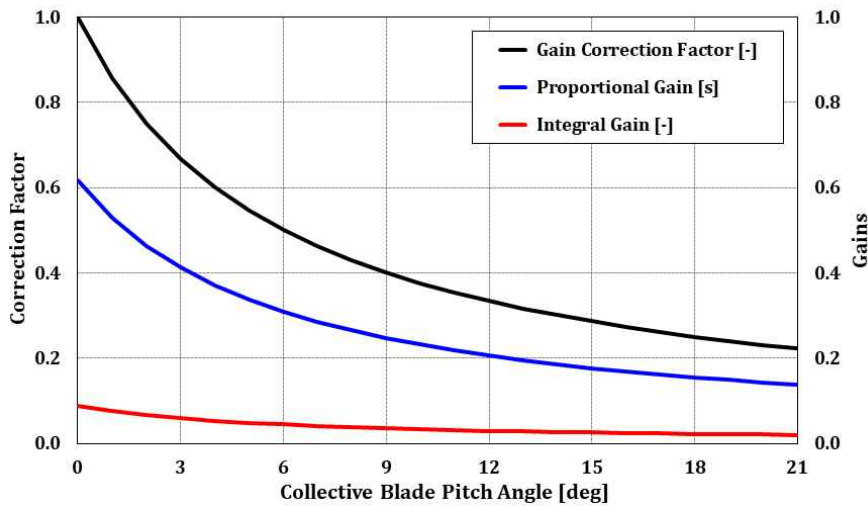


Fig. 3.13 Baseline blade-pitch control system gain-scheduling law

3.6.3 검증

재설계된 제어기의 검증을 위해 3.6.1절과 동일한 조건으로 해석을 수행하였다. 재설계된 제어기의 시계열 그래프(Fig. 3.14)는 바람에 의해 약 2.3 deg 기울어진 상태에서 규칙파와 유사한 부유체 종동요(Pitch) 응답을 보여준다.

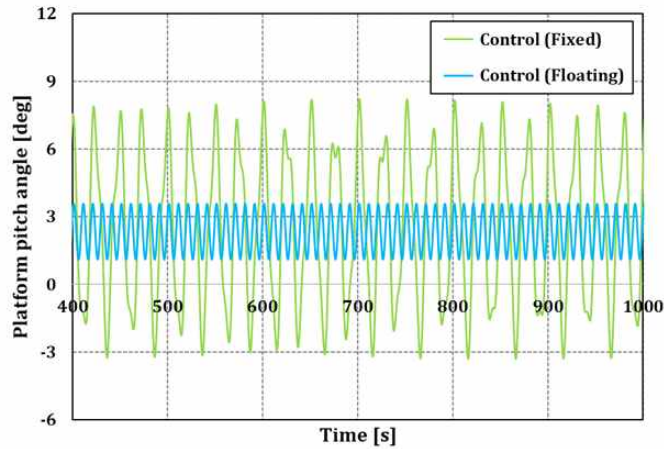


Fig. 3.14 Comparison of platform response change

따라서 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템은 제어시스템의 수정으로 네거티브 댐핑 현상을 완화시킬 수 있다. Fig. 3.15는 육상용과 해상용 제어기를 각각 사용하였을 때, 로터 파워 및 블레이드 피치 각도의 변화를 시계열로 변화를 나타낸다. 이를 통해 네거티브 댐핑 현상을 완화하지 못하면 출력에도 손실이 있다는 것을 확인할 수 있다.

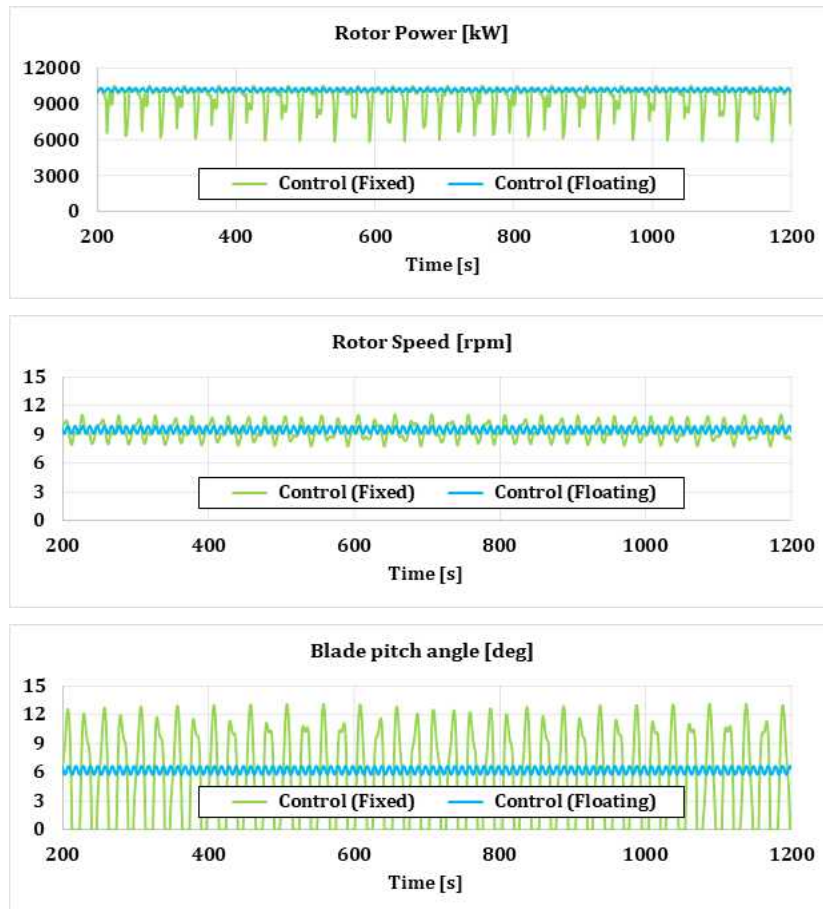


Fig. 3.15 Comparison of wind turbine response change

3.7 정상상태 해석

정상상태 해석의 목적은 풍력발전시스템의 정적 응답을 이해하는 것이다. 제어시스템을 포함하여 풍력발전시스템의 성능을 확인할 수 있다. 정상상태 해석은 FAST를 사용하였으며 응답이 수렴하도록 충분한 시간을 두고 계산하였다. 해석은 일정한 속도의 바람이 불며, 파동의 상태가 없는 정수 중에서의 분석을 수행하였다. Fig. 3.16, 3.17, 3.18은 정상상태 해석의 결과를 나타낸다. 정격풍속이 지난 후 전력이 생성되기 시작하다가 최고조에 달하기 시작하면 제어시스템에서 로터의 회전속도와 블레이드의 피치 각도를 조절하여 최대 전력을 유지하도록 하는 것을 볼 수 있다.

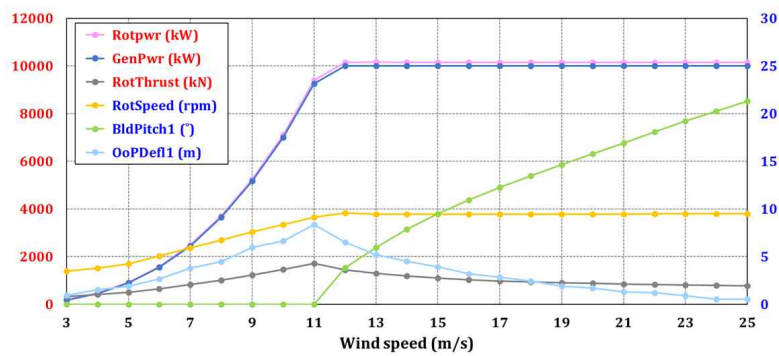


Fig. 3.16 Steady state analysis (1)

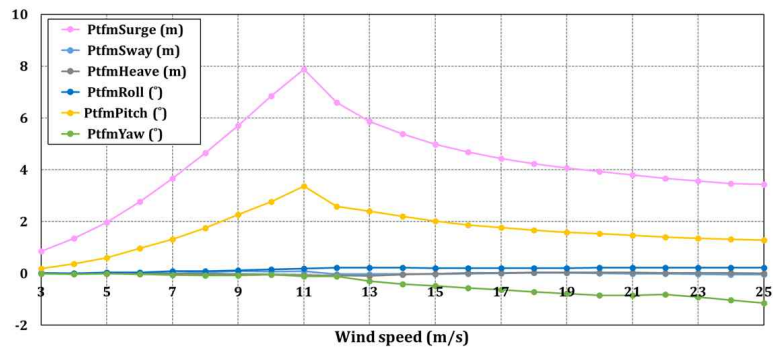


Fig. 3.17 Steady state analysis (2)

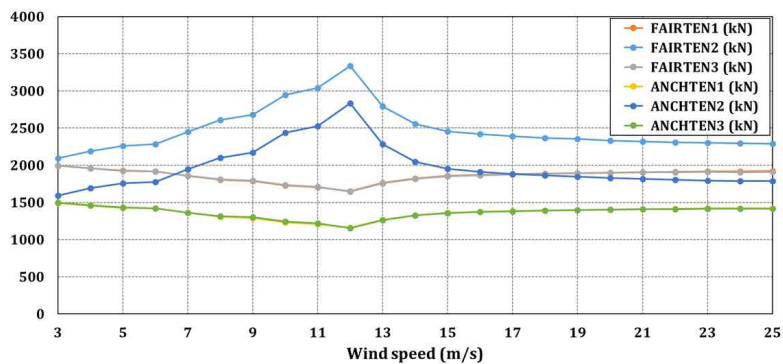


Fig. 3.18 Steady state analysis (3)

제4장 하중해석

4.1 개요

IEC61400-3-1 국제 표준은 해상풍력발전시스템을 설계할 때 구조적 충실도를 확인하기 위하여 수많은 설계하중조건들을 수행하도록 규정한다. 각 설계하중조건들의 결과는 결합되고 분석되어 풍력발전기 수명동안 예상되는 극한 및 피로하중을 결정한다. 이는 블레이드, 타워, 너셀, 구동계 및 계류시스템 등 해상풍력발전시스템을 구성하는 각 주요 부품들의 하중을 평가한다. 풍력발전기의 구조해석은 이러한 하중해석 결과를 통하여 구조강도가 설계제한하중을 초과하지 않고 적절한 안전 수준에 있는 것을 입증하여야 한다. 본 연구에서는 수치해석 프로그램을 통한 설계하중만을 계산하였으며, 안전 계수 및 구조해석은 제외하였다.

3장에서 최종 결정된 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 제원을 사용하여 극한하중해석 및 피로하중해석을 수행하였다. 고정식 해상풍력발전시스템 설계 요구사항인 IEC61400-3-1 국제 표준의 설계하중조건 중 일부를 선택하였고, 선택한 설계하중조건을 정의하고 수치해석을 수행하였다. 수치해석은 FAST v8을 사용하였으며, 극한하중해석 결과는 Crunch를 이용하여 결과를 통계적으로 분석하였다. Crunch는 FAST의 시계열 결과를 통계 분석해주는 후처리 프로그램이며, 시계열 데이터의 평균값, 최댓값, 표준편차 등을 쉽게 계산할 수 있기 때문에 주로 비교적 많은 설계하중조건들을 비교, 분석해야 할 경우에 유용하게 쓰인다[40]. 분석을 완료하기 위하여 수행한 단계는 다음과 같다. 먼저 FAST를 통하여 시간 영역에서의 해석을 수행하였고, 부유식 해상풍력발전시스템의 주요 하중 및 주요 하중이 나타나는 조건들을 파악하여 분석하였다. 또한 서로 다른 제어기를 사용했을 때의 주요 차이점 등을 분석하였다. 피로하중해석에는 사이클 집계 방법을 이용하여 최종적으로 등가피로하중을 계산하였다.

4.2 설계하중조건

IEC61400-3-1 고정식 해상풍력발전시스템 국제 표준의 설계하중조건은 다양한 해상 및 바람조건을 포함한 일반적인 가동조건 뿐만 아니라 시스템 출력의 시작 및 종료, 오류, 정지, 운송 및 보수 등에 대한 조건도 정의한다. IEC61400-3-1 국제 표준에는 극한하중 및 피로하중을 다루는 8개의 설계조건들이 있으며, 이는 다양한 바람, 파도, 방향 등을 조합한 하위 설계하중조건들로 나누어지며, 서로 다른 설계 상황을 설명한다. 부유식 해상풍력발전시스템의 설계 요구사항인 IEC61400-3-2 국제 표준에는 계류시스템의 파단, 손상 시 복원성 등을 고려한 2개의 조건이 추가된다.

본 연구에서는 일부 조건만을 사용하여 하중해석을 수행하였다. 사용한 하중해석조건은 풍력발전기가 전력을 생산하는 DLC1.X와 전력을 생산하지 않고 정지하고 있는 DLC6.X이다. DLC3.X, DLC4.X 및 DLC5.X는 풍력발전시스템의 시작, 정상 종료, 비

정상 종료에 대한 상황이며 일반적으로 기본 제어시스템의 루틴 속에 시작 및 종료에 대한 로직이 포함되어 있지 않기 때문에 제외하였다. DLC2.X와 DLC7.X는 풍력발전시스템이 가동 중이거나 정지되어 있을 때 결합이 생기는 상황을 정의하며, 이는 생애 주기 안에서 일어나는 빈도수가 작은 비정상 조건들이므로 제외하였다. DLC8.X는 운송, 조립, 유지 보수 및 수리의 상황을 정의하는 것이고, 이 연구에서는 고려되지 않는 부분이기 때문에 제외하였다. DLC9.X 및 DLC10.X는 풍력발전시스템이 가동 중이거나 정지되어 있을 때, 계류선의 파단 및 손상 시 복원성 등을 고려하는 조건이므로 제외하였다. 이렇듯 DLC1.X와 DLC6.X를 제외한 나머지들은 풍력발전기 생애 주기 안에서 일어나는 빈도수가 작은 비정상적 조건들이거나 제어시스템에 따라서도 결과에 큰 차이를 보이는 조건들이기 때문에 일반적인 조건들만 사용하여 하중해석을 수행하였다. 하지만 비정상적인 조건에서의 극한하중 및 피로하중은 일반적인 조건에서의 하중보다 훨씬 더 우세할 수 있으므로 추후에는 반드시 고려해야 할 것이다.

다음은 본 연구에서 사용한 설계하중조건이다.

- 가동조건 : DLC1.1, <DLC1.2>, DLC1.3, DLC1.6
- 정지조건 : DLC6.1, <DLC6.4>

전체 해석시간은 3,800초이며 200초부터 3,800초까지 1시간의 시계열 데이터를 0.01초 간격으로 분석을 수행하였다. 수치해석에 사용된 컴퓨터 사양은 Table 4.1과 같다.

Table 4.1 Simulation computer details

Type	Intel(R) Xeon(R) W-2145
CPU Speed	3.70 GHz
Total RAM	16 GB

Table 4.2는 IEC61400-3-1에서 제시한 각 하중해석조건 중에서 본 연구에서 수행한 조건들을 나타내며, Table 4.3은 사용된 바람 및 파도 약어에 대한 정의를 나타낸다. 이 설계하중조건은 각각 바람, 파도, 방향 등 둘 이상의 시뮬레이션의 조합을 요구하며, 적용된 부분 안전 계수 등에 대한 세부 정보를 나타낸다. 본 연구에서는 바람, 파도, 조류의 조건을 고려하였으며, 풍향 및 파향은 단일 방향 및 동일 방향으로 설정하였다. 바람 조건에 사용된 극한 풍속, 파도 조건에 사용된 유의파고와 피크주기 및 조류에 대한 기댓값은 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 설치 예정지 인근인 울산 해양기상부이로부터 얻은 자료를 바탕으로 계산하였다. 이는 다음 절에서 설명한다.

전체적인 설계하중조건의 정의 및 자세한 내용은 IEC61400-3-1에서 확인할 수 있다.

Table 4.2 Selected IEC61400-3-1 design load cases

DLC	Winds	Waves	Sea currents	Type of analysis
1.X Power production				
1.1	NTM $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$	NSS $H_s = E[H_s V_{hub}]$	NCM	U
1.2	NTM $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$	NSS Joint prob. distribution of H_s, T_p, V_{hub}	No currents	F
1.3	ETM $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$	NSS $H_s = E[H_s V_{hub}]$	NCM	U
1.6	NTM $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$	SSS $H_s = H_{s,sss}$	NCM	U
6.X Parked (standing still or idling)				
6.1	EWM $V_{hub} = V_{ref}$	ESS $H_s = H_{s50}$	ECM $U = U_{50}$	U
6.4	NTM $V_{out} < V_{hub} < 0.7V_{ref}$	NSS Joint prob. distribution of H_s, T_p, V_{hub}	No currents	F

Table 4.3 Design load cases abbreviations

Abbreviation	Definition
DLC	design load case
ECM	extreme current model
ESS	extreme sea state
EWM	extreme wind speed model
MUL	multi-directional
NCM	normal current model
NTM	normal turbulence model
NSS	normal sea state
F	fatigue
U	ultimate strength

4.3 해양환경분석

4.3.1 설치지역 선정

통합하중해석을 위해서는 부유식 해상풍력발전시스템의 설치지역의 해양환경자료의 확보가 중요하다. 본 연구에서는 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 설치 예정지를 수심이 깊고 하중해석 및 모형시험에 필요한 해양환경조건들을 획득하기 유리한 울산 해양기상부이의 인근으로 선정하였다. 해양기상부이란 해수면에서 해양기상현상을 다양한 기상장비로 관측하고, 이를 위성 등 원격 통신을 이용하여 관측 자료를 전송하는 장비이다. 울산 해양기상부이는 기상청에서 운영하는 것이며, 기상청의 자료를 통하여 이 해역에서의 풍속, 풍향, 평균파고, 유의파고, 최대파고, 파주기, 파향 등을 확인할 수 있다.

울산 해양기상부이는 2015년 12월 22일에 관측을 시작하였으며, 총 3년(2016, 2017, 2018)의 데이터를 확보하여 분석을 진행하였다. 울산 해양기상부이의 측정간격은 1시간이다. Table 4.4는 울산 해양기상부이의 정보를 나타내며, Fig. 4.1은 울산 해양기상부이의 위치를 나타낸다.

Table 4.4 Ulsan marine meteorological buoy information

데이터 명	울산 해양기상부이(22189)
측정 간격	1시간
관측 높이	4.3 m (풍속, 풍향)
관측 개시일	2015-12-22
데이터 획득기간	2016.01.01. 00:00 ~ 2018.12.31. 23:59
좌표	35.3453° N, 129.8414° E
관리기관	부산지방기상청 울산기상대



Fig. 4.1 Location of Ulsan marine meteorological buoy

4.3.2 일반해상환경

울산 해양기상부이의 높이는 수면으로부터 4.3 m 이며, 이 높이에서의 평균 풍속은 약 6.44 m/s 이다. 설계하중조건에 사용되는 풍속은 허브 높이에서의 풍속이므로, 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 허브 높이인 120 m에서의 풍속이 필요하다. Power law profile을 이용하여 허브 높이에 따른 풍속을 계산하였으며, 식(4.1)은 Power law profile을 나타낸다.

$$V(z) = V(z_r) \left(\frac{z}{z_r} \right)^\alpha \quad (4.1)$$

IEC61400-3-1 국제 표준에서는 일반 풍속의 확장에서 Exponent alpha를 0.14로 사용할 것을 권장한다. Table 4.5는 허브 높이에 따른 평균 풍속을 나타낸 것이다. 본 연구에 사용된 유의파고 및 피크주기와와의 관계식을 계산하기 위하여 다양한 다항식, 지수 함수, 로그함수 등을 이용하였으며 이는 식(4.2)와 같다. 또한 IEC61400-3-1 국제 표준에는 식(4.3)과 같이 유의파고에 따른 피크주기의 범위를 적용할 것을 제시하고 있으며, 식(4.2)에서 계산된 유의파고 및 피크주기가 표준에서 정의한 범위 안에 속하는 것을 확인하였다. Table 4.6은 식(4.2)로부터 계산된 유의파고와 피크주기를 나타낸다.

$$T_p = 0.771H_s + 5.601 \quad (4.2)$$

$$11.1\sqrt{\frac{H_s}{g}} \leq T_p \leq 14.3\sqrt{\frac{H_s}{g}} \quad (4.3)$$

Table 4.5 Mean wind speed by height

Hub Height [m]	Wind speed [m/s]
4.3	6.44
5.0	6.58
10.0	7.25
50.0	9.08
90.0	9.86
100.0	10.00
120.0	10.26

Table 4.6 H_s and T_p

H_s [m]	T_p [s]
1	6.37
3	7.91
5	9.46
7	11.00
9	12.54
11	14.08
13	15.62

4.3.3 극한해상환경

설계하중조건에서는 50년 또는 100년 회기 주기의 극한 해상환경조건이 포함된다. 부유식 해상풍력발전시스템의 설계 수명은 20년이지만, 부유식 해상풍력발전시스템의 생애 주기 안에 50년 또는 100년 재현 주기의 태풍 등 극한 상황을 겪을 수 있기 때문이다. 이러한 극한 통계분석 또한 장기간의 실측 데이터를 활용하는 것이 가장 이상적이지만, 현실적으로 50년 또는 100년 이상의 실측 데이터를 획득하는 것은 어려우므로, 본 연구에서는 울산 해양기상부이의 단기간 실측자료만을 이용하여 분석하였다. 극한 통계분석에는 Gumbel Method를 사용하였으며, 식(4.4)와 식(4.5)로 나타낼 수 있다.

$$F(x) = \exp\left\{-\exp\left[\frac{-(x-\mu)}{\beta}\right]\right\} \quad (4.4)$$

$$\text{Extreme value, } x = \mu - \beta \times \left[-\ln\left(1 - \frac{1}{R}\right)\right] \quad (4.5)$$

풍속과 유의파고의 극한 값은 1년에 12개의 peak를 추출하여 해석을 수행하였고, 극한 풍속의 경우에는 Table 4.7을 통하여 1시간의 데이터를 10분 데이터로 변환하였다. Table 4.8은 N년 재현 주기에 따른 허브 높이에서의 풍속을 나타내며, Table 4.9는 N년 재현 주기에 따른 유의파고 및 파주기를 나타낸다.

Table 4.7 Conversion between extreme wind speeds of different periods

Averaging period	10-min	1 hour	3 hour
Correction factor relative to extreme 10-min average wind speed	1.00	0.95	0.90

Table 4.8 Extreme wind speed, N-yr

Period [yr]	Wind speed [m/s]
10	36.21
50	40.73
100	42.64
200	44.54
500	47.05

Table 4.9 H_s and T_p , N-yr

Period [yr]	H_s [m]	T_p [s]
10	9.13	12.64
50	11.12	14.17
100	11.96	14.82
200	12.80	15.47
500	13.91	16.32

4.3.4 바람과 파도와의 관계

풍력발전시스템의 하중해석을 위해서는 각 풍속 별 유의파고와 파 주기가 필요하다. 따라서 울산 해양기상부이의 3년 동안의 바람 및 파도 자료를 이용하여 각 풍속 별로 발생한 유의파고의 확률을 계산하였고, 풍속과 유의파고 관계를 식(4.6)으로 나타내었다. Fig. 4.2는 풍속과 유의파고와의 관계를 확률로 나타낸 것이고, Table 4.10은 식(4.6)을 통하여 계산한 풍속에 따른 유의파고를 나타낸다.

$$\text{Wind speed} = 2.22H_s + 5.27 \quad (4.6)$$

[%]	Significant Wave Height [m]								
	Hs<1	1<Hs<2	2<Hs<3	3<Hs<4	4<Hs<5	5<Hs<6	6<Hs<7	7<Hs<8	Total
U<1	3.02	1.01	0.53	0.49	0.00	0.00	0.00	0.00	1.81
1<U<2	6.76	2.15	0.98	0.65	0.00	0.00	0.00	0.00	3.97
2<U<3	10.84	3.52	1.54	1.47	0.53	0.00	0.00	0.00	6.40
3<U<4	11.27	3.65	1.77	0.82	1.05	0.00	0.00	0.00	6.66
4<U<5	14.48	5.15	2.04	1.47	0.00	0.00	0.00	0.00	8.71
5<U<6	13.01	6.32	2.72	2.45	0.53	1.54	0.00	0.00	8.66
6<U<7	13.21	9.20	3.51	2.45	1.05	0.00	0.00	0.00	10.02
7<U<8	10.74	10.34	4.50	2.45	1.05	0.00	0.00	0.00	9.52
8<U<9	8.39	12.79	5.61	3.76	1.58	1.54	0.00	0.00	9.66
9<U<10	4.69	11.91	7.62	5.72	3.68	0.00	0.00	0.00	7.99
10<U<11	2.29	10.86	10.60	5.72	3.16	1.54	0.00	0.00	6.86
11<U<12	0.90	10.23	14.54	8.82	5.79	1.54	0.00	0.00	6.57
12<U<13	0.25	6.15	12.25	10.95	4.74	3.08	0.00	0.00	4.39
13<U<14	0.09	3.71	12.54	10.78	4.21	3.08	0.00	0.00	3.36
14<U<15	0.05	1.87	8.31	7.68	6.84	3.08	0.00	0.00	2.02
15<U<16	0.03	0.80	5.19	11.44	10.53	7.69	14.29	33.33	1.35
16<U<17	0.00	0.23	2.92	8.33	8.95	13.85	7.14	0.00	0.75
17<U<18	0.00	0.06	1.44	6.54	20.53	15.38	14.29	0.00	0.56
18<U<19	0.00	0.04	0.98	2.78	11.58	20.00	21.43	0.00	0.35
19<U<20	0.00	0.01	0.39	2.45	5.79	12.31	0.00	33.33	0.19
20<U<21	0.00	0.00	0.00	1.31	3.16	7.69	14.29	0.00	0.08
21<U<22	0.00	0.00	0.00	1.14	1.58	4.62	7.14	0.00	0.06
22<U<23	0.00	0.00	0.00	0.33	1.58	0.00	14.29	0.00	0.03
23<U<24	0.00	0.00	0.00	0.00	0.53	0.00	0.00	0.00	0.00
24<U<25	0.00	0.00	0.00	0.00	0.53	1.54	0.00	0.00	0.01
25<U<26	0.00	0.00	0.00	0.00	0.53	0.00	0.00	33.33	0.01
26<U<27	0.00	0.00	0.00	0.00	0.53	0.00	0.00	0.00	0.00
27<U<28	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	7.14	0.00	0.00
28<U<29	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	1.54	0.00	0.00	0.00
Total	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00

Fig. 4.2 Relationship between wind speed and significant wave height

Table 4.10 Significant wave height according to wind speed

Hs [m]	Wind speed [m/s]
1	7.49
3	11.94
5	16.38
7	20.83
9	25.27
11	29.72

4.4 극한하중해석

4.4.1 가동조건에서의 극한하중

정상 가동 조건인 DLC1.1, 1.3, 1.6의 동적응답을 파악하기 위하여 통계데이터를 분석하였다. 여기서는 가동조건인 풍속 범위 내에서 풍속에 따른 23개 주요 파라미터를 분석하였고, 사용된 주요 파라미터들은 다음과 같다. 분석에 사용된 파라미터들의 간략한 설명은 아래와 같으며, 자세한 설명은 FAST User Guide에서 확인할 수 있다.

Output Parameters for Hub and Rotor Loads

“RotPwr“ represents the rotor power (this is equivalent to the LSS power)

“RotThrust“ represents the LSS thrust force (this is constant along the shaft and is equivalent to the rotor thrust force)

“RotTorq“ represents the LSS torque (this is constant along the shaft and is equivalent to the rotor torque)

Output Parameters for Generator and HSS Loads

“GenPwr“ represents the electrical generator power

“GenTq“ represents the electrical generator torque

Output Parameters for Shaft Motion

“RotSpeed“ represents the rotor azimuth angular speed

Output Parameters for Blade Pitch Motion

“BldPitch1“ represents the blade 1 pitch angle (position)

Output Parameters for Blade 1 Tip Motions

“OoPDefl1” represents the blade 1 out-of-plane tip deflection (relative to the pitch axis)

“IPDefl1” represents the blade 1 in-plane tip deflection (relative to the pitch axis)

Output Parameters for Blade 1 Root Loads

“RootMxc1” represents the blade 1 in-plane moment (i.e., the moment caused by in-plane forces) at the blade root

“RootMyc1” represents the blade 1 out-of-plane moment (i.e., the moment caused by out-of-plane forces) at the blade root

“RootMzc1” represents the Blade 1 pitching moment at the blade root

Output Parameters for Tower-Top Motions

“TTDspFA” represents the tower-top / yaw bearing fore-aft (translational) deflection (relative to the undeflected position)

“TTDspSS” represents the tower-top / yaw bearing side-to-side (translational) deflection (relative to the undeflected position)

Output Parameters for Tower Base Loads

“TwrBsMxt” represents the tower base roll (or side-to-side) moment (i.e., the moment caused by side-to-side forces)

“TwrBsMyt” represents the tower base pitching (or fore-aft) moment (i.e., the moment caused by fore-aft forces)

“TwrBsMzt” represents the tower base yaw (or torsional) moment

Output Parameters for Platform Motions

“PtfmSurge” represents the platform horizontal surge (translational) displacement

“PtfmSway” represents the platform horizontal sway (translational) displacement

“PtfmHeave” represents the platform vertical heave (translational) displacement

“PtfmRoll” represents the platform roll tilt angular (rotational) displacement

“PtfmPitch” represents the platform pitch tilt angular (rotational) displacement

“PtfmYaw” represents the platform yaw tilt angular (rotational) displacement

DLC1.1은 Cut-in wind speed부터 Cut-out wind speed까지의 NTM의 바람을 고려하고, 파도는 일반해상상태의 조건이다. 난류강도는 C(0.12)를 사용하였다. 사용된 풍속에 따른 유의파고 및 피크주기는 Table 4.11과 같다. 이는 앞에서 언급된 식(4.6)을 이용하였으며, 풍속이 7 m/s 이하인 경우에는 유의파고 및 파주기가 동일하다.

DLC1.3은 Cut-in wind speed부터 Cut-out wind speed까지의 ETM의 바람을 고려

하고, 파도는 DLC1.1과 같은 일반해상상태의 조건이다. 한편 DLC1.6은 NTM의 바람과 극한해상상태에서의 파도조건을 이용하여 해석을 수행하는 것이다. DLC1.6에 사용된 극한해상상태는 식(4.5)을 통하여 50년 주기의 극한파고를 계산할 수 있다. 50년 주기의 유의파고는 11.12 m이며, 피크주기는 14.17 s로 계산하였다. 극한하중은 Crunch를 이용하여 통계 분석하였으며, 부분 안전 계수는 적용하지 않았다.

Table 4.11 Wind and wave conditions used in DLC1.1, 1.3

Wind speed [m/s]	H_s [m]	T_p [s]
~ 7	0.78	6.20
9	1.68	6.90
11	2.58	7.60
13	3.48	8.28
15	4.38	8.98
17	5.28	9.67
19	6.18	10.36
21	7.08	11.06
23	7.98	11.75
25	8.88	12.44

Fig.4.3~12는 앞에서 언급한 23개의 파라미터 중에서 주요 파라미터 10개만을 분석하여 풍속에 따른 평균값 또는 최댓값을 나타내었다. 또한 육상용 제어기를 사용했을 때와 부유식용 제어기를 사용했을 때의 동적응답을 비교해보았다. 이를 통해 부유식 해상풍력발전시스템의 제어기는 네거티브 댐핑 현상을 완화하여 설계해야하는 것을 알 수 있다. Fig. 4.3, 4.4, 4.5는 각 풍속 별 발전기의 파워, 토크, 로터 회전 속도의 평균값을 나타낸다. 왼쪽의 그림은 육상용 제어기를 사용했을 때를 나타내며, 오른쪽 그림은 부유식용 제어기를 사용했을 때를 나타낸다. 우선 부유식용 제어기를 사용한 결과에서는 동일한 NTM의 바람을 사용한 조건인 DLC1.1과 1.6의 값은 유사하다. DLC1.3의 경우에는 ETM을 사용한 조건이며, 정격 풍속 이하에서는 파워 및 토크가 NTM에 비하여 높게 나타나지만, 정격 풍속 부근에서는 높은 풍속의 편차로 상대적으로 출력이 떨어지는 것을 확인할 수 있다. 세 조건 모두 정격 풍속인 11.3 m/s에서 정격 출력에 도달하지 못한 것을 확인할 수 있는데, 이는 난류 강도로 인하여 출력의 손실이 발생한 것임을 알 수 있다[47]. 육상용 제어기의 결과를 보면 정격 풍속 이후인 13 m/s에서도 정격출력에 도달하지 못하는 것을 볼 수 있다. 이를 통해 네거티브 댐핑 현상을 완화하지 못한다면 출력의 손실이 크게 발생한다는 점을 알 수 있다. 마찬가지로 토크 및 로터 회전속도도 육상용 제어기를 사용하였을 때의 값이 작게 나타났다.

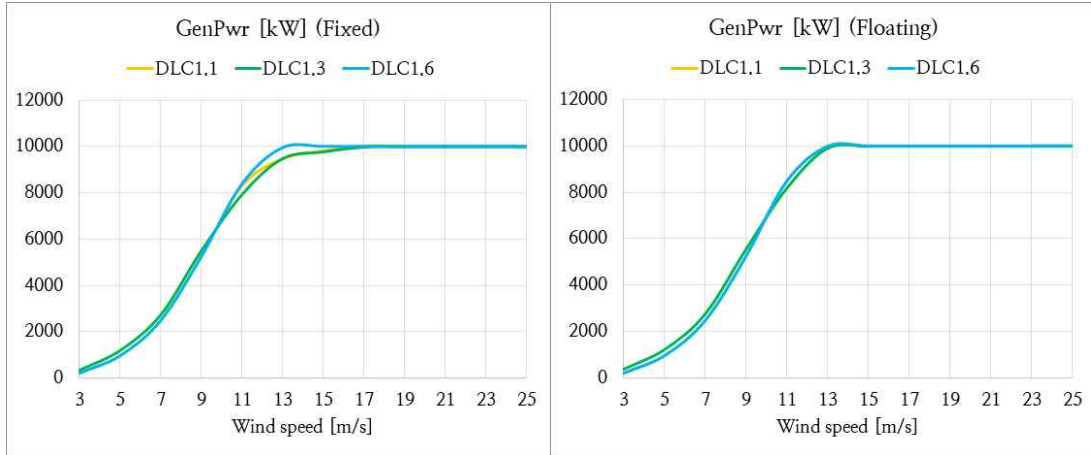


Fig. 4.3 Generator power in operation conditions

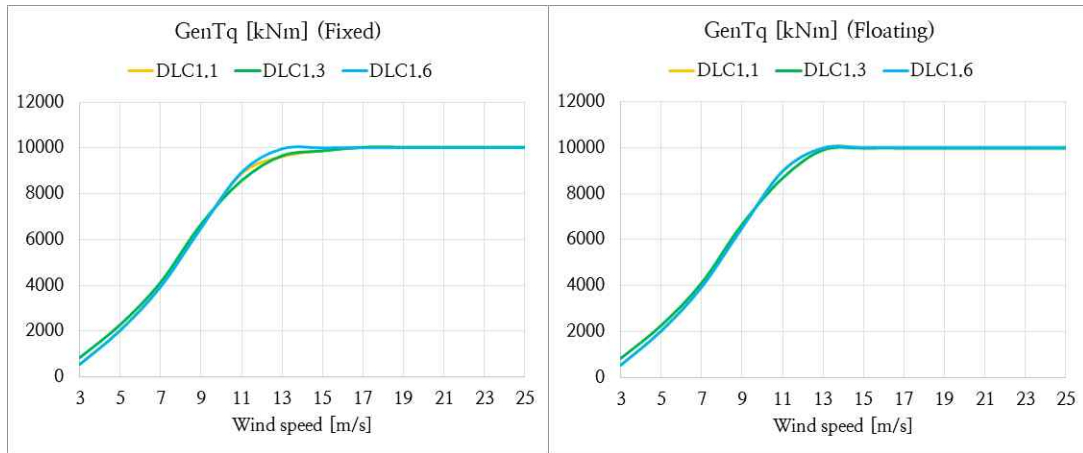


Fig. 4.4 Generator torque in operation conditions

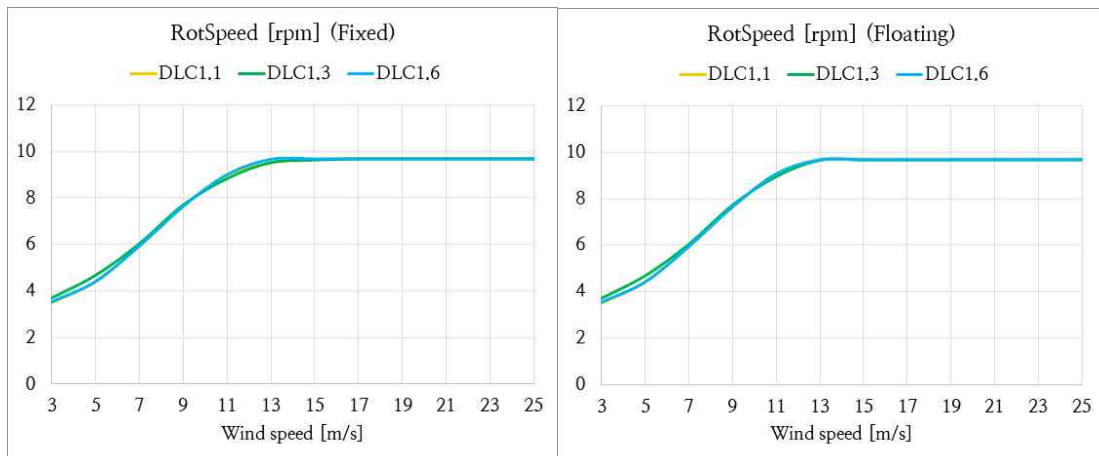


Fig. 4.5 Rotor speed in operation conditions

Fig. 4.6, 4.7, 4.8, 4.9은 각 풍속 별 블레이드 및 타워의 변위 및 모멘트의 최댓값을 나타낸다. 왼쪽의 그림은 육상용 제어기를 사용했을 때를 나타내며, 오른쪽 그림은 부

유식용 제어기를 사용했을 때를 나타낸다. 우선 두 그림 모두 ETM을 사용한 DLC1.3의 결과가 모든 풍속에서 가장 높게 나타나는 것을 확인 할 수 있다. 또한 정격 풍속 이후의 풍속에서 육상용 제어기를 사용했을 때의 블레이드 및 타워의 변위가 약 1.4배 크게 나타나는 것을 확인할 수 있다. 루트 모멘트 및 타워 하부 모멘트도 블레이드 및 타워의 변위와 비슷한 경향을 보이며, 약 1.4배 정도 차이가 나는 것을 확인할 수 있다.

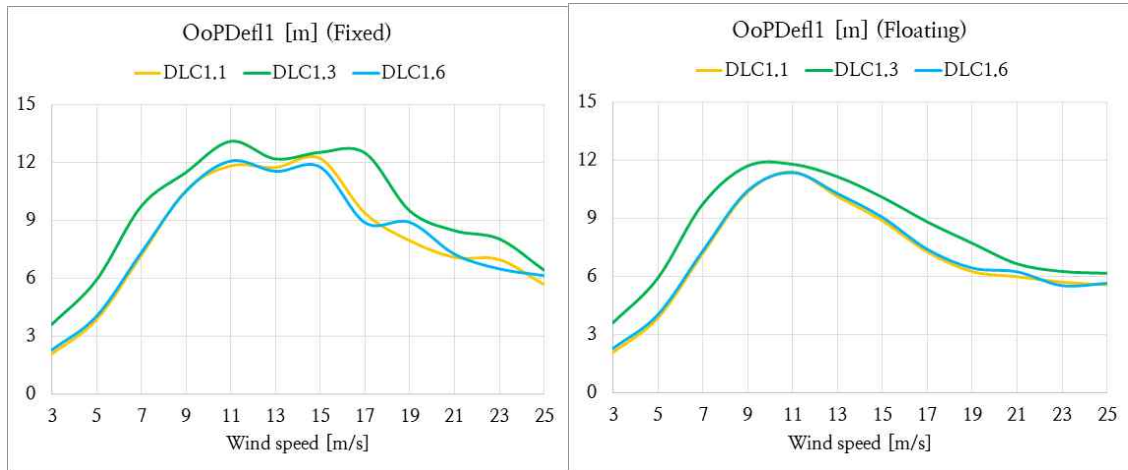


Fig. 4.6 Out-of-plane deflection in operation conditions

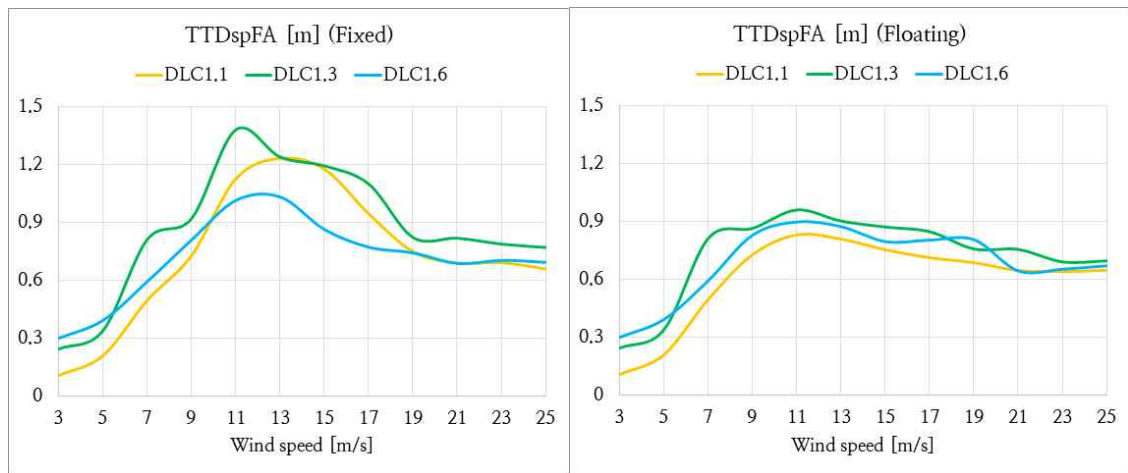


Fig. 4.7 Tower top displacement fore after in operation conditions

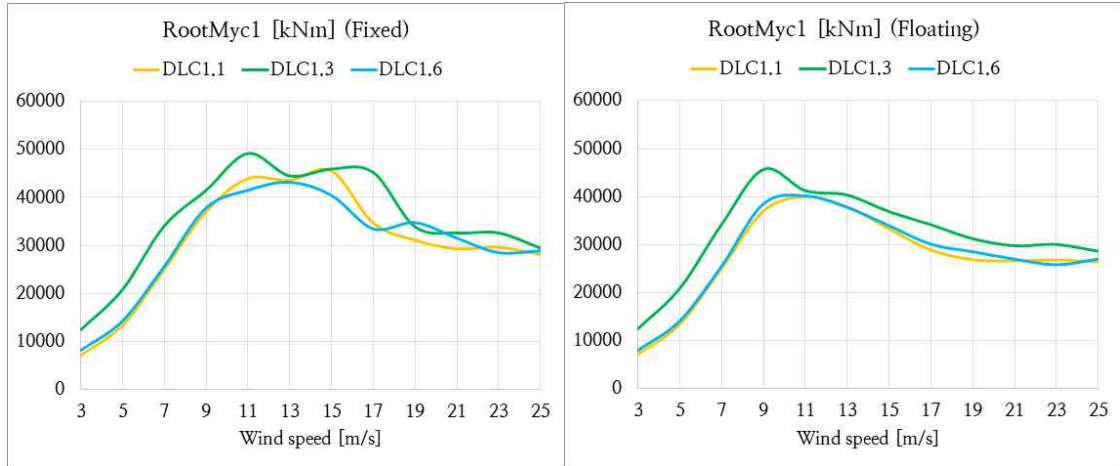


Fig. 4.8 Blade out-of-plane moment in operation conditions

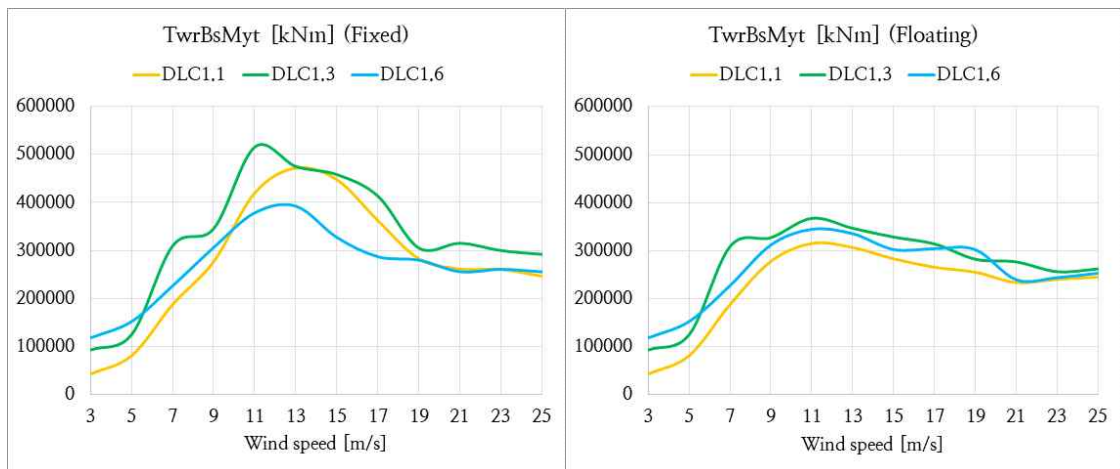


Fig. 4.9 Tower base pitching moment in operation conditions

Fig. 4.10, 4.11, 4.12은 각 풍속 별 부유체 응답의 최댓값을 나타낸다. 왼쪽의 그림은 육상용 제어기를 사용했을 때를 나타내며, 오른쪽 그림은 부유식용 제어기를 사용했을 때를 나타낸다. 전후동요(Surge)는 정격 풍속 이전에는 대부분 풍속의 편차가 큰 DLC1.3의 응답이 가장 크게 나오지만, 정격 풍속 이후에는 피치 제어를 하기 때문에 파고가 더 높은 DLC1.6의 응답이 가장 크게 나오는 것을 확인할 수 있다. 전후동요(Surge)는 육상용 제어기를 사용한 결과와 부유식용 제어기를 사용한 결과의 차이가 크지 않는 것을 확인할 수 있다. 상하동요(Heave)는 동일한 파고를 사용한 DLC1.1과 1.3의 결과는 거의 같으며, 극한파고 조건을 적용한 DLC1.6에서의 응답이 모든 풍속에서 높게 나오는 것을 확인할 수 있다. 상하동요(Heave)도 전후동요(Surge)와 마찬가지로 육상용 제어기를 사용한 결과와 부유식용 제어기를 사용한 결과의 차이가 크지 않는 것을 확인할 수 있다. 종동요(Pitch)는 제어기의 차이를 가장 잘 나타낸다. DLC1.3의 17 m/s에서 약 2.3배의 가장 큰 응답 차이를 보여주고 있다. 따라서 부유식 해상풍력발전시스템을 설계할 때에는 네거티브 댐핑 현상을 저감하는 제어기의 설계가 필수적

인 것을 알 수 있었다.

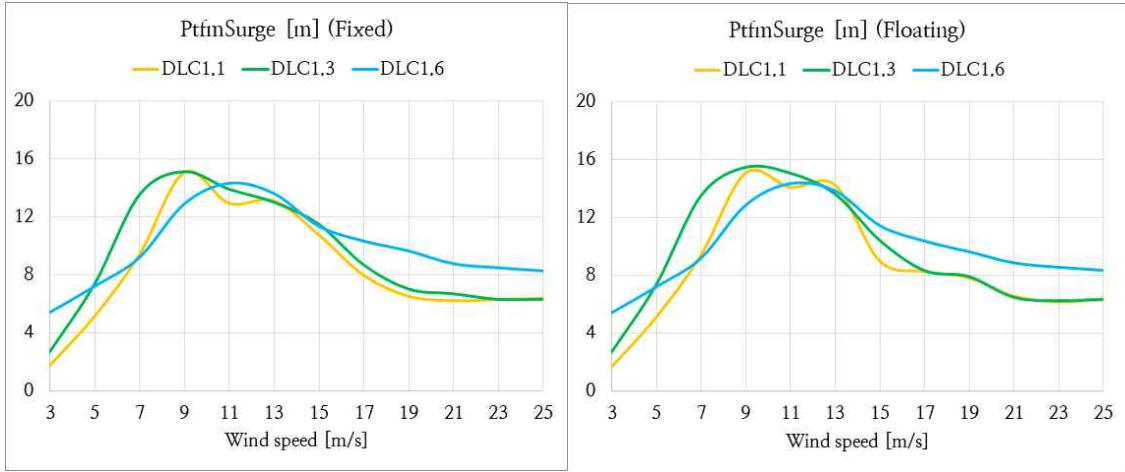


Fig. 4.10 Platform surge in operation conditions

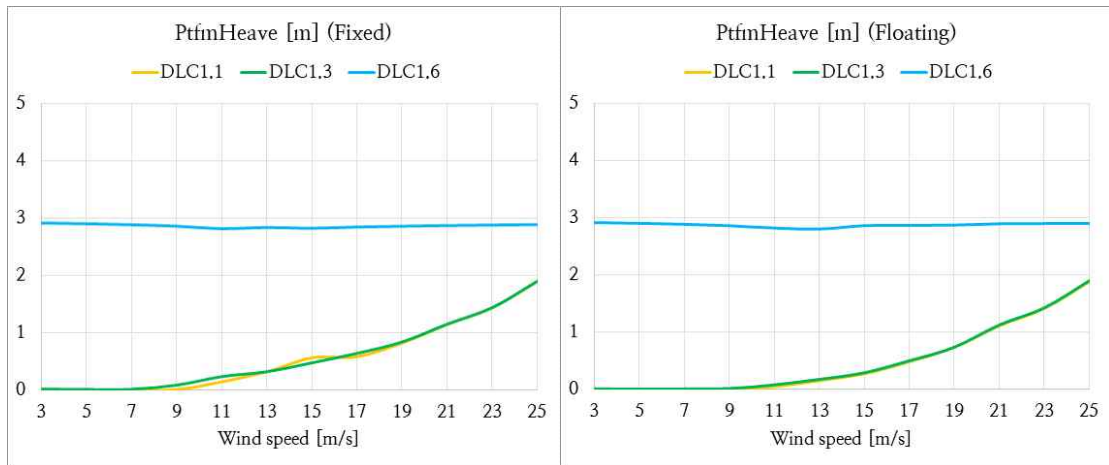


Fig. 4.11 Platform heave in operation conditions

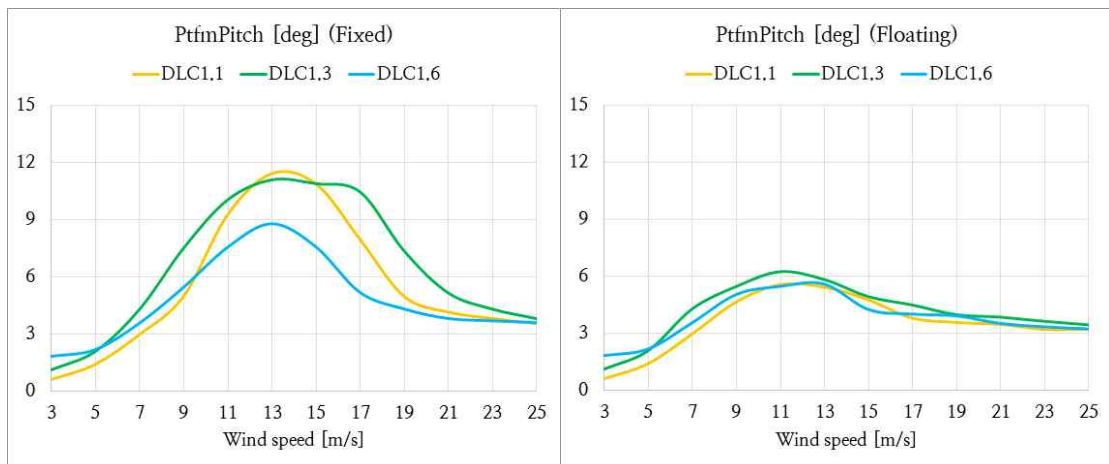


Fig. 4.12 Platform pitch in operation conditions

Table 4.12는 DLC1.1, DLC1.3, DLC1.6 중에서 23개의 파라미터가 최솟값 또는 최댓값을 나타내는 하중 조건을 확인하였다. 표의 첫 번째 열에는 블레이드, 타워 등 특정 하중을 나타내는 파라미터가 포함되고 세 번째 열에는 특정 하중조건 이름이 나타내었다. 하중조건 이름은 DLC, 바람 조건, 파도 조건, 평균 풍속 등이 포함된다. 네 번째 열은 파라미터의 최솟값 또는 최댓값을 나타내었다. 서로 다른 DLC에서 동일한 최솟값 또는 최댓값을 가진다면 풍속이 낮은 하중 조건을 작성하였다. DLC1.1, DLC1.3, DLC1.6에 대한 극한하중을 조사한 결과 특정한 하나의 하중조건이 전체 하중을 지배하지 않는다는 것을 확인할 수 있다. 총 23개의 파라미터의 최솟값 또는 최댓값을 확인한 결과표에 나타난 조건은 14개이다. 즉, 풍속 또는 파도가 약하다고 해서 최솟값이 발생하는 것이 아니고, 풍속 또는 파도가 강하다고 해서 최댓값이 발생하는 것이 아니라는 것을 확인할 수 있다. 이는 전체 시스템의 다양한 하중들이 조합으로 인하여 결정되며, 결론적으로 특정한 몇 개의 하중조건이 전체 하중을 지배한다고는 할 수 없다. 따라서 하중해석을 수행할 때에는 특정한 하중조건보다는 특정하중에 대한 면밀한 분석이 이루어져야 할 것이다.

Table 4.12 Load cases and values showing maximum and minimum

		DLC	Value
Wind1VelX [m/s]	Maximum	DLC1.3_ETM_NSS_v25.out	36.4
	Minimum	DLC1.3_ETM_NSS_v03.out	-1.6
Rotpwr [kW]	Maximum	DLC1.3_ETM_NSS_v19.out	13,080
	Minimum	DLC1.3_ETM_NSS_v03.out	-1.2
RotThrust [kN]	Maximum	DLC1.3_ETM_NSS_v13.out	2,289
	Minimum	DLC1.6_NTM_ESS_v03.out	-76.5
RotTorq [kNm]	Maximum	DLC1.3_ETM_NSS_v23.out	10,200
	Minimum	DLC1.3_ETM_NSS_v03.out	-3.6
GenPwr [kW]	Maximum	DLC1.3_ETM_NSS_v15.out	12,840
	Minimum	DLC1.1_NTM_NSS_v03.out	0
GenTq [kNm]	Maximum	DLC1.3_ETM_NSS_v09.out	10,000
	Minimum	DLC1.1_NTM_NSS_v03.out	0
RotSpeed [rpm]	Maximum	DLC1.3_ETM_NSS_v19.out	12.5
	Minimum	DLC1.1_NTM_NSS_v03.out	0.6
BldPitch1 [deg]	Maximum	DLC1.3_ETM_NSS_v25.out	23.5
	Minimum	DLC1.1_NTM_NSS_v03.out	0
OoPDefl1 [m]	Maximum	DLC1.3_ETM_NSS_v11.out	11.8
	Minimum	DLC1.3_ETM_NSS_v25.out	-7.9

IPDefl1 [m]	Maximum	DLC1.3_ETM_NSS_v25.out	4.4
	Minimum	DLC1.3_ETM_NSS_v25.out	-3.2
RootMxc1 [kNm]	Maximum	DLC1.3_ETM_NSS_v25.out	22,160
	Minimum	DLC1.3_ETM_NSS_v25.out	-14,370
RootMyc1 [kNm]	Maximum	DLC1.3_ETM_NSS_v09.out	45,580
	Minimum	DLC1.3_ETM_NSS_v25.out	-22,160
RootMzc1 [kNm]	Maximum	DLC1.3_ETM_NSS_v25.out	121.6
	Minimum	DLC1.3_ETM_NSS_v25.out	-1,011
TTDspFA [m]	Maximum	DLC1.3_ETM_NSS_v11.out	1.0
	Minimum	DLC1.6_NTM_ESS_v03.out	-0.3
TTDspSS [m]	Maximum	DLC1.3_ETM_NSS_v25.out	0.2
	Minimum	DLC1.3_ETM_NSS_v25.out	-0.4
TwrBsMxt [kNm]	Maximum	DLC1.3_ETM_NSS_v25.out	132,800
	Minimum	DLC1.3_ETM_NSS_v25.out	-83,410
TwrBsMyt [kNm]	Maximum	DLC1.3_ETM_NSS_v11.out	368,400
	Minimum	DLC1.6_NTM_ESS_v23.out	-98,440
TwrBsMzt [kNm]	Maximum	DLC1.3_ETM_NSS_v25.out	29,240
	Minimum	DLC1.3_ETM_NSS_v25.out	-28,280
PtfmSurge [m]	Maximum	DLC1.3_ETM_NSS_v09.out	15.5
	Minimum	DLC1.6_NTM_ESS_v03.out	-4.5
PtfmSway [m]	Maximum	DLC1.3_ETM_NSS_v09.out	2.0
	Minimum	DLC1.3_ETM_NSS_v09.out	-2.1
PtfmHeave [m]	Maximum	DLC1.6_NTM_ESS_v03.out	2.9
	Minimum	DLC1.6_NTM_ESS_v13.out	-2.8
PtfmRoll [deg]	Maximum	DLC1.3_ETM_NSS_v25.out	1.4
	Minimum	DLC1.3_ETM_NSS_v25.out	-0.7
PtfmPitch [deg]	Maximum	DLC1.3_ETM_NSS_v11.out	6.2
	Minimum	DLC1.6_NTM_ESS_v03.out	-1.4
PtfmYaw [deg]	Maximum	DLC1.3_ETM_NSS_v13.out	4.5
	Minimum	DLC1.3_ETM_NSS_v07.out	-5.3

4.4.2 정지조건에서의 극한하중

이 조건은 정지된 풍력발전시스템의 로터가 대기 중이거나 아이들링 상태에 있는 것이며, 이때의 풍속과 파도 조건은 50년 재현주기의 값이어야 한다. DLC6.1에 사용된 50년 주기의 극한 풍속은 40.73 m/s 이며, 이때의 유의파고와 피크주기는 각각 11.12 m, 14.17 s이다. Fig. 4.13은 DLC6.1에 사용된 풍속 및 파고를 나타낸다.

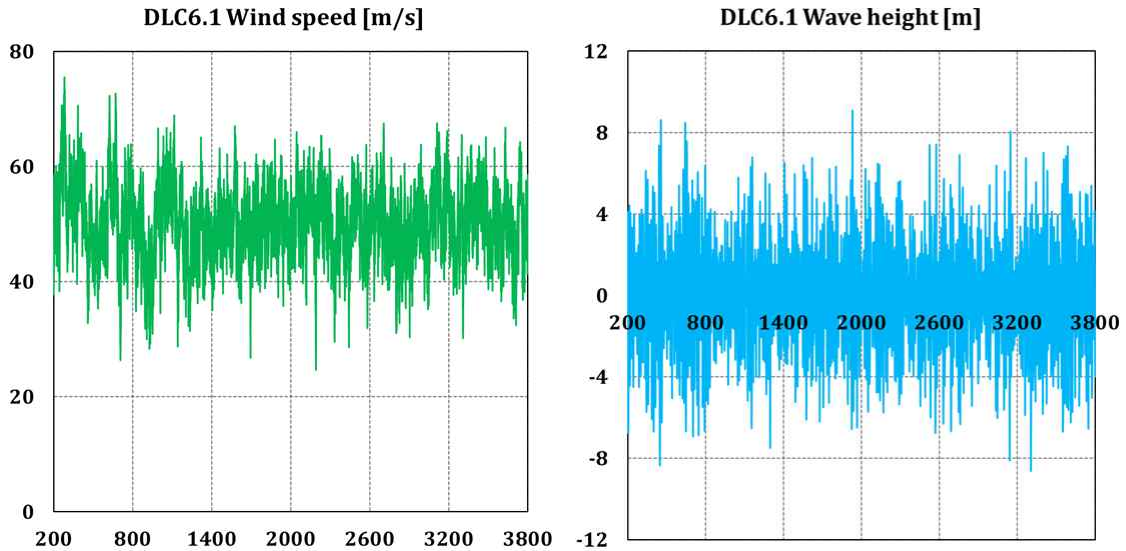
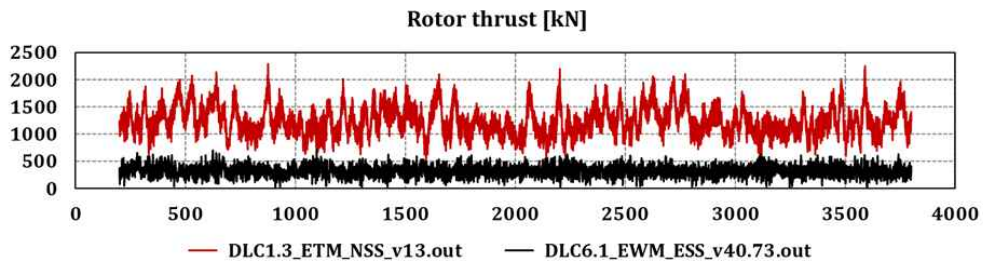
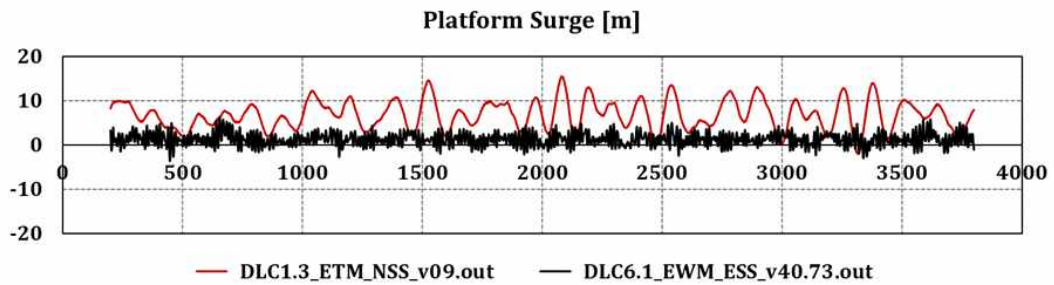
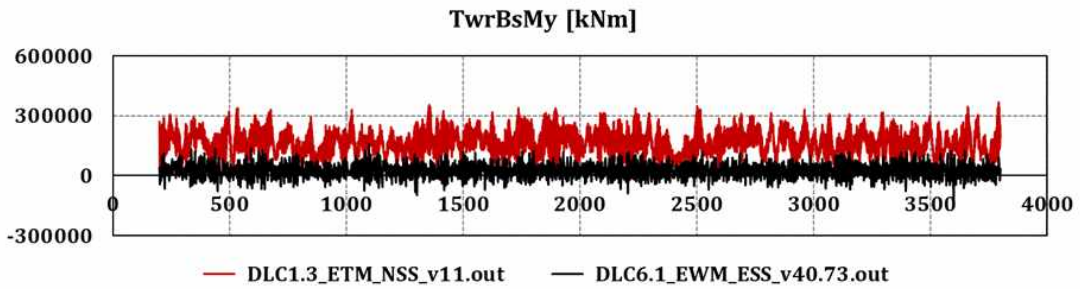
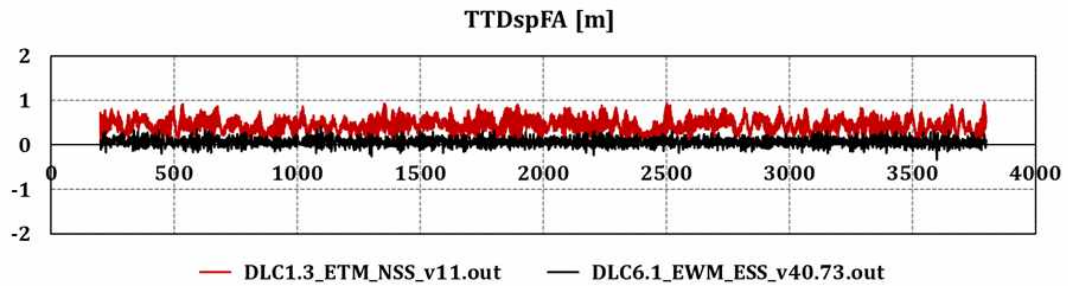
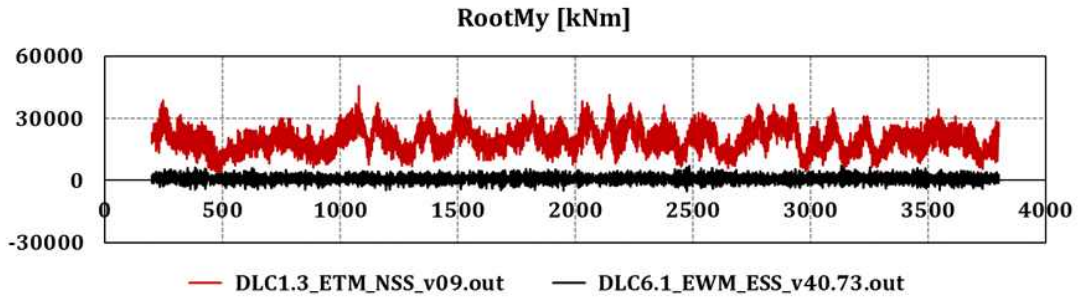
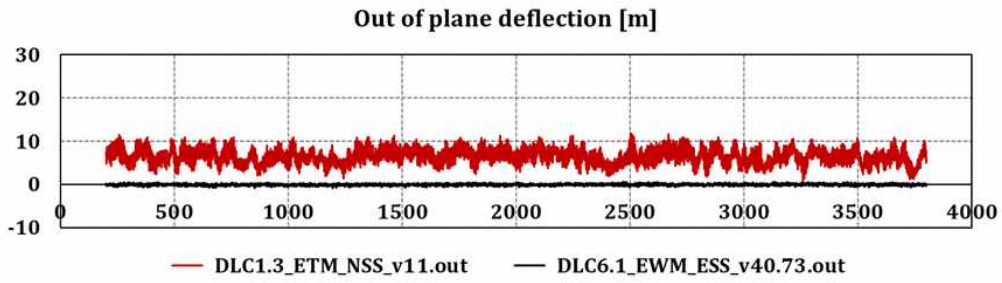


Fig. 4.13 Wind speed and wave height used in DLC6.1

Fig. 4.14는 가동조건에서 하중 및 변위의 최댓값이 나타난 조건의 결과와 DLC6.1의 결과를 시계열로 비교한 그래프이다. DLC6.1 정지조건은 풍력발전기의 블레이드의 피치각도가 90도로 위치하는 것을 의미하며, 상하동요(Heave)의 운동을 제외한 모든 하중 및 변위는 가동조건일 때 보다 작게 나타나는 것을 확인할 수 있다. 이를 통해서 부유식 해상풍력발전시스템이 가동 중일 때, 풍속 또는 파고가 높은 극한 값과 유사해진다면 풍력발전시스템을 신속히 정지시키는 것이 부유식 풍력발전시스템에 걸리는 하중을 줄일 수 있고, 설계 수명을 유지할 수 있을 것이다.





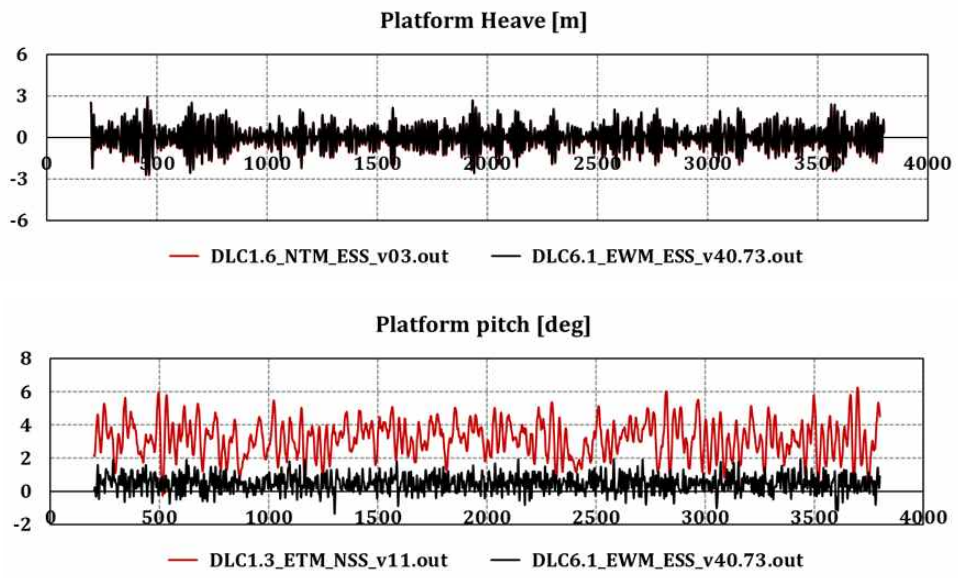


Fig. 4.14 Time series comparison between DLC6.1 and maximum DLC1,X

4.5 피로하중해석

Fig. 4.15는 피로하중해석 과정을 나타낸다. 피로하중해석은 IEC61400-3-1에 있는 설계하중조건들을 참고하였다. 극한하중해석과 동일하게 풍력발전기가 전력을 생성하는 DLC1.2와 풍력발전기가 정지한 상태인 DLC6.4에 대한 조건만을 사용하였다. 이 외의 조건들은 비정상적인 조건들로 제어시스템에 따라서도 많은 차이를 보이기 때문에 본 연구에서는 고려하지 않았다. FAST를 이용하여 DLC1.2와 DLC6.4의 하중해석을 수행하였고, 시계열로 나타낸 결과는 Cycle counting method를 이용하여 하중의 mean, range, cycle 수로 나타내었다. 불규칙한 하중 이력은 특별한 처리가 요구 되고, 따라서 많은 연구자들에 의해서 Rainflow cycle counting이 개발되었다. 이는 불규칙한 하중 이력을 피로 계산에 사용되는 사이클로 전환하기 위해 개발된 기술이다. Rainflow cycle counting으로 mean, range, cycle 수를 계산한다면 이를 Markov matrix로 나타낼 수 있다. 이는 서로 다른 평균 응력과, 응력의 폭을 갖는 하중이 얼마의 사이클 수만큼 반복되는지를 나타낸 matrix이다. 이는 본질적으로 풍력발전기의 수명 동안 적용되는 일정한 하중은 등가하중을 계산한다.

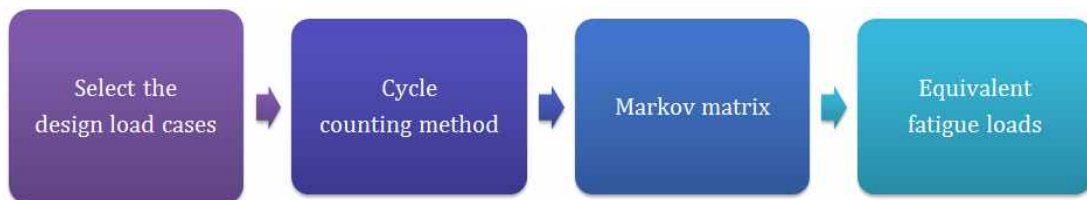


Fig. 4.15 Process of fatigue load analysis

4.5.1 피로하중해석조건

Table 4.13은 본 연구에 사용된 IEC61400-3-1의 설계하중조건 중 피로하중해석의 조건을 나타낸다. DLC1.2는 각 풍속에 대한 유의파고, 피크주기 등 해상기상 파라미터의 장기 결합 확률 분포를 기반으로 하여 고려해야 한다. 사용한 유의파고 및 피크주기는 울산 해양기상부이의 자료를 사용하였다.

Table 4.13 Fatigue load analysis conditions used

DLC	Design Situation	Wind	Waves
1.2	Power production	NTM $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$	NSS Joint prob. distribution of H_s, T_p, V_{hub}
6.4	Parked (Standing or Idling)	NTM $V_{out} < V_{hub} < 0.7V_{ref}$	NSS Joint prob. distribution of H_s, T_p, V_{hub}

Fig. 4.16은 피로하중해석조건에 사용된 풍속분포확률을 나타낸다. 울산 해양기상부이의 자료를 이용하여 3년 동안의 풍속분포확률을 그래프로 나타내었다. 울산 동해의 평균풍속은(허브 높이 120 m 기준) 약 10 m/s가 가장 빈번하게 일어나는 것을 확인할 수 있다. 풍력발전기가 가동하는 조건인 DLC1.2는 3 m/s부터 25 m/s 까지를 고려했으며, 풍력발전기가 정지하고 있는 조건인 DLC6.4는 cut-out 풍속 이후부터 35 m/s 까지와 1 m/s 풍속일 때를 추가로 고려하였다.

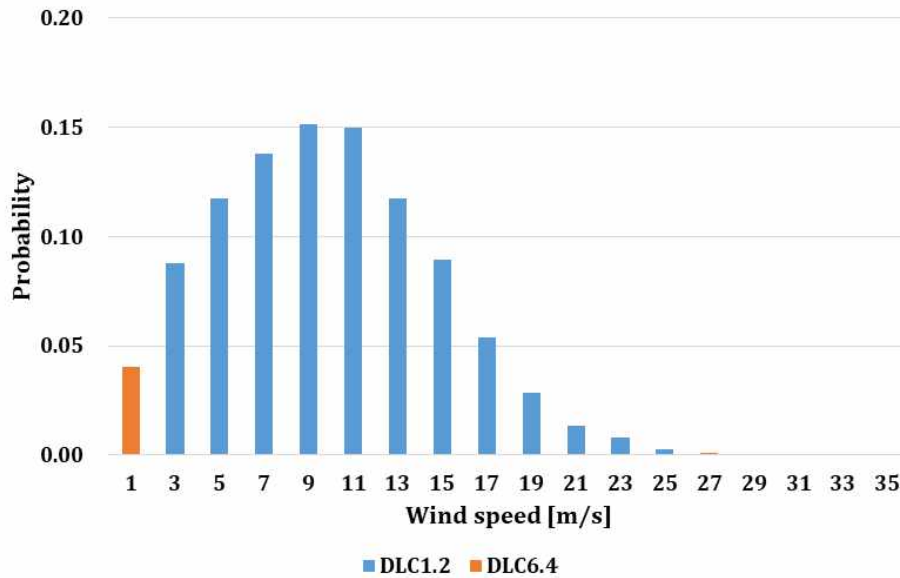


Fig. 4.16 Probability of wind speed distribution

본 연구에서는 블레이드의 루트부분에 걸리는 하중과 타워 하부에 걸리는 하중에 대한 해석을 수행하였다. 피로하중해석에 사용된 하중은 Table 4.14와 같다.

Table 4.14 Load used in fatigue load analysis

Name	Description
RootMxc1	Blade 1 in-plane moment (i.e., the moment caused by in-plane forces) at the blade root
RootMyc1	Blade 1 out-of-plane moment (i.e., the moment caused by out-of-plane forces) at the blade root
TwrBsMxt	Tower base roll (or side-to-side) moment (i.e., the moment caused by side-to-side forces)
TwrBsMyt	Tower base pitching (or fore-aft) moment (i.e., the moment caused by fore-aft forces)

4.5.2 사이클 집계 방법

풍력발전기 블레이드 및 타워에 작용하는 하중은 하중의 변위와 평균이 연속적으로 불규칙하게 변하는 랜덤하중이다. 따라서 일정한 진폭을 가지는 하중과는 달리 각 하중 사이클의 크기를 간단하게 결정할 수 없다. 이와 같이 반복하여 작용하는 랜덤하중의 사이클을 계산하는 방법은 여러 가지가 있으나 Fig. 4.17처럼 응력-변형 곡선상의 닫힌 히스테리시스루프를 한 사이클로 결정하는 Rainflow Cycle Counting Method가 일반적으로 사용된다. 이 방법은 풍력발전기 피로하중해석에 일반적으로 사용되는 것으로, 많은 연구자들에 의해서 다양한 알고리즘이 제안되었다.

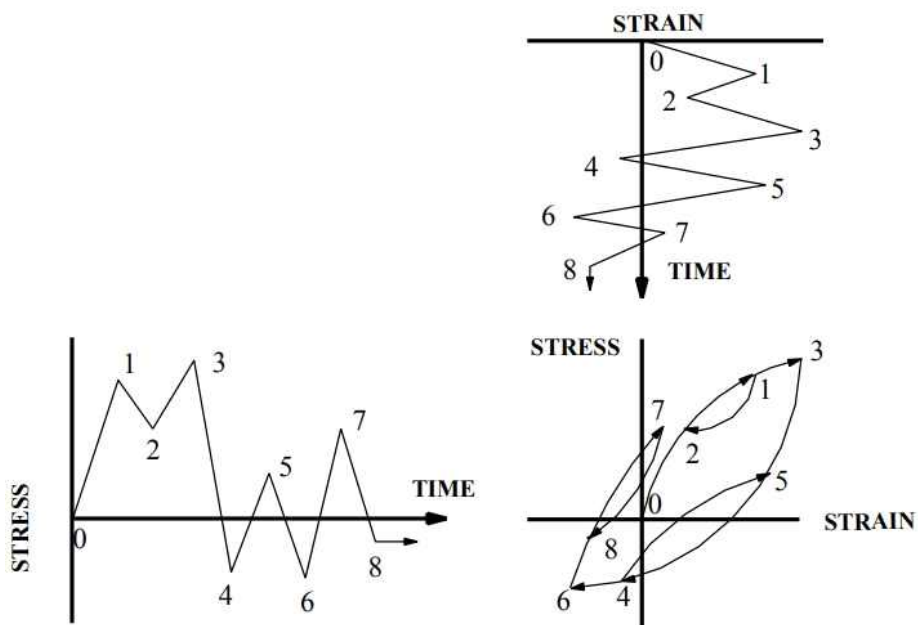


Fig. 4.17 Stress-strain hysteresis loop for a fatigue cycle

연속적으로 불규칙한 하중은 최고점(Peak)과 최저점(Valley)으로 단순하게 나타낼 수 있으며, 이는 Cycle counting method의 전처리 과정이자 입력 값이 된다. 이 과정을 통하여 Peak와 Valley를 추출할 뿐만 아니라 계산할 메모리 양을 줄일 수 있다. 일반적으로 Peak and Valley에 대한 알고리즘은 하중의 기울기 변화이다. 본 연구에서 사용한 컴퓨터용 프로그램 언어는 FORTRAN이며, Peak and Valley 알고리즘을 이용하여 하중해석결과에 대한 전처리 과정을 수행하였다.

일반적으로 잘 알려진 Rainflow cycle counting method는 알고리즘이 비교적 복잡하고 순차적으로 계산되어지는 방식이기 때문에 특정구간에서의 Counting이 어렵다. 따라서 본 연구에서는 Toplevel-up cycle counting method를 사용하였다. 이는 시계열로 표현된 하중의 최고점을 나타내는 시간 t 를 기준으로 국부별로 등가 처리되어 계산되는 방식이며 Rainflow cycle counting method는 빗물이 지붕을 타고 내릴 때 어떻게 흘러가느냐에 따라서 사이클이 계산되는 것으로 $t=0$ 에서부터 순차적으로 계산되는 방식

이다. 두 방법은 계산 과정은 상이하나 동등한 계산 결과를 얻을 수 있다. Toplevel-up cycle counting method의 초기 가정과 규칙은 다음과 같으며, 이 방법을 이용하면 계산 결과로 하중의 변위, 평균값, 사이클 수를 얻을 수 있다. Toplevel-up cycle counting method는 다음과 같다.

〈Toplevel-up Cycle Counting Method〉

- ✓ $y(s)$ 는 $-T \leq s \leq T$ 구간에서 발생하는 응력함수이다.
- ✓ Maximum peak가 시간 t 에서 발생한다면 t^+ 는 $y(t)$ 직후의 첫 번째 peak가 나타나는 시간이다. 만약 $t < s < T$ 구간에서 더 이상의 peak가 없다면 $t^+ = T$ 이다.
- ✓ Maximum peak가 시간 t 에서 발생한다면 t^- 는 $y(t)$ 직전의 첫 번째 peak가 나타나는 시간이다. 만약 $-T < s < t$ 구간에서 더 이상의 peak가 없다면 $t^- = -T$ 이다.
- ✓ $(t, y(t))$ 에 의해 결정되는 두 변위는 다음과 같이 정의된다.

$$\begin{aligned}
 - H^-(t) &= y(t) - \min[y(s); t^- < s < t] \\
 - H^+(t) &= y(t) - \min[y(s); t < s < t^+]
 \end{aligned}$$

✓ Rules

A. $H^+(t) \geq H^-(t)$ 이고 $t^- > -T$ 이거나, $H^+(t) < H^-(t)$ 이고 $t^+ < -T$ 이면, 1 사이클을 가지며, 그 때의 변위는 다음과 같이 정의된다.

$$H(t) = \min(H^-(t), H^+(t))$$

B. $[-T, T]$ 에서 Maximum peak가 첫 번째 혹은 마지막의 y -extremum이면 변위는 $H^+(t)$ 또는 $H^-(t)$ 이며, 그 때의 사이클은 0.5이다.

C. 그 외의 경우들은 $H^+(t)$ 와 $H^-(t)$ 의 변위를 가지며, 각각 1 사이클을 가진다.

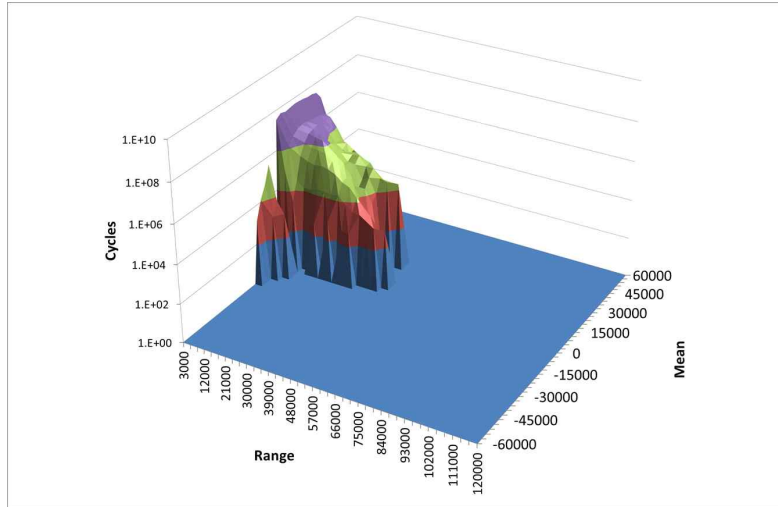


Fig. 4.20 Markov matrix of blade out-of-plane moment

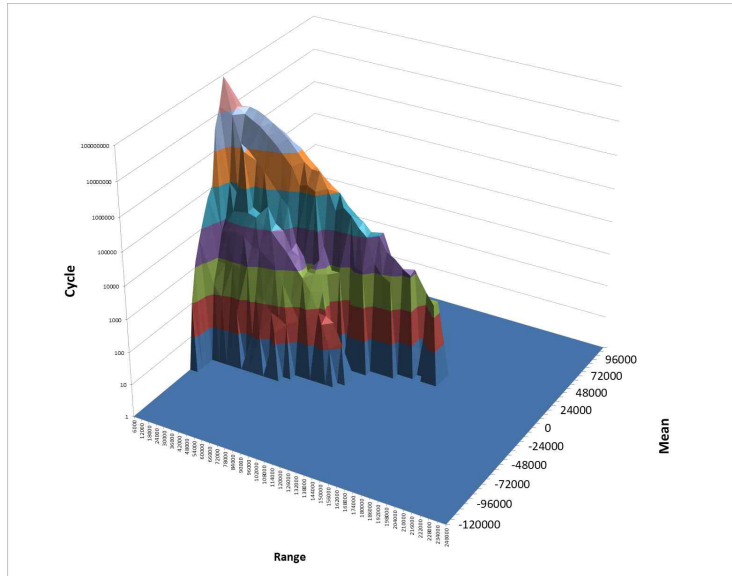


Fig. 4.21 Markov matrix of tower base roll moment

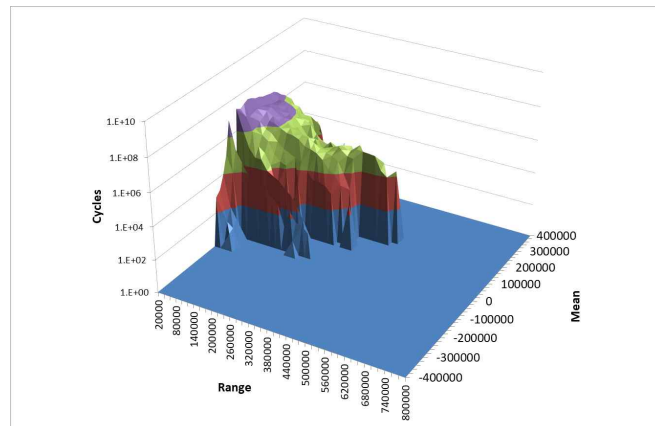


Fig. 4.22 Markov matrix of tower base pitching moment

4.5.4 등가피로하중

일반적으로 블레이드의 피로시험은 하중의 진폭을 키운 가속수명시험으로 수행한다. 목표시험하중은 10^9 사이클 수준이기 때문에 10^6 사이클 수준까지 가속시켜야 피로시험을 완료할 수 있다. 가속수명시험의 목표하중은 아래와 같은 관계를 갖는다. 일반적으로 log-log 상에서 선형으로 생각할 수 있다. 서로 다른 두 수명 N_1 과 N_2 는 식(4.7) 및 (4.8)과 같이 표현된다.

$$\ln S_1 = -\frac{1}{m} \ln N_1 + b \quad (4.7)$$

$$\ln S_2 = -\frac{1}{m} \ln N_2 + b \quad (4.8)$$

두 식의 차이는 식(4.9)과 같기 때문에 S-N 곡선의 log-log 기울기 역수인 slope parameter m 값을 알면 식(4.9)으로부터 가속수명시험의 하중 진폭을 구할 수 있다.

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{S_2}{S_1} \right)^m \quad (4.9)$$

일반적으로 parameter m 값은 재료의 물성치에 따라 달라지며, 철의 경우에는 4, 유리섬유복합재의 경우에는 10, 탄소섬유복합재의 경우에는 14로 매우 높은 값을 가진다. 따라서 주된 fatigue damage는 사이클의 빈도수가 많은 영역에서보다 사이클의 빈도수가 작더라도 range가 높은 영역에서 주로 발생할 것을 예측할 수 있다.

Table 4.15는 블레이드 루트 및 타워 하부의 하중에 대한 결과를 나타낸다. 모든 하중에 대해서 10^6 의 사이클을 기준으로 하여 등가피로하중을 계산하였다.

Table 4.15 Equivalent fatigue load based on 10^6 cycles

		RootMx		RootMy		TwrbsMx	TwrbsMy
m		10	14	10	14	4	4
N_1		98,684,432		516,427,672		303,683,916	293,690,711
N_2		10^6		10^6		10^6	10^6
Amplitude (mean=0) [kN-m]	S_1	21,826		15,197		14,657	39,925
	S_2	34,546	30,298	28,384	23,744	98,522	265,384

제5장 모형시험

5.1 개요

모형시험의 절차는 Fig. 5.1과 같다. 먼저 로터의 크기, 계류시스템의 크기 등 실험 공간을 고려하여 모형의 스케일 비율을 결정한다. 두 번째는 제작된 모형의 검증이다. KG테스트를 통해 질량중심과 관성질량모멘트를 확인한다. 이러한 값은 부유체의 6자유도 운동에 크게 기여하기 때문에 목표대비 최소한의 오류를 가지는 것이 바람직하다. 블레이드의 경우에는 풍동테스트를 통해 목표 추력과 일치하는 풍속 및 로터 회전 속도의 조합을 찾아야한다. Froude 유사성과 Reynolds 유사성은 해양 구조물의 소규모 모형시험에서 동시에 만족할 수 없기 때문에, 충분한 추력을 얻기 위해서는 재설계된 블레이드가 사용된다. 계류시스템의 경우에는 장력 편위 곡선을 사용하여 계류시스템의 초기장력을 확인한다. 또한, 계류판을 사용하여 목표 깊이를 설정할 수 있다. 이 경우 무한수심과 유한수심에서 규칙파의 운동학적 특성을 고려해야 한다. 무한수심과 유한수심에서 특정 파장의 규칙파가 생성되면 유체역학적 힘의 차이가 생기기 때문이다. 세 번째는 모형시험을 위한 장비의 검증이다. 파도를 측정하기 위한 wave probe, 모형의 움직임을 관찰하고 측정하는 모션 캡처 카메라, 계류시스템의 장력을 측정하기 위한 장력계 등을 점검하고 보정해야한다. 이는 데이터의 불확실성을 줄이고 신뢰성을 높이기 위함이다. 모든 모형과 장비를 검사 한 후 수조에 모형을 설치한다. 모형은 사전 설치된 계류시스템과 연결되며 모형의 평균 위치를 확인한다. 모형이 설치 된 후에 모형시험이 시작된다. 가장 먼저 전체시스템의 고유주기를 확인하는 과정인 자유감쇠운동 실험을 수행한다. 다음은 규칙파와 불규칙파에 대한 실험을 수행한다. 실제 바다의 해상 환경은 불규칙하지만 규칙파에 대한 실험을 수행하는 이유는 불규칙한 파도는 주파수와 진폭이 다른 여러 규칙파의 중첩이라고 볼 수 있기 때문이다. 따라서 규칙파와 불규칙파 모두 실험을 하는 것이 전체 시스템의 이해에 도움이 될 것이다. 모형시험을 통해 얻는 결과 값은 주로 파도, 6자유도 운동 및 장력이다. 모형시험 절차 중 마지막은 모형시험 조건을 이용하여 수치해석을 수행하고, 수치해석 결과와의 비교를 수행한다. 모형시험과 수치해석 결과의 비교가 중요한 이유는 모형시험의 결과 검증이 가능하기 때문이다. 즉, 모형시험과 수치해석 사이의 불확실성을 최소화한다면 실제 부유식 해상풍력발전시스템의 특성을 수치해석만으로도 예측 할 수 있기 때문이다.

5.2 모형시험 준비

5.2.1 제원

모형시험에 사용된 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 설계과정은 3장에서 소개되었으므로 설명은 생략한다. Table 5.1과 5.2는 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템

의 제원이며 Fig. 5.2는 전체 시스템의 레이아웃이다.



Fig. 5.1 Process of model test

Table 5.1 Summary of 10MW FOWT RNA and tower specifications

Description	5MW	10MW
Rating [kW]	5,000	10,000
Rotor diameter [m]	126.0	178.2
Hub height [m]	90	120
Cut-in, rated, and cut-out wind speed [m/s]	3, 11.4, 25	3, 11.3, 25
Rated rotor speed [rpm]	12.10	9.69
Rotor mass [kg]	110,000	178,000
Nacelle mass [kg]	240,000	335,000
Tower mass [kg]	347,460	610,000

Table 5.2 Summary of 10MW FOWT Platform specifications

Description	5MW	10MW
Water depth [m]	200	144
Platform mass, including ballast [kg]	13,473,000	24,977,000
Displaced water in undisplaced position [m ³]	13,917	25,888
Depth of platform base below SWL [m]	20.0	25.2
CM location below SWL [m]	13.46	16.56
Platform roll inertia about CM [kgm ²]	6.83E+09	1.92E+10
Platform pitch inertia about CM [kgm ²]	6.83E+09	1.92E+10
Platform yaw inertia about CM [kgm ²]	1.23E+10	3.75E+10

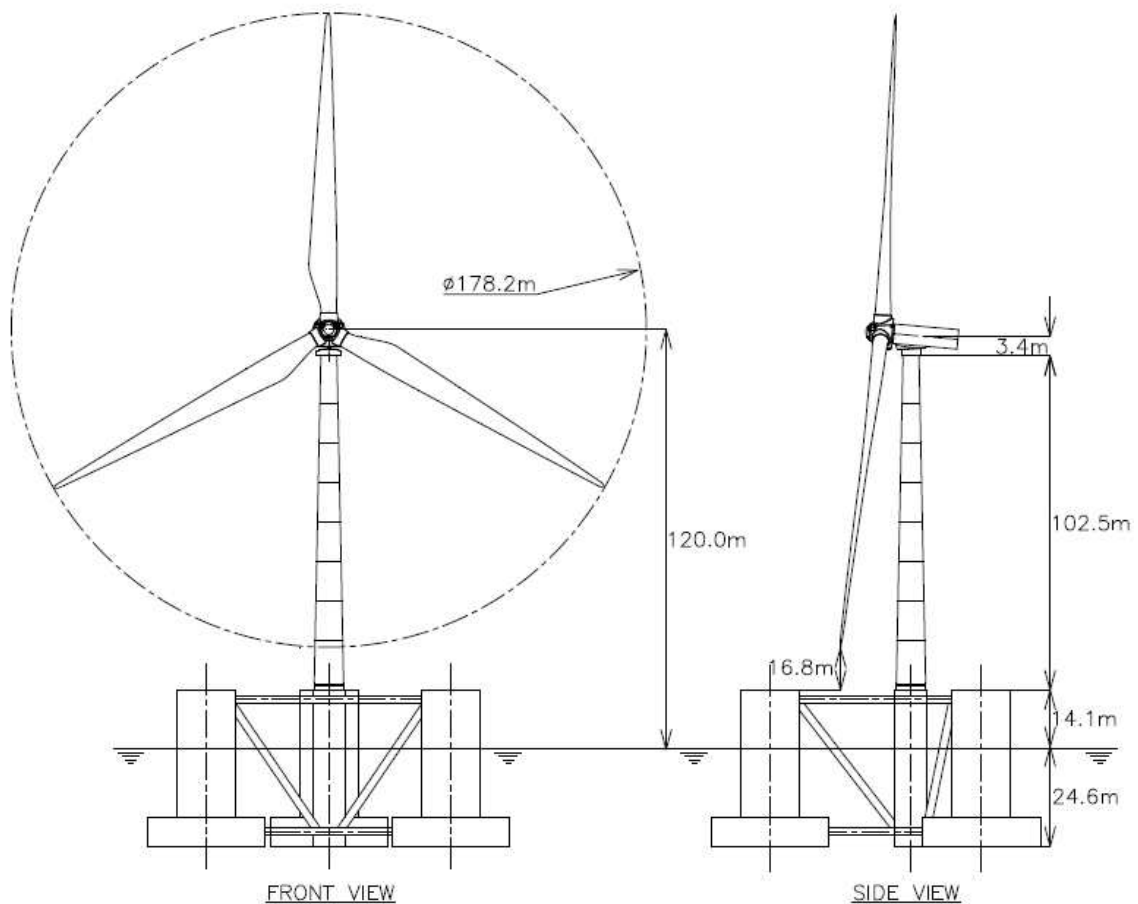


Fig. 5.2 Layout of 10MW floating offshore wind turbine

5.2.2 모형 제작

10MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 모형은 프루드의 유사성 법칙을 사용하여 제작하였다. 기하학적 모형의 축척 비율은 1:90이다. 모형시험에서는 프루드수와 레이놀즈수를 모두 만족할 수 없다. 따라서 프루드수를 기반으로 하여 모형을 제작하였다. Table 5.3은 실제 스케일과 모형 스케일에서의 제원을 비교한 것을 나타낸다.

Table 5.3 Model size and accuracy of 10MW FOWT

Parameter	Model scale (1:90)	Actual model (measured)	Difference [%]
Rotor and nacelle mass [kg]	0.704	0.720	2.32
Tower mass [kg]	0.837	0.820	-1.70
Platform mass [kg]	34.30	34.62	1.32
CM of the platform from SWL [m]	0.184	0.184	0.00
Ixx of the platform [kgm ²]	3.624	3.450	-4.80
Iyy of the platform [kgm ²]	3.624	3.450	-4.80
Total wind turbine mass [kg]	35.80	35.50	-3.02
1 mooring line mass density [kg/m]	0.067	0.068	1.49
Mooring line nominal diameter [mm]	1.578	1.570	-0.51
Mooring line length [m]	10.56	10.56	0.00

모형시험에 사용된 블레이드는 충분한 추력을 얻기 위해 재설계되었다. 실제 블레이드와 모형시험에 사용된 블레이드는 사용된 구조적 특성과 포일이 다르기 때문에 공기역학적 특성 또한 다를 것이다[36]. 따라서 FAST 수치해석을 통하여 원하는 풍속에서의 실제 정격 추력을 구하고 이 추력을 프루드 스케일링을 사용하여 축소하였다. 모형시험을 통하여 이 추력을 구현할 수 있는 풍속과 로터 회전 속도를 확인하였다. 로터의 회전 속도는 프루드의 스케일링을 사용하여 목표로 정하였으며, 풍속은 정격 추력을 충족하도록 조정하였기 때문에 약간의 오차가 발생한다. Table 5.4는 정격 추력을 얻기 위한 로터 회전 조건 등을 나타낸다.

Table 5.4 Aerodynamic characteristics of the redesigned blade

Parameter	Model scale (1:90)	Actual model (measured)	Difference [%]
Rated wind speed [m/s]	1.19	1.00	-15.97
Rated rotor speed [rpm]	88.8	90.0	1.35
Rated thrust force [N]	2.272	2.22	-0.67

5.2.3 계류판의 효과

본 연구에서 목표로 잡은 설치 예정지는 동해이며, 정확한 수심은 울산 해양기상부이가 설치된 곳을 기준으로 하여 144 m이다. 따라서 모형시험에서의 수심은 1.6 m이다. 울산대학교 해양공학수조의 수심은 2.5 m이므로 모형시험에서의 수심을 맞추기 위하여 0.9 m의 높이를 가지는 계류판을 사용하였다[37]. 계류선의 기하학적인 유사성을 일치시키기 위하여 계류선이 설치되는 곳 인근에 충분한 길이와 너비를 가지는 계류판을 설치하였다. 그러나 이는 유체역학적 문제를 유발할 수 있으므로 사전에 확인이 필요하다. 특정 파장의 규칙파가 무한수심 또는 유한수심에 있을 때에 따라 유체역학적 하중이 다르게 작용하기 때문이다. Table 5.5는 모형시험에서 사용한 규칙파의 파주기 및 파장을 나타내며, 이를 무한수심 또는 유한수심이라고 판단하였다. 수치해석 결과를 이용하여 7번 규칙파부터 10번 규칙파까지 계류판을 적용했을 때와 적용하지 않았을 때의 전후동요(Surge), 상하동요(Heave), 종동요(종동요(Pitch)) 운동을 확인하였다.

Table 5.5 Characteristics of waves according to water depth

Model scale (1:90)		Water depth: 1.6 m (using the mooring table)		Water depth: 2.5 m (no mooring table)	
Waves	Wave period [s]	Wave length [m]	Depth	Wave length [m]	Depth
1	0.580	0.525	Deep	0.525	Deep
2	0.637	0.634	Deep	0.634	Deep
3	0.707	0.780	Deep	0.780	Deep
4	0.793	0.982	Deep	0.982	Deep
5	0.904	1.276	Deep	1.276	Deep
6	1.051	1.725	Deep	1.725	Deep
7	1.255	2.458	Deep	2.459	Deep
8	1.557	3.750	Finite	3.783	Deep
9	2.050	6.094	Finite	6.461	Finite
10	3.000	10.463	Finite	12.102	Finite

Fig. 5.3은 수치해석 결과를 나타낸다. 실험 결과 두 수심의 운동 차이는 1 % 이내였으며, 따라서 계류판의 설치가 유체역학적 하중에 미치는 영향은 거의 없다는 것을 확인하였다.

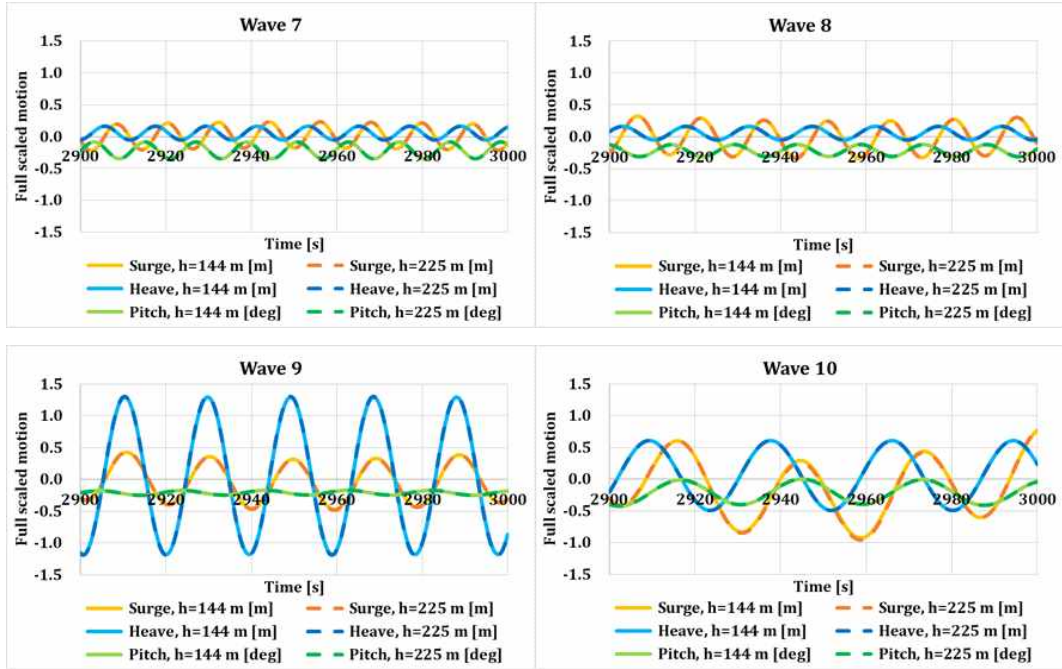


Fig. 5.3 Changes of Platform motion according to depth in long wave

5.2.4 장비 및 배치

Fig. 5.4는 모형시험에서 사용된 장비 등을 나타낸다. 조파발생장치(a)는 40개의 움직이는 페달로 파도를 생성한다. 다양한 주기의 규칙파뿐만 아니라 PM 및 JONSWAP 스펙트럼 등의 불규칙파도 생성이 가능하다. 이렇게 생성된 파도는 파도 측정 장치인 Wave probe를 이용하여 파고 및 파주기를 가지는 시계열 형태로 나타낸다. 18개의 팬으로 구성된 바람생성장치는 최대 10 m/s의 일정한 바람을 생성할 수 있다. 모션 캡처 카메라는 모션을 캡처하고 전체 시스템의 6자유도 운동을 측정할 수 있다. 또한 타워 상부에 로드셀을 설치하여 추력 등을 측정할 수 있고 페어리드에 설치된 롤러를 이용하여 장력을 계측할 수 있다. Fig. 5.5는 모형 및 장비들의 배치를 나타낸다.

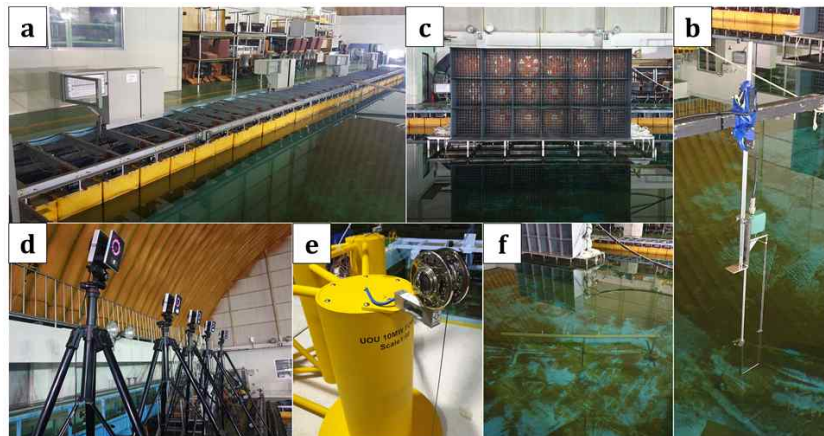


Fig. 5.4 Equipment used for model test

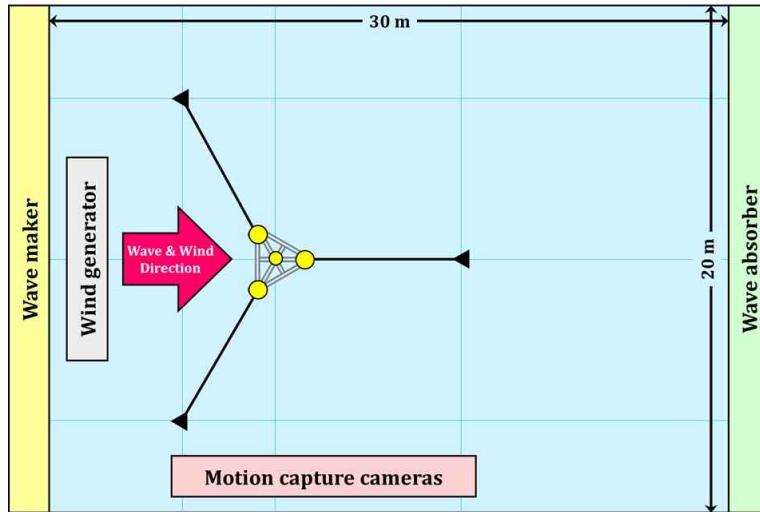


Fig. 5.5 Arrangement of the model test

5.3 모형시험 조건

10MW급 모형시험은 바람, 파도가 결합된 환경에서 수행된다. 바람의 유무에 따른 로터의 회전, 규칙파 및 불규칙파를 이용하여 모형시험을 수행하였다. LC1은 바람이 없는 상태에서 규칙파만을 이용하여 모형시험을 수행하고 RAO를 계산하였으며, LC2는 일정한 정격 풍속과 로터회전이 있는 상태를 추가하여 모형시험을 수행하였다. LC3는 바람이 없는 불규칙파의 조건이며, LC4는 바람 및 로터회전이 있는 불규칙파의 조건이다. 불규칙파에서 사용된 풍속과 파도의 조건은 울산 해양기상부이로부터 분석한 풍속-파고, 파고-파주기 등의 상관관계 계산에 의해 선정하였다. 규칙파는 해양공학수조에서 실험할 수 있는 가장 짧은 주기와 가장 긴 주기는 열 등분하여서 모형시험을 수행하였다. Table 5.6은 모형시험 조건들을 나타내며, Table 5.7과 Table 5.8은 모형시험을 수행한 조건들의 상세 정보를 나타낸다.

Table 5.6 Model test conditions

LCX	Wave	Wind	Rotor	Data Analysis
LC1	10 Regular Waves	No Wind	Fixed	RAO (Linear)
LC2	10 Regular Waves	Steady Rated Wind	Rotating	Effective RAO (Nonlinear)
LC3	4 Irregular Waves	No Wind	Fixed	Spectrum Responses
LC4	4 Irregular Waves	Steady Rated Wind	Rotating	Spectrum Responses

Table 5.7 Regular wave condition

Wave number	Model scale (1:90)				Full scale (1:1)			
	Height [m]	Period [s]	Frequency		Height [m]	Period [s]	Frequency	
			[rad/s]	[Hz]			[rad/s]	[Hz]
1	0.03	0.580	10.833	1.724	2.67	5.50	1.142	0.182
2	0.03	0.637	9.862	1.570	2.67	6.04	1.040	0.166
3	0.03	0.707	8.891	1.415	2.67	6.70	0.938	0.149
4	0.03	0.793	7.920	1.261	2.67	7.53	0.834	0.133
5	0.03	0.904	6.949	1.106	2.67	8.58	0.732	0.117
6	0.03	1.051	5.978	0.951	2.67	9.97	0.630	0.100
7	0.03	1.255	5.007	0.797	2.67	11.90	0.528	0.084
8	0.03	1.557	4.036	0.642	2.67	14.77	0.425	0.068
9	0.03	2.050	3.065	0.488	2.67	19.45	0.323	0.051
10	0.03	3.000	2.094	0.333	2.67	28.46	0.221	0.035

Table 5.8 Irregular wave conditions

SSs	Full scale (1:1)		Model scale (1:90)		Gamma
	Hs [m]	Tp [s]	Hs [m]	Tp [s]	
1	2.67	7.66	0.02967	0.80743	1.43187
2	4.38	8.98	0.04867	0.94658	2.26046
3	6.18	10.36	0.06867	1.09204	2.60514

5.4 모형시험 결과

5.4.1 자유감쇠운동

모형시험을 수행하기 전에 앞서 부유체의 고유주기 및 감쇠 계수 등의 정보를 얻기 위해서 전후동요(Surge), 상하동요(Heave), 종동요(Pitch)에 대한 자유감쇠운동 실험을 수행하였다. Fig. 5.6은 자유감쇠운동 실험에 대한 전후동요(Surge), 상하동요(Heave), 종동요(Pitch)의 동작의 시계열 값을 나타낸다. 전후동요(Surge)의 고유주기는 112.3초, 상하동요(Heave)의 고유주기는 19.4초, 종동요(Pitch)의 고유주기는 28.9초였다. 상하동요(Heave)의 고유주기를 제외한 다른 운동은 실제 바다에서 발생하는 파도의 주기인 5~20초 사이의 범위를 벗어났다. 또한 모형시험에 사용된 규칙파의 주기는 5.5~28.46초 이므로 모형시험을 통해 상하동요(Heave) 고유 주기에서의 부유체의 유체역학적 특성을 확인할 수 있다.

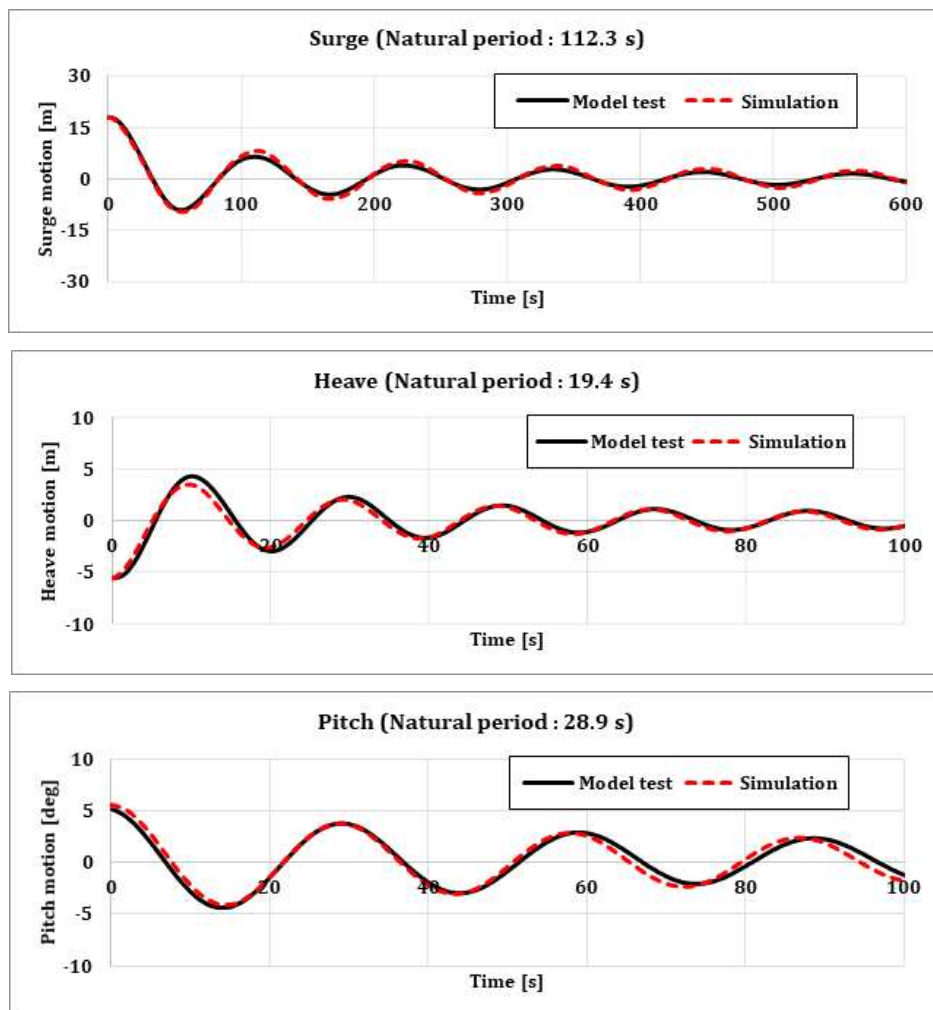


Fig. 5.6 Natural period of platform

5.4.2 규칙파

10MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 동적응답을 예측하고 평가하기 위해 먼저 규칙파에서 모형시험을 수행하였다. 선박이나 해양 구조물과 같은 부유체는 RAO 값을 계산하여 분석한다. 검은색 실선은 수치해석을 이용하여 계산한 결과이며, 이는 모형시험에서 수행할 수 없는 저 주파수 영역에 대한 동적응답도 확인할 수 있다. 적색의 점은 모형시험의 결과 값을 나타내며, 이는 총 10개의 규칙파로 실험을 수행하였기 때문에, 10개의 점이 나타나는 것을 확인할 수 있다. 그 외에도 분홍색의 수직 점선은 전후동요(Surge)의 고유 주파수를, 초록색의 수직 점선은 종동요(Pitch)의 고유 주파수를, 파란색의 수직 점선은 상하동요(Heave)의 고유 주파수를 나타내어 실제 고유주파수에서의 RAO가 어떻게 변하는지를 쉽게 확인할 수 있다.

Fig. 5.7은 전후동요(Surge)에 대한 LC1(좌)과 LC2(우)의 RAO 그래프이다. 우선 실험이 가능한 영역에서의 모형시험 결과와 수치해석 결과가 잘 일치하는 것을 확인할 수 있다. 또한 전후동요(Surge)의 고유 주파수영역인 분홍색의 점선에서는 RAO가 가장 크게 나타나는 것을 확인할 수 있다. 또한 바람이 없는 경우, Surge-Pitch coupling[38]에 해당하는 부분의 RAO는 바람 및 로터 회전이 있는 LC2의 RAO보다 큰 것을 확인할 수가 있는데, 이는 Aerodynamic damping 현상[39]이 LC1에서는 나타나지 않기 때문이다.

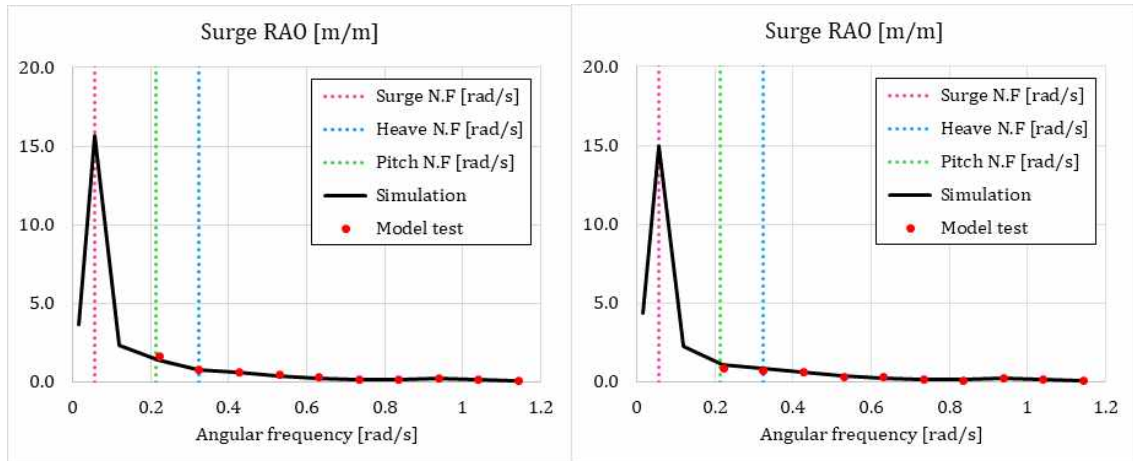


Fig. 5.7 Surge RAO LC1(left), LC2(Right)

Fig. 5.8은 상하동요(Heave)에 대한 LC1(좌)과 LC2(우)의 RAO 그래프이다. 우선 실험이 가능한 영역에서의 모형시험 결과와 수치해석 결과가 잘 일치하는 것을 확인할 수 있다. 상하동요(Heave)의 고유 주파수 영역(파란색 점선)에서 피크가 발생하는 것을 확인할 수 있다. 또한 상하동요(Heave) RAO에서는 전후동요(Surge) RAO 및 종동요(Pitch) RAO와는 달리 바람의 유무에 따른 LC1, LC2의 결과가 거의 일치하는 것을 확인할 수가 있다. 이는 Aerodynamic damping 영향을 받지 않기 때문이다.

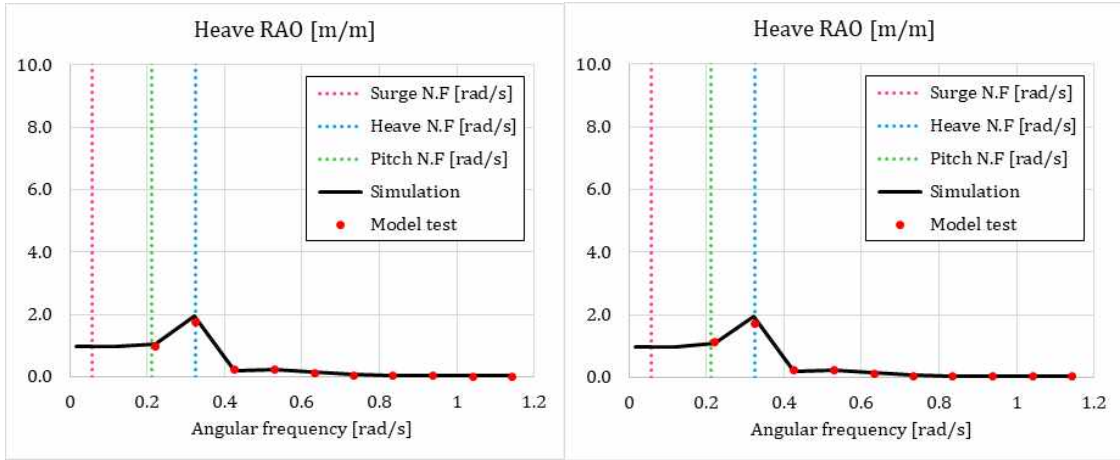


Fig. 5.8 Heave RAO LC1(left), LC2(Right)

Fig. 5.9는 종동요(Pitch)에 대한 LC1(좌)과 LC2(우)의 RAO 그래프이다. 우선 실험이 가능한 영역에서의 모형시험 결과와 수치해석 결과가 잘 일치하는 것을 확인할 수 있다. 전후동요(Surge) RAO와 유사하게 바람이 없는 경우와 있는 경우의 그래프가 잘 비교되는 것을 확인할 수 있다. 먼저 종동요(Pitch)의 고유주파수영역에서 LC1보다 LC2에서의 종동요(Pitch) RAO의 크기가 더 작다는 것을 확인할 수 있으며 이는 Aerodynamic damping의 영향을 나타낸다. 또한 LC1, LC2에서의 전후동요(Surge) 고유주파수 영역에서 Surge-pitch coupling으로 인한 피크를 확인할 수 있다.

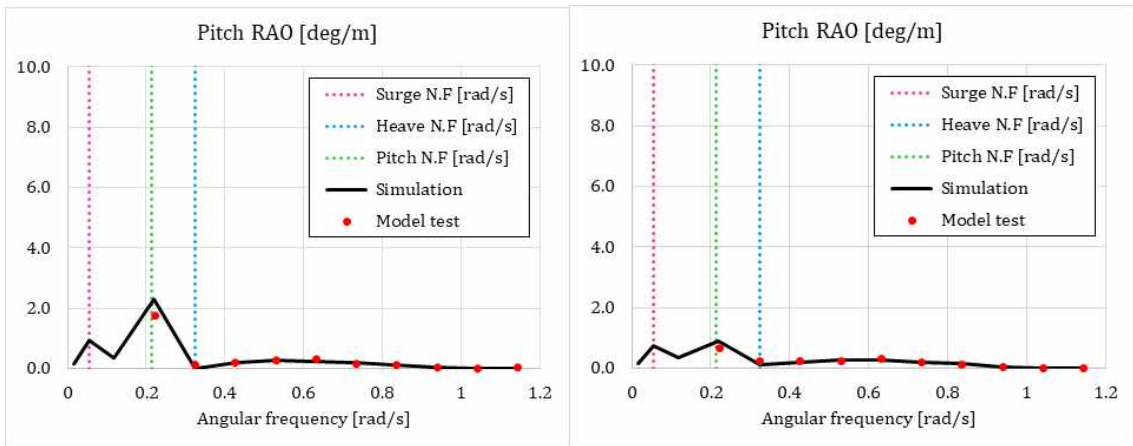


Fig. 5.9 Pitch RAO LC1(left), LC2(Right)

규칙파 조건으로의 모형시험 및 수치해석을 통하여 다양한 파 주기와 바람 조건에 대한 RAO 비교를 하였고, 이를 통하여 Surge-pitch coupling 현상, Aerodynamic damping 현상 등을 확인하였다. Aerodynamic damping 현상으로 인하여 전후동요(Surge) 및 종동요(Pitch)의 응답이 감소하는 것을 확인하였다.

5.4.3 불규칙파

불규칙파에 대한 그래프는 스펙트럼으로 나타내었다. 모형시험 및 수치해석을 수행한 조건은 파고의 높이에 따라 SS1, SS2, SS3이며 결과 그래프는 유체역학적 하중 특징이 가장 잘 나타나고 있는 SS3로 분석을 진행하였다. Fig. 5.10은 사용한 파도의 스펙트럼을 나타낸다. LC3는 파도만 있는 조건이며, LC4는 파도와 로터의 회전 등이 있는 조건이다. 가로축은 주파수를 나타내며 세로축은 에너지 스펙트럼 밀도로 나타내었고, 로그 스케일로 작성하였다.

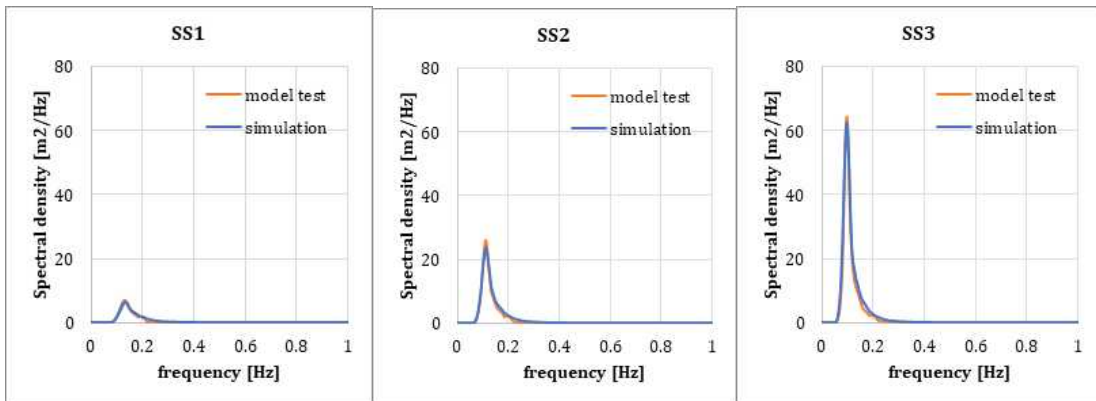


Fig. 5.10 Wave spectrum used in LC3 and LC4

Fig. 5.11은 SS3에 대한 세 가지 부유체 운동의 스펙트럼을 나타낸다. 주황색 그래프는 모형시험의 결과를 나타내고, 파란색 그래프는 1차 유체역학 하중만을 고려한 수치해석 결과이며, 회색 그래프는 2차 유체역학 하중까지 고려한 수치해석 그래프이다. 이를 통해 1차 및 2차 유체역학 하중차이가 운동성능에 미치는 영향을 확인할 수 있다.

전후동요(Surge) 응답에서는 1차 유체역학 하중으로 인해 발생한 구조물의 거동변화보다 2차 유체역학 하중으로 인해 발생한 거동변화가 더 크게 발생하였고, 상하동요(Heave) 응답에서는 1차와 2차 유체역학 하중에 의한 응답 차이가 작았다. 종동요(Pitch) 응답에서는 전후동요(Surge)의 고유 주파수에서의 1차와 2차 유체역학 하중에 의한 거동 차이가 발생하였지만, 다른 주파수 영역에서는 유체역학 하중 차수에 의한 차이는 작았다.

파 강제력은 1차와 2차 항으로 분류 할 수 있다. 여기서 2차 항은 입사파 사이의 상호작용으로 인하여 합-주파수 및 차-주파수 하중을 발생시키기 때문에 하중의 크기는 작을 수 있지만 부유체의 거동변화에 중요한 요소로 작용한다. MARIN에서도 DeepCwind 모형시험을 통하여 유체역학 하중 효과의 중요성을 연구하였다. 2차 유체역학 하중에 의해 부유식 해상풍력발전시스템의 응답특성이 1차 하중일 때보다 더 큰 거동변화가 나타났고, 이는 2차 유체역학 하중이 구조물 운동에 중요한 하중임을 시사한다. 합-주파수 하중과 차-주파수 하중은 부유체 등의 고유주기 영역에 포함되어 있기 때문에, 공진현상으로 더 큰 운동을 야기 시킬 수 있다. 또한, 구조물의 고유주기와

형상에 크게 의존되므로 이에 따라 응답 특성을 분석해야 할 필요가 있을 것이다.

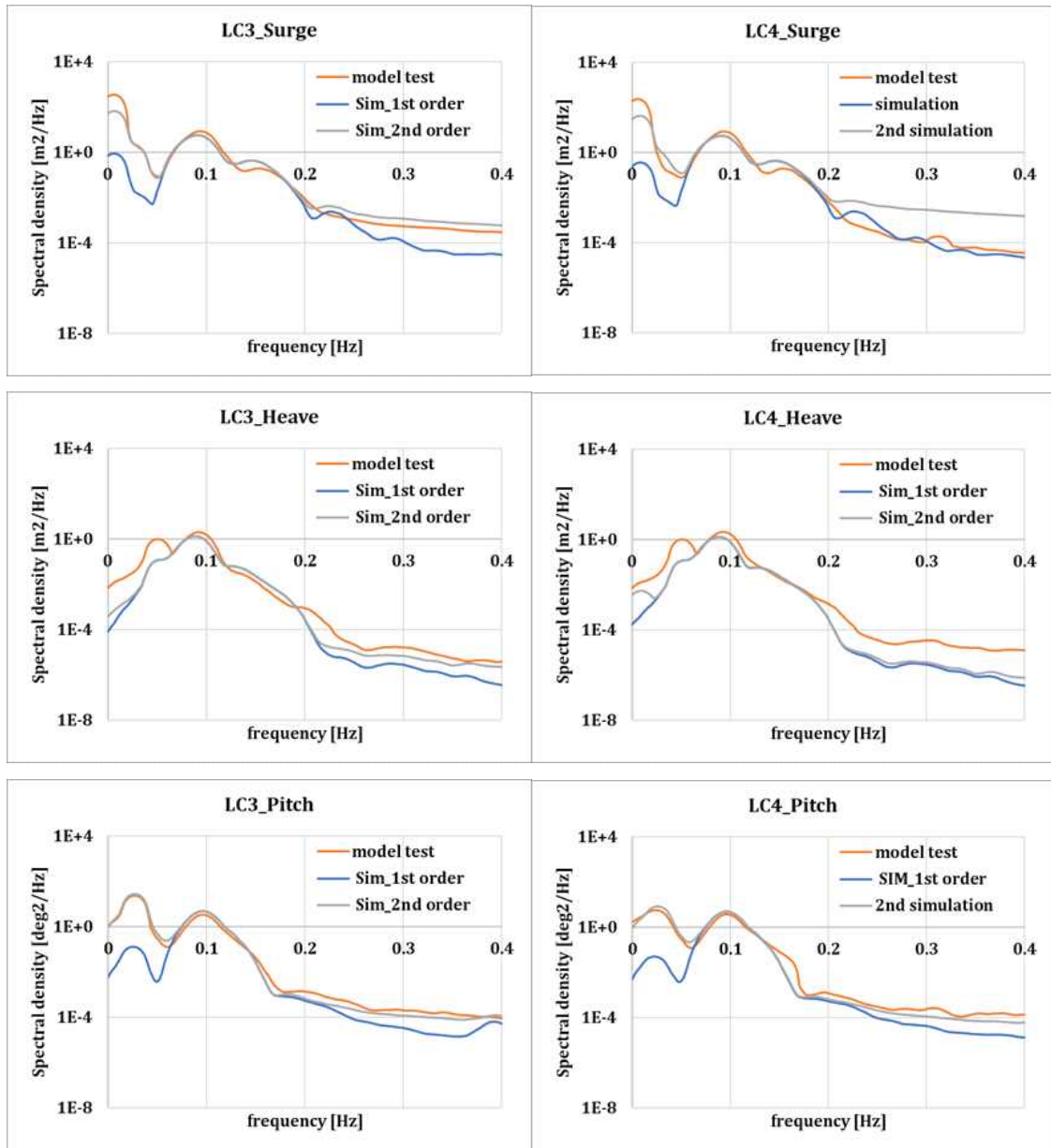


Fig. 5.11 Spectral density of surge, heave and pitch(LC3_SS3, LC4_SS3)

제6장 최적화

6.1 개요

풍력발전기 부유체의 설계 프로세스의 핵심 포인트는 부유체의 응답 및 너셀 가속을 허용 범위 내에서 유지하게 하고 제작 및 설치비용을 낮추기 위해 부유체의 모양과 크기, 발라스트 양 및 계류시스템의 속성(장력 및 변위) 등의 최적 조합을 선택하는 것이다. 부유체의 응답 및 너셀 가속도가 작을수록 풍력발전기 상부에 미치는 힘이 작기 때문에 풍력발전기의 터빈성능향상을 기대할 수 있고, 부유체의 크기 및 발라스트 양이 작을수록 제작 및 설치에 경제적이다[42]. 이렇게 다수의 설계를 효율적으로 평가하고, 유리한 조합을 찾기 위해 파레토 분석법을 이용할 수 있다. 이는 각 성능값(부유체 응답, 너셀 가속도, 부유체의 크기 및 발라스트 양)을 3차원 공간에서 경계 분석할 수 있다.

최적설계란 주어진 제약조건들을 모두 만족시키는 목적함수가 최솟값 또는 최댓값을 가지도록 설계변수(직경, 높이 등)를 조절함으로써 최적화하고자 하는 시스템의 성능을 향상시키는 기술이다. 일반적인 경우에는 단일 목적함수를 가지지만, 종종 두 개 이상의 목적함수를 동시에 고려해야 하며, 이를 다목적 최적설계라고 한다[41]. 본 연구에서는 제작 및 설치비용의 최소화시키면서 동시에 부유식 해상풍력발전시스템의 출력을 안정적이게 유지하기 위해 부유체 응답과 너셀 가속도를 최소화 하고자 하며, 이와 같은 경우 다목적 최적설계 방법을 사용하여 세 목적함수를 최적화 한다. 하지만 실제로 최적화 문제에서는 목적 함수들의 상충되는 특성으로 인해 모든 목표에서 가장 좋은 최적 해법을 얻는 것을 불가능하다. 따라서 단일 최적 대신, 일반적으로 균형 해법이라고 알려진 파레토 분석법을 도입하였으며, Fig. 6.1과 같다. 여기서 파레토 최적 해법들을 포함하는 표면을 파레토 전면(Pareto front)이라 부른다.

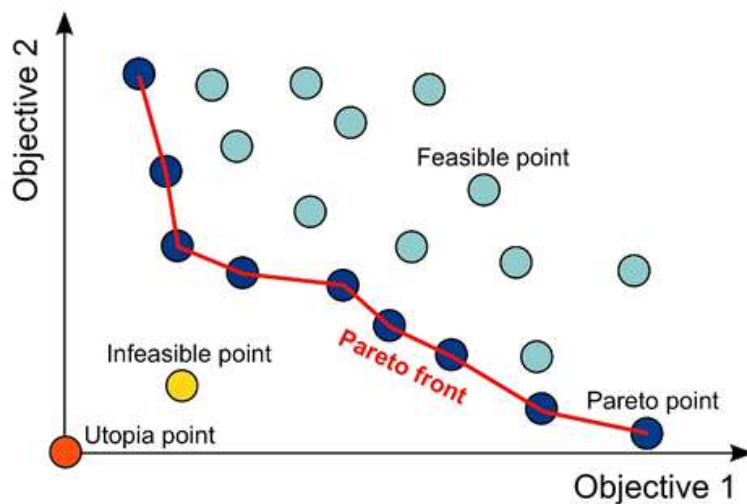


Fig. 6.1 Pareto optimal solution

6.2 유체정역학적 최적화

본 연구에서는 반잠수식 부유체의 컬럼 직경, 컬럼 높이, 컬럼 중심 간의 거리 등을 최적화의 매개변수로 사용하였다. 다음은 최적화에 사용된 부유체의 매개변수들을 나타내며, Fig. 6.2, 6.3과 같다. 각 매개변수들은 최소 10개, 최대 40개의 케이스를 가지며, 이로부터 총 1,600,000개의 조합을 검토하였다.

- H1 : 상부 컬럼의 높이(Draft - H2) (40개)
 - 단, Freeboard는 에어갭 등을 고려하여 결정된 값이므로 고정하였음
- H2 : 하부 컬럼의 높이 (10개)
- D1 : 상부 컬럼의 직경 (10개)
- D2 : 하부 컬럼의 직경 (10개)
- L : 컬럼 중심 간의 거리 (40개)

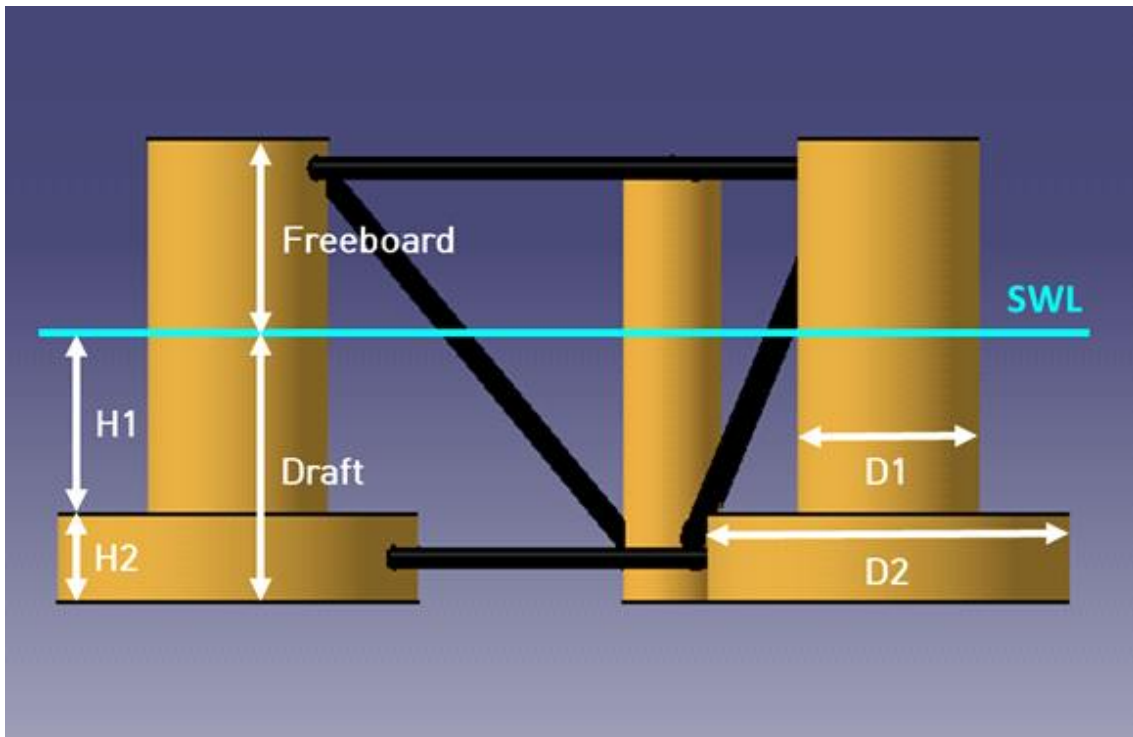


Fig. 6.2 Platform parameters used for optimization (1)

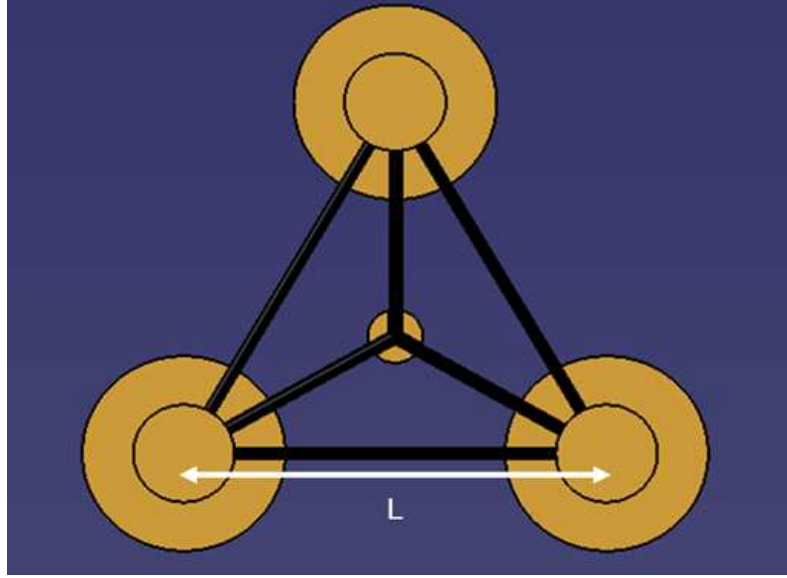


Fig. 6.3 Platform parameters used for optimization (2)

앞서 선정한 매개변수들의 조합을 통해 1,600,000개의 케이스를 만들 수 있고, 이는 UOU Natural mode code(이하 UOU NM)를 통하여 부유체의 질량, 질량 중심, 이너셔, 상하동요(Heave) 및 종동요(Pitch) 운동의 고유 주기, 정격에서의 종동요(Pitch) 각도 등을 계산할 수 있다. 부유체의 강재의 두께는 50 mm로 하여 계산하였고, 발라스트는 식(6.1)을 이용하여 계산하였다. 부유체의 상하동요(Heave) 및 종동요(Pitch)의 고유 주기는 각각 식(6.2)와 식(6.3)을 이용하여 계산하였으며, 정격에서의 종동요(Pitch) 각도는 식(6.4)를 이용하여 계산하였다.

$$\rho g V_0 = g(m_{RNA} + m_{tower}) + g(m_{steel} + m_{ballast})_{platform} + \sum F_{V,mooring} \quad (6.1)$$

$$T_{33} = 2\pi \sqrt{\frac{m_{33,FOWT} + A_{33}}{\rho g A_w}} \quad (6.2)$$

$$T_{55} = 2\pi \sqrt{\frac{I_{55,FOWT} + A_{55}}{C_{55}}} \quad (6.3)$$

$$\theta_5 = \frac{F_{thrust} HB}{C_{55}} \quad (6.4)$$

위 식의 결과는 OC4 Definition[3]과 참고문헌[43] 정보와의 비교를 수행하였고, 오차율은 5 % 이내인 것으로 확인하였다. Table 6.1과 6.2는 각각 UOU NM으로 계산한 결과와 참고문헌 정보와의 오차율을 보여주며, UOU NM의 계산 결과의 타당성을 입증한다.

Table 6.1 Comparison of our results and reference information (1)

Properties	Unit	UOU NM	OC4 Definition [7]	Diff.
Platform mass	kg	13,480,000	13,470,000	0.07 %
Platform steel mass	kg	3,872,200	3,852,200	0.52 %
V0	m ³	13,919	13,917	0.01 %
CM of platform	m	13.52	13.46	0.45 %
CB below SWL	m	13.17	13.15	0.15 %
Platform Iyy	kgm ²	6.941E+09	6.827E+09	1.67 %
Platform Izz	kgm ²	1.174E+10	1.226E+10	- 4.24 %

Table 6.2 Comparison of our results and reference information (2)

Performance	Unit	UOU NM	Ref. [6]	Diff.
T33 (Heave N.P)	s	17.22	17.40	-1.03 %
T55 (Pitch N.P)	s	27.38	27.00	1.41 %
Pitch_rated	deg	3.47	3.50	0.86 %

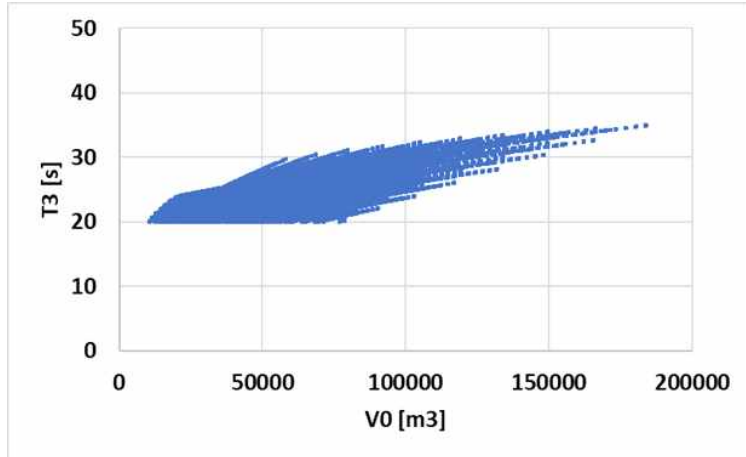


Fig. 6.5 Heave natural period according to the volume of the platform

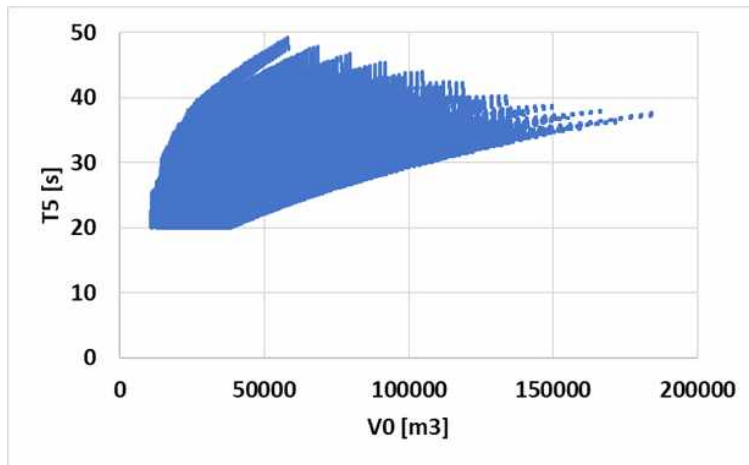


Fig. 6.6 Pitch natural period according to the volume of the platform

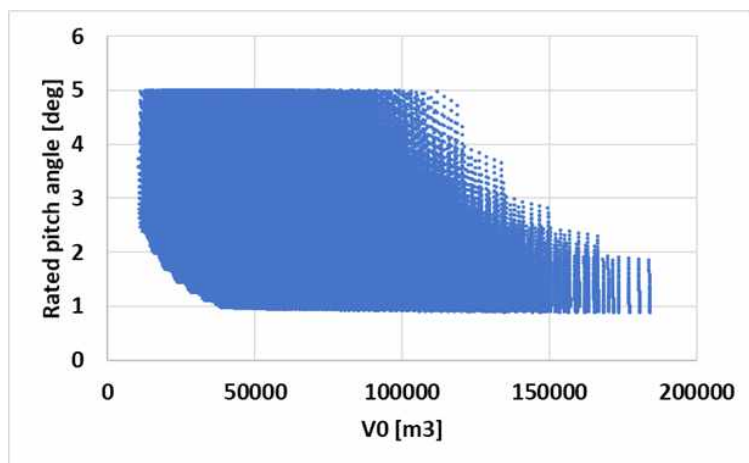


Fig. 6.7 Pitch angle at rated according to the volume of the platform

분석에 사용될 부유체 부피의 범위를 13,000 ~ 22,000 m³으로 결정하였고, 범위 내의 케이스를 추출하였다. 이때의 케이스는 약 2,000개였고, 이들을 이용하여 유체동역학적 최적화를 수행하였다. Fig. 6.8은 부유체 정격에서의 부유체 종동요(Pitch) 각도와 부피의 제약조건에 의해 케이스를 약 495,000개에서 2,000개까지 줄인 것을 나타낸다.

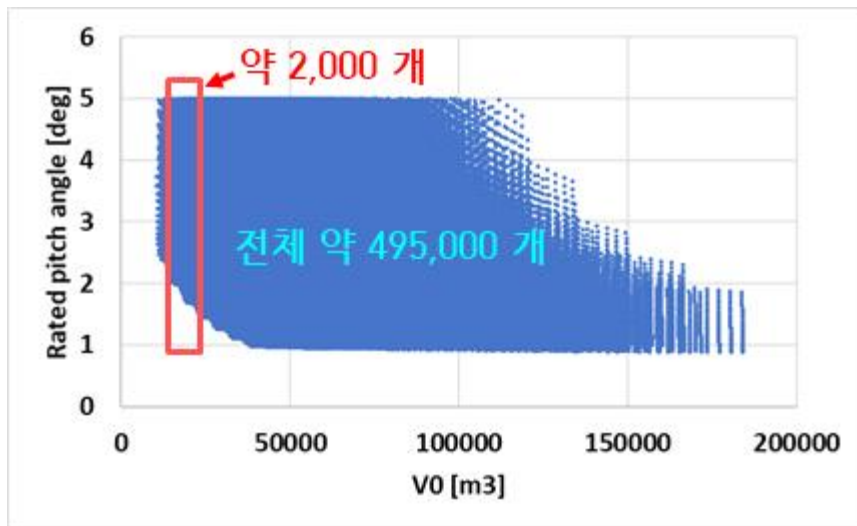


Fig. 6.8 Case reduction due to platform volume constraint

6.3 유체동역학적 최적화

유체동역학적 특성을 평가하기 위해서 주파수 영역 분석이 적용되었다. 부유식 해상풍력발전시스템의 6자유도 운동에 대한 선형 응답 진폭 연산자(RAO)는 UOU In-house code를 이용하여 계산하였다. UOU In-house code는 상용 프로그램인 WAMIT과 같이 포텐셜 이론을 기반으로 하며, 주파수 영역 해석을 통해 방사문제(Radiation Problem)와 회절문제(Diffraction Problem)를 풀 수 있다. 부유체의 형상에 따른 부가질량계수(Added Mass Coefficients), 파랑감쇠계수(Wave Damping Coefficients), 파랑제력(Wave Excitation Forces) 등의 유체동역학적 계수를 구할 수 있다. Fig. 6.9는 RAO 계산 과정을 나타내며, 식(6.5)는 RAO의 계산식을 나타낸다.

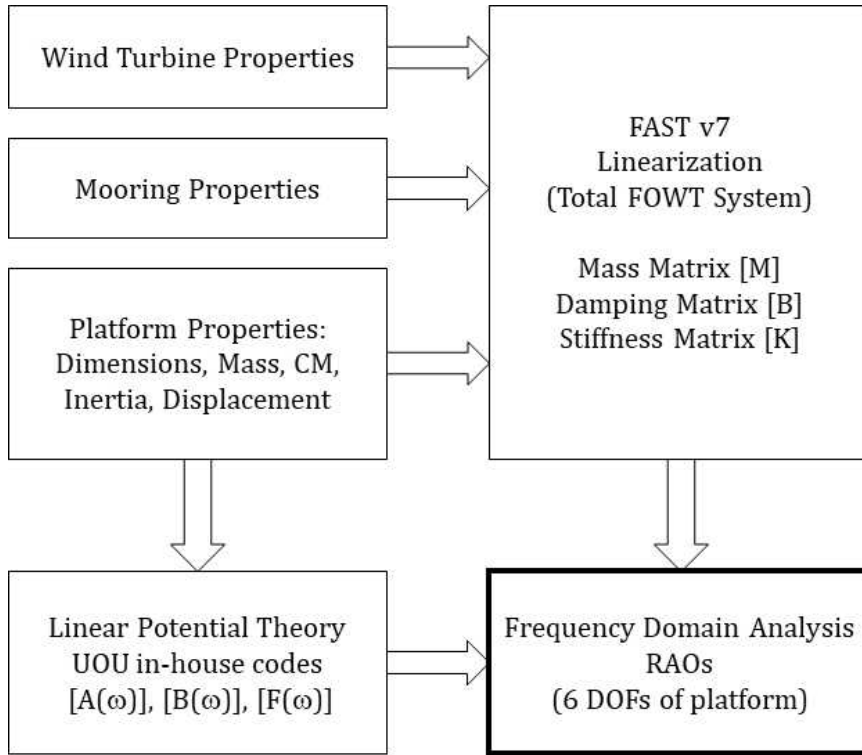


Fig. 6.9 RAO calculation

$$RAO(\omega) = \left| \frac{[F(\omega)]}{[K] - \omega^2[M + A(\omega)] + i\omega[B + B(\omega)]} \right| \quad (6.5)$$

유체정역학적 최적화에서 일부 제약조건에 따라 2,000개의 케이스를 선별하였고, 이들은 위의 과정들을 거쳐서 RAO로 계산될 수 있다. UOU In-house code를 이용하여 계산된 6자유도 RAO는 아래의 식을 통해 최대 너셀 가속도 및 부유체 최대 종동요 (Pitch) 각도로 계산된다. 식(6.6)은 너셀 가속도의 RAO를, 식(6.7) 너셀 가속도의 평균 제곱근 편차를 계산할 수 있다. 식(6.8)은 최대 너셀 가속도를 계산할 수 있다.

$$RAO_{a_{nac}}(\omega) = -\omega^2(RAO_1 + h_{nac} \cdot RAO_5) \quad (6.6)$$

$$\sigma_{a_{nac}}^2 = \int_0^{\infty} |RAO_{a_{nac}}(\omega)|^2 S(\omega) d\omega \quad (6.7)$$

$$Max_{a_{nac}} = \sqrt{2\sigma_{a_{nac}} \ln \frac{t}{T_2}} \quad (6.8)$$

위 식에서 h_{nac} 는 너셀 높이, a_{nac} 는 너셀 가속도, T_2 는 평균 파주기를 나타내며 평균 파주기는 식(6.9)와 같이 계산할 수 있다.

$$T_2 = \frac{T_P}{1.408} \quad (6.9)$$

6.4 결과

Fig. 6.10은 부유체의 강재질량 대비 최대 너셀 가속도를 나타낸 그래프이며, 이 그래프에서 파레토 전면(Pareto front)을 확인 할 수 있다. 이 파레토 전면은 파레토 최적 해법들을 포함하고 있으며, 총 네 개의 케이스(A, B, C, D)를 선별하여 분석하였다.

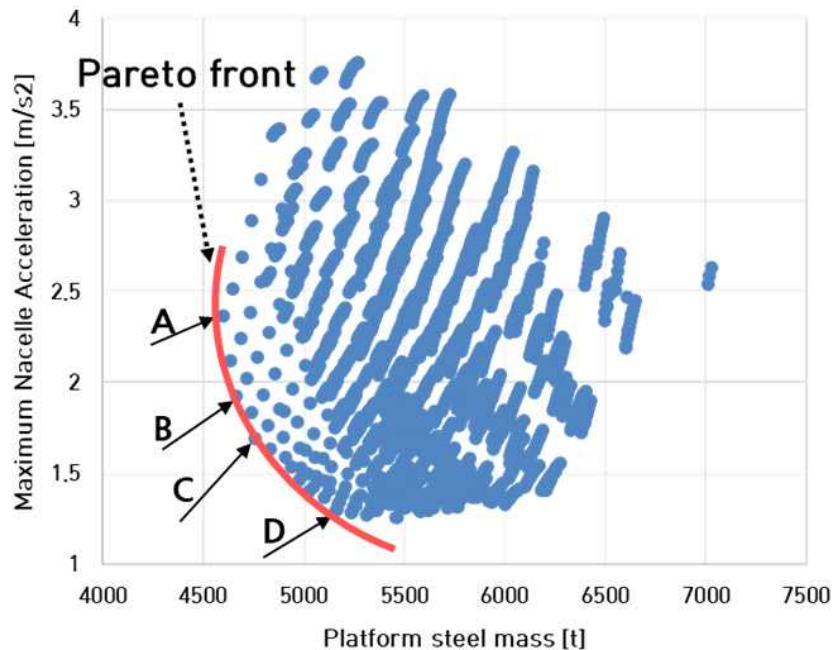


Fig. 6.10 Selection of candidates for optimal solutions

Table 6.3은 파레토 전면으로부터 얻은 최적 해법들의 후보 네 가지의 특성들을 나타낸다. 기존 부유체의 질량은 7,547 톤 이었으며, 최적화를 통하여 대부분의 후보가 5,000 톤 이하의 질량을 가지게 되었다. 최대 너셀 가속도는 가동조건에서 0.3g인 2.943 m/s²를 넘지 말아야 하며 모든 후보가 만족하는 것을 확인할 수 있다. 정격에서의 최대 종동요(Pitch) 각도가 10° 이하여야 하는데, 모든 후보가 만족하는 것을 확인할 수 있다. 따라서 본 연구에서는 부유체의 질량이 5,000톤이 넘지 않으며, 최대 너셀 가속도 및 정격에서의 종동요(Pitch) 각도가 작은 후보 C를 선택하였다. Fig. 6.11은 기존 부유체와 최적 부유체인 후보 C의 제원 비교를 나타낸다.

Table 6.3 Optimal solutions obtained from the Pareto front

	Unit	A	B	C	D
H1	m	6.40	9.20	11.60	19.25
H2	m	5.60	4.80	4.40	5.75
D1	m	12	12	12	12
D2	m	30.0	30.0	30.0	28.2
L	m	71.0	71.0	71.1	70.0
Steel mass	t	4,598	4,662	4,757	5,162
V0	m ³	14,932	14,328	14,435	19,126
Max_nacelle acc.	m/s ²	2.36	1.92	1.69	1.23
Max_rated pitch	deg	8.58	7.80	7.33	6.59

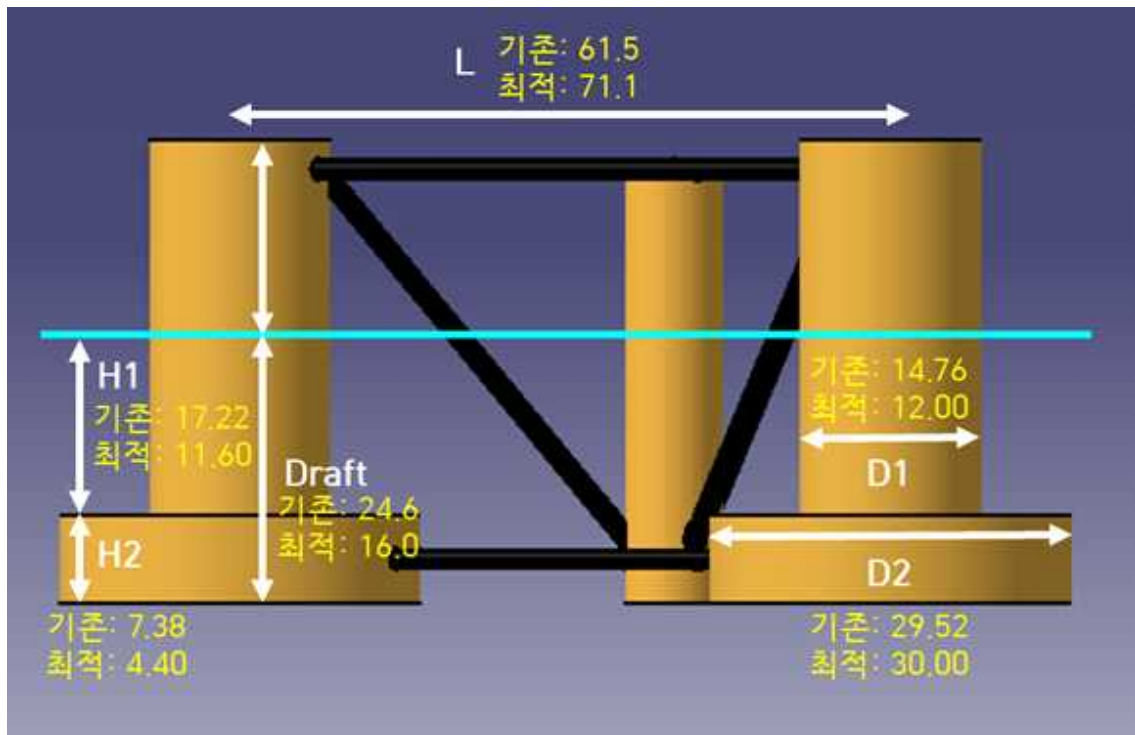


Fig. 6.11 Comparison of specifications of original and optimal platform

제7장 결론 및 향후 연구

본 연구에서는 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템을 설계하고 모형시험 및 수치해석을 통하여 전체 시스템의 동적응답을 해석하였다.

먼저 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템을 설계하였다. NREL의 5MW급 표준 풍력발전기와 OC4 반잠수식 부유체를 기준으로 하고, 풍력발전기를 구성하는 각각의 부품들의 특성을 고려하여 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 제원을 확정하였다. 먼저 로터의 상사비는 로터 파워를 기준으로 5MW와 10MW의 비가 로터 회전 면적의 비와 같다고 가정하여 계산하였다. 이때의 로터의 상사비는 1.414이며, 이를 통하여 블레이드 길이, 허브의 지름, 타워와 샤프트간의 거리 등을 계산하였다. 로터의 반지름은 89.1 m이며, 허브의 반지름은 2.12 m이다. 하지만 이렇게 단순히 상사비를 이용하여 길이나 무게 등을 확장한다면 이 값은 기하급수적으로 증가하는 문제점이 생긴다. 따라서 본 연구에서는 고온초전도발전기, CFRP를 고려한 블레이드 등을 적용한다고 가정하여 상부 구조물의 무게를 감소시켰고, 이때의 너셀 질량과 블레이드의 질량은 각각 335,000 kg, 32,500 kg이다. 이는 실제 상사비를 이용하여 확장한 것보다 각각 35 %, 40 % 정도의 경량화 된 것을 확인할 수 있다. 길이 및 무게 등이 확정된 블레이드를 이용하여 공력 특성을 확인하였다. C_p -TSR 곡선을 그려서 C_p 가 높은 TSR 구간을 찾았다. 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템에 사용된 C_p 는 0.4788이고, 이때의 TSR은 8.0이다. 이를 통해 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 정격 바람 속도와 정격 로터 회전 속도를 계산 할 수 있으며, 각각 11.3 m/s와 9.69 rpm이다. 타워의 상사비는 5MW 타워와 10MW 타워의 길이 대 처짐 비를 이용하여 계산하였으며, 계산된 타워의 상사비는 1.36이다. 이는 타워의 상하부의 지름과 두께 등을 확장하는 데에 사용하였으며 각각 5.26 m, 8.84 m, 0.026 m, 0.037 m이다. 타워의 외경과 블레이드 끝단까지의 거리를 Tower clearance라고 하는데, 이는 50년 주기의 극한 풍속에서의 블레이드의 Out-of-plane tip deflection보다 커야한다. 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 Tower clearance는 17.88 m이며, 50년 주기 및 안전 계수를 고려한 Out-of-plane tip deflection은 17.74 m이므로 현재 설계는 적합하다고 판단하였다. 또한 캠벨 선도를 그려서 타워의 공진을 확인하였다. 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 정격 로터 회전 속도는 9.69 rpm이며, cut-in 풍속에서의 로터 회전 속도 이상과 정격 로터 회전 속도 이하에서 타워의 전후방향 및 좌우방향 공진이 3P 주파수를 상회하는 것을 확인할 수 있다. 부유체의 상사비는 5MW급 풍력발전기와 10MW 풍력발전기의 상부구조물의 비로 결정하였고, 그 값은 1.23이다. 이를 이용하여 컬럼 직경, 높이, 컬럼 간의 길이 등을 결정하여 부유체의 제원을 결정하였다. 부유체의 건현은 정수 중에 수면 위에 있는 부유체의 높이를 의미하며, 이는 조위, 폭풍해일, 50년 주기의 극한파고 및 에어갭을 고려하여 14.1 m로 결정하였고, 따라서 블레이드 팁과 건현 상부까지의 거리는 16.8 m가 된다. 또한 GZ 곡선을 이용하여 복원성을 확인 하였다. 10MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 계류시스템은 3개의 계류선이 catenary 형태로 배치된다. 부유식

해상풍력발전시스템은 육상용, 해상용 고정식과는 달리 부유체의 운동이 있으며 이로 인하여 네거티브 댐핑 현상이 발생하며, 블레이드 피치 응답 속도를 조정하여 네거티브 댐핑 현상을 해결하였다. 이 모든 설계과정이 끝나면 정상상태해석을 수행하고, 이를 통하여 제어 시스템을 포함한 전체 풍력발전시스템의 성능을 확인하였다.

하중해석은 NREL의 FAST를 사용하여 수행하였으며, IEC61400-3-2를 참고하여 수행하였다. 극한하중해석과 피로하중해석을 수행하였으며, 안전 계수 적용 및 구조해석은 제외하였다. 결과 값은 시계열 결과 데이터를 통계 분석해주는 후처리 프로그램인 Crunch를 이용하였다. 본 연구에서 수행한 하중해석조건은 풍력발전기가 전력을 생산하는 DLC1.X와 전력을 생산하지 않고 정지하고 있는 DLC6.X이다. 이를 제외한 나머지는 풍력발전기 생애 주기 안에서 일어나는 빈도수가 매우 작은 비정상조건들이고, 또한 이는 제어시스템 결과에도 큰 차이를 보이기 때문에 제외하였다. 풍력발전기의 class는 1로, 난류 모델은 C로 선정하여 하중해석을 수행하였다. 하중해석에 사용한 해상환경조건은 울산 해양기상부이로부터 얻은 자료를 바탕으로 하였다. 울산 해양기상부이에서 얻을 수 있는 값은 풍속, 파고, 파주기, 풍향, 파향 등이며 이때의 기준 높이는 4.3 m, 측정 간격은 1시간이다. 따라서 IEC61400-1[33]을 참고하여 풍속은 허브 높이인 120 m로, 측정 시간은 10분으로 변경하여서 사용하였다. 극한해상환경조건은 Gumbel method를 이용하여 계산하였으며, 50년, 100년 등의 n년 주기에서의 풍속 및 유의파고/파주기 등을 계산하였다. 또한 풍속과 유의파고와의 관계, 유의파고와 피크주기와의 관계를 분석하여 각 풍속에 맞는 해상조건을 적용하여 하중해석을 수행하였다. 결과는 풍속에 따른 각 파라미터들의 변위 또는 하중으로 나타내었으며, 고정식용 제어기와 부유식용 제어기를 적용한 결과 비교도 진행하였다. 특히 종동요(Pitch)는 제어기의 차이를 가장 잘 나타낸다. DLC1.3의 17 m/s에서 약 2.3배의 가장 큰 응답 차이를 나타냈다. 따라서 부유식 해상풍력발전시스템을 설계할 때에는 네거티브 댐핑 현상을 저감하는 제어기의 설계가 필수적인 것을 알 수 있었다. DLC1.1, DLC1.3, DLC1.6에 대한 극한하중을 조사한 결과 총 23개의 파라미터의 최솟값 또는 최댓값을 확인한 결과표에 나타난 조건은 14개이다. 이를 통해 특정한 하나의 하중조건이 전체의 하중을 지배하지 않는다는 것을 확인할 수 있다. 따라서 하중해석을 수행할 때에는 하중 조건이 기준이 아닌, 특정하중에 대한 면밀한 분석이 필요하다는 것을 확인하였다. 또한 시계열의 비교에서 DLC6.1보다 DLC1.X에서의 하중 및 응답이 크게 나타났는데, 이는 풍력발전기가 정지하고 있는 상태에서의 극심한 환경조건보다 풍력발전기가 가동 중인 상태에서의 극한 이하의 환경이 더 치명적인 것을 확인할 수 있다. 또한 DLC6.X는 블레이드의 피치 각도가 90도가 되는 정지 상태이고, 따라서 해상풍력발전시스템이 가동 중일 때 갑자기 극한해상환경이 발생한다면 신속하게 시스템을 정지시키는 것이 전체 시스템에 걸리는 하중을 줄일 수 있다는 것을 의미한다. 피로하중해석은 FAST로 얻은 시계열의 하중을 Rainflow cycle counting을 통하여 하중의 mean, range, cycle수를 계산하였다. Markov matrix를 통하여 루트부 또는 타워하부 모멘트 분포를 확인할 수 있었고, 이를 이용하여 단일 등가 피로하중을 계산하였다.

다음은 모형시험을 수행하였다. 모형시험은 울산대학교 해양공학수조에서 수행하였으

며 축소비는 1:90이다. 축소비는 작을수록 전체 운동 특성을 더 잘 나타내지만 이는 모형시험이 수행되는 장소의 크기 또는 실험에 사용될 장비 등에 따라서 결정된다. 두 번째는 제작된 모형의 검증이다. KG테스트를 통해 질량중심과 관성질량모멘트를 확인하였다. 이러한 값은 부유체의 6자유도 운동에 크게 기여하기 때문에 목표대비 최소한의 오류를 가지는 것이 바람직하다. 블레이드의 경우에는 풍동테스트를 통해 목표 추력과 일치하는 풍속 및 로터 회전 속도의 조합을 찾았다. Froude 유사성과 Reynolds 유사성은 해양 구조물의 소규모 모형시험에서 동시에 만족할 수 없기 때문에, 충분한 추력을 얻기 위해서는 재설계된 블레이드가 사용되어야 한다. 계류시스템의 경우에는 장력 편위 곡선을 사용하여 계류시스템의 초기장력을 확인하였다. 또한 계류판을 이용하여 목표 수심인 1.6 m을 맞추었다. 하지만 이는 유체역학적 문제를 유발시킬 수 있으므로 사용하는 것에 대한 타당성이 필요했고, FAST 수치해석을 통하여 계류판의 사용이 문제가 없다는 것을 확인하였다. 모형시험에 사용된 장비는 규칙파 및 불규칙파가 생성 가능한 조파기, 최대 10 m/s의 바람을 구현할 수 있는 바람생성장치, 전체 시스템의 6자유도 운동을 측정하는 모션 캡처 카메라 등 있으며 이 외에도 타워 상부에 로드셀을 설치하여 추력을 측정하였고, 페어리드에서 장력을 계측하였다. 모형시험의 조건은 총 4개로 구성된다. 바람의 유무에 따른 로터의 회전, 규칙파 및 불규칙파를 이용하여 모형시험을 수행하였다. LC1은 바람이 없는 상태에서 규칙파만을 이용하여 모형시험을 수행하고 RAO를 계산하였으며, LC2는 일정한 정격 풍속과 로터회전이 있는 상태를 추가하여 모형시험을 수행하였다. LC3는 바람이 없는 불규칙파의 조건이며, LC4는 바람 및 로터회전이 있는 불규칙파의 조건이다. 규칙파는 해양공학수조에서 실험할 수 있는 가장 짧은 주기인 0.58 초와 가장 긴 주기인 3.00 초를 열 등분하여 수행하였으며, 불규칙파에서 사용된 풍속과 파도의 조건은 울산 해양기상부이로부터 분석한 풍속-파고, 파고-파주기 등의 상관관계 계산에 의해 선정하였다. 본격적인 모형시험을 수행하기 전에 전체 시스템의 고유주기, 감쇠 계수 등의 정보를 얻기 위한 자유감쇠운동을 수행하였다. 이를 통해 전후동요(Surge)의 고유주기는 112.3초, 상하동요(Heave)의 고유주기는 19.4초, 종동요(Pitch)의 고유주기는 28.9초인 것을 확인하였다. 상하동요(Heave)의 고유주기를 제외한 다른 운동은 실제 바다에서 발생하는 파도의 주기인 5~20초 사이의 범위를 벗어났다. 반면에, 모형시험에 사용된 파도의 주기는 5.5~28.46초 이므로 모형시험을 통해 상하동요(Heave) 고유 주기에서의 부유체의 유체역학적 특성을 확인할 수 있다. 수행된 모든 모형시험은 수치해석과의 결과와 비교하였고, 모형시험을 수행할 수 없는 저 주파수 영역 또한 수치해석 결과를 통하여 저 주파수에서의 응답을 분석하였다. 먼저 전후동요(Surge)의 LC1, LC2 결과에서 전후동요(Surge) 고유주파수 영역에서 피크가 발생하는 것을 확인 할 수 있고, 이 피크는 LC1보다 LC2에서 더 작게 나타나는 것을 확인할 수 있다. 이는 Aerodynamic damping현상이 LC1에서는 발생하지 않는다는 것을 의미한다. 상하동요(Heave)의 경우에는 상하동요(Heave)의 고유주파수 영역에서 피크가 발생하지만, LC1과 LC2의 그래프가 거의 유사한 것을 확인할 수 있다. 상하동요(Heave)는 전후동요(Surge)와 종동요(Pitch)와는 다르게 Aerodynamic damping의 영향을 받지 않기 때문이다. 마지막으로 종동요(Pitch)에서

는 우선 종동요(Pitch)의 고유 주파수 영역에서 피크가 발생하는 것을 볼 수 있고, 이 피크는 LC1보다 LC2에서 작아진 것을 알 수 있다. 이는 Aerodynamic damping의 영향을 나타낸다. 추가로 전후동요(Surge)의 고유영역에서 피크가 발생하는 것을 볼 수 있는데 이는 Surge-pitch coupling 현상인 것을 확인하였다. 다음은 불규칙파에 대한 실험이다. 불규칙파에 대한 결과는 주파수 별 에너지 스펙트럼 밀도로 나타내었다. 1차 유체역학 하중, 2차 유체역학 하중을 고려한 수치해석과 모형시험의 결과를 비교하였다. 전후동요(Surge) 응답에서는 1차 유체역학 하중으로 인해 발생한 구조물의 거동변화보다 2차 유체역학 하중으로 인해 발생한 거동변화가 더 크게 발생하였고, 상하동요(Heave) 응답에서는 1차와 2차 유체역학 하중에 의한 응답차이가 작았다. 종동요(Pitch) 응답에서는 전후동요(Surge)의 고유 주파수에서의 1차와 2차 유체역학 하중에 의한 거동 차이가 발생하였지만, 다른 주파수 영역에서는 유체역학 하중 차수에 의한 차이는 작았다. 따라서 2차 유체역학 하중에 의해 부유식 해상풍력발전시스템의 응답특성이 1차 하중일 때보다 더 큰 거동변화가 나타나고, 이는 2차 유체역학 하중이 구조물 운동에 중요한 하중인 것을 확인하였다.

마지막으로 부유체의 최적화를 수행하였다. 최적화는 파레토 분석법을 기반으로 하여 수행하였고, 부유체 컬럼의 높이와 직경, 컬럼사이의 간격 등 총 다섯 개의 파라미터를 변수로 정하였다. 먼저 유체정역학적 최적화에서는 UOU Natural mode code를 이용하여 다양한 파라미터들의 조합들로부터 부유체의 특성 및 성능을 계산할 수 있다. UOU NM code 사용의 타당성을 입증하기 위하여 OC4를 예시로 하여 특성 및 성능을 계산하였고, 실제 OC4 정보와의 오차가 5 % 이내인 것을 확인하였다. 이렇게 계산된 특성 및 성능은 부유체 상하동요(Heave) 및 종동요(Pitch)의 고유주기, 부유체 강재질량, 부유체의 종동요(Pitch) 각도 등의 제약조건을 이용하여 케이스를 줄였다. 다음은 선택된 케이스로 유체동역학적 최적화 과정을 수행하였다. 이는 UOU In-house code로부터 계산된 RAO를 이용하여 최대 너셀 가속도 및 부유체 최대 종동요(Pitch) 각도를 계산할 수 있다. 따라서 부유체 강재 대비 최대 너셀 가속도의 그래프를 통하여 파레토 전면을 찾을 수 있었고, 파레토 전면 위에 놓여진 최적화 후보 A, B, C, D의 제원과 특성 등을 확인한 다음 최적 부유체를 C로 결정하였다.

향후 연구에서는 구조해석 및 경제성 분석을 수행할 예정이다. 먼저 구조해석은 본 연구에서 수행한 극한하중해석 및 피로하중해석의 결과를 바탕으로 수행할 예정이며, 이를 통해 풍력발전시스템의 전체 수명 동안 예상 되는 하중에 대하여 구조적 충실도를 만족하는지 확인할 예정이다. 또한 경제성 분석을 수행한 예정이다. 실제로 부유식 해상풍력발전시스템 사업을 시행하는 데에 있어서 기술적인 요소들의 검토도 중요하지만, 경제성 분석에 대한 내용도 중요하기 때문이다. 경제성 평가를 수행하기 위해서는 수입과 지출을 정확하게 산정해야하기 때문에 풍력발전시스템의 입지 및 출력 변동성, 요소 기술에 대한 효율, 설치 및 운영비용 등이 필요하다. 따라서 경제성 평가를 위한 일반적인 시나리오를 가정하고, 경제성 분석 방법 등을 적용하여 순현재가치, 내부수익률, LCOE 등을 평가할 예정이다.

참고문헌

- [1] Jonkman, J., Butterfield, S., Musial, W., & Scott, G. (2009). Definition of a 5MW reference wind turbine for offshore system development (No. NREL/TP-500-38060). National Renewable Energy Lab.(NREL), Golden, CO (United States).
- [2] Jonkman, J. (2010). Definition of the Floating System for Phase IV of OC3 (No. NREL/TP-500-47535). National Renewable Energy Lab.(NREL), Golden, CO (United States).
- [3] Robertson, A., Jonkman, J., Masciola, M., Song, H., Goupee, A., Coulling, A., & Luan, C. (2014). Definition of the semisubmersible floating system for phase II of OC4 (No. NREL/TP-5000-60601). National Renewable Energy Lab.(NREL), Golden, CO (United States).
- [4] Jonkman, J., & Musial, W. (2010). Offshore code comparison collaboration (OC3) for IEA task 23 offshore wind technology and deployment. Contract, 303(December), 1-70.
- [5] Popko, W., Vorpahl, F., Zuga, A., Kohlmeier, M., Jonkman, J., Robertson, A., ... & Nichols, J. (2012). Offshore code comparison collaboration continuation (OC4), Phase I-results of coupled simulations of an offshore wind turbine with jacket support structure (No. NREL/CP-5000-54124). National Renewable Energy Lab.(NREL), Golden, CO (United States).
- [6] Robertson, A., Jonkman, J., Vorpahl, F., Popko, W., Qvist, J., Frøyd, L., ... & Luan, C. (2014, June). Offshore code comparison collaboration continuation within IEA wind task 30: phase II results regarding a floating semisubmersible wind system. In International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering (Vol. 45547, p. V09BT09A012). American Society of Mechanical Engineers.
- [7] Robertson, A. N., Wendt, F., Jonkman, J. M., Popko, W., Dagher, H., Gueydon, S., ... & Soares, C. G. (2017). OC5 project phase II: validation of global loads of the DeepCwind floating semisubmersible wind turbine. Energy Procedia, 137, 38-57.
- [8] Robertson, A. N. (2017). Uncertainty analysis of OC5-DeepCwind floating

semisubmersible offshore wind test campaign (No. NREL/CP-5000-68035). National Renewable Energy Lab.(NREL), Golden, CO (United States).

[9] Robertson, A. N., Gueydon, S., Bachynski, E., Wang, L., Jonkman, J., Alarcón, D., ... & Brun, C. (2020, September). OC6 Phase I: Investigating the underprediction of low-frequency hydrodynamic loads and responses of a floating wind turbine. In *Journal of Physics: Conference Series* (Vol. 1618, No. 3, p. 032033). IOP Publishing.

[10] Azcona, J., Vittori, F., Schmidt, U., Svanije, F., Kapogiannis, G., Karvelas, X., ... & Lemmer, F. (2017). Design Solutions for 10 MW Floating Offshore Wind Turbines. INNWIND. EU, Deliverable D, 4, 37.

[11] Bak, C., Zahle, F., Bitsche, R., Kim, T., Yde, A., Henriksen, L. C., ... & Natarajan, A. (2013). The DTU 10MW reference wind turbine. In *Danish Wind Power Research 2013*.

[12] Fichaux, N., Beurskens, J., Jensen, P. H., & Wilkes, J. (2011). Design limits and solutions for very large wind turbines: A 20 MW turbine is feasible. *Tech. Rep.*

[13] Griffith, D. T., & Ashwill, T. D. (2011). The Sandia 100-meter all-glass baseline wind turbine blade: SNL100-00. Sandia National Laboratories, Albuquerque, Report No. SAND2011-3779, 67.

[14] Müller, K., Sandner, F., Bredmose, H., Azcona, J., Manjock, A., & Pereira, R. (2014). Improved tank test procedures for scaled floating offshore wind turbines.

[15] Ahn, H. J., & Shin, H. (2017). Model test & numerical simulation of OC3 spar type floating offshore wind turbine. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*.

[16] Shin, H., Dam, P. T., Jung, K. J., Rim, C., & Chung, T. (2013). Model test of new floating offshore wind turbine platforms. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, 5(2), 199-209.

[17] Shin, H. (2011, January). Model test of the OC3-Hywind floating offshore wind turbine. In *The Twenty-first International Offshore and Polar Engineering*

Conference. International Society of Offshore and Polar Engineers

[18] Shin, H., Kim, B., Dam, P. T., & Jung, K. (2013, June). Motion of OC4 5MW Semi-submersible Offshore Wind Turbine in irregular waves. In Proceedings, 32nd International Conference on Ocean Offshore & Arctic Eng., OMAE2013-10463 Nantes, France.

[19] Pham, T. D., & Shin, H. (2019). Validation of a 750 kW semi-submersible floating offshore wind turbine numerical model with model test data, part I: Model-I. International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering.

[20] Kim, J., Pham, T. D., & Shin, H. (2019). Validation of a 750 kW semi-submersible floating offshore wind turbine numerical model with model test data, part II: Model-II. International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering.

[21] Bulder, B. H., Van Hees, M. T., Henderson, A., Huijsmans, R. H. M., Pierik, J. T. G., Snijders, E. J. B., ... & Wolf, M. J. (2002). Study to feasibility of and boundary conditions for floating offshore wind turbines. ECN, MARIN, TNO, TUD, MSC, Lagerway the Windmaster, 26, 70-81.

[22] Lee, K. H. (2005). Responses of floating wind turbines to wind and wave excitation (Doctoral dissertation, Massachusetts Institute of Technology).

[23] Wayman, E. N., Scлавounos, P. D., Butterfield, S., Jonkman, J., & Musial, W. (2006). Coupled dynamic modeling of floating wind turbine systems (No. NREL/CP-500-39481). National Renewable Energy Lab.(NREL), Golden, CO (United States).

[24] Wayman, E. N. (2006). Coupled dynamics and economic analysis of floating wind turbine systems (Doctoral dissertation, Massachusetts Institute of Technology).

[25] Vijfhuizen, W. J. M. (2006). Design of a wind and wave power barge (Doctoral dissertation, MS Thesis, Department of Naval Architecture and Mechanical Engineering, Universities of Glasgow and Strathclyde, Scotland).

[26] Tracy, C. C. H. (2007). Parametric design of floating wind turbines (Doctoral dissertation, Massachusetts Institute of Technology).

- [27] Henderson, A. R., & Patel, M. H. (2003). On the modelling of a floating offshore wind turbine. *Wind Energy: An International Journal for Progress and Applications in Wind Power Conversion Technology*, 6(1), 53–86.
- [28] Withee, J. E. (2004). Fully coupled dynamic analysis of a floating wind turbine system. Massachusetts Inst of Tech Cambridge.
- [29] Skaare, B., Hanson, T. D., Nielsen, F. G., Yttervik, R., Hansen, A. M., Thomsen, K., & Larsen, T. J. (2007, May). Integrated dynamic analysis of floating offshore wind turbines. In *European wind energy conference and exhibition* (pp. 7–10). Hamburg, Germany.
- [30] Larson, T. J.; Hanson, T. D. "A Method to Avoid Negative Damped Low Frequent Tower Vibrations for a Floating, Pitch Controlled Wind Turbine." *Journal of Physics, Conference Series* 75, 2007.
- [31] Zambrano, T., MacCready, T., Kiceniuk Jr, T., Roddier, D. G., & Cermelli, C. A. (2006, January). Dynamic modeling of deepwater offshore wind turbine structures in Gulf of Mexico storm conditions. In *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering* (Vol. 47462, pp. 629–634).
- [32] Jonkman, J. M. (2007). Dynamics modeling and loads analysis of an offshore floating wind turbine (No. NREL/TP-500-41958). National Renewable Energy Lab.(NREL), Golden, CO (United States).
- [33] International Electrotechnical Commission. (2019). *Wind energy generation systems–Part 1: Design requirements*. International Electrotechnical Commission, Geneva, Switzerland.
- [34] International Electrotechnical Commission. (2019). *Wind energy generation systems–Part 3-1: Design requirements for fixed offshore wind turbines*. International Electrotechnical Commission, Geneva, Switzerland.
- [35] International Electrotechnical Commission. (2019). *Wind energy generation systems–part 3-2: design requirements for floating offshore wind turbines*. Geneva, Switzerland: IEC TS, 61400-3.
- [36] Rojas Castro, I. (2017). Design of a 10MW Wind Turbine Rotor Blade for

Testing of a Scaled-down Floating Offshore Support Structure.

[37] Kim, K. H., Hong, J. P., Park, S., Lee, K., & Hong, K. (2016). An experimental study on dynamic performance of large floating wave-offshore hybrid power generation platform in extreme conditions. *Journal of the Korean Society for Marine Environment & Energy*, 19(1), 7–17.

[38] Ramachandran, G. K. V., Robertson, A., Jonkman, J. M., & Masciola, M. D. (2013). Investigation of response amplitude operators for floating offshore wind turbines (No. NREL/CP-5000-58098). National Renewable Energy Lab.(NREL), Golden, CO (United States).

[39] Salzmann, D. C., & Van der Tempel, J. (2005). Aerodynamic damping in the design of support structures for offshore wind turbines. In Paper of the Copenhagen offshore conference.

[40] Buhl Jr, M. L. (2003). *Crunch user's guide*. National Renewable Energy Laboratory, Golden, Colorado 2003.

[41] 김일용, & de Weck, O. (2004). 두개의 목적함수를 가지는 다목적 최적설계를 위한 적응 가중치법에 대한 연구. *한국정밀공학회지*, 21(9), 149–157.

[42] Sclavounos, P., Tracy, C., & Lee, S. (2008, January). Floating offshore wind turbines: Responses in a seastate pareto optimal designs and economic assessment. In *International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering* (Vol. 48234, pp. 31–41).

[43] Leimeister, M. (2016). *Rational Upscaling and Modelling of a Semi-Submersible Floating Offshore Wind Turbine* (Master's thesis, NTNU).

[44] Arapogianni, A., Genachte, A. B., Ochagavia, R. M., Vergara, J. P., Castell, D., Tsouroukdissian, A. R., ... & Ugarte, A. (2013). Deep water—the next step for offshore wind energy. *European Wind Energy Association (EWEA)*.

[45] Roberts, D. (2019). These huge new wind turbines are a marvel. They're also the future. *Vox*, May, 20.

[46] Hansen, M. O. (2008). *Aerodynamics of wind turbines*. Earthscan, James &

James, 8(9), 14.

[47] Saint-Drenan, Y. M., Besseau, R., Jansen, M., Staffell, I., Troccoli, A., Dubus, L., ... & Heier, S. (2020). A parametric model for wind turbine power curves incorporating environmental conditions. *Renewable Energy*.

A Study on Dynamic Response of a 10MW Floating Offshore Wind Turbine

Hyeonjeong Ahn

Department of Naval Architecture and Ocean Engineering
Graduate School of the University of Ulsan

Abstract

The government has steadily pursued new and renewable energy policies with the aim of eliminating nuclear power and low carbon, and in 2020 officially announced the “2050 Carbon Neutral” and the “Green New Deal,” part of the Korean New Deal. In order to accelerate the supply of renewable energy, research on offshore wind power, which is more advantageous than onshore wind power, for installation space constraints, is becoming active.

The larger the wind turbine is, the lower the Levelized Cost of Energy Analysis (LCOE) will be, so more economical wind turbine is possible. Overseas, the development of large-scale wind turbines of 10MW or higher is already underway, but Unison’s 10MW is the largest wind turbine currently being developed in Korea. Therefore, in order to keep pace with the global wind power market, the development of large-scale wind turbine of 10MW or higher must be actively carried out in Korea, which not only can reduce the technological gap with advanced overseas companies, but also domestic wind power that is not yet equipped. Therefore, it will be a great power in the market.

The purpose of this study is to provide insights into the modeling, loading, and dynamics of a 10MW floating offshore wind turbine. It is also intended to provide information that helps to improve the design through numerical simulation and model tests.

First, a 10MW floating offshore wind turbine was developed in consideration of the mechanical characteristics of the components constituting the wind turbine. This confirmed the validity of the specifications by checking the deflection of the blade, the resonance frequency of the tower and stability of the platform, and so on.

Second, ultimate load analysis and fatigue load analysis were performed. The

IEC61400-3-1 standard specifies that when designing an offshore wind turbine, a number of design load conditions are performed to ensure structural fidelity. The results of each design load condition were combined and analyzed to determine the expected ultimate and fatigue loads over the life of the wind turbine.

Third, a model test was performed for the entire developed system in consideration of the marine environmental conditions of Ulsan. The dynamic characteristics of the phenomena occurring under each of the various conditions were investigated. Also, by comparing the results of the model test and the numerical simulation, not only the dynamic response analysis of the entire system but also the limitations and solutions of the model test or numerical simulation were presented.

Fourth, the platform was optimized. The goal of the optimization is to minimize the platform steel mass, the response of the nacelle acceleration and platform pitch motion. Pareto analysis was used to find optimal platform, and it was confirmed that the response of the optimal platform satisfies the design constraints.