

해양구조물 움직임에 따른 Topside Module의 HPU에 대한 구조안전성 평가

류보림* · 이진욱** · 강호근***†

* 한국해양대학교 대학원 석사과정, ** 한국해양대학교 선박운항과 교수, *** 한국해양대학교 기관시스템공학부 교수

Structural Safety Evaluation for the Hydraulic Power Unit of Topside Module According to the Movement of Offshore Plant

Bo-Rim Ryu* · Jin-Uk Lee** · Ho-Keun Kang***†

* Master's course, Department of Marine System Engineering, Korea Maritime & Ocean University, Busan, Republic of Korea

** Professor, Department of Ship Operation, Korea Maritime & Ocean University, Busan, Republic of Korea

*** Professor, Division of Marine System Engineering, Korea Maritime & Ocean University, Busan, Republic of Korea

요 약 : 해양플랜트는 발주처와 선급에서 요구하는 다양한 항목들을 설계할 시에 반영하여야 한다. 특히, 해양구조물에 탑재되는 Topside Module의 경우 육상플랜트와는 다르게 공간적 제약이 크고 구조물의 움직임과 같은 해상 환경조건 및 안전과 관련된 요구사항들이 많아 그 설계 과정이 매우 까다롭다. 본 연구에서는 Topside Module에 들어가는 주요장비 중 하나인 HPU(Hydraulic Power Unit) 구조물에 작용하는 하중을 DNVGL 규칙에 따라 계산하고, 각 하중조건에 따른 구조안전성 평가를 진행하였고 개발된 제품의 구조 신뢰성을 향상하고자 하였다. 구조해석은 범용프로그램인 MSC 소프트웨어를 사용하였고, 총 5가지 하중 조건으로 구조해석을 진행하여 다양한 움직임에 대한 안전성을 검토하였다. 그 결과 선미 방향 Pitching 상태(Load Case 5)에서 최대 응력이 발생하였고, 응력 수준은 허용응력의 약 85% 수준이고, 최대변위는 허용치의 약 5% 수준으로 구조안전성이 확인되었으며 부재 간 간섭은 발생하지 않았다.

핵심용어 : 해양플랜트, Topside Module, 구조안전성, 구조해석, 설계하중

Abstract : *The design of offshore plants should reflect the various requirements of the owner and the classification society. For a topside module mounted on an offshore structure, the design process is very demanding because of the large spatial constraints and the many requirements related to marine environmental conditions and safety such as the movement of the structure. In this study, the load acting on the hydraulic power unit, which is one of the main equipment in the topside module, was calculated according to the DNVGL rule; the structural safety was evaluated according to each load condition and the structural reliability of the developed product was improved. For structural analysis, MSC software was used, and structural analysis was performed under five load conditions to review structural safety for various movements. The results show that the maximum stress occurred during pitching toward the stern (Load Case 5). The stress level was approximately 85% of the allowable stress, and the maximum deformation was approximately 5% of the allowable value. The structural safety was confirmed, and no intermember interference occurred.*

Key Words : *Offshore Plant, Topside Module, Structural Safety, Structural Analysis, Design Load*

* First Author : ryuborim@g.kmou.ac.kr, 051-410-4862

† Corresponding Author : hkkang@kmou.ac.kr, 051-410-4260

Nomenclature

a_0	: common acceleration parameter
a_l	: acceleration along the ship's longitudinal axis [m/s^2]
a_t	: acceleration along the ship's transverse axis [m/s^2]
a_v	: combined vertical acceleration [m/s^2]
a_{px}	: longitudinal component of the pitching acceleration [m/s^2]
a_{pz}	: vertical component of the pitching acceleration [m/s^2]
a_{ry}	: transverse component of the rolling acceleration [m/s^2]
a_{rz}	: vertical component of the rolling acceleration [m/s^2]
a_x	: surge acceleration [m/s^2]
a_y	: sway acceleration [m/s^2]
a_z	: surge acceleration [m/s^2]
B	: moulded breadth [m]
D	: moulded depth [m]
C_B	: block coefficient
C_W	: wave coefficient
f_1	: material factor
g_0	: standard acceleration of gravity [m/s^2]
k_v	: acceleration distribution factor
L	: Length of the ship [m]
L_{OA}	: Length overall [m]
L_{PP}	: Length between perpendiculars [m]
M	: mass [ton]
T	: mean moulded summer draught [m]
T_P	: period of pitch [s]
T_R	: period of roll [s]
ϕ	: roll angle [rad]
θ	: pitch angle [rad]
σ_y	: Yield stress
σ_{allow}	: Allowable stress
σ_{act}	: Actual stress
σ_e	: Equivalent stress (or von Mises stress)
σ_1, σ_2	: Normal stress
τ	: Shear stress

1. 서론

해양플랜트는 발주처가 요구하는 Specifications, Offshore Field의 특성 등에 따라 맞춤 설계를 진행해야 할 뿐만 아니라

선급에서 요구하는 기술 수준도 만족시켜야 한다(El-Reedy, 2012). 또한, 해양구조물 상부에 설치되는 Topside Module의 경우 육상플랜트와는 다르게 공간적인 제약과 해양 환경조건에 대한 사항 및 안전에 대한 설계 기준 등을 고려해야 한다.

특히, 협소하고 특정한 공간에 다양한 장비 및 기기들이 설치되어 있는 선박 및 해양플랜트 기자재는 선박과 해양플랜트의 성능과 안전성을 결정하는 중요한 요소로서 관련 산업 경쟁력 확보를 위해서 성능뿐만 아니라 다양한 위험요소에 대한 연구가 필요한 분야이다. 이에 따라 국내에서도 선박 및 해양플랜트의 기기 및 장비에 관련된 연구자들에 의해서 연구개발이 활발히 진행되고 있다.

Kim et al.(2016)은 중요한 방재설비 중 하나인 선박에 탑재되는 고정식 소화 장치를 해상 상태에 따른 선박의 움직임을 미 해군규정에 따라 가속도와 하중조합을 계산하였고, 이산화탄소소용기를 고정하는 랙 부분을 시뮬레이션기법을 활용하여 상용프로그램인 ANSYS로 그 구조안전성을 평가하였다. 또한, Song et al.(2013)은 원유나 천연가스 등과 같은 액체화물 이송에 사용되는 해양 로딩암의 국산화 개발을 위해 OCIMF(Oil Company and international marine forum)에서 규정된 설계규정을 바탕으로 100,000 DWT급 원유운반선에 적용되는 설계하중 조건을 분석하고 MSC Software를 활용하여 구조해석을 수행하여 구조설계 안전성을 평가하였다. 한편, Oh et al.(2016)은 해양플랜트 기자재 설계를 지원하기 위해, 다양한 설계 및 해석 소프트웨어를 통합 관리할 수 있는 Interface를 구축하여 해양플랜트 기자재 설계 시 발생하는 여러 변수를 효율적으로 관리하고 최적 설계가 가능함을 보여주었다.

하지만, 기존에 수행되었던 해양플랜트에 대한 안전성평가나 해석 연구들은 사례 분석이나 이론적인 접근들이 대부분으로, 실제로 탑재될 구성품과 실험역을 대상으로 구조안전성 평가를 한 사례는 거의 없었다.

이에, 본 연구는 500톤급 해양플랜트 Topside Module에 설치되는 주요 구성품 중의 하나인 HPU의 실제 구조물을 대상으로, 해양플랜트의 움직임에 따라 HPU 구조에 작용하는 하중을 선급 규칙을 적용하여 예측하였다. 이를 바탕으로, 각 하중 조건에 따른 구조안전성 평가를 수행하여, 개발하고 있는 500톤급 Topside Module에 설치되는 HPU의 구조 신뢰성을 검토하였다.

2. HPU(Hydraulic Power Unit)의 개요

해양플랜트에는 그 특성상 많은 밸브가 사용되고 그 밸브 들은 원격조종으로 개폐하는데, 이들 개폐 장치를 액추에이

해양구조물 움직임에 따른 Topside Module의 HPU에 대한 구조안전성 평가

터(Actuator)라고 한다. 액추에이터는 조선·해양 산업뿐만 아니라 자동차 산업 등 다양한 분야에 널리 사용되고 있다.

Yoon et al.(2018)은 해양플랜트에 사용되는 초고압 유압 액추에이터의 방폭 성능을 향상하기 위해 상용소프트웨어인 ANSYS를 이용하여 내부 가연성 가스의 용적 및 농도에 따른 폭발압력을 계산하였고 PCG(preconditioned conjugate gradient)반복해법으로 구조해석을 수행하였다. 해석을 통해 프로토타입의 형상 최적 설계를 수행하였다.

이러한 액추에이터는 유압식, 공압식 등으로 여러 가지 방식으로 구분할 수 있고, 유압식으로 구동할 시에는 유압을 생성하고 안정적으로 공급하기 위해서는 HPU가 꼭 필요하다.

본 연구에 사용된 HPU의 주요 제원은 Table 1과 같고, 전체 구조형상과 각 구성부품의 개략적인 형태는 Fig. 1에 나타나 있다.

Table 1. Principle dimensions of HPU

Parameter	Unit	Value
Length	mm	2,250
Height	mm	2,500
Width	mm	2,650
Working Pressure	bar	200
Design Pressure	bar	280
Oil Tank Weight	kg	1,940
Accumulator Weight	kg/ea	170
Motor Weight	kg/ea	249

HPU 주요 구조물은 장비 설치를 편리하게 하고 강성을 더욱 증가시키기 위하여 2개의 Flange를 가지는 “ㄷ”자 형상의 Channel을 사용하였다. Channel의 주요치수, 2차 관성모멘트와 단면계수는 Table 2와 같다. 또한, 각각의 부재들은 ASTM A283 Grade A강재가 사용되었고, 재료 특성치는 Table 3와 같다.

Table 2. Geometric properties of structural members

Dimension (mm)					Moment of Inertia (cm ⁴)		Section Modulus (cm ³)	
HxB	t ₁	t ₂	r ₁	r ₂	I _x	I _y	Z _x	Z _y
150x75	6.5	10	10	5	861	117	115	22.4

Table 3. Material properties of structural members

Type	Elastic Modulus (GPa)	Shear Modulus (GPa)	Density (ton/m ³)	Poisson Ratio	Yield Strength (MPa)	Ultimate Strength (MPa)
ASTM A283 GradeA	200	80	7.85	0.25	165	310

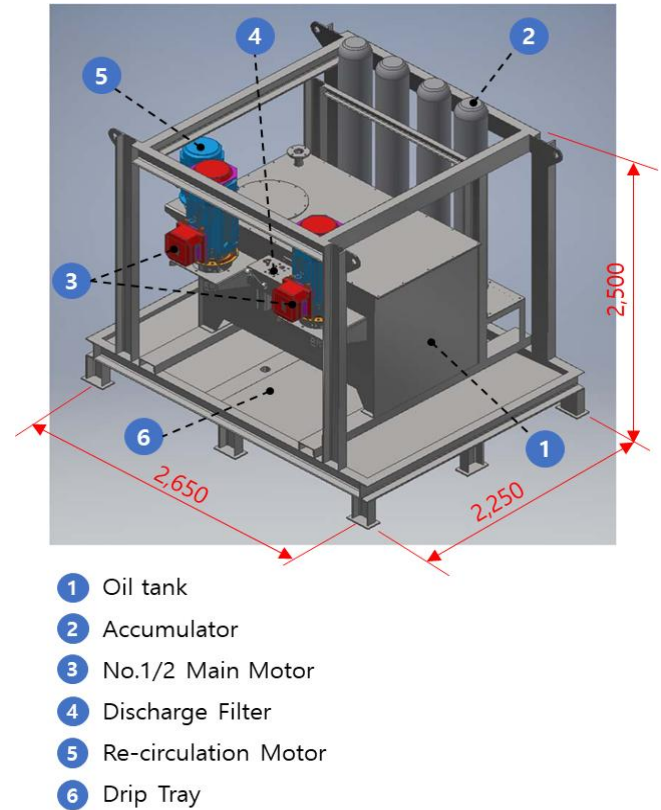


Fig. 1. Geometry Model of HPU.

3. 구조안전성 평가

3.1 구조해석모델

HPU 구조해석을 위해 상용프로그램을 사용하였고, Pre/Post Processor로 MSC Patran을 Solver로 Nastran을 사용하였다. 유한요소 모델은 2-D 요소인 4절점 사각요소(Quad4요소)를 사용하여 Fig. 2와 같이 생성하였다. 모델에 사용된 노드(Node)의 수는 2,907개이고, 4절점 사각요소는 2,414개이고, 하중 조건 구현을 위한 강체 요소인 MPC 요소는 1개가 사용되었으며 해석은 Linear Static 해석방법인 Sol 101을 사용하였다 (MSC Software, 2013; 2019).

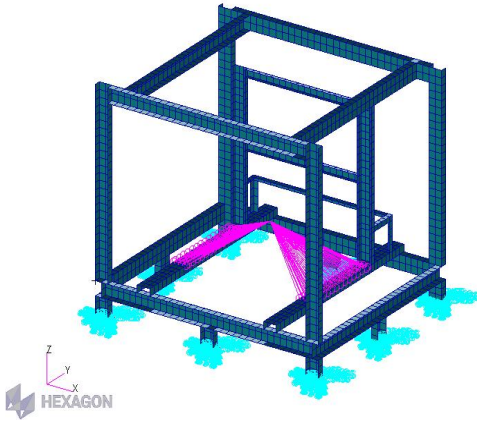


Fig. 2. Analysis model of HPU.

3.2 하중 조건

운동하중을 계산하기 위한 해양구조물의 주요 제원은 Table 4과 같은 FPSO를 선정하였다.

Table 4. Principle dimensions of FPSO

Parameter	Unit	Value
L_{PP}	m	320.0
L_{OA}	m	345.2
L	m	310.4
B	m	58.0
D	m	31.0
T	m	15.5
C_B	-	0.850

해양구조물의 특성상 건현(Freeboard)이 크고, Topside Module 구조가 Beam 형태로 되어 있어, Green Sea와 같은 해수에 의한 영향은 거의 없고, 장비의 자중에 의한 영향이 대부분이다. 구조해석 시 하중은 장비 중량에 안전율(Safety Factor) 1.5를 곱하고 해양구조물의 움직임에 의한 가속도를 고려하여 계산하였다.

본 해석에 사용된 하중은 선급 규칙에 따라 계산되는데, 식(1)은 수직 하중만 작용할 때의 수직 하중이고 식(2)는 수직 하중과 폭 방향 하중이 함께 작용할 때의 수직 하중이고 식(3)은 수직 하중과 폭 방향 하중이 함께 작용할 때의 폭 방향 하중이고 식(4)는 수직 하중과 길이 방향 하중이 함께 작용할 때의 수직 하중이고 식(5)는 수직 하중과 길이 방향 하중이 함께 작용할 때의 길이 방향 하중이다(DNV, 2016).

a_v 는 수직 방향 가속도로써, 선박의 상하 방향 움직임 고려하여 세 가지 계산식 (6), (7) 그리고 (8) 중에서 가장 큰 가속도 값을 채택하여 사용한다. 식(6)은 일반적인 가속도 식

으로, k_v 는 선체 길이 방향의 위치에 따라 Fig. 3과 같이 그 값이 변화하는 변수이다. Topside Module은 선체중상부 부근에 위치할 것으로 예상하므로 k_v 는 0.7이 된다. 식(7)은 선박의 횡동요(roll)와 상하동요(heave)에 의해 발생하는 가속도를 구하는 식이고, 식(8)은 선박의 종동요(pitch)와 상하동요에 의해 발생하는 가속도를 구하는 식이다.

a_t 는 폭 방향 가속도로써, 식(9)와 같이 좌우동요(sway), 선수동요(yaw) 그리고 횡동요에 의해 발생하는 가속도를 구하는 식이다. a_l 은 길이 방향 가속도로써, 식(10)과 같이 전후동요(surge)와 종동요에 의해 발생하는 가속도를 구하는 식이다.

$$P_V = (g_0 + 0.5a_v)M \quad [N] \quad (1)$$

$$P_{VT} = g_0M \quad [N] \quad (2)$$

$$P_T = 0.67a_tM \quad [N] \quad (3)$$

$$P_{VL} = (g_0 + 0.5a_v)M \quad [N] \quad (4)$$

$$P_L = 0.67a_lM \quad [N] \quad (5)$$

여기서,

$$a_v = \frac{k_v g_0 a_0}{C_B} \quad [m/s^2] \quad (6)$$

$$a_v = \sqrt{a_{rz}^2 + a_z^2} \quad [m/s^2] \quad (7)$$

$$a_v = \sqrt{a_{pz}^2 + a_z^2} \quad [m/s^2] \quad (8)$$

$$a_t = \sqrt{a_y^2 + (g_0 \sin \phi + a_{ry})^2} \quad [m/s^2] \quad (9)$$

$$a_l = \sqrt{a_x^2 + (g_0 \sin \phi + a_{px})^2} \quad [m/s^2] \quad (10)$$

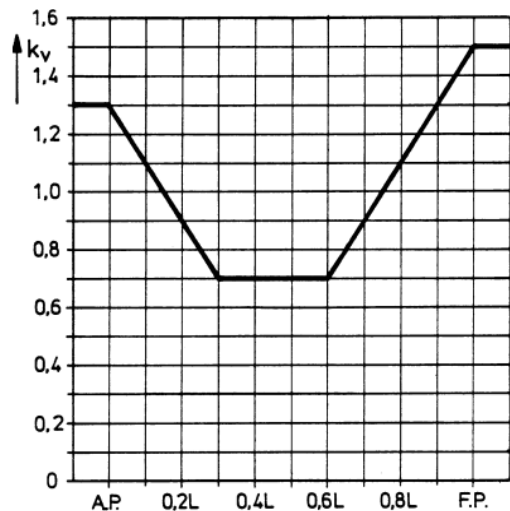


Fig. 3. Acceleration distribution factor.

하중을 계산하기 위해서는 가속도를 정확하게 구하는 것이 중요한데, 일반적으로 해양구조물을 설계할 때에는 해양구조물이 설치되는 지역의 해역정보를 바탕으로 운동해석을 수행하여 가속도와 설계하중을 얻는다(Ma et al., 2019).

하지만, 본 과제에서는 해양구조물이 아닌 해양구조물 상부에 설치되는 Topside Module 개발과제로써 해역정보가 없을 뿐만 아니라 해양구조물에 대한 정확한 선형정보도 없어서 실제 운동해석을 수행하기가 어렵다. 또한, 이번 해석은 초기 단계의 구조안전성 검토이므로 선급 규칙에서 규정하고 있는 북대서양(North Atlantic) 해역을 기준으로 가속도를 계산하였고, 그 값은 Table 5과 같다.

Table 5. Acceleration of each direction

Parameter	Unit	Value
a_t	m/s^2	3.05
a_l	m/s^2	1.48
a_v	m/s^2	2.75

식(1)~(5)에 따라 Table 6과 같이 총 5가지 하중조합을 만들어 하중을 계산하였고 이 값을 HPU의 무게 중심위치에 주어 구조해석을 수행하였다.

Table 6. Loading condition of each load case

Load Cases	Description	Conditions	P_v	P_T/P_L
Load Case 1	P_v	Vertical Only	-56,486	-
Load Case 2	$P_{VT}+P_T$	Rolling (Port)	-49,545	10,314
Load Case 3	$P_{VT}+P_T$	Rolling (S'tbd)	-49,545	-10,314
Load Case 4	$P_{VL}+P_L$	Pitching (FWD)	-56,486	5,024
Load Case 5	$P_{VL}+P_L$	Pitching (AFT)	-56,486	-5,024

3.3 경계조건

HPU와 같은 일반 장비를 해양구조물에 설치할 때에는 용접 또는 볼팅 작업을 하여 매우 견고하게 고정하여 그 움직임을 구속하고 있다. 이에 본 해석 시에도 HPU 구조 하부의 경계조건은 6자유도를 모두 구속하였다.

3.4 허용응력

해양구조물의 구조안전성 평가는 하중 및 경계조건에 의해 발생하는 최대 응력 값이 허용응력 값 이하로 만족하는지를 판단한다. 선급규정에서 허용응력은 등가 응력(Equivalent stress)으로 판단하고 있다.

등가 응력은 다양한 접근방법이 있으나 일반적으로 조선·해양 분야에서는 식(11)과 같은 von Mises 방식을 적용한다(Ko and Jang, 2017). von Mises 항복 조건(von Mises yield criterion)은 물체가 외부로부터 허용응력을 초과하는 힘을 받게 되면 그 힘을 지지하지 못하고 파괴되는데, 이러한 파괴 현상을 예측하는 기준이다. von Mises 이론에 따르면, von Mises 응력(σ_{vm})은 물체가 외력을 받았을 때 물체 임의의 위치에서의 비틀림에너지(maximum distortion energy)를 나타내는 값이다. 이 값은 식(12)와 같이 각 지점에서 3개의 수직응력(normal stress)과 3개의 전단응력(shear stress)으로 표현된다. 이것을 일반 평면을 기준으로 수식을 정리하게 되면, 식(13)과 같이 정리할 수 있다(von Mises, 1913).

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2 + 3\tau^2} \quad [N/mm^2] \quad (11)$$

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\frac{(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + (\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + (\sigma_{33} - \sigma_{11})^2}{2} + 3(\tau_{12}^2 + \tau_{23}^2 + \tau_{31}^2)} \quad (12)$$

$$\sigma_{vm} = \sigma_e = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2 + 3\tau_{12}^2} \quad (13)$$

$$f_1 = \frac{\sigma_y}{235} \quad (14)$$

$$\sigma_{allow} = \sigma_e = 180f_1 \quad [N/mm^2] \quad (15)$$

$$\sigma_{act} < 180f_1 \quad [N/mm^2] \quad (16)$$

따라서, HPU의 구조 부재의 항복강도(Yield strength)가 $165 N/mm^2$ 이므로 식(14)에 따라 HPU의 Material factor(f_1)를 구할 수 있고 그 값은 0.702가 된다. 최종적으로 허용응력은 식(15)에 의해 계산할 수 있고 HPU의 허용응력은 $126.38 N/mm^2$ 이다. 구조해석을 통해서 계산된 실제 응력값(Actual stress)은 식(16)의 판정식으로 구조안전성을 평가한다(DNV, 2016).

3.5 허용변위

구조물이 외력에 의해 변형이 발생하여 구조적 간섭이 발생하면 작은 장비라도 전체 해양플랜트 운영에 영향을 미치므로 반드시 검토되어야 하는 항목이다. Fig. 4는 HPU의 지지구조와 기름받이(plate)의 최소 간격을 나타낸 것이다. 즉, 구조적 간섭을 피하기 위해서는 하중에 의한 변형이 66.0 mm 이하가 되어야 함을 의미한다.

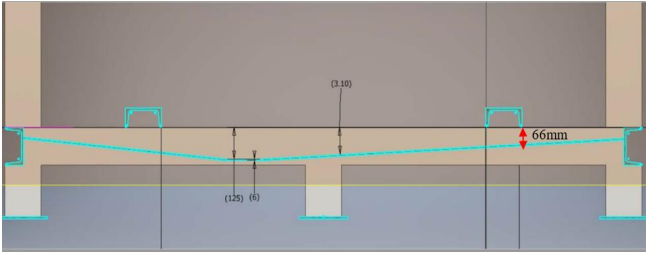


Fig. 4. Distance between HPU supporting structure and plate.

4. 결과 및 고찰

500톤급 해양플랜트 Topside에는 다양한 무거운 장비들이 설치되며, 설치될 해상환경과 하중에 의한 구조변형을 지속적으로 받는다. Topside에 설치된 HPU의 구조안전성을 평가하기 위해 3장에서 기술된 설계형상과 설계하중 조건을 기반으로 유한요소해석을 수행하고 주요 구조부재에서의 허용응력과 수직 하중에 의한 변형량을 평가한다.

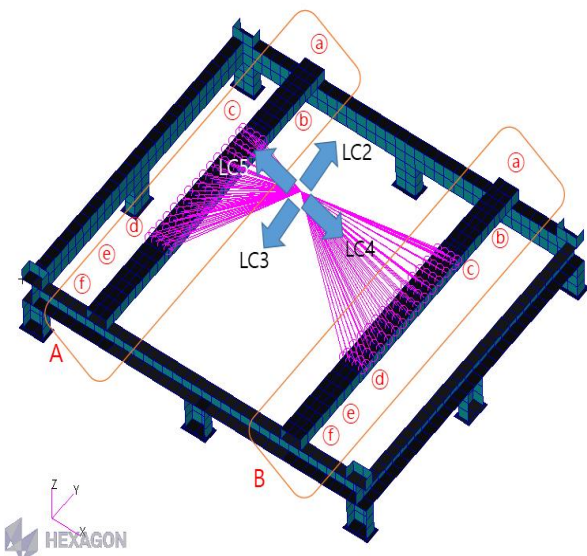


Fig. 5. The evaluation point of HPU supporting structure.

따라서 본 논문에서는 설치되는 HPU 구조를 Table 6의 하중 조건에 따라 해석을 수행하였으며, 측정하고자 하는 부분은 Fig. 5에 나타난 바와 같다. 구조해석 결과를 Table 7과 같이 Load Case별 최대 응력과 최대변위를 허용치와 비교하여 나타내었으며, 이를 바탕으로 Fig. 7~10은 HPU 지지구조의 최대 응력과 최대변위를 주요위치별로 정리하여 나타내었다.

4.1 응력 평가

구조해석은 Nastran 프로그램을 이용하여 수행하였다. 본 연구에서는 해양플랜트 Topside에 설치되는 HPU와 같이 기존의 구조해석과 관련된 연구사례가 미비하고 시험적으로 구조에 대한 성능과 검증이 용이하지 않은 대형 구조물의 구조해석을 위하여 해양플랜트의 설계규정을 명시적으로 평가할 수 있는 수치해석적 방법의 구현을 검토하였다.

구조해석 결과를 분석하면, 전체적인 응력 수준은 허용응력보다 낮게 나타났고, 응력의 경향은 수직 하중이 가장 큰 작용 요인으로 분석된다.

Table 7에서 보듯이 수직 하중이 크게 작용하는 Load Case 1, 4, 5에서 응력 수준이 높게 나타났다. 이것은 선급 규칙에서 규정하는 하중 식(1)~(5)에서 알 수 있듯이 수직 하중을 결정하는 가속도가 Load Case 1, 4, 5에서 Load Case 2, 3보다 $0.5a_v$ 만큼 크게 작용하기 때문이다.

또한, Load Case 2, 3은 Rolling Condition으로 선체 폭 방향으로 작용하는 힘이 크게 작용하는데 HPU 구조부재의 방향도 같은 방향으로 배치되어 있어 하중에 대한 저항력이 더 크기 때문에 응력 수준이 낮게 나타난 것으로 판단된다.

Fig. 6에 나타난 바와 같이 HPU 구조의 응력 결과는 강도 평가에 적합한 von Mises 응력을 기준으로 나타냈고, Pitching Condition(AFT)인 Load Case 5에서 Oli tank 하부 지지 부재에서 응력집중 현상이 발생하였다. 전체 해석결과는 Table 7에 나타나 있고, 구조안전성 평가는 식(16)에서 부등호 기준으로 우측 허용응력과 구조해석의 결과로 나온 최대 응력의 비가 1보다 작은 경우를 설계상 안전하다고 판정하였다.

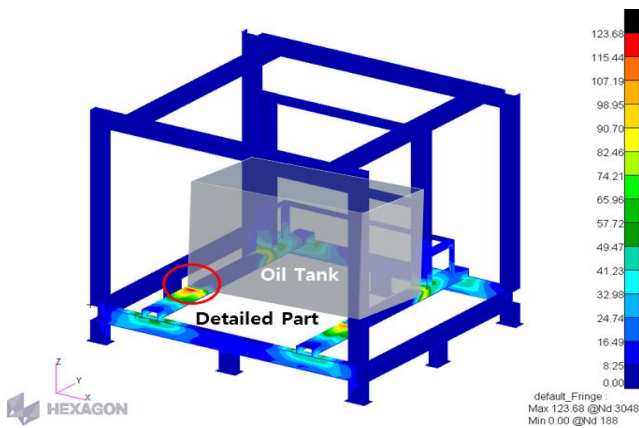
Table 7. Comparison between allowable values and maximum values

Load Cases	Allowable stresses [N/mm ²]	Maximum stress [N/mm ²]	Stress / Allowable Ratio	Allowable Deformation [mm]	Maximum Deformation [mm]
Load Case 1	126.38	118.44	0.937	66.0	3.24
Load Case 2	126.38	102.79	0.813	66.0	2.76
Load Case 3	126.38	113.57	0.899	66.0	2.97
Load Case 4	126.38	122.92	0.973	66.0	3.37
Load Case 5	126.38	123.68	0.979	66.0	3.40

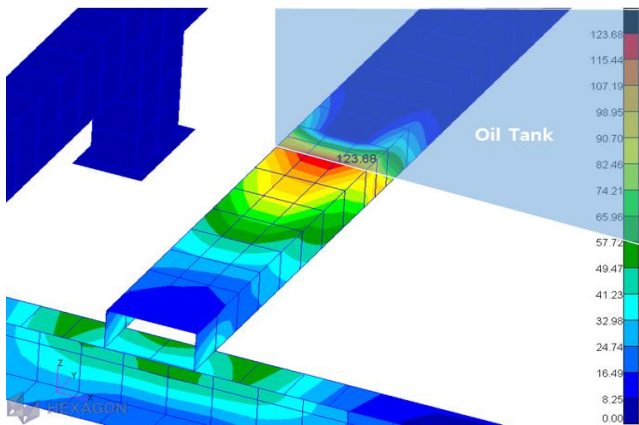
해양구조물 움직임에 따른 Topside Module의 HPU에 대한 구조안전성 평가

Table 7에서 보듯이 전체 하중 조건들에 대해서 구조적으로 안전하다고 평가되고, Load Case 4, 5에서 상대적으로 높은 응력이 발생하였다. HPU의 실제 구조물을 해양플랜트의 환경조건에 따라 구조 신뢰성을 평가하였는데, 가혹한 해상 상태에서도 Oil tank와 Accumulator 주위를 제외하고 응력집중 현상은 거의 없음에도 동일한 구조 부재를 적용되어 있어, 본 연구를 통해 중량 절감 및 설계 최적화가 필요한 것으로 나타났다.

이와 같이 이러한 해양기자재는 구조설계 단계에서 기자재에 작용하는 하중과 극한의 환경조건들을 고려하여 설계 최적화와 구조안전성 평가가 중요하다는 것을 알 수 있다. HPU의 경우, Oil tank 하부에서 다른 구역보다 과도한 응력 집중이 발생하므로 응력분산을 위한 보강재 추가 또는 고강도 재료로 변경하는 것을 검토할 필요가 있다. 또한, 응력이 거의 발생하지 않는 주위 부재는 부재 사이즈를 줄여 중량 절감하는 것도 검토할 필요가 있다.



(a) Overall results



(b) Detailed part

Fig. 6. von Mises stress results of Load Case 5.

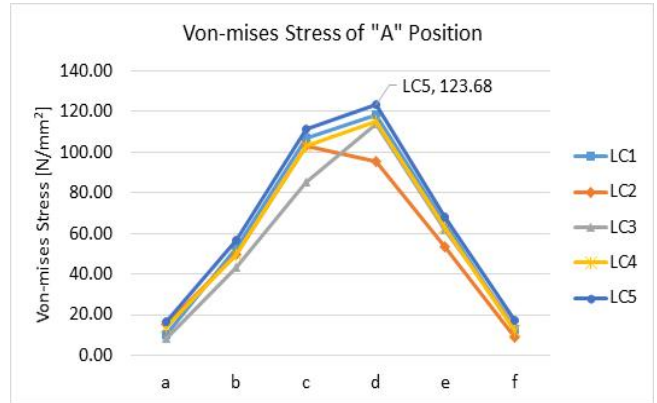


Fig. 7. von Mises stress of each load case of "A" position.

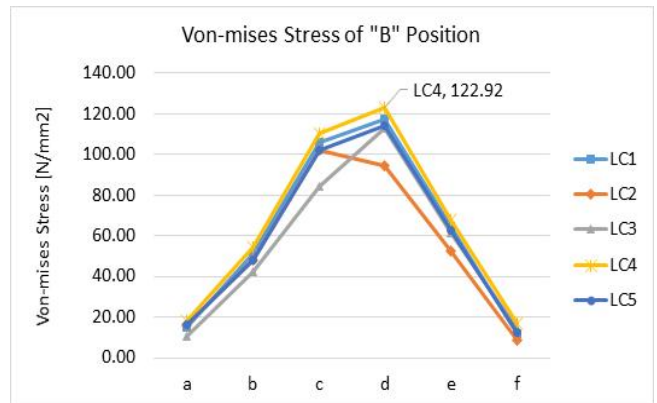


Fig. 8. von Mises stress of each load case of "B" position.

4.2 변형 평가

하중에 의한 구조변형을 분석해 보면, 전체적인 변위는 허용치보다 매우 낮은 수준으로 나타났고 그 경향은 응력과 마찬가지로 수직 하중에 의한 것이 가장 큰 요인으로 분석된다.

Table 7을 보면 수직 하중이 큰 Load Case 1, 4, 5에서 변형이 상대적으로 크게 나타나는 것을 알 수 있다. 이것은 앞서 설명한 바와 같이 Load Case 1, 4, 5의 수직 하중이 Load Case 2, 3보다 크게 작용하고, Load Case 2, 3에서 작용하는 힘의 방향이 HPU 구조부재의 방향과 일치하기 때문이다.

HPU 지지구조의 변형 결과는 하부 기름받이 판과의 간섭 여부를 확인하기 위해, 수직 방향 변형을 검토하였고, 응력 평가와 마찬가지로 Pitching Condition(AFT)인 Load Case 5에서 최대 변형이 발생하였다. 전체 해석결과는 Table 7에 나타나 있고, HPU 구조 간의 간섭은 발생하지 않으므로 설계 오류는 없다고 판정하였다.

HPU 지지구조의 최대변위는 3.40mm로 허용치인 66.0 mm의 약 5% 수준으로 나타났다.

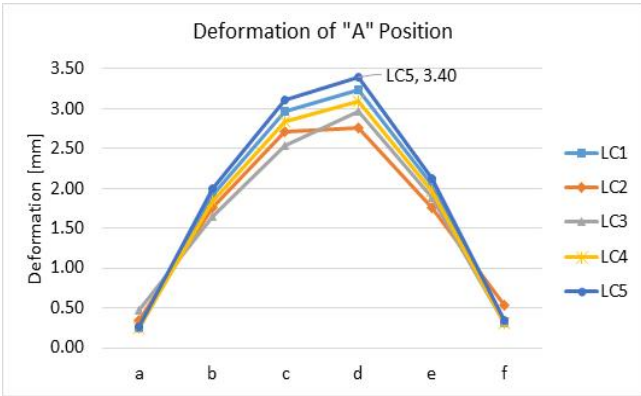


Fig. 9. Deformation of each load case of "A" position.

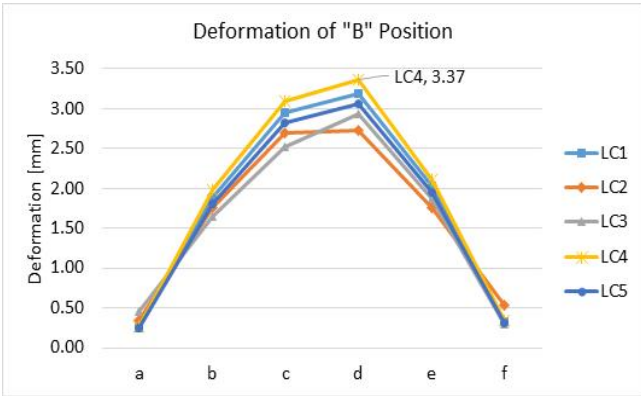


Fig. 9. Deformation of each load case of "B" position.

5. 결론

Topside Module에 설치되는 HPU 구조에 대해 해양구조물의 움직임에 따라 발생하는 각각의 하중을 계산하였고, 총 5가지 하중 조건을 얻을 수 있었다. 이를 바탕으로 구조해석으로 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 구조해석 결과, 최대 응력은 LC5에서 가장 크게 나타났다. 이는 수직가속도성분(a_v)이 포함된 하중조건에서 더 큰 영향을 받기 때문인 것으로 판단된다.
2. 구조물의 운동방향과 구조물의 부재방향에 따라 응력분포가 달라진다. 즉, 구조물의 운동방향에 맞춰 구조물의 배치를 고려한다면 보다 효율적인 설계가 될 것으로 판단된다.
3. 구조해석을 통해서 HPU 구조에서 발생하는 최대 응력은 123.68 N/mm^2 로 선급식에 따라 계산된 허용응력 126.38 N/mm^2 이하로 나타났고, 최대변위는 3.4mm 로 설계 허용치인 66.0mm 이하로 나타났기 때문에 Topside Module의 HPU 구조는 구조적으로 안전한 것으로 판단된다.

4. 구조안전성 평가를 통해 Oil tank 하부에 응력집중이 발생함을 알 수 있었다. 이를 통해, 응력집중부에는 추가 보강 또는 재질 변경을, 응력이 발생하지 않는 구역은 부재 사이즈를 변경을 검토하여 중량 절감 및 설계 최적화를 할 필요가 있다.
5. 향후, 해양구조물 내에서 Topside Module의 위치에 따라 Topside Module에 작용하는 가속도가 변화하고 장비 설치 방향에 따라 응력 분포 경향이 바뀌므로 이에 따른 최적 설계와 연구를 진행할 예정이다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부의 산업기술혁신사업 사업 [Topside Module(500 ton 이상) 제작 상용화를 위한 생산공법·기술 및 핵심장비 패키지개발]의 지원을 받아 수행한 연구임. (No. : 10085629)

References

- [1] DNV(2016), Hull Structural Design - Ships with Length 100 Metres and Above
- [2] El-Reedy, M. A.(2012), Offshore Structures: Design, Construction and Maintenance, Gulf Professional Publishing, pp. 23-90.
- [3] Kim, S. C., S. H. Kang, J. H. Choi, J. H. Kim, and Y. C. Park(2016), Structural Safety Evaluation for Fixed CO2 Extinguishing Systems Under Ship Motion, Transactions of the KSME C Industrial Technology and Innovation, Vol. 4, No. 2, pp. 75-83.
- [4] Ko, D. E. and B. S. Jang(2017), Ship and Offshore Structural Mechanics, TEXTBOOKS, pp. 25-29.
- [5] Ma, J., D. Zhou, Z. Han, K. Zhang, Y. Bao, and L. Dong(2019), Fluctuating wind and wave simulations and its application in structural analysis of a semi-submersible offshore platform, International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering, Vol. 11, pp. 624-637.
- [6] MSC software(2013), MSC. PATRAN Preference Guide Volume 1: Structural Analysis, MSC software.
- [7] MSC software(2019), MSC. NASTRAN Operation Guide, MSC software.
- [8] Oh, J. W., C. H. Min, S. G. Cho, D. S. Bae, and H. W. Kim(2016), Concept of an advanced simulation-based design for engineering support of offshore plant equipment industries

and its realization method, Ocean Engineering, Vol. 121, pp. 369-381.

- [9] Song, C. Y., H. Y. Choi, and S. H. Shim(2013), Structural Safety Evaluation of Marine Loading Arm Using Finite Element Analysis, Journal of Ocean Engineering and Technology, Vol. 27, No. 1, pp. 43-50.
- [10] von Mises, R.(1913), Mechanik der festen Körper im plastisch deformablen Zustand, Nachrichten von der Gesellschaft der Wissenschaften zu Göttingen, Mathematisch-Physikalische Klasse, Vol. 1913, pp. 582-592.
- [11] Yoon, S. K, J. H. Kim, and Y. J. Kim(2018), Optimal Design of Explosion-Proofed Actuator-Motor Assembly, The KSFJ Journal of Fluid Machinery, Vol. 21, No. 4, pp. 17-23

Received : 2020. 08. 03.

Revised : 2020. 10. 15. (1st)

: 2020. 10. 21. (2nd)

Accepted : 2020. 10. 28.