

석사 학위논문
Master's Thesis

바퀴구조를 이용한
인장계류식 풍력발전 플랫폼의 개념설계

Preliminary Design of a
Wheel-type Tension Leg Platform for Floating Wind Turbines

이 동 화 (李 東 和 Lee, Dong Hwa)
기계항공공학부 해양시스템대학원
School of Mechanical and Aerospace Engineering,
Graduate School of Ocean System Engineering

KAIST

2016

바퀴구조를 이용한
인장계류식 풍력발전 플랫폼의 개념설계

Preliminary Design of a
Wheel-type Tension Leg Platform for Floating Wind Turbines

Preliminary Design of a Wheel-type Tension Leg Platform for Floating Wind Turbines

Advisor : Professor Lee, Phill-Seung

by

Lee, Dong Hwa

School of Mechanical and Aerospace Engineering,
Graduate School of Ocean System Engineering
KAIST

A thesis submitted to the faculty of KAIST in partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science and Engineering in the School of Mechanical and Aerospace Engineering, Graduate School of Ocean System Engineering. The study was conducted in accordance with Code of Research Ethics¹

2015. 12. 7.

Approved by

Professor Lee, Phill-Seung

¹ Declaration of Ethical Conduct in Research: I, as a graduate student of KAIST, hereby declare that I have not committed any acts that may damage the credibility of my research. These include, but are not limited to: falsification, thesis written by someone else, distortion of research findings or plagiarism. I affirm that my thesis contains honest conclusions based on my own careful research under the guidance of my thesis advisor.

바퀴구조를 이용한
인장계류식 풍력발전 플랫폼의 개념설계

이 동 화

위 논문은 한국과학기술원 석사학위논문으로
학위논문심사위원회에서 심사 통과하였음.

2015 년 12 월 7 일

심사위원장 이 필 승 (인)

심사위원 정 현 (인)

심사위원 유 승 화 (인)

MOSE
20143461

이 동 화. Lee, Dong Hwa. Preliminary Design of a Wheel-type Tension Leg Platform for Floating Wind Turbines. 바퀴구조를 이용한 인장계류식 풍력발전 플랫폼의 개념설계. Graduate School of Ocean System Engineering. 2016. 88 p. Advisor Prof. Lee, Phill-Seung.

ABSTRACT

Since wind is affluence everywhere and semi-permanent, wind power is one of the uprising renewable energy which is expected to replace fossil fuel. Most of wind power plants were built on the ground, however due to noise problem and lack of high wind site idea of building wind turbine on offshore has occurred. Since ocean generally have more high wind speed but less people living by, offshore wind turbine is replacing traditional onshore wind turbines. In recent days, challenge to build offshore wind turbine in deeper ocean provoked development of floating platforms. Floating platforms can be categorized into 3 by its mechanism of generating restoring force - Tension Leg Platform(TLP), barge platform, Spar platform.

In this study, a new concept of floating wind turbine using wheel structure is suggested. By using symmetric wheel structure, new floating wind platform can reduce tension in its tendon, and get better dynamic performance. Environmental loads followed were being calculated followed by recommended rule of DNV. Buckling analysis of platform was being performed, structural analysis in spoke and wheel design has been made with proper design recommended rule in order to survive in extreme weather condition.

Dynamic analysis has been performed using FAST simulation code from NREL(National Renewable Energy Laboratory). Dynamic analysis results have been compared with MIT/NREL TLP model and TLB model. Simple economic analysis between suggested model, MIT/NREL TLP model and TLB model have been performed. Pros. and cons. of each models had been analyzed.

Keywords: Tension leg platform, Floating wind turbine, Wheel structure, Preliminary design, Structural analysis, Stress assessment

목 차

Abstract	i
목 차	ii
표 목 차	iv
그림목차	v
제 1 장 서 론	1
제 2 장 문헌 조사	2
2.1 연구배경	2
2.1.1 시장 조사	2
2.1.2 해상풍력발전기의 도입	3
2.1.3 부유식 풍력발전기의 도입	6
2.2 부유식 플랫폼 종류	8
2.3 연구동향	10
2.3.1 해외 연구 기관 현황	10
2.3.2 부유식 풍력 발전기 건설 현황	10
2.3.3 컴퓨터 시뮬레이션 코드 현황	11
제 3 장 설계 지침 및 설계 방법	12
3.1 설계 지침	12
3.2 설치 장소	13
3.3 설계 절차	14
3.4 상부 구조물	15
3.5 하부 구조물	16
제 4 장 정적 해석	19
4.1 환경 하중	19
4.1.1 풍하중	19
4.1.2 파랑하중	21

4.1.3 해류	26
3.1.4 중량하중	29
3.1.5 조석	29
4.2 재료 선정	30
4.3 좌굴 해석 및 두께 산출	31
4.4 질량 및 관성모멘트 도출	36
4.5 Draft 산출	37
4.6 Spoke 해석	38
4.6.1 Spoke 종류 선정	38
4.6.2 Spoke 하중 산출	42
4.6.3 Spoke 두께 산출	44
4.7 Wheel 해석	46
제 5 장 동적 해석	49
5.1 해석 방법	48
5.2 해석 결과	51
5.2.1 KAIST model with V-shaped mooring system	52
5.2.2 KAIST model with I-shaped mooring system	59
5.2.3 MIT/NREL TLP model	64
5.3 KAIST model 분석	69
5.4 타 모델과의 비교 분석	69
5.5 비교 분석 결론	73
제 6 장 시나리오	76
6.1 설치 시나리오	76
6.2 유지보수 시나리오	80
6.3 단선 시나리오	81
6.4 해체 시나리오	82
제 7 장 결론	83

표 목 차

Table 2-1 Comparison of various types of floating platform	9
Table 3-1 Installation site environment condition	13
Table 3-2 Property of NREL 5MW wind turbine	15
Table 4-1 Load on tower by wind	21
Table 4-2 Wave speed and acceleration on surface	27
Table 4-3 Load by wave and current	29
Table 4-4 Weight and moment of tower by gravity	29
Table 4-5 Tide Condition	30
Table 4-6 Maximum load on substructure	33
Table 4-7 Required wall thickness and its safety	34
Table 4-8 Mass property of platform	36
Table 4-9 Cable type comparison	40
Table 4-10 Material type comparison	41
Table 4-11 Safety factor for cable in ocean	44
Table 4-12 Buckling analysis result	48
Table 5-1 Weather condition used for dynamic analysis	51
Table 5-2 Mass and anchor tension comparison of 3 TLP models	72
Table 5-3 Cost comparison process of 3 TLP models	73
Table 5-4 Cost comparison result of 3 TLP models.....	73
Table 5-5 Comparison results of 3 TLP models.....	75

그림 목 차

Figure 2-1 Global cumulative installed wind capacity 1997~2014	2
Figure 2-2 Net electricity generating installations in the EU 2000~2014	2
Figure 2-3 Top 10 countries with wind power cumulative capacity	3
Figure 2-4 Rotor diameter and capacity	4
Figure 2-5 Wind speed vertical profile in various area	5
Figure 2-6 Global cumulative offshore wind turbine capacity	5
Figure 2-7 Levelized Cost of Energy in €/kWh	6
Figure 2-8 Land-based offshore wind turbine platforms	7
Figure 2-9 Sheringham Shoal Offshore Wind Farm	7
Figure 2-10 Floating wind turbine platform concepts	8
Figure 2-11 Restoring force mechanisms of floating wind turbine platforms	9
Figure 3-1 Assumed installation site	13
Figure 3-2 Design process of floating platform	14
Figure 3-3 NREL 5MW wind turbine	15
Figure 3-4 Levelized cost of energy respect to water depth	16
Figure 3-5 Typical structure of offshore wind TLP	17
Figure 3-6 Initial Design of Tension Leg Wheel platform	17
Figure 3-7 NREL 5MW wind turbine with initial design Tension Leg Wheel plat- form	18
Figure 4-1 Load caused by wind on wind tower	20
Figure 4-2 Steady state response of NREL 5MW wind turbine as a function of wind speed	20
Figure 4-3 Pitch control of wind turbine	21
Figure 4-4 Two Wave spectrums with same significant wave height and peak period	22
Figure 4-5 Difference between real wave and cosine wave	23
Figure 4-6 Wave simulation result for normal condition	24

Figure 4-7 Wave simulation result for extreme condition	25
Figure 4-8 Ekman transport	26
Figure 4-9 Maximum stress line	29
Figure 4-10 Water level change by tide	30
Figure 4-11 Property of EN 10225/S355	31
Figure 4-12 Sectional view of stiffener inside the floating platform	35
Figure 4-13 Platform manufacturing by welding in WindFloat project	35
Figure 4-14 Platform modeling with solidworks	36
Figure 4-15 Equilibrium under bending moment	37
Figure 4-16 Draft Design	38
Figure 4-17 Failure of cable in ocean environment	39
Figure 4-18 Chain, Wire, and Fiber	40
Figure 4-19 Elongation test comparison	41
Figure 4-20 DNV creep test result	42
Figure 4-21 FEM analysis using ADINA	43
Figure 4-22 Force on spoke	43
Figure 4-23 Stress on spoke	45
Figure 4-24 Elongation on spoke	45
Figure 4-25 Deformation of wheel structure	46
Figure 4-26 Deformation of wheel structure (30.22 times magnified)	47
Figure 4-27 Stress on wheel	47
Figure 5-1 FAST control volumes for fixed bottom systems	49
Figure 5-2 FAST control volumes for floating systems	50
Figure 5-3 Input and Output files of FAST	51
Figure 5-4 KAIST model with V-shaped mooring system	52
Figure 5-5 Dynamic analysis result of KAIST model with V-shaped mooring system in normal condition	55
Figure 5-6 Dynamic analysis result of KAIST model with V-shaped mooring system in extreme condition	58
Figure 5-7 KAIST model with I-shaped mooring system	59
Figure 5-8 Dynamic analysis result of KAIST model with I-shaped mooring system in normal condition	61

Figure 5-9 Dynamic analysis result of KAIST model with I-shaped mooring system in extreme condition	63
Figure 5-10 MIT/NREL TLP model	64
Figure 5-11 Dynamic analysis result of MIT/NREL TLP model in normal condition	66
Figure 5-12 Dynamic analysis result of MIT/NREL TLP model in extreme condition	68
Figure 5-13 Pareto optimal searching process by Tracy	70
Figure 5-14 MIT TLP by Tracy	70
Figure 5-15 Various TLB model by Myhr	71
Figure 5-16 Mooring tension change of TLB in extreme condition	72
Figure 5-17 Mooring tension change difference depending on its fairlead distance	74
Figure 6-1 Installation on Jacket type platform	76
Figure 6-2 Installation on tri-pod type platform	77
Figure 6-3 Wind turbine Installation vessels	77
Figure 6-4 Manufacturing in drydock	78
Figure 6-5 Installation using towboat	79
Figure 6-6 Installation plan using stabilization buoys	80
Figure 6-7 Ways to approach wind turbine	81
Figure 6-8 Improved KAIST model for wire breaking scenario	82

제 1 장 서 론

신재생 에너지의 일환으로 풍력발전이 주목받고 있다. 기존의 육상용 풍력발전기는 소음 민원 문제와 부지선정 문제 때문에 설치환경이 날로 어려워지고 있다. 이를 보완하기 위해 풍향이 더욱 뛰어나고 소음 민원문제에서 자유로운 해상에 풍력발전 단지를 건설하려는 시도가 진행되고 있다. 그러나 기존의 해상 풍력발전기 플랫폼은 지반 고정식이기 때문에 설치 수심의 깊이가 깊어질수록 플랫폼 단가가 급격히 상승한다는 문제점이 존재한다.

따라서 심해에서도 풍력발전단지를 건설하기 위해 부유식 풍력 플랫폼이 제안되고 있다. 이러한 부유식 풍력 발전기는 해상 환경 조건이라는 악조건 속에서 안정적인 복원성을 발휘해 풍력발전기를 지지해야만 한다. 현재까지 제작되어 실증단계에 접어든 부유식 풍력발전기는 채 10기가 되지 않으며, 앞으로도 많은 연구가 필요한 시점이다.

본 연구에서는 부유식 풍력 플랫폼 중에서 가장 동적 거동이 우수하며 비교적 얇은 해안에서 가장 경제성을 보이는 TLP type 의 플랫폼을 선정하였고, 바퀴 구조물을 적용하여 구조적 안전성을 확보해 보았다. 새로 제안한 바퀴 구조물의 안전성을 검증하기 위해 여러 국제 설계 규정을 사용하여 환경하중을 산출해 보았고, 하부구조물의 좌굴해석을 통하여 두께를 산출하여 플랫폼의 전체 질량을 산출해 보았다. 계류 시스템에 피로파괴를 불러 일으키는 snap load 를 제거하기 위해 안전한 draft 를 산출하였고, 이를 기반으로 spoke 에 걸리는 하중을 도출하여 이 하중을 견딜 수 있는 spoke 의 재질과 두께를 산출하였다. Wheel 구조물에 걸리는 하중을 산출하여 좌굴이 일어나지 않는 안정적인 두께를 제시해 보았다. 또한 도출된 TLP type 플랫폼의 동적 해석을 통하여 기존에 개발된 다른 TLP type 플랫폼과 성능을 비교 분석해 보았다.

제 2 장 문헌 조사

2.1 연구 배경

2.1.1 시장 조사

풍력발전은 대기 오염을 일으키지 않으며 별다른 연료의 공급 없이 반영구적으로 전력을 공급해 줄 수 있기 때문에 화석연료를 대체하는 매력적인 에너지원으로 각광받고 있다. 2008 년 전세계 전력 생산의 1.5%에 불과했던 풍력발전은 2014 년 4%까지 그 비중이 늘어났다. 이러한 추세는 특히 북유럽에서 두드러지게 나타나 2014 년 덴마크 전체 전력 생산의 40%이상을 풍력발전이 담당하고 있다. 유럽 연합 의회는 2020 년 까지 신재생 에너지 비중을 전체 에너지 생산의 27%까지 끌어올리기로 결의하였고 화석에너지 생산량을 줄이려는 노력을 지속해 왔다. 그 결과 풍력발전과 태양광발전량이 늘어나고 석유와 석탄 대신 오염이 적은 천연가스의 의존도가 늘어나고 있다[1].

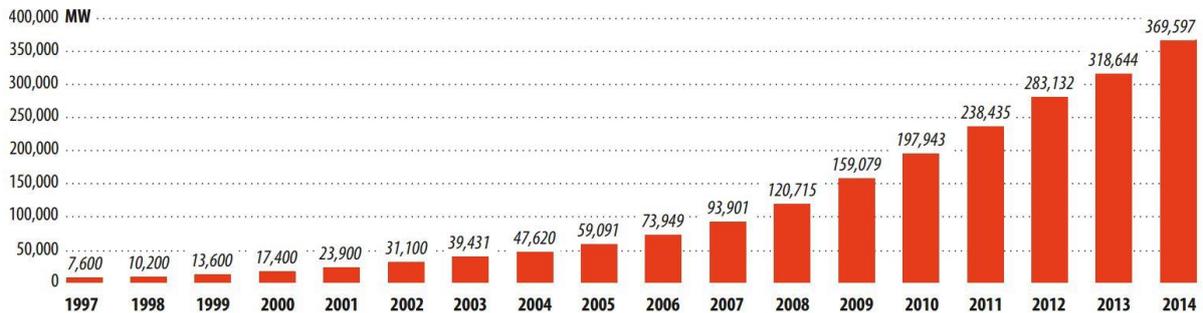


Figure 2-1 Global cumulative installed wind capacity 1997~2014 [GWEC]

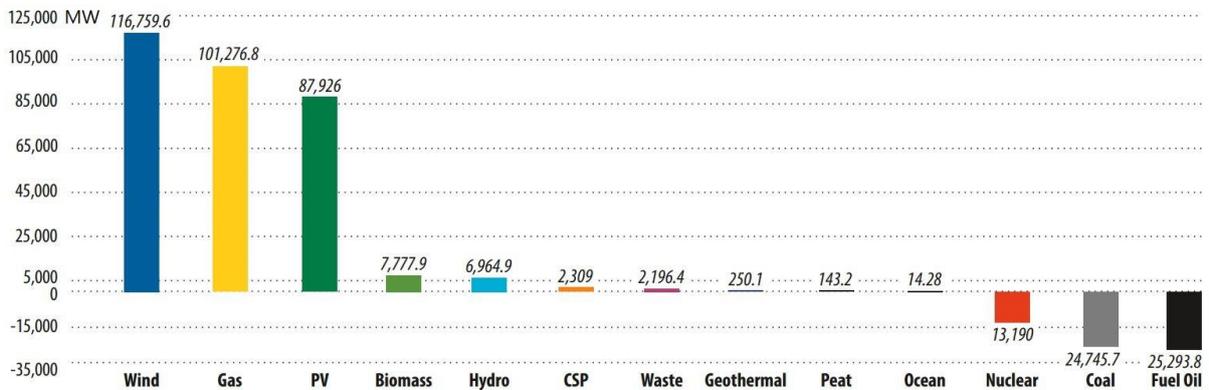


Figure 2-2 Net electricity generating installations in the EU 2000~2014 [EWEA]

그 어느 나라보다 풍력발전사업에 대규모 투자를 하는 나라는 중국이다. 2014 년 기준으로 아직 풍력발전 비중이 전체의 2.78%밖에 안되지만, 7 년이라는 짧은 시간 안에 단일 국가로서는 최대규모의 풍력 발전용량을 달성하였고 중앙정부의 주도 하에 2020 년 까지 이를 두배로 늘린다는 계획을 추진하고 있다[2].

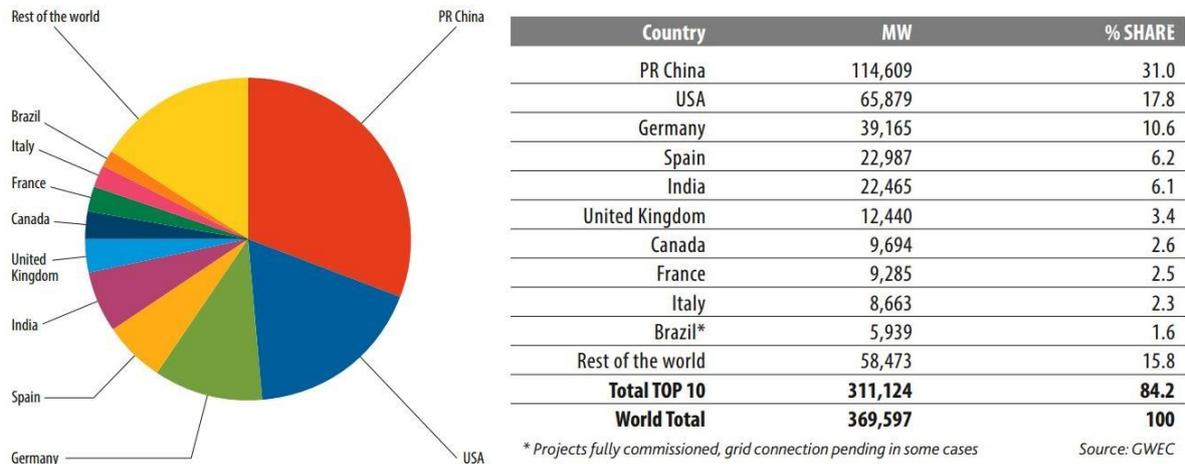


Figure 2-3 Top 10 countries with wind power cumulative capacity [GWEC]

미국은 중서부 광활한 고원지대를 중심으로 2001 년부터 꾸준히 연구를 통한 기술 축적을 진행하고 있다. 미 의회는 풍력발전단지를 지속적으로 증설하여 2020 년에는 전체의 10%까지, 2030 년에는 전체의 20%까지 담당할 수 있도록 연구기금을 편성하였다. 미국 에너지부가 후원하는 국가신재생에너지연구소(National Renewable Energy Laboratory) 산하 National Wind Technology Center(NWTC)는 여러 우수 대학과 활발한 교류를 거치며 세계 풍력발전 기술을 선도해 나아가고 있다.

2015 년 현재, 셰일가스 혁명으로 촉발된 장기적인 저유가 환경 속에서도 중국의 지속적인 대규모 투자와 미국의 기술개발로 인하여 풍력발전 산업은 위축없이 지속적으로 팽창 중에 있다. 한편으로는 최근 5 년간 지속적인 기술개발을 통해 풍력발전단가를 58%나 줄였지만, 아직도 세금보조정책 없이는 홀로 자립하지 못하는 분야이기 때문에 앞으로도 많은 기술혁신이 요구된다.

2.1.2 해상풍력발전기의 도입

풍력발전에는 여러 단점들 또한 존재하며 이들을 극복하여 더 좋은 효율과 출력을 얻어 발전단가를 떨어뜨리는 연구가 끊임없이 진행되어 왔다. 우선 풍력발전은 소음으로 인한 민원 때문에 주거지역 근처에 대규모로 건설될 수 없다. 고원처럼 탁 트였거나 계곡 같은 지역이 좋은 풍황을 가졌기 때문에 설치 지역이 한정될 수 밖에 없다.

풍력발전의 출력은 공기의 밀도 ρ 와 블레이드의 회전면적 A 에 비례하고 풍속 v 의 세제곱에 비례한다. 정확한 식은 다음과 같다.

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

풍력발전단가를 떨어뜨리기 위해서는 발전량을 증가시켜야 한다. 블레이드의 회전면적을 넓히기 위해 풍력 발전기의 대형화가 꾸준히 진행되어 왔고, 2015 년 현재 6MW 풍력발전기가 배치되고 10MW 용 풍력발전기가 연구되고 있는 상태이다.

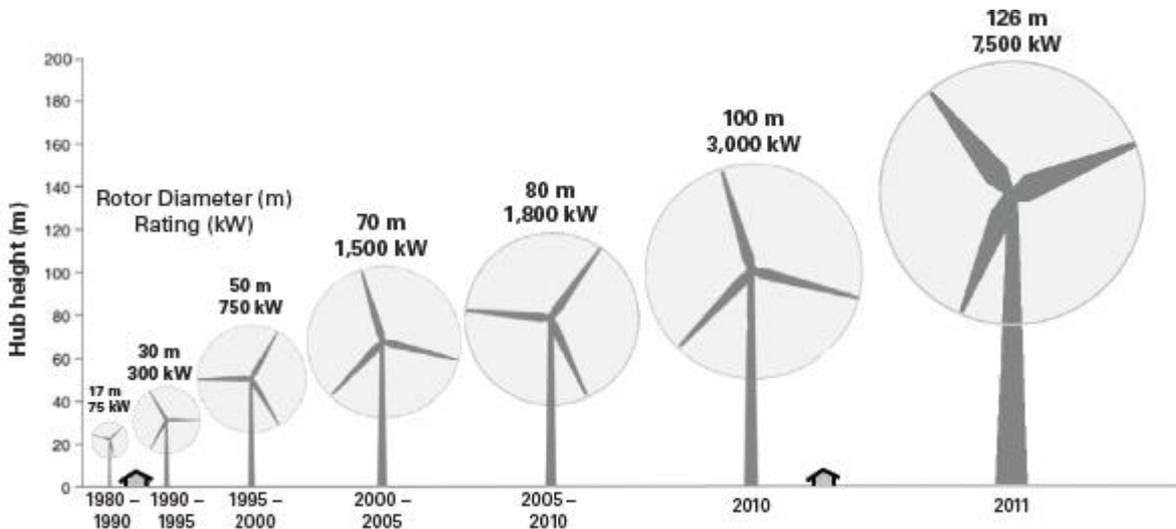


Figure 2-4 Rotor diameter and capacity [IEA]

효율을 증대시키는 다른 방법으로는 풍황이 좋은 설치장소를 선정하는 것이다. 풍력발전의 출력이 풍속의 세제곱에 비례하는 만큼 풍력발전에 있어서 풍황의 중요성은 절대적이다. 점착조건(no-slip condition)에 따라 풍속은 지상에서 0 에 가깝지만 고도가 높아질수록 지수적으로 증가하게 된다. 따라서 풍력발전기의 타워 높이가 높을수록 더 강한 풍속을 얻을 수 있다.

한정된 설치 장소와 좋은 풍황에 대한 수요는 해상풍력발전기라는 새로운 아이디어를 발달시켰다. Wind speed profile 은 지면의 표면 거칠기에 따라 큰 영향을 받는데, 표면거칠기가 매우 낮은 해상의 경우 똑같은 환경 조건에서 도심이나 산골보다 더 좋은 풍황을 보이기 때문이다. 똑같은 환경조건에서 해상풍속은 육상풍속보다 평균 10% 더 빠르며, 이는 약 33%의 출력 증가를 보인다.

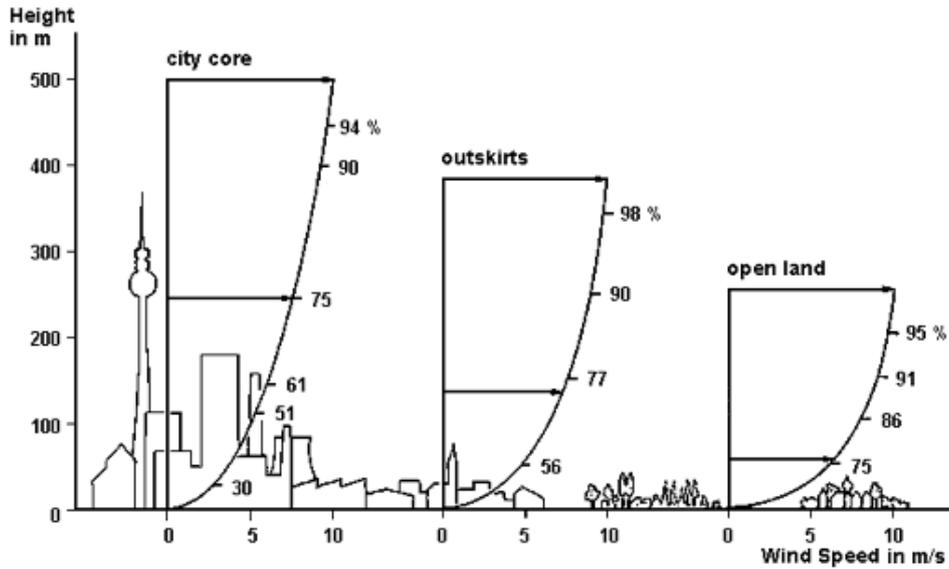


Figure 2-5 Wind speed vertical profile in various area[IEA]

GLOBAL CUMULATIVE OFFSHORE WIND CAPACITY IN 2014

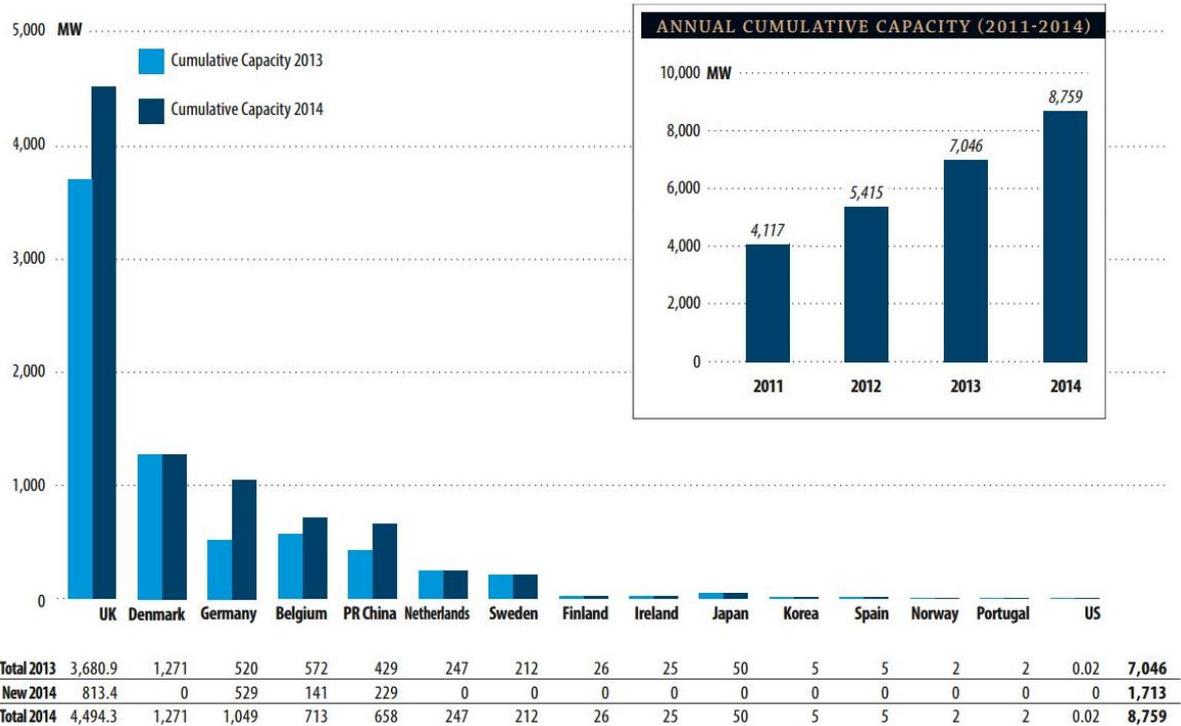


Figure 2-6 Global cumulative offshore wind turbine capacity [GWEC]

해상풍력발전은 1991년 최초의 해상풍력발전기가 설치된 이후로 꾸준한 연구가 진행되어 왔다. 해상풍력발전은 육상풍력발전보다 더 많은 환경하중에 노출되어 있으며 이에 따른 더 견고한 설계가 필요하다. 비록 해상풍력발전의 전력생산비용은 지상풍력발전보다 높지만, 영국을 필두로 북해에 대규모 해상풍력발전단지가 형성되고 있다. 앞으로 풍력발전의 고질적인 문제인 경제성 있는 부지 문제 해결을 위해 앞으로도 지속적인 발전이 기대되고 있다.

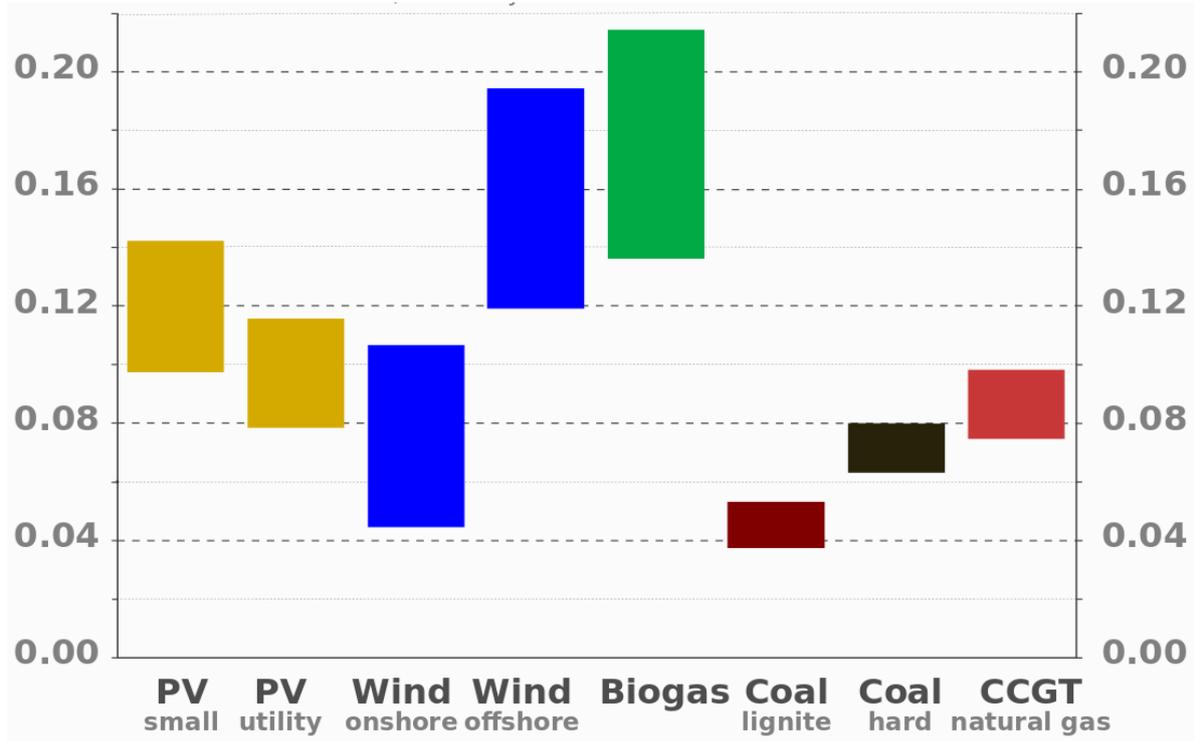


Figure 2-7 Levelized Cost of Energy in €/kWh [NREL]

2.1.3 부유식 풍력발전기의 도입

대부분의 해상풍력발전기는 해저 지반 위에 건설하는 지반 지지식 플랫폼이다. 이러한 플랫폼은 수심이 깊어질수록 내진설계를 고려한 건설비용이 기하급수적으로 증가하기 때문에 대부분 수심이 얇은 지역에 건설된다. 한편으로 풍력발전기의 블레이드를 거쳐간 바람은 난류를 포함하고 있기 때문에 대규모 풍력발전단지를 건설할 때, 풍력발전기마다 1km 씩 거리를 두어 건설할 것이 요구된다. 따라서 해상풍력발전단지를 건설함에 있어 수심이 얇고 단단한 지반을 넓은 부지를 필요로 하게 된다.

이러한 건설 부지 조건을 극복하기 위하여 지반 위에 건설하는 플랫폼이 아닌 풍력발전기를 바다에 띄워놓자는 부유식 해상풍력발전기가 제안되기 시작했다. 부유식 플랫폼을 사용할 경우 지반과 직접 맞닿지 않아 내진설계가 필요 없을 뿐 더러, 지반 지지식 플랫폼보다 더 깊은 심해 지역까지 진출 할 수 있기 때문에 더 작은 파고와 높은 풍속이라는 두 마리 토끼를 모두 잡을 수 있는 장점이 있다. 그러나 정비가 어려운 해상 환경에서 부유식 플랫폼이 오랜 기간 동안 거친 환경에서 복원력을 잃지 않고 버텨내야 한다는 문제점 또한 존재한다.

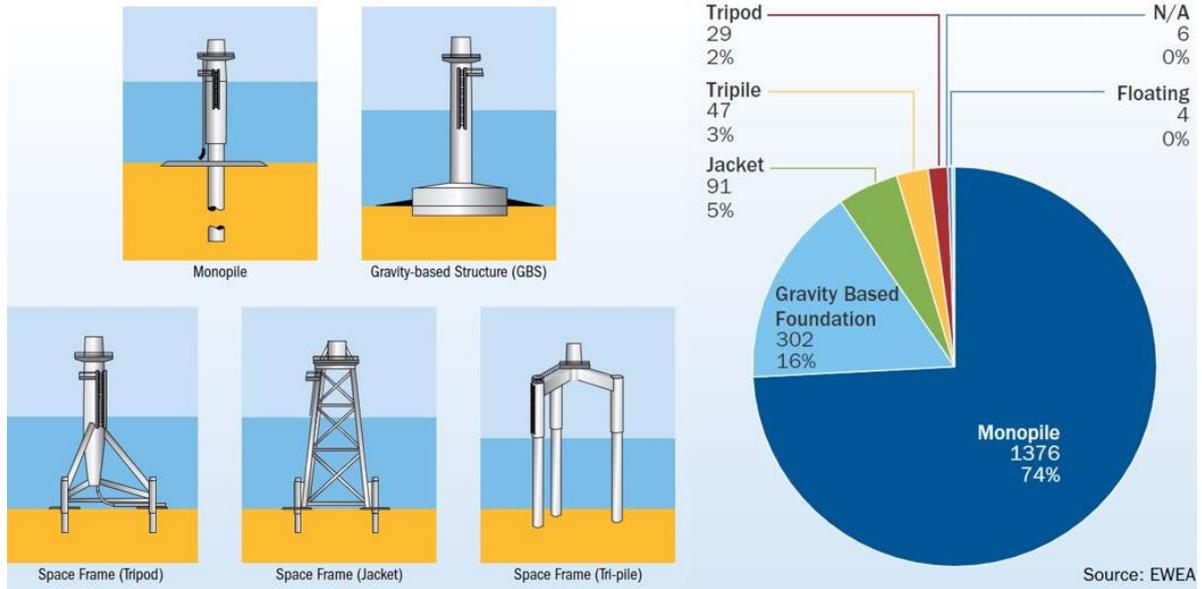


Figure 2-8 Land-based offshore wind turbine platforms [EWEA]



Figure 2-9 Sheringham Shoal Offshore Wind Farm [Statoil]

2.2 부유식 플랫폼 종류

부유식 하부 플랫폼은 무게중심이 높은 풍력 타워를 지지하며 충분한 복원력을 생성해 내어야 한다. 복원력을 생성하는 매카니즘에 따라 하부구조물을 크게 폰툰형(Pontoon), 주상형(Spar), 인장 계류형(Tension Leg Platform)의 세가지로 분류할 수 있다. 폰툰형은 대형 구조물을 지지할 수 있지만, 복원력 소실각을 넘어서면 전복될 수 있다는 문제점이 있다. 주상형은 항상 양의 복원력을 얻을 수 있지만, ballast tank 를 사용하기 때문에 시스템이 대형화되고 설치 수심이 깊어야 한다는 단점이 존재한다. 마지막으로 TLP 는 안정하고 경량화된 시스템을 구축 할 수 있지만, 설치수심이 깊어질수록 계류 시스템 비용이 증가한다는 문제점을 가지고 있다. 따라서 부유식 하부구조물은 설치 장소의 환경 조건에 따라 최적화된 방식으로 제작되어야 한다.

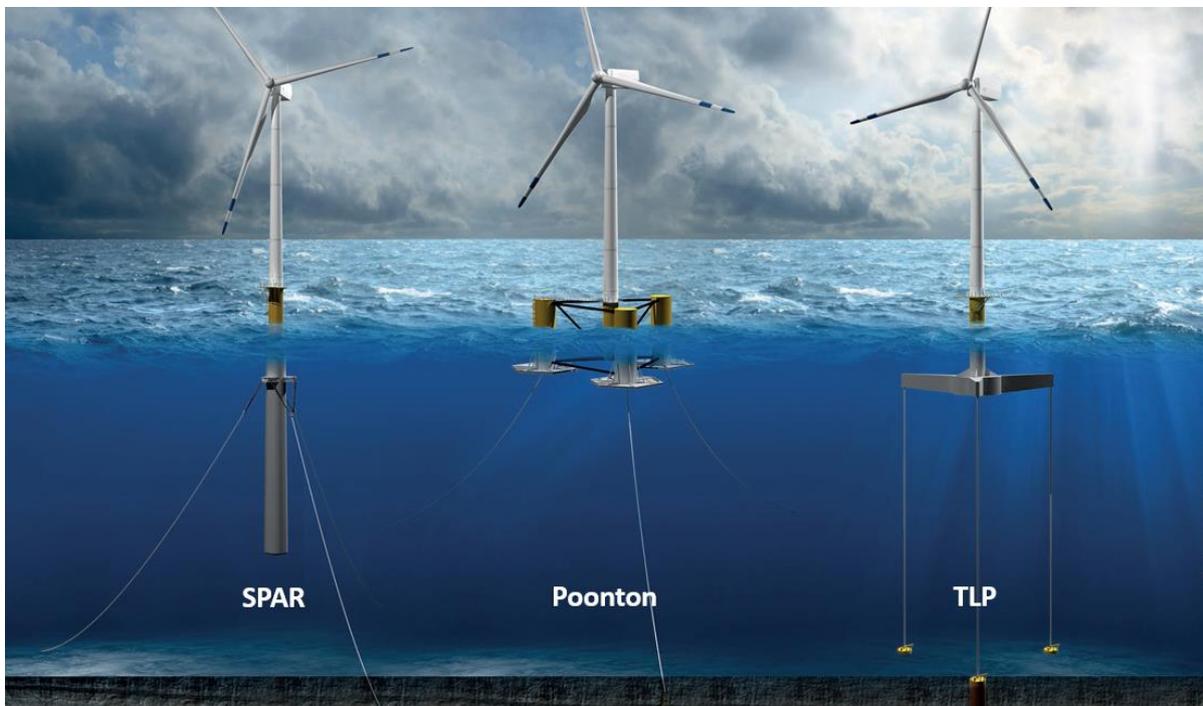


Figure 2-10 Floating wind turbine platform concepts [EWEA]

Spar type 플랫폼은 무게중심을 부력중심보다 아래로 낮춤으로써 오뎅이처럼 모든 Heel angle 에 대해 양의 복원력을 확보한 모델을 지칭한다. 무게중심을 낮추기 위하여 무거운 밸러스트 탱크를 사용해야 하기 때문에 전체 무게가 현저히 증가한다는 단점이 있다. 또한 무게에 맞는 부력 또한 확보 되어야 하기 때문에 잠긴 부분이 대형화된다. Spar type 플랫폼은 밸러스트 탱크를 최대한 아래로 배치해야 효과적이기 때문에 시스템이 바다 깊숙하게 설계되어야 한다. 또한 부력중심의 변화를 최소화 하기 위해 수선 면적을 최소화된다. 이를 종합하면 Spar type 모델은 막대한 길쭉한 모양을 띄게 되고, 바다 깊이 뺏어야 하기 때문에 수심이 얕은 지역에 설치가 불가능하다는 단점을 가지게 된다.

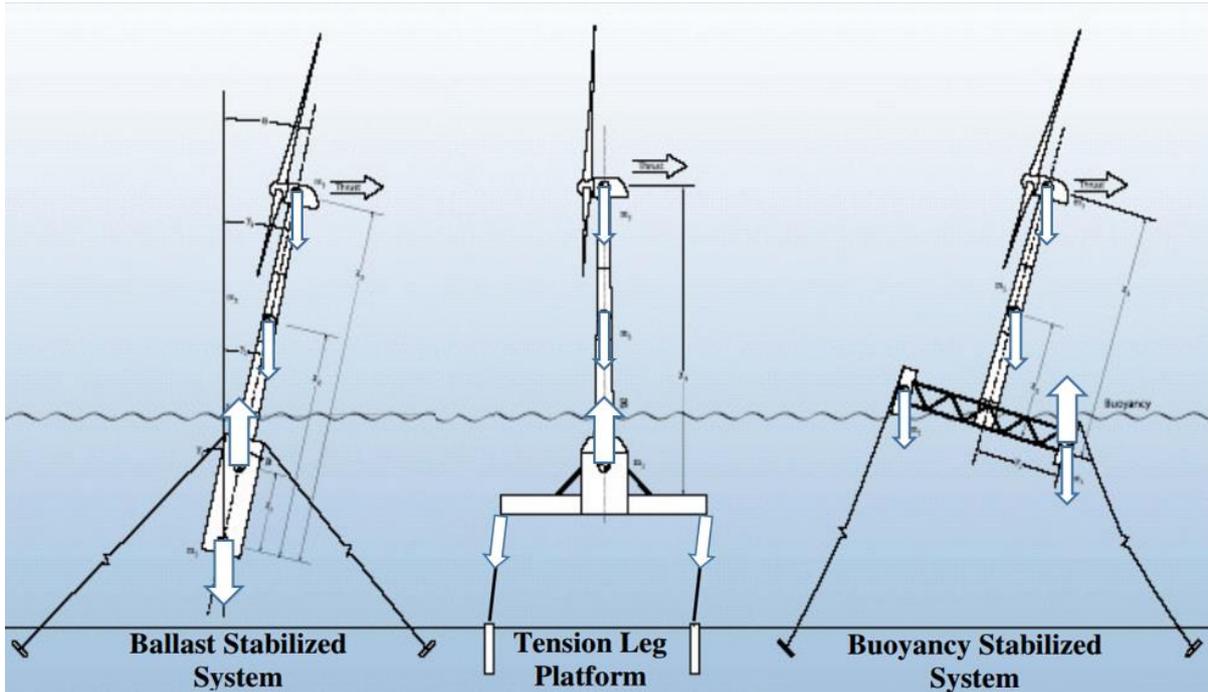


Figure 2-11 Restoring force mechanisms of floating wind turbine platforms

Pontoon type 플랫폼은 선박의 복원 원리처럼 Heel angle 에 따른 부력 중심 변화를 이용한 모델을 지칭한다. 일반적으로 이 플랫폼은 부력중심의 변화를 최대화 하기 위해 수선 면적을 최대화 하기 때문에 전체적으로 넓고 얇은 모양을 가지게 된다. 이러한 모양은 파도의 영향을 많이 받게 되지만, Spar type 에 비하여 시스템 전체 무게를 상당히 줄일 수 있고 시스템 수심이 얇아 유지보수가 용이하다는 장점이 있다.

	<i>TLP</i>	<i>Spar</i>	<i>Pontoon</i>
복원력 생성방식	계류선	밸러스트	복원력
중량	가벼움	무거움	무거움
파도영향	적음	적음	많음
운동특성	우수	보통	나쁨
유지보수	보통	보통	우수
설치비용	높음	보통	낮음

Table 2-1 Comparison of various types of floating platform

2.3 연구 동향

부유식풍력발전기 연구를 주도해 나가는 국가로는 크게 미국과 노르웨이, 덴마크, 영국, 일본이 있다. 상기 국가들은 대부분 부유식 석유 시추 장비를 생산하며 부유식 플랫폼과 관련된 기술을 축적한 나라라는 공통점이 존재한다. 반면, 한국은 아직까지 풍력발전에 관한 활발한 투자 및 연구가 부족한 실정이다[2].

2.3.1 해외 연구 기관 현황

가장 활발한 연구를 펼치고 있는 곳은 미국 에너지부가 후원하는 National Renewable Energy Laboratory(NREL) 산하 National Wind Technology Center(NWTC)이다. NREL에서는 미국의 여러 우수 대학과 활발한 교류를 거치며 기술교류를 선도해 나아가고 있으며, 특히 MIT 와 Colorado University 와 활발한 교류를 벌이고 있다. 부유식 플랫폼에 관련된 초반부의 연구가 이곳에서 진행되었다.

노르웨이에서는 Norwegian Research Centre for Offshore Wind Technology(NOWITECH)의 주도하에 Norwegian University of Science and Technology(NTNU)와 학연 교류를 맺고 있다. 이곳들뿐만 아니라 The Centre for Ships and Ocean Structures(CeSOS)와 Norwegian Marine Technology Research Institute(MARINTECH)는 다양한 부유식 플랫폼에 대한 수조실험을 진행하고 있다.

덴마크는 Risø DTU National Laboratory for Sustainable Energy 를 중심으로 깊고 다양한 연구를 진행해 왔으며, 2010 년부터 2014 년까지 부유식 풍력발전 실증사업인 DeepWind project 를 수행한 것으로 유명하다.

부유식풍력발전기 관련 기술들은 대부분 International Energy Agency(IEA)에 보고되어 새로운 규정들을 제정하는데 활용된다. 관련 최신 연구 동향들은 보통 European Wind Energy Association(EWEA)의 annual wind conference 나 International conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering(OMAE)에서 활발하게 교류되고 있다.

2.3.2 부유식 풍력 발전기 건설 현황

노르웨이의 statoil 社가 진행하는 Hywind project 의 프로토타입이 2009 년 여름부터 2 년간 설치 및 가동 테스트를 진행하였고 현재 대형화 사업이 진행중이다. Hywind 는 caternary 계류방식을 이용한 Spar type 플랫폼이다. 노르웨이의 다른 프로젝트로는 SWAY project 가 있는데, spar type 플랫폼을 사용한 방식이지만, 전통적으로 사용되는 caternary 계류방식이 아닌 single taut tether 를 사용한 플랫폼이다. SWAY 는 2014 년 심한 폭풍을 견디지 못하고 한차례 계류실패가 보고되었다.

미국 에너지부의 후원을 받는 Principle Power 社가 진행하는 WindFlaot project 는 3MW turbine 을 지지하는 caternary 계류방식의 barge type 플랫폼이다. WindFloat 는 별다른 사고 없이 3 년간의 실증운행을 마쳤으며 5MW 플랫폼으로의 대형화 사업이 진행중이다.

네덜란드의 Blue H project 는 gravity anchor 를 사용한 TLP type 의 플랫폼이다. 이 플랫폼은 현존하는 부유식 플랫폼 중에서 가장 크고 무거운 5MW wind turbine 을 지지하고 있다.

독일의 GICON 社는 6 년에 걸친 개발과정 끝에 2014 년 2MW 규모의 TLP type 플랫폼을 건설하여 실증 단계에 접어들었다. 이어 오는 2016 년 초 6MW 규모의 TLP type 플랫폼을 완공하여 실증에 들어갈 예정이다.

2.3.3 컴퓨터 시뮬레이션 코드 개발 현황

실증 이전에 부유식풍력발전기를 시뮬레이트 하기 위한 코드개발이 이루어져 왔다. NREL 의 Jason Jonkman 박사는 FAST(Fatigue, Aerodynamics, Structures, and Turbulence)라는 해석 프로그램을 개발하여 공개하였다. 이를 개발하기 위해 공력계산을 수행하는 AeroDyn 모듈과 유체-구조 상호작용을 담당하는 HydroDyn 모듈을 결합하였고, 구조해석을 위하여 BEM method 를 사용하였다. 파랑하중 산출을 위하여 Airy wave model 을 사용하였고, MIT 에서 개발된 유체 포텐셜 계산 프로그램인 WAMIT(Wave Analysis at MIT)의 결과값을 사용하는 형태이다.

Dr. Jonkman 이 FAST 를 개량하는 동안, 이 FAST 에 다른 프로그램을 결합하려는 시도가 지속되었다. Texas A&M university 에서는 FAST 에 동적 해석 프로그램인 Charm3D 를 결합하였고, MSC software 社에서는 ADAMS(Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems)를 결합하기도 하였다.

FAST 의 선형화 계산을 보완하고자 MARINTECH 에서는 자체 개발한 SI-MO(Simulation of Marine Operations)와 비선형구조해석 코드인 RIFLEX 를 결합하여 보기도 하였고, Risø DTU Laboratory 는 이 SI-MO/RIFLEX 에 공탄력 해석 프로그램인 HAWC2 를 결합하여 SI-MO/RIFLEX/HAWC2 를 제작하기도 하였다.

또다른 시뮬레이션 프로그램으로는 영국의 Garrad Hassan 이 개발한 GH Bladed 프로그램이 있으며, 이는 Germanischer Lloyd(GL) 에서 평가 및 인증에 사용되고 있다.

제 3 장 설계 지침 및 환경 하중

3.1 설계 지침

공학자들은 여러 경험적인 데이터를 모아 하나의 지침을 만들어 낸다. 이러한 지침은 새로운 설계를 함에 있어서 하나의 지침이 되어준다. International Electrotechnical Commission 에서 제정한 풍력발전기에 관한 주요한 설계 지침은 다음과 같다.

IEC 61400-1 : Wind Turbines -Part I : Design Requirements

IEC 61400-2 : Wind Turbines - Part II : Small Wind Turbines

IEC 61400-3 : Wind Turbines - Part III : Design Requirements for Offshore Wind Turbines

Det Norske Veritas 에서 제정된 설계지침 중 부유식 풍력 발전기와 큰 연관이 있는 사항은 다음 세가지이다.

DNV-RP-C205 : Environmental Conditions and Environmental Loads

DNV-OS-J101 : Design of Offshore Wind Turbine Structures

DNV-OS-J103 : Design of Floating Wind Turbine Structures

본 연구에서는 위 지침들 뿐만 아니라 다음 지침과 ISO 규격을 사용하였다.

ISO 2394 : General principles on reliability for structures

ISO 10325 : Fibre ropes -- High modulus polyethylene -- 8-strand braided ropes, 12-strand braided ropes and covered ropes

風力發電設備支持物構造設計指針・同解説 : 풍력발전설비지구조물 설계지침 동해설

American Institute of Steel Construction - Steel Construction Manual: Basic principles to handle steel structures

3.2 설치 장소

제주도 월정리에는 에너지기술연구원이 위치하고, 그 앞바다에는 에너지기술연구원이 실증용으로 건설한 풍력발전기가 다수 존재할 뿐만 아니라 해상용 풍력발전기 또한 가동중이기 때문에 해저에 전력 grid 가 존재한다. 전문적인 관리 인력의 상주과 풍부한 풍황, grid system 의 존재 때문에 제주 월정리 앞바다는 부유식 해상 풍력단지가 형성된다면 실증단지가 될 가능성이 매우 높다. 따라서 본 연구에서는 제주도 월정리로부터 10km 떨어진 지역을 풍력발전기의 설치 장소로 가정하였다. 제주도 월정리 앞바다의 환경조건은 한국해양연구원의 자료를 사용하였다[3].



Figure 3-1 Assumed installation site

Water Depth	150m
Annual 10min average wind speed at 80m	7.6m/s
Annual 1hour average wind speed at 80m	7.226m/s
Wind shear component	0.112
Significant wave height at normal condition	1.11m
Peak period at normal condition	5.57s
Significant wave height at extreme condition	7.86m
Peak period at extreme condition	14.8s

Table 3-1 Installation site environment condition

3.3 설계 절차

해상 풍력발전기는 다양한 해상 하중을 받기 때문에 안전성 검증을 위하여 설계지침에 따라 하중 분석을 하게 된다. 풍력 터빈과 해상용 풍력발전기에 관한 설계지침이 명기된 IEC 61400-1 과 IEC 61400-3 가 가장 널리 알려진 대표적인 설계지침이다. 그러나 이 지침들은 고정식 해상 풍력발전기에 관한 지침일 뿐, 아직까지 IEC 관련 지침에서는 부유식 해상 풍력발전기의 설계에 관한 명확한 지침은 존재하지 않는다. DNV-OS-J103 이 부유식 해상풍력 플랫폼 설계에 관련된 safety factor 를 제공하기 때문에 본 연구에서는 DNV-OS-J103 를 중심으로 설계를 진행해 보았다.

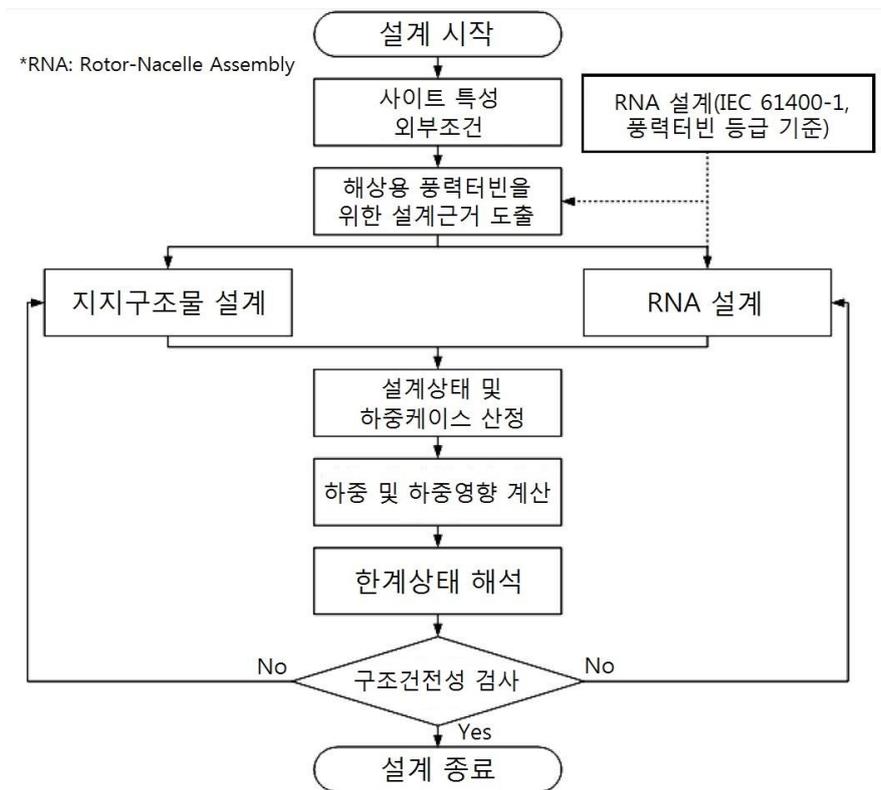


Figure 3-2 Design process of floating platform

제시된 설계 절차에 의하면 상부구조물을 디자인 한 후 그에 알맞은 하부구조물을 설계하게 되어있다. 하부구조물을 설계함에 있어 최적의 상부 구조물 디자인 도출 또한 필요하다.

3.4 상부 구조물

본 연구의 목표는 안정적인 하부 플랫폼 개발이기 때문에 상부 구조물은 연구 범위에 포함되지 않는다. 본 연구에서 사용하는 상부 구조물은 NREL 에서 디자인한 5MW wind turbine 이다. NREL 5MW wind turbine 은 지반 지지방식 플랫폼에 사용되는 모델과[4] 부유식 플랫폼에 사용되는 모델[5]이 타워부분에서 차이가 존재하기 때문에 본 연구에서는 부유식 플랫폼에 사용되는 모델을 선택하였다.

Rating power		5MW
Cut-in, Rated, Cut-out wind speed		3m/s, 11.5m/s, 25m/s
Cut-in, Rated rotor speed		6.9rpm, 11.8rpm
Tower height		87.6m
Rotor diameter		126m
Mass	Rotor	110,000kg
	Nacelle	240,000kg
	Tower	347,460kg
Overall center of mass		(-0.2m, 0.0m, 64.0m)

Table 3-2 Property of NREL 5MW wind turbine[5]

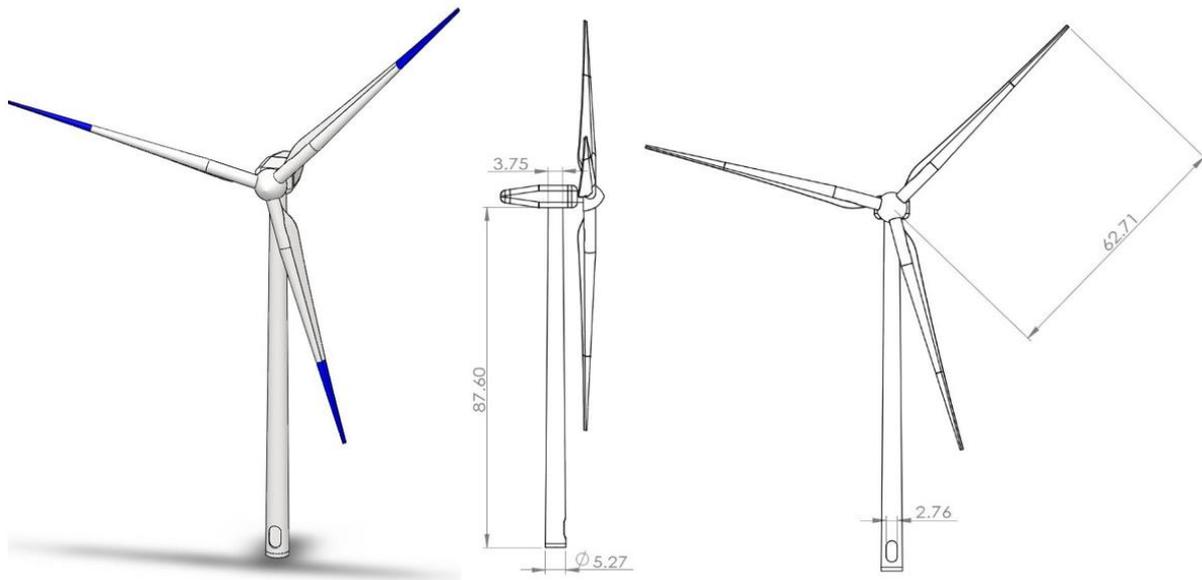


Figure 3-3 NREL 5MW wind turbine[5]

3.5 하부 구조물

현존하는 해상 하부 시스템 구조는 앞서 언급한 바와 같이 주상형, 인장계류형, 폰툰형으로 분류할 수 있다. 본 연구에서 가정한 설치 수심은 150m 정도에 불과하므로 환경에 알맞은 타입의 플랫폼 설치가 요구된다. Myhr[6]가 2014 년 당시 제시된 주요 해상풍력발전의 단가를 설치 수심에 따라 분석해 본 결과 수심 150m 에서는 TLP type 의 플랫폼이 가장 경쟁력 있는 것으로 나타났다. TLP type 의 플랫폼이 깊은 수심에서는 계류 시스템 때문에 경쟁력은 없지만, 비교적 천해 지역에서는 경제성도 뛰어날 뿐만 아니라 안전성 또한 뛰어나다는 것이 밝혀졌다. 따라서 이번 연구에서는 TLP type 의 새로운 플랫폼을 제안해 보았다.

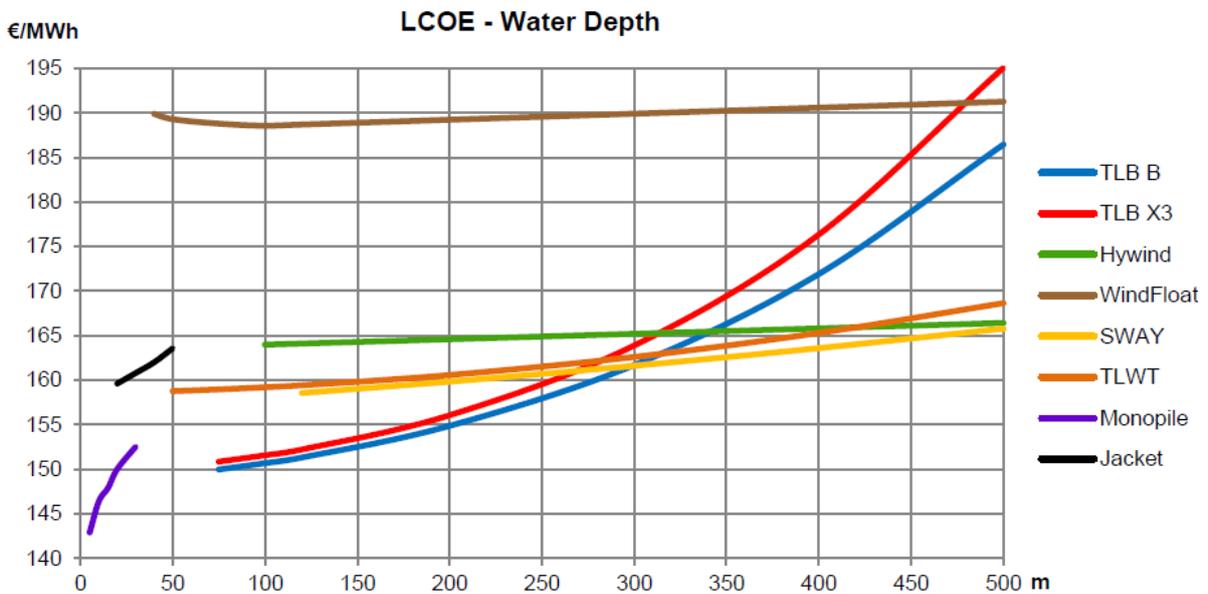


Figure 3-4 Levelized cost of energy respect to water depth[6]

TLP type 플랫폼은 추가 부력을 생성하며 안정적으로 계류장력을 견디며 구조적으로 안전해야 한다. 이러한 간단한 복원력 메커니즘에서는 시스템의 개선 여지가 없어보이나, 사실 몇가지 parameter 에 따른 동적 거동 변화가 존재한다. 가장 중요한 것은 water plane area 가 클수록 파랑하중이 커진다는 점이다. 해상풍력발전기에 작용하는 환경하중 중에서 보통 파랑하중이 가장 크다는 점에서 waterplane area 를 최소화 할 것이 요구된다.

환경 하중이 가해졌을 때, TLP type 플랫폼은 계류장력의 변화로 평형을 이루어 낸다. 동일한 환경하중이 가해졌을 때 Fairlead distance 가 클수록 계류선이 걸리는 장력의 변화가 줄어든다. 극한 환경조건에서 계류선에 걸리는 dynamic load 를 줄여 계류선의 피로파괴를 예방하기 위해서는 fairlead distance 를 최대한 늘리는 것이 요구된다. 그러나 fairlead distance 를 지나치게 늘리면 계류장력을 버티지 못하고 spoke 가 파손될 것이다. 그래서 몇몇 TLP type 플랫폼 에서는 support wire 를 장착하기도 하지만, 이는 yawing 에 대한 buckling 을 효과적으로 막지 못한다는 단점이 존재한다.

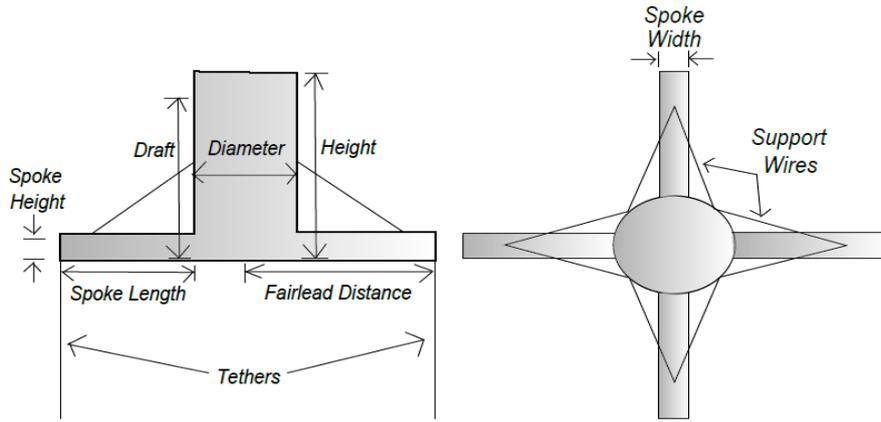


Figure 3-5 Typical structure of offshore wind TLP

본 연구에서는 바퀴 구조물을 사용하여 fairlead distance 를 늘리는 방법을 제시한다. 바퀴 구조물은 인장력을 이용하여 하중을 고루 분배함으로써 가벼우며 구조 변형 위험이 적은 대칭적인 구조를 가지고 있다. 이러한 바퀴 구조물을 하부구조물의 계류선 지지에 적용함으로써 fairlead distance 를 NREL TLP model 의 18m 보다 큰 35m 로 늘리면서도 가볍고 구조 변형이 적은 안정적인 플랫폼을 얻을 수 있다. 제안하는 wheel leg 를 적용한 새로운 플랫폼을 Tension Leg Wheel(TLW)라고 명명한다.

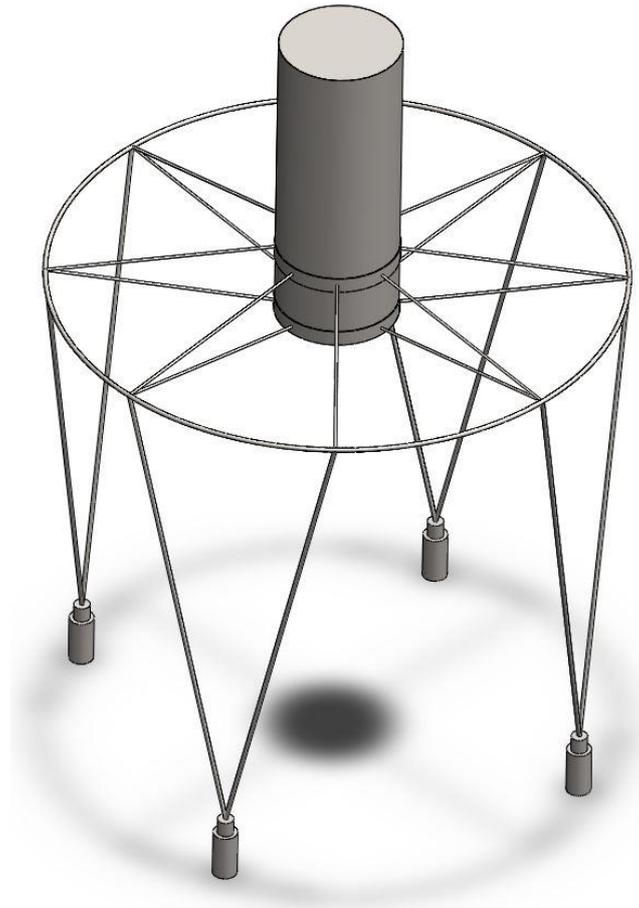


Figure 3-6 Initial Design of Tension Leg Wheel platform

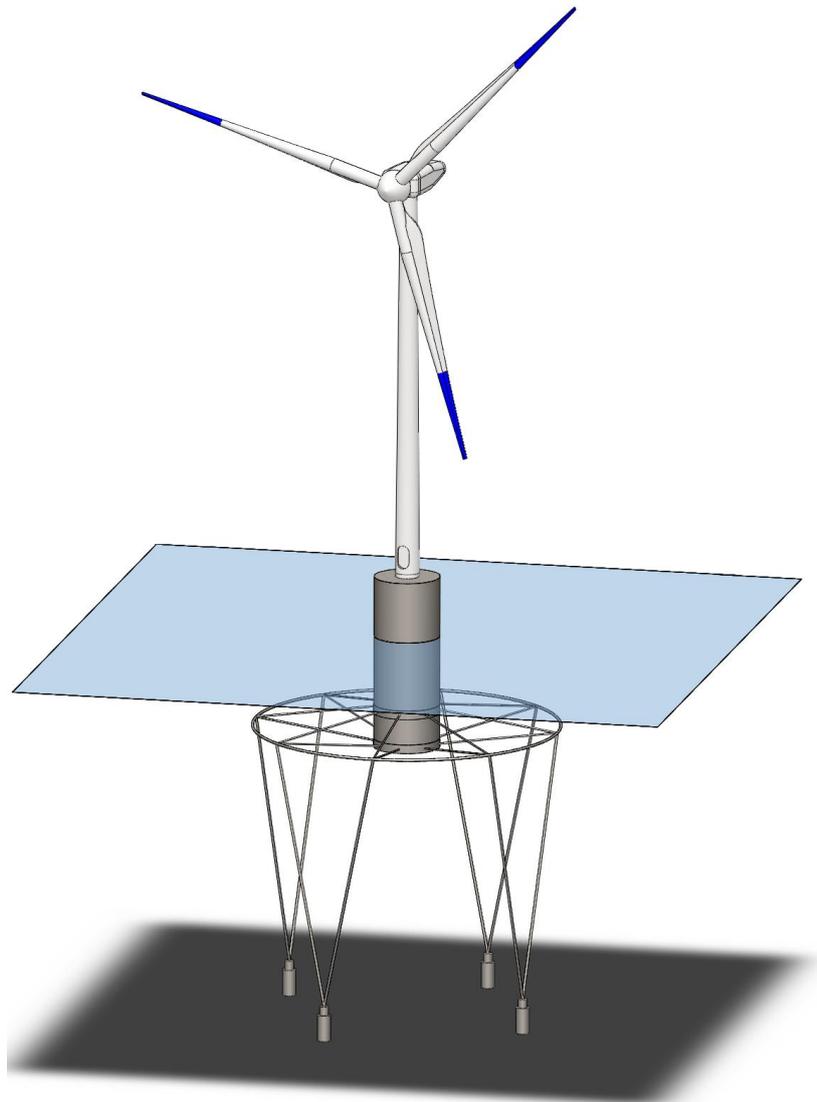


Figure 3-7 NREL 5MW wind turbine with initial design Tension Leg Wheel platform

TLP 는 복원력을 계류선에서 직접 얻기 때문에 계류선을 4 개 이하로 사용하면 하나의 단선만으로도 전체 시스템이 전복한다. 따라서 TLP 에서는 계류선의 개수를 충분히 많이 사용하여 단선으로부터 안전하도록 여유를 확보해야만 한다. 본 연구에서는 8 개의 계류선을 4 개의 anchor 에 엮갈려 배치함으로써 anchor 의 개수를 줄이면서도 단선에 안전한 계류 시스템을 고안해 초기 디자인으로 삼아 보았다. 또한 계류선이 서로 엮갈려 있기 때문에 TLP 의 고질적인 약점인 yaw, surge, 그리고 sway motion 을 어느 정도 억제할 수 있다는 효과를 기대해 보았다.

얼핏 보기에 본 하부구조물은 불안정해 보인다. 바퀴 구조물은 대칭선에 대해 수직방향 힘을 잘 견디도록 만들어졌지만 대칭선과 평행한 방향의 힘을 효과적으로 감당하지는 못하기 때문이다. 따라서 본 연구에서는 제안된 하부 구조물에 대한 구조해석을 수행하여 안전성을 분석해 보았고, 동적 해석을 통해 하부 구조물의 성능을 평가 해 보았다.

제 4 장 정적 해석

4.1 환경 하중

해상에서는 파도와 강한 바람 때문에 육상과는 다른 다양한 환경 하중이 존재하게 된다. 육상용 풍력발전기와 달리 해상용 풍력발전기에는 파도라는 강한 환경 하중이 작용한다. 부유식 풍력발전기를 디자인함에 있어 이러한 하중을 견뎌낼 뿐만 아니라 안정적인 복원력을 생성해야 할 필요 또한 있다.

IEC 61400-3 : Wind Turbines – Part III : Design Requirements for Offshore Wind Turbines 에 따르면 해상풍력발전기에 작용하는 환경하중으로 공기 흐름에 의한 공압, 적설에 의한 하중, 파랑에 의한 하중, 조수간만에 의한 부력변화, 조류로 인한 하중, 지진에 의한 하중, 빙하에 의한 충돌을 고려해야 한다고 명시하였다.

제주도라는 설치장소에서는 적설과 빙하와의 충돌은 무시 가능하다. 또한 IEC 61400-3 은 고정식 풍력발전기에 대한 지침이기 때문에 내진설계를 요구하였지만, 부유식 풍력발전기는 지상으로부터 떨어져 있기 때문에 내진설계가 필요하지 않다. 심해에 설치되는 부유식 풍력발전기 특성상 쓰나미에 의한 파고 또한 생략 가능하다.

4.1.1 풍하중

접착조건(No-slip condition)에 의해 해수면 근처에서 풍속은 거의 0 에 가깝다고 가정할 수 있다. 따라서 바람에 의한 풍하중은 수면에 노출된 부유식 플랫폼에 직접 작용하지 않고, 파랑을 생성하여 파랑하중이라는 간접적인 방식으로 구조물에 영향을 끼친다고 가정하였다. 따라서 풍하중은 상부 구조물인 타워와 블레이드에 작용한다고 가정할 수 있다. 회전하는 블레이드에 의해 발생하는 wave area 때문에 타워에 직접 작용하는 풍하중은 저감되겠지만, 본 분석에서는 보수적인 설계를 위하여 Morrison equation 을 사용하여 타워에 걸리는 풍하중을 산출하였다. IEC 61400-1 의 지침을 따라 현장조건을 고려하여 얻은 극치풍속모델에 따르면, 50 년 재현주기를 갖는 극치정상바람의 10 분 평균 풍속은 터빈 높이에서 54m/s 이다. 설치장소의 풍전단지수 0.112 를 사용하여 Figure 4-1 처럼 모든 높이에서의 풍속을 구한 후 Morrison equation 을 적용하여 전단력을 산출하였다.

$$V(z) = V_{Hub} (z / z_{Hub})^\alpha$$

$V(z)$: 높이 z 에서의 풍속

V_{Hub} : Hub 높이에서의 풍속

z_{Hub} : Hub 높이

α : 풍전단지수

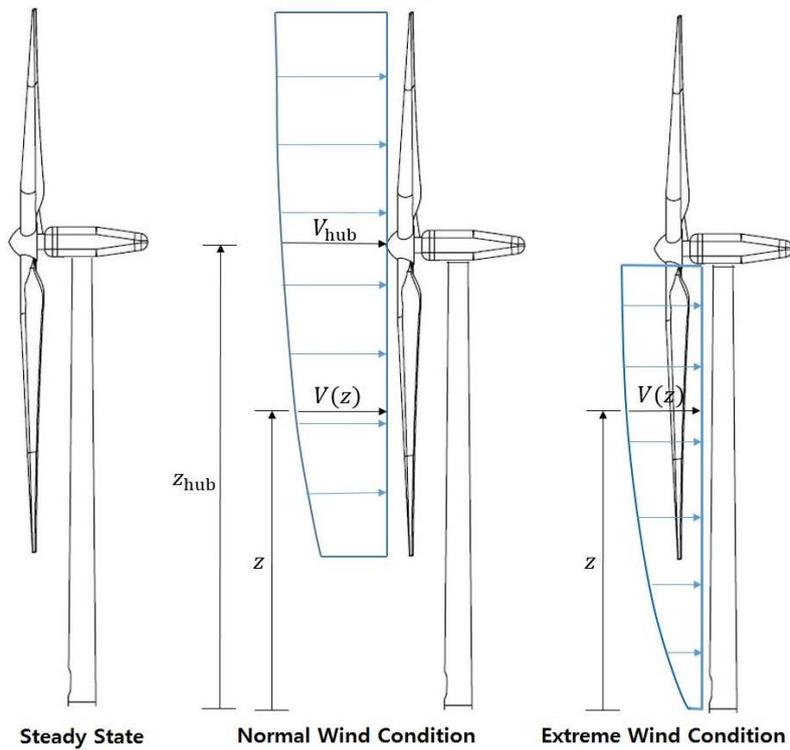


Figure 4-1 Load caused by wind on wind tower

블레이드의 회전에 의해 rotor 에 작용하는 풍하중은 복잡한 Aerodynamic 해석을 통해 얻어야 하는 결과이다. 그러나 간략한 초기 설계 단계에서 사용하기 위해 NREL 5MW wind turbine 에 걸리는 thrust 를 도출해 내는 방식이 존재한다.

NREL 5MW wind turbine 은 rated speed 인 11.4m/s 를 넘는 풍속 환경에서 pitch control 을 시행하여 rotor 에 걸리는 풍하중을 일정하게 유지하려 한다[4]. 이는 터빈의 과열을 방지하고 blade 구조물의 파손을 방지하도록 제어하는 것이다.

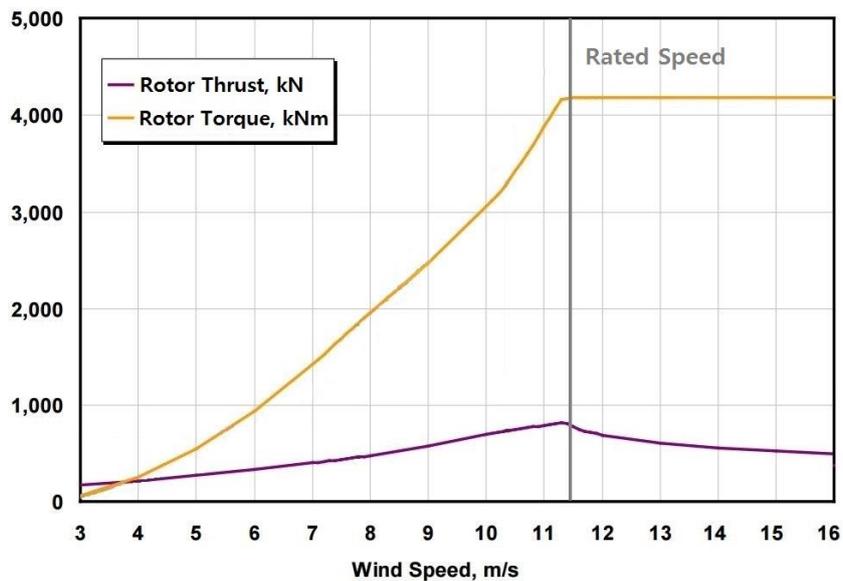


Figure 4-2 Steady state response of NREL 5MW wind turbine as a function of wind speed[4]

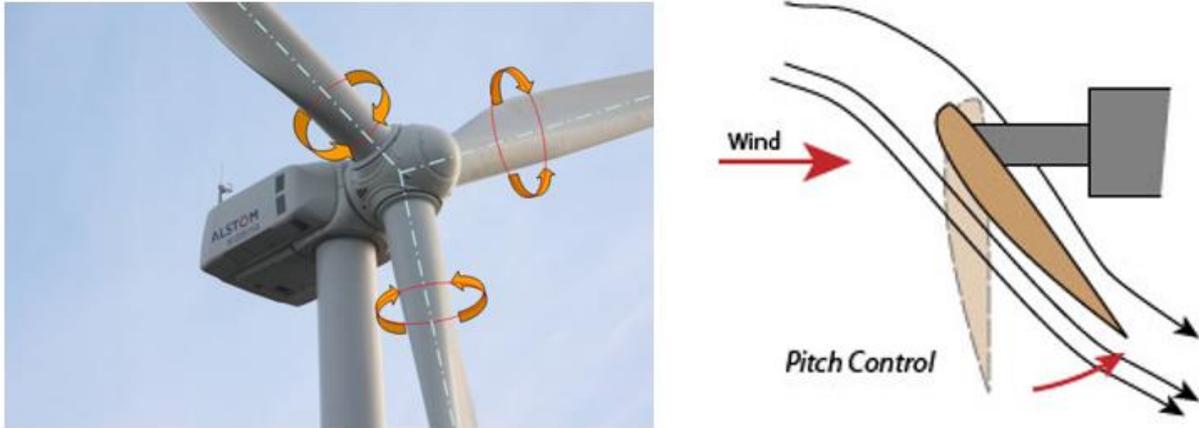


Figure 4-3 Pitch control of wind turbine

이에 따르면 pitch control 이 실패하지 않는 이상 풍하중은 최대 약 4100kN 밖에 되지 않는다는 사실을 알 수 있다.

풍속이 Cut-out speed 인 25m/s 를 넘어가면 pitch control 을 시행하여도 타워에 걸리는 풍하중을 일정하게 유지할 수 없기 때문에 pitch angle 을 최대한 틀고 rotor 의 회전을 강제로 정지시킨다. 이는 극한 환경조건에서 강한 풍하중에 의한 파손을 대비하여 회피모드에 들어가는 것이다. 이러한 극한 환경조건에서는 난류와 돌풍이 너무 강해 블레이드에 걸리는 풍하중을 구할 수 없을뿐더러, 풍하중 보다는 파랑하중이 dominant 해지기 때문에 의미를 잃어버리게 된다.

초기 설계에 따르면, 하부구조물에 최대로 많은 변형력이 걸리는 부분은 타워로부터 30m 아래 지점이다. 따라서 추후 진행할 하중 분석을 위하여 타워로부터 30m 아래 지점을 기준삼아 풍하중 휨 모멘트를 구해 보았다. 풍하중에 의한 전단력과 휨 모멘트는 wind turbine tower 최하단에서 최대가 되며 그 값은 다음과 같다.

	<i>Normal</i>	<i>Extreme</i>
Thrust[MN]	0.8	0.8377
Moment[MNm]	94.88	68.61

Table 4-1 Load on tower by wind

4.1.2 파랑하중

IEC 61400-3 에 따르면, 해상조건은 정상해상조건(Normal Wave Condition), 위험해상조건(Severe Wave Condition) 그리고 확률적으로 50 년의 재현주기를 갖는 극치해상조건(Extreme Wave Condition)으로 나뉜다. IEC 지침에 따르면 매우 보수적으로 설계를 할 때에는 위험해상조건과 극치해상조건을 같다고 가정할 수 있기 때문에, 본 연구에서는 정상해상조건과 위험해상조건에 대한 분석을 수행 하였다.

IEC 61400-3 지침에서는 주어진 풍속에 대한 파고의 기댓값을 얻어내는 방식으로 해상환경을 산출한다. 본 연구에서는 설치 장소에서의 관측된 해상환경 데이터를 사용하여 파랑하중을 해석하였다.

파랑은 수많은 개별 주파수 성분의 중첩으로 표현된다. 바람에 의해 생성된 해상상태를 표현하기 위해 Pierson-Moskowitz spectrum 이 가장 널리 사용된다. 그러나 이는 완전 발달된 해상해석에서만 적합하기 때문에, 극치 환경 해석에서는 JOHNSWAP spectrum 이 널리 사용된다. JOHNSWAP spectrum 은 피크값이 더 크고 범위가 더 좁은 스펙트럼을 설명하기 위해 Pierson-Moskowitz spectrum 의 총 에너지를 유지하며 모양을 약간 변형시킨 스펙트럼이다. 본 연구에서는 정상해상상태에서 Pierson-Moskowitz spectrum 을, 극치해상상태에서는 JOHNSWAP spectrum 을 사용하였다.

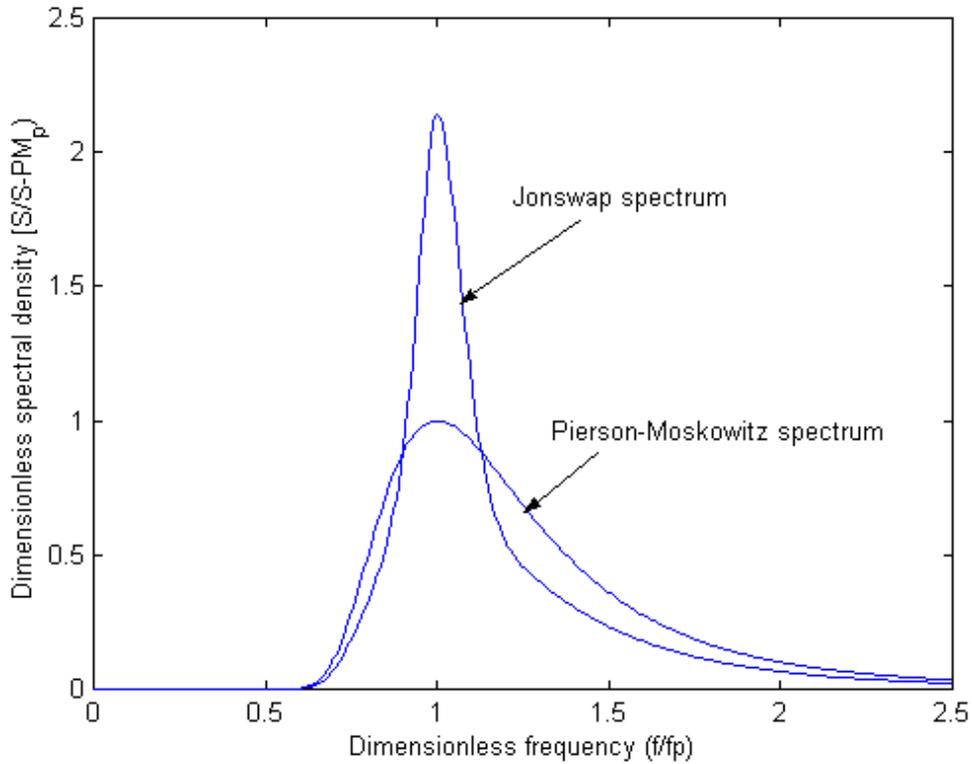


Figure 4-4 Two Wave spectrums with same significant wave height and peak period

$$S_{PM}(f) = 0.3125H_S^2 f_p^4 f^{-5} \exp\left(-1.25\left(\frac{f_p}{f}\right)^4\right)$$

$$S_{JS}(f) = C(\gamma)\gamma^\alpha S_{PM}(f)$$

S_{PM} : Pierson - Moskowitz spectrum

H_S : 유의파고

f_p : 피크 주파수(=1/ T_p)

S_{JS} : JOHNSWAP spectrum

γ : 피크 형상 파라미터

C : 노말라이징 인자

해양파를 묘사하는 방법으로 가장 널리 쓰이는 방법은 Airy 의 Linear wave theory 이다. 이는 해양파를 단순한 sine 파로 기술하는 방법으로, 낮은 파고의 파형을 기술하는데 적합하다. 그러나 극치조건에서는 파고가 커질수록 해양파의 마루가 뽀족하고 골이 넓어지는 현상을 재현할 수 없다. 따라서 본 연구에서는 보다 정확한 파형을 표현하기 위해서 Stokes 5th order wave theory 를 도입하며, 해당 식은 다음과 같다.

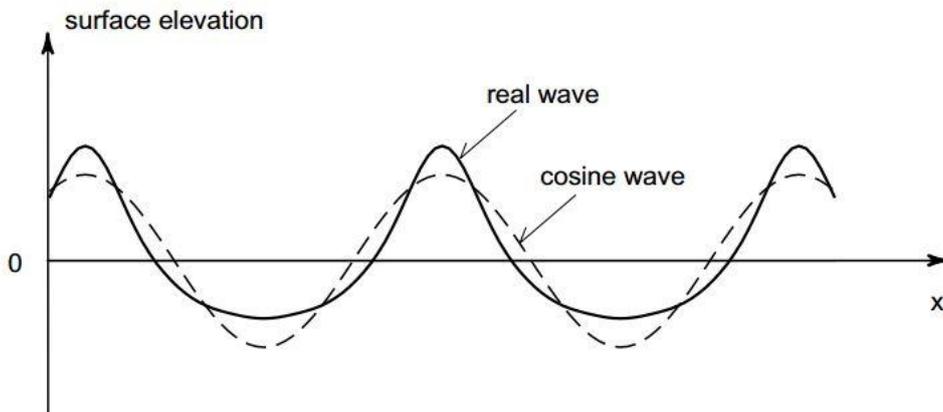


Figure 4-5 Difference between real wave and cosine wave

$$\varphi = -\frac{c}{k} \sum_{j=1}^5 D_j \cosh jk(z+h) \sin j\theta$$

$$C = L/T$$

$$\theta = \omega t - kx$$

$$D_1 = \lambda A_{11} + \lambda^3 A_{13} + \lambda^5 A_{15}$$

$$D_2 = \lambda^2 A_{22} + \lambda^4 A_{24}$$

$$D_3 = \lambda^3 A_{33} + \lambda^5 A_{35}$$

$$D_4 = \lambda^4 A_{44}$$

$$D_5 = \lambda^5 A_{55}$$

정상해상상태와 극치해상상태에 대한 파고변화를 시뮬레이트 하며, 해수면 물입자의 속도와 가속도가 최대가 될 때, 깊이에 따른 속도와 가속도 분포를 검출한다. 보수적인 설계를 위해 속도와 가속도가 동시에 최대가 된다고 가정하여 파랑하중을 산출하였다. DNV-RP-C205: Environmental Conditions and Environmental Loads 에 따르면 해양구조물은 3 시간동안 발생한 최고 파랑하중에 대한 대비를 갖춰야 하기 때문에 3 시간에 걸쳐 시뮬레이션을 진행한다.

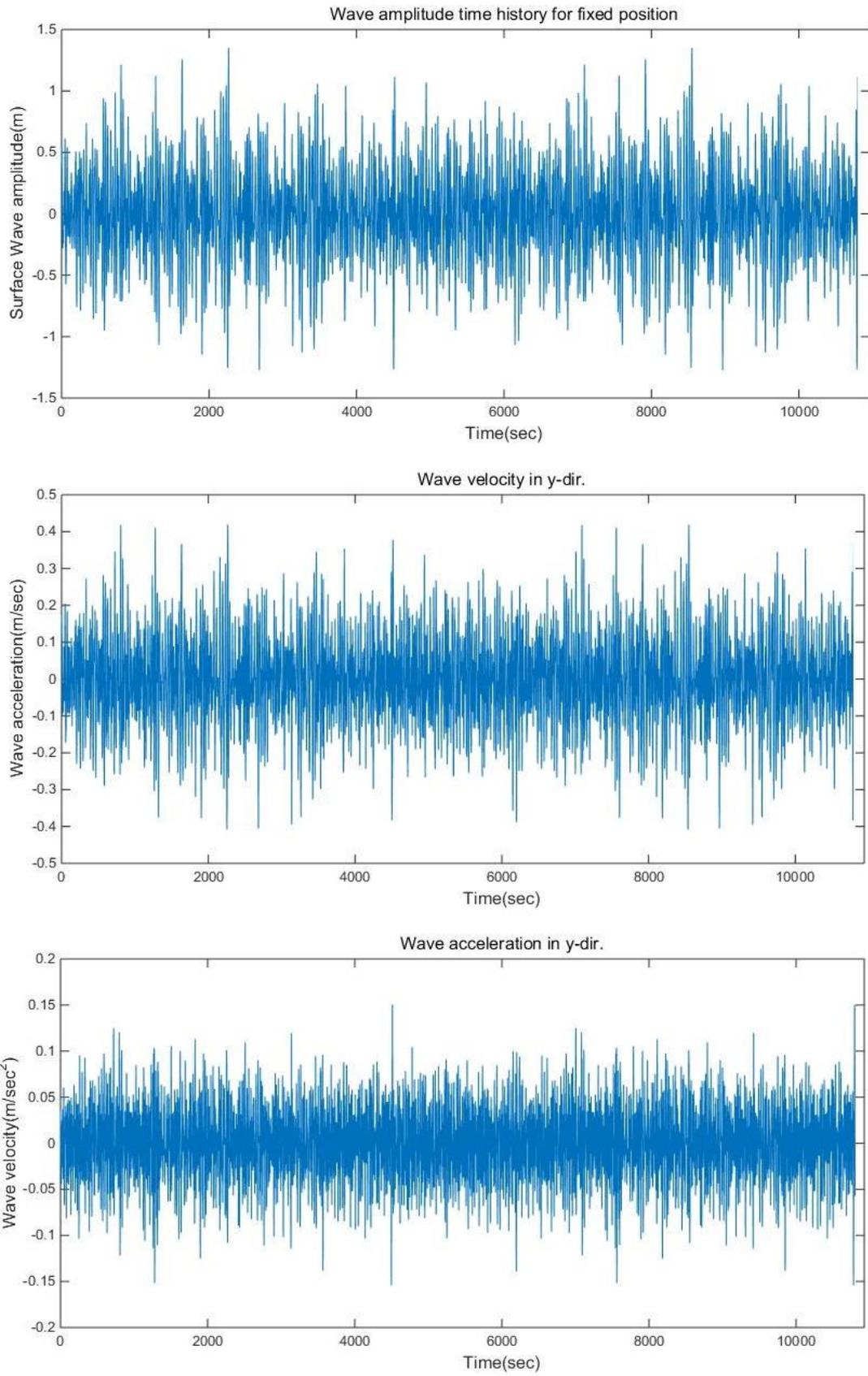


Figure 4-6 Wave simulation result for normal condition

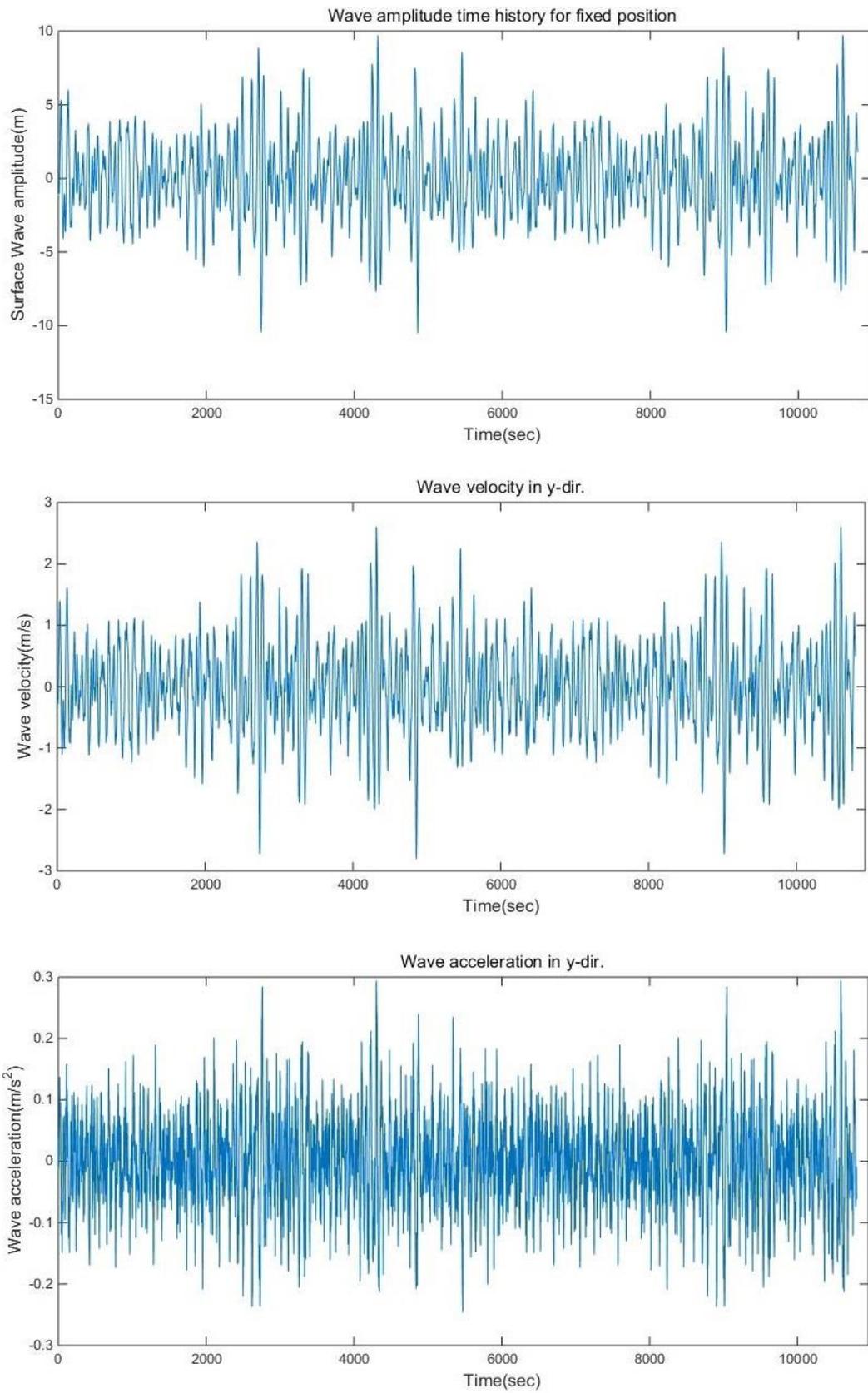


Figure 4-7 Wave simulation result for extreme condition

4.1.3 해류

해류는 조류에 의한 잠류와 바람에 의한 표면류로 구성된다. IEC 61400-3 에 따르면 해류는 다음과 같은 식으로 산출해 낸다. 또한 이 해류는 전향력 효과로 인하여 수심이 깊어질수록 북반구에서 오른쪽으로 진행방향이 꺾이는 현상을 보인다.

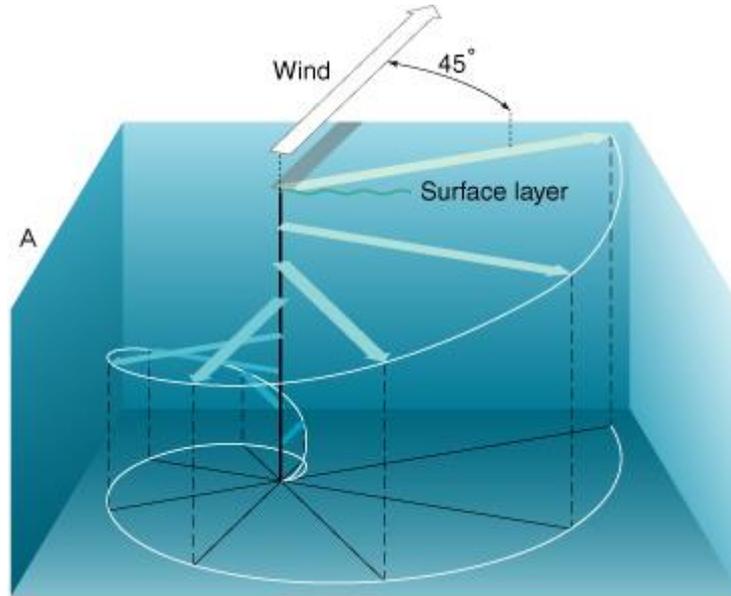


Figure 4-8 Ekman transport

$$u_{current}(z) = u_{tide} + u_{wind}$$

$$u_{tide} = u_{tide0}(1 + z/h)^{0.7}, \quad z \leq 0$$

$$u_{wind} = u_{wind0}(1 + z/h_0), \quad -h_0 \leq z \leq 0$$

u_{tide0} : 수면에서의 잠류

u_{wind0} : 수면에서의 표면류(= $0.01V_0$)

보수적인 설계를 위하여 잠류와 표면류가 파랑의 방향과 일치한다고 가정하고 해류에 의한 속도와 파랑에 의한 속도를 선형으로 더하였다. 이로써 조류효과가 고려된 파랑의 최고유속과 최고유가속도를 얻을 수 있었다.

		<i>Normal Condition</i>	<i>Extreme Condition</i>
γ		1.0	3.6
$u_{wave,max} [m/s]$		0.4146	2.0399
Current	$u_{tide,max} [m/s]$	0.8502	0.2555
	$u_{wind,max} [m/s]$	0.0588	1.3804
$u_{total,max} [m/s]$		1.3237	3.867
$\dot{u}_{wave,max} [m/s]$		0.131	0.2955

Table 4-2 Wave speed and acceleration on surface

파랑하중의 산정방법은 구조물의 형식과 파력에 대해 다음과 같은 4 가지의 방법으로 나뉘볼 수 있다. 방파제처럼 연속된 벽체에 작용하는 파력을 산출하기 위한 Goda equation, 말뚝처럼 가늘고 긴 부재에 작용하는 파력을 산출하기 위한 Morrison equation, 교각처럼 고립된 벽체에 작용하는 파력을 산출하기 위한 Goda-Morrison equation[7], 피복석이나 소파블럭에 작용하는 파력을 산출하기 위한 Hudson equation 혹은 Brebner-Donnelly equation 이 그것들이다. 일반적으로 파도의 진행을 저지하지 않는 말뚝 같은 구조물이고, 파장(L)에 대해서 구조물의 지름(D)이 작은 경우 ($D/L < 0.2$) Morrison equation 을 적용할 수 있다.

본 연구에서는 원통형 구조물인 하부 구조물에 작용하는 환경하중을 산출하기 위해서 Morrison equation 을 도입한다. 가장 강한 파랑하중은 극치환경상태에서 나타나는데, 설치수심 150m 인 제주 월정리 앞바다에서는 극치환경상태의 파랑길이가 120m 에 달하고, 결과적으로 본 연구에서 얻어낸 하부구조물의 지름이 20m 이기 때문이다($D/L=0.16$). 본 연구에서는 쇄파와 회절파랑이 없다고 가정하였다.

Morrison equation 에 따르면 원통형 물체에 작용하는 하중은 유체의 속도와 가속도의 복합 함수이다. 따라서 유체의 속도가 최고가 될 때나 가속도가 최대일 때 유체에 의한 하중이 최대가 되는 것은 아니다. 보통 파고가 가장 높을 때 유체에 의한 하중이 가장 크다고 알려져 있을 뿐이다. 본 연구에서는 보수적인 설계를 위하여 3 시간의 시뮬레이션 결과에서 최대 유속도값과 최대 유가속도값을 사용하여 해류속도와 선형으로 더한 후 Morrison equation 을 사용해 유체 하중을 구해 보았다[8][9].

$$F(z) = \frac{1}{2} C_D \rho D |u(z)| u(z) + C_M \rho A \dot{u}(z)$$

여기서 사용된 항력계수와 관성력계수는 다음 식으로 산정한다.

$$C_D = C_{DS} \cdot \psi$$

$$C_M = \begin{cases} 2 & (K_c \leq 3) \\ \max\{2.0 - 0.044(K_c - 3), 1.6 - (C_{DS} - 0.65)\} & (K_c > 3) \end{cases}$$

$$C_{DS} = \begin{cases} 0.65 & (\Delta < 10^{-4}) \\ \frac{29 + 4 \cdot \log_{10}(\Delta)}{20} & (10^{-4} < \Delta < 10^{-2}) \\ 1.05 & (10^{-2} < \Delta) \end{cases}$$

$$\psi = \begin{cases} C_\pi - 1 - 2(K_c - 0.75) & (K_c \leq 0.75) \\ C_\pi - 1 & (0.75 < K_c \leq 2) \\ C_\pi + 0.1(K_c - 12) & (2 < K_c \leq 12) \\ 2.1222 - 0.62638 \log\left(\frac{K_c}{C_{DS}}\right) & (12 < K_c) \end{cases}$$

$$C_\pi = 1.50 - 0.024 \cdot \left(\frac{12}{C_{DS}} - 10\right)$$

본 연구에서 사용된 상대조도는 $\Delta = K_s / D$ 으로 정의되며, 여기서 사용된 표면조도 K_s 는 재료의 성질에 따라 다르지만, 본 연구에서는 도장된 강재값인 $K_s = 5 \times 10^{-6} [m]$ 을 사용하였다. Keulegan-Capenter 수 K_c 는 $K_c = uT_d / D$ 로 정의된다. 이때 T_d 는 파도주기이다[10][11].

파랑하중이 일정한 방향에서 작용한다면, 파랑에 의한 최대 전단력과 최대 휨 모멘트는 Figure 4-8 처럼 바퀴 구조물 바로 위에서 발생할 것이다. 이 지점에서 하부 구조물이 받는 최대 전단력과 휨 모멘트는 다음과 같이 계산되었다.

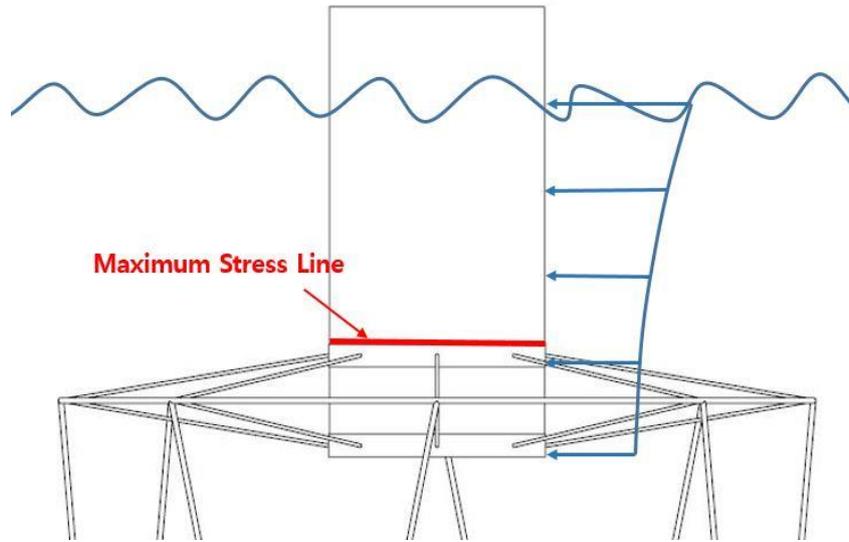


Figure 4-9 Maximum stress line

	<i>Normal</i>	<i>Extreme</i>
Thrust[MN]	2.081	5.557
Moment[MNm]	32.42	81.69

Table 4-3 Load by wave and current

4.1.4 중량하중

중량하중이란 풍력발전기를 이루는 rotor, blade, nacelle 등의 질량 때문에 발생하는 하중을 뜻한다. 이들의 질량중심의 위치는 타워의 축과 정확하게 일치하지 않기 때문에 자체 무게만으로도 휨 모멘트를 발생시킨다. 본 연구에서 사용된 NREL 5MW wind turbine 의 경우 중량하중은 다음과 같다.

<i>Weight by</i>	Rotor[MN]	1.78
	Nacelle[MN]	2.352
	Tower[MN]	3.405
<i>Total</i>	Weight[MN]	6.835
	Moment[MNm]	-0.80344

Table 4-4 Weight and moment of tower by gravity

4.1.5 조석

TLP type 의 플랫폼은 추가 부력을 통해 복원력을 생성한다. 조수간만의 차이는 이 추가부력을 변화시키기 때문에 충분한 draft 를 확보하지 않으면 환경하중에 견디지 못할 수 있다. 따라서 풍력발전기 설치 환경의 조수간만의 차이를 파악하고 대비를 해야 한다.

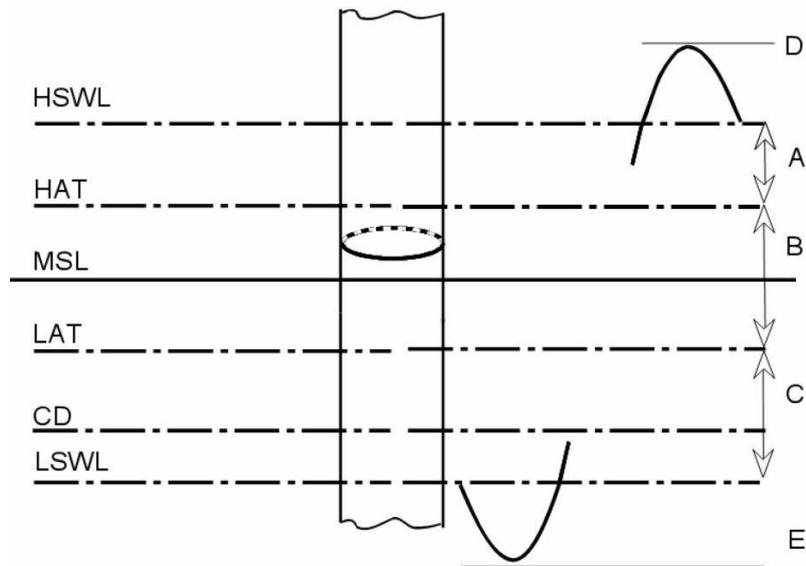


Figure 4-10 Water level change by tide

국립해양조사원의 3 개월 관측 데이터 결과는 다음과 같다[3]. Δh_H 과 Δh_L 는 각각 극한환경조건에서 고기압과 저기압일 때 바다가 부풀어 오르는 정도 이다.

Normal condition	HAT	2.578m
	LAT	0.000m
Extreme condition	Δh_H	0.776m
	Δh_L	-0.074m
	HSWL	3.354m
	LSWL	-0.074m

Table 4-5 Tide condition

4.2 재료 선정

하부구조물에 어떤 강재의 선택에 따라 환경 하중을 견딜 수 있는 최소 두께 값이 결정된다. 이는 시스템 전체의 무게를 결정하고, 시스템 전체의 dimension 을 결정하기 때문에 하부구조물의 강재 선정은 간과될 수 없는 부분이다. 5 년 1 회의 정기적인 선체 검사 및 보수가 규정되어 있는 선박과 달리, 해양구조물은 설치된 장소의 가혹한 환경에서 큰 보수 없이 20 년 이상 가동되어야 하기 때문에 해양 하부구조물에 사용되는 강재는 선박보다 더욱 엄격한 요구조건을 만족해야 한다.

본 연구에서는 제주도라는 설치 환경의 특성상 저온환경에서의 취성과피를 고려하지 않아도 되기 때문에, 미국석유협회(API)에서 제시하는 부유식 하부구조물 강재 중 EN

10225/S355 를 사용하기로 한다. EN 10225/S355 는 용접에 반응이 좋아 제작에 용이하며 해양생물 오손에 강하기 때문에 20 년이 넘는 시간 동안 바닷물에 노출되어도 부식에 안전하다. S355ML 의 밀도는 7850kg/m³, 항복응력 355MPa, 영률 190GPa 이다.

Mechanical properties

S355G10+M

Thickness t	Yield R _{eh}	Tensile R _m	R _{eh} / R _m	CVN	EI
mm	MPa (min.)	MPa	-	-40 °C	%
t ≤ 16	355	470-630	max. 0,93	≥ 50J transverse	22
16 < t ≤ 25	355		max. 0,90		
25 < t ≤ 40	345				
40 < t ≤ 63	335				
63 < t ≤ 100	325				

Figure 4-11 Property of EN 10225/S355

4.3 좌굴 해석

하부구조물을 속이 빈 얇은 원통구조물이라 가정한다면, 강한 휨 모멘트로 인한 국소 압축력으로 인하여 좌굴이 일어날 가능성이 있다. 따라서 하부 구조물의 구조해석으로 좌굴해석이 가장 우선시 되어야 한다. 따라서 본 연구에서는 바퀴 구조물을 기반으로 삼아 좌굴해석을 수행하여, 환경하중을 견디며 좌굴을 견딜 수 있는 최소 두께를 산출해 내 보았다.

좌굴해석의 설계기준으로는 DNV-RP-C202: Buckling Strength of Shells 가 널리 사용되지만, 본 연구에서는 더욱 보수적이라고 알려진 <일본건축학회 용기구조 설계지침/동해설>을 적용하여 좌굴 해석을 진행해 보았다. 이에 따르면 축압력, 휨압력, 전단압력을 받는 구조는 좌굴을 피하기 위해 아래의 식을 만족해야만 한다.

$$\left(\frac{\sigma_c}{c f_{cr}} + \frac{\sigma_b}{b f_{cr}} \right) + \left(\frac{\tau + \tau_T}{s f_{cr}} \right)^2 \leq 1$$

σ_c : 축압력

$c f_{cr}$: 허용압축응력도

σ_b : 휨압력

$b f_{cr}$: 허용휨응력도

τ : 전단압력

$s f_{cr}$: 허용전단응력도

단,

$$\sigma_c = N/A, \sigma_b = M/Z, \tau = 2Q/A, \tau_T = M_T/2\pi r^2 t$$

N : 출력[N]

M : 휨 모멘트[Ncm]

Q : 전단력[N]

M_T : 비틀림 모멘트[Ncm]

A : 단면적[cm²]

Z : 단면계수[cm³]

r : 타워 반지름[cm]

t : 타워 판 두께[cm]

${}_c f_{cr}$: 허용압축응력도[N/cm²]

${}_b f_{cr}$: 허용휨응력도[N/cm²]

${}_s f_{cr}$: 허용전단응력도[N/cm²]

조합응력하의 좌굴 발생조건식에서는 축압축 좌굴응력과 휨좌굴응력의 연성을 고려하지만, 본 연구에서는 휨좌굴이 우세하기 때문에 전단좌굴은 다른 좌굴모드와 독립해서 발생하는 것으로 가정하였다. 두께를 산출함에 있어서 Safety factor 는 DNV-RP-C202 에 따라 1.5 로 가정하였다.

허용압축응력도는 다음 식을 따른다

$${}_c f_{cr} = \begin{cases} \left(\frac{F}{1.5}\right) \times 1.5 & \left(\frac{r}{t} < 0.377 \left(\frac{E}{F}\right)^{0.72}\right) \\ \left\{0.267F + 0.4F \left[\frac{2.567 - r/t(F/E)^{0.72}}{2.190}\right]\right\} \times 1.5 & \left(0.377 \left(\frac{E}{F}\right)^{0.72} \leq \frac{r}{t} < 2.567 \left(\frac{E}{F}\right)^{0.72}\right) \\ \left(\frac{1}{2.25} {}_c \sigma_{cr,e}\right) \times 1.5 & \left(2.567 \left(\frac{E}{F}\right)^{0.72} \leq \frac{r}{t}\right) \end{cases}$$

$${}_c \sigma_{cr,e} = 0.6E \frac{t}{r} \left\{1 - 0.901 \left\{1 - \exp\left[-\frac{1}{16} \left(\frac{r}{t}\right)^{1/2}\right]\right\}\right\}$$

허용휨응력도는 다음 식을 따른다

$$b.f_{cr} = \begin{cases} \left(\frac{F}{1.5}\right) \times 1.5 & \left(\frac{r}{t} < 0.274 \left(\frac{E}{F}\right)^{0.78}\right) \\ \left\{0.267F + 0.4F \left[\frac{2.106 - r/t(F/E)^{0.78}}{1.832}\right]\right\} \times 1.5 & \left(0.274 \left(\frac{E}{F}\right)^{0.78} \leq \frac{r}{t} < 2.106 \left(\frac{E}{F}\right)^{0.78}\right) \\ \left(\frac{1}{2.25} b\sigma_{cr,e}\right) \times 1.5 & \left(2.106 \left(\frac{E}{F}\right)^{0.78} \leq \frac{r}{t}\right) \end{cases}$$

$$b\sigma_{cr,e} = 0.6E \frac{t}{r} \left\{1 - 0.731 \left[1 - \exp\left[-\frac{1}{16} \left(\frac{r}{t}\right)^{1/2}\right]\right]\right\}$$

허용전단응력도는 다음 식을 따른다

$$s.f_{cr} = \begin{cases} \left(\frac{F}{1.5\sqrt{3}}\right) \times 1.5 & \left(\frac{r}{t} \leq \frac{0.204(E/F)^{0.81}}{(l/r)^{0.4}}\right) \\ \left\{\frac{0.267F}{\sqrt{3}} + \frac{0.4F}{\sqrt{3}} \left[\frac{1.446 - r/t(l/r)^{0.4}(F/E)^{0.81}}{1.242}\right]\right\} \times 1.5 & \left(\frac{0.204(E/F)^{0.81}}{(l/r)^{0.4}} \leq \frac{r}{t} < \frac{1.446(E/F)^{0.81}}{(l/r)^{0.4}}\right) \\ \left(\frac{1}{2.25} s\sigma_{cr,e}\right) \times 1.5 & \left(\frac{1.446(E/F)^{0.81}}{(l/r)^{0.4}} \leq \frac{r}{t}\right) \end{cases}$$

$$s\sigma_{cr,e} = 0.8 \frac{4.83E}{[l/r(r/t)^{1/2}]^2} \frac{t}{r} \left\{1 + 0.0239 \left[\frac{l}{r} \left(\frac{r}{t}\right)^{1/2}\right]^3\right\}^{1/2}$$

		<i>Normal condition</i>	<i>Extreme condition</i>
<i>Shear[MN] by</i>	Wind	0.8	0.8377
	Wave	2.081	5.557
	Total	2.881	6.395
<i>Moment[MNm] by</i>	Wind	0	68.61
	Weight	-0.8034	-0.8034
	Blade	94.88	0
	Wave	32.42	81.69
	Total	126.5	149.5

Table 4-6 Maximum load on substructure

현실적인 관점에서 하부구조물을 통째로 찍어낼 수 없다. 공장에서 생산하는 강판은 일정한 두께를 가지고 있기 때문에 거대한 구조물은 여러 강판을 용접해서 제작하여야만 한다. 초기 설계를 위하여 하부구조물이 40m 의 높이를 가졌다고 가정한 후 2m 씩 강철 고리를

제작하여 용접을 통하여 서로 이어 나간다고 가정한다. 이는 대부분의 해양구조물의 제작방식이다.

<i>Section number</i>	<i>Normal condition [mm]</i>	<i>Extreme condition [mm]</i>	<i>Model thickness[mm]</i>	<i>Safety</i>
1	12	11	12	ok
2	12	11	12	ok
3	12	11	12	ok
4	12	11	12	ok
5	12	12	12	ok
6	13	12	13	ok
7	13	12	13	ok
8	13	13	13	ok
9	13	13	13	ok
10	13	14	14	ok
11	13	14	14	ok
12	14	15	15	ok
13	15	17	17	ok
14	15	19	19	ok
15	15	22	22	ok
16	15	15	20	ok
17	15	15	20	ok
18	15	15	20	ok
19	15	15	20	ok
20	15	15	20	ok

All sections have 2m height

Table 4-7 Required wall thickness and its safety

좌굴 해석을 통하여 내부 stiffener 없이도 극치환경조건을 견딜 수 있는 하부구조물의 최소두께를 산출하였지만, 본 연구에서는 보수적인 설계를 위하여 내부 stiffener 를 도입한다. Stiffener 의 두께는 모두 1.5cm 로 균일하다고 가정하고, vertical stiffener 16 개, Horizontal stiffener 9 개, Bracket 16 개를 도입하였다. 내부 Stiffener 의 설계기준은 DNV-RP-C202: Buckling Strength of Shells 를 사용하였다.

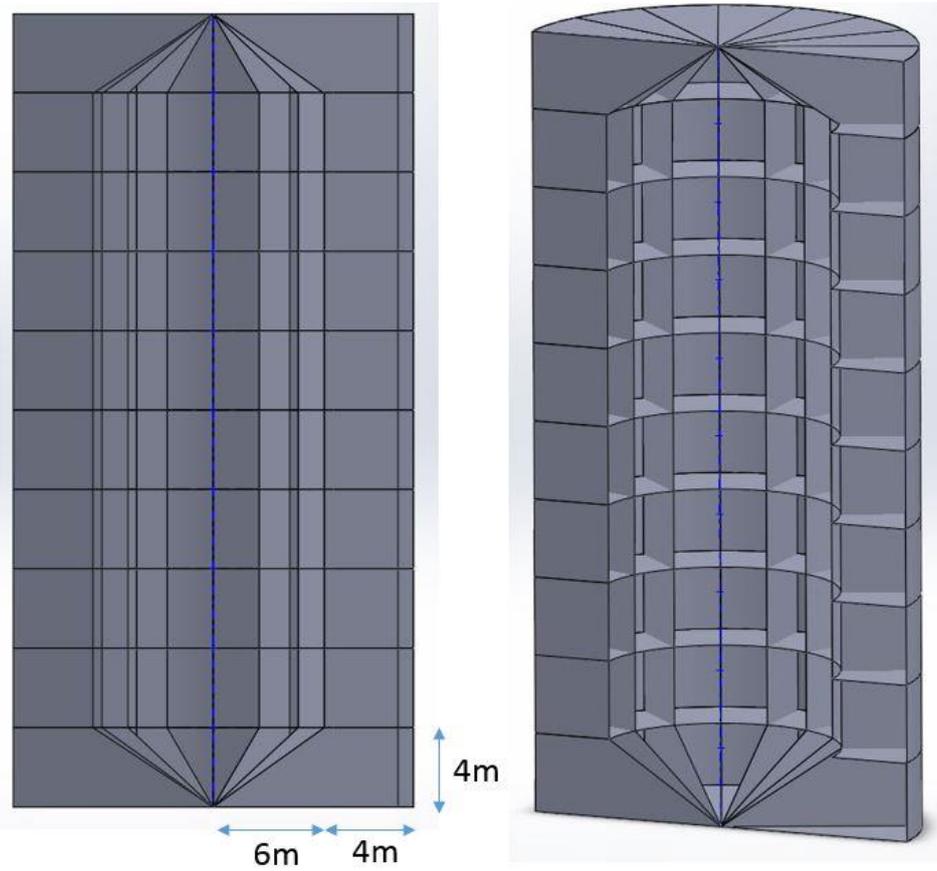


Figure 4-12 Sectional view of stiffener inside the floating platform



Figure 4-13 Platform manufacturing by welding in WindFloat project

4.4 질량 및 관성모멘트 도출

하부구조물의 질량을 도출 하였지만, 동적 해석을 위해 하부구조물의 정확한 질량과 관성모멘트를 도출해 내어야 한다. 이를 위하여 CAD 프로그램의 일종인 Solidworks 를 사용하여 전체 질량과 관성모멘트를 도출해 보았다.

Center of mass	X[m]	0
	Y[m]	15.26
	Z[m]	0
Total mass	m[kg]	1,111,681.85
2 nd moment of inertia at center of mass	Ixx[kg m ²]	239,771,894.55
	Iyy[kg m ²]	194,049,850.14
	Izz[kg m ²]	239,771,894.55
2 nd moment of inertia at origin	Ixx[kg m ²]	395,107,106.17
	Iyy[kg m ²]	194,049,850.14
	Izz[kg m ²]	395,107,106.17

Table 4-8 Mass property of platform

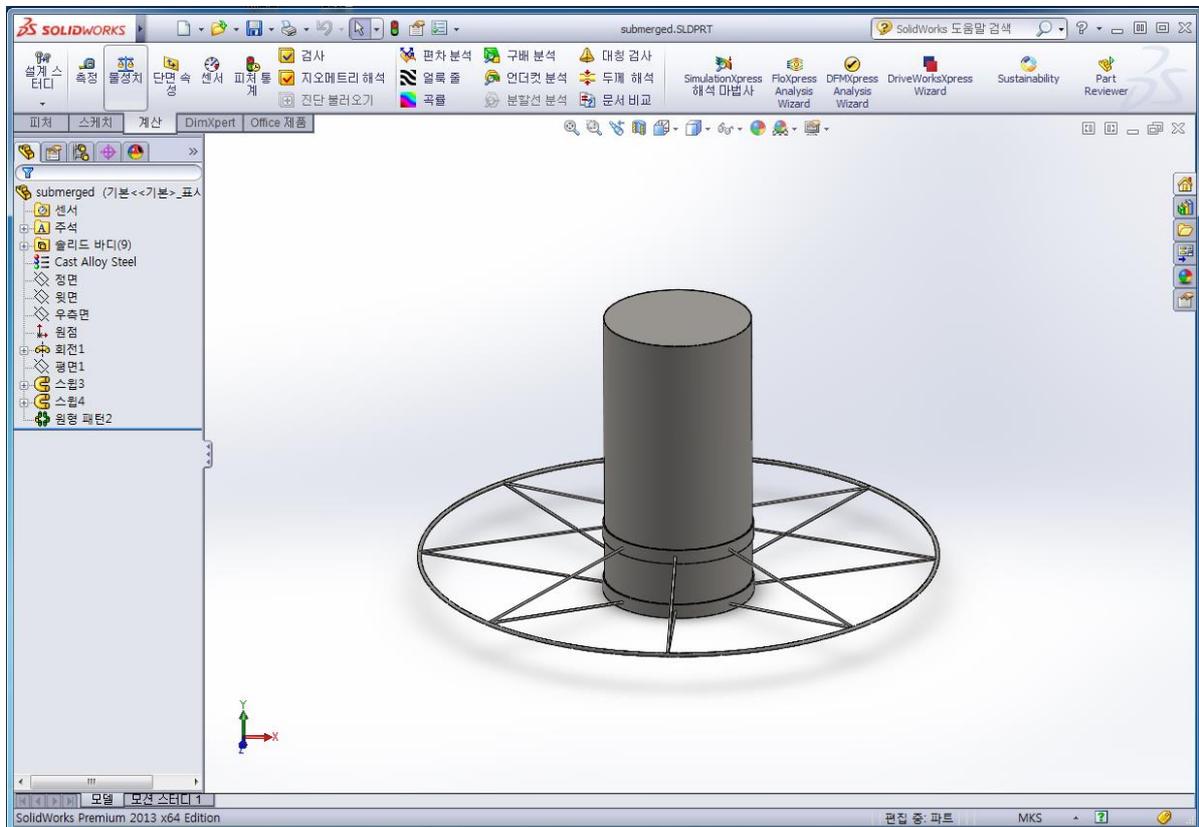


Figure 4-14 Platform modeling with solidworks

4.5 Draft 산출

만약 환경하중에 의한 휨 모멘트가 너무 강하여 계류선이 장력을 잃게 된다면, 장력이 회복되는 과정에서 계류선에 snap load 가 발생하게 된다. 이 snap load 는 계류선의 피로파괴의 주요한 원인을 제공할 뿐만 아니라 시스템 전체에 강한 가속도를 일으켜 rotor 의 gearbox 를 망가뜨릴 수 있다[1]. 따라서 충분한 부력을 확보하여 어떠한 환경 조건에서도 계류선이 장력을 잃지 않도록 해야 한다.

하부 구조물의 지름은 상부구조물의 지름보다 커야할 뿐만 아니라, 손쉬운 유지 보수를 위하여 넉넉한 작업 공간을 제공해 주어야 한다. 본 연구에서는 초기 설계 단계로써 하부구조물 지름을 20m로 가정하였다.

계류선의 개수는 n 개지만, 보수적인 설계를 위하여 계류선이 2 개밖에 없다고 가정 한 후 계산을 해 보도록 하겠다. 환경하중이 가해졌을 때, TLP type 플랫폼은 장력 변화로 평형을 유지한다. 정적인 상황을 가정하였을 때, 그 평형은 다음과 같다.

$$w + nT = B$$

$$M = r \times 2\Delta T$$

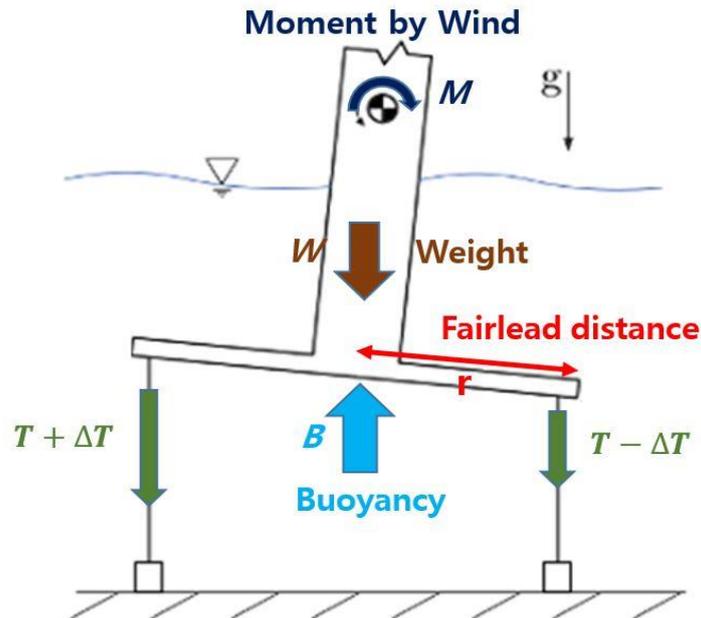


Figure 4-15 Equilibrium under bending moment

Snap load 를 방지하기 위해서 장력은 항상 양수이어야 한다.

$$T - \Delta T > 0$$

이를 연립하면 다음 방정식을 얻게 된다.

$$B > w + n \frac{M}{2r}$$

이는 부력의 크기 B 가 시스템의 무게 w 뿐만 아니라 어느 정도 이상 커야 지만이 snap load 를 방지할 수 있다는 것을 보여준다. 위 식으로부터 본 플랫폼이 snap load 를 막기위해 필요한 최소 draft 인 16m 를 얻을 수 있었다.

3.1.5 절에서 보았듯이, 정상환경조건에서 수면의 높이는 최고정수위(HSWL)와 최저정수위(LSWL)의 차이 즉, 3.428m 만큼 변화할 수 있다. 보수적인 설계를 위하여 기압변화로 인한 수면 높이 변화값 0.85m 또한 고려되었다. 여기에 최소 draft 인 16m 를 더하고 10m margin 을 주었다.

극한 조건에서 강한 파도가 상부구조물을 때려 손상이 일어날 수 있기 때문에 극한상황에서 최대 파고 높이 8m 를 산출해 내어 최종적으로 26~30m 의 draft 를 산출해 내었다. 이 draft 는 snap load 를 방지할 뿐만 아니라 파도에 의한 상부구조물 파손을 막아준다.

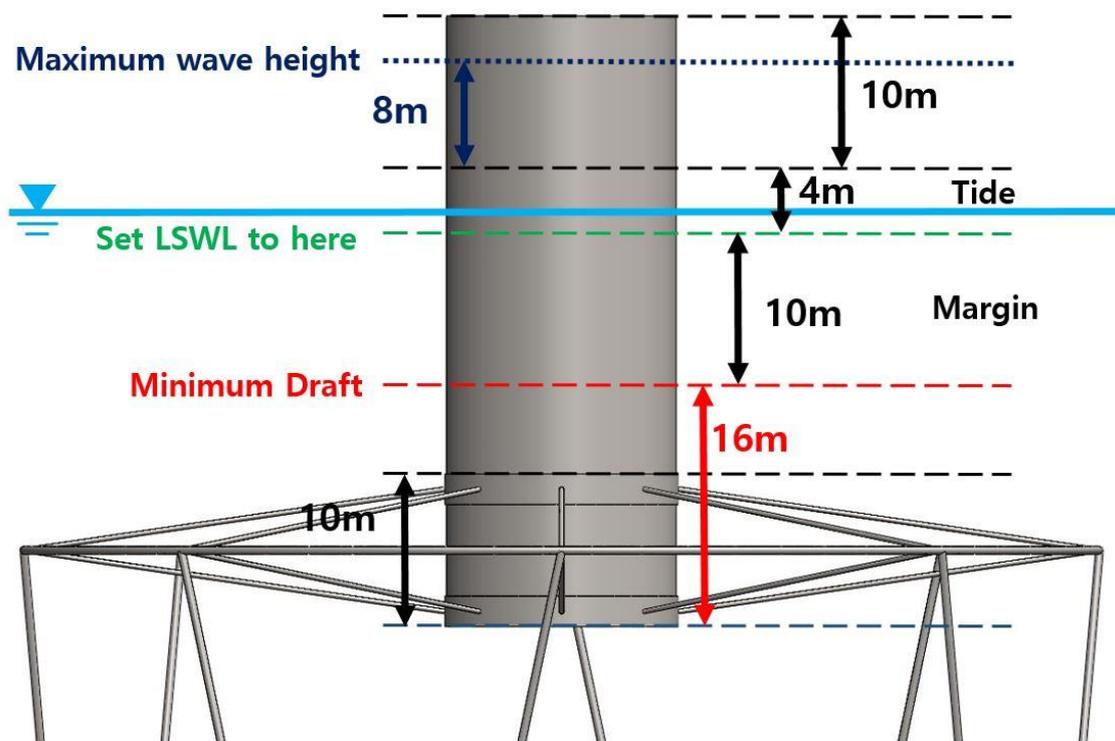


Figure 4-16 Draft Design

4.6 Spoke 해석

4.6.1 Spoke 종류 선정

부유식 하부 구조물은 20 년간 별다른 큰 정비 없이 환경하중에 견뎌내어야 한다. Spoke 를 이루는 물질은 반복적인 cyclic load 에 노출되는데, 이는 피로파괴를 불러 일으킨다. 따라서 설계수명 20 년 동안 버틸 수 있는 cable 이 존재하지 않는다면, 본 연구에서 제안된 바퀴모양 플랫폼은 끊임없는 cable 교체 작업을 필요로 하며 많은 유지비용을 필요로 할 것이다. 상기 기술한 내용은 이 cyclic load 의 변화폭을 줄이는데에 집중하였다면, 이번 절에서는 cyclic load 에 잘 견디는 재질을 선택하고 spoke 의 두께를 산출해 낼 것이다.



Figure 4-17 Failure of cable in ocean environment

해양플랫폼 계류선 설계지침 DNV-OS-E301 에 따르면 계류선이 견뎌야 하는 마모, 절단, 꼬임, 피로파괴, creep, 온도, UV 노출 정도에 따라 계류선의 종류를 결정해야 한다. 본 연구에서 사용하는 Tension cable 은 마모, 절단, 꼬임을 받지 않고 설치 환경이 30 도를 넘지 않지만, 20 년의 설계수명동안 cyclic load 에 대한 피로파괴와 creep 에 대해 견뎌야 할 뿐더러 UV 에도 효과적으로 견뎌야 한다.

계류선에 사용되는 방식은 크게 chain, wire, fiber 가 있다. Chain 은 catenary 계류방식에 많이 사용되는 물질이다. Chain 의 무게가 무겁기 때문에 심해에서 FPSO 같은 플랫폼에 사용되어 자체 하중으로 복원력을 가하는 방식이다. 그러나, chain 은 부식에 약하며, 20 년간의 세월 속에서 피로파괴와 균열에 취약하다는 단점이 존재한다. Wire 는 chain 보다 가볍고 효율적이나, 해양생물오손에 매우 취약할 뿐만 아니라 파단시 플랫폼에 강한 충격을 가해주어 계류선 연결부위에 심한 손상을 가할 가능성이 있다.

마지막으로 Fiber 는 wire 보다 3 배정도 단가가 비싸고, 자외선에 화학적으로 취약하고, 마찰과 전단력에 약하다는 단점이 존재한다. 하지만 본 연구에서 제시된 모델의 spoke 는 물에 항상 잠겨있어 자외선을 받지 않을 뿐만 아니라 플랫폼에 대해 rigid body motion 을 보이기 때문에 전단력과 마찰을 받는 일이 없다. 따라서 본 연구에서는 fiber 가 spoke 를 이루는 방식으로 선정되었다.

Type	Chain	Wire	Fiber
Pros	휨 효과 적음 이물질에 강함	Chain 보다 가벼움 균일한 기계적 성질	가벼움 매우 높은 항복강도
Cons	무거움 낮은 항복강도 부식에 약함 부피가 큼	파단시 진동이 심함 해양생물에 약함 부분 단선시 돌출이 심함	높은 단가 UV 에 약함 높은 온도에 약함 전단과 충격에 약함 이물질에 약함
Usage	선박계류 FPSO Catenary mooring	보조 계류선	Deep sea mooring TLP

Table 4-9 Cable type comparison



Figure 4-18 Chain, Wire, and Fiber

Fiber 에 많이 사용되는 fiber 물질에는 크게 nylon, aramid, HMPE 가 있다. Nylon 은 부식이 없다는 장점에도 불구하고 하중이 가해졌을 때 elongation 이 심하고 친수성이기 때문에 물에 젖으면 성능이 크게 떨어지는 단점이 존재한다. Aramid 는 해양생물오손에 강하고 elongation 이 작아 강한 힘을 버티기에 적합하나, 월단위로 보았을 때 creep 이 심하고 충격에 약하다는 치명적인 단점이 존재한다.

마지막으로 HMPE 라 불리는 초고분자량 폴리에틸렌(Ultra-High Molecular Polyethylene)이 있다. 이는 나일론 가격의 4~5 배에 달하지만, 피로파괴에 강하고 creep 이 작다는 장점이 있다. 비틀림과 마찰에 약하다는 단점이 있지만, 본 연구에서 쓰이는 spoke 에는 마찰과 비틀림 힘이 작용하지 않기 때문에 HMPE fiber rope 가 spoke 의 재료로 선정되었다.

Type	Nylon	Aramid	HMPE
Pros	낮은 단가 부식이 없음 신축성이 강함	해양생물에 강함 열에 강함 Elongation 작음	UV 에 강함 매우 높은 항복강도 피로, 마모에 강함
Cons	Elongation 이 심함 레이더에 검출 안됨 젖었을 때 성능이 20%까지 떨어짐	충격에 약함 수명이 짧음 장기적으로 creep 이 심함	나일론의 4~5 배 가격 마찰이 작아 매듭짓기 어려움 비틀림에 약함

Table 4-10 Material type comparison

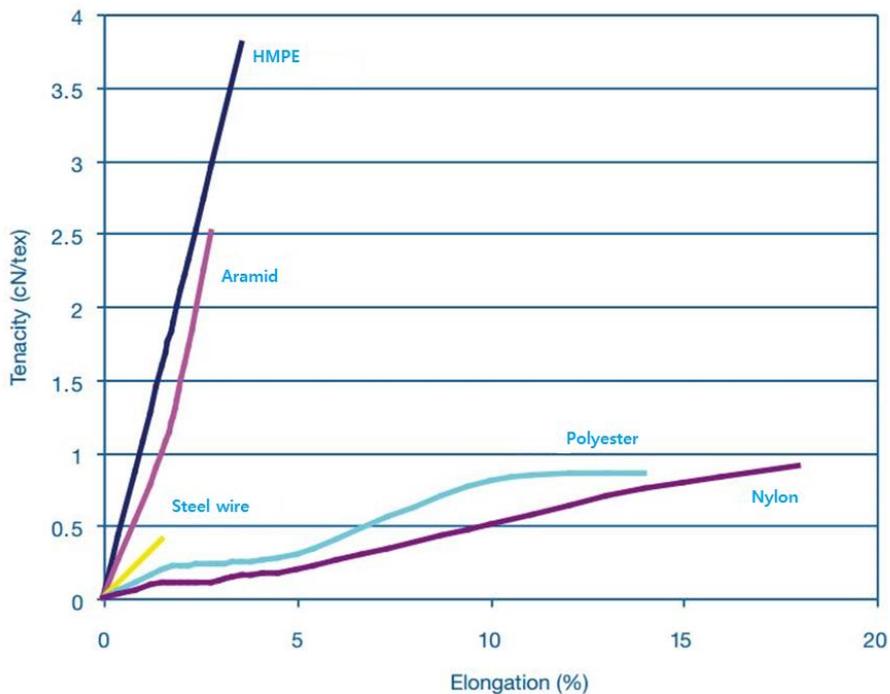


Figure 4-19 Elongation test comparison [DNV]

해양플랫폼에 HMPE 가 자주 활용되지 않았던 이유는 creep 때문이었다. 긴 고분자의 집합으로 이루어진 HMPE 는 일정한 하중 하에서 장기적으로 분자들이 조금씩 미끄러지며 creep 을 나타내었다. Creep 을 보이는 rope 는 일정한 tension 하에서 결국 끊어져 버렸기 때문에 그 신뢰성은 대단히 낮았다. 그러나 끊임없는 연구의 산물로 최근 DM20 이라는 새로운 HMPE rope 가 등장하였고 DNV creep test 로부터 50 년이라는 설계수명을 획득하였다.

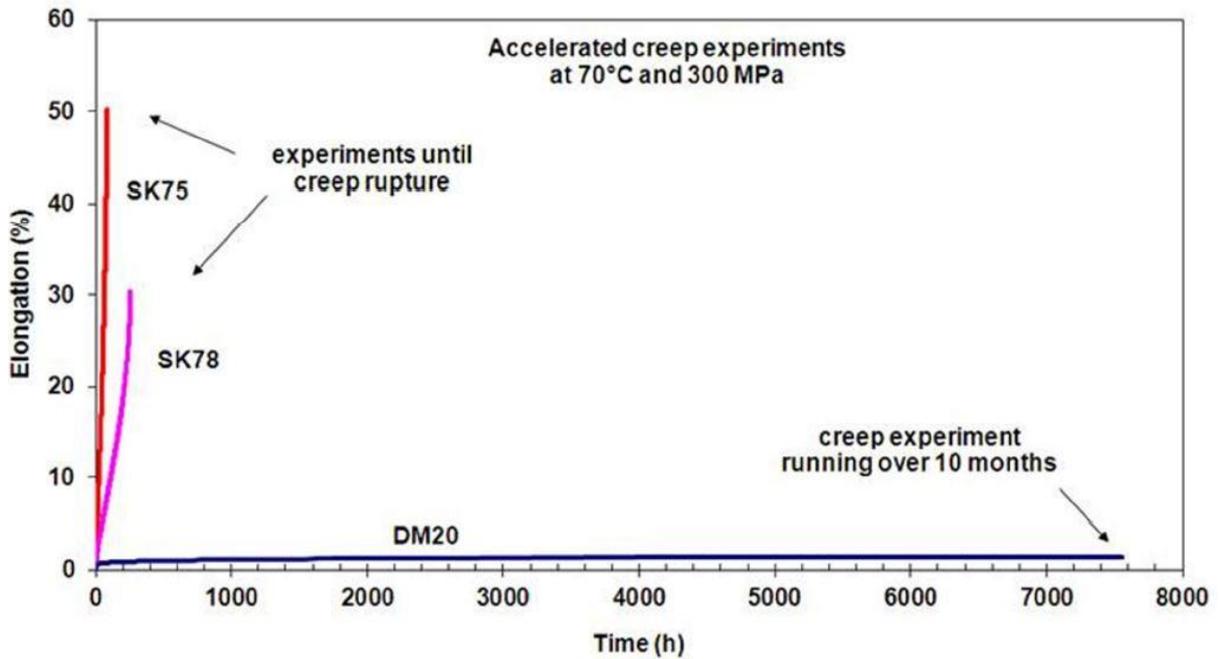


Figure 4-20 DNV creep test result [DNV]

2011년 Dyneema社에서 개발된 DM20이라는 HMPE rope가 30도의 온도, Breaking load의 45%의 환경에서 creep를 0.5% 이하로 억제하며 50년 이상 견딜 수 있다는 DNV 인증을 받음으로써 2015년 ENI Goliat FPSO project에 두께 80cm 짜리 HMPE가 사용되었다.

4.6.2 Spoke 하중 산출

Spoke에 걸리는 하중을 산출하기 위해 FEM 프로그램을 사용하여 구조해석을 진행해보았다. 본 연구에서는 구조해석 전문 프로그램인 ADINA를 사용하여 보았다. 하부구조물 계산에 집중하기 위해 상부구조물은 beam element를 사용하여 간단하게 모델링했다. 계류선에 걸리는 힘을 산출하기 위해 플랫폼 하단에 추가부력이 가해지도록 하였고, wind turbine에 공하중을 가하였다. Spoke는 Truss element가 아닌 cable element를 사용하였다.

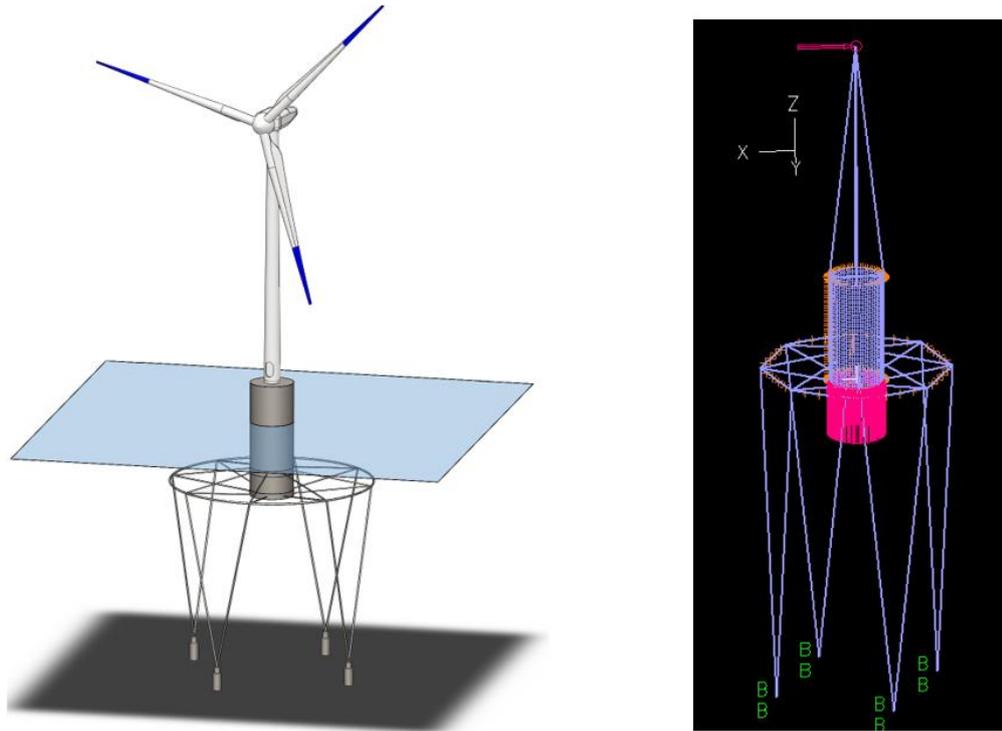


Figure 4-21 FEM analysis using ADINA

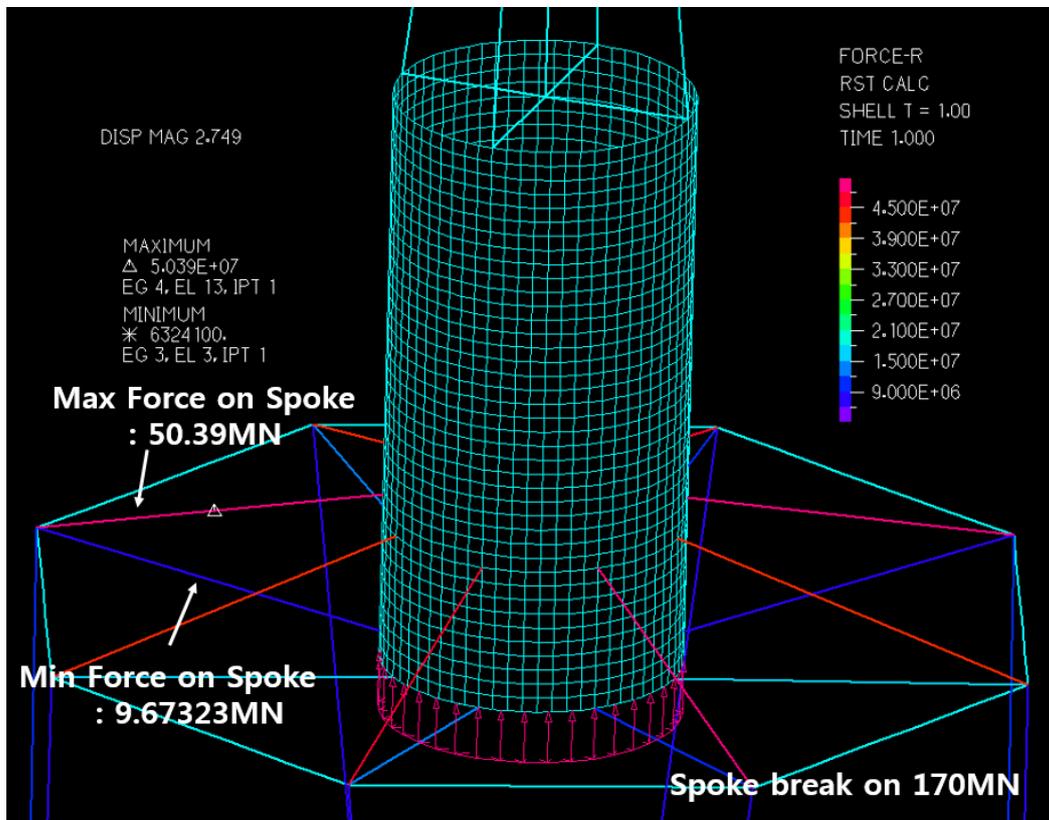


Figure 4-22 Force on spoke

4.6.3 Spoke 두께 산출

DNV-OS-J103 에 따르면, cable 을 디자인함에 있어 mean tension 값과 Dynamic tension 값을 따로 산출해 각각 다른 safety factor 를 도입해야 한다.

$$S \geq T_{mean} \gamma_{mean} + T_{dyn} \gamma_{dyn}$$

이때 safety factor 는 다음과 같으며, 가장 큰 safety factor 들인 1.5 와 2.2 를 채택하여 적용하였다.

Condition	γ_{mean}		γ_{dyn}	
	ULS	ALS	ULS	ALS
Normal	1.30	1.00	1.75	1.10
Extreme	1.50	1.00	2.20	1.25
<i>ULS: Ultimate Limit State</i>				
<i>ALS: Accident Limit State</i>				

Table 4-11 Safety factor for cable in ocean

HMPE 는 해양생물오손과 자외선 손상을 방지하기 위해 여러 재질의 rope 로 덧씌워져 있는 복합소재이다. HMPE 중에서도 어떠한 물질을 쓰느냐에 따라 동일 하중 하에서도 spoke 의 두께 산출이 달라질 것이다. 가장 보수적인 설계를 위하여 HMPE 에 관한 규격 ISO 10325 : Fibre ropes – High modulus polyethylene – 8-strand braided ropes, 12 strand braided ropes and covered ropes 를 사용하여 주어진 응력을 견딜 수 있는 HMPE rope 의 두께를 산출해 내었다.

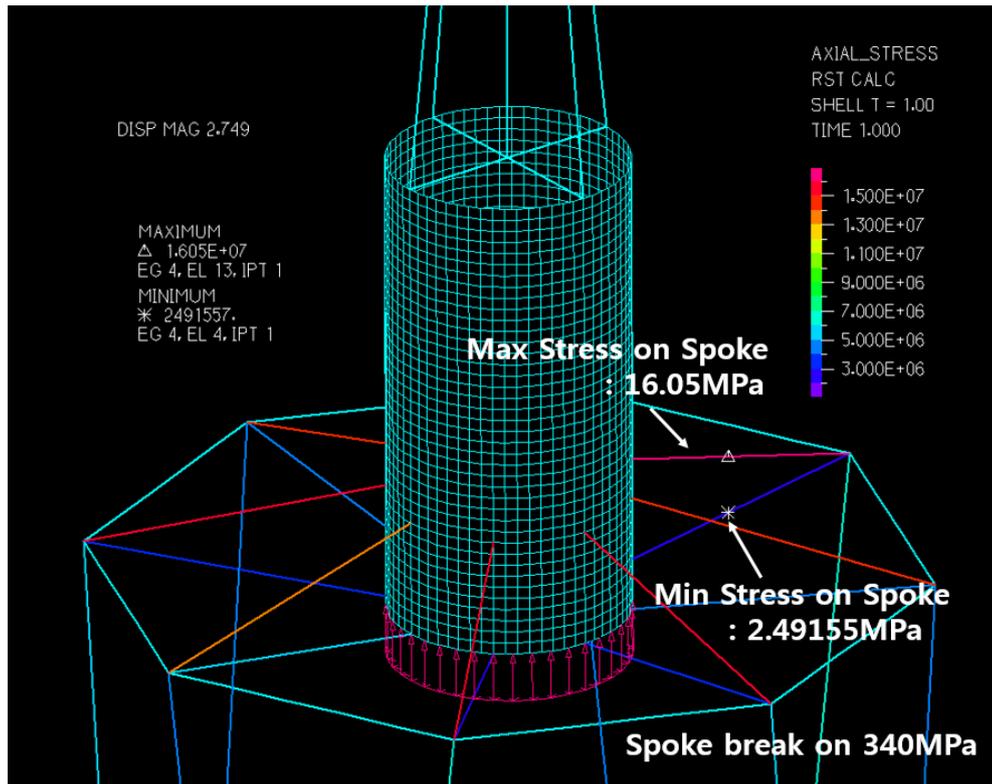


Figure 4-23 Stress on spoke

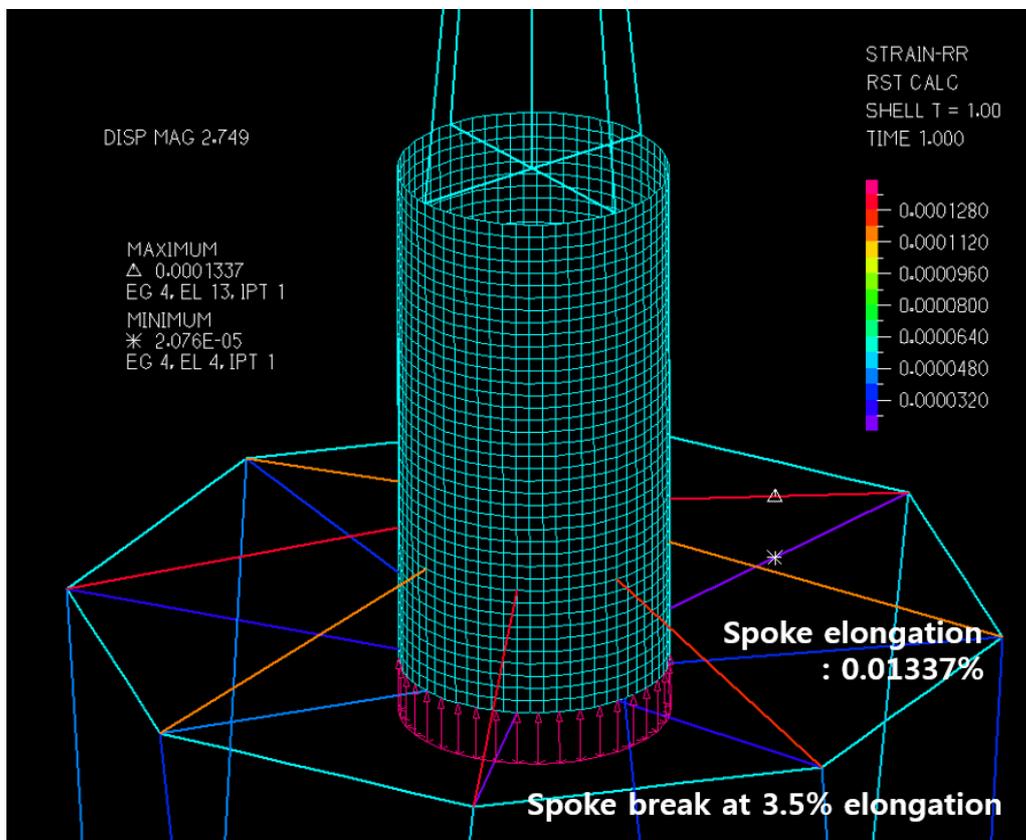


Figure 4-24 Elongation on spoke

해석 결과 spoke 를 HMPE 직경 703.68mm 로 제작할 경우 어떠한 경우에서든 safety factor 를 적용한 허용범위 안에서 하중에 의해 발생하는 모든 응력을 소화할 수 있다는 것을 확인하였다.

4.7 Wheel 해석

플랫폼의 변형 정도는 Figure 4-23 처럼 눈에 쉽사리 보이지 않기 때문에 변형을 관찰하기 위해서는 Figure 4-24 처럼 인위적으로 변형 정도를 증폭시켜야 한다. Spoke 는 truss 가 아닌 cable 이기 때문에 인장에 대해 저항할 수 있지만, 압축에 대해서는 저항을 하지 못한다. 따라서 wheel 구조물은 Figure 2-24 처럼 비틀리는 모습을 보여주게 된다.

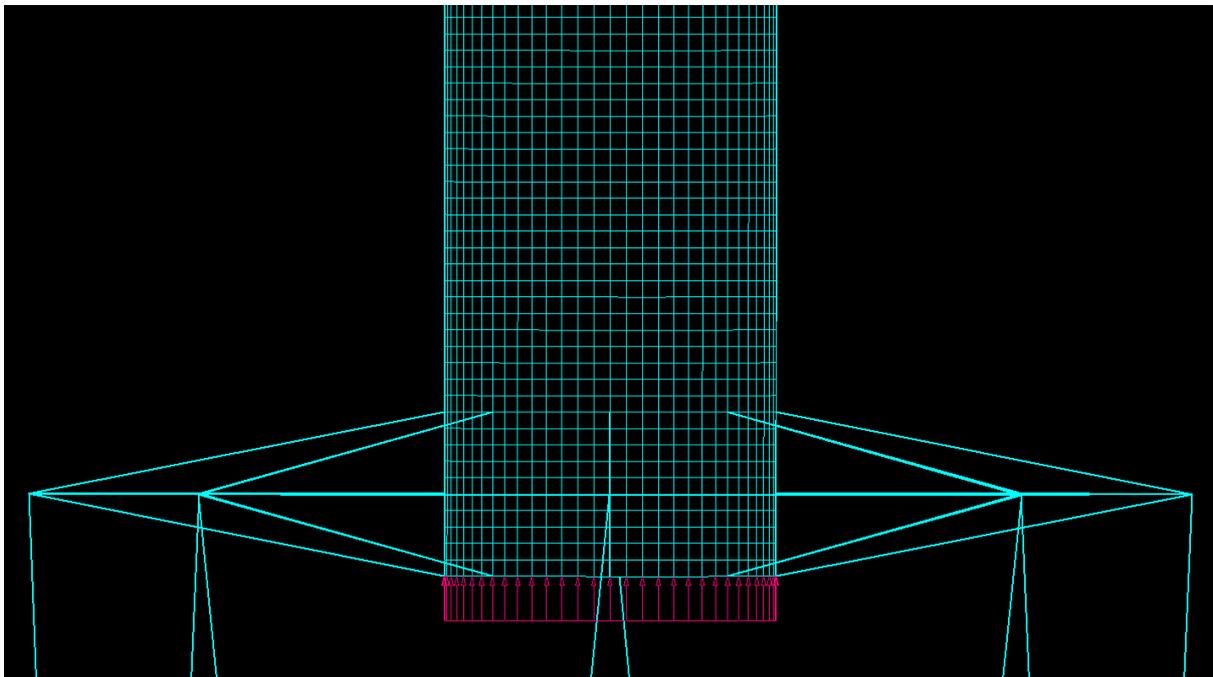


Figure 4-25 Deformation of wheel structure

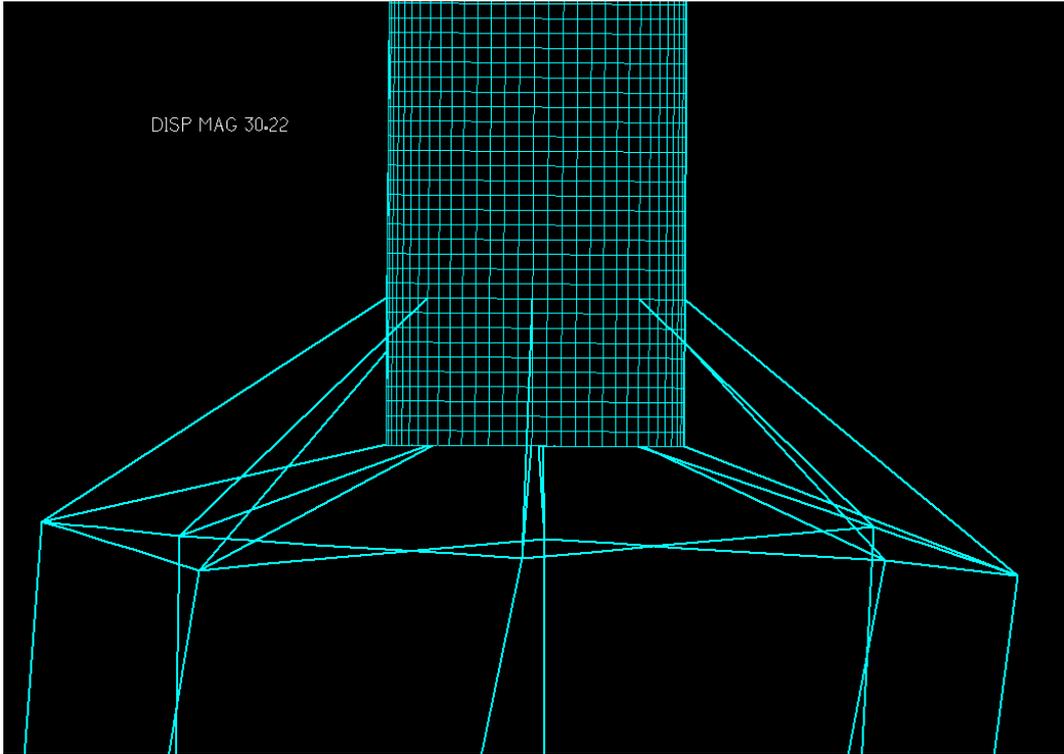


Figure 4-26 Deformation of wheel structure (30.22 times magnified)

이 wheel 의 외경은 50cm, 내경은 40cm 이고 영률은 190MPa 이라고 가정하여 해석을 수행해 보았다.

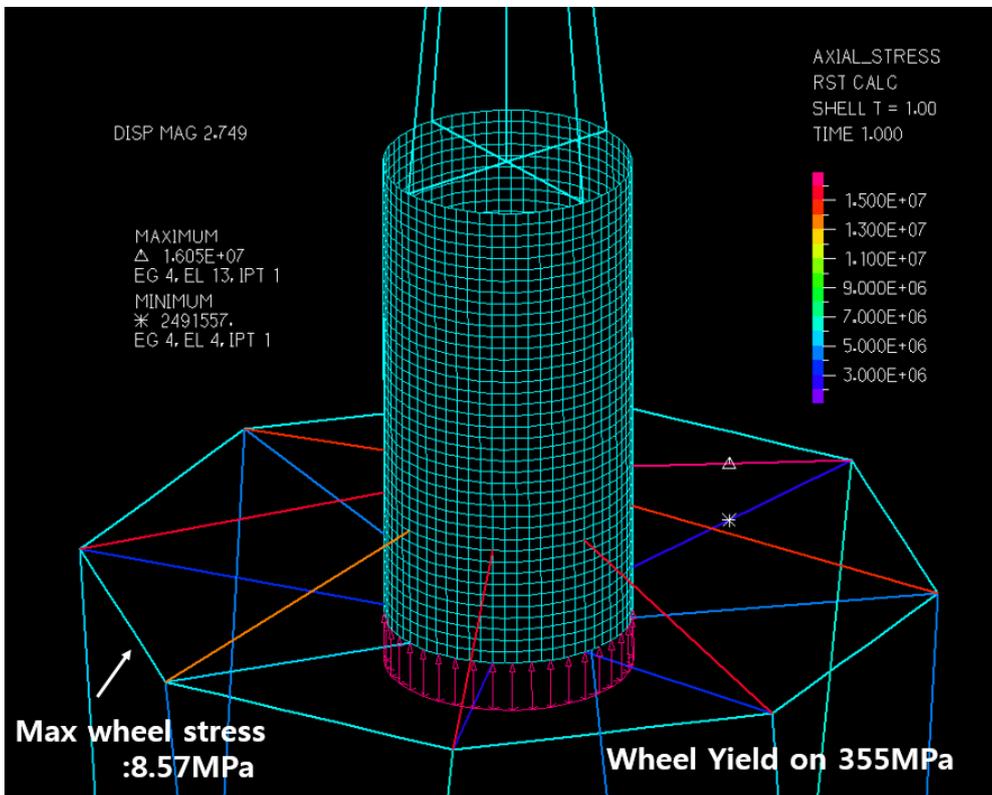


Figure 4-27 Stress on wheel

본 wheel 구조물에는 항복보다 좌굴이 더 먼저 일어날 수 있다. 따라서 좌굴해석 또한 필수적이다. Wheel 구조물의 일부를 길이 L 인 beam 으로 가정 한 후, slenderness ratio λ 를 산출하여 buckling test 를 진행한다.

$$\sigma_{cr} = E \frac{\pi^2}{k^2} / \lambda^2$$

이때 경계조건을 고려하여 $k=1$ 로 산정하였다.

Length of Beam L	26.7878m
Radii of gyration r	0.16m
Slenderness ratio $\lambda = (L/r)$	167.342
σ_{cr}	66.964Mpa
Yield Stress of EN 10255	335MPa

Table 4-12 Buckling analysis result

Slenderness of ratio λ 는 200 을 넘지 않았을 뿐만 아니라, buckling critical stress 또한 Yield stress 를 넘기지 않았다. 따라서 본 하부 플랫폼은 buckling 이 일어나지 않는 안전한 구조물임을 확인하였다.

제 5 장 동적 해석

5.1 해석 방법

미국신재생에너지연구소(National Renewable Energy Laboratory)의 Dr. Jonkman 은 풍력발전기의 동적 해석을 전문으로 하는 FAST(Fatigue, Aerodynamics, Structures, and Turbulence)라는 프로그램을 개발했다. FAST의 초기 버전은 바닥에 고정된 지반지지식 풍력발전기 해석만 가능하였으나, 수년에 걸친 거듭된 개량을 통해 부유식 풍력발전기의 해석 또한 가능하게 되었다. FAST 프로그램은 바람, 파도, 플랫폼 형상, 터빈성능, 회전자 제어, 블레이드 형상, 계류시스템을 받아들여 구조물의 변형, 동적 거동, 에너지 출력 성능, 블레이드의 변형, 블레이드 회전 속도 등을 계산해 낼 수 있다[12]. 이로써 NREL의 FAST 프로그램은 현재 해상풍력발전기의 동적 해석에 있어서 인기 있는 프로그램이 되었다.

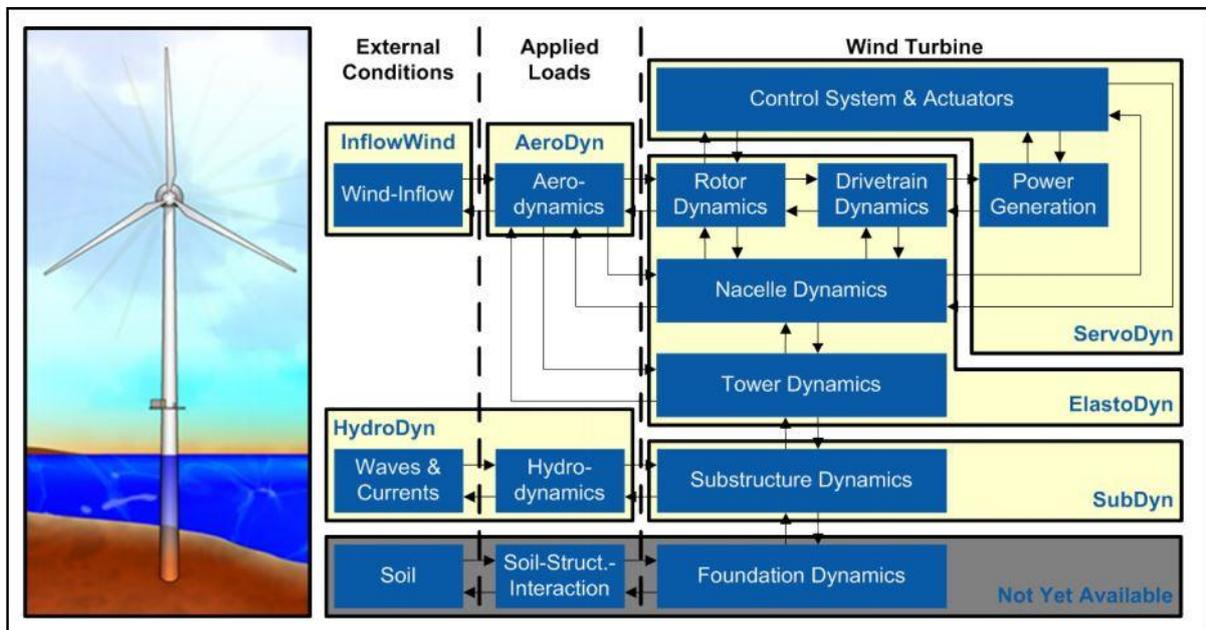


Figure 5-1 FAST control volumes for fixed bottom systems[12]

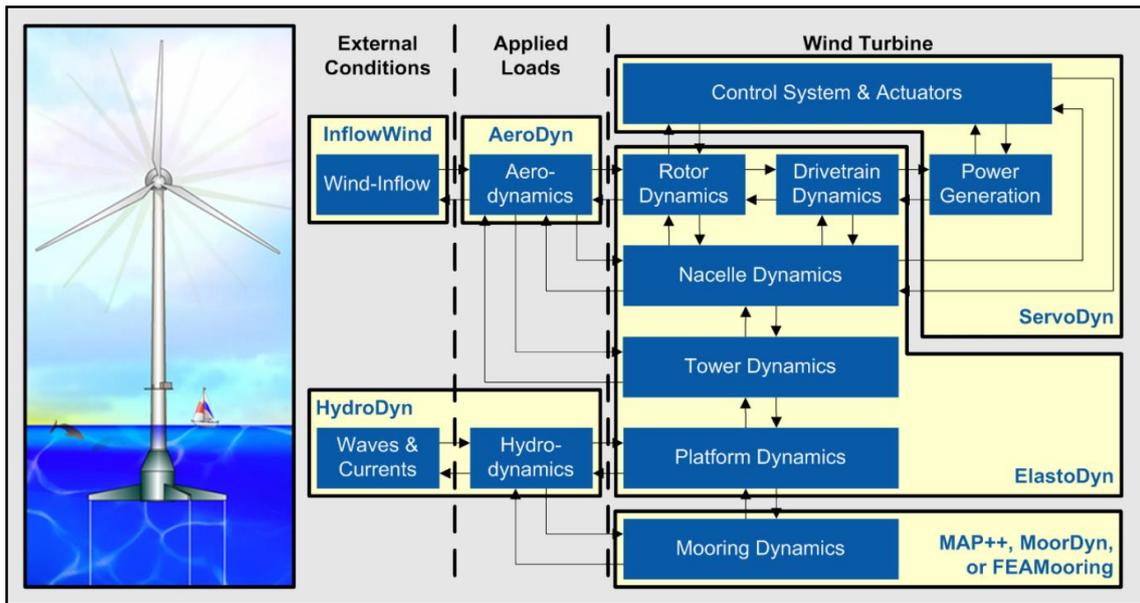


Figure 5-2 FAST control volumes for floating systems[12]

FAST 프로그램을 사용하기 위해서는 여러가지 input value 들이 존재한다. 본 연구에서는 NREL 5MW wind turbine 을 상부 구조물로 사용하였기 때문에 터빈성능, 회전자 제어, 블레이드 형상, 타워 및 블레이드 물성치 등은 NREL 에서 기본으로 제공하는 NREL 5MW wind turbine 값을 사용하였다.

분석에 사용한 바람 정보는 시간에 따라 일정한 풍속을 사용할 수 있지만, NREL 에서 제공하는 Tubsim module 을 사용하여 IEC 61400-3 에 정의된 각 Design Load Case(DLC)의 난류를 생성해 사용할 수도 있다. 본 연구에서는 Turbsim 을 사용하여 풍력발전기 설치장소인 제주 월정리의 풍향을 생성하여 분석에 사용해 보았다.

파도는 정상조건에서 Pierson-Moskowitz spectrum 을 기반으로 생성하였고, 극치조건에서는 JOHNSWAP spectrum 을 기반으로 생성하였다. 파랑하중은 물에 가라앉은 하부구조물의 형상에 영향을 받기 때문에 하부구조물의 형상에 대한 해석이 필요하다. NURBS 기반 CAD 프로그램인 Rhinoceros 로 하부구조물을 생성하여 Mesh 를 생성하였고, 이 geometry 정보를 MIT 에서 개발한 WAMIT(Wave Analysis MIT)에 넣어 hydrostatic coefficient, damping coefficient, 그리고 added mass 를 계산해 내었다. 이 값들을 FAST 의 HydroDyn 모듈의 input 값으로 사용하여 시간에 따른 정확한 파랑하중을 계산해 낼 수 있었다.

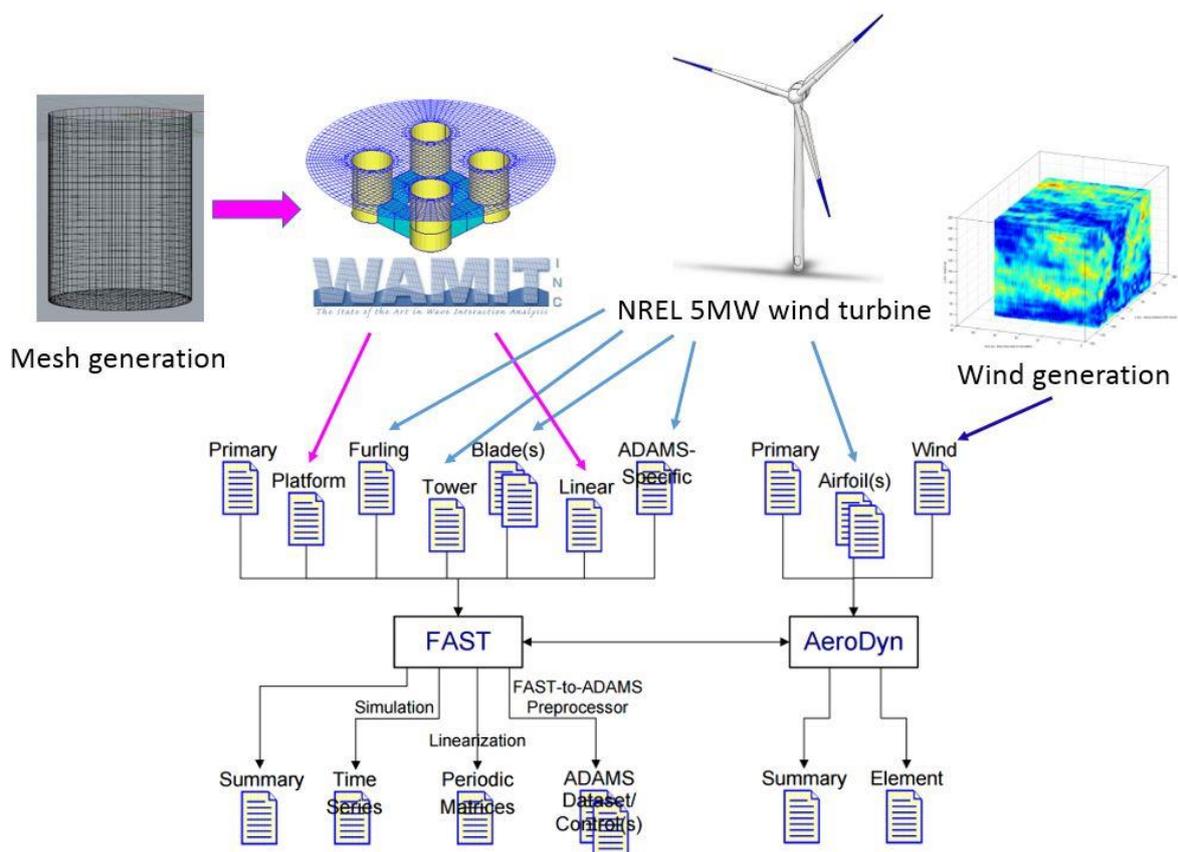


Figure 5-3 Input and Output files of FAST[12]

본 연구에 사용된 정상환경조건과 극치환경조건은 다음과 같다.

	<i>Normal condition</i>	<i>Extreme condition</i>
Average wind speed [m/s]	8.3	53.9
Significant wave height [m]	1.11	7.86
Peak period [s]	5.57	14.8
Water depth [m]	150	150

Table 5-1 Weather condition used for dynamic analysis

5.2 해석 결과

FAST의 동적 해석은 정지해 있는 플랫폼에 $t=0$ 부터 과랑하중과 풍하중을 걸어주기 시작하기 때문에 일정 기간 동안 transient state 과정을 거치게 된다. 따라서 본 연구에서는 transient state 부분을 제거하기 위해 $t=0 \sim 3500[s]$ 구간을 배제하고 $t=3500 \sim 4500[s]$ 구간만을 취해 분석에 사용해 보았다.

부유식 풍력 발전기는 지반 지지식 풍력발전기와 달리 동적 거동이 심하게 일어나기 때문에 시스템의 전복 위험성을 확인하기 위하여 하부구조물의 displacement, 특히 pitch angle change 를 주로 눈 여겨 보게 된다. 또한 mooring cable 의 수명에 영향을 끼치는 cable tension 값과 nacelle 의 bearing 수명에 악영향을 끼치는 것으로 알려진 플랫폼의 가속도 또한 같이 분석해 보았다.

5.2.1 KAIST model with V-shaped mooring system

먼저 본 연구에서 제시했던 V-shaped mooring system 을 갖춘 KAIST model 을 분석해 보았다.

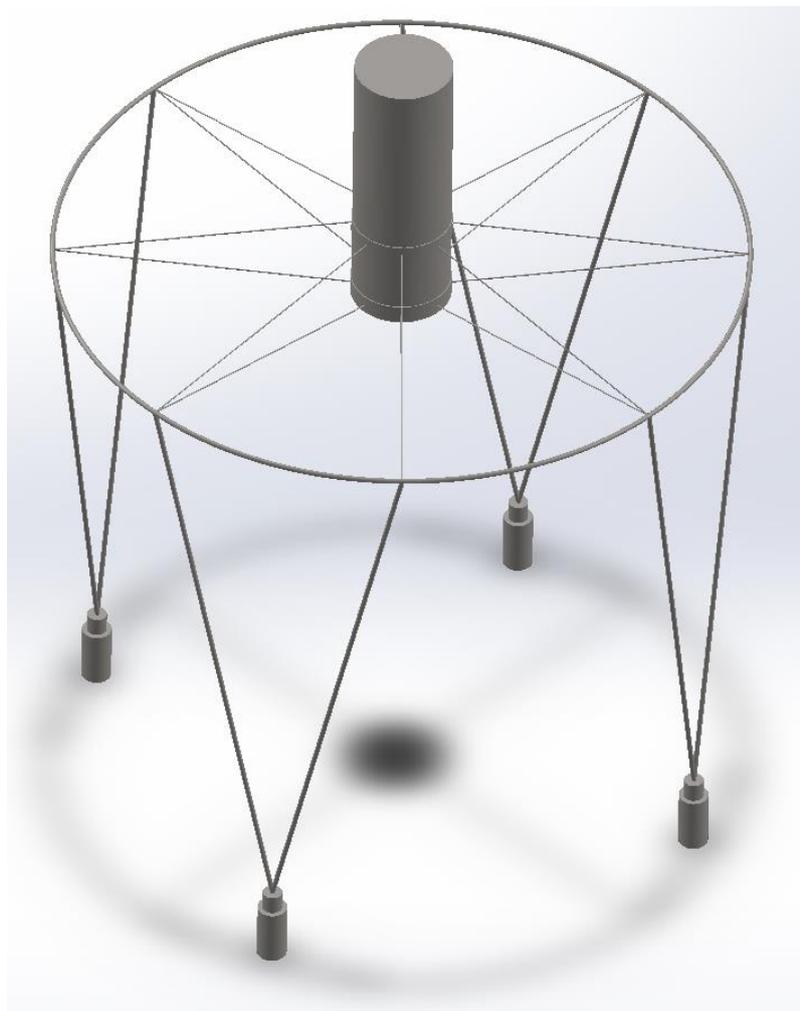
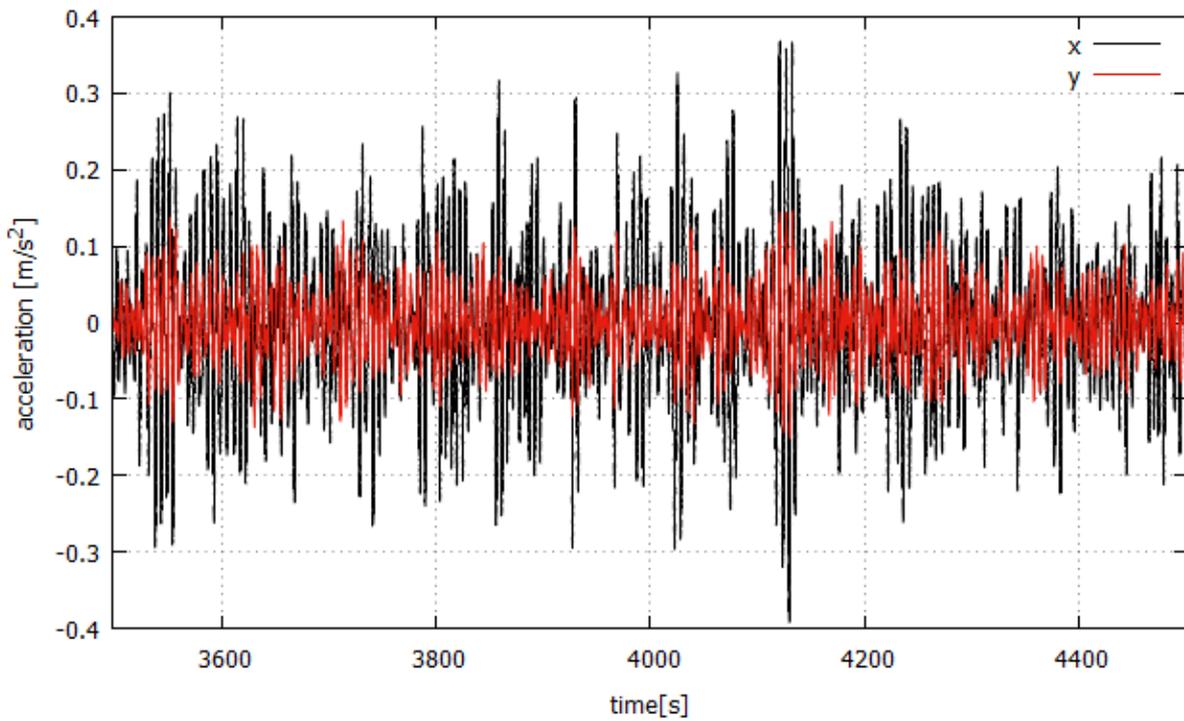
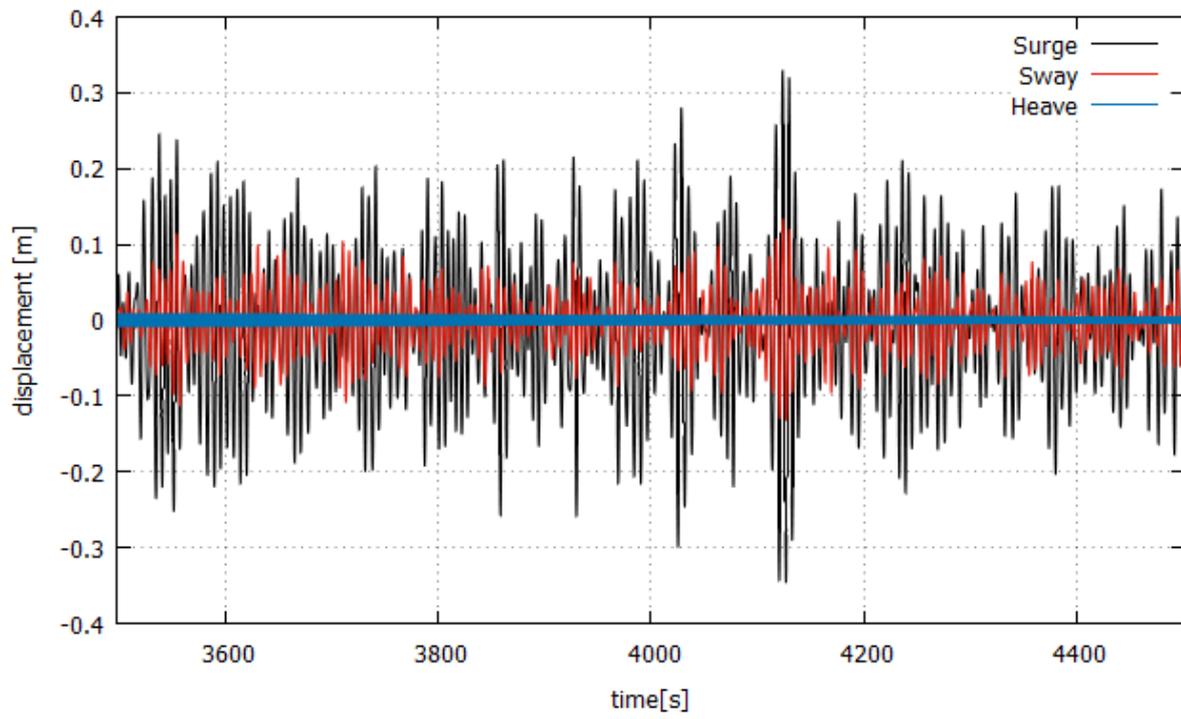
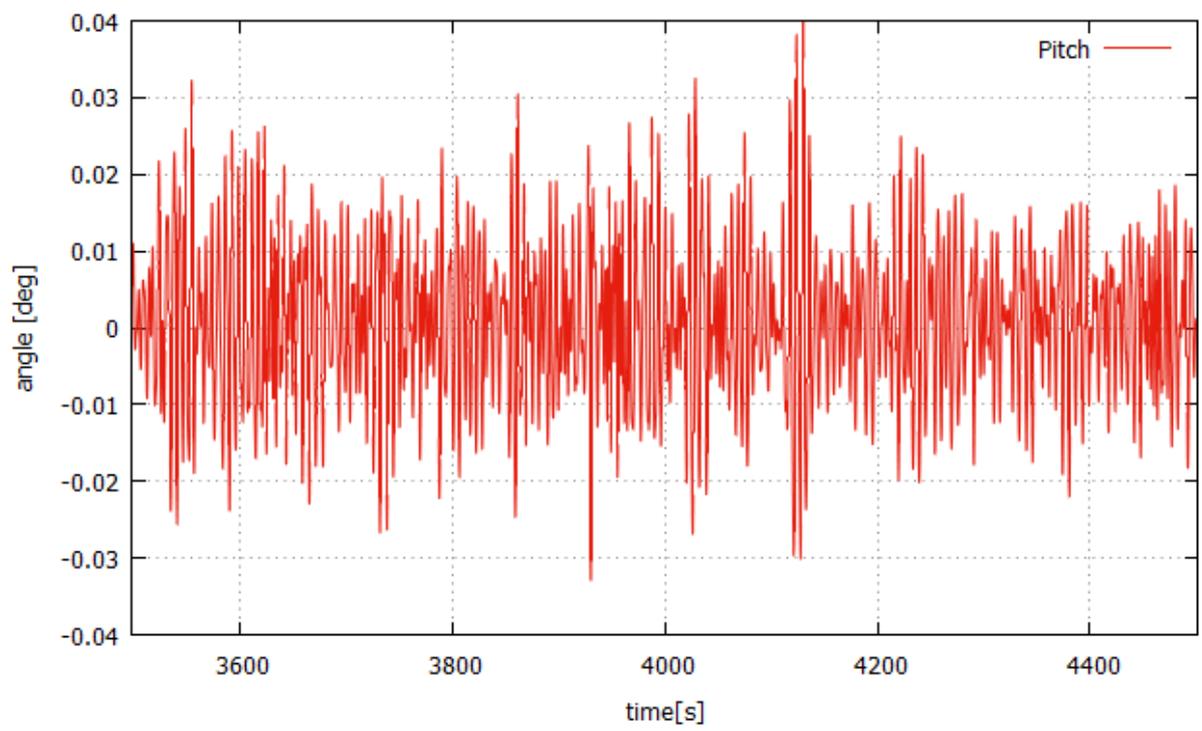
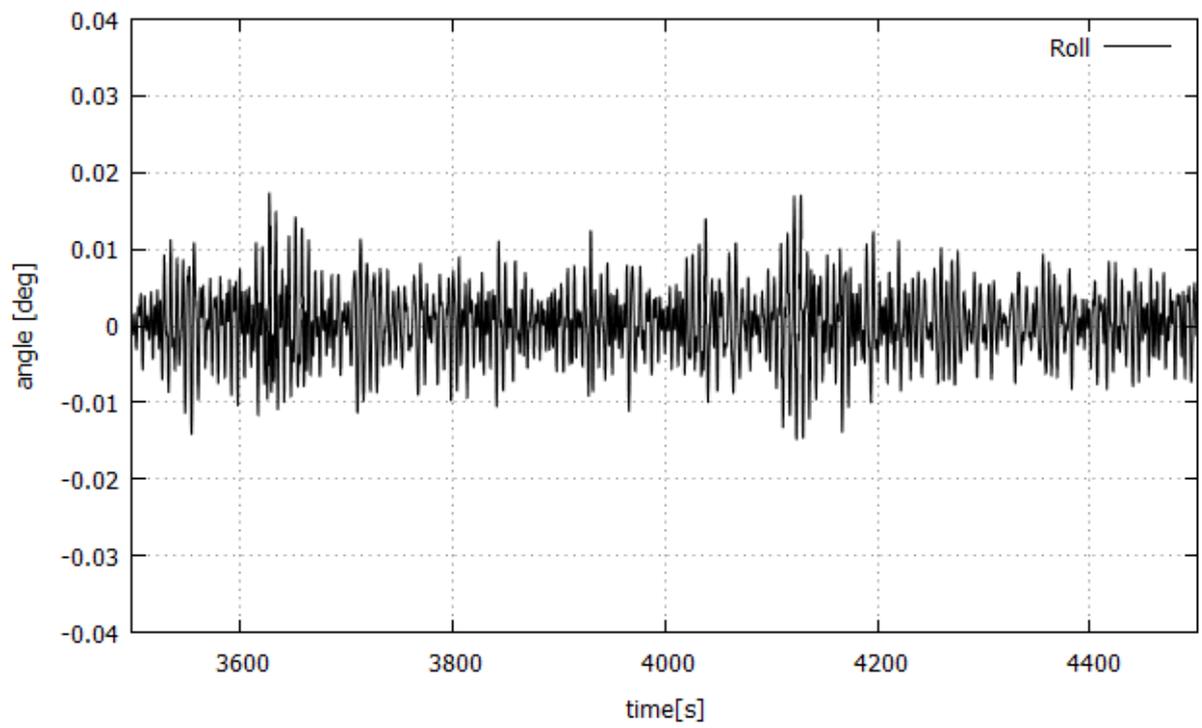


Figure 5-4 KAIST model with V-shaped mooring system





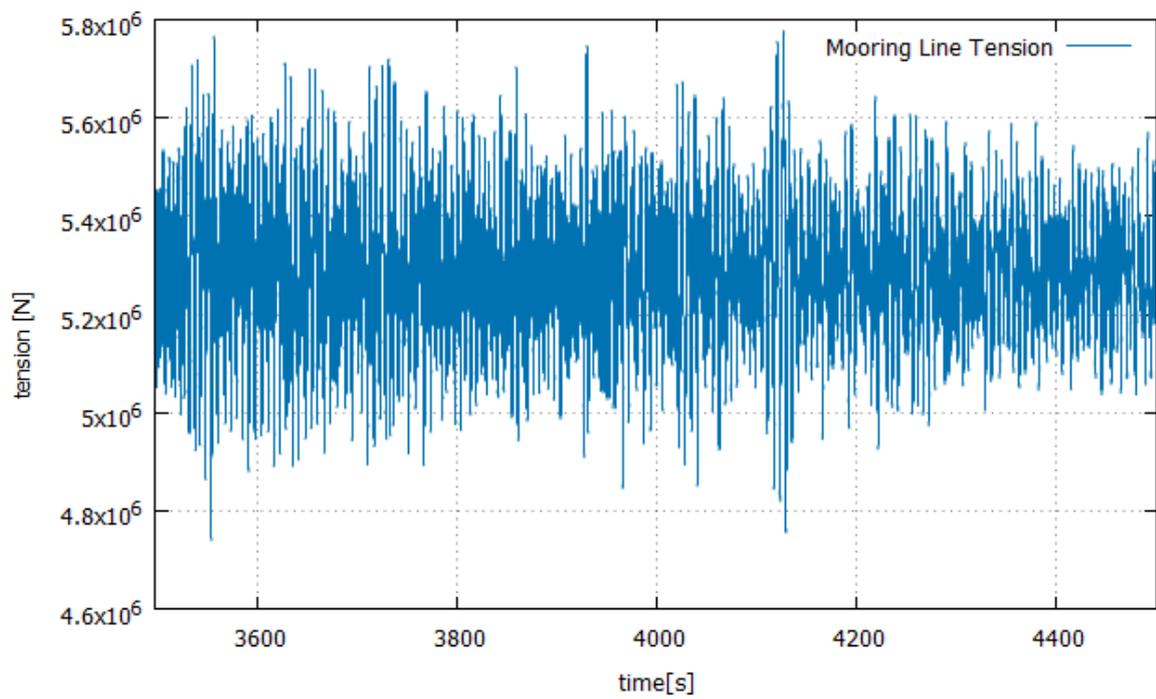
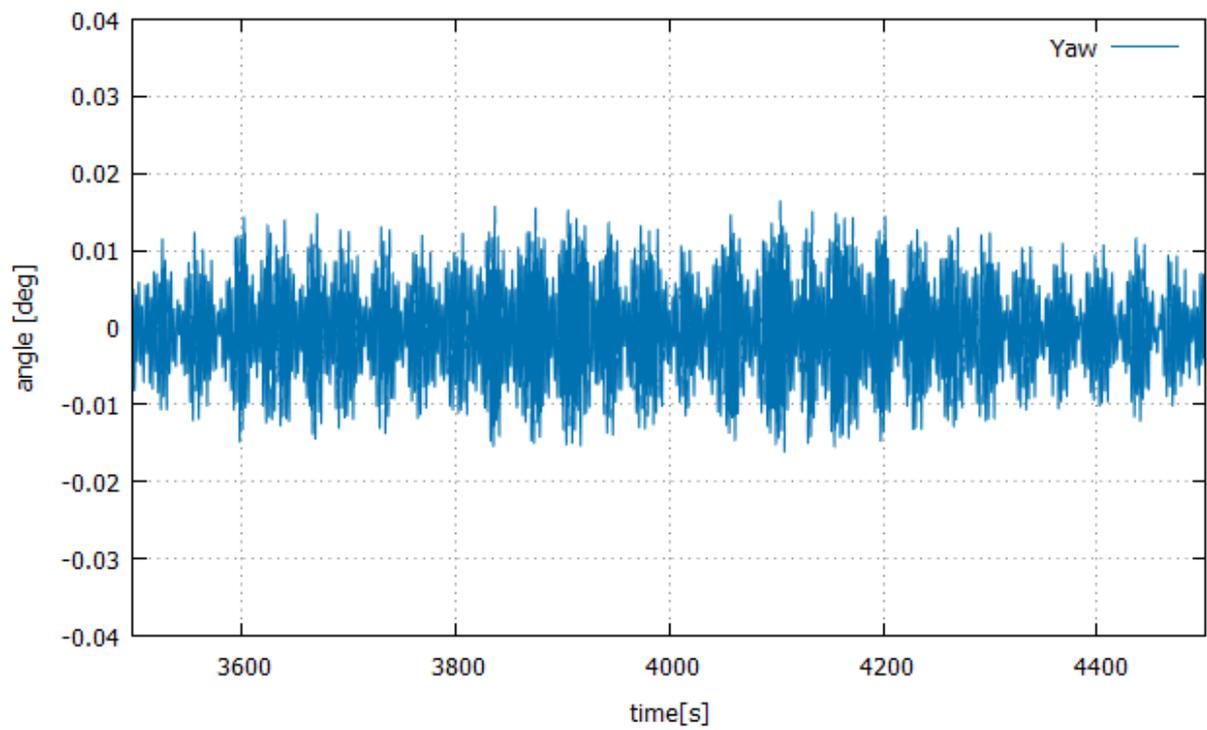
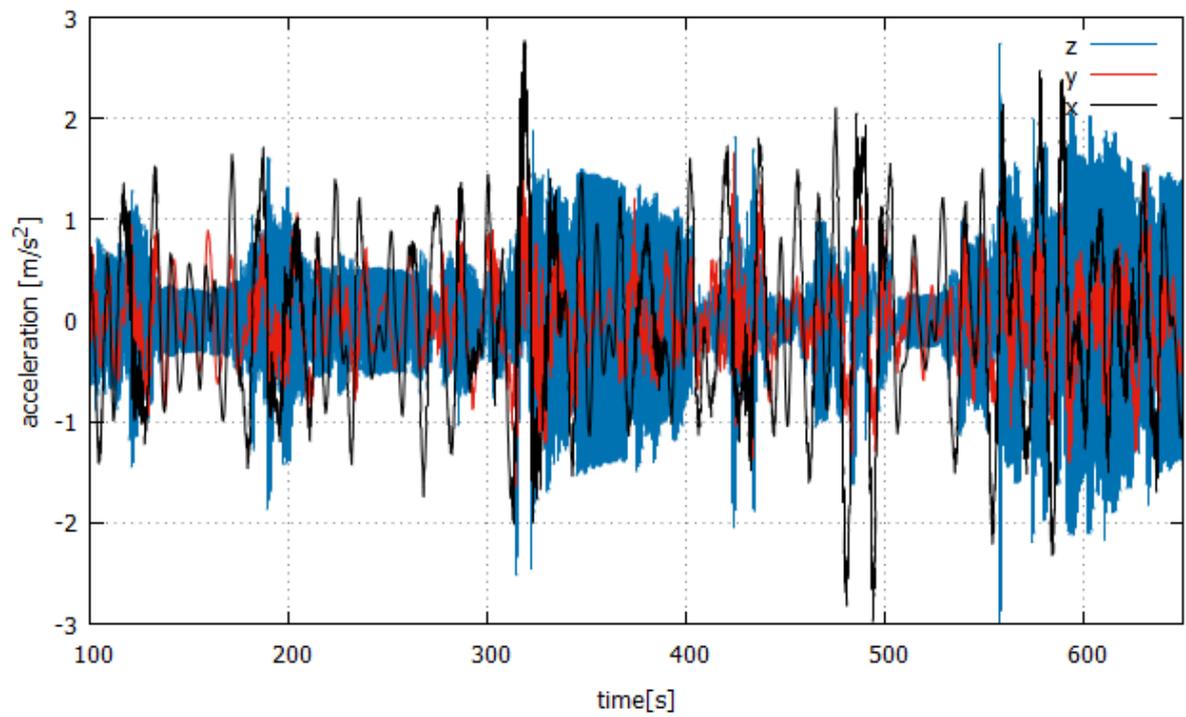
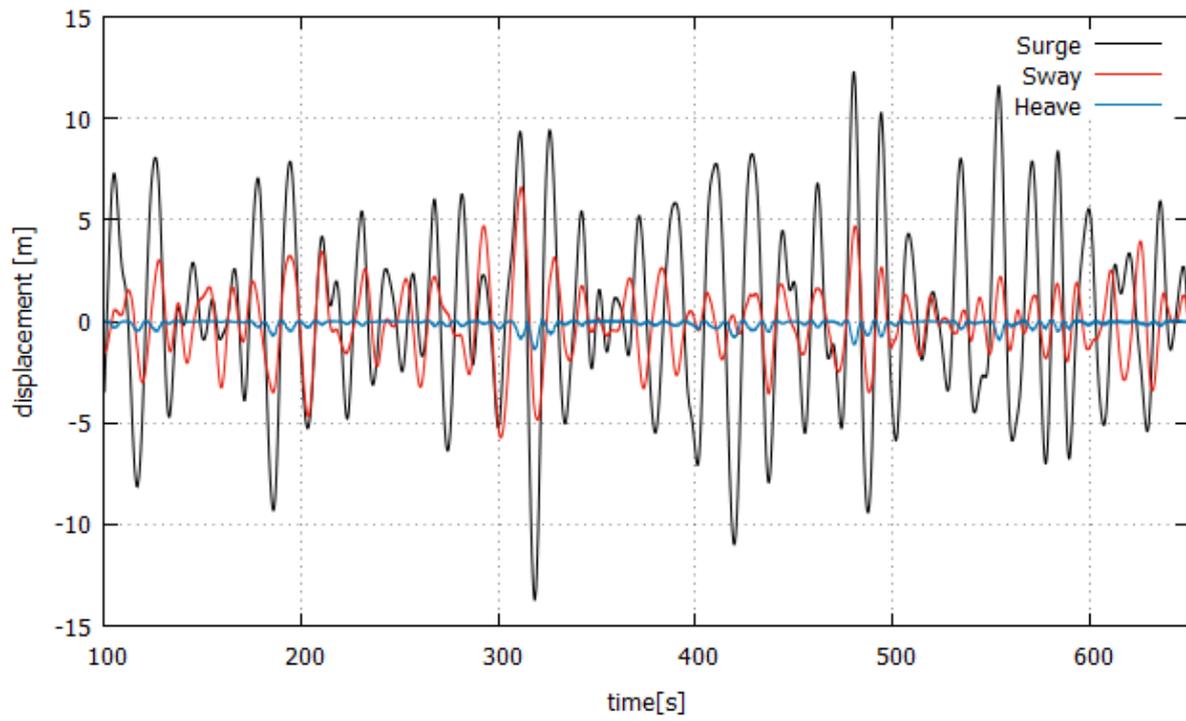
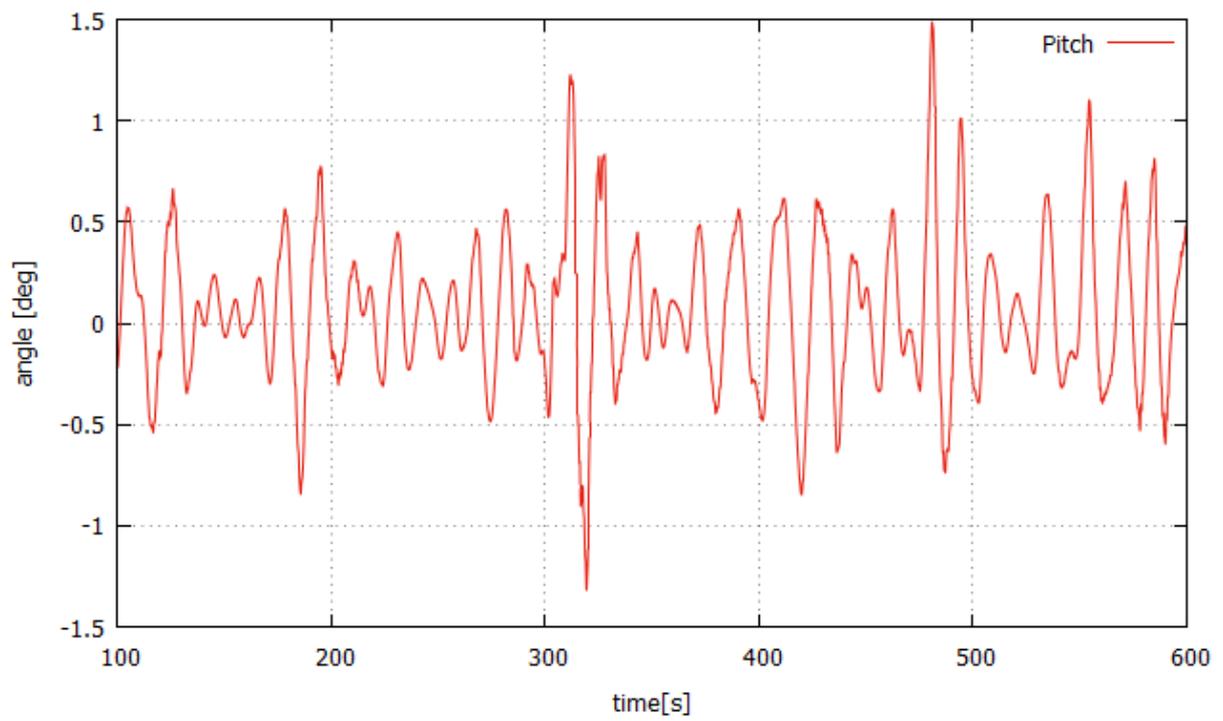
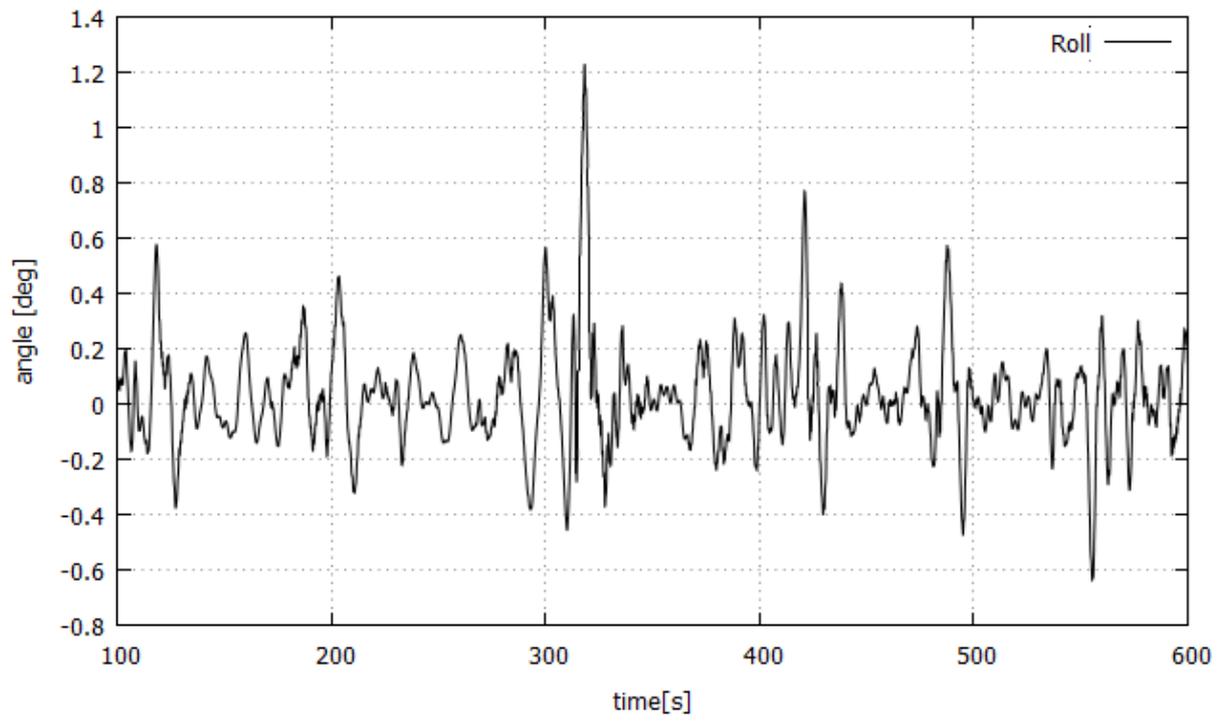


Figure 5-5 Dynamic analysis result of KAIST model with V-shaped mooring system in normal condition





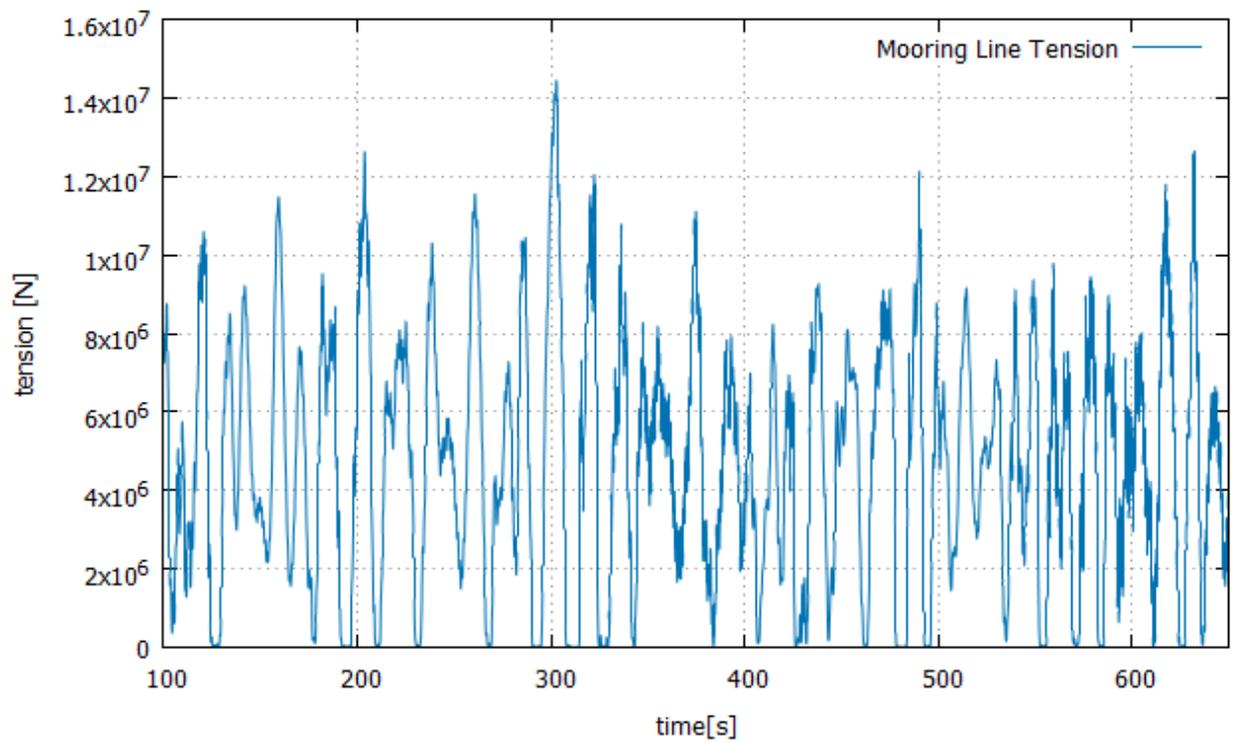
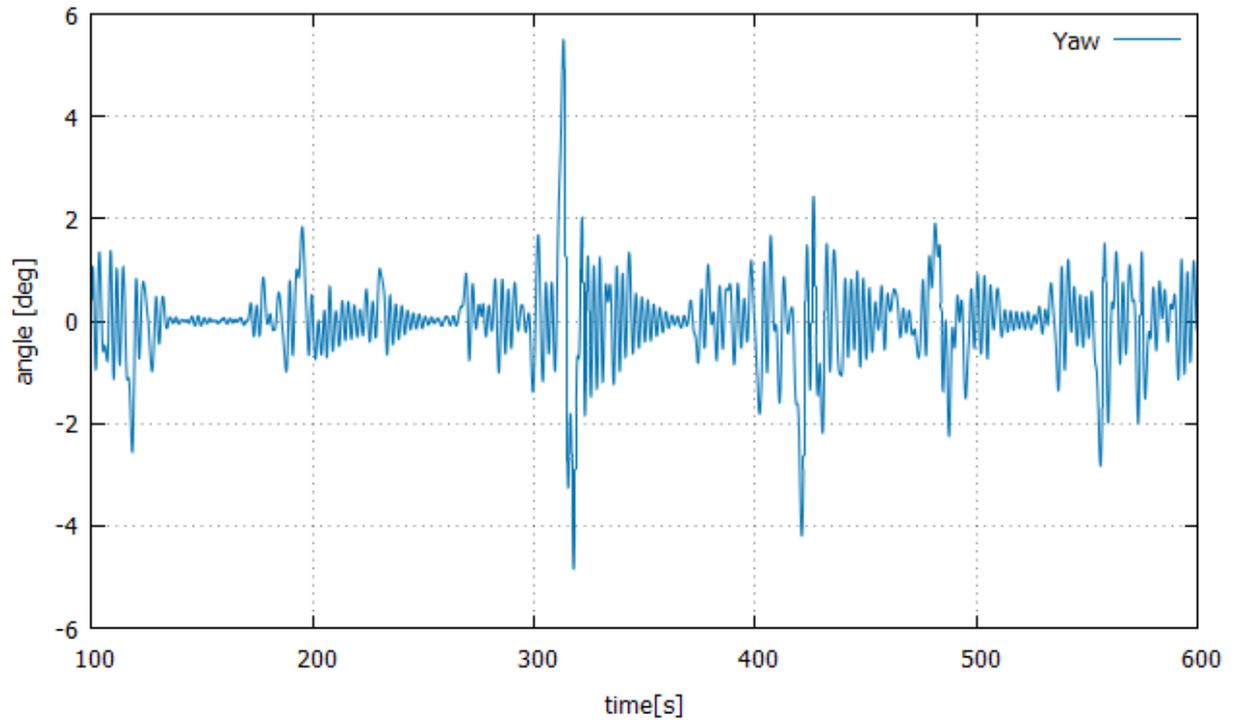


Figure 5-6 Dynamic analysis result of KAIST model with V-shaped mooring system in extreme condition

5.2.2 KAIST model with I-shaped mooring system

위 5.2.2 절에서 분석한 V-shaped mooring system 을 갖춘 KAIST model 은 snap load 가 발생함을 알 수 있다. 비교를 위하여 통상적인 TLP 플랫폼에서 사용되는 I-shaped mooring system 을 적용하여 분석을 해 보았다.

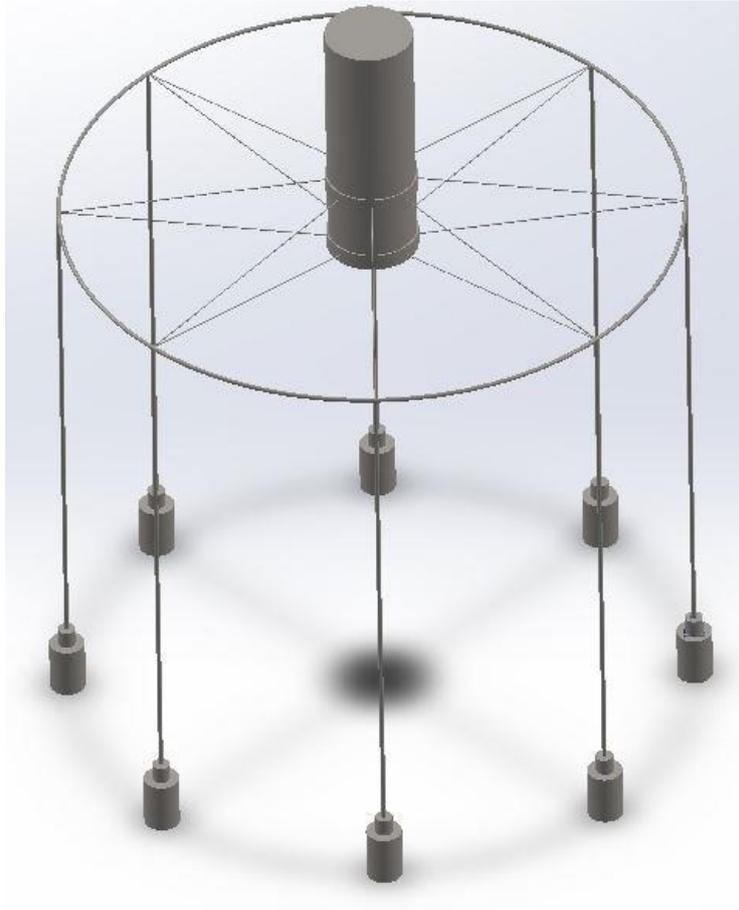
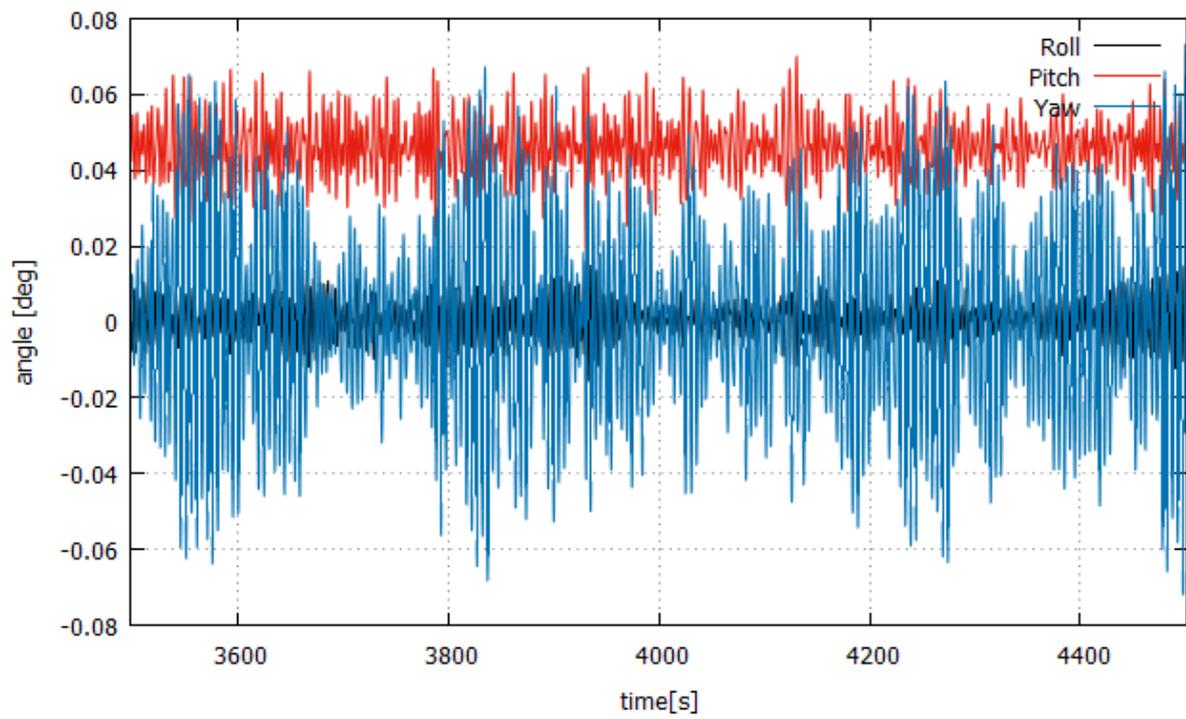
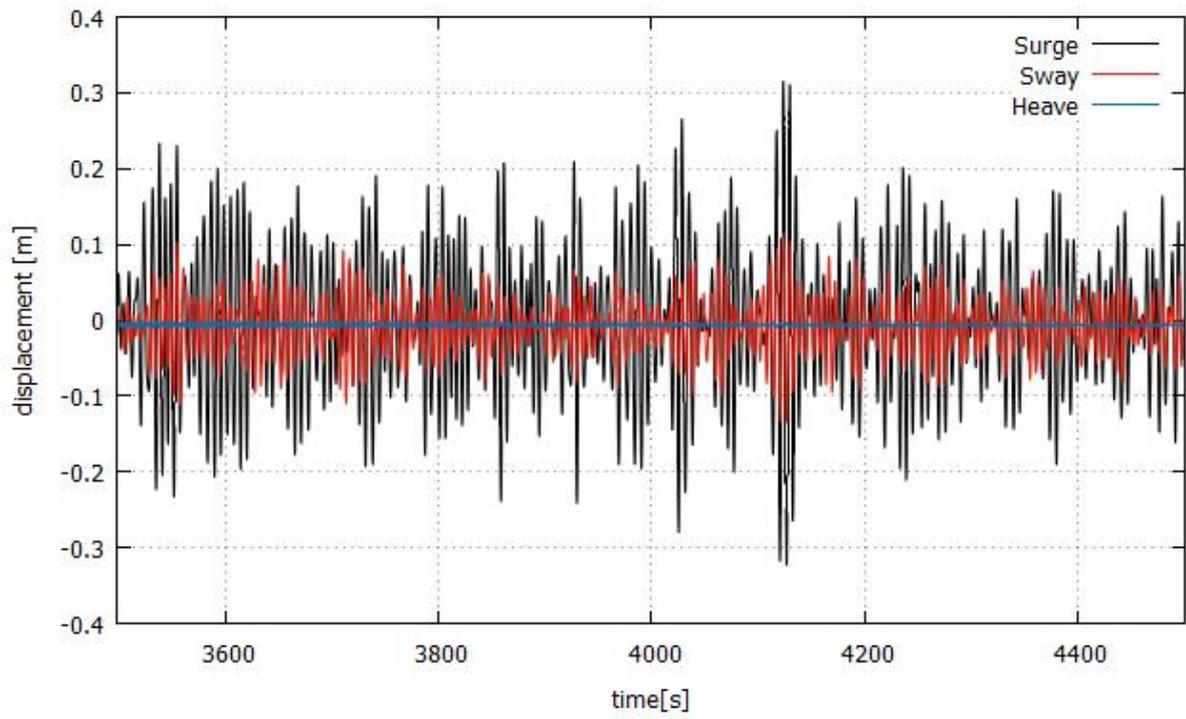


Figure 5-7 KAIST model with I-shaped mooring system



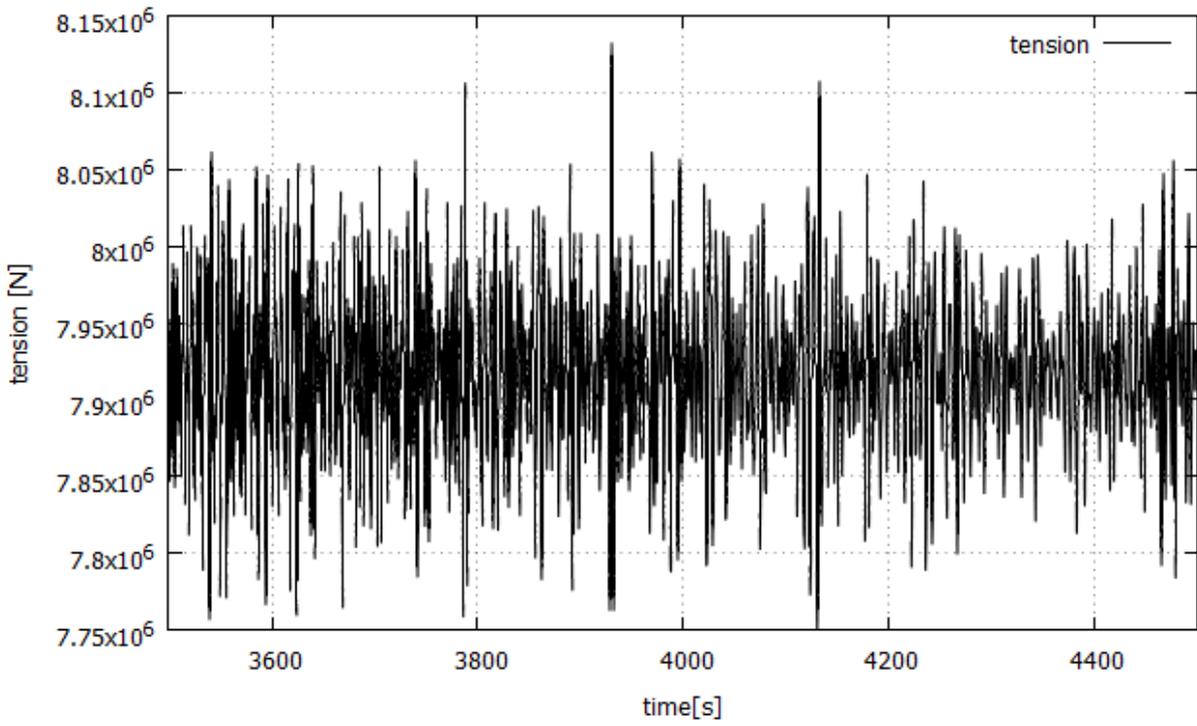
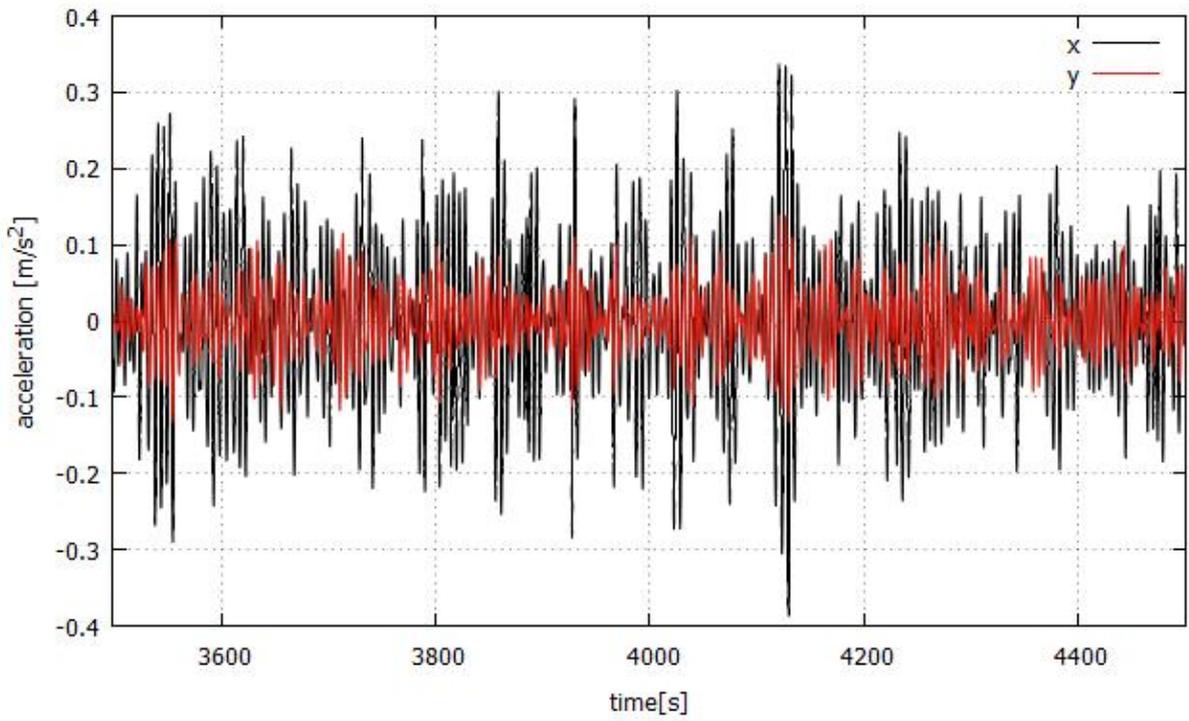
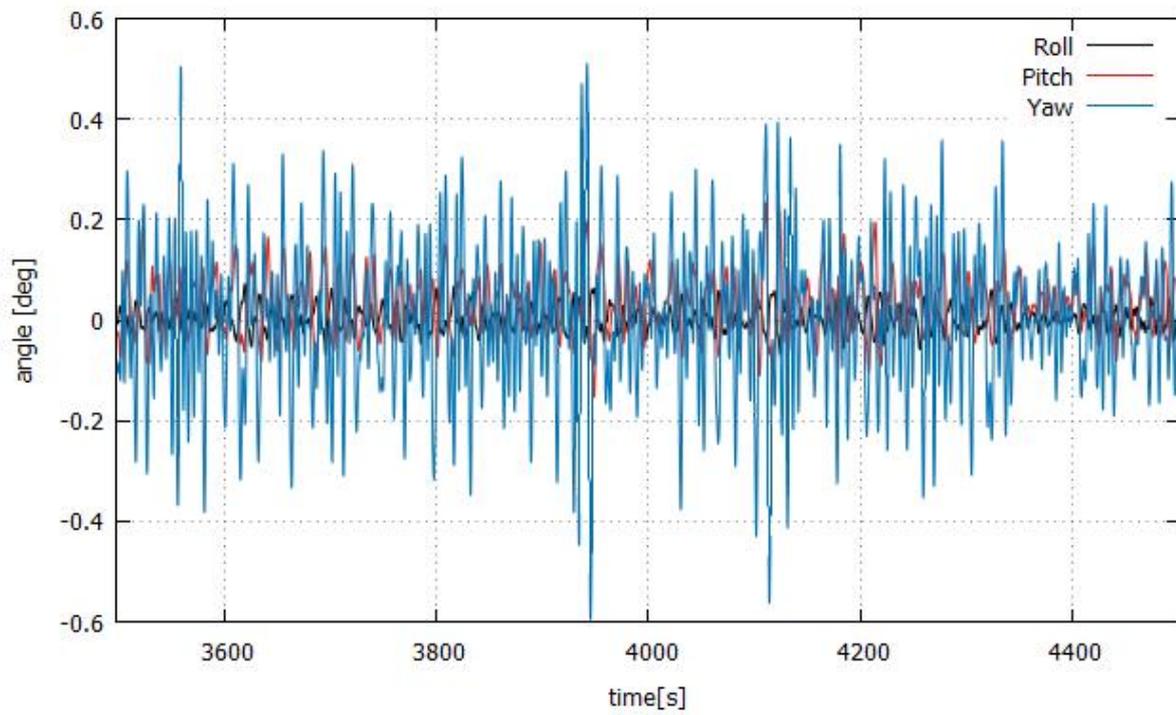
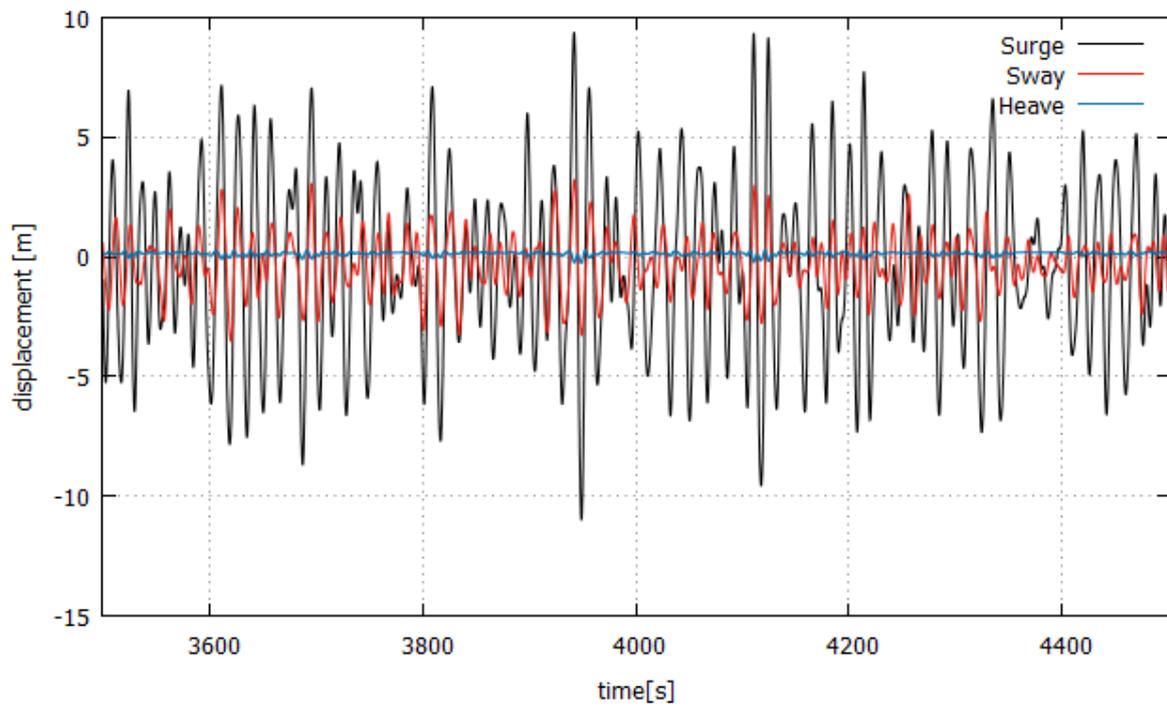


Figure 5-8 Dynamic analysis result of KAIST model with I-shaped mooring system in normal condition



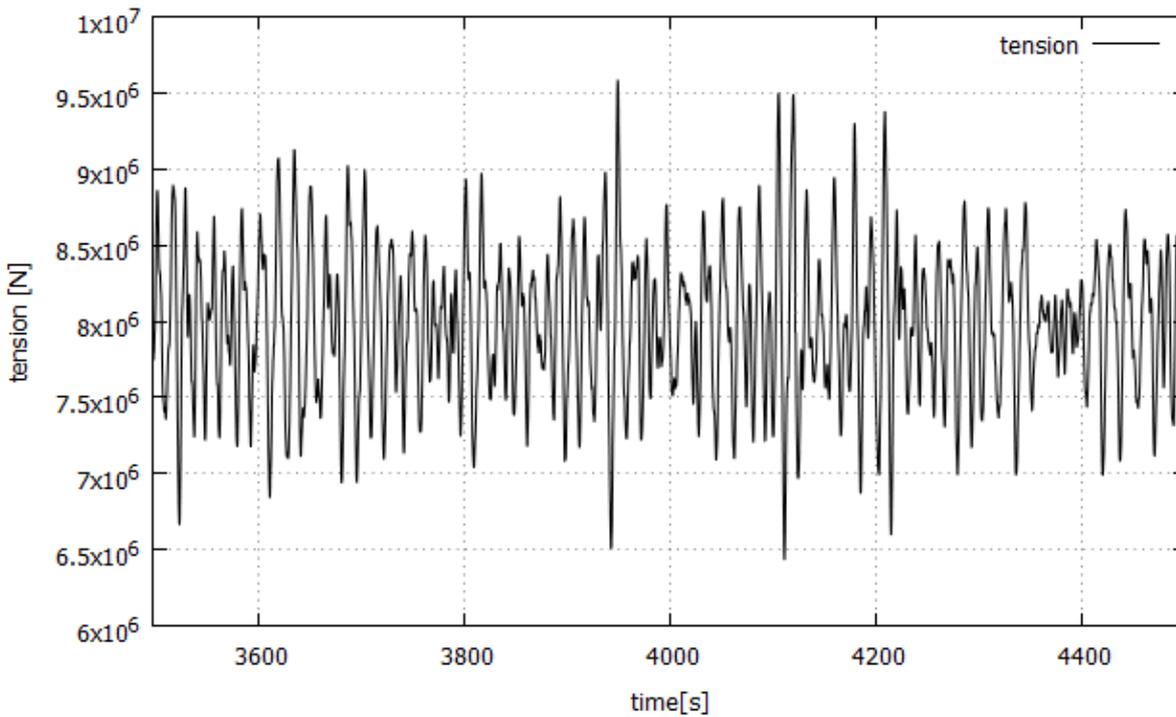
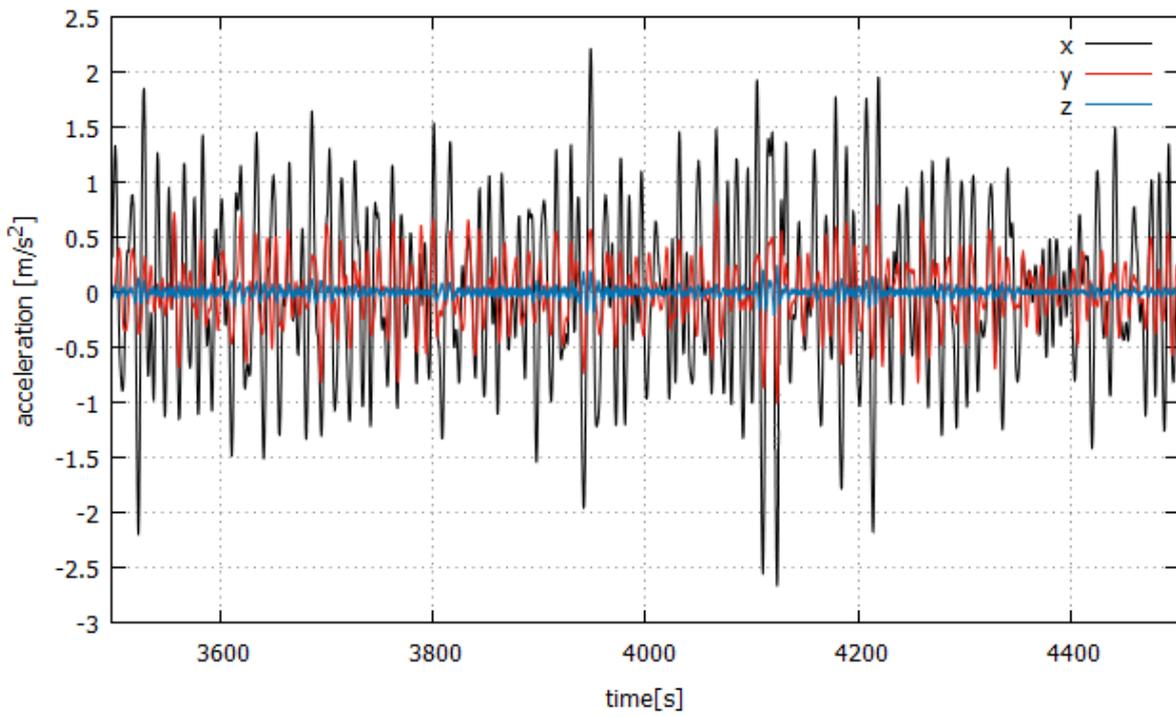


Figure 5-9 Dynamic analysis result of KAIST model with I-shaped mooring system in extreme condition

5.2.3 MIT/NREL TLP model

본 연구에서 제시된 하부 플랫폼의 성능을 비교하기 위해 MIT 에서 개발되고[12] NREL 에
서 개선된[13] MIT/NREL TLP model 에 대한 동적거동 분석을 수행해 보았다. 보통 다른 부유식 플
랫폼 설계 데이터들은 완벽하게 공개되어있지 않은 반면, MIT/NREL TLP model 은 NREL 에서 그
데이터가 상세하게 제공하기 때문에 KAIST 모델과 동일한 환경 조건에 노출시켜 해석을 수행해
볼 수 있었다.

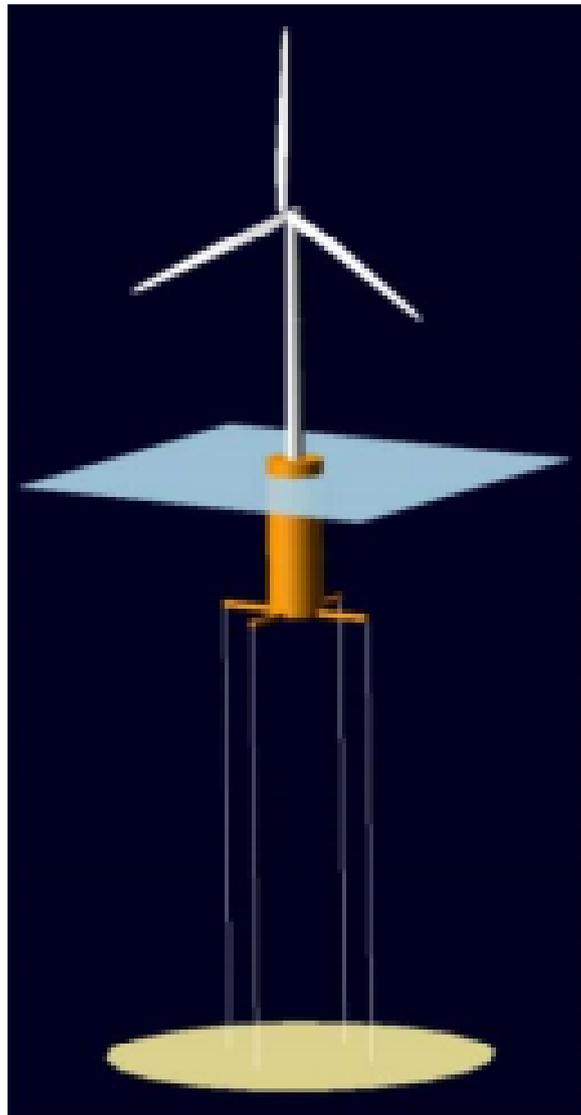
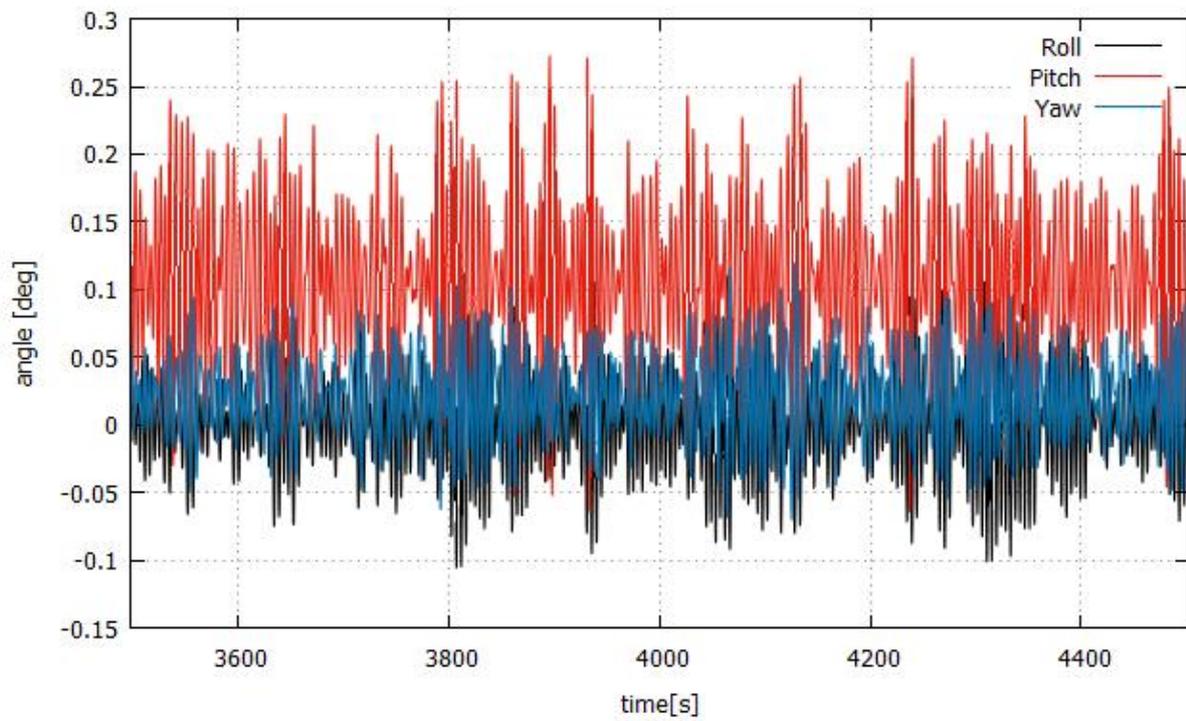
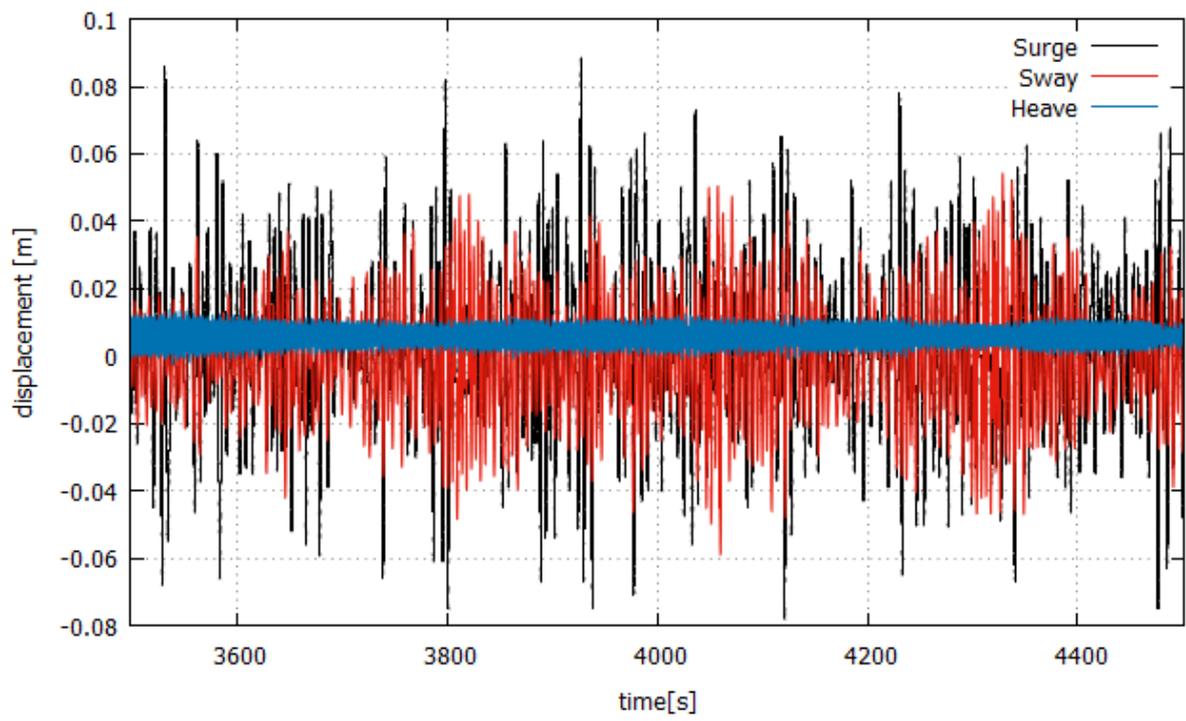


Figure 5-10 MIT/NREL TLP model



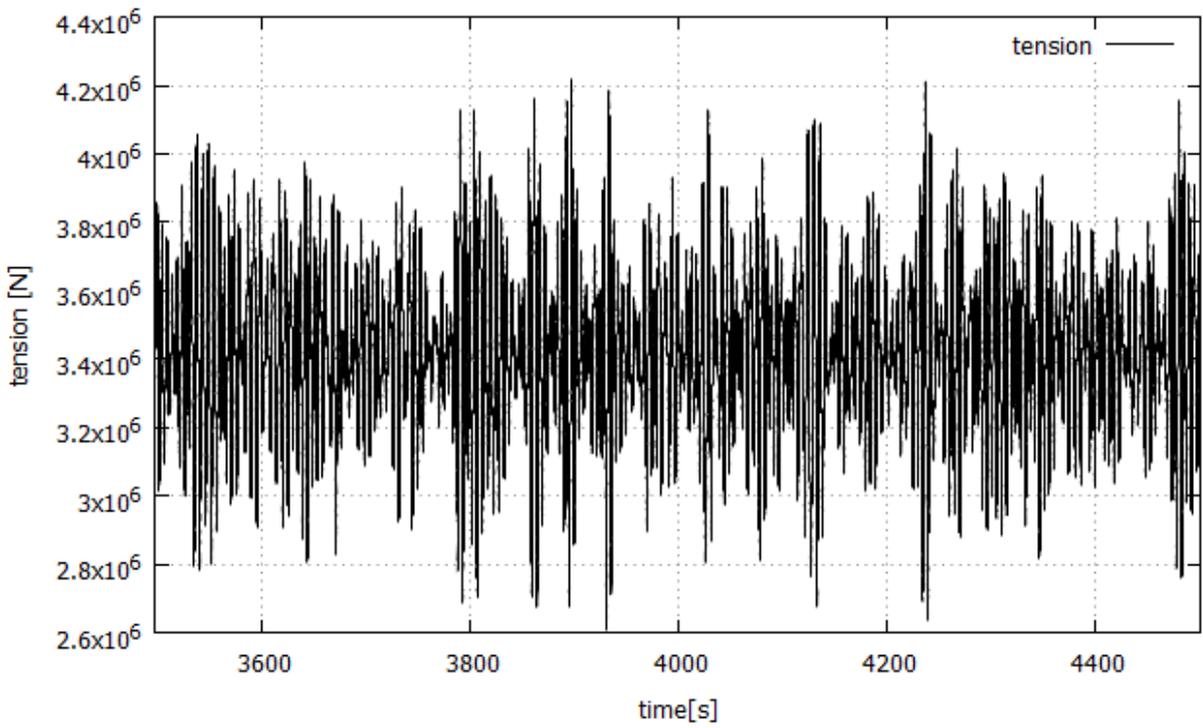
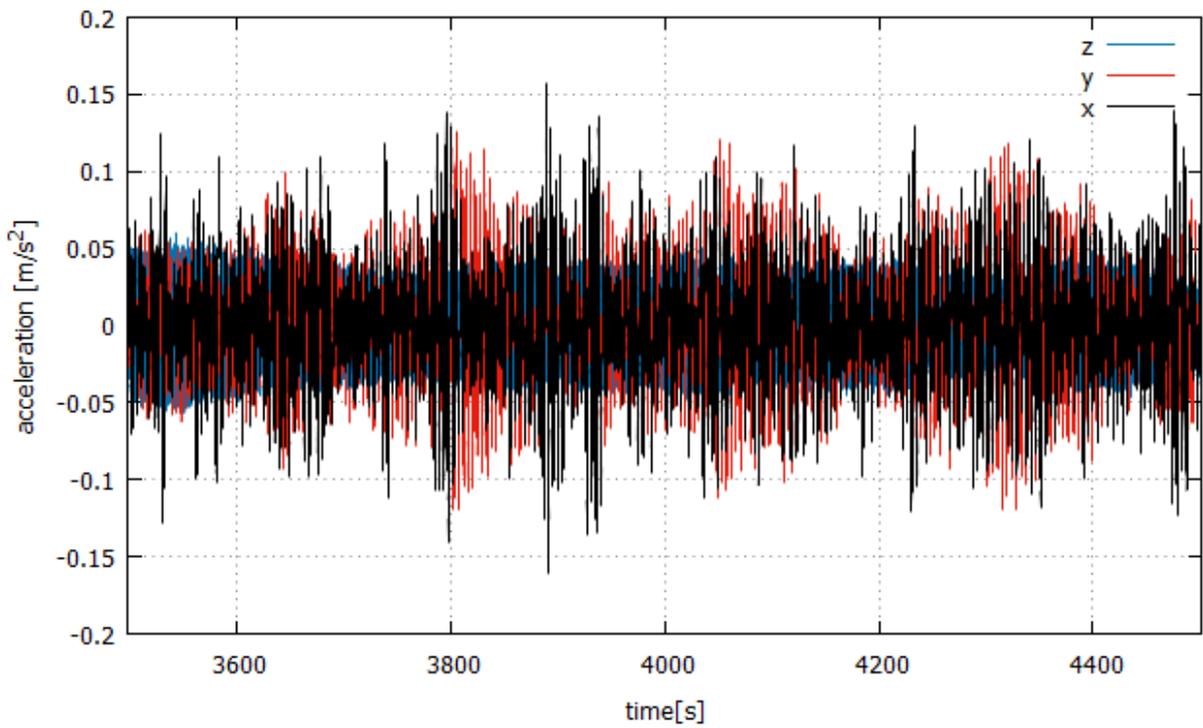
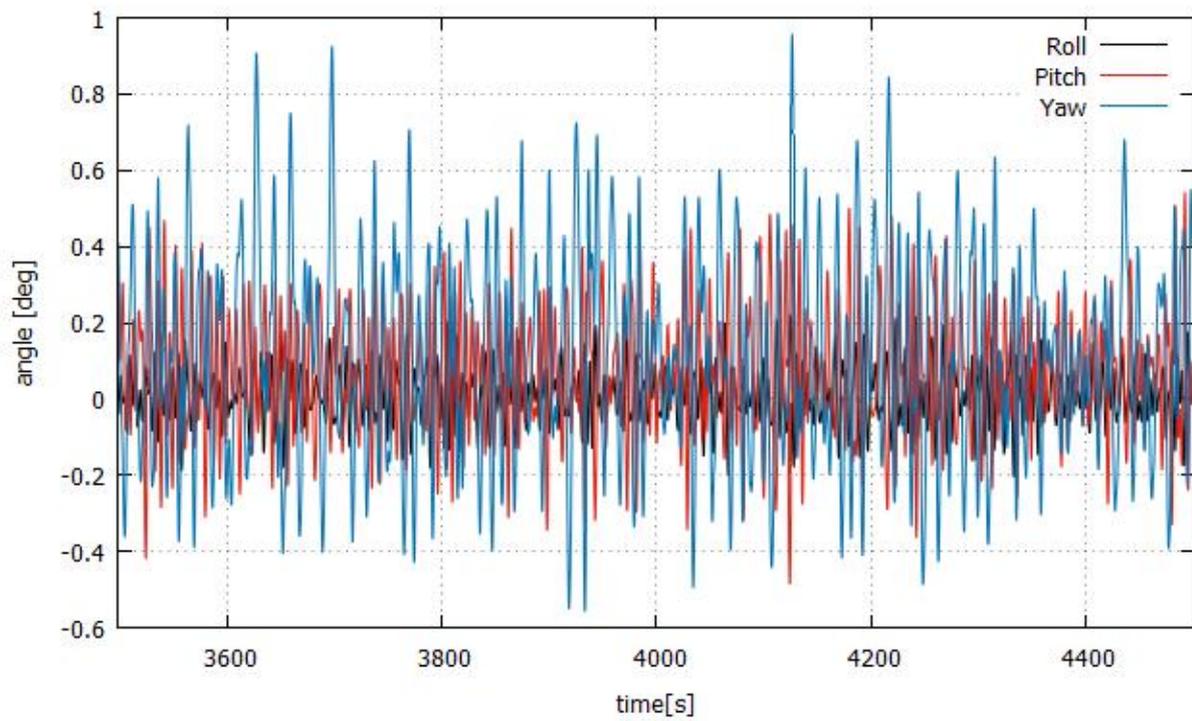
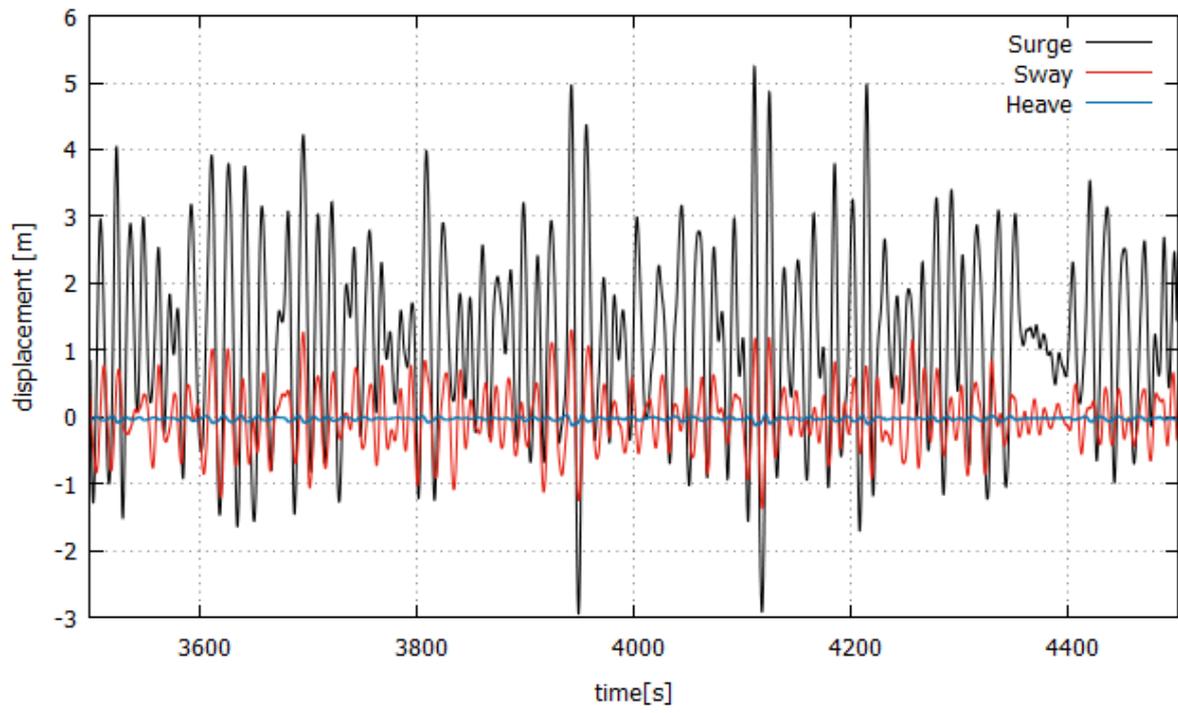


Figure 5-11 Dynamic analysis result of MIT/NREL TLP model in normal condition



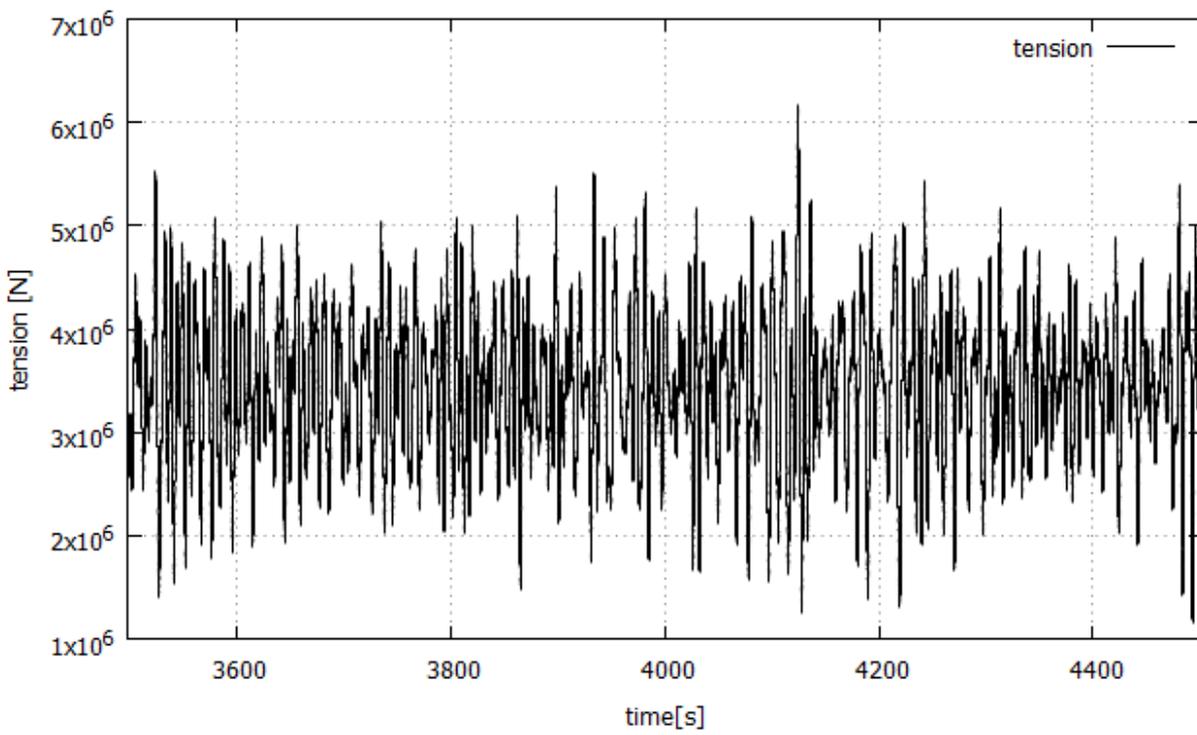
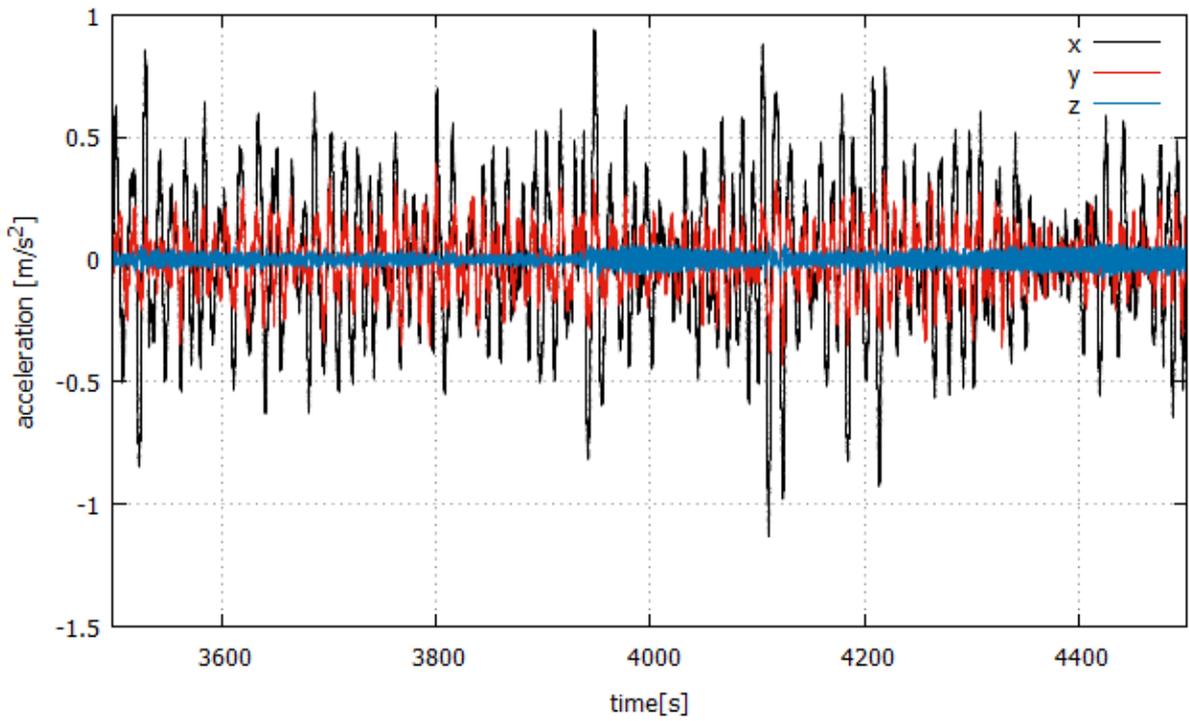


Figure 5-12 Dynamic analysis result of MIT/NREL TLP model in extreme condition

5.3 KAIST model 분석

본 연구에서 처음 제시되었던 V-shaped mooring system 을 사용한 하부 구조물의 경우 **Figure 5-5** 에서 볼 수 있듯이 normal condition 에서는 I-shaped mooring system 을 갖춘 KAIST model 보다 더 좋은 거동 결과를 보여주었다. 그러나 **Figure 5-6** 에서 볼 수 있듯이, extreme condition 에서 mooring cable tension 이 0 이 되는 snap load 뿐만 아니라 강한 yawing 을 수반하는 현상을 보여 주었다. 이는 Myhr 의 연구 결과[14]에서도 보고된 현상으로, mooring cable 을 사용하여 부유식 플랫폼의 자유도를 더욱 강하게 구속 할 수록 극치해상조건에서 mooring cable tension 의 변동이 심하고 플랫폼이 진동하는 현상이 발생하게 된다.

따라서 본 연구에서 처음 시도되었던 V-shaped mooring system 을 적용한 KAIST model 은 snap load 를 피하기 위해 최소추가부력을 산출하여 설계에 반영하였음에도 불구하고, 극치환경조건에서 snap load 가 발생하기 때문에 적절하지 않은 설계안이라는 결론을 얻게 되었다. Snap load 는 평균 장력의 3~4 배에 달하는 장력을 불러 일으키고 피로파괴를 촉진시키기 때문에[15] 별다른 유지보수 없이 20 년을 견뎌야 하는 부유식 풍력 플랫폼에 치명적이기 때문이다.

I-shaped mooring system 을 적용한 KAIST model 은 displacement 값이 크지만, snap load 가 발생하지 않고 mooring cable 에 걸리는 장력의 변화 폭이 상대적으로 작다는 장점이 있다. 또한 snap load 로 인한 진동이 없기 때문에 V-shaped mooring system 을 적용한 model 보다 가속도가 더 작다. 따라서 본 연구의 최종 산물로 I-shaped mooring system 을 적용한 KAIST model 을 채택하고, 다른 TLP model 과 비교 분석을 시행해 보았다.

5.4 타 모델과의 비교 분석

본 연구에서 제시된 KAIST model 과 타 TLP model 과의 성능 비교 분석을 위해 가장 널리 알려진 MIT/NREL TLP model 의 동적 해석을 거쳐 그 성능을 분석해 보았다. 또한, 현재까지 가장 경제적인 TLP 로 알려진 TLB model[16] [17]과의 비교 분석을 진행해 보았다.

부유식 풍력 플랫폼의 평가 기준으로 가장 먼저 구조 안전성과 복원성이 꼽힐 수 있을 것이다. 그러나 이러한 사항들은 부유식 풍력 발전 플랫폼의 최소 요건일 뿐이다. 좋은 부유식 풍력 플랫폼은 풍력발전 타워로 환경하중의 전과를 최소화 시켜야 한다. 보통 풍력발전의 가장 큰 문제점으로 부품의 기계적 고장으로 인한 잦은 유지보수가 손꼽힌다. 풍력발전터빈 제작 기술의 축적으로 이러한 기계적 고장은 점차 감소하고 있지만, gear box 를 포함한 yaw bearing 의 잦은 파손 문제는 아직까지 큰 진전을 보이고 있지 않다. 전세계 풍력발전터빈 생산량 1 위를 차지하는 Siemens 의 분석에 따르면, gear box 의 파손의 원인으로는 윤활 불량이나 구조물 진동 등이 지목되고 있으나 가장 큰 원인으로써 gear box 의 가속도가 지목되고 있다고 한다. 따라서 주어진 환경 조건에 대하여 nacelle 부분에서의 가속도를 얼마나 잘 최소화 시키느냐가 부유식 풍력 플랫폼의

중요한 성능 척도가 될 수 있다.

MIT/NREL TLP model 은 MIT 의 Tracy 가 수행한 초기 디자인[12]을 기반으로 설계되었다. Tracy 는 5439 개의 초기 설계 디자인에서 시작하여 nacelle 에서의 가속도를 최소화 시키는 파레토 최적 탐색을 수행하여 최종적으로 4 개의 최적설계를 얻어내었다. 추후, Colorado University 의 Martha 가 NREL 과 협력 연구를 통하여 Tracy 의 계산에서 약간의 오류가 발견하고, 이를 보완한 새로운 최적 설계를 제안하여[13] MIT/NREL TLP model 이라 명명하였다. Tracy 의 최적설계에서는 ballast tank 가 포함되어 있어 TLP 가 mooring cable 없이도 스스로 복원력을 생성하도록 디자인 되어 있었다. MIT TLP 는 Ballast tank 를 사용함으로써 SPAR type 플랫폼처럼 안정적인 복원력을 얻어 낼 수 있었으나, 플랫폼이 대형화 되며 전체적인 중량이 증가하였다. 이는 제작단가의 상승을 초래하여 비경제적인 결과를 얻어낸다.

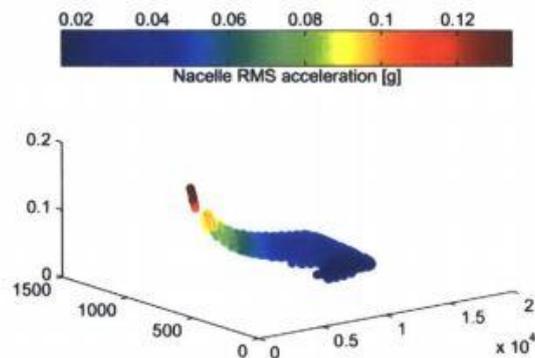


Figure 5-13 Pareto optimal searching process by Tracy[12]



Figure 5-14 MIT TLP by Tracy[12]

TLB(Taut Leg Buoy) model 은 MIT 의 Sclavounos 교수가 제안한 Taut Leg mooring system 을 Norwegian University of Life Science 의 Myhr 가 적용시켜 고안한 model 이다. Taut Leg 를 사용함으로써 부유식 플랫폼의 자유도를 상당히 억제할 수 있었고, 결과적으로 nacelle 의 가속도를 상당히

제거할 수 있었다. TLB의 가장 큰 장점으로는 Taut Leg 들로 환경하중이 분산되어 wall thickness 를 크게 줄일 수 있었기 때문에 결과적으로 세계에서 가장 경량화된 부유식 풍력 플랫폼을 얻어내었다는 것이다[6]. 그러나 환경하중을 견디는 mooring cable 에 tension 변화 폭이 매우 크며, 50년 재현 극치환경조건에서 snap load 를 간신히 버틸 수 있는 수준이다. 이러한 큰 tension 변화 폭은 피로파괴를 불러 일으킬 뿐더러 anchor 가 견뎌야 하는 tension 값이 크기 때문에 anchor 단가 상승을 초래하게 된다. TLB model 의 여러 과생형 중에서 가장 환경하중의 영향을 덜 받는다고 알려진 TLB X3 의 mooring line tension 변화값이 다음 Figure 5-16 에 표기되어 있다.

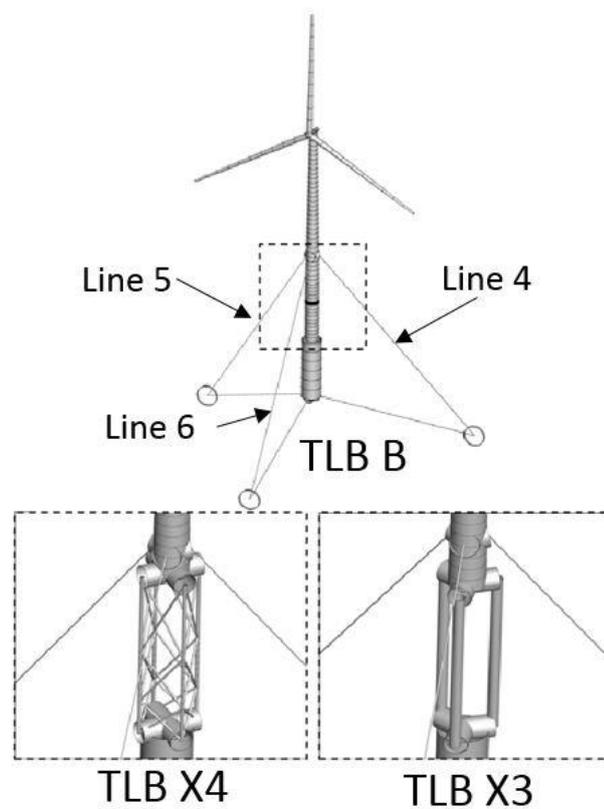


Figure 5-15 Various TLB model by Myhr[17]

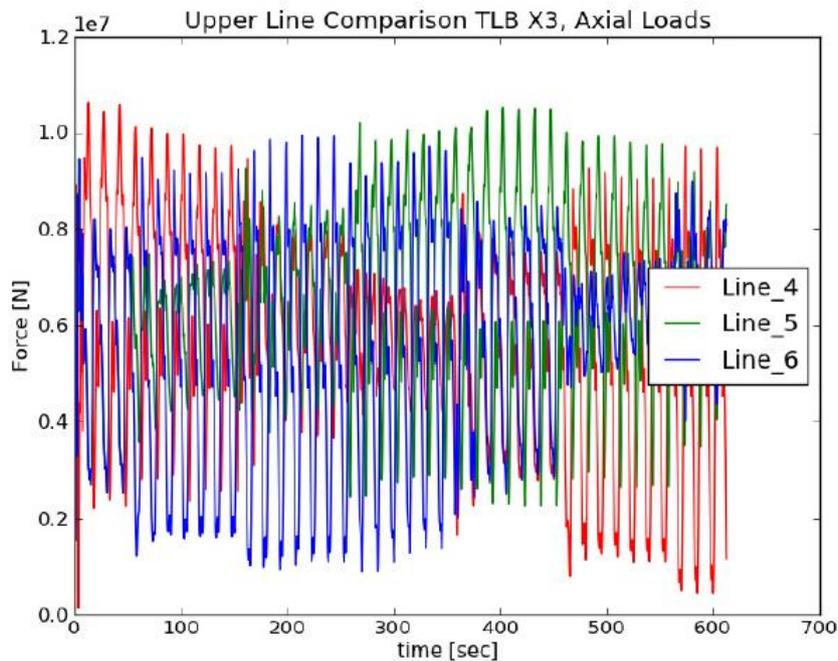


Figure 5-16 Mooring tension change of TLB in extreme condition[17]

간략한 경제성 분석을 위하여 KAIST model with V-shaped mooring system, MIT/NREL TLP, 그리고 TLB B model 을 비교해 보았다. 부유식 해상 풍력 플랫폼의 가장 큰 cost driver 는 하부구조물의 중량과 anchor 설치비용이라는 사실이 여러 논문을 통해 입증되었기 때문에, 각 model platform 들의 질량 구성과 anchor 에 걸리는 mooring tension 의 값을 다음 Table 5-2 에 비교해 보았다. 자세한 값을 구할 수 없어 간접적인 방법으로 얻어낸 수치는 괄호 안에 표기하였다.

		KAIST	MIT/NREL	TLB B
Mass	Steel [ton]	1,111	(354)	350
	Concrete [ton]	0	(8,216)	0
	Total [ton]	1,111	8,570	350
Anchor	Static [kN]	8,000	3,931	(18,000)
	Maximum [kN]	9,700	(7,626)	29,267

Table 5-2 Mass and anchor tension comparison of 3 TLP models

Wayman[18]은 시장조사를 통해 하부구조물의 제작 비용 산출로 다음과 같은 가정을 도입하였다. 우선 첫번째로, 철근의 가격은 제작과 용접 도장 과정을 거치며 그 비용이 원자재 가격의 4 배 정도로 산출된다고 가정하여 2466[\$/ton]의 가격을 제시하였다. 두번째로, Ballast tank 에 사용될 콘크리트 비용 또한 운반과 양생 비용을 포함하여 1000[\$/ton]정도로 비용이 소모될 것으로 가

정하였다. 마지막으로, 4000[kN]이 넘는 힘을 견디는 anchor 는 suction anchor 를 사용해야 하고 설치비용으로 20[\$/kN]을 제시하였다. 본 연구에서는 Wayman 의 가정을 받아들여 간단한 경제성 분석에 사용해 보았다.

		<i>KAIST</i>	<i>MIT/NREL</i>	<i>TLB B</i>
<i>Mass</i>	Steel [\$]	2,739,726	(872,964)	863,100
	Concrete [\$]	0	(9,037,600)	0
	Total [\$]	2,739,726	9,910,564	863,100
<i>Anchor</i>	Static [\$]	1,280,000	628,960	(286,680)
	Maximum [\$]	1,552,000	(1,220,160)	1,756,020

Table 5-3 Cost comparison process of 3 TLP models

하부구조물 제작 비용과 anchor 에 걸리는 최대 하중에 견디도록 anchor 를 설치하는 비용을 합치면 대략적인 경제성 분석을 수행할 수 있었다.

<i>KAIST</i> [\$]	<i>MIT/NREL</i> [\$]	<i>TLB</i> [\$]
4,219,726	111,130,724	2,619,120

Table 5-4 Cost comparison result of 3 TLP models

5.5 비교 분석 결론

MIT/NREL model 은 ballast tank 를 사용해 설치 용이성을 확보함과 동시에 nacelle 의 가속도를 최소화 하기 위한 최적화를 실행하였다. 그 결과로 극치환경조건에서도 작은 nacelle 가속도를 확보할 수 있었지만, 플랫폼의 대형화로 인하여 높게 상승된 생산비용을 단점으로 얻게 되었다. 뿐만 아니라, MIT/NREL model 은 동적해석만 수행되고 구조해석은 수행되지 않았기 때문에 전 구간 1.5[cm]라는 구조물 두께는 신뢰할 수 없고, 구조해석을 통해 더 두꺼워져야 할 수도 있다. 또한 내부 stiffener 설계가 포함되어있지 않기 때문에 구조해석을 수행 한 개량된 설계 버전은 더욱 높은 제작단가를 필요로 한다고 예측된다.

TLB model 은 매우 적은 재료를 사용해 제작되었기 때문에 매우 경제적인 model 로 평가받을 수 있다. 그러나, anchor 에 걸리는 장력이 매우 강할 뿐더러 장력의 변동폭이 매우 심해 anchor 하나가 견뎌야 하는 장력이 다른 model 이 견뎌야 할 장력의 2~3 배에 달한다. 구조물 전체는 DNV-RP-C202: Buckling Strength of Shells 를 적용하여 구조해석이 완료되었다고 하지만, 내부 stiffener 가 없기 때문에 심한 cyclic load 가 걸리는 mooring cable 에 의한 피로파괴가 일어날 가능성이

존재한다.

본 연구에서 제시된 KAIST model 은 8,000[kN]에 달하는 매우 높은 평균장력을 취하고 있다. Mooring cable tension 이 커질수록 anchor cost 가 증가한다는 단점이 존재하지만, 복원력이 좋아졌기 때문에 tension 의 변동폭을 줄일 수 있었다. 결과적으로 다른 모델과 비교하여 가장 작은 mooring tension 변화폭을 얻을 수 있었고, nacelle 의 가속도 또한 모든 자유도를 구속시킨 TLB 보다 더 작게 억제하는 효과를 얻을 수 있었다. 또한 여러 국제 규정을 적용하여 최소두께를 산정하였고, 내부 stiffener 를 설계하였다. 바퀴구조물을 도입하여 fairlead distance 를 MIT/NREL model 의 27[m]보다 긴 35[m]로 설계할 수 있었고, 이는 과 같이 더 작은 tension 변화를 얻어낼 수 있었다.

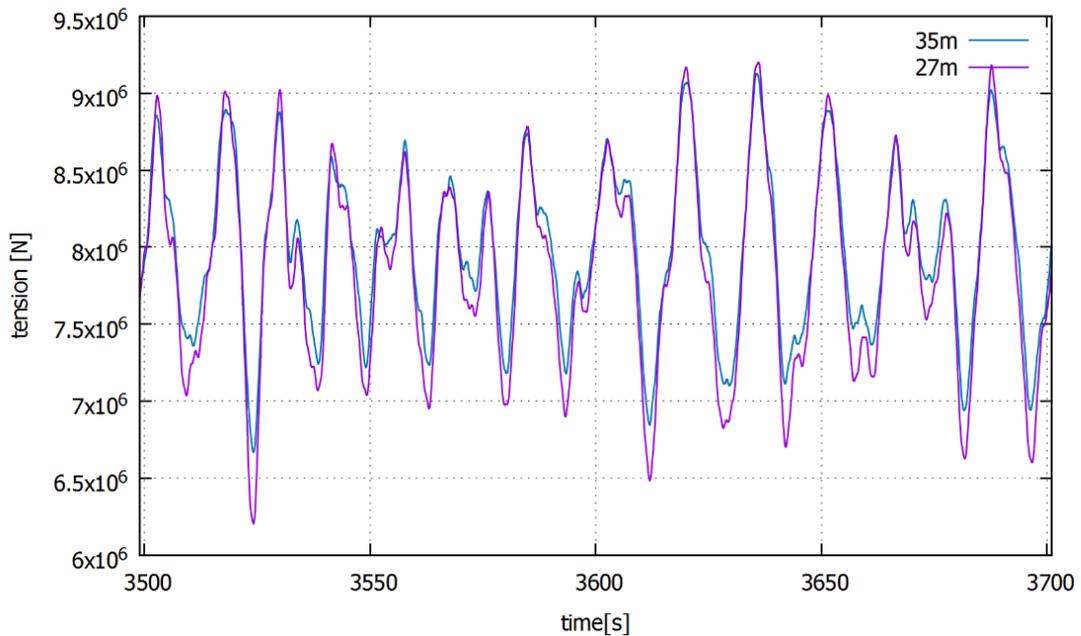


Figure 5-17 Mooring tension change difference depending on its fairlead distance

		<i>KAIST</i>	<i>MIT/NREL</i>	<i>TLB</i>
<i>Mass</i>	Total [ton]	1,111	8,570	350
<i>Anchor</i>	Static [kN]	8,000	3,931	(18,000)
	Maximum [kN]	9,700	(7,626)	29,267
	Minimum [kN]	6,500	1,200	(400)
<i>Thickness</i>	Wall thickness [cm]	1.2~2.0	1.5	(1.5)
	To prevent	Buckling	Nothing	Buckling
	Stiffener	Yes	No	Yes
<i>Acceleration at extreme condition</i>	RMS [m/s²]	0.65	0.38	(2.92)
	Maximum [m/s²]	2.69	1.16	(3.59)
<i>Price</i>	Platform+Anchor [\$]	4,219,726	111,130,724	2,619,120
<i>Optimization</i>	Target for	Thickness	Acceleration	Mass
		Structural safety	Gearbox	Price

Table 5-5 Comparison results of 3 TLP models

제 6 장 시나리오

개발된 부유식 플랫폼은 여러 시나리오에 대한 대비가 되어있어야 한다. 본 장에서는 설치, 유지보수, 단선, 해체 시나리오를 살펴보며 개발된 하부 플랫폼에 대한 분석을 진행한다.

6.1 설치 시나리오

지반 고정식 해상용 풍력발전기는 지반 지지용 플랫폼을 설치 장소에 건설 한 뒤 상부 구조물을 그 위에 설치하는 작업을 거쳤다. 따라서 지반 고정식 해상용 풍력발전기 건설 현장에는 커다란 crane 이 달린 대형 barge 선이 필요로 했다. 초창기에는 타워를 하부구조물 위에 설치한 후 블레이드를 조립하는 과정을 거쳤으나, 점차 블레이드와 타워가 미리 조립된 완조립 상태의 상부구조물을 직접 설치하기도 하였다. 그러나 이러한 과정은 전반적으로 오래 걸릴뿐더러 막대한 설치비용을 불러일으켰다.



Figure 6-1 Installation on Jacket type platform



Figure 6-2 Installation on tri-pod type platform



Figure 6-3 Wind turbine Installation vessels

부유식 플랫폼은 플랫폼 자체가 안정적으로 부유하도록 설계되었기 때문에 barge 선에 태워 이동시킬 필요 없이 예인선으로 끌고 갈 수 있었다. 설치비용을 절감하기 위해 하부구조물과 상부구조물까지 모두 drydock 에서 완성한 후 예인선으로 전체 시스템을 끌고가는 방법이 시도되었다. 이는 Windfloat 社를 비롯한 수많은 부유식풍력발전 제조회사에서 성공적으로 시도되었다.

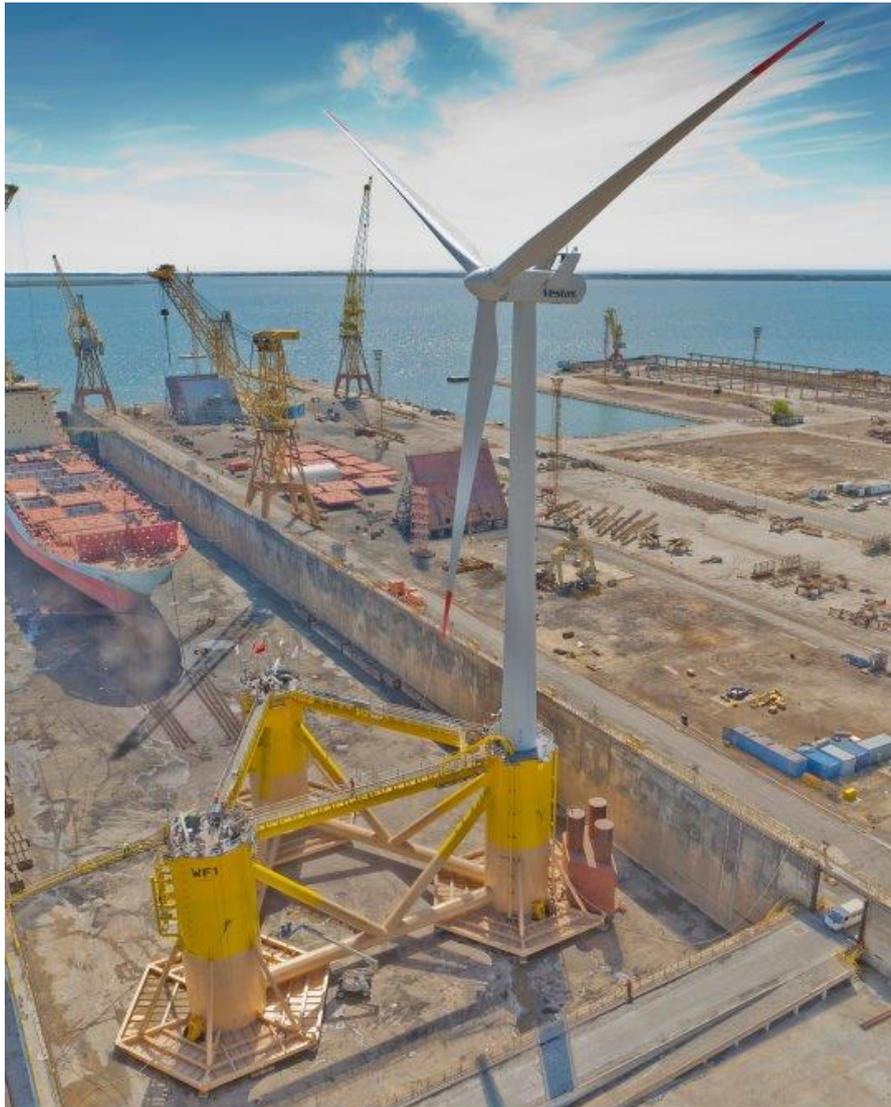


Figure 6-4 Manufacturing in drydock [WindFloat project]



Figure 6-5 Installation using towboat [WindFloat project]

그러나, pontoon type 의 플랫폼과 달리 TLP type 의 플랫폼은 계류장력 없이 스스로 복원력을 생성하지 못한다. 그렇다고 TLP type platform 을 먼저 설치하고 나중에 상부구조물을 그 위에 결합하는 방식은 앞서 논의하였듯이 경제적이지 못하다. 따라서 상부구조물과 하부구조물을 모두 조립한 후, 복원력을 생성시키는 pontoon 을 풍력발전기 주변에 부착하여 복원력을 충분히 생성한 후, towboat 로 끌고가 설치를 진행하는 방법을 제안한다.

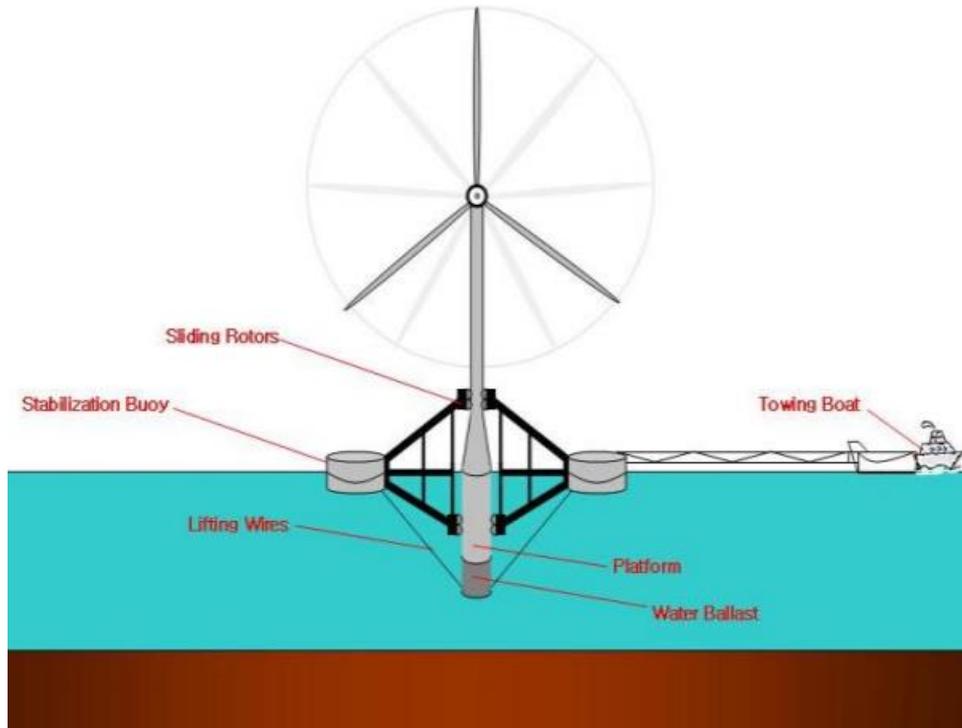


Figure 6-6 Installation plan using stabilization buoys

TLP 를 평형지점에서 강제로 아래로 눌러 계류선을 설치하는 일은 매우 어려운 일이다. 따라서 TLP type 플랫폼 내부에 water ballast 를 넣어 draft 를 떨어뜨린 상태에서 anchor 와 계류시스템을 정비 한 후 ballast 를 빼내 충분한 추가부력을 얻도록 한다.

6.2 유지보수 시나리오

풍력발전기의 유지보수는 보통 rotor 부근의 gearbox 에 집중된다. Gearbox 에 사용될 부품을 선적하고 다니는 Service Operations Vessel 은 크기가 크고 수많은 예비부품을 선적하고 다닐 수 있기 때문에 매우 효율적인 유지보수를 시행할 수 있다. 혹은 간단한 정기적인 안전 점검을 위해 12명 남짓 승선이 가능한 Crew transfer vessel 을 사용할 수도 있다. 이러한 접근 방식의 공통점은, 선박에서 해상 플랫폼으로 올라타야 한다는 것이다. 따라서 해상 플랫폼에는 안전한 탑승을 위한 사다리가 구비되어 있으며, 간혹 무거운 부품을 옮기기 위해 간이 크레인이 설치되어 있기도 한다. 본 연구에서 제안된 부유식 하부 플랫폼은 그 직경이 20m 에 달해 상부 구조물을 지지할 뿐만 아니라 유지보수작업을 효율적으로 진행할 수 있을 만큼의 공간을 제공해 준다.

해상환경이 좋지 않을 때에는 헬리콥터에 탑승한 엔지니어가 rotor 바로 위에 착륙하여 gearbox 에 직접 접근하는 방법이 존재한다. 이를 위하여 nacelle 바로 위에 엔지니어가 안전하게 착지할 수 있도록 도와주는 장치 또한 추가적으로 디자인될 필요가 있다.



Figure 6-7 Ways to approach wind turbine

6.3 단선 시나리오

본 연구에서 제시된 부유식 하부 플랫폼은 수많은 rope 로 이루어져 있기 때문에 하나의 rope 가 파손되었을 경우, 그 주변의 구조물이 평형을 잃고 붕괴할 수도 있다. 현재까지 제안된 모델은 바퀴 모양의 spoke 가 위 아래 두 층으로 존재하는 구조물로, 상부 spoke 에 지나친 하중에 집중되어 있다. 비록 구조해석과 좌굴해석을 거쳤지만, 불의의 사고로 상부 spoke 가 파괴되면 그 근방의 구조물은 평형을 잃고 비틀릴 것이다.

따라서 단선에 대비하여 추가적인 상부 spoke 를 설치할 필요가 있다. 추가한 상부 spoke 가 모두 파괴되어도 기존의 상부 spoke 만으로도 구조가 유지될 수 있고, 하부 spoke 가 하나 파괴되어도 추가한 상부 spoke 의 지지 덕분에 전체 시스템의 붕괴를 피할 수 있다. 따라서 본 연구에서 제시하는 개선된 모델은 다음과 같다.

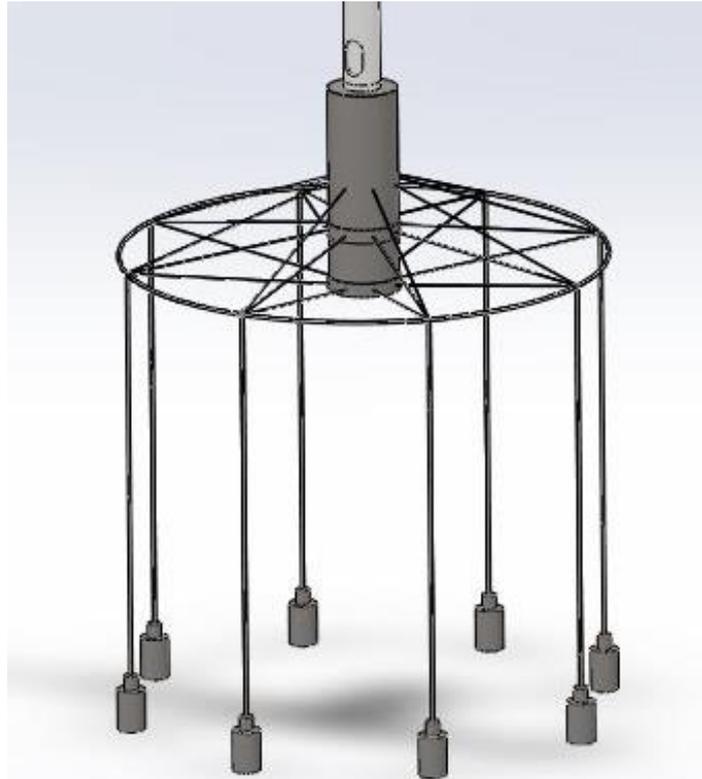


Figure 6-8 Improved KAIST model for wire breaking scenario

6.4 해체 시나리오

설치 시나리오와 기본적으로 방법은 같되, 순서는 역순으로 진행한다. 사용이 끝난 wind turbine 은 더 이상의 유지보수가 필요하지 않기 때문에 값싼 stabilization buoy 를 사용해 옆으로 기울여 운반해 오도록 한다.

제 7 장 결 론

일반적으로 풍력 발전이란 풍력 터빈을 통하여 바람에너지를 기계적 에너지로 변환시키고, 이 기계 에너지를 이용하여 발전기를 돌려 전기를 생산하는 것을 말한다. 풍력은 최근 이슈화 되고 있는 여러 재생에너지 중 하나이며, 자원이 풍부하고 끊임없이 재생되며, 광범위한 지역에 분포되어 있다. 또한, 온실가스의 배출이 거의 없으므로 화석에너지 고갈 시 대체할 수 있는 에너지원으로 크게 각광받고 있다.

풍력발전설비는 주로 육상에 설치되어 사용되어 왔지만, 점차적으로 해상 설치가 증가하고 있다. 그 이유는 육상에 비해 해상에서의 바람의 양과 질이 매우 좋으며, 뿐만 아니라 날개 소음 문제로 인한 주민 민원에 대하여 자유롭고 대규모 단지 구축을 위한 단지 확보에 큰 장점이 있기 때문이다. 따라서 최근 연안이나 근해에 대용량 풍력발전플랜트의 조성이 이슈화 되고 있다.

풍력발전설비를 해상에 설치하기 위한 구조는 크게 지반 고정식과 부유식으로 나눌 수 있다. 지반 고정식은 육상에서와 같이 구조물이 직접 해저 면에 고정되어 환경 하중을 구조적 변형으로 대응하는 방식이고, 부유식은 수면에 떠있는 상태에서 자중, 부력, 환경 하중 및 계류력을 받고, 구조물의 6자유도 운동으로 환경하중을 이겨내는 방식이다.

대용량 풍력발전플랜트는 소음, 공간적 한계, 경관훼손 등으로 육상 또는 육상에 가까운 연안 지역에서는 설치가 어려우며 점차 육지와 거리가 있는 해상으로 밀려나고 있다. 하지만 수심이 깊을수록 지반 고정식 풍력발전기는 설치비용 증가 등으로 경제성을 잃어버리기 때문에 부유식 플랫폼이 주목받고 있다.

본 연구에서는 경제성을 우선으로 두고 경제적이고 안전한 하부구조물을 디자인 하였다. 부유식 풍력 플랫폼 중에서 비교적 얇은 지역에서 가장 경제적이고 동적 거동이 우수한 TLP type의 플랫폼을 선정하였고, 바퀴 구조물을 적용한 새로운 하부 플랫폼을 제시해 보았다. 또한 기존의 I-shaped mooring system 보다 좀더 안정적인 거동을 보여줄 것으로 기대되는 새로운 V-shaped mooring system 을 도입 해 보았다.

설치 장소에 대한 환경조건을 계산하여 여러 국제 설계 지침을 따라 구조해석을 적용하여 안전성을 검토하였고, 실제 설치 환경조건 하에서의 동적 거동을 분석해 보았다. 또한 도출된 TLP type 의 플랫폼을 기존에 개발된 다른 TLP type 의 플랫폼인 MIT/NREL TLP model 과 TLB model 과 비교 분석해 보았다. 추가적인 연구로써 얻어진 하부 플랫폼에 대한 최적설계, 수조실험을 통한 free decay test 분석 등이 요구된다.

본 연구에서 얻은 결과는 다음과 같다.

1. I-shaped mooring system 은 V-shaped mooring system 보다 더욱 큰 동적 거동을 보이지만, snap load 가 발생하지 않고 nacelle 에서의 가속도가 더욱 작아 gearbox 에 부하를 크게 주지 않는 장점이 존재한다.
2. 새롭게 시도된 V-shaped mooring system 은 normal condition 에서 I-shaped mooring system 보다 더욱 좋은 동적 거동을 보여준다. 그러나, extreme condition 에서 snap load 가 발생할 뿐만 아니라 때때로 구조물에 손상을 줄 수 있는 강한 진동을 일으킨다.
3. Mooring system 의 피로파괴를 일으키는 snap load 를 제거하고 nacelle 의 가속도를 줄이기 위해서 제시된 V-shaped mooring system 보다 I-shaped mooring system 이 유리하다는 결론을 얻었다. 따라서 본 연구에서는 최종적으로 I-shaped mooring system 을 사용한 KAIST model 을 제안하였다.
4. 바퀴 구조물을 사용하여 Fairlead distance 를 35[m]까지 증가시키며 충분한 구조 해석을 통해 안전성을 입증하였다. Fairlead distance 를 35[m]로 증가시키며 기존 MIT/NREL 의 fairlead distance 길이인 27[m]를 사용했을 때 보다 tension 변화폭을 평균 30%까지 떨어뜨릴 수 있었다.
5. Average mooring cable tension 값이 MIT/NREL tlp model 이나 TLB model 보다 크지만, mooring cable tension 값의 변화가 적어 피로파괴 방지에 유리한 결과를 얻어내었다.
6. Ballast 를 사용하지 않아 구조물을 경량화 시킬 수 있었고, 제작비용 절감을 이루어 낼 수 있었다.
7. 플랫폼에 대한 충분한 구조해석과 stiffener 설계를 통해 안전성을 확보하였고, spoke 단선 시나리오에 대비하였다.

참 고 문 헌

- [1] European Wind Energy Association. (2015). *Wind Energy Scenarios for 2030*, EWEA.
- [2] Global Wind Energy Council. (2014). *Global Wind Report annual market update*, GWEC.
- [3] 한국해양연구원. (2008). *월정 해상풍력발전 부지 기본자료 조사*
- [4] Jonkman, J. et al. (2009). *Definition of a 5-MW Reference Wind Turbine for Offshore System Development*, Technical Report, National Renewable Energy Laboratory.
- [5] Jonkman, J. et al. (2010). *Definition of the Floating System for Phase IV of OC3*, Technical Report, National Renewable Energy Laboratory.
- [6] Myhr, A., Bjerkseter, C., Agotnes, A., and Nygaard, T. A. (2014). "Levelised cost of energy for offshore floating wind turbines in a life cycle perspective" *Renewable Energy*, 66, pp. 714-728.
- [7] Goda, Y. (1964). *Wave force on a vertical circular cylinder: Experiments and proposed method of wave force computation*, Report of the Port and Harbour Research Institute No.8
- [8] Det Norske Veritas. (2007). *DNV-OS-J101: Design of Offshore Wind Turbine Structures*, Offshore Standard Recommended Rules
- [9] Det Norske Veritas. (2007). *DNV-RP-C205: Environmental Conditions and Environmental Loads*, Offshore Standard Recommended Rules
- [10] International Organization for Standardization. (2007). *ISO 19902: Petroleum and Natural gas industries – Fixed steel offshore Structures*, International Standard
- [11] American Petroleum Institute. (2002). *API RP2A-LRFD: Recommended Practice for Planning, Designing and Constructing Fixed Offshore Platforms-Load and Resistance Factor Designing*, Offshore Standard Recommended Rules
- [12] Tracy, C. (2007). "Parametric Design of Floating Wind Turbines", *M.S. Thesis*, Massachusetts Institute of Technology, Boston, United States of America, 93 pages.
- [13] Matha, D. (2009). *Model Development and Loads Analysis of an Offshore Wind Turbine on a Leg Platform, with a Comparison to other Floating Turbine Concepts*, Subcontract Report, National Renewable Energy Laboratory.
- [14] Myhr, A., and Nygaard, T. (2012). "Load Reduction and Optimizations on Tension-Leg-Bouy Offshore Wind Turbine Platforms" *Proceedings of the Twenty-second International Offshore and Polar Engineering Conference (ISOPE) 2012*, Rhodes, Greece, pp. 232-239.

[15] Hennessey. C.M., Pearson. N.J., and Plaut. R.H., (2005). "Experimental snap loading of synthetic ropes", *Shock and Vibration* vol.12.

[16] Sclavounos, P. D., Lee, S., and DiPietro, J., et al. (2010). "Floating Offshore Wind Turbines: Tension Leg Platform and Taught Leg Buoy concepts supporting 3~5MW wind turbines" *European Wind Energy Conference (EWEC) 2010*, Warsaw, Poland.

[17] Myhr, A., Maus, K., and Nygaard, T. (2011). "Experimental and Computational Comparisons of the OC3-HYWIND and Tension-Leg-Buoy (TLB) Floating Wind Turbine Conceptual Designs" *Proceedings of the Twenty-first International Offshore and Polar Engineering Conference (ISOPE) 2011*, Maui, USA, pp. 353-360.

[18] Wayman E. (2006). "Coupled dynamics and economic analysis of floating wind turbine systems", *M.S. Thesis*, Massachusetts Institute of Technology, Boston, United States of America, 146 pages.