



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

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

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



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

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학박사 학위논문

한국 동해 환경조건 기반의 5-MW급
부유식 해상풍력발전기 스파형
하부구조의 내구성 연구

The Durability Study of Spar-Type
Substructure for 5-MW Floating Offshore Wind
Turbine based on Environmental Conditions in
East Sea of Korea

울산대학교 대학원
조선 및 해양공학과
김준배

한국 동해 환경조건 기반의 5-MW 급
부유식 해상풍력발전기 스파형
하부구조의 내구성 연구

지도교수 서형석

이 논문을 공학박사 학위 논문으로 제출함

2024년 2월

울산대학교 대학원
조선 및 해양공학과
김준배

김준배의 공학박사학위 논문을 인준함

심사위원 유 정 수 (인)

심사위원 서 형 석 (인)

심사위원 오 민 재 (인)

심사위원 정 효 석 (인)

심사위원 장 호 윤 (인)

울산대학교 대학원

2024년 2월

한국 동해 환경조건 기반의 5-MW급 부유식 해상풍력발전기 스파형 하부구조의 내구성 연구

김준배

울산대학교 대학원 조선 및 해양공학과

국문 요약

최근 국제사회는 지구온난화 문제를 해결하기 위한 방안으로 재생에너지 활용의 중요성을 인식하고 기술개발의 가속화를 통해 “탄소배출량 제로(Net-Zero)” 목표 달성을 위해 노력하고 있다. 다양한 재생에너지 시스템 중에서 부유식 해상풍력발전기(FOWT) 연안으로부터 원거리에 떨어진 심해에도 설치 가능하며, 육상 또는 고정식 해상풍력발전시스템에 비해 더 우수한 풍황 자원을 이용할 수 있으므로 에너지생산 능력을 더 향상시킬 수 있다. 또한, 소음에 의한 민원문제 및 대규모 풍력단지 설치를 위한 공간의 제약 문제를 동시에 해결할 수 있는 장점이 있다. 국내 부유식 해상풍력발전 산업은 2030년까지 발전용량 12-GW 목표 달성과 더불어 대규모 풍력단지 구성을 위해 대한민국이 보유한 세계적 수준의 조선소 설비 인프라를 활용하여 다양한 해상풍력발전기 하부구조의 개발 필요성이 더욱 부각되고 있다. 하지만, FOWT 시스템의 설계는 바람의 공기역학과 파도의 유체역학 사이의 상호 작용으로 인해 기존의 고정식 풍력발전시스템에 비해 구조가 복잡하다. 안정적인 FOWT 시스템 개발을 위해서는 상부의 발전시스템과 하부의 부유식 구조물 전체를 컨트롤할 수 있는 시뮬레이션 기법을 통해 부유체의 안정성과 운동 성능을 평가할 수 있어야 하며, 설치해역의 파도, 바람, 조류, 수심 등 부유체의 거동에 작용하는 복합해상환경조건에 대한 분석이 충분히 이루어져 설계에 반영되어야 한다. 수치해석의 경우, 상부의 발전시스템과 하부의 부유식 구조물 사이의 복합적인 상호작용을 통합연성해석을 통해 검증해야 하며, 수치해석만을 통한 부유체의 설계는 실제 해상환경에서 시스템 운용의 불확실성을 내포하고 있기 때문에 모형시험과 통합연성해석의 비교 분석을 통해 해석기법에 대한 신뢰성이 확보되어야 한다. 또한, 부유체의 구조설계는 극한의 해상환경 조건에서도 외부하중에 대한 구조적 저항성을 충분히 가질 수 있도록 다양한 설계하중 인자를 구조해석에 적용한 구조건전성 평가가 필요하다. 이러한 과정을 통해 극한의 환경 조건에서도 견딜 수 있도록 허용응력 범위 내에서 설계된 시스템이라 하더라도, 예기치 못한 사고로 인한 구조물의 손상을 고려하지 않고 정적해석만을 통해 구조 손상을 억제하기 위해 안전계수만 높여가는 설계 방법에는 분명 한계가 존재한다.

따라서, FOWT 시스템 운용 중에 발생할 수 있는 손상시나리오를 예상하고 손상시에도 구조물의 유지보수를 판단할 수 있는 손상 잔류강도 평가가 필요하다. 선박의 경우 항해 중 충돌 및 좌초 손상 발생시 손상 잔류강도를 평가하는 국내 기준이 있으나, 부유식 해상풍력시스템의 내구성을 평가할 수 있는 잔류강도 평가 기법 및 기준이 없으며 IEC 국제표준 및 DNV-GL 등의 해외 가이드라인에서 권유하는 한계상태설계법을 등을 인용하여 내구성이 평가되고 있다.

본 연구는 한국 동해안의 150 m 수심 해역에서 운용 가능한 5-MW급 스파형(Spar-Type) 부유식 해상풍력발전기의 구조형상을 구성하고, 극한의 해양환경 하중 및 운용 중 사고로 인한 하부구조의 손상 상태에서도 잔류강도 평가를 통해 구조적 신뢰성이 검증된 5-MW급 부유식 해상풍력발전기의 스파형 하부구조의 내구성 평가기법의 제안을 목표로 한다. 먼저 FOWT 전체시스템 구성을 위한 통합연성해석 프로그램으로 NREL의 FAST를 사용하였으며, IEA 국제공동연구 및 반잠수식 수조모형시험의 선행연구 경험을 바탕으로 FAST 통합연성해석에 대한 신뢰도를 검증하였다. 또한, 부유식 해상풍력발전기에 적합한 제어로직을 구성하고 정상상태해석을 통하여 스파형 FOWT의 작동 및 운동성능 검증 그리고 초기 형상을 결정하였다. 동해가스전 인근해역의 해양환경분석을 위해서 해양기상부이의 실측데이터를 활용하여 극한환경하중을 도출하였다. 도출된 극한하중 및 통합연성해석의 동적응답을 유한요소해석의 하중인자로 적용하기 위하여 상세 구조설계를 진행하고 부유체의 유한요소 모델링을 통해 다양한 설계하중조건을 구조해석에 적용하였다. 유한요소 모델링과 정적해석을 위해 MSC PATRAN/NASTRAN을 사용하였으며, 정적 및 동적 설계하중을 적용한 유한요소해석을 통해 부유식 하부구조의 구조적 안전성을 먼저 검증하였다. 또한, 풍력발전 단지내에서 선박의 통항 및 유지보수 시 선박과 의도하지 않은 충돌 가능성을 바탕으로 충돌해석을 수행하였고 하부구조의 소성변형을 확인하였다. 그리고, 충돌해석법의 신뢰성을 검증하기 위하여 종보강 실린더 모델에 대한 충돌시험과 상용 소프트웨어인 ABAQUS를 활용해 충돌해석 결과 비교를 통해 충돌해석기법을 검증하였다. 최종적으로 FOWT 전체시스템 모델에 대한 선박과의 충돌해석을 수행하고 구조물의 영구손상이 굽힘 모멘트로 인한 외력 발생시 FOWT 전체시스템의 잔류 종강도의 감소에 얼마나 영향을 미치는지 평가하였다.

본 연구를 통해 부유식 해상풍력발전기 스파형 하부구조에 적용할 수 있는 극한 해양환경조건 산출방법과 정적하중 및 동적하중 조합을 통한 유한요소 해석기법, 그리고 충돌해석을 통해 잔류강도 평가기법에 관한 연구들을 수행하였다. 특히, 잔류강도는 구조물이 충돌로 인해 손상되었을 때 유지보수를 위한 최소한의 강도로 정의될 수 있다. 본 연구 결과를 초석으로 부유식 해상풍력발전기에 적용할 수 있는 충돌손상 및 잔류강도 평가지침 제정되어 손상허용 설계 적용이 가능한 부유식 하부구조물 설계 및 내구성 평가가 수행될 수 있기를 기대해 본다.

목차

그림 목차	vi
표 목차.....	xi
제1장 서론 및 연구배경.....	1
1.1 탄소중립 및 에너지 전환 정책	1
1.2 해상풍력발전 시장의 현황 및 전망	6
1.3 해상풍력발전시스템의 종류	10
1.3.1 고정식 해상풍력발전시스템	11
1.3.2 부유식 해상풍력발전시스템	12
1.3.3 부유식 해상풍력발전시스템 해외 실증 프로젝트.....	13
1.4 연구 배경 및 목적	19
1.5 연구 범위 및 내용	21
제2장 5-MW Spar-type FOWT 전체시스템 사양	23
2.1 부유식 해상풍력발전기의 국제표준 및 좌표시스템.....	23
2.2 5-MW급 스파형 부유식 해상풍력발전시스템 전체 제원.....	25
2.3 상부 풍력발전시스템 주요 제원.....	27
2.3.1 상부 풍력터빈 선정	27
2.3.2 풍력터빈 타워 공진해석	29
2.4 스파형 부유식 하부구조물 제원.....	32
2.5 계류 시스템 제원.....	34
제3장 설치해역의 해양환경조건 분석	36
3.1 해상환경 데이터	36
3.2 풍황 분석.....	38
3.2.1 평균 풍속 (Mean Wind speed).....	38
3.2.2 풍향 (Wind Direction).....	40
3.2.3 극한 풍속(Extreme Wind Speed).....	41

3.2.4 극한 풍속 전단(Extreme Wind Shear).....	44
3.3 파랑 분석.....	45
3.3.1 유의파고 - 파주기 (Significant wave height - wave period).....	46
3.3.2 파향 (Wave direction).....	49
3.3.3 극한 파랑 조건(Extreme wave condition).....	50
3.4 해류 (Current).....	51
3.5 조위 (Tide).....	52
3.6 극한 해양환경 설계조건 (Extreme Environmental Design Condition).....	53
제4장 통합연성해석을 통한 동적응답 분석.....	54
4.1 개요.....	54
4.2 통합연성 해석프로그램 (FAST) 개요.....	56
4.3 IEA 국제공동연구를 통한 통합연성해석 신뢰성 검증.....	60
4.4 수조 모형시험을 통한 통합연성해석 신뢰성 검증.....	63
4.5 부유식 해상풍력발전기 제어시스템 및 정상상태 해석.....	67
4.5.1 제어시스템의 구성.....	67
4.5.2 네거티브 댐핑.....	69
4.5.3 정상상태 해석.....	71
4.6 설계하중조건 (Design Load Cases).....	73
4.7 극한하중해석.....	75
4.7.1 극한하중해석 모델 설정.....	75
4.7.2 극한하중 해석 결과.....	77
제5장 5-MW Spar-type FOWT 정적 구조해석.....	80
5.1 구조해석 기준 및 목적.....	80
5.2 유한요소해석 모델링.....	82
5.3 재료 특성 및 설계 허용 응력.....	85
5.4 설계 적용하중.....	87

5.4.1 구조 하중	87
5.4.2 환경 하중	88
5.4.3 모션 하중 (Motion load)	92
5.5 해석 결과.....	95
5.5.1 부유식 하부구조물 응력	95
5.5.2 볼트 연결부 응력.....	97
제6장 5-MW Spar-type FOWT 동적 충돌해석	99
6.1 서론	99
6.2 해상풍력발전기 충돌해석에 대한 선행 연구.....	101
6.3 충돌해석법 검증	102
6.3.1 실린더 모델에 대한 충돌해석.....	102
6.3.2 실험 모델	103
6.3.3 충돌해석을 위한 유한요소 모델링	105
6.3.4 해석 결과 비교.....	106
6.4 충돌손상 특성 및 파손에 대한 실험식	108
6.5 보강판과 충돌체 형상이 소성변형에 미치는 영향	110
6.6 부유식 해상풍력발전기의 선박 충돌해석.....	112
6.6.1 선박 충돌 시나리오.....	112
6.6.2 충돌해석 결과.....	115
6.7 충돌해석을 통한 잔류강도 평가.....	118
6.7.1 선박의 잔류강도 평가.....	118
6.7.2 부유식 해상풍력발전기의 잔류강도 평가.....	121
제7장 결론 및 향후 연구.....	124
논문사사 및 참고문헌	127

그림 목차

Figure 1.1 International efforts to reduce GHG and climate change [1-1&2]	1
Figure 1.2 Greenhouse gas emission source [1-3].....	2
Figure 1.3 World primary energy demand by fuel and CO ₂ emissions [1-4].	3
Figure 1.4 Energy-related CO ₂ emissions and reductions in the Sustainable Development Scenario by source [1-4].....	4
Figure 1.5 Share of energy from renewable in the EU member states [1-6]	4
Figure 1.6 Energy Value Chain [1-8].....	5
Figure 1.7 New offshore installations 2006-2021 (MW) [1-11].....	6
Figure 1.8 Wind power installation and generation business status [1-12]...	7
Figure 1.9 New floating wind installations, Global (MW) [1-11].....	8
Figure 1.10 Offshore wind farm planned area [1-13 & 14].....	9
Figure 1.11 Offshore wind foundation types [1-16].....	10
Figure 1.12 Various bottom-fixed substructure types [1-17].....	11
Figure 1.13 Various floating-type substructure types [1-17].....	12
Figure 1.14 Hywind Scotland Project Layout 및 해역현황 [1-22].....	14
Figure 1.15 WindFloat Atlantic Project Layout 및 해역현황 [1-24].....	16
Figure 1.16 FLOATGEN-IDEOL Project [1-25].....	17
Figure 1.17 Hexicon Project [1-26].....	18
Figure 1.18 GICON SOF Project [1-27].....	18
Figure 1.19 A Modeling and Analysis Process of a FOWT Substructure.....	22
Figure 2.1 Parts of a floating offshore wind turbine [2-1].....	23
Figure 2.2 6-DOF of a FOWT with a spar substructure [2-2].....	24
Figure 2.3 Blade root and Tower base coordinate system of FAST [2-3]..	24

Figure 2.4 Layout of 5-MW spar type FOWT model [2-5]	25
Figure 2.5 Fully coupled load analysis process of FAST for floating type [2-6]	26
Figure 2.6 Comparison of moment of Fixed type & Floating type	27
Figure 2.7 Baseline wind turbine of 5-MW FOWT model	28
Figure 2.8 Properties of 5-MW Tower by FE model.....	28
Figure 2.9 5-MW Wind Turbine Tower Natural Frequencies	30
Figure 2.10 Definition of excitation frequency (1P and 3P) [2-8]	31
Figure 2.11 Campbell diagram of 5-MW Tower	31
Figure 2.12 Layout of 5-MW floating platform [2-11]	32
Figure 2.13 Configuration of the 5-MW spar type mooring system [2-12].	35
Figure 3.1 Equipment composition of ocean data buoy [3-1].....	37
Figure 3.2 Environmental location of Ulsan Buoy and East Sea gas field	37
Figure 3.3 Real time history wind speed data of Ulsan Buoy.....	38
Figure 3.4 The change in horizontal wind speed with height of 5-MW FOWT	39
Figure 3.5 Wind rose with different wind speed [3-6]	40
Figure 3.6 Gumbel fitting method (Capture by Windographer)	42
Figure 3.7 Real time history significant wave height & wave period data....	45
Figure 3.8 Trend line analysis between wave height and wave period [3-2]	46
Figure 3.9 Wave rose with different Wave height	49
Figure 3.10 Current measure point at Ulsan port [3-10]	51
Figure 3.11 Tide reference height at Ulsan port [3-11]	52
Figure 4.1 Dynamic behavior loads on Floating Offshore Wind Turbine [4-1]	54

Figure 4.2 Reliability securing process of fully coupled analysis of Spar type	55
Figure 4.3 Integrated dynamic behavior and load analysis process [4-2] ...	56
Figure 4.4 Local elemental forces of airfoil [4-5] and TurbSim grids as implemented in InflowWind [4-6]	58
Figure 4.5 Mooring line discretization and indexing [4-10]	59
Figure 4.6 IEA WindTask OC3~OC6 projects [4-17]	61
Figure 4.7 WindTask30 OC6 Participants & Project work [4-17]	62
Figure 4.8 The slamming phenomena in the model test of Model-I [4-22].	64
Figure 4.9 The layout of 750-kW FOWT model-I and model-II [4-22]	64
Figure 4.10 The RAO of the model-I and model-II in LC1(only regular waves) and LC2 (wind with regular waves)	66
Figure 4.11 Wind Turbine Power Curve	67
Figure 4.12 Flowchart of the Baseline Control System [4-23]	68
Figure 4.13 Flowchart of the Baseline Control System [4-24]	68
Figure 4.14 Negative damping of Floating Offshore Wind Turbine	69
Figure 4.15 Blade pitch control gain schedule law	70
Figure 4.16 Comparison of response by control change	70
Figure 4.17 Steady-state responses analysis of 5-MW Spar type FOWT ...	72
Figure 4.18 Design Load Case 6.1 configuration	74
Figure 4.19 Hywind Spar Mooring Line Arrangement [4-14]	75
Figure 4.20 6-DOF (Degrees Of Freedom) result of DLC 6.1	77
Figure 4.21 Maximum moment result of DLC 6.1	78
Figure 4.22 Maximum mooring tension result of DLC 6.1	79
Figure 5.1 FEA Model Description of 5-MW Spar FOWT	82
Figure 5.2 3D Finite Element Model of Floating substructure	83

Figure 5.3 FEA Modeling of Tower & Floating substructure	84
Figure 5.4 Various element representation of a bolted joint connection	86
Figure 5.5 Visual representation of structural loads	87
Figure 5.6 Visual representation of environmental loads.....	91
Figure 5.7 Co-directional Load Case Condition Plot.....	93
Figure 5.8 Maximum Equivalent Stress Plot	95
Figure 5.9 Maximum Equivalent Stress Plot	97
Figure 6.1 Collision damaged of offshore wind turbine platform column [6-1 & 2]	99
Figure 6.2 Collision damaged of offshore platform column [6-4]	100
Figure 6.3 Damage FE analysis of ship collisions with offshore wind turbine jacket foundations [6-5].....	101
Figure 6.4 Maximum Equivalent Stress Plot [6-12]	102
Figure 6.5 Drop testing machine & Dimensions of cylinder model [6-11]	103
Figure 6.6 Drop testing machine & Dimensions of cylinder model [6-11]	104
Figure 6.7 Finite element model for collision analysis	105
Figure 6.8 Test model and FE analysis results after impact [6-11]	106
Figure 6.9 Measured longitudinal damage profile with model test & Predicted longitudinal damage profiles with Numerical result [6-11 & 12]	107
Figure 6.10 FE analysis model shape of striker [6-14].....	109
Figure 6.11 Illustrations of different model configurations	110
Figure 6.12 Finite element models.....	110
Figure 6.13 Visualization of deformation distribution.....	111
Figure 6.14 Visualization of stress distribution	111
Figure 6.15 Representative ship configuration & FE model [6-17].....	113
Figure 6.16 Illustration of collision scenario (90 degree and 45 degree)...	114

Figure 6.17 Illustration of time history collision simulation	115
Figure 6.18 Comparison of time series deformation history after collision	116
Figure 6.19 Comparison of the maximum equivalent stresses after collision	116
Figure 6.20 Illustration of time history collision simulation	117
Figure 6.21 Time history of stresses and plastic deformation of a FOWTs during the collision by a ship with 3 m/s.....	117
Figure 6.22 Condition of The Ship at the time of the accident [6-19].....	118
Figure 6.23 Schematic process of a residual longitudinal strength evaluation	119
Figure 6.24 Residual longitudinal strength evaluation approach of damaged structure	121
Figure 6.25 Comparison of residual strength values between intact FOWT and damaged FOWT	123

표 목차

Table 1.1 Projects of approved for power generation business [1-13].....	9
Table 1.2 Hywind Scotland Project.....	13
Table 1.3 WindFloat Atlantic Project	15
Table 2.1 Key parameters of the components of 5-MW FOWT model.....	26
Table 2.2 Properties of 5-MW baseline wind turbine	29
Table 2.3 Properties of 5-MW floating platform	33
Table 2.4 Properties of 5-MW Spar mooring system [2-12].....	35
Table 3.1 Meta information of Ulsan Buoy [3-3].....	37
Table 3.2 Mean wind speed at each height.....	39
Table 3.3 Wind speed direction scatter diagram of Ulsan buoy.....	41
Table 3.4 Conversion between extreme wind speeds different averaging periods [3-5]	43
Table 3.5 Conversion of 1-hour mean wind speed at Ulsan buoy (4.3m)....	43
Table 3.6 Extreme wind speed(V_{50}) at each height	44
Table 3.7 Extreme wind speed of each return period and parameter (Hub height).....	44
Table 3.8 Significant wave height and wave period distribution of Ulsan buoy	46
Table 3.9 Significant wave height and wave period correlation	47
Table 3.10 Significant wave height and wave period correlation	48
Table 3.11 Significant wave height – Wave direction distribution of Ulsan buoy	49
Table 3.12 Extreme sea state of significant wave height and wave period of each return period.....	50

Table 3.13 Extreme analysis result of East Sea and Pohang from KIOST [3-9]	50
Table 3.14 Current data of each measure point [3-10].....	51
Table 3.15 Extreme Environmental Design Condition	53
Table 4.1 Out List parameters of FAST Simulation.....	67
Table 4.2 Out List parameters of FAST Simulation.....	71
Table 4.3 Simulation design load cases	73
Table 4.4 Design Load Case summary	74
Table 4.5 Hywind Spar Platform & Mooring line configuration [4-14].....	76
Table 4.6 The 6-DOF result of DLC 6.1	77
Table 4.7 Maximum value of load response of DLC 6.1	78
Table 4.8 Maximum value of fairlead tension of DLC 6.1	79
Table 4.9 Maximum Breaking Load result	79
Table 5.1 Material Property	85
Table 5.2 Material properties of bolt	86
Table 5.3 Allowable Stress.....	87
Table 5.4 Wind Force Calculation	88
Table 5.5 Wave Force Calculation	89
Table 5.6 Current Force Calculation.....	90
Table 5.7 Load Cases [3-6].....	93
Table 5.8 Dynamic motions of 5MW FOTW platform	94
Table 5.9 Maximum Equivalent Stress of the plates.....	96
Table 5.10 Maximum Equivalent Stress of the flange	98
Table 5.11 Maximum Equivalent Stress of the bolt	98

Table 6.1 Impact test conditions and material properties of the stringer stiffened cylinder model [6-11]	104
Table 6.2 Comparison of the maximum displacement from numerical results with the test data.....	106
Table 6.3 Comparison of the maximum displacement from numerical results	111
Table 6.4 Main properties of the vessels used in simulations	113
Table 6.5 Damage comparison according to the collision direction.....	116
Table 6.6 Comparison of residual strength values between intact and damaged FOWT	123

제1장 서론 및 연구배경

1.1 탄소중립 및 에너지 전환 정책

국제사회는 급속한 산업화에 따른 에너지 소비의 증가로 인한 기후 변화와 환경오염 문제의 심각성을 인식하고, 온실가스(GHG, Greenhouse Gas) 배출량을 억제하고 지구 온난화 문제에 대응하기 위한 유엔기후변화협약(UNFCCC, United Nations Framework Convention on Climate Change)을 1992년 국제적인 협약으로 채택('94년 발효)하였다. 1997년에는 선진국에 감축 의무를 부여하는 '교토의정서' 채택('05년 발효)하고, 2015년에는 선진국과 개도국 모두 감축 의무가 부여되는 '파리협정'을 채택('16년 발효)하였다. 그리고 2018년 대한민국에서 개최한 제48차 기후변화에 관한 정부간 협의체(IPCC, Intergovernmental Panel on Climate Change) 총회에서는 '지구온난화 1.5°C 특별보고서'를 승인하고 2030년까지 이산화탄소(CO₂)의 배출량을 2010년 대비 45% 이상 감축 및 2050년에는 탄소중립(Carbon Neutral)을 달성하여야 한다는 경로를 제시했다. 국제 해운 및 해양안전과 환경보호에 관한 문제들을 다루기 위해 설립된 국제해사기구(IMO, International Maritime Organization) 역시 2023년 해양환경보호위원회(MEPC, Marine Environment Protection Committee) 제80차 회의를 통해 국제해운 분야의 온실가스(GHG) 퇴출을 위해 2050년까지 GHG를 2008년 총 배출량 보다 50% 이상 감축하기로 했던 기존 목표를 상향하여 2050년(경)까지 탄소배출량 제로(Net-Zero) 달성을 목표로 발표하였다.

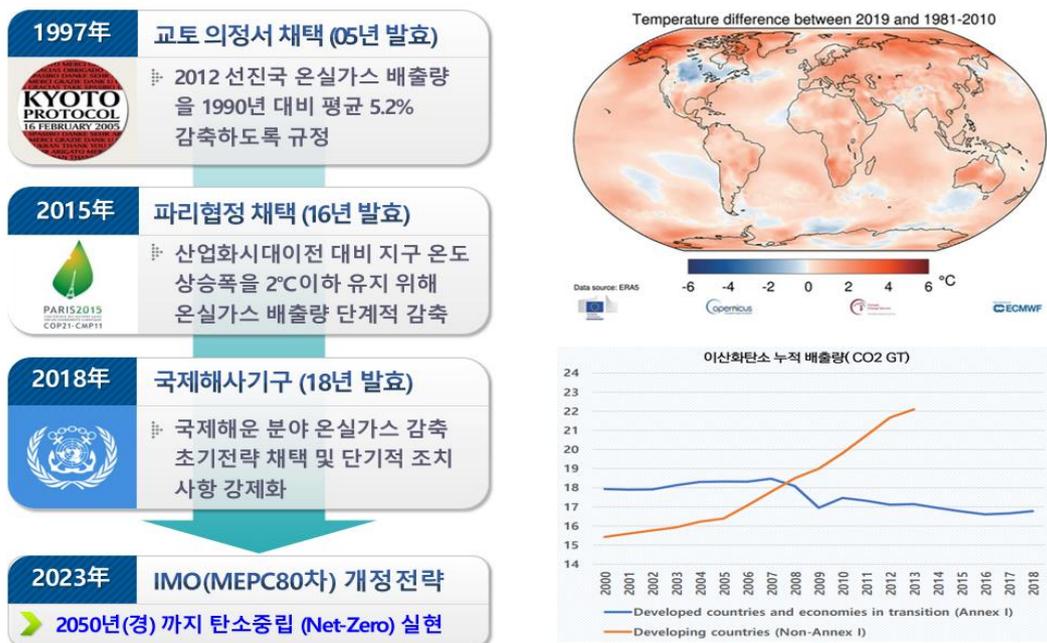


Figure 1.1 International efforts to reduce GHG and climate change [1-1&2]

그러나, 이러한 국제사회의 노력에도 불구하고 이산화탄소(CO₂)의 배출은 계속 증가되는 추세에 있으며, 이산화탄소 배출의 주요 요인으로 에너지 생산을 위한 화석에너지의 사용 증가로 분석되고 있다. 대한민국은 2017년 기준 세계 11위(OECD 회원국 중 5위)의 온실가스 배출 국가이며 온실가스배출량 증가율은 연평균 2.7%를 기록하고 있다. 30년간 온실가스배출량은 교토의정서에서 온실가스 감축 기준 연도로 설정한 1990년 2억9210만 톤(이산화탄소 환산기준)에서 2020년 6억5620만 톤으로 125% 증가하였다[1-3]. Figure 1.2와 같이 온실가스의 주요 배출요인은 에너지, 산업공정, 농업 및 폐기물 등으로 구분되며, 전 세계적으로 GHG의 주요 배출원은 에너지 부문임을 알 수 있다. 특히, 에너지 부문에서 배출되는 GHG는 총 온실가스배출량의 87%에 달하며, 1990년에서 2020년 사이에는 에너지 부문의 온실가스배출량이 137% 증가하였다[1-3].

지구의 평균기온 상승을 산업화 이전과 대비하여 1.5℃ 이하로 제한하려면, 2050년 초반까지 경제 모든 부문의 이산화탄소(CO₂) 배출을 제로로 낮추어야 하며 이를 위해 기후변화 대응, 에너지 안보 강화 및 에너지 빈곤 해소 등 감축 목표를 달성하기 위한 에너지 전환 정책으로 재생에너지에 대한 중요성이 국제적으로 점점 부각되고 있다. 특히, 세계 주요국가에서는 2050년까지 탄소중립 실현 및 기후변화 대응을 위해 국가온실가스감축목표(NDC, Nationally Determined Contributions)를 상향하고 있다. 대한민국 정부 역시 2050년 탄소중립 달성과 녹색성장 실현을 위한 탄소중립기본법을 제정하여 탄소중립 추진을 위한 법과 제도적 기반을 마련하고, NDC 상향조정을 위한 ‘제1차 국가 탄소중립·녹색성장 기본계획안’을 2023년에 발표하였다. 기본계획안에서는 2030년까지 국가 온실가스 배출량을 2018년 국가 온실가스배출량 대비 40%를 감축하는 것을 목표로 2030년 NDC로 제시하고, 목표 달성을 위해 화석연료 발전 감축 및 신재생에너지 확대 등 청정에너지 전환 가속화 정책을 제시하였다.

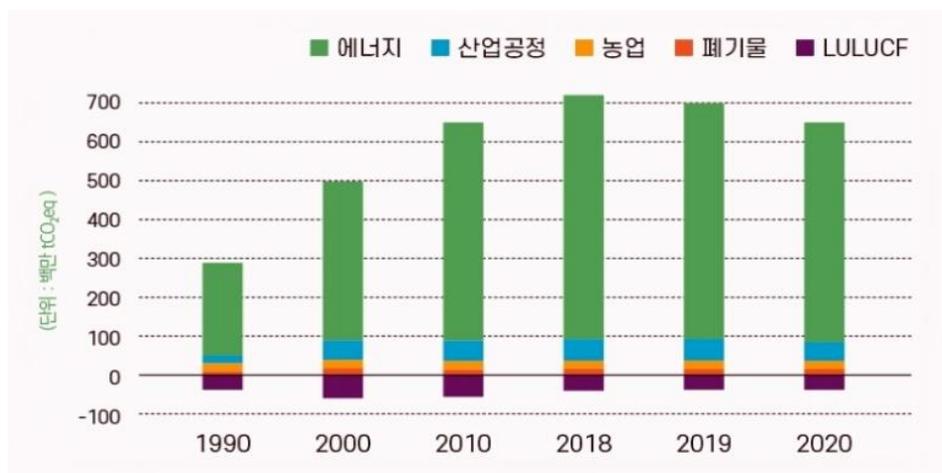


Figure 1.2 Greenhouse gas emission source [1-3]

세계 에너지 수요의 증가 추세를 국제에너지기구(IEA, International Energy Agency)에서 발표한 World Energy Outlook 2019 보고서에는 Figure 1.3과 같이 세가지 시나리오를 통해 발표했다[1-4]. 첫번째, 제안 정책 시나리오(STEPS, Stated Policies Scenario)는 현재의 정책 상황을 바탕으로 에너지 시스템의 발전방향을 가장 현실적으로 제시하는 시나리오이며, 전 세계 1차 에너지 수요가 2018년부터 2040년까지 연평균 1% 증가하여 기간 내 23% 이상 증가할 것으로 전망된다. 그러나, 재생에너지의 증가와 같이 에너지부문에 이산화탄소를 줄이는 노력에도 불구하고 지난 30년간 전 세계 에너지믹스에서 화석연료의 비중은 81%를 차지했다. 지속 가능한 발전을 달성하기 위한 전략적 계획을 나타내는 지속가능한 발전 시나리오(SDS, Sustainable Development Scenario)에서는 5년 이내 화석연료의 수요가 정점을 기록하고, 재생에너지 사용이 늘어남으로써 타 시나리오 대비 매우 빠른 연료 효율 증가와 전환기를 맞이할 것임을 보여준다. 특히, 1990년부터 2017년까지 세계 1차에너지 공급은 연평균 1.7% 증가하였지만, 재생에너지는 연평균 2% 증가하였으며, 동일기간 세계 전력 생산은 연평균 2.9% 증가하였지만, 재생에너지 전력 생산은 연평균 3.8% 증가하였다. 보급 확대에 따른 규모의 경제 실현으로 비용이 크게 하락할 것으로 전망되며 2040년 전 세계 발전량에서 재생에너지의 비중은 26%에서 44%로 증가할 것으로 전망된다.

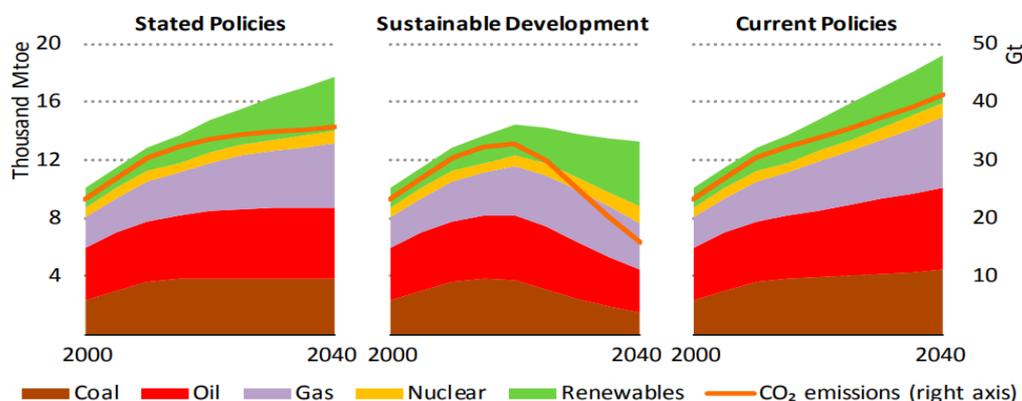


Figure 1.3 World primary energy demand by fuel and CO₂ emissions [1-4]

국제재생에너지기구(IRENA, International Renewable Energy Agency)의 보고서 ‘재생에너지를 통한 탄소 배출 제로 달성 방안’에 따르면 신재생에너지 기술이 CO₂ 배출을 줄이는 데 매우 효과적인 대안임을 강조하고 있다[1-5]. Figure 1.4는 각 시나리오별 에너지 전환정책에 따른 탄소배출 감소량을 보여주며, 에너지 효율화를 넘어서 신재생에너지와 무탄소 연료로의 전환은 탄소배출 제로 목표 달성을 위한 핵심 경로가 될 것임을 보여준다.

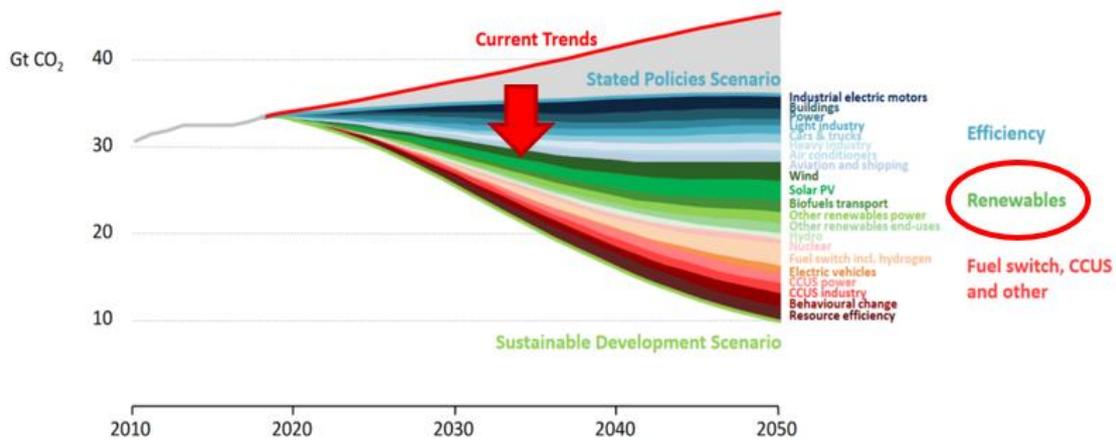


Figure 1.4 Energy-related CO₂ emissions and reductions in the Sustainable Development Scenario by source [1-4]

신재생에너지 보급 및 확대는 우리나라를 비롯하여 세계 주요 국가에서 에너지 전환을 위한 정책적으로 중요하게 추진되고 있으며, 세계 에너지 시장의 성장을 지속적으로 주도 할 것으로 보인다. 특히, 일본의 후쿠시마 원전 사고 이후 독일은 2022년, 스위스는 2034년까지 원전 폐쇄를 결정하였고, 일본은 38기에서 5기로, 프랑스는 2025년까지 원전 비중을 77%에서 50% 이하로 하향 조정하는 등 주요 선진국의 탈원전 선언 및 원전 의존을 감소 정책을 펴고 있다. 이처럼 전세계적으로 재생에너지의 비중이 높아지고 있으며, OECD 소속 유럽국가들은 재생에너지 공급 비중은 10.2%에 달한다. Figure 1.5와 같이 유럽연합(EU)의 신재생에너지 점유율을 나타내는 유럽 통계청(Eurostat)자료에 따르면 EU 28개국중 11개국이 이미 2020년 재생에너지 활용 목표를 달성하였다[1-6].

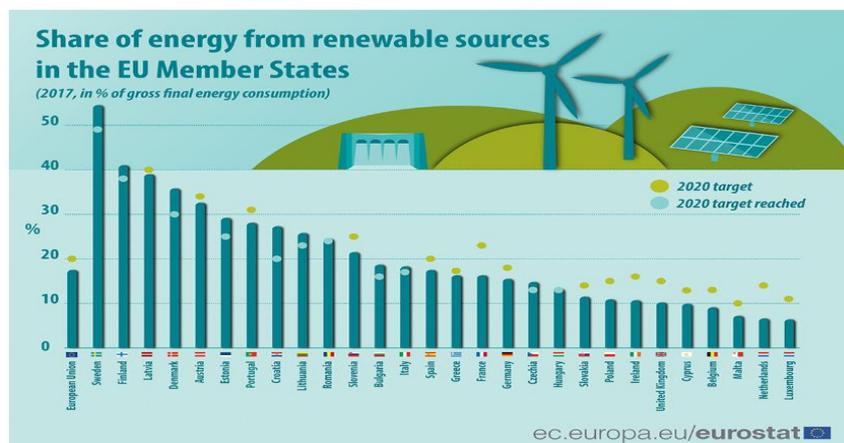


Figure 1.5 Share of energy from renewable in the EU member states [1-6]

대한민국의 재생에너지 점유율은 2000년부터 2017년까지 총에너지는 연평균 2.6% 증가하였으나, 신재생에너지는 12.2% 증가하였으며, 국내 총 발전량 대비 신재생에너지가 차지하는 비중은 2011년 3.5% 에서 2018년에는 8.9%까지 증가하였다[1-7]. 대한민국정부는 2017년 12월 ‘재생에너지 3020 이행계획’을 통해 2030년까지 총 발전량의 20%를 태양광과 풍력 중심의 재생에너지로 충당할 계획을 발표하였다. 또한, ‘3차에너지 기본계획’에 따르면 2017~2040년 기준 총 에너지는 연평균 0.6% 증가하고, 신재생에너지는 4.3% 증가할 것으로 전망되며, 2040년 전력 생산에서 재생에너지가 차지하는 비중은 30~35%로 확대될 계획이다.

최근 4차 산업혁명을 기반으로 정보통신기술(ICT)이 에너지 산업에 접목되기 시작함에 따라 에너지 저장기술의 개발을 촉진하고, 스마트그리드(Smart grid)와 같은 인프라를 구축하여 신재생에너지 시스템을 보다 효율적으로 운영할 수 있도록 해야 한다. Figure 1.6은 탄소중립을 위한 에너지 밸류 체인을 보여준다[1-8]. 풍력과 태양광 그리고 수력 등에서 생산된 재생에너지 전력은 산업 및 수송 부문의 에너지 수요를 충족할 수 있으며 그 역할이 점차 확대될 것으로 보인다. 특히, 친환경 에너지원인 수소와 암모니아 생산 및 활용 그리고 탄소 포집, 이용 및 저장(CCUS, Carbon Capture, Utilization, and Storage) 기술의 활용을 위해서는 대량의 전기가 필요하며, 대양에서 필요한 전력을 생산하기 위해서는 부유식 해상풍력발전시스템으로부터 전력공급이 필수이다. 또한, 신재생에너지 발전의 출력제한 문제를 해결하고 송전망 확대의 한계를 극복하기 위해 최근 전력 수요를 상회하는 공급전력을 수소로 변환시켜 저장함으로써 신재생에너지 보급에 따른 잉여전력의 문제점을 해결하기 위해 수소경제도 함께 추진되고 있다. 이러한 에너지 시장의 변화는 탈탄소화(Decarbonization) 기술들과 결합하여 재생에너지 기술이 장기적으로 에너지 대전환을 이끌어갈 것으로 판단된다.

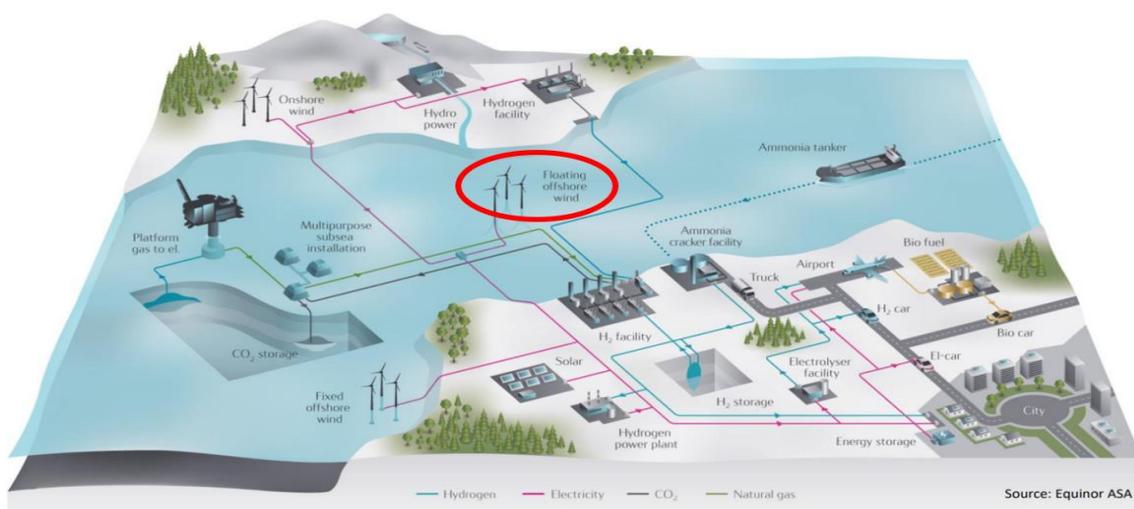


Figure 1.6 Energy Value Chain [1-8]

1.2 해상풍력발전 시장의 현황 및 전망

신재생에너지 자원 중 풍력에너지는 꾸준히 성장하고 있으며, LCOE(Levelized Cost of Energy)를 낮추어 가격 경쟁력을 확보하고 있다. 특히, 풍력에너지는 제작 및 운송 기술의 향상과 함께 대규모 풍력단지 건설의 영향으로 인한 경제적인 비용 절감 효과를 보여줌으로써 화석연료에너지의 대체 에너지원 중에서도 가장 선호되고 있다[1-9]. 특히, 해상풍력은 육상풍력발전과 달리 가시성, 소음, 교통난 등 주민들의 반대로 인한 대규모 풍력단지 설치에 대한 제약이 적고, 해상의 안정적이고 강한 바람 자원을 지속적으로 활용 가능함으로써 높은 전력용량계수를 가질 수 있는 장점이 있다[1-10].

세계풍력에너지협회(GWEC, Global Wind Energy Council)의 전 세계 풍력 보고서 ‘GLOBAL OFFSHORE WIND REPORT’에 따르면 2021년 전 세계 풍력 발전 용량은 733 GW에 도달했다. 전 세계 해상풍력 시장은 지난 10년 동안 연평균 36%씩 성장하여 총 설치 용량이 56 GW에 도달했으며, 2021년 말에는 신규 해상풍력 발전 설치용량은 21.2 GW에 도달하여 전 세계 풍력 용량의 거의 7%를 차지했다. 특히, 2021년 중국의 신규 해상풍력 설치용량은 16.9 GW에 도달하였으며 중국의 해상풍력 시장의 급속한 성장세를 Figure 1.7과 같이 보여주고 있다[1-11]. 하지만, 누적 풍력발전 설비용량이 10 GW를 초과하는 국가는 미국, 독일, 인도, 스페인, 영국, 프랑스, 브라질, 캐나다 등으로 유럽이 해상풍력 시장의 허브로 북해를 중심으로 해상풍력 개발을 주도하고 있으며, 전 세계 터빈 제조업체의 90%와 설치된 풍력발전 용량의 75%가 유럽 국가에 집중되어 있다.

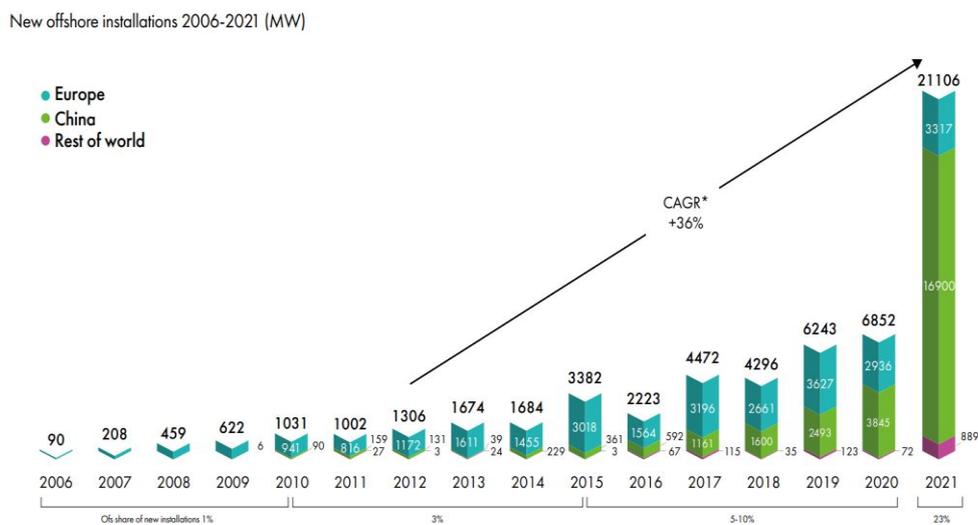


Figure 1.7 New offshore installations 2006-2021 (MW) [1-11]

국내 풍력발전 시장은 2018년 기준 총발전용량 1.3 GW(신규 161 MW), 2019년 1.49 GW(신규 191 MW), 2020년 1.64 GW(신규 160 MW) 내외의 다소 협소한 시장이지만, 한반도의 해상풍력 자원의 발전 잠재량은 최소경제성 기준 대비 약 33.2 GW 이상으로 나타났다. 이는 미국 1,000 GW, 중국 750 GW, 일본 250 GW, 덴마크 8 GW 등으로 영토 및 영해의 면적비로 남한의 잠재량이 유의한 수치임을 확인할 수 있으며, 정부는 2030년까지 이중 13 GW를 사업화 할 예정이다. 풍력발전 현황은 Figure 1.8과 같이 2006년부터 꾸준한 증가세를 보이고 있으나, 이 중에서 해상풍력은 35 MW이며 해상풍력이 차지하고 있는 비율은 2.34%로 극히 적은 상황이다[1-12].

2011년 전후로 해상풍력에 대한 관심이 높아짐에 따라 삼성중공업, 현대중공업 및 대우조선해양 등 주요 대형 조선업체들도 해상풍력발전시장 진출을 위해 M&A 및 기술개발을 통해 계통개발을 완료하였지만, 조선 산업의 불황과 국내 해상풍력발전 시장의 부진으로 많은 기업들이 사업철수를 하였다. 하지만, 최근 2030년까지 전체 발전량의 20% 이상을 신재생에너지로 대체하겠다는 ‘재생에너지 3020 이행계획’과 함께 서남해안과 제주도를 중심으로 해상풍력단지를 건설하겠다는 사업계획이 많이 발표되었다. 정부 차원에서 대규모 발전단지 구축을 계획하여 서남해상에 60 MW 해상풍력 실증단지가 완료되었으며, 이외에도 중소규모의 해상풍력단지들이 발전사가 포함된 민간업체 컨소시엄 주도 사업으로 추진되고 있다.

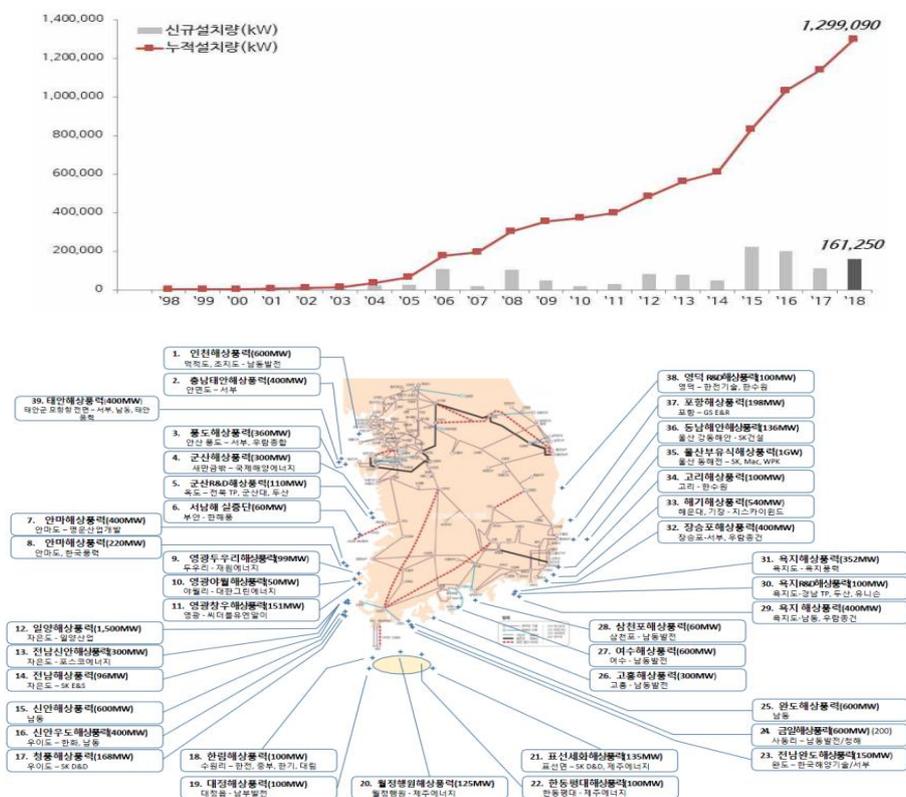


Figure 1.8 Wind power installation and generation business status [1-12]

국제에너지기구(IEA)의 2019년 해상풍력 전망에 따르면 해상풍력에너지는 세계적인 추세로 미래 에너지 시스템에서 중요한 역할을 할 것으로 전망하고 있으며, 부유식 해상풍력시스템은 해상의 안정적이고 강한 바람 자원을 활용함으로써 에너지 생산 능력을 더욱 향상시킬 수 있는 신재생에너지 원으로 더욱 주목 받고 있다.

신재생에너지의 초기 투자비용의 부담에도 불구하고 화석에너지의 고갈 및 지구온난화 문제에 대한 해결을 위해 세계 각국에서는 신재생에너지에 대한 적극적인 연구개발과 보급정책을 추진하고 있다. 부유식 해상풍력발전의 경우, 기존 고정식 해상풍력의 설치 한계를 극복하고 깊은 수심(50m이상)에서의 상업용 풍력발전단지 개발을 위해 전 세계에서 많은 연구가 수행되고 있다. 대표적인 부유식 해상풍력발전 프로젝트로 2017년에 스코틀랜드에서 30 MW의 Hywind 프로젝트가 실증에 성공하였고, 포르투갈의 25 MW WindFloat 프로젝트 역시 실증운영 되고 있다. 앞으로도 지속적인 기술개발, 발전기 대용량화 그리고 대규모 단지개발 등을 통해 부유식 해상풍력발전 비중은 크게 성장할 것으로 예측되고 있다. GWEC의 "Floating Offshore Market Outlook to 2031"에 따르면 부유식 해상풍력시스템이 지속적으로 증가하여, 2031년에는 전 세계 부유식 해상풍력 설비용량이 현재의 약 100배 이상인 9.9GW에 이를 것으로 예측하고 있다. 또한, 부유식 해상풍력시스템의 대용량화 단지배치를 통해 경제성이 향상될 것으로 예측하고 있으며 아시아 태평양 지역에서도 부유식 해상풍력 발전 시장이 성장함에 따라 점점 더 경쟁력 있고 비용이 감소할 것으로 예측되고 있다.

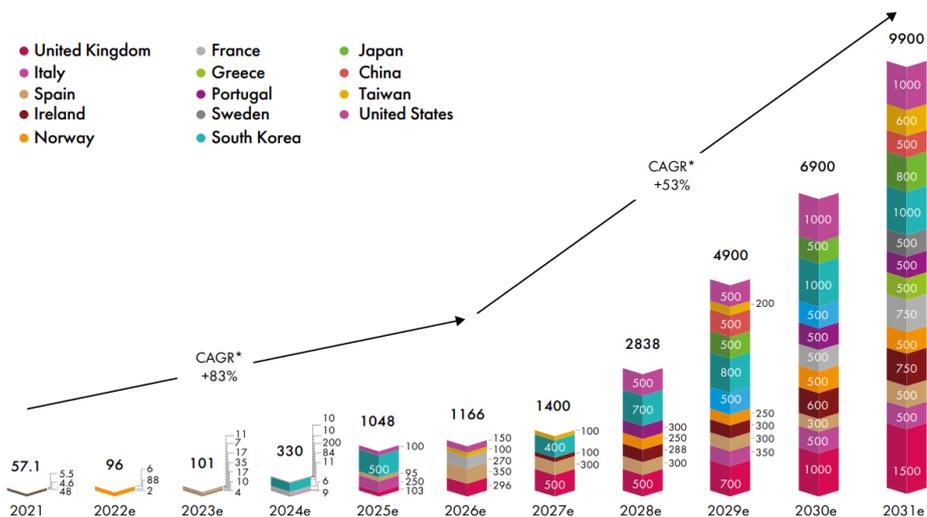


Figure 1.9 New floating wind installations, Global (MW) [1-11]

현재 한국에서 부유식 해상풍력발전사업은 울산 앞바다의 동해가스전의 주변 해역으로 9 GW 이상의 단지개발 계획이 발표되었다. 200 MW의 발전단지가 해외의 에퀴노르(Equinor)사와 한국석유공사(KNOC), 동서발전(EWP)의 컨소시엄인 동해-1 부유식 해상풍력 프로젝트가 2021년 허가를 시작으로 문무바람(셸/헥시콘), 바다에너지 귀신고래(GIG/토탈에너지스), 해울이 등의 6.8 GW에 달하는 동해안 부유식 해상풍력 프로젝트들이 2022년에 발전사업허가를 받은 상태이다. Figure 1.10은 동해가스전 인근해역의 부유식 해상풍력발전 단지를 개발중인 5개의 국내외 컨소시엄 현황을 나타내며, 현재 부유식 라이더 등을 통해 설치해역의 해양환경 데이터를 수집 중에 있다.

Table 1.1 Projects of approved for power generation business [1-13]

Project	발전소명	용량 (MW)	허가 취득일
Equinor / KNOC / EWP	동해 1 부유식	200	2021.11
문무바람 (Shell / Hexicon)	문무바람 1	420	2021.11
	문무바람 2	420	2022.2
	문무바람 3	420	2022.2
바다에너지 (GIG / Total Energies/ SK ecoplant)	귀신고래 1 호	504	2022.2
	귀신고래 2 호	504	2021.7
	귀신고래 3 호	504	2021.11
SK ecoplant	울산동남해안	136	2018.09
Equinor / POSCO E&C	울산반딧불	804	2021.11
한국부유식풍력(KWF)	이스트블루	450	2022.2
	한국부유식	870	2022.1
CIP/COP	해울이 1	520	2022.2
	해울이 2	525	2022.5
	해울이 3	518	2022.2
총 설비용량	-	6,795	-

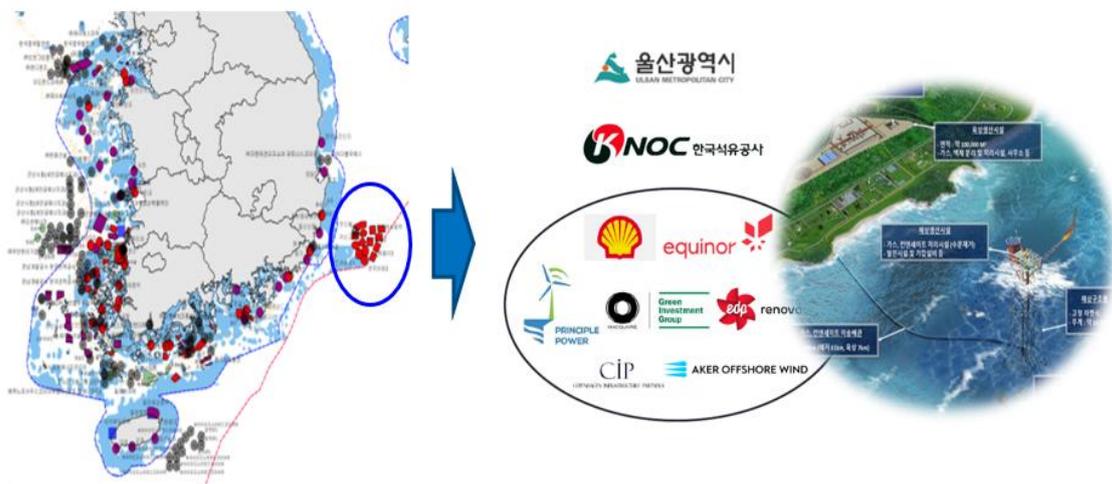


Figure 1.10 Offshore wind farm planned area [1-13 & 14]

1.3 해상풍력발전시스템의 종류

해상풍력발전기에 작용하는 해상풍은 내륙풍에 비해 훨씬 더 풍속이 강하지만 난류강도가 낮은 균일하고 안정적인 풍속으로 바람이 불어옴으로써 전력발생의 품질을 높일 수 있으며, 풍하중으로 인해 터빈에 작용하는 기계적 피로 발생에도 유리하다. 이는 전력용량계수를 증가시킬 수 있음을 의미하며, 실제 2019년 유럽의 육상 풍력 발전소는 평균 전력용량계수가 24%인 반면 해상 풍력 발전소는 48%에 도달하였다[1-15]. 또한, 소음, 시야장애, 주민반대 및 공간의 제약이 적고 대다수의 인구가 해안지역 근처에 거주하므로 해상풍력발전으로 생산된 전력의 활용도가 높다. 따라서, 해상풍력발전은 대기오염을 일으키지 않고 유해폐기물을 배출하지 않는 친환경 지속가능 에너지원으로써 미래 에너지 시장에서 점점 더 중요한 역할을 할 것으로 기대된다.

일반적으로 해상풍력발전기는 Figure 1.11과 같이 풍력발전기 지지구조물의 하부구조가 고정식(Fixed)인지 부유식(Floating)인지에 따라 분류되며 고정식은 일반적으로 얕은 수심(60m 이하)에서 부유식은 중수심 이상(60m 이상)에서 사용된다. 특히, 부유식 해상풍력시스템은 하부 부유체구조물을 제작하여 원거리 대양에서도 설치 가능하여 안정적이고 강한 바람자원을 활용을 통한 에너지 생산 능력을 더욱 향상시킬 수 있는 기술로써 전 세계적으로 기술 개발을 위한 활발한 연구 및 프로젝트가 꾸준히 진행되고 있다.

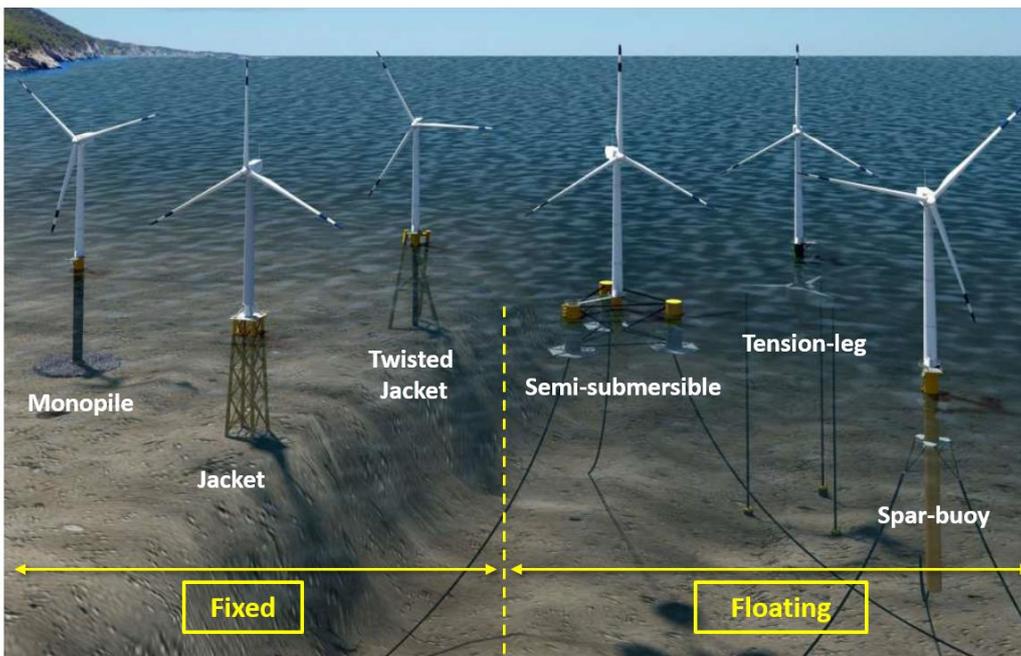


Figure 1.11 Offshore wind foundation types [1-16]

1.3.1 고정식 해상풍력발전시스템

현재 대부분의 해상풍력발전시스템이 고정식으로 설치되어 해상풍력에너지 시장을 점유하고 있으며 Figure 1.12에 나타난 바와 같이 하부구조물의 지지 유형에 따라 모노파일(Monopile), 트라이포드(Tri-pod), 자켓(Jacket), 중력식(Gravity-base)으로 구분하여 수심 및 토양 상태에 따라 활용된다[1-17]. 모노파일은 비교적 얇은 수심(<40m) 지역에서 사용되며 기존 유럽 해상풍력터빈의 81%가 모노파일 기반으로 구성될 정도로 많이 시공되었다. 일반적으로 육상에서 제작한 후 설치 장소로 운반하여 항타(해머링) 작업을 통해 해저 깊숙이 박아 넣는 공법을 사용한다.

고정식 하부구조물에 대한 선행연구로 Muhammad는 해양 구조물 기초를 검토하고 극한 조건에서 대구경 및 기초를 갖는 모노파일의 설계 및 해석에 대한 연구를 수행했다[1-18]. Abhinav는 현장별 지반 조사와 관련된 지반 조건에 따른 모노파일 지지구조 해상 풍력 터빈의 동적 해석에 중점을 두었고[1-19], Plodpradit는 풍력 터빈과 하부 구조물의 결합 시뮬레이션에 중점을 둔 연구를 수행하였다[1-20]. 자켓 하부 구조물은 10~60m 깊이까지 설치할 수 있으며 일부는 80m까지 확장할 수 있다. 작은 직경의 격자 트러스(Truss)로 구성되며 모노파일 구조에 비해 파도와 해류에 더 높은 저항 성능을 가지기 때문에 가혹한 해양 조건에 적합하다. 자켓 하부구조의 단점은 높은 설치 비용이며 침식으로 인해 자켓 구조의 조인트는 구조적 안전성을 유지하기 위해 긴 유지보수 기간이 필요하다. Chen et al.은 모든 구조물이 비슷한 수준의 하중을 견딜 수 있도록 정적 응력해석을 사용하여 자켓형 하부구조의 설계 및 해석을 연구했다[1-21].

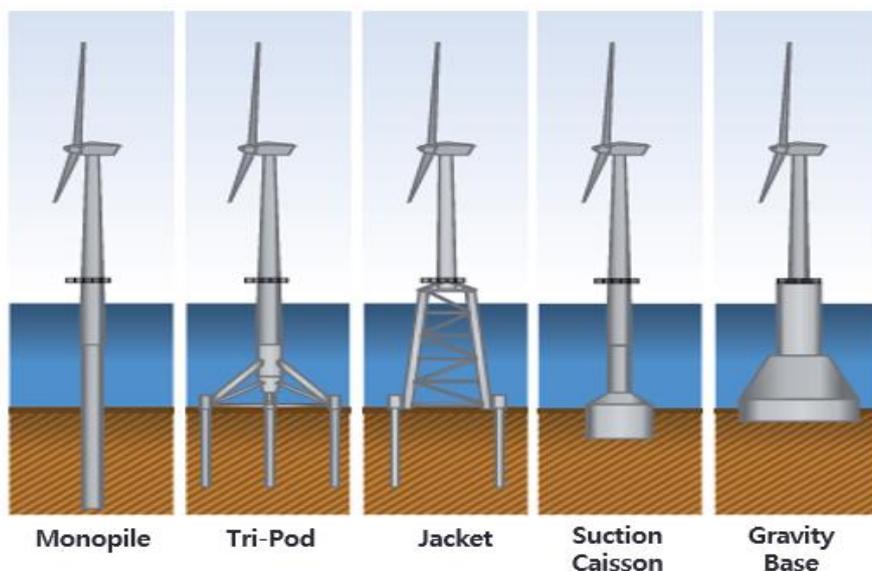


Figure 1.12 Various bottom-fixed substructure types [1-17]

1.3.2 부유식 해상풍력발전시스템

부유식 해상풍력발전시스템은 심해에 설치될 수 있으며, 안정적이고 강한 바람 자원을 활용함으로써 에너지 생산 능력을 향상시킬 수 있다. 수심이 50 m 이상인 지역에서 소프트한 토양의 경우 일반적으로 부유식 하부구조물 설치가 더 효율적이며, 더 빠르고 안정적인 풍송과 낮은 난류강도 측면에서 더 높은 발전 효율 낼 수 있어 더욱 경제적이다. 또한, 해안에서 멀리 떨어져 설치되기 때문에 크기, 소음, 경관 및 기타 규제적 제약이 적으며, 깊은 수심에서 사용할 수 있다. 많은 국가에서 다양한 형태의 부유식 플랫폼 개발을 시작하였고, Figure 1.13과 같이 스파(spar)형, TLP(Tension Leg Platform)형 바지(Barge)형, 반잠수(Semi-submersible)형의 부유체가 대표적이다.

스파형은 기존의 오일 및 가스 플랫폼과 유사한 깊은 흘수를 가진 수직 실린더로, 높은 타워와 로터 나셀 어셈블리(RNA, Rotor Nacelle Assembly)가 상단에 있다. 무게 중심을 부력 중심 아래로 유지하기 위해 강철(Steel) 또는 콘크리트로 구성된 영구 볼러스트(Ballast)로 채워 피치(Pitch) 및 롤(Roll) 모션에 대한 모멘트 암 및 높은 관성 저항을 가지도록 하여 풍력발전기가 충분한 복원력을 유지되도록 설계된다. TLP는 해상 석유 및 가스 산업에서 광범위하게 사용되며, 다른 부유식 기초에 비해 매우 작은 히브(Heave), 피치 및 롤 모션을 가지며 고정식 해상풍력 터빈에 비해 강제 중량을 줄일 수 있어 제작 비용을 크게 감소시킬 수 있다. 바지형은 넓고 얇은 흘수를 이용하여 바지선 형태의 부유식 플랫폼으로 사용하며, 모션 안정화를 위해 하부구조물의 넓은 침수 표면을 통해 필요한 피치-롤 복원 모멘트를 얻는다. 하지만 바지형의 가장 큰 단점은 큰 파도로 인해 모션이 효과적으로 제어되지 않는 단점이 있다. 반잠수식 하부구조물의 가장 큰 장점은 안벽에서 조립 및 탑재를 완료하여 예인을 통해 설치가 가능하기 때문에 작업기간의 제약이 적고 해상 조립 및 설치의 위험성을 피할 수 있다.

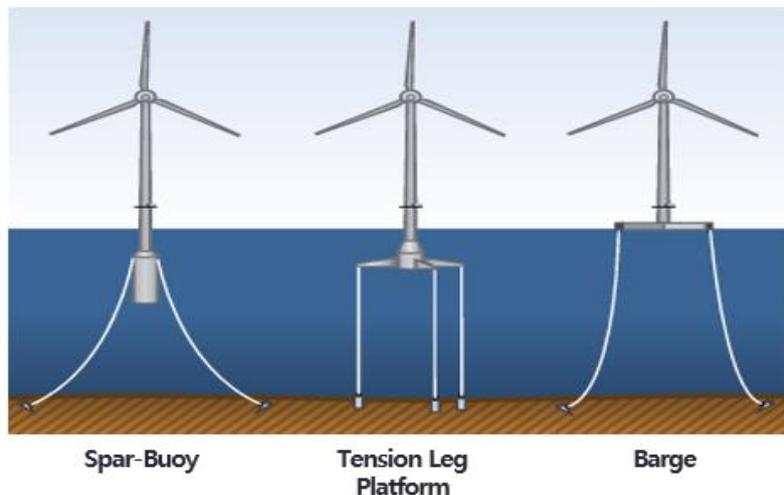


Figure 1.13 Various floating-type substructure types [1-17]

1.3.3 부유식 해상풍력발전시스템 해외 실증 프로젝트

1.3.3.1 Hywind Scotland Project (노르웨이)

스파형 하부구조물은 2009년 노르웨이의 Equinor(구 Statoil)사와 U.A.E. Masdar사가 합작하여 스코틀랜드에 건설한 최초의 부유식 해상풍력단지가 있다. 스코틀랜드는 유럽에서 풍황 자원이 우수하고 근해의 수심이 깊어 부유식 해상풍력 기술을 개발시키기에 최적의 장소로 알려져 있다. 따라서, 2005년 모델 테스트와 2009년 Amoy Fjord에서 10 km 떨어진 해안의 수심 220 m 지역에 120 m 높이의 타워에 2.3-MW 터빈을 설치하여 8년간의 테스트를 거치며 Hywind 프로젝트는 40 m/s, 62 피트 높이 파도의 1급 허리케인을 견뎠고 연간 설비 이용률 50 %를 기록하였다. 성공적인 실증 후 2017년 6-MW급의 터빈 5기로 구성된 30-MW급 Hywind Scotland는 세계 최초의 해상풍력발전 단지로 스파형 하부 구조로 건설되었다. 상업운전 가동 이후 3개월 평균 설비이용률(capacity factor)이 65%에 달해 매우 높은 값을 보여주었으며 이는 미국 내 일반 화력발전소의 이용률보다 높은 수준으로 FOWT의 기술적 우수성을 보여주었다.

Hywind 부유식 풍력단지는 영국 스코틀랜드의 애버딘셔어의 피터헤드 해안에서 약 25 km 떨어져있으며, 6-MW 터빈인 Siemens SWT-6.0-154 5기가 설치되었다. 각 터빈은 90 m 높이의 하부구조물 위에 세워졌으며, 5000 톤의 철골이 중심추 역할을 한다. 터빈의 로터(Rotor) 직경은 154 m이며 부유체를 포함한 전체 높이는 253 m이며, 각 하부구조는 100 m 깊이의 해저면에 고정되어 있는 150 m 길이의 3개 지점 계류 및 앵커 시스템으로 구성되어 있다.

Table 1.2 Hywind Scotland Project

Description	Value
Company	Equinor (구 Statoil)
Country	노르웨이
Floater Type	Spar-buoy
Turbine	Siemens SWT-6.0-154
Location	영국(스코틀랜드)
Water Depth	95-120 m
Normal Wind Speed (@100 m)	10.1 m/s
Normal Wave Height	1.8 m
Capacity	30 MW (5 x 6MW)
Cable Length	30 km

Hywind Scotland

The world's first commercial floating wind farm

Rotor diameter: 154 metres

Blades: Length 75 metres

Each turbine weighs 12 000 tonnes

Turbine height: 253 metres in total. 78 metres below sea surface. 175 from sea surface to wingtip

Suction anchors: 15 suction anchors, 16 metres tall, 5 metres in diameter and weighing approx. 300 tonnes each.

Chains: 2,400 metres long, weighing 1,200 tonnes

Hywind Scotland consist of 5 turbines, 6 mw each -> 30 MW
Will supply with renewable energy 20 000 UK households

Masdar
A MUBADALA COMPANY

Statoil

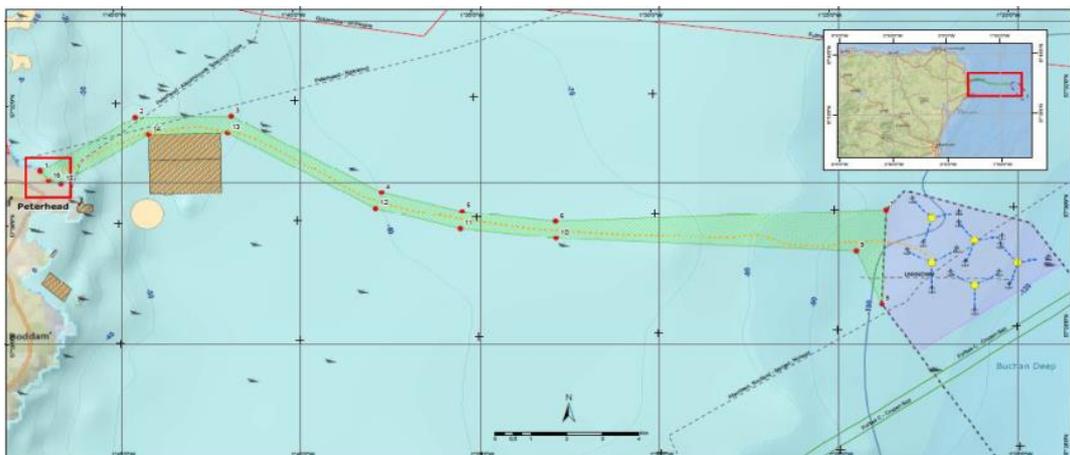


Figure 1.14 Hywind Scotland Project Layout 및 해역현황 [1-22]

1.3.3.2 WindFloat Atlantic Project (미국)

미국의 Principle Power는 2011년 10월 포르투갈 아구카두라(Agucadoura) 에서 5 km 떨어진 해역에 데모(Demo) 프로젝트인 2-MW의 WindFloat full-scale Prototype (WF1)을 설치하였다. 하부구조물은 육상에서 완전히 건조된 후 포르투갈 해안으로 부터 400 km 예인(Towing)되어 실증지에 설치되었다. 실증지역의 수심은 약 45 m이며, 실증기간동안 WF1은 19 m의 파고와 최대 40 m/s의 풍속을 가지는 극한의 해양 환경을 견뎌내었다. 그후 2년간의 성공적인 해상실증테스트를 마치고 육상으로 예인되어 상부터빈까지 성공적으로 해체하였다.

성공적인 해상실증테스트를 바탕으로 Wind Float Atlantic(WFA) 프로젝트가 포르투갈 비아니두카스텔로(Viana do Castelo)에서 약 20km 떨어진 해안에 설치되었다. 해당지역의 수심은 약 100 m이고 해저지반이 모래와 점토로 이루어져 부유체의 계류에 적합하다. WF1과 비교하여 용량은 4배, 단위체 당 비용은 1.75배, 설계 수명은 5배 정도 증가하였으며[1-23], Wind Float Atlantic의 layout과 재원 및 조감도는 Figure 1.15와 같다.

하부 부유체 구조는 WindFloat1과 같은 반잠수식이며, 상부 터빈은 8.4-MW급인 MHI Vestas V164-8.4 모델을 사용하였다. 프로젝트를 위해 전체 3기의 FOWT가 설치되어 전체 용량은 약 25-MW이다. 반잠수식인 WindFloat의 장점은 모든 장치가 육상에서 탑재될 수 있기 때문에 육상설치기간이 길어 기상의 제약을 덜 받으며 설치를 위한 풍력발전기 전용 설치 선박이 필요 없다는 장점을 가지고 있다.

Table 1.3 WindFloat Atlantic Project

Description	Value
Company	Principle Power
Country	미국
Floater Type	Semi-submersible
Turbine	MHI Vestas V164-8.4
Location	포르투갈
Water Depth	85-100 m
Capacity	25 MW (3 x 8.4 MW)
Cable Length	20 km

WindFloat for 6 [MW]

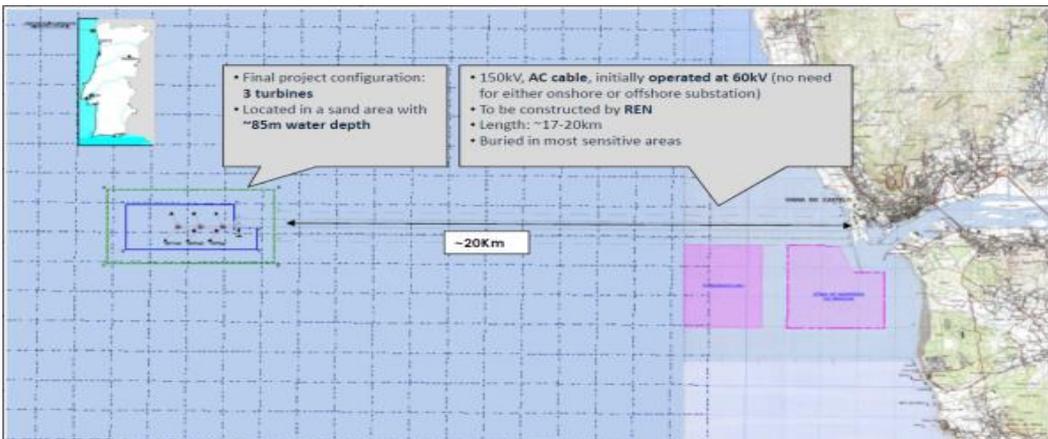
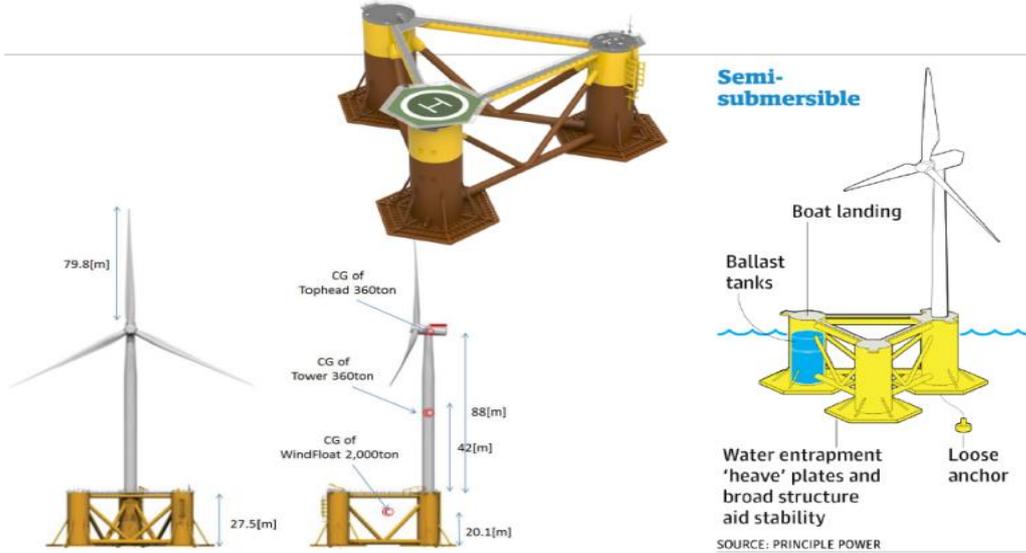


Figure 1.15 WindFloat Atlantic Project Layout 및 해역현황 [1-24]

1.3.3.3 FLOATGEN-IDEOL Project (프랑스)

프랑스 IDEOL 사가 개발한 ‘Damping Pool’을 이용한 반잠수식 플랫폼으로 중앙에 개구부가 있는 정사각형 콘크리트 선체로 이루어져 있다. 유럽위원회 및 프랑스정부 OCEAGEN에서 부분적으로 자금 조달을 받아 2015년 SEM-REV 시험부지(Le Croisic에서 22 km 떨어진 해역)의 수심 33 m 해역에 2-MW의 Vestas 터빈(V80) 설치하여 2018년부터 운영중에 있다. FLOATGEN은 Quadran Energies Marines의 EolMed 프로젝트의 첫 번째 단계이며, 일본의 Hitachi Zosen과 협업하여 IDEOL의 기술을 일본에 도입할 계획을 가지고 기타큐슈의 수심 55 m 해역에 3-MW 터빈을 2018년부터 설치하였다.



Figure 1.16 FLOATGEN-IDEOL Project [1-25]

1.3.3.4 Hexicon Project (스웨덴)

스웨덴의 Hexicon사와 Atkins가 합작하여 2009년에 개발을 시작한 멀티터빈 플랫폼으로 대형 트러스(Truss) 구조로 일련의 분리된 기둥들로 구성되며, 각 기둥은 타워와 터빈을 지지하는 구조이다. 풍향에 따라 하부구조물 자체가 움직일 수 있고, 이는 일정하고 선형의 바람을 제공하여 후류 손실을 방지하도록 설계되었다. 2015년과 2016년 MARIN과 네덜란드에서의 수조시험을 성공적으로 수행하였으며, 2016년 FORCE Technology 사와 계약하여 상세한 수치 모델링을 수행중에 있다. Hexicon의 첫 번째 상업 실증프로젝트는 Dounrey Tri이며, 대한민국 동해상 58km 동해가스전 인근에 2단계 200-MW 단지 조성계획 중이다.



Figure 1.17 Hexicon Project [1-26]

1.3.3.5 GICON SOF Project (독일)

독일의 GICON사가 콘셉트 과정을 마치고 제작과정에 대한 연구 중이며, TLP 유형의 부유식 풍력발전기로 수심 30 - 700 m에 적합하다. 발전기 크기에 따른 하부구조물의 크기 변경 없이 부유체를 늘려 부력증가가 가능하며, 2017년 10월 풍력 및 파동 시뮬레이션 테스트를 성공적으로 통과하여 TRL 5에 도달하였다. 2018년 가을, 추가 테스트 자금을 바탕으로 본격적인 운송 및 설치 프로세스 시뮬레이션 진행중에 있다.



Figure 1.18 GICON SOF Project [1-27]

1.4 연구 배경 및 목적

부유식 해상풍력발전시스템 구조설계의 목적은 예상되는 모든 외부하중에 대하여 충분한 안전여유를 가지고 20년의 설계 수명 동안 안전하게 운용될 수 있는 구조물을 얻는데 그 목적이 있다. 따라서, FOWT의 구조설계를 위해 풍력단지의 해양환경 조건 및 상부 발전기 터빈에 걸리는 하중 그리고 설치방법 등에 따라 적용 가능한 하부구조물의 형상을 선정하고 각 단계에 맞는 예비설계 단계를 수행해야 한다. 특히, 부유식 해상풍력발전시스템은 상부 풍력터빈에 작용하는 공기역학 및 하부 부유체에 작용하는 유체역학적 하중이 동시에 고려되어야 하므로 기존의 고정식 해상풍력발전시스템 비하여 해석기법 및 설계가 복잡하다. 이러한 복합해양환경 조건에서 동적응답 특성을 고려하기 위해 부유식 풍력발전시스템 상부의 터빈과 타워 및 하부의 부유체를 동시에 고려한 통합연성 하중해석(Fully Coupled load Analysis)이 요구된다. 그러나, 대부분의 신개념 부유식 해상풍력발전기의 초기설계 단계에서 통합연성해석을 기반으로 부유체의 동적응답에 대한 분석만 연구되어지고 있으며, 해석 결과에만 의존한 부유체의 설계는 실제 해양환경에서의 불확실성을 내포하고 있다. 따라서 수조 모형시험을 통해 부유체의 안정성 및 운동성능을 파악하는 것이 중요하며, 모형시험과 통합연성해석 결과 비교를 통해 FOWT 성능 검증과 더불어 초기설계 모델의 불확실성을 줄일 수 있다.

이와 같이, 초기 형상이 결정된 FOWT의 전체시스템은 통합연성해석을 통한 정상상태 해석으로부터 발전기의 작동성능 검증하고 부유체의 운동에 따른 동적응답을 구조해석 하중에 포함하여 내구성을 평가할 수 있어야 한다. 그리고, 실제 설치될 지역의 해양환경조건을 포함하는 시스템 설계를 통하여 충분한 설계 하중조건들이 매개변수로 반영되어 내구성이 평가되어야 하며 시스템의 운용 및 극한의 해양환경 조건에서도 기계적, 물리적 손상에 대한 구조적 저항성을 가질 수 있도록 해야 한다. 부유식 해상풍력발전시스템의 구조설계는 예상되는 모든 외부하중에 대하여 충분한 안전여유를 가지고 해양환경 조건, 발전기에 걸리는 하중 및 설치방법 등에 따라 적용 가능한 하부구조 형식을 선정하고 각 단계에 맞는 정적해석을 수행해야 한다. 따라서, 구조연결부는 응력집중을 최소화하여 응력 흐름이 복잡하지 않도록 설계되어야 하며, 구조물의 국부적인 손상조건에서도 외부하중으로 인해 전체 구조물에 작용하는 굽힘 모멘트를 충분히 견딜 수 있는 잔류 종강도가 만족되도록 설계되어야 한다.

하지만, 이러한 과정을 통해 극한의 해양환경 조건에서도 견딜 수 있도록 설계된 시스템이라도 예기치 못한 구조적 손상을 고려하지 않고 정적 구조해석만을 통해 무작정 안전계수만을 높여가는 설계에는 분명 한계가 존재한다. 충격하중을 고려한 구조설계 단계에서는 손상으로 인한 구조물의 강도저하를 충분히 고려하여야 하며, 충격하중에 의해 구조물이 파손되면 강도가 현저히 저하된다. 따라서, FOWT에 발생할 수 있는 손상 시나리오를 가정하고 현장의 운영 및 유지보수 판단을 위한 손상이 고려된 잔류강도

평가가 필요하다. 잔류 종강도는 일반적으로 선박이 충돌로 인해 심하게 손상되거나 좌초로 인해 침수 또는 전복될 때 악조건에서 주변 항만 또는 인근 해안으로 피난하기 위한 구조물의 최소 강도로 정의된다. 부유식 해상풍력발전기의 하부구조물이 선박에 의해 파손된 경우 파손된 FOWT를 해안으로 운반하여 수리하거나 안전하게 현장 보수를 받기 위해 구조물이 일정 기간 동안 생존할 수 있는 손상허용 한계잔류강도를 평가할 수 있는 기준이 마련되어야 한다.

현재 부유식 해상풍력시스템의 하부 구조물의 설계기준은 국내에서는 아직까지 확정되지 않았으며, 국제적으로 풍력발전시스템에 적용가능 한 설계기준인 IEC 국제표준 및 DNV-GL, ABS의 가이드라인이 주로 인용되고 있다. 이들 기준은 한계상태설계법을 기준으로 Euro Code와 LRFD(Load and Resistance Factor Design) 등과 호환되어 사용되고 있으며, 해양구조물에 대한 실적 및 경험을 바탕으로 한 국제설계기준 및 코드를 인용하거나 사용할 것을 권장하고 있다. 또한, 현재 선박의 경우 IACS 공통구조규칙에 잔류강도를 평가하는 기준이 있지만 아직 부유식 해상풍력시스템의 하부 구조물의 잔류강도에 대한 평가기준은 확정되지 않았으며, 적용할 수 있는 규정이 없다.

본 연구에서는 한국 동해안의 해양환경 조건을 고려한 5-MW급 부유식 해상풍력발전시스템을 구성하고, 내구성을 고려한 하부 부유체 플랫폼을 설계할 목적으로 먼저 실제 설치해역의 바람, 파도, 조류 등 과 같은 해양환경조건 분석을 통해 부유식 해상풍력발전시스템과 설계하중 간의 인터페이스를 우선 검증해 보고자 한다. 그리고 정적해석을 통해 해양환경 분석을 통해 산출된 바람, 파도, 조류 등의 환경하중에 대한 설계기준에 근거한 하중조합과 부유체의 상호작용을 유한요소해석 프로그램을 통하여 해석을 수행하고 구조물의 강성과 안전성을 확인하고자 한다. 특히, 하부구조물의 상세 모델링 및 해석 과정을 제시하기위해 해양환경 분석으로부터 도출된 극한하중 및 통합연성해석의 동적응답을 유한요소해석의 하중인자로 적용하기 위하여 상세 구조설계를 진행하고 부유체의 유한요소 모델링을 통해 다양한 설계하중조건을 해석에 적용하고자 한다.

두번째로 극한의 해양환경 하중 및 운용 중 사고로 인한 하부구조의 손상 상태에서도 잔류강도 평가를 통해 구조적 신뢰성이 검증된 5-MW급 부유식 해상풍력발전기의 스파형 하부구조의 내구성 평가기법의 제안을 목표로 한다. 해양구조물이 사용 중 손상될 가능성이 있는 경우, 설계 단계에서부터 구조강도 및 배치를 통한 손상의 영향을 최소화하여 구조물이 설계될 수 있도록 해야한다. 또한, 구조물이 손상을 입더라도 보수 때까지 생존할 수 있도록 충돌해석을 통한 잔류강도를 평가하고 손상허용 한계잔류강도 기준 제시를 통한 구조 설계기법이 적용된다면 구조물의 생존 능력을 만족시키면서 강제 절감을 통한 경제성 확보 또한 가능하다.

1.5 연구 범위 및 내용

본 연구는 한국 동해안의 150m 수심 해역에서 운용 가능한 5-MW급 스파형(Spar-Type) 부유식 해상풍력발전기의 초기 구조형상을 구성하고, 극한의 해양환경 하중 및 운용 중 사고로 인한 하부구조의 손상 상태에서도 잔류강도 평가를 통해 구조적 신뢰성이 검증된 5-MW급 부유식 해상풍력발전기의 스파형 하부구조의 내구성 평가기법의 제안을 목적으로 Figure 1.19와 같이 연구범위 및 내용을 나타낼 수 있으며, 다음과 같이 크게 다섯 가지의 연구 범위로 구성된다.

첫번째, 국립신재생에너지연구소(NREL, National Renewable Energy Laboratory)에서 공개한 5-MW 급 기준 풍력발전기를 활용하여 한국 동해의 해양환경에 적합한 스파형 부유체의 초기형상을 결정하고, 부유식 해상풍력발전기 전체시스템을 구성한다. FOWT 전체시스템 구성을 통해 도출된 모든 제원들은 통합연성해석을 위한 FAST 시뮬레이션의 입력 값으로 사용된다. 그리고 통합연성해석을 통해 FOWT의 정상상태 및 동적응답 해석결과를 바탕으로 풍력발전기의 작동성능 및 부유체의 운동성능을 검증하고 구조설계를 위한 스파형 부유체의 최종 제원을 결정한다.

두번째, 부유식 해상풍력발전시스템의 성능 및 내구성을 검증하기 위하여 대규모 풍력단지 건설 예상지인 한국 동해가스전 주변의 해양환경조건을 분석한다. 해양환경 분석을 위하여 동해가스전에서 약 17 km 떨어져 있는 울산 해양 기상부이의 해양환경 수집 데이터를 활용한다. 해양기상부이의 3년간의 실측 데이터를 분석하여 풍황, 파랑, 해류 등의 해양환경영향 및 50년 주기의 극한해양환경 조건을 도출한다. 도출된 극한환경 조건은 통합연성해석을 위한 FAST 시뮬레이션의 해양환경의 극한하중 값으로 사용될 뿐만 아니라, 정적 구조해석을 위한 외부환경의 극한설계하중 값으로 계산되어 유한요소 모델링에 적용하여 정적 구조해석을 위한 입력 값으로도 사용된다.

세번째, 스파형 부유식 해상풍력발전기에 대한 성능 및 극한하중 조건에서의 동적응답의 안전성을 검증하기 위하여 통합연성해석을 수행하였다. 해석을 위한 시뮬레이터는 미국 신재생에너지연구소 NREL에서 개발한 오픈 소스 코드인 FAST를 사용한다. 본 연구를 수행하기 앞서 IEC 국제공동연구인 WindTask OC 프로젝트 참여와 750-kW 반잠수식 FOWT의 수조모형시험을 수행하였고 모형시험과 통합연성해석 결과 비교를 통해 FAST 통합연성해석의 신뢰성이 확보되었다. 따라서 선행연구 경험을 바탕으로 수치해석의 불확실성에 대한 신뢰성 확보를 통해 5-MW 스파형 FOWT의 최상의 모델링 접근방식을 연구한다. 그리고, 기존의 육상용 제어시스템을 부유식 풍력발전기에 맞는 제어시스템으로 전환하여 네거티브 댐핑 문제를 해결하고 정상상태 해석을 통한 FOWT의 작동성능 및 시스템의 구조적 안정성을 확인한다. 또한, 해외에서 실증프로젝트를 통해 이미 상업용으로 운용중인 OC3 Hywind Spar와 극한해양환경에서 동적응답 비교를 통하여 본 연구 모델의 적합성을 확인한다.

네번째, 산출된 환경조건을 이용하여 극한의 해양환경 하중조건에서도 견딜 수 있는 부유체의 초기 구조를 설계하고 유한요소해석을 상세 모델링 방법 및 해석 과정을 제시한다. 상용 유한요소해석 프로그램인 MSC PATRAN/NASTRAN을 사용하여 풍력 터빈 타워와 부유식 하부구조물의 볼트 체결을 통합한 3차원(3D) 구조의 유한요소(FE) 모델을 구성한다. 정적해석은 정수압, 부력, 중력에 의한 구조하중과 바람, 파도, 해류에 의한 극한환경하중 등의 외부하중을 적용하고, FAST 통합연성해석을 통해 도출된 동적응답의 가속도를 동적하중으로 유한요소 모델링에 적용한다. 3차원 FE 해석을 통해 동해의 극한 환경하중을 견딜 수 있는 스파형 하부구조물의 구조적 안정성을 확인한다.

다섯번째, 부유식 풍력발전기와 선박 간의 충돌사고 시뮬레이션 및 구조손상으로 인한 잔류 강도를 평가한다. 선박 충돌로 인한 부유체의 잔류강도 평가를 위해 종보강 원통 모델에 대한 충돌실험과 상용 소프트웨어인 ABAQUS/Explicit의 비선형 해석을 활용해 충돌시험 과 FE해석 결과를 비교하고 충돌해석기법의 신뢰성을 검증한다. 그리고, 검증된 해석법으로부터 부유식 해상풍력발전기 모델링에 대한 FE 충돌해석을 수행하고 구조물의 영구손상이 굽힘 모멘트로 인한 외력 발생시 FOWT 전체시스템의 잔류 강도의 감소에 얼마나 영향을 미치는지 평가한다.

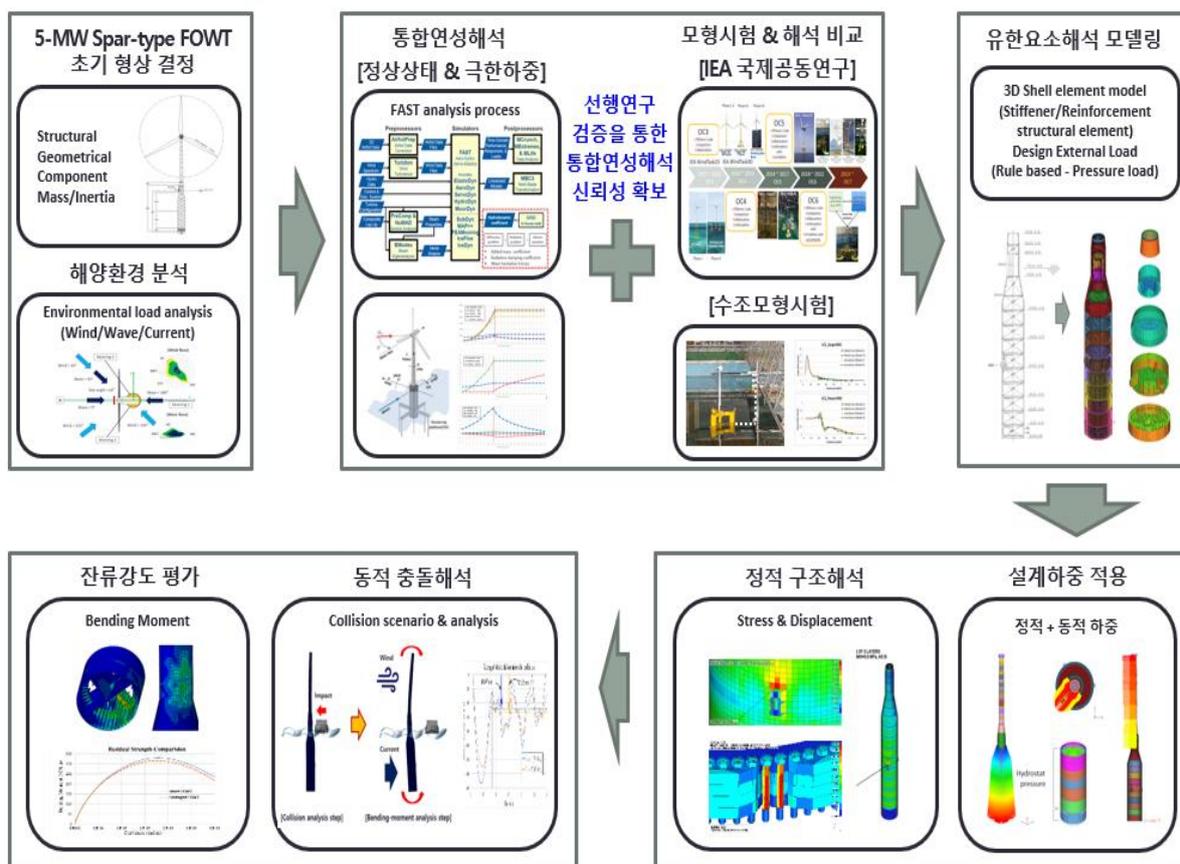


Figure 1.19 A Modeling and Analysis Process of a FOWT Substructure

제2장 5-MW Spar-type FOWT 전체시스템 사양

2.1 부유식 해상풍력발전기의 국제표준 및 좌표시스템

풍력발전시스템은 전기와 관련된 기술이 핵심인 발전시스템으로 대부분의 규격이 국제전기표준협회 IEC(International Electrotechnical Commission) 요건에 의해 검토되며, 이 중 IEC 61400은 풍력발전시스템과 관련된 안전성, 신뢰성 및 호환성을 보장하기 위해 설계와 운영에 대한 국제표준을 정의한 규격이다. 풍력발전기의 설계와 성능을 규정하는 부분에서는 블레이드, 나셀, 타워 등 지지구조의 구조적인 설계기술 요구사항 및 출력, 속도제어, 환경조건 등에 대한 성능평가를 위한 기술적인 요구사항을 규정하고 있다. 또한, 국제 요구조건에 맞추어 성능평가, 형식시험, 측정기술, 품질 및 인증을 위한 절차 등도 함께 개발하고 있다. 해상풍력발전시스템의 지지구조와 관련된 기준으로 고정식은 IEC 61400-3-1(Design requirements for Fixed), 부유식은 IEC 61400-3-2(Design requirements for floating)의 기준을 따른다. 본 연구에서의 해상풍력발전시스템의 설계하중 및 조건은 IEC와 DNV 그리고 ISO 규정들을 주로 참고하였다. 또한 부유식 해상풍력시스템의 연구를 위해 참조하였던 선박 및 해양구조물을 포함한 국제표준 및 규정들을 부록-1(Appendix-1)에 함께 정리하였다.

Figure 2.1은 IEC 61400-3-2에서 부유식 풍력발전기의 Spar, TLP, Semi-submersible 타입에 따른 지지구조물(Support structure)의 구성을 보여준다. 타워(Tower)란, 로터(Rotor)와 나셀(Nacelle)의 하단부터 플랫폼(Platform)까지를 의미하며 수면(Water level) 상부에 위치한 지지구조물이다. 부유식 하부구조물(Floating substructure)은 플랫폼에서 해저면(Sea bed) 상단까지의 구조물을 통칭한다.

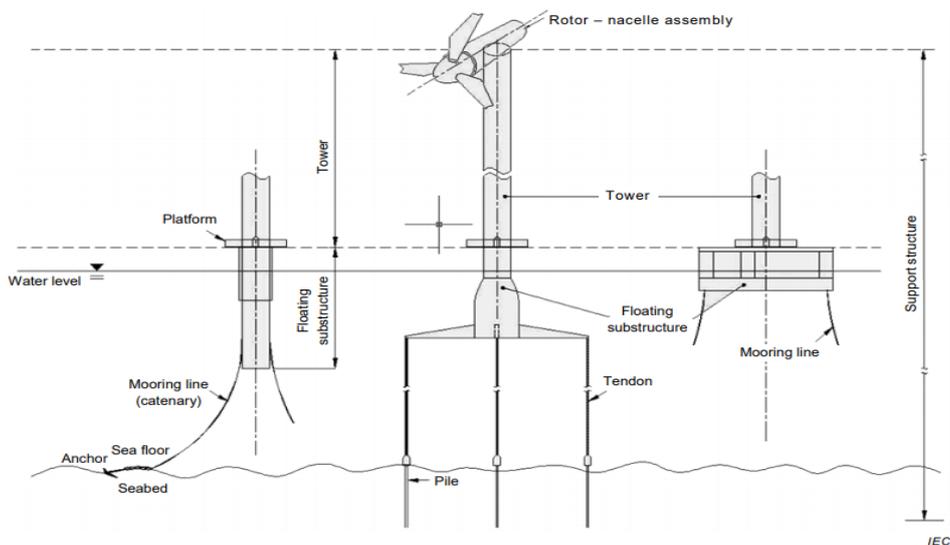


Figure 2.1 Parts of a floating offshore wind turbine [2-1]

Figure 2.2는 부유식 해상풍력발전기의 좌표시스템을 나타낸다. 바람이 불어오는 방향으로 6-자유도(DOF, Degrees Of Freedom)를 가지며 x, y, z 축방향의 병진운동인 서지(Surge, 전후동요), 스웨이(Sway, 좌우동요), 히브(Heave, 상하동요)와 축을 기준으로 회전하는 롤(Roll, 횡동요), 피치(Pitch, 종동요), 요(Yaw, 선수동요)로 구성된다.

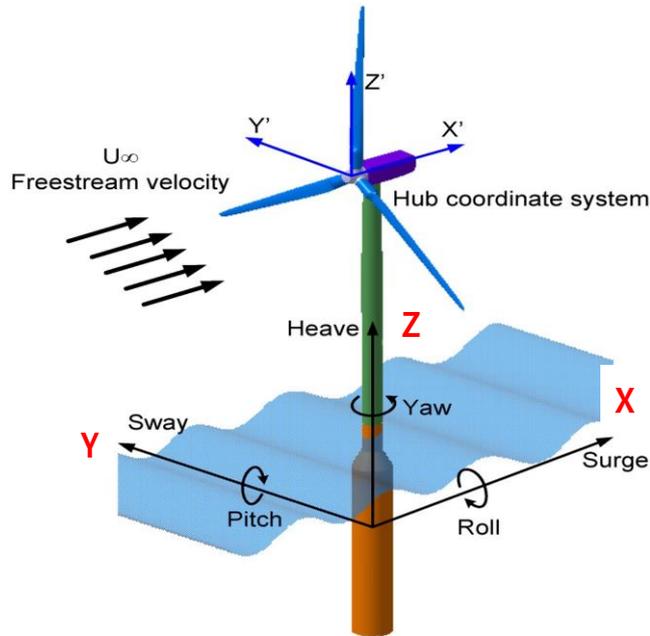


Figure 2.2 6-DOF of a FOWT with a spar substructure [2-2]

Figure 2.3은 각각 블레이드 루트(Blade root) 부와 타워 베이스(Tower base) 부의 좌표시스템을 보여주며 구조물에 작용하는 변위와 모멘트의 방향을 파악할 수 있다.

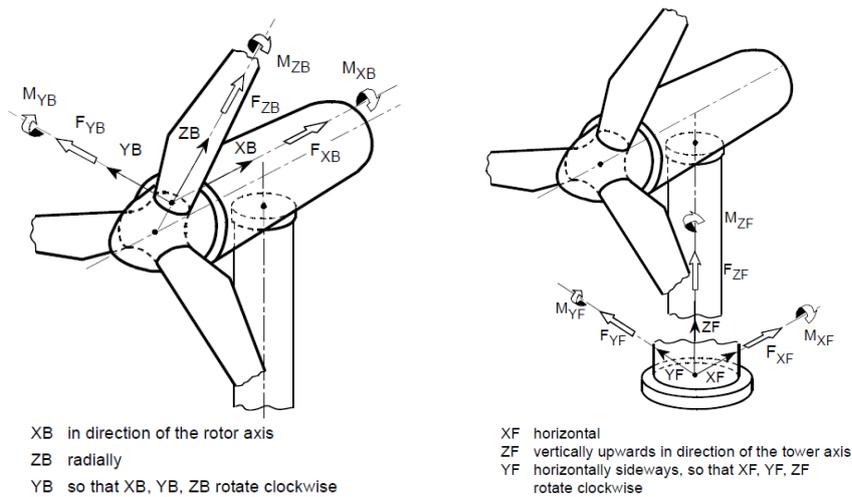


Figure 2.3 Blade root and Tower base coordinate system of FAST [2-3]

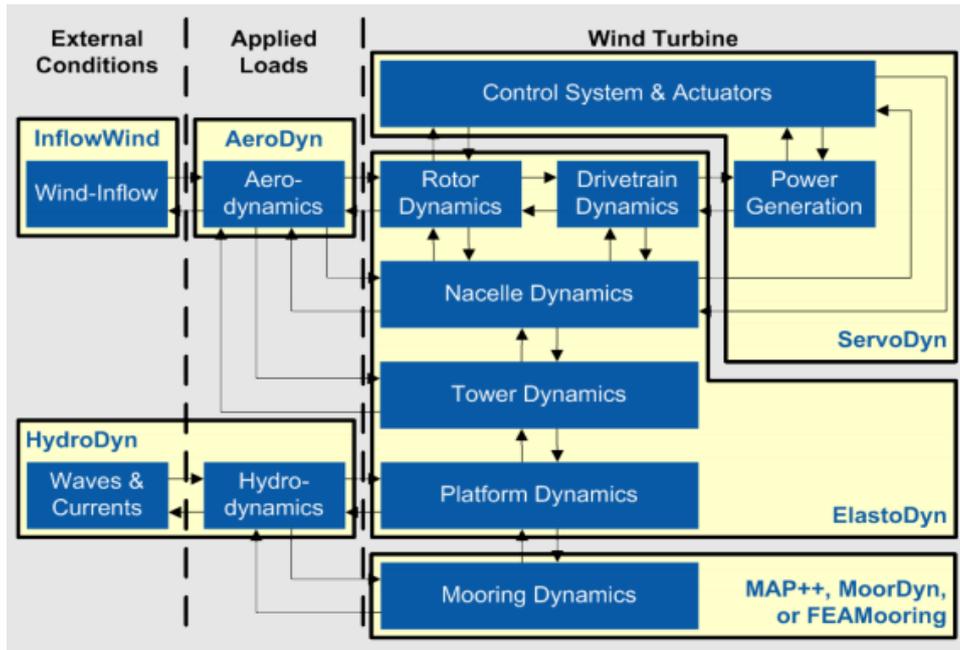


Figure 2.5 Fully coupled load analysis process of FAST for floating type [2-6]

Table 2.1 Key parameters of the components of 5-MW FOWT model

Description	Value
Rated Power	5-MW
Configuration	3 blades
Rotor Orientation	Upwind
Drivetrain	High Speed & Multiple-Stage Gearbox
Control	Variable Speed & Collective Pitch
Blade Length	61.5 m
Rotor, Hub Diameter	126.00 m, 3 m
Hub Height (from MSL)	100.36 m
Cut-In ~ Cut-Out Wind speed	3 m/s ~ 25 m/s,
Rated Wind Speed	11.4 m/s
Rated Tip Speed	80 m/s
Cut-In Speed, Rated Rotor Speed	6.9 rpm & 12.1 rpm
Total Displacement	9338.8 ton
Total Length (from Bottom to Hub)	176.0 m
Design Draft (below SWL)	75.64 m
Freeboard (from MSL)	15.36 m
Center of Buoyancy (from Base Line)	34.56 m
Center of Gravity (from Base Line)	27.10 m

2.3 상부 풍력발전시스템 주요 제원

2.3.1 상부 풍력터빈 선정

본 연구의 수행을 위해 상부 풍력발전기의 사양은 미국 에너지부(DOE)의 국립 신재생에너지연구소(NREL)에서 개발한 해상풍력발전기의 기준 모델인 5-MW급 풍력발전기를 채택하였다. 이 모델은 해상풍력발전기의 설계, 시뮬레이션, 최적화 및 인증 등을 위해 현실적인 해상풍력발전기의 성능과 구조를 잘 반영하고 있으며, 다양한 연구개발 목적에 부합하도록 설계변수, 운전전략 및 제어 알고리즘 등을 변경하거나 최적화할 수 있도록 설계되어 풍력발전시스템의 성능 및 안정성 향상에 기여하고 있다. 특히, 다물체 동역학, 유한요소법, 신뢰성기반 최적설계 등 많은 국가에서 다양한 분석 방법과 결합하여 NREL 5-MW급 기준 풍력발전기로 연구 및 프로젝트를 진행하고 있다.

일반적으로 부유식 해상풍력발전기는 고정식에 비하여 파랑하중에 의한 부유체의 6-자유도 운동으로 인해 타워 상부 나셀의 무게가 타워 베이스에 큰 모멘트 하중으로 작용하게 된다. Figure 2.6에서는 동일한 5-MW급 기준풍력발전기를 베이스로 하부구조물이 모노파일(Monopile)의 고정식 구조일때 와 스파(Spar) 부유식 구조일때의 타워 베이스에 나타나는 모멘트 하중을 해석하여 그래프로 나타내었다. 해석결과 타워베이스에 작용하는 모멘트의 크기가 모노파일의 타워베이스, 머드라인(Mudline) 그리고 스파의 타워베이스 순으로 증가하며, 특히 부유식의 경우 모멘트 응답 진폭이 매우 크게 작용함을 알 수 있다. 따라서, 본 연구에서는 NREL 5-MW급 기준 풍력발전기와 로터(Rotor, Hub+Blade), 나셀(Nacelle) 및 컨트롤 시스템은 동일하게 적용하였으나, 타워의 길이를 5 m 줄이고 두께를 증가시켜 동해안의 극한 해양환경에서도 충분한 구조강도를 만족할 수 있도록 타워의 재설계를 수행하였다.

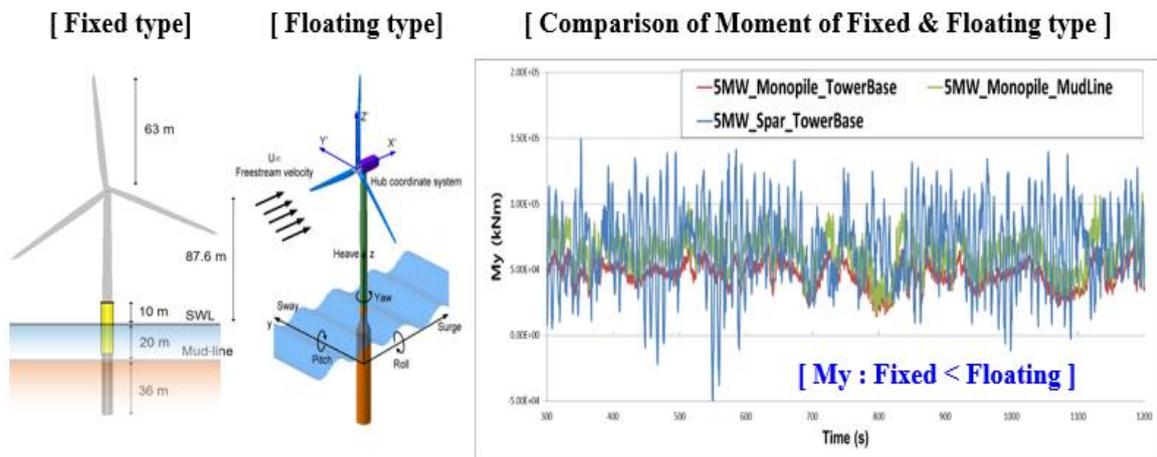


Figure 2.6 Comparison of moment of Fixed type & Floating type

상부 풍력터빈의 주요 형상을 Figure 2.7에 표현하였으며, Table 2.2에는 NREL 5-MW급 기준풍력발전기와 UOU Spar의 제원을 비교하여 정리하였다. 상부 로터(Rotor)의 직경은 126 m, 하부 부유체와 연결을 위한 T/P(Transition Piece) 부터 허브(Hub)까지의 높이는 NREL 기준풍력발전기보다 5 m 낮은 85 m로 설계되었다. UOU Spar의 타워의 길이는 82.6 m이며, 타워 상부(Top) 내직경과 두께는 3.5 m 와 0.031 m, 그리고 타워 하부(Base)의 내직경과 두께는 각각 6.0 m 와 0.055 m로 설계하였다. 타워의 질량과 무게중심은 유한요소 모델링을 통해 Figure 2.8에서와 같이 제원을 구하였으며 타워의 무게중심은 부유체 바닥으로부터 122.606 m를 나타내며, 타워베이스로부터 31.606 m에 위치한다. 설계된 상부 풍력터빈의 주요 제원은 FAST 통합연성해석에서 상부 공력의 AeroDyn과 하부 유체력의 HydeoDyn의 구조 동역학적 응답을 탄성력으로 연계하기 위한 ElastoDyn 모듈의 입력 값으로 사용된다.

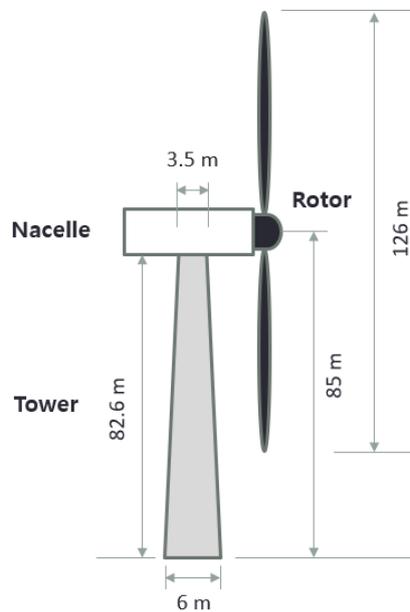


Figure 2.7 Baseline wind turbine of 5-MW FOWT model

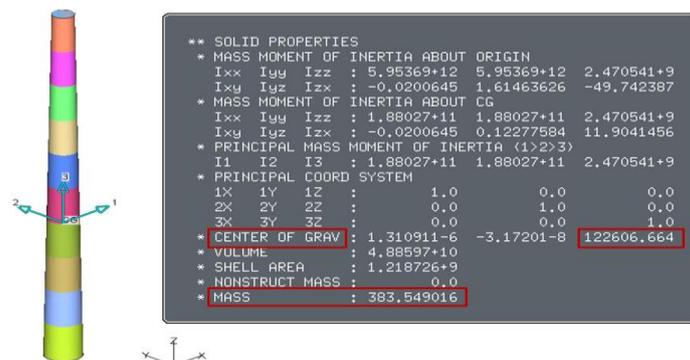


Figure 2.8 Properties of 5-MW Tower by FE model

Table 2.2 Properties of 5-MW baseline wind turbine

Description		Unit	NREL	UOU
Rotor	Rotor Diameter	m	126.0	126.0
	Hub Diameter	m	3.0	3.0
	Hub Height	m	90	85
	Mass	kg	110,000	110,000
Nacelle	Length	m	12.0	12.0
	Breadth	m	4.5	4.5
	Height	m	4.6	4.6
	Mass	kg	240,000	240,000
Tower	Diameter at Top	m	3.87	3.50
	Thickness at Top	m	19	31
	Diameter at Base	m	6.0	6.0
	Thickness at Base	m	27	55
	Height	m	87.6	82.6
	Mass	kg	347,460	383,549
	Center of Gravity (from Tower Base)	m	38.234	31.606

2.3.2 풍력터빈 타워 공진해석

풍력발전기의 로터와 같이 질량과 강성을 가지는 구조물은 각각의 모드별 고유진동수를 가지고 있다. 따라서, 구조물의 고유진동수 파악을 위한 공진해석은 회전체를 가지는 구조물 전체의 안정성 검증을 위해 필수적인 요소이다. 풍력발전기의 고유진동수는 항상 고정되지 않고 로터의 회전속도(RPM, Revolutions per Minute)에 따라서 그 값이 변화하게 된다. 블레이드가 회전하면서 발생하는 가진주파수와 타워의 고유진동수가 일치하게 되면 공진이 발생한다. 공진이 발생하면 구조물의 진동이 커지게 되어 심각한 구조적 스트레스(stress)를 유발할 뿐만 아니라, 진동해소를 위한 발전기 비상정지 후 재가동 등으로 인해 발전효율 또한 감소될 수밖에 없다. 따라서 로터의 회전 속도별 고유진동수를 분석하고 풍력발전기 운용 시의 로터 회전속도와 비교하여 공진 발생 구간을 벗어나도록 타워가 설계되어야 한다[2-7]. 특히, 타워의 전후(Fore-After)방향 보다 좌우(Side to Side)방향에서 공기역학적 댐핑(Aerodynamic Damping) 효과가 작기 때문에 공진이 현상이 더 크게 발생한다.

본 연구에서는 재설계된 타워 자체가 가지는 고유주파수를 우선 확인하기 위하여 로터가 회전하지 않는 상태에서 FAST와 ABAQUS를 이용하여 타워의 1차 및 2차 고유주파수를 각각 도출하였다. FAST에서는 선형화 해석을 통해 생성된 1차 상태 행렬에 대한 고유해석을 수행하여 고유주파수를 계산했다. ABAQUS에서는 타워의 형상만 모델링하고 상부 풍력터빈의 RNA(Rotor Nacelle Assembly)는 따로 상세 모델링을 하지 않고 5-MW 기준 풍력발전기 제원을 바탕으로 나셀의 무게중심 포인트에 RNA의 중량을 집중하중(Lumped mass) 으로 처리하여 고유주파수를 산출하였다. Figure 2.9에는 재설계된 5-MW 상부 풍력터빈의 타워의 고유주파수를 FAST와 ABAQUS의 결과 값을 나타내었고 참고문헌을 통해 NREL의 해석값과 비교해 보았다. ABAQUS로 해석된 타워의 2차 고유주파수를 제외하고 모두 NREL의 해석 값과 유사한 경향을 나타낸다. 일반적으로 타워의 고유주파수는 두께 및 직경에 비례하고 길이에 반비례하며, 재설계된 타워가 NREL 대비 길이는 줄었지만 두께 증가로 인해 고유주파수 값이 기존 타워의 고유주파수와 큰 차이를 발생시키지 않음을 알 수 있다.

Mode	FAST (NREL)	FAST (UOU)	ADAMS (NREL)	ABAQUS (UOU)
1 st Tower Fore-Aft	0.3240	0.3242	0.3195	0.3311
1 st Tower Side-to-Side	0.3120	0.3137	0.3164	0.3136
2 nd Tower Fore-Aft	2.9003	2.9185	2.8590	2.7466
2 nd Tower Side-to-Side	2.9361	2.9528	2.9408	2.7539

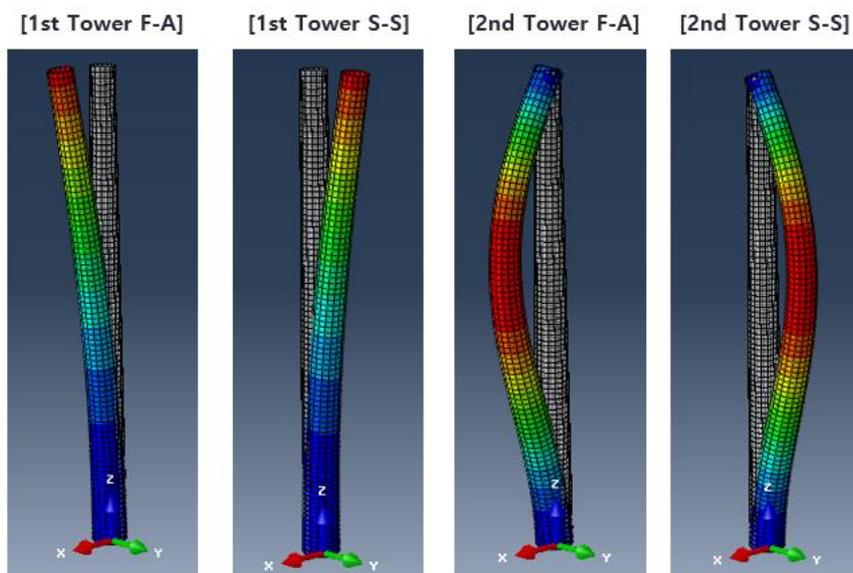


Figure 2.9 5-MW Wind Turbine Tower Natural Frequencies

일반적으로 풍력발전기와 같은 회전체 구조물의 경우 공진현상을 분석하기 위하여 캠벨선도(Campbell diagram)를 사용한다. 캠벨선도는 구조물의 각 모드별 고유진동수가 로터의 회전속도에 따라서 변화되는 것을 확인할 수 있다. Figure 2.11과 같이 수평축은 가진주파수(Excitation frequency)를 나타내며 수직축은 구조물의 모드주파수를 나타낸다. 풍력터빈 로터의 회전속도에 따라 풍력터빈이 주기적으로 가진 되므로 수평축은 로터 rpm이 되며, 수직축은 고유진동수의 주기인 Hz로 표기할 수 있다. DNVGL Wind Guideline에서는 풍력타워의 설계 시 Figure 2.10과 같이 로터 회전에 따른 하중과의 공진을 회피할 수 있도록 요구되며, 풍력터빈의 RPM을 기준으로 로터가 한 바퀴 회전하는 진동수를 1P, 3개의 블레이드 통과 진동수를 3P라고 정의한다[2-8]. FAST의 후처리 프로그램인 MBC3(Multi-blade Coordinate) [2-9]를 통해 로터 회전수에 따른 공진 발생 가능성을 캠벨선도(Campbell diagram)로 Figure 2.11에 나타내었다. 해석 결과에서 로터의 회전영역인 Cut-in (6.9 rpm)에서 정격으로 회전하는 Rated (12.1 rpm) 구간까지 타워 FA(Fore-After)와 SS(Side to Side) 모두 1P와 3가진 주파수를 피하여 설계됨을 알 수 있다.

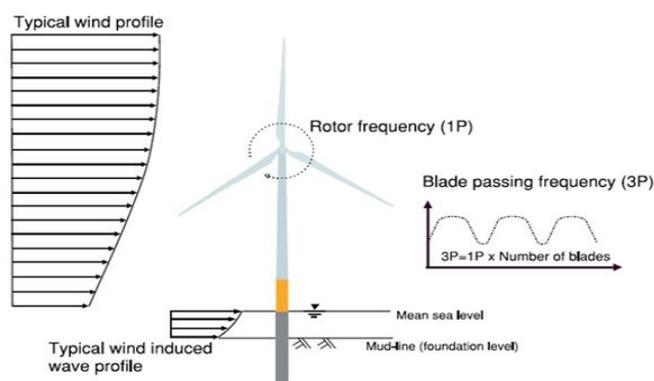


Figure 2.10 Definition of excitation frequency (1P and 3P) [2-8]

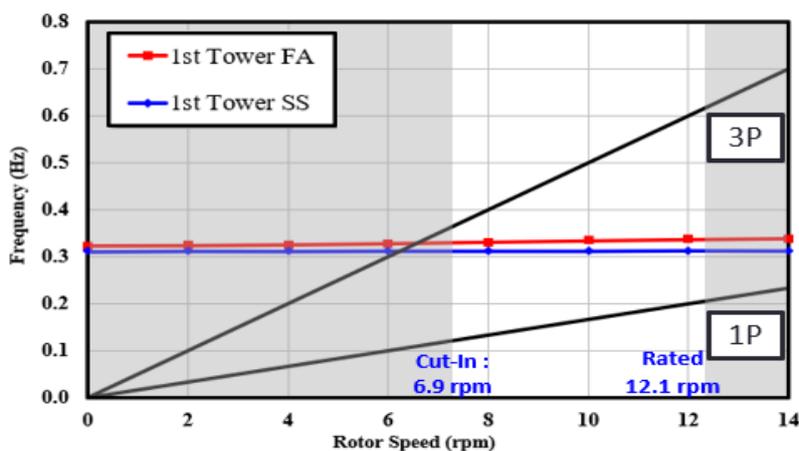


Figure 2.11 Campbell diagram of 5-MW Tower

2.4 스파형 부유식 하부구조물 제원

부유식 해상풍력발전기 하부구조물의 설계는 부유체의 복원성 확보하고 동적응답을 최소화하여 극한의 해상환경에서도 터빈의 손상을 최소화하고 기계적 결함을 최소화할 수 있도록 설계되어야 한다. 상부의 5-MW급 풍력발전기 및 타워는 하부의 원통형 실린더 형상인 스파형(Spar-Type)의 하부구조물로 지지된다. 스파형 부유체는 수직의 실린더 형상을 통해 부력을 제공하며, 부력 중심보다 무게 중심을 아래에 배치하여 롤 및 피치 모션의 안정성을 유지할 수 있으며, 이미 OC3 Hywind 프로젝트를 통해 수심 320 m에서 부유체의 동적응답의 성능이 입증되어 부유식 해상풍력발전시스템 중에서 가장 안정적인 타입이다[2-10]. Figure 2.12에는 하부 부유체의 형상을 나타내었으며, Table 2.3의 제원은 통합연성해석에서 부유체의 유체동역학계수를 구하기 위한 FAST HydroDyn 모듈의 입력 값으로 사용되었다. 부유식 하부구조물의 깊이(Depth)는 86 m이며 75.64 m의 설계 흘수(Design draft)를 가지고 있다. 상부 타워와 연결을 위한 T/P(Transition Piece)를 고려하면 플랫폼 바닥(Platform Bottom Base)으로 부터 Tower Base 까지 91 m의 깊이를 가지는 부유체로 형상이 결정되었다. 스파형 부유체의 복원력 향상을 위하여 플랫폼 맨 밑바닥(Platform Bottom)부에 콘크리트 밸러스트(Congrete Ballast)를 두었고 그 위쪽으로 5개의 워터 밸러스트 탱크 (Water Ballast Tank)를 구성하여 무게중심 및 설치작업이 용이하게 구성되었으며 복원성 계산을 통해서 부유체의 안정성도 함께 확보되었다[2-11].

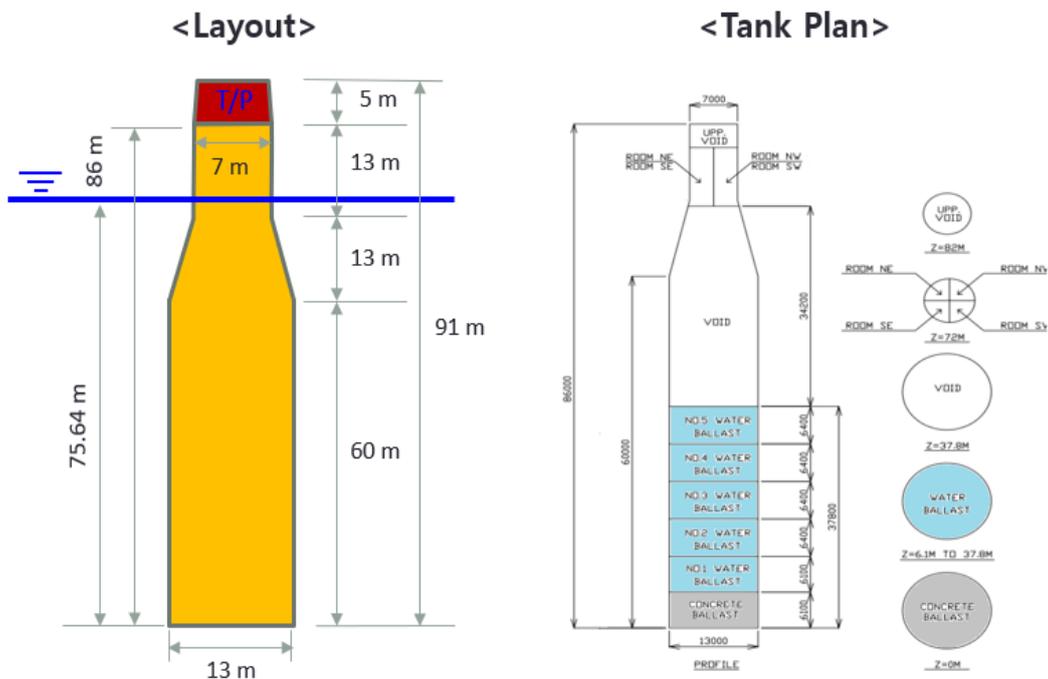


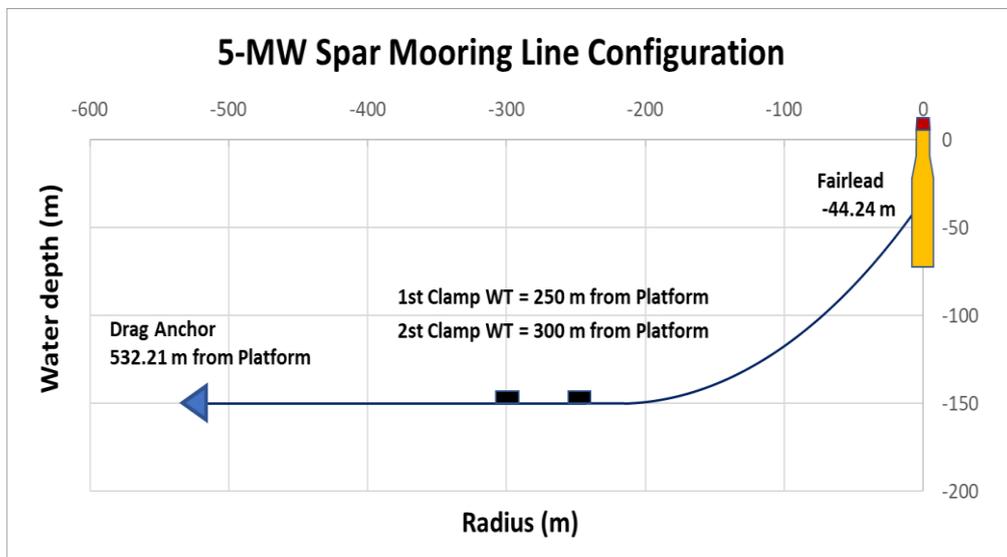
Figure 2.12 Layout of 5-MW floating platform [2-11]

Table 2.3 Properties of 5-MW floating platform

Description		Unit	Value	
FOWT (Total)	Displacement	ton	9338.8	
	Length (Depth)	m	86.0	
	Design Draft	m	75.64	
	Freeboard	m	15.36	
	CG (Center of Gravity)	m	27.10	
	CB (Center of Buoyancy)	m	34.56	
Platform	Hull	Mass	ton	1734.4
		CG	m	32.28
	Equipment	Mass	ton	107.0
		CG	m	86.00
	Sub Total	Mass	ton	1579
		CG	m	35.93
Ballast	Concrete	Mass	ton	3093.9
		CG	m	2.99
	Water	Mass	ton	3522.5
		CG	m	20.37
Platform + Ballast	Mass	ton	8458.1	
	Freeboard	m	28.56	
	CG (Center of Gravity)	m	15.82	
	CB (Center of Buoyancy)	m	31.10	
	Roll Inertia	t*m ²	1,261,706	
	Pitch Inertia	t*m ²	1,228,964	
	Yaw Inertia	t*m ²	353,848	

2.5 계류 시스템 제원

부유식 해상풍력발전기 계류시스템에 적합한 타입 선택을 위해서는 파도의 특성 및 수심이 고려되어야 한다. 본 연구에서는 실제 부유식 풍력발전기가 설치될 동해가스전 해역의 수심 150 m에 맞추어 현수선(Catenary) 계류타입으로 설계가 이루어졌다. 현수선 계류시스템의 장점으로 계류라인 중간에 부이(Buoy)형 싱커(Sinker)를 채용함으로써 파랑으로 인한 부유체의 동요를 효과적으로 제어할 수 있으며, 중량 웨이트(Weight)를 적용하여 계류 라인의 길이를 줄여 설계 가능하다. 또한, 연약지반 지형의 경우 석션 파일(Suction pile)형의 앵커를 적용하여 파지력을 높일 수 있는 장점이 있다. 계류 시스템의 초기 제원은 선박해양플랜트 연구소로부터 제공받아[2-12] 통합연성해석을 위한 FAST의 MoorDyn 모듈의 입력 값으로 사용되었으며, 계류라인 중간에 설치된 2개의 클램프 웨이트(Clump weight)를 집중질량(Lumped-mass) 모델로 계류라인 노드(Node)에 입력하였다. 그리고 체인의 직경은 극한 조건에서 계류시스템의 성능을 확인하여 결정되며, 최소파단강도(MBL, Minimum Breaking Load)를 만족할 수 있도록 최대 페어리드(Fairlead) 장력은 물론이고 프리텐션(Pretension)을 고려한 계류라인의 설치 각도까지 반영되어야 한다. 또한, 앵커에서의 수직 상승(Lift-up) 현상이 발생하지 않아야 한다[2-13]. 본 연구의 계류 시스템 배치 형상과 제원을 Figure 2.13과 Table 2.4에 나타내었으며, 체인은 스테드리스 링크(Studless link) 타입으로 전체 길이 560 m에 직경은 0.12 m이며 단위 길이당 자중(Dry Weight)는 288 kg/m로 설계되었다. 부유체 중심에서 532.21 m에 드래그 앵커(Drag anchor)가 위치하며, 2개의 클램프 웨이트를 설치함으로써 체인이 파지(Touchdown)된 길이가 짧더라도 앵커 지점에서 Lift-up이 발생하지 않도록 설계되었다.



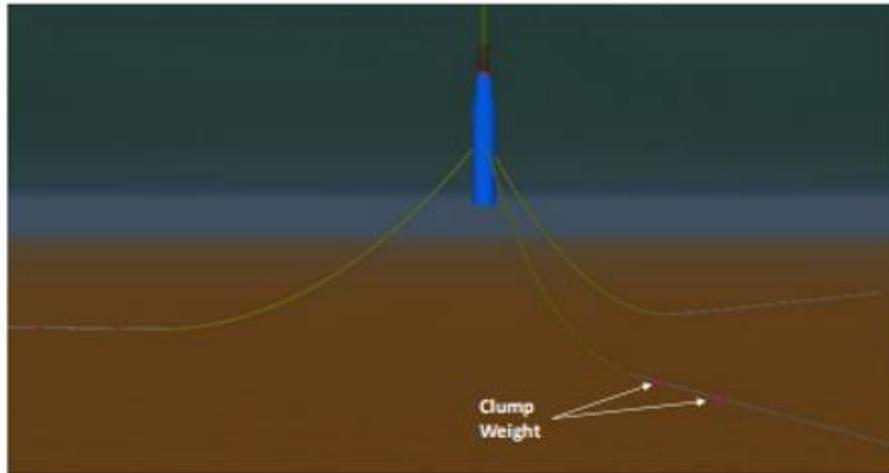


Figure 2.13 Configuration of the 5-MW spar type mooring system [2-12]

Table 2.4 Properties of 5-MW Spar mooring system [2-12]

Description	Unit	Value
Number of Mooring lines	EA	3
Chain type	-	R4 Studless
Water depth	m	150.0
Depth to fairleads (from SWL)	m	44.2
Angle between adjacent lines	deg.	120.0
Radius to anchors (from centerline of floater)	m	532.2
Unstretched mooring line length	m	560.0
Radius to fairleads (from centerline of floater)	m	7.5
Mooring line diameter	m	0.12
Mooring line mass in water	kg/m	2452.5
Mooring line mass density	kg/m	288.0
Mooring line extensional stiffness	N	1.23E+ 09
Drag Anchor ultimate holding capacity	ton	612.0
MBL (Minimum Breaking Load)	kN	13,573
Clamp (Concrete Block) Mass		
L x B x H	m	2.8 x 2.6 x 2.6
Wet mass	kg	20,000
Dry mass	kg	39,400

제3장 설치해역의 해양환경조건 분석

3.1 해상환경 데이터

5-MW 스파형(Spar-type) 부유식 해상풍력발전기는 한국 동해안 울산 앞바다에서 약 58 km 떨어진 동해가스전 해역에 조성될 대규모의 부유식 해상풍력발전 단지내에 설치될 것으로 고려하였다. 실제 동해-1 가스전은 21년 12월에 가스 생산이 종료되면서 수심 150 m에 설치된 가스전 플랫폼을 200 MW 급의 해상풍력발전단지 변전소 및 이산화탄소의 포집 활용 저장(CCUS) 시설 등으로 활용하는 것으로 사업을 추진중이다.

부유식 해상풍력발전기는 극한의 환경 조건과 바람, 파도 및 조류로 인한 높은 동적 하중의 영향을 받으며, 실제 해양환경조건이 고려된 부유체의 형상이 결정되어야 한다. 따라서, FOWT의 적합한 설계를 위해서는 실제 시스템이 설치될 지역의 해양환경정보를 정확히 분석하여 해석 및 설계 하중 인자로 적용시켜야 한다. 해양기상자료를 취득하는 방법에는 해양부이(Buoy)를 이용한 실험역 계측자료, 과거의 해양기상자료를 바탕으로 수치적 기법을 통해 원하는 자료를 추정하는 후측자료, 인공위성을 이용한 위성자료 등이 있다. 해양환경자료 분석을 통한 극치해석을 위해서는 자료수집 및 선정 방법뿐만 아니라 극치분포함수와 매개변수 선정과 적합도 검증을 통한 재현값 도출 등의 과정을 거쳐야 한다. 해양기상부이(Ocean Data Buoy)는 해수면에서 나타내는 기상현상을 관측장비로 측정하고, 측정된 데이터를 일정한 물리량으로 변환 및 처리한 후에 구축된 통신장비를 이용하여 관측자료를 전송하는 장비이다. 기상관측요소는 풍향, 풍속, 파고, 파주기, 파향, 기압, 기온, 습도, 수온이다. 파고와 파주기의 관측은 해수면에서 부이가 움직이는 가속도를 먼저 측정하고 변위를 계산하고, 스펙트럼 방법을 적용하여 유의파고와 파주기를 산출한다. 해양기상부이의 기상관측은 매 정시에 데이터를 생산하는 것을 기본으로 한다. 해양기상부의 종류는 Figure 3.1과 같이 형태에 따라 선박형과 원반형의 두 가지가 있으며 울산 해양기상부이는 선박형을 사용한다[3-1].

부유식 해상풍력발전단지는 설치 해역의 해양환경에 따라 여러가지 변수가 작용하므로 설치예정 단지의 기상이나 해양자료는 현장조사를 통한 실측자료로 12개월 이상이 권장된다. Figure 3.2는 풍력단지 설치 적합지인 동해가스전으로부터 17.2 km 떨어진 위치에 있는 울산 해양기상부이의 위치를 나타내며 기상부이 정보 및 취득 데이터 항목을 Table 3.1에 정리하였다. 본 연구에 앞서 유영재(2020)는 FOWT 부유체 비교를 위해 울산 앞바다의 환경조건 분석 연구를 수행하였고[3-2], 본 연구에서 FOWT의 유한요소해석을 통한 내구성 연구를 위해 극한 해양환경조건 분석방법을 인용하였다. 극한조건의 해양환경 데이터 취득은 울산 해양기상부이의 약 3년간의 실측 데이터를 활용하였으며, 해당 데이터는 기상청 기상자료개방포털 사이트[3-3]로부터 엑셀 파일로 취득하여 극한 해양환경조건 분석에 활용하였다.



Figure 3.1 Equipment composition of ocean data buoy [3-1]

Table 3.1 Meta information of Ulsan Buoy [3-3]

Description	울산 해양기상부이 (22189)
운영기관	기상청 부산지방기상청 울산기상대
관측개시일	2015-12-22
관측주기	1 시간
좌표	35° 20' 43" N / 129° 50' 29" E
수심	약 145 m
관측높이	4.3m (풍속계)
관측 데이터 수집 기간	2016 년 01 월 01 일 (00:00) ~ 2018 년 12 월 31 일 (23:00)
측정 항목	풍속, 풍향, 돌풍풍속, 평균파고, 파주기, 파향, 최대파고, 유의파고, 기압, 습도, 기온, 수온 등



Figure 3.2 Environmental location of Ulsan Buoy and East Sea gas field

3.2 풍향 분석

해상풍력단지 개발과 터빈시스템 설계에서 연간 발전량 평가 및 터빈의 사양을 결정하기 위해서는 풍향자원 분석이 가장 먼저 고려되어야 한다. 본 연구에서는 울산 해양기상부이에서 실측된 기상청 데이터를 바탕으로 분석하였으며, 부이로부터 관측된 데이터의 측정 및 분석 방법은 기상청 해양관측자료(부이) 월값(월보)를 참고하였고 다음과 같이 정의된다. 풍속 및 풍향의 측정(정시)자료는 매 정시 전 10분 동안 매 1초 간격으로 3초간 샘플링한 3개의 자료를 1초 간격으로 이동 평균하여 순간 풍향/풍속을 600개 산출하고 벡터 평균한 값이다[3-4]. Figure 3.3은 울산 해양기상부이의 관측높이 4.3 m에서 계측된 2016년~18년의 3년동안 측정된 풍속데이터를 시간의 흐름에 따라 그래프로 나타내었으며 장비 유지보수로 인한 일부 결측 구간을 확인할 수 있다.

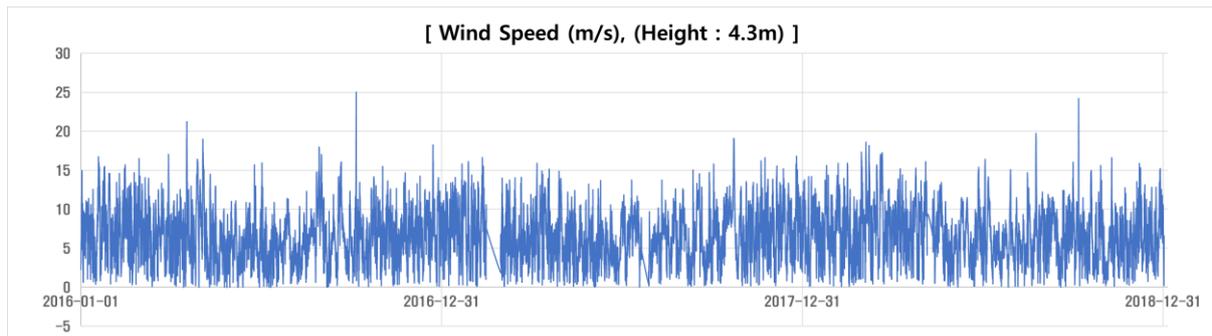


Figure 3.3 Real time history wind speed data of Ulsan Buoy

3.2.1 평균 풍속 (Mean Wind speed)

울산 해양기상부이에서 풍향의 관측높이는 수면에서 4.3 m 높이에서 계측되었으며 평균 풍속은 6.44 m/s로 나타난다. 하지만 실제 5-MW 풍력발전기에 작용하는 풍속은 허브 높이인 약 100 m에서 측정되어야 하므로 높이에 따른 풍속 전단(Wind Shear)이 적용되어야 한다. 풍속 전단은 높이별 풍속변화(Vertical Wind Shear Profile)의 일반적인 의미로 지상 높이에 따른 풍속의 변화를 말한다. IEC61400-3에서 규정하는 풍속전단의 경우 수식(3.1)과 같이 멱법칙(Power law)인 지수함수로 정의되고 지수함수의 매개변수(Wind shear or Power-law exponent)인 α 의 값에 따라 지상 높이에 따라 풍속이 변하는 속도를 나타낸다[3-5]. 본 연구에서는 IEC 규정에서 권장하는 정상상태의 풍속 전단계수(α) 0.14를 적용하여 Figure 3.4 및 Table 3.2와 같이 높이별 평균 풍속을 산출하였으며, 5-MW FOWT의 허브 높이인 약 100 m에서의 평균 풍속은 10.01 m/s로 확장됨을 알 수 있다.

$$V(z) = V(z_r) \left(\frac{z}{z_r} \right)^\alpha \quad (3.1)$$

여기서,

$V(z)$: wind speed at height z

z : height above the still water level

z_r : reference height above still water level used for fitting the profile

α : wind shear (or power law) exponent

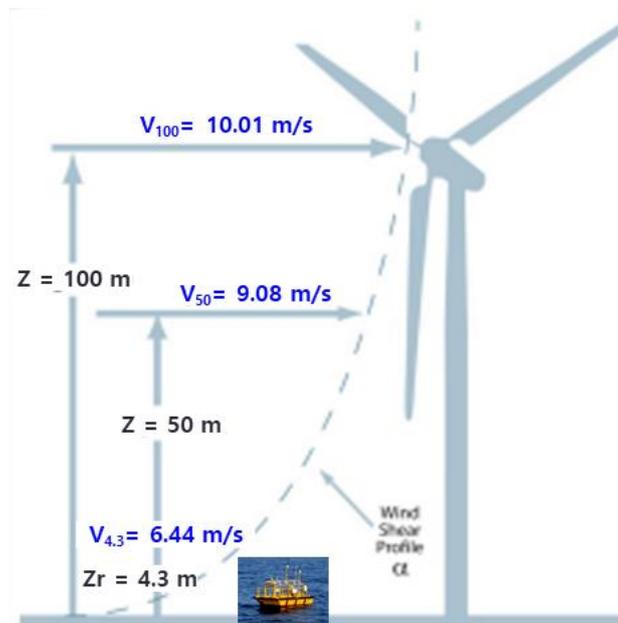


Figure 3.4 The change in horizontal wind speed with height of 5-MW FOWT

Table 3.2 Mean wind speed at each height

Hub Height	Wind speed
4.3 m	6.44 m/s
10 m	7.25 m/s
30 m	8.46 m/s
50 m	9.08 m/s
100 m	10.01 m/s
150 m	10.59 m/s

3.2.2 풍향 (Wind Direction)

바람이 불어오는 방향을 의미하는 풍(Wind)향은 해상풍력발전단지 설계에서 발전시스템 간의 배치와 후류의 영향을 고려하기 위한 중요한 요소이며, 바람장미(Wind rose) 사용하여 주 풍향을 나타낼 수 있다. 바람장미는 관측지점에 대하여 해당 기간동안 방향별 풍향의 출현 빈도와 풍향별 풍속계급 빈도를 그래프로 나타낸 것이며, 바람이 불어오는 방향에서의 바람이 불어온 빈도를 백분율로 나타낸다[3-4]. 본 연구에서 풍향의 분석은 Figure 3.5와 같이 울산 해양기상부이의 4.3 m 높이에서 3년간 실측된 자료를 이용하여 분석하였고 IEC에서 권장하는 30° 보다 작은 22.5°의 간격으로 바람장미도를 설정하였다. 그 결과 북동(NE, 45°), 남서(SW, 225°), 북북서(NNW, 315°), 세방향(ENE, 67.5°)이 주 풍향으로 빈도수가 가장 높게 나타나는 것을 확인 할 수 있었다. 본 연구에 앞서 K. Ha & J-B. Kim et al. [3-6]은 동해안의 해양환경분석을 통해 분석된 3가지 주 풍향 값을 이용하여 5-MW급 스파형 FOWT의 극한하중 해석을 위한 DLC(Design Load Case) 6.1의 Co-direction에서의 풍향 조건으로 고려하였다. Table 3.3은 울산 해양기상부이의 풍속별 풍향 빈도를 스캐터 다이어그램(Scatter diagram)으로 보여준다. 4 ~ 10 m/s의 풍속대가 가장 빈번하게 나타났으며, 풍향은 북동(NE, 45°), 남서(SW, 225°), 북북서(NNW, 315°), 세방향(ENE, 67.5°)이 가장 빈도수가 높다.

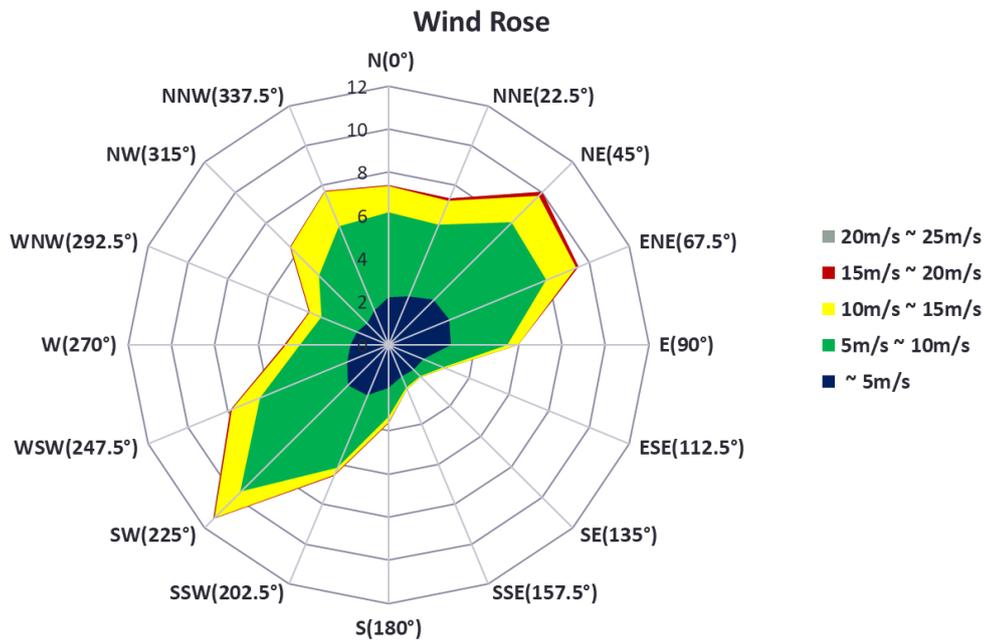


Figure 3.5 Wind rose with different wind speed [3-6]

Table 3.3 Wind speed direction scatter diagram of Ulsan buoy

Frequency	Wind Direction [°]															
	N(0°)	NNE(22.5°)	NE(45°)	ENE(67.5°)	E(90°)	ESE(112.5°)	SE(135°)	SSE(157.5°)	S(180°)	SSW(202.5°)	SW(225°)	WSW(247.5°)	W(270°)	WNW(292.5°)	NW(315°)	NNW(337.5°)
U<1	38	29	33	37	42	33	51	39	32	33	34	31	26	29	25	38
1<=U<2	84	89	128	112	132	95	78	81	94	98	91	77	76	81	54	52
2<=U<3	120	146	136	165	180	110	122	114	123	138	135	103	104	85	80	105
3<=U<4	148	173	210	237	202	120	106	112	125	164	197	148	107	84	88	117
4<=U<5	169	183	243	226	179	86	60	59	135	218	219	172	131	116	107	127
5<=U<6	215	228	262	286	163	73	40	38	115	279	333	180	150	121	127	181
6<=U<7	231	202	304	318	169	56	39	43	90	267	402	261	128	103	157	232
7<=U<8	221	202	289	257	141	52	13	33	59	169	416	261	107	91	176	230
8<=U<9	178	141	235	194	104	39	16	18	50	116	313	220	103	75	179	216
9<=U<10	162	149	206	177	83	32	7	10	31	89	320	185	107	65	167	220
10<=U<11	116	105	193	170	58	26	2	6	28	44	189	142	72	59	199	184
11<=U<12	92	79	110	123	37	5	0	7	17	28	108	95	49	43	134	120
12<=U<13	43	50	78	36	20	1	5	7	6	15	74	49	26	27	69	75
13<=U<14	31	46	36	32	7	1	2	1	8	6	38	41	15	13	54	43
14<=U<15	28	26	29	20	3	3	0	3	7	8	24	26	7	9	15	16
15<=U<16	5	15	34	18	5	0	1	1	1	3	11	13	11	6	8	8
16<=U<17	3	10	15	11	1	0	0	1	2	2	2	8	3	1	3	4
17<=U<18	1	6	9	1	0	0	1	2	3	2	1	5	1	0	0	1
18<=U<19	1	2	6	0	0	0	1	1	3	1	3	1	0	0	0	0
19<=U<20	0	0	0	1	0	0	0	0	1	0	4	0	0	0	0	1
20<=U<21	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
21<=U<22	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	2	1	0	0	0	0
22<=U<23	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0
23<=U<24	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
24<=U<25	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0

3.2.3 극한 풍속(Extreme Wind Speed)

부유식 해상풍력발전시스템의 설계 수명을 사양을 결정하는데 있어 극한풍속의 분석은 가장 중요한 요소이며 설계하중조건 만족을 위한 극한해상환경에는 50년 주기 이상의 극한 풍속이 분석되어야 한다. 또한, 해상풍력발전기의 설계 수명이 20년인 점을 고려하여 50년 주기의 태풍과 같은 극한 상황이 역시 고려되어야 한다. 극치해석에 사용되는 극치분포함수(Extreme value distribution, EVD)로는 검벨(Gumbel) 분포, 프레셰(Frechet) 분포, 와이블(Weibul) 분포, 대수정규(Log-normal) 분포 등이 있다. Jeong et al. [3-7]은 한국 연안 해양관측소에서 약 20년의 유의파고 자료를 이용하여 극치해석을 수행하였고, 재현주기 50년에 대한 심해 설계파고 정보를 제공과 검벨 분포가 가장 적합한 방법이라고 제안하였다.

본 연구에서는 극치 통계분석을 위해 식(3.2)의 누적확률분포(CDF, Cumulative probability Distribution Function)를 통한 Gumbel method를 적용하였으며, 매개변수를 구하기 위하여 Windographer 상용 툴을 사용하였다. Gumbel 확률분포형의 역함수를 이용하여 식(3.3)을 통해 회기주기(R , Return Period)에 따른 극한 풍속 값을 도출하였다. 울산 해양기상부이의 3년치 실측데이터에서 1개월에 1개의 극한값을 선정하여 총 36개의 극값을 이용하여 Figure 3.6과 같이 Gumbel fitting을 하였다. Gumbel fitting을 통해 Scale parameter(β) = 1.802와 Mode parameter(μ) = 19.798을 도출하였으며 울산 해양기상 부이 4.3 m 높이에서 측정된 풍속의 50년 주기 극한 풍속 값 26.83 m/s를 도출하였다.

$$F(x) = \exp\left\{-\exp\left[\frac{-(x - \mu)}{\beta}\right]\right\} \quad (3.2)$$

$$\text{Extreme value, } x = \mu - \beta \times \left[-\ln\left(1 - \frac{1}{R}\right)\right] \quad (3.3)$$

여기서,

F(x) : Gumbel cumulative probability distribution function

X : Extreme value

β : Scale parameter

μ : Mode parameter

R : Return period

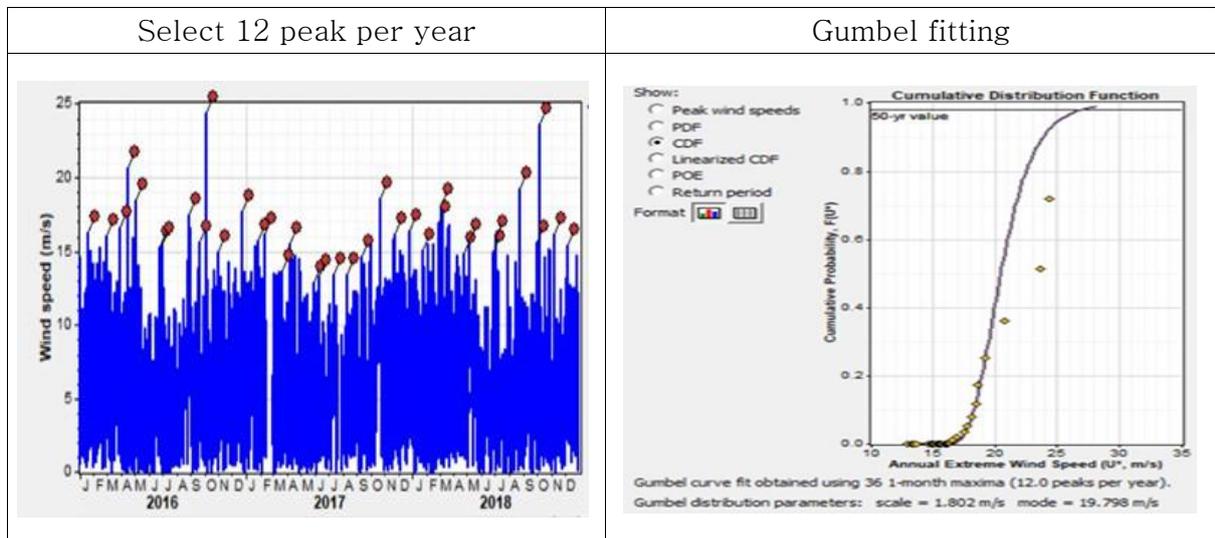


Figure 3.6 Gumbel fitting method (Capture by Windographer)

IEC61400-3-1에서는 극한 풍속의 예측 시 10분 평균 풍속을 사용할 것을 권장하므로 Table 3.4와 같이 IEC 규정에서 제시하는 극한 풍속의 시간 변환 보정계수(k) 값을 적용하여 1시간 평균 또는 3시간 평균 간격으로 측정된 풍속 값의 경우에는 10분 평균 풍속으로 식(3.4)를 사용하여 증속하여야 한다[3-5].

Table 3.5는 울산 해양기상부이 4.3 m에서 실측된 자료를 바탕으로 5년에서 50년까지의 회기주기(Return Period) 별로 1시간 평균에 대한 극한 풍속 값과 10분 평균 풍속으로 증속한 극한 풍속 값을 각각 나타내었다.

$$V_{50,1-hour} = k_1 V_{50,10-min}; k_1 = 0.95 \quad (3.4)$$

여기서,

V_{50} : extreme wind speed (averaged over 10 min), with a return period of 50 years

k : Correction factor

Table 3.4 Conversion between extreme wind speeds different averaging periods [3-5]

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

Table 3.5 Conversion of 1-hour mean wind speed at Ulsan buoy (4.3m)

Extreme Wind Speed		
Return period	1-hour mean wind speed	10-min mean wind speed
5 year	22.50 m/s	23.69 m/s
10 year	23.85 m/s	25.11 m/s
20 year	25.15 m/s	26.47 m/s
50 year	26.83 m/s	28.24 m/s

3.2.4 극한 풍속 전단(Extreme Wind Shear)

울산 해양 기상부이의 측정 높이는 4.3 m 이므로 5MW급 부유식 해상풍력발전기 허브높이(Hub height)인 100 m로 풍속을 확장하여야 하며, IEC규정에서는 극한 풍속의 풍속 전단에서 전단계수(Power law exponent alpha)의 값을 $\alpha = 0.11$ 로 권장하므로 앞의 식 (3.1)을 적용하여 극한 풍속의 확장을 수행하였다. Table 3.6은 50년 주기의 극한 풍속을 높이에 따라 확장한 값을 나타낸다.

Table 3.6 Extreme wind speed(V_{50}) at each height

Extreme Wind Speed	
Height	Wind speed
4.3 m	28.24 m/s
10 m	30.99 m/s
20 m	33.44 m/s
50 m	36.99 m/s
90 m	39.46 m/s
100 m	39.92 m/s

울산 해양기상부이로부터 도출된 극한 풍속의 검증을 위하여 동해 가스전해역에 격자점을 가지는 재해석 데이터인 ERA-5와 MERRA-2자료로 동일한 극치 통계분석의 과정을 사용하여 극한 풍속을 구하였으며 그 결과를 Table 3.7과 같이 비교하였다. 유럽중기예보센터 ECMWF의 재해석 데이터인 ERA-5는 8년의 자료를 분석에 사용하였으며, 미항공우주국 NASA의 재해석 데이터인 MERRA-2는 39년의 자료를 분석에 사용하였다. 재해석 데이터인 ERA-5와 MERRA-2자료에서는 50년 주기 극한 풍속 값이 거의 유사하게 나타나는 것을 볼 수 있으나, 울산 부이에서는 약 1.2 m/s 정도 낮은 극한 풍속 값을 보이고 있다. 이는 단일 높이의 풍속 자료를 확장하는 과정에서 실제 전단계수 보다 작은 값이 적용된 것으로 보이며, 3% 정도의 근소한 차이는 있으나 초기 설계에 충분히 적용할 수 있는 수치로 판단된다.

Table 3.7 Extreme wind speed of each return period and parameter (Hub height)

Gumbel parameter	Ulsan buoy	ERA-5	MERRA-2
Scale parameter(β)	1.802	3.293	3.511
Mode parameter(μ)	19.798	24.617	22.528
Period	Extreme wind speed at Hub height_(100m)		
5 year	33.48 m/s	32.18 m/s	31.58 m/s
10 year	35.49 m/s	34.94 m/s	34.57 m/s
20 year	37.42 m/s	37.66 m/s	37.44 m/s
50 year	39.92 m/s	41.13 m/s	41.16 m/s
100 year	41.79 m/s	43.73 m/s	43.94 m/s

3.3 파랑 분석

파랑 분석은 부유식 해상풍력발전시스템에서 상부의 풍하중과 하부의 파랑하중이 복합하중 조건으로 작용하여 하부 부유체의 동적응답과 계류라인에 작용하는 장력 등을 도출하기 위하여 반드시 고려되어야 한다. 파랑 데이터는 울산 해양기상부이에서 3년간 측정된 유의파고(H_s , Significant wave height), 파주기(T_p , Wave period) 및 파향(Wave direction) 등의 측정 자료를 사용하여, IEC 61400-3-1의 규정을 참고하여 분석을 하였다. 부이로부터 관측된 데이터의 측정 및 분석 방법은 기상청 해양관측자료 월보를 참고하였고 다음과 같이 정의된다. 파고, 파주기, 파향의 정시자료는 매 정시 전에 1초 간격으로 샘플링 한 1024개의 자료를 스펙트럼 분석하여 산출한 값이며, 유의파고는 특정 시간 주기에서 발생하는 모든 파고 중 가장 높은 파고의 3분의 1에 해당하는 파고들의 평균 높이이다[3-4]. Figure 3.7은 측정된 기간의 유의파고 및 파주기의 경향을 시간의 흐름에 따라 그래프로 나타내었으며, 풍황 데이터와 마찬가지로 장비 유지보수로 인한 일부 결측 구간을 확인할 수 있다.

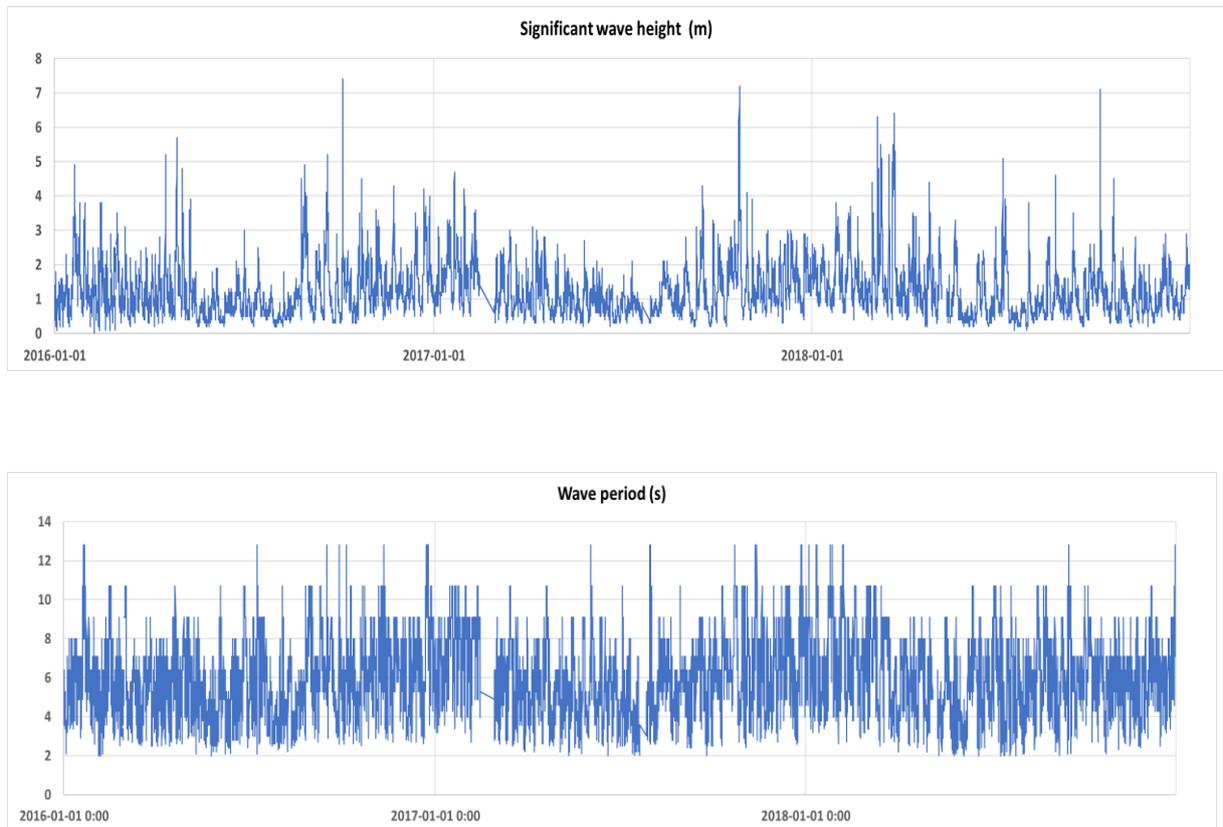


Figure 3.7 Real time history significant wave height & wave period data

3.3.1 유의파고 - 파주기 (Significant wave height - wave period)

동해가스전 해역의 유의파고와 파주기 경향 분석을 위해 Table 3.8과 같이 3년간 울산 해양기상부이에서 실측된 데이터를 파고-파주기 관계의 빈도 분포로 표현하였다. 울산 해양기상부이 주변해역은 2 m이하의 유의파고가 주를 이루고, 파주기는 4초에서 5초사이가 가장 빈번하게 나타나는 것으로 확인되었다. 5 m 이상의 파고가 빈번하게 발생하지는 않지만 파고가 높아 질수록 파주기도 길어지는 경향이 확인된다.

Table 3.8 Significant wave height and wave period distribution of Ulsan buoy

Frequency		Tp [s]											
		1<Tp<2	2<Tp<3	3<Tp<4	4<Tp<5	5<Tp<6	6<Tp<7	7<Tp<8	8<Tp<9	9<Tp<10	10<Tp<11	11<Tp<12	12<Tp<13
Significant Wave Height [m]	Hs<1	0	1025	2316	2903	1750	1075	969	593	330	127	0	19
	1<Hs<2		14	368	2668	2082	1350	1384	1363	860	235	0	20
	2<Hs<3		0	2	74	372	422	564	639	623	319	0	31
	3<Hs<4			0	3	11	32	85	151	151	147	0	32
	4<Hs<5				0	0	2	3	63	75	45	0	2
	5<Hs<6						0	0	11	40	14	0	0
	6<Hs<7							0	0	6	8	0	0
	7<Hs<8									1	1	0	1

유의파고와 파주기의 관계식을 구하기 위해 울산 앞바다의 환경조건 분석 선행연구[3-2]에서 인용한 LIFES50+ 보고서[3-8]에 사용된 방법을 본 연구에서도 참조하였다. 평균 유의파고 별 평균 파주기 값을 산출하여 Figure 3.8과 같은 그래프를 산출하였고, 1차 다항식의 추세선을 이용하여 유의파고와 파주기의 관계식 (3.5)을 도출하였다. 도출된 1차 다항식을 이용하여 유의파고 15 m일 때 파주기는 17.16 s임을 Table 3.9를 통해 알 수 있다.

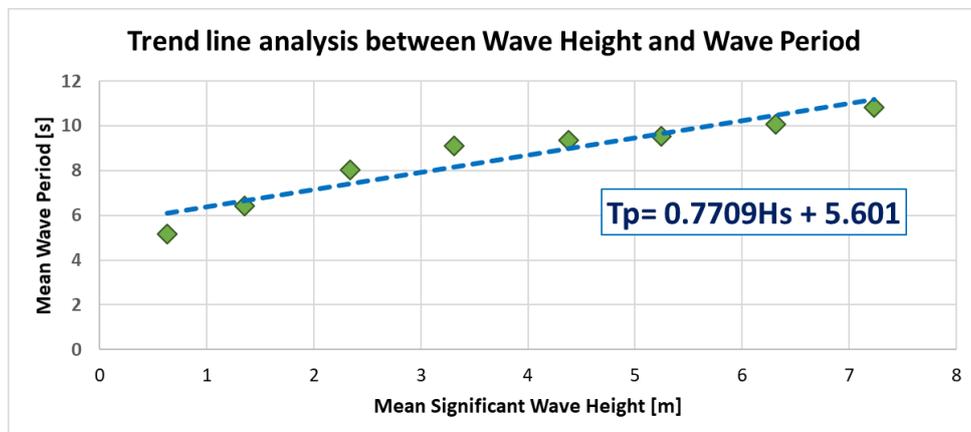


Figure 3.8 Trend line analysis between wave height and wave period [3-2]

$$\text{Wave period, } T_p = 0.7709H_s + 5.601 \text{ (} H_s \text{: Significant wave height)} \quad (3.5)$$

Table 3.9 Significant wave height and wave period correlation

Significant wave height [m]	Wave Period [s]
1	6.37
2	7.14
3	7.91
4	8.68
5	9.46
6	10.23
7	11.00
8	11.77
9	12.54
10	13.31
11	14.08
12	14.85
13	15.62
14	16.39
15	17.16

1차 다항식으로 구한 추세의 경향이 IEC61400-3-1에서 규정하는 유의파고에 따른 파주기의 경향성에 가장 맞는 것을 확인하기 위하여 IEC61400-3-1에서 권장하는 식 (3.5)를 사용하여 유의파고가 1 ~ 13 m까지일 때 최소와 최대 파주기의 범위를 Table 3.10과 같이 나타내었다. 결과적으로 동해 가스전 인근해역의 유의파고-파주기의 상관관계는 IEC61400-3-1에서 제안하는 최소파주기와 최대파주기 범위를 만족하는 것으로 확인되었다.

$$11.1 \sqrt{\frac{H_s}{g}} \leq T_p \leq 14.3 \sqrt{\frac{H_s}{g}} \quad (3.6)$$

여기서,

H_s : Significant wave height

T_p : Wave period

g : Acceleration of gravity

Table 3.10 Significant wave height and wave period correlation

Significant wave height (H_s) [m]	Min. Wave Period (Min. T_p) [s]	Max. Wave Period (Max. T_p) [s]
1	3.54	4.57
2	5.01	6.46
3	6.14	7.91
4	7.09	9.13
5	7.92	10.21
6	8.68	11.18
7	9.38	12.08
8	10.02	12.91
9	10.63	13.70
10	11.21	14.44
11	11.75	15.14
12	12.28	15.82
13	12.78	16.46
14	13.26	17.08
15	13.73	17.68

3.3.2 파향 (Wave direction)

파도가 진행하는 방향을 나타내는 파향(Wave direction)은 파랑에너지가 전달되어 오는 방향을 의미하며, 풍향과 같은 표시 방법을 사용하기 때문에 북(N)의 파향은 파도가 북에서 남으로 진행하는 파도를 뜻한다. 파향의 분석은 파향장미(Wave rose)를 사용하여 주 파향을 나타낼 수 있다. 파향장미는 해양환경 관측지점에서 관측 기간동안 방향별 파향의 출현 빈도와 파향별 파고의 계급빈도를 그래프로 나타낸 것이며, 파도가 오는 방향에서의 파고의 빈도를 백분율로 나타낸다[3-4]. Figure 3.9은 울산 해양기상부이의 파향장미를 보여주며, Table 3.11은 유의파고와 파향의 관계에 따른 분포를 나타내었다. 주파향은 북향(0°)으로 분석되며 0.5~1.5 m의 유의파고가 가장 빈번하게 나타나는 것을 확인할 수 있다. 이는 동해안에 지배적으로 흐르는 동한 난류의 영향으로 보인다. DLC 6.1의 다방향성 해석을 위해서는 북(N,0°), 북동(NE, 45°), 남(S, 180°)을 극한 해상환경의 파향 조건으로 설정하였다.

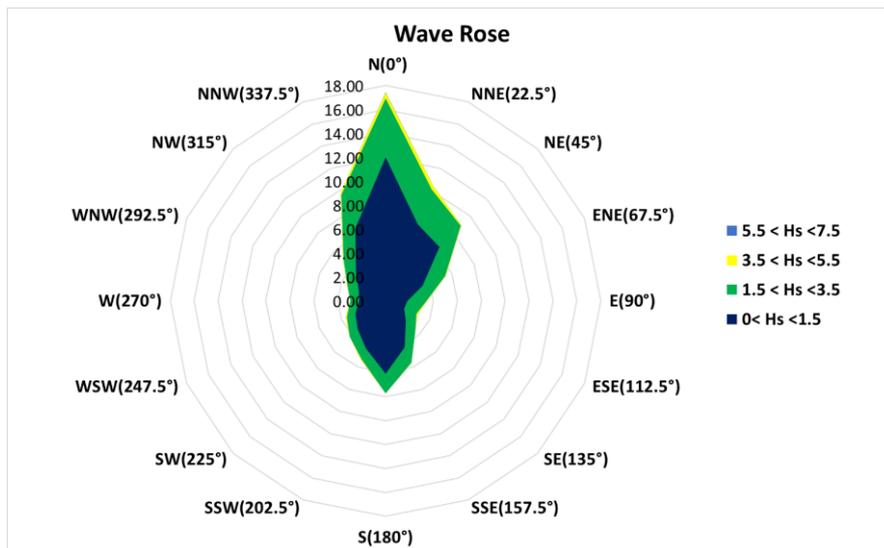


Figure 3.9 Wave rose with different Wave height

Table 3.11 Significant wave height – Wave direction distribution of Ulsan buoy

Frequency	Wave Direction															
	N(0°)	NNE(22.5°)	NE(45°)	ENE(67.5°)	E(90°)	ESE(112.5°)	SE(135°)	SSE(157.5°)	S(180°)	SSW(202.5°)	SW(225°)	WSW(247.5°)	W(270°)	WNW(292.5°)	NW(315°)	NNW(337.5°)
Hs < 0.5	345	193	182	96	64	57	81	168	287	213	175	109	97	90	90	135
0.5 < Hs < 1.5	2699	1569	1435	762	396	375	528	898	1261	874	662	581	456	526	798	1527
1.5 < Hs < 2.5	994	655	499	399	298	206	213	310	375	221	196	158	155	208	276	583
2.5 < Hs < 3.5	261	149	134	113	107	78	66	45	34	35	36	45	37	52	92	191
3.5 < Hs < 4.5	69	47	20	10	14	9	7	1	7	5	9	12	6	8	21	29
4.5 < Hs < 5.5	49	28	7	3	2	5	0	3	0	2	1	3	2	0	5	19
5.5 < Hs < 6.5	6	7	1	2	1	1	0	0	0	0	0	2	0	1	0	3
6.5 < Hs < 7.5	2	0	1	0	0	0	0	0	0	0	2	0	0	0	0	1

3.3.3 극한 파랑 조건(Extreme wave condition)

동해가스전 해역에 대한 극한 유의파고와 파주기에 대한 분석을 수행하였다. 극한 풍속과 마찬가지로 유의파고에 대한 극한값을 입력하여 Gumbel method를 적용하였으며, 동해가스전 해역의 50년 주기 극한 유의파고는 11.12 m로 나타났으며 이때의 파주기는 14.17 s임을 알 수 있다. 극한 유의파고에 해당하는 파주기는 식 (3.5)를 이용하여 그 값을 Table 3.12에 제시하였다. 전국 심해설계파 산출 연구보고서[3-9]에 제시된 동해와 포항의 유의파고 극치분석 결과를 Table 3.13에 나타내었다. 동해가스전 해역의 50년 주기 극한 유의파고는 동해와 포항의 사이 값을 가지는 것을 확인할 수 있다. 2002년부터 2013년까지 동해에서 실제 관측된 유의파고 최고값이 9 m이고, 포항에서 실제 관측된 유의파고 최고값이 7.5 m임을 감안하면 해당 극한 파랑 도출 결과값은 초기설계에 충분히 적용할 수 있는 수치로 판단된다.

Table 3.12 Extreme sea state of significant wave height and wave period of each return period

Extreme sea state		
Scale parameter = 1.206 / Mode parameter = 6.411		
Return period	Significant wave height	Wave period
5 yr	8.22 m	11.94 s
10 yr	9.12 m	12.64 s
20 yr	9.99 m	13.30 s
50 yr	11.12 m	14.17 s
100 yr	11.96 m	14.82 s

Table 3.13 Extreme analysis result of East Sea and Pohang from KIOST [3-9]

Location	구분	Gumbel	Max measured value
동해 (2002~2013)	H ₅₀	11.84 m	9.0 m
	Scale parameter	1.9033	
포항 (2009~2013)	H ₅₀	10.06 m	7.5 m
	Scale parameter	1.2026	

3.4 해류 (Current)

해류조건은 국립해양조사원의 국가해양관측망 연간백서를 참고하였고 울산항에서의 관측자료를 사용하였다[3-10]. 울산항에서 해수유동의 관측해역은 조위(Tide)에 의한 영향보다 해류(Current)에 의한 영향이 지배적으로 나타나며 바람에 의한 풍성류도 존재한다. 울산 해양기상부이와 가장 가까운 위치에 있는 Figure 3.10의 ST9 정점의 유속 측정값을 사용하였으며, 해당 정점은 동해가스전으로부터 29.3km정도 떨어져있다. Table 3.14에는 각 정점별 최대 창조류(Flood current) 낙조류(Ebb current) 유속과 평균류(Average current)를 정리하였으며, 본 연구에서는 창조류와 낙조류의 유속의 평균값인 1.44 m/s를 극한환경하중으로 사용하였다.

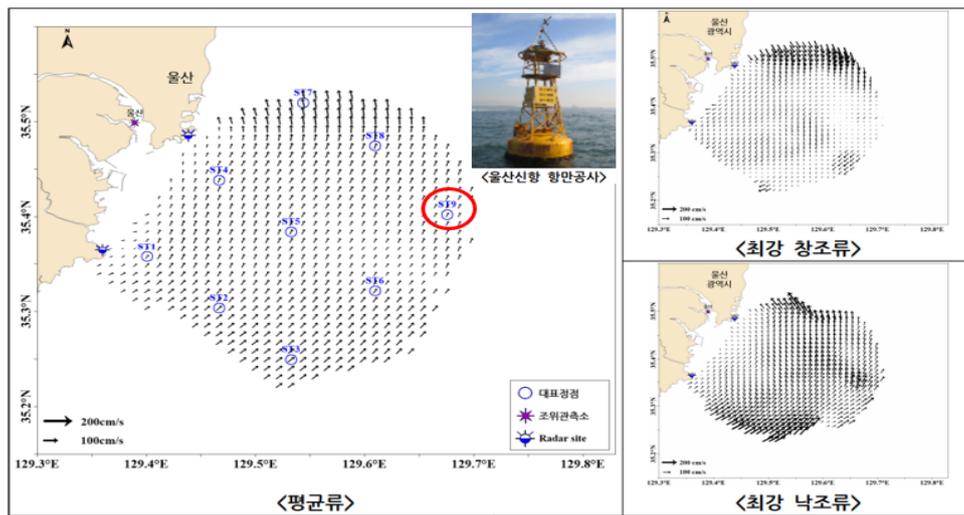


Figure 3.10 Current measure point at Ulsan port [3-10]

Table 3.14 Current data of each measure point [3-10]

대표정점	창조류(Flood current)		낙조류(Ebb current)		평균류(Average current)	
	Speed(m/s)	Direction	Speed	Direction	Speed	Direction
ST1	0.83	240°	1.62	47°	0.35	37°
ST2	1.12	244°	2.00	51°	0.51	45°
ST3	1.51	237°	2.00	53°	0.59	48°
ST4	1.98	109°	1.76	22°	0.42	24°
ST5	0.84	182°	1.79	23°	0.44	25°
ST6	1.61	217°	2.00	37°	0.44	34°
ST7	1.82	144°	2.00	346°	0.70	348°
ST8	1.00	178°	1.99	358°	0.47	20°
ST9	1.24	177°	1.63	12°	0.37	26°

3.5 조위 (Tide)

우리나라 해역의 대조차 분포를 보면 인천항에서 최대(약 8m)로 발생하며 남해안과 동해안으로 갈수록 조차가 작아진다. 특히 동해안은 서해나 남해에 비해 조수 간만의 차도 거의 발생하지 않는다. Figure 3.11은 국립해양조사원의 실시간 고조정보를 보여준다[3-11]. 울산 조위관측소의 고조정보 기준 높이를 보여준다. 2019년 ‘고조정보 전망보고서’[3-12]에 의하면 울산해역은 관심 단계가 넘는 고조가 한 번도 발생하지 않았으며, 국립해양조사원의 울산 조위관측소 자료를 확인해 본 결과 1962년부터 측정된 조위 자료에서 약최고고조위의 최대값은 2004년 8월에 기록된 약 145 cm이다. 따라서 극한 해석조건에서는 울산 해역의 4단계 고조정보 기준 높이에서 경계 높이148 cm를 50년 주기의 약최고고조위로 적용하였다.

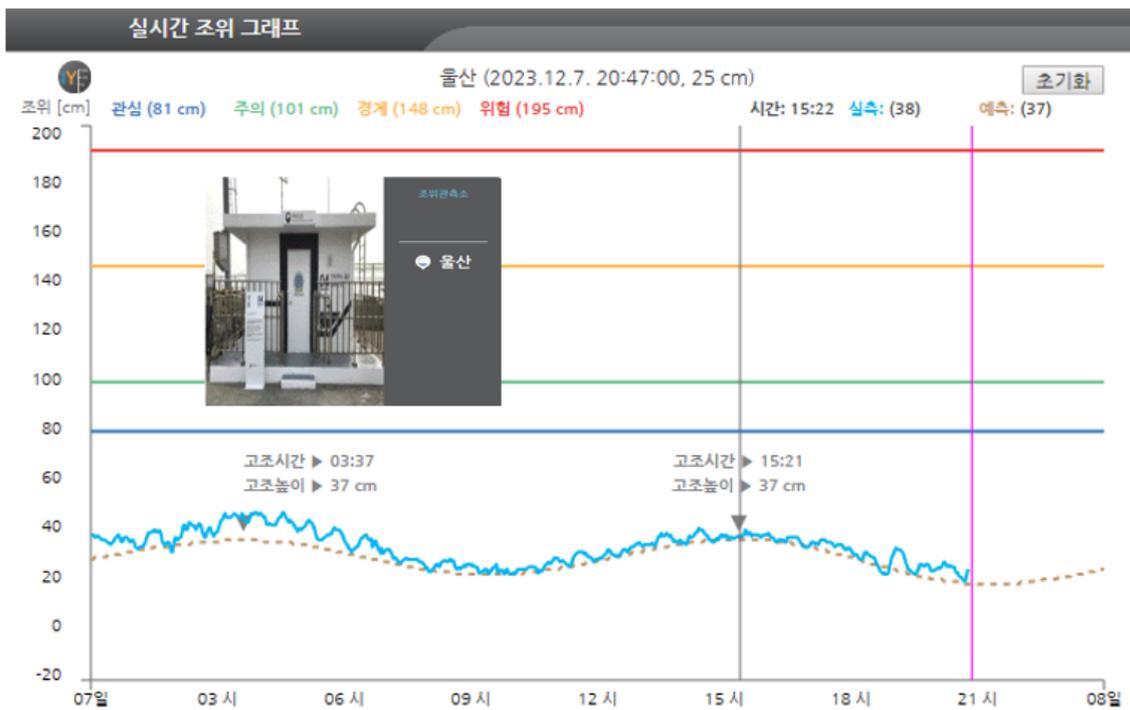


Figure 3.11 Tide reference height at Ulsan port [3-11]

3.6 극한 해양환경 설계조건 (Extreme Environmental Design Condition)

5-MW Spar Type 부유식 해상풍력발전기의 극한해석을 위한 동해가스전 해역의 극한해양환경 조건은 Table 3.15과 같이 요약할 수 있으며, 바람과 파도는 50년뿐만 아니라 100년 회기주기까지 나타내었다. 본 연구에서는 극한해석을 위한 50년 회기주기의 극한 해양환경 조건은 다음과 같이 선정하였다. 극한풍속은 허브 높이(약 100m)에서의 10분 평균풍속인 39.92 m/s이며, 극한파랑 조건인 유의파고는 11.12 m, 파주기는 14.17 s로 선정하였다. 그리고, 조류속은 1.44 m/s으로 파향과 동일한 방향으로 극한해석을 위한 환경하중으로 설정하고자 한다. 울산 해양기상부이를 통해서 도출된 극한해양환경 조건은 부유식 해상풍력발전기의 통합연성해석을 위해 상부 터빈의 AeroDyn과 하부 부유체의 HydroDyn 모듈의 공력과 유체력 계산을 위한 각각의 극한해양환경 조건의 입력 값으로 사용된다. 또한, 정적 구조해석을 위해 설계하중 산출식을 통해 극한설계하중 값으로 계산되어 유한요소모델에 적용함으로써 극한의 외부환경에서의 구조 강도를 평가할 수 있다.

Table 3.15 Extreme Environmental Design Condition

Extreme	Items	Unit	50-yr	100-yr
Wind	10-min at 10-m height	m/s	30.99	32.44
	10-min at hub height	m/s	39.92	41.79
	1-hour at 10-m height	m/s	29.44	30.82
	1-hour at hub height	m/s	37.93	39.70
	Direction	deg	45/225/315	45/225/315
	Exponent for profile	-	0.11	0.11
Wave	Significant wave height	m	11.12	11.96
	Spectral Peak period	s	14.17	14.82
	Direction	deg	0/45/180	0/45/180
Current	Ebb Current	m/s	1.44	
	Direction	deg	0/45/180	
Tide	Highest water level	m	1.48	

제4장 통합연성해석을 통한 동적응답 분석

4.1 개요

풍력발전시스템의 발전효율을 높이기 위해서는 풍력발전기 하부구조물의 대형화를 통해 용량을 증가시키고 원거리 심해에 설치하여 투자비용을 줄이는 것이 유리하다. 그러나 부유식 해상풍력발전시스템은 상부 풍력터빈에 작용하는 공기역학 및 하부 부유체에 작용하는 유체역학적 하중이 동시에 고려되어야 하므로 기존의 고정식 해상풍력발전시스템 비하여 해석기법 및 설계가 복잡하다. Figure 4.1은 부유식 해상풍력발전시스템에서 고려되어야 할 복잡한 외부 환경조건을 나타내며, 하부 부유체에 작용하는 하중은 풍하중, 파랑하중, 조류 등의 해양환경에 의한 직접적인 하중 이외에도 상부 바람에 의해 터빈의 로터에서 발생하는 추력, 관성력, 공력 등도 모두 부유체에 함께 작용한다[4-1]. 따라서, 부유식 해상풍력발전시스템의 동적응답해석을 수행하기 위해서는 터빈 상부에 작용하는 공기역학, 블레이드와 타워 및 지지구조 설계를 위한 구조동역학, 컨트롤을 위한 제어시스템 그리고 하부 부유체에 작용하는 유체역학 등 다양한 분야의 복합해양환경 조건에서의 부유식 해상풍력발전시스템의 통합연성 하중해석(Fully coupled load analysis)이 반드시 요구된다.

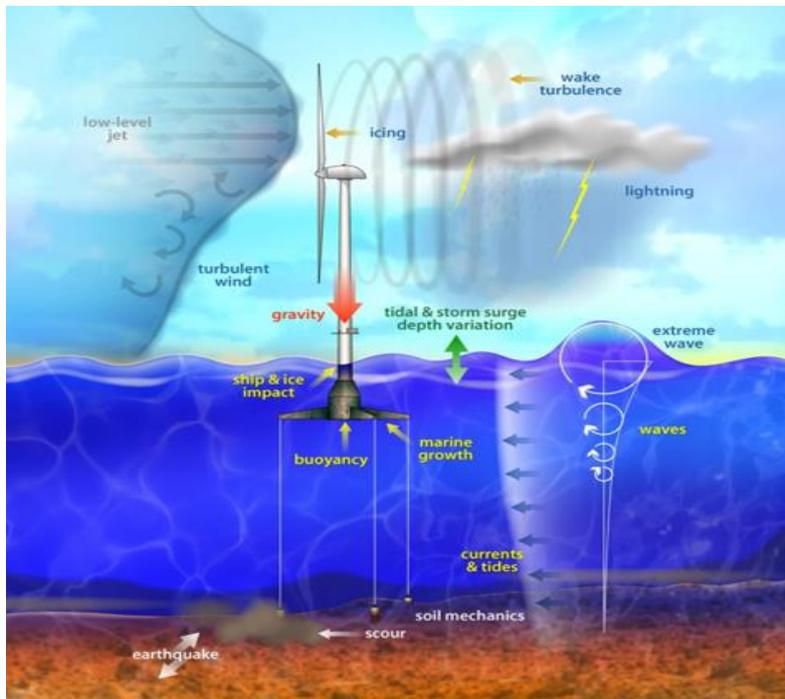


Figure 4.1 Dynamic behavior loads on Floating Offshore Wind Turbine [4-1]

본 연구에서는 통합연성해석을 위해 NREL의 FAST 코드를 사용하였으며, 부유식 해상풍력발전시스템은 터빈 발전에 의한 진동, 바람의 난류 및 불규칙적인 파랑운동 등의 동적하중에 지배되는 구조물로써 충분한 구조적 안정성 유지를 위한 해석기법 및 설계인자 결정을 위한 전체시스템의 동적응답 특성을 이해하는 것이 무엇보다 중요하다. 따라서 스파형 FOWT의 통합연성해석 수행을 통해 정상상태 및 극한하중해석 결과를 도출하고 부유식 해상풍력발전시스템의 작동성능 및 극한 환경하중에서의 부유체의 동적응답을 확인하였다.

일반적으로 새로운 개념의 부유식 해상풍력발전기의 초기 설계 시, 통합연성해석 시뮬레이션을 기반으로 부유체의 동적응답에 대한 분석이 이루어진다. 하지만, 시뮬레이션의 결과를 검증하려면 블레이드 및 로터와 나셀 어셈블리(RNA)의 공기역학적 탄성반응, 타워의 재료 탄성반응 및 부유체의 유체역학적 반응과 같은 모든 복잡한 상호작용을 FOWT의 통합시스템 내에서 시뮬레이션해야 한다. 또한, 통합연성해석 시뮬레이션 결과와 모형시험 수행을 통한 결과를 비교해 해석의 불확실성을 줄여 나가야한다[4-2]. 본 연구를 수행하기 앞서 FAST 시뮬레이터의 구성 및 각 모듈에서의 하중계산을 위한 이론을 이해하고 Figure 4.2와 같이 다양한 선행연구 경험을 바탕으로 스파형 통합연성해석의 신뢰성을 확보하기 위하여 연속성 있는 연구들을 수행하였다. 먼저 IEC WindTask OC6 프로젝트 국제공동연구 참여를 통해 반잠수식 모델에 대한 수조모형시험 결과와 FAST 통합연성해석 결과를 비교하고 전세계 참여기관들과 결과를 비교하였다. 그리고 울산대 해양공학수조에서 750-kW 반잠수식 모형시험을 직접 수행하고 통합연성해석 결과와 비교를 통해 최상의 모델링 접근방식 및 모형시험과 해석 결과의 불확실성에 대한 신뢰성을 검증하였다.

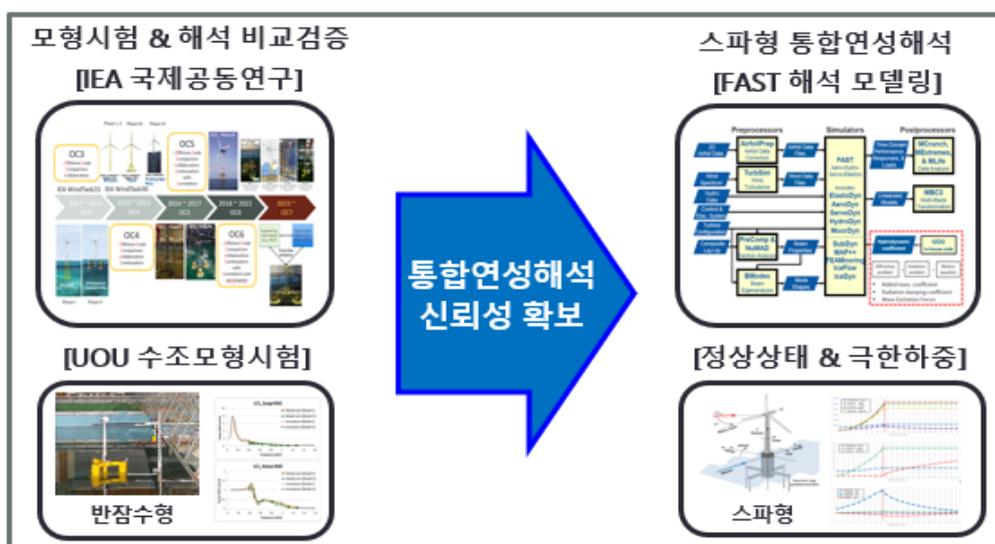


Figure 4.2 Reliability securing process of fully coupled analysis of Spar type

4.2 통합연성 해석프로그램 (FAST) 개요

본 연구에서는 통합연성 해석을 위해 미국 국립신재생에너지연구소(NREL)에서 개발된 FAST 시뮬레이터(Simulator)를 사용하였다. 현재 FAST 코드는 공개 소스이며 공기 역학, 구조적 탄성, 제어 시스템 및 유체 역학을 고려하여 시간 영역에서 전체 풍력발전기 시스템의 통합된 동적 응답을 예측한다. FAST는 여러 하위 모듈로 구성되어 있으며, 통합연성해석에 사용한 FAST Code의 구조는 Figure 4.4에 표현된 흐름도를 따라서 수행되며, FAST 시뮬레이터(Simulator)수행에 필요한 입력 파일을 생성하는 전처리(Preprocessors) 과정과 출력 값을 원하는 방식으로 변경해주는 후처리(Postprocessors) 과정으로 나타낼 수 있다[4-2].

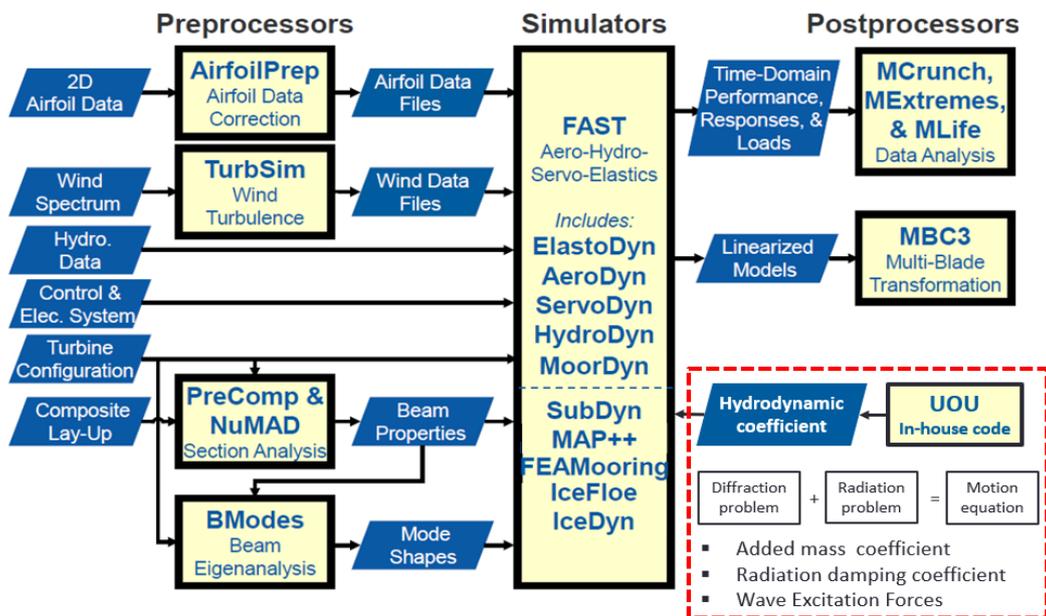


Figure 4.3 Integrated dynamic behavior and load analysis process [4-2]
(FAST combined with UOU code)

먼저 FAST 시뮬레이션을 위해 전처리(Preprocessors) 모듈을 통하여 해석을 위한 입력 데이터를 생성하여야 한다. AirfoilPrep는 블레이드에 적용되는 에어포일(Airfoil)의 받음각(Angle of Attack)에 따른 양력(Lift) 및 항력(Drag) 계수(Coefficient)를 포함하는 Airfoil Data File 데이터 파일을 생성한다. TurbSim은 난류 모델을 생성하기 위한 모듈이며 IEC 61400-1 규정에서 요구되는 난류 및 기준풍속 등을 간단하게 설정하여 Wind Data File을 생성할 수 있다. PreComp & NuMAD는 풍력발전기 구조물의 강성, 관성 모멘트, 무게 중심 등에 해당하는 Beam Properties를 생성하여 BModes의 유한 요소해석법을 통한 구조물의 감쇠비 및 고유 주파수를 계산할 수 있다.

UOU In-house Code [4-3]는 부유체의 유체동역학계수(Hydrodynamic Coefficient)를 구하기 위해 FAST의 HydroDyn 모듈의 입력 값인 부유체의 형상에 따른 부가질량(Added Mass), 파랑감쇠(Wave Damping) 계수 및 파강제력(Wave Excitation Forces)을 계산한다. 후처리(Postprocessors) 모듈에는 MCrunch와 MExtremes가 있으며 MCrunch는 시뮬레이션 결과를 이용하여 시계열 데이터의 평균값, 최대값 및 표준편차 등을 계산하며, MExtremes는 극한하중 계산 및 분석에 이용된다. MBC3(Multi-Blade Coordinate transformation)는 시스템의 상태행렬(State matrix) 생성 기능을 바탕으로 선형(linear)모델 해석을 통해 풍력발전기의 고유진동수 및 감쇠비 분석, 그리고 제어시스템의 설계에도 사용되는 후처리 프로그램이다.

본 연구에서는 전처리 모듈을 통해 생성된 바람, 풍력발전기 구조 그리고 유체동적학적 계수를 FAST 입력(Input)파일로 사용하여 통합연성해석을 수행하여 결과(Output)파일을 생성하였다. 그리고 후처리 프로그램인 MBC3를 이용하여 타워의 초기설계시 공진을 파악하기 위한 캠벨선도 (Campbell Diagram)를 나타내었고, 극한하중 해석에서는 해석결과의 시계열 결과 데이터를 가지고 MExtremes를 통하여 극한하중 값을 도출하였다.

부유식 해상풍력발전기의 동적응답은 전형적으로 바람보다 파도에 의해 더 영향을 받는다. 따라서, FOWT를 설계할 때 구조적 안정성을 유지할 수 있는 설계 인자 결정을 위해서 부유식 하부 구조의 동적 안정성 및 운동 성능을 이해하는 것이 중요하다. 특히 비선형 시스템의 파랑 중 거동에서 파표류력(Wave drift)은 비선형 2차파(Second-order wave) 포텐셜의 영향으로 발생하는 하중 성분이며, 저주파수에서는 파표류력이 부유체-계류시스템과 결합되어 감쇄력이 매우 작아진다. 이로 인해 공진주기에서 큰 진폭을 가진 운동 응답이 발생하게 되며, 부유체의 전체적인 동적 거동을 주도하게 된다. 큰 진폭을 가진 부유체의 운동은 계류시스템에 매우 큰 하중을 유발하므로, 전체 시스템을 설계할 때 비선형 2차 파력을 고려한 부유체의 설계가 이루어져야 한다. 또한, 바람의 공기흐름과 로터와 나셀 어셈블리(RNA) 사이의 공기역학적 상호 작용은 부유식 플랫폼의 큰 병진 및 회전 운동과 같이 잠재적으로 증가된 동적 응답을 발생시키기 때문에 중요하다.

상부 풍력터빈의 공기역학적 하중은 AeroDyn 모듈에 의해 계산된다[4-4]. AeroDyn은 모든시간 영역에서 블레이드의 회전 및 속도를 입력항으로 받으며, 공기역학적 힘과 모멘트를 계산하며 이 값을 이용해 FAST에서 통합연성해석을 수행한다. 풍력터빈에 가해지는 공기역학적 하중은 블레이드를 작은 요소로 나눌 수 있다고 가정하는 블레이드 요소 모멘텀(BEM, Blade Element Momentum) 이론을 기반으로 계산되며 각 요소의 힘은 블레이드의 스팬을 따라 순서대로 합산되어 터빈에 가해지는 총 힘과 모멘트를 계산한다. Figure 4.5은 블레이드 요소에 대한 하중을 결정하는 에어포일(Airfoil)의 형상을 나타낸다.

AeroDyn은 또한 로터 추력(Thrust), 발전기 토크(Torque) 및 동력 계수와 같은 중요한 풍력 발전기의 파라미터를 계산하며 팁 손실(Tip losses) 및 왜곡된 후류의 영향도 포함된다. 또한, Figure 4.5와 같이 IEC61400 표준에서 요구되는 난류 모델을 TurbSim Code[4-6]를 사용하여 간단하게 생하여 FAST의 난류 풍장을 생성하기위한 전처리기로 사용할 수 있다.

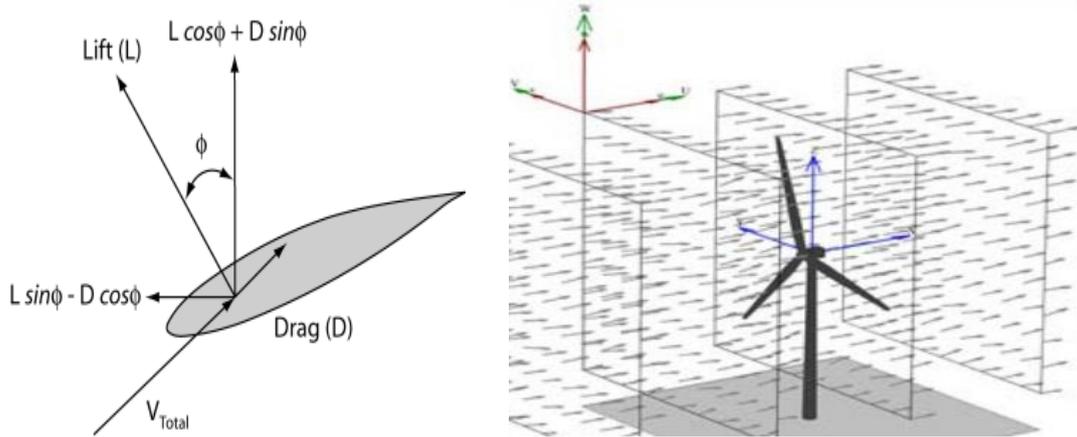


Figure 4.4 Local elemental forces of airfoil [4-5] and TurbSim grids as implemented in InflowWind [4-6]

ServoDyn은 풍속과 터빈의 구조적 응답에 따른 출력의 제어를 연계하는 모듈이다[4-7]. 풍력발전기는 일반적으로 발전기를 통한 토크 제어와 블레이드를 통한 피치 제어를 통해 출력을 컨트롤한다. ElastoDyn은 상부 공력과 하부 유체력 및 제어로직 등의 입력 값으로 부터 전체 시스템의 구조 동역학적 응답을 연계하는 모듈이다[4-8].

부유체의 유체역학적 하중은 전통적인 포텐셜 이론에 기반을 둔 HydroDyn [4-9] 모듈에 의해 계산된다. 부유체 플랫폼 흘수선 아래 부피와 부력중심을 3차원 모델링으로 확인하였고, 부유체에 작용하는 부유체에 작용하는 부가 질량 및 댐핑, 1차 및 2차 파력을 포함하는 유체 역학적 계수는 UOU In-house code에 의해 계산되고 HydroDyn 모듈에 입력 값으로 사용한다. 주파수 영역 분석을 통해 표면파와 플랫폼 형상의 상호 작용에 대한 3차원 패널 방법을 사용하여 방사(Radiation) 문제와 회절(Diffraction) 문제를 해결하였다. FAST는 모든 시간영역에서 HydroDyn을 호출하고 플랫폼의 변위 및 속도를 입력항으로 제공하며, 정수압, 유체역학적 부가질량 및 Morison 방정식의 항력항이 계산되어 전체 유체 역학적 힘에 추가된다. 그리고 그 결과는 FAST로 다시 전송되어 다음 단계의 운동 방정식을 풀기 위해 사용된다.

식(4.1)은 부유체 플랫폼에 가해지는 유체역학적 하중을 보여주며 부가질량(Added mass) 및 댐핑(Damping), 선형 1차 파력, 비선형 2차 파력, Morison 방정식의 점성항과 같은 방사 감쇠를 요약하여 계산된다.

$$F_i^{Hydro} = F_i^{Hydrostatic} + F_i^{Radiation} + F_i^{Wave(1)} + F_i^{Wave(2)} + F_i^{Drag} \quad (4.1)$$

식(4.2)는 유체정역학적 하중을 보여주며 아르키메데스 원리에 의한 부력 및 부유체 플랫폼의 수선면과 COB(Center of Buoyancy)의 변위의 영향으로 인한 정수력과 복원모멘트의 변화를 포함한다.

$$F_i^{Hydrostatic} = \rho g V_0 \delta_{i3} - C_{ij}^{Hydrostatic} x_j(t) \quad (4.2)$$

계류시스템에 대한 해석은 MoorDyn 모듈에 의해 계산된다[4-10]. MoorDyn은 Morison 방정식을 사용하여 계류 운동에서 계류 강성, 관성 및 감쇠력, 축 방향 하중, 부력 효과, 해저 접촉력 및 유체 역학적 하중을 포착할 수 있는 집중 질량 모델링 접근법을 기반으로 한다. 부유식 플랫폼의 위치 유지를 위해 계류시스템으로부터 동적 복원력을 계산하며 계류라인 구성 및 강성을 MoorDyn의 입력 값으로 사용한다. 각 Time-step 시작 시 FAST는 플랫폼의 위치 및 속도를 계류 모델로 전송하며 계류 모델은 페어리드의 운동 역학을 계산하고 시간영역에서 계류선의 동역학을 해석한다.

Mathew Hall [4-11]은 부유식 해양 구조물에 연결된 계류의 동적 거동을 시뮬레이션하기 위해 집중질량(Lumped-mass) 계류라인 모델을 제안하였으며, 계류라인 동적하중 계산을 위해 Figure 4.6에서 볼 수 있는 것처럼 N+1 노드(Node) 포인트를 연결하는 N개의 균일한 크기의 라인 세그먼트로 나누는 집중질량 모델링 접근법을 기반으로 한다. MoorDyn은 플랫폼 유체역학 하중계산의 정확성과 측정 데이터의 품질을 고려한 실험 데이터와 계류모델 동적해석 결과를 비교 평가한 선행연구를 통해서도 이미 신뢰성이 검증되었다[4-12].

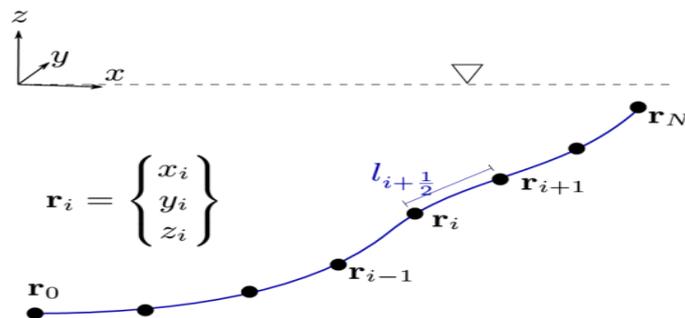


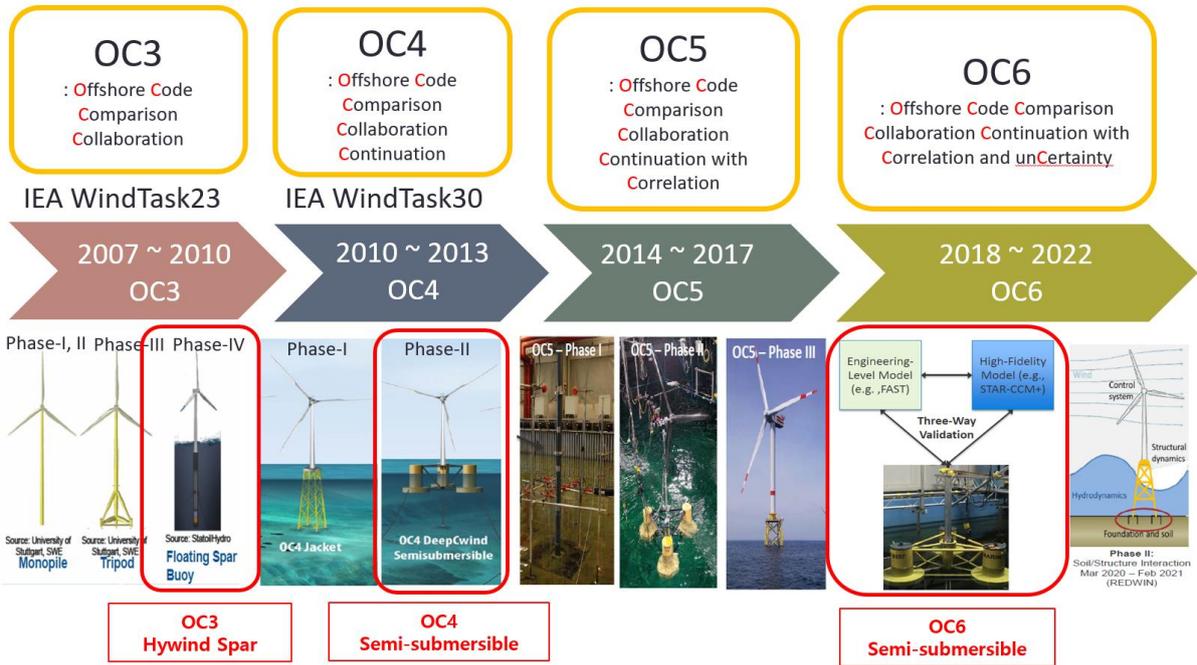
Figure 4.5 Mooring line discretization and indexing [4-10]

4.3 IEA 국제공동연구를 통한 통합연성해석 신뢰성 검증

부유식 해상풍력발전시스템은 터빈 발전에 의한 진동, 바람의 난류 및 불규칙적인 파랑운동 등의 동적하중에 지배되는 구조물로서 충분한 구조적 안정성 유지를 위한 해석기법 및 설계인자 결정을 위한 전체시스템의 동적응답 특성을 이해하는 것이 무엇보다 중요하다. 이러한 복합해양환경 조건에서 동적응답 특성을 고려하기 위해 풍력발전시스템의 상부터빈, 타워 및 부유체 플랫폼을 동시에 고려한 통합연성하중해석(Fully Coupled load Analysis)이 요구되며, 일반적으로 새로운 개념의 부유식 해상풍력발전기의 초기 설계 시, 수치 시뮬레이션 모델을 기반으로 부유체의 동적응답에 대한 분석이 이루어진다. 하지만, 수치 시뮬레이션 모델을 검증하려면 블레이드와 로터와 나셀 어셈블리(RNA)의 공기역학 탄성 반응, 타워의 재료 탄성 반응 및 부유체의 유체 역학적 반응과 같은 모든 복잡한 상호작용을 FOWT의 통합 시스템 내에서 시뮬레이션해야 한다. 또한 수치 시뮬레이션 결과와 모델 테스트 수행을 통한 결과를 비교해 수치 시뮬레이션의 불확실성을 줄여야 한다[4-13].

IEA(International Energy Agency) WindTask는 풍력 발전에 관한 정보 및 연구를 조사하고 공유하기 위한 국제 협력 프로젝트이다. 이 프로젝트를 통해 여러 국가와 기관들 간에 풍력발전기술과 정책에 관한 지식 협력 및 풍력시스템의 설계, 운영, 유지보수, 그리고 환경 및 사회적 측면과 관련된 다양한 주제를 다루고 있다. WindTask의 OC(Offshore Code) 프로젝트는 목적은 해상풍력시스템을 모델링하고 설계하는데 사용되는 통합연성해석 프로그램들의 결과와 모형시험 또는 실제 풍력발전기에서 측정된 데이터와 비교 및 검증하는데 중점을 두고 있다. 주로 사용되는 통합연성해석 프로그램들로 미국 신재생에너지연구소(NREL)의 FAST, 영국 Garrad Hassan의 GH-Bladed 및 Bentley systems의 SACS 등이 주로 활용되고 있다. 또한 엔지니어링 레벨의 틀에서 발생하는 해석 불확도를 CFD와 실험을 통해 상호 검증하고 국제공동연구를 통해 엔지니어링 틀의 해석 정확도를 향상하는 연구를 진행하고 있다.

Figure 4.2는 IEA WindTask의 OC3 ~ OC6 프로젝트의 진행 과정들을 나타낸다. NREL(National Renewable Energy Laboratory)은 스파 타입의 FOWT의 개념 연구는 OC3-Hywind[4-14]로 알려진 IEA Wind Task 23 하위 작업인 OC3 프로젝트에 의해 연구가 수행되었다. 그리고 반잠수식 FOWT의 개념으로 알려진 5-MW 해상풍력발전기 설치를 위해 부유식 하부 구조 유형을 연구했으며, IEA Task30 OC4 Project에 의해 정의되었다[4-15]. 또한, OC4 반잠수식 모델은 FOWT 시스템의 동적 응답 및 성능을 연구하는 데 널리 사용되었으며, 유체역학적 하중 하에서 부유식 반잠수식에 대한 실험적 불확실성을 평가하기 위해 수치 시뮬레이션 및 실험의 결과 비교가 다양하게 수행되었다 [4-16].



OC6 Project Phase

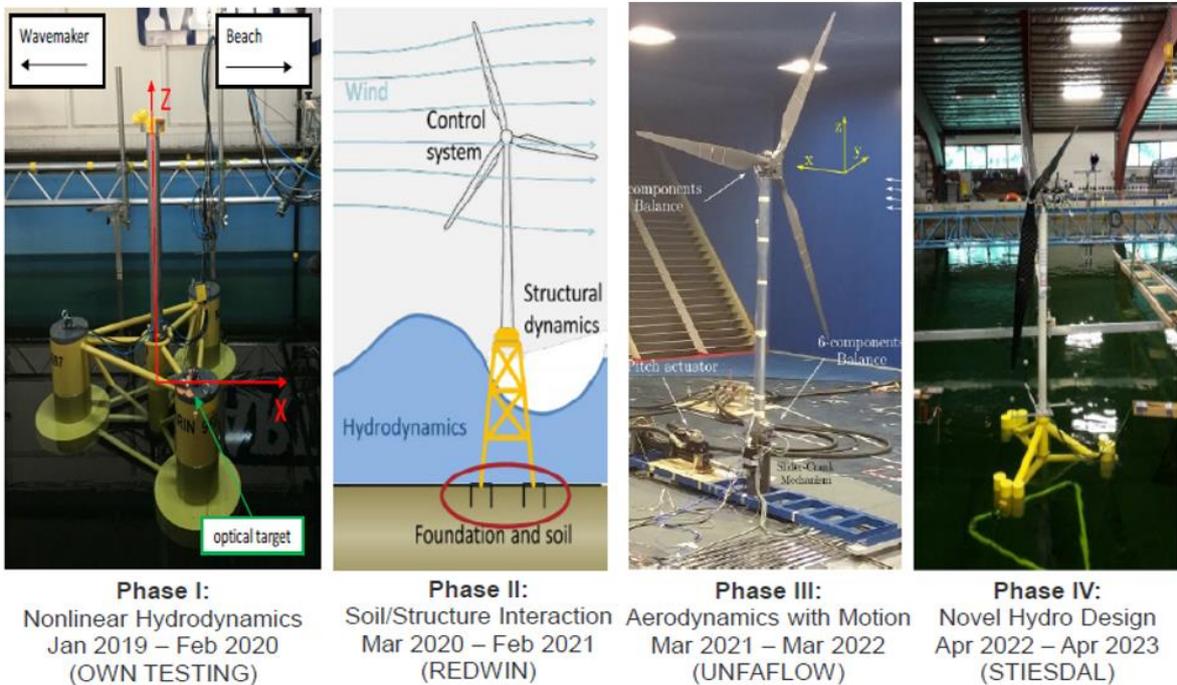


Figure 4.6 IEA WindTask OC3~OC6 projects [4-17]

본 연구에 앞서 울산대학교는 OC5(Offshore Code Comparison Collaboration Continuation with Correlation)와 OC6(Offshore Code Comparison Collaboration Continuation with Correlation and un-Certainty) 프로젝트 참여를 통하여 국제 여러 기관과 함께 유체역학적 하중 하에서 부유식 해상풍력발전기에 대한 실험적 불확실성을 평가하기 위하여 모형시험 측정값과 시뮬레이션을 결과 비교를 통해 동적 응답 및 성능평가를 Figure 4.7 과 같이 수행하였다. FAST 를 사용하여 프로젝트를 진행하였으며, 통합연성해석 시뮬레이션을 통한 최상의 모델링 접근 방식, 그리고 한계와 불확실성에 대한 이해를 통하여 통합연성해석과 모형시험 결과의 신뢰성을 상호 검증하였다. 이와 같이 국제공동연구의 경험을 바탕으로 FAST 통합연성해석의 신뢰성을 확보하고 검증된 해석법을 통해 5-MW 급 스파형(Spar-type) FOWT 전체시스템에 대한 동적응답 해석 및 평가 연구를 수행하였다.

Country	Committed participants	Country	Committed participants
China	Chinese General Certification Dalian University of Technology Shanghai Investigation, Design & Research Inst. Shanghai Electric Group Company Limited Xinjiang Goldwind Sci & Tech Co.,Ltd. Ming Yang Smart Energy Group., Ltd. CSIC Haizhuang Windpower Co., Ltd.	Norway	Norwegian University of Science and Technology 4Subsea SINTEF Ocean IFE Simis
Denmark	Danish Technical University	Spain	TECNALIA CENER SIEMENS Industry Software IH Cantabria UPC-Barcelona SAITEC Offshore Core-Marine SENER Basque Country University
France	EDF IFPEN PRINCIPIA Vulcan Bureau Veritas DORIS Engineering	U.K.	DNV GL Orcina University of Exeter Queen's University Newcastle University University of Strathclyde University of Plymouth
Germany	Rostock University Stuttgart University Fraunhofer IWES University of Duisburg-Essen Ramboll Hamburg University of Technology	U.S.	NREL ABS Sandia Bureau Veritas University of Michigan Principle Power University of Massachusetts Convergent Science
Japan	ClassNK Univ. of Tokyo		
Korea	Univ. of Ulsan		
Netherlands	MARIN TU Delft ECN.TNO TU Eindhoven		

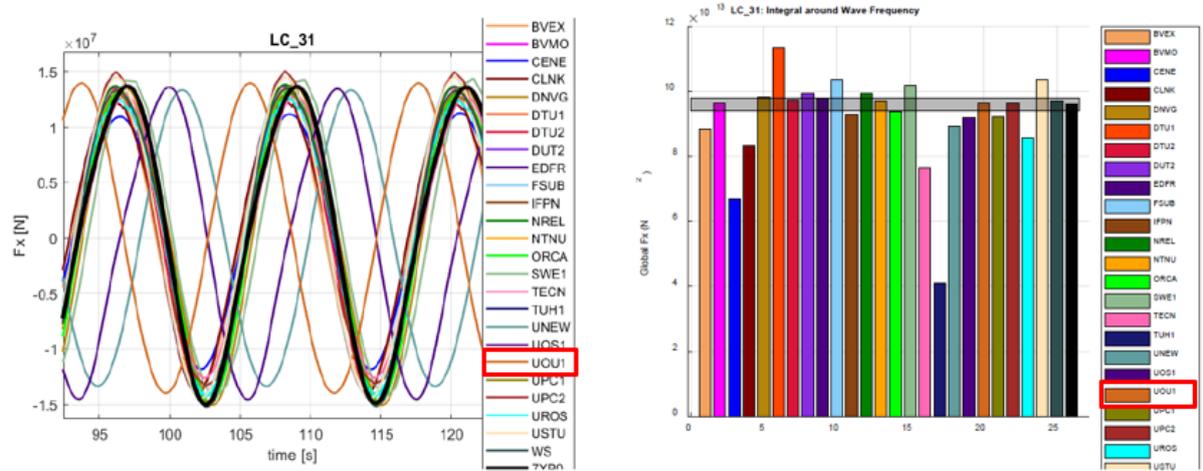


Figure 4.7 WindTask30 OC6 Participants & Project work [4-17]

4.4 수조 모형시험을 통한 통합연성해석 신뢰성 검증

부유식 해상풍력발전기의 통합연성해석을 통한 부유체의 안정성 및 운동성능에 관한 연구들이 국내외 기관에서 연구되어 지고 있다. 부유식 해상풍력발전기는 파도, 바람 그리고 조류에 의한 복합하중의 영향을 받도록 되어있으며, 수치해석 모델을 검증하기 위해 상부 풍력발전기와 하부 부유체의 공기역학과 유체역학의 복합적인 상호작용을 반영하여 시뮬레이션 되어야 불확실성을 줄일 수 있다. 특히, 수치해석 적으로 모델의 신뢰성을 검증하려면 블레이드의 공기 탄성 반응, RNA 및 타워의 탄성 반응 그리고 부유체의 유체 역학 반응과 같은 모든 FOWT 시스템 내에서 복잡한 운동역학 및 재료특성의 상호 작용을 시뮬레이션 해야 한다. 그러나, 통합연성해석 및 유한요소해석의 결과에만 의존한 풍력발전기 부유체 설계는 실제 해상환경에서의 운용 시 해양환경에 따른 동적응답의 불확실성을 내포하고 있기 때문에 수조 모형시험을 통해 부유체의 안정성 및 운동성능을 파악하는 것은 필수적이다. 따라서, 모형시험을 수행하고 그 결과를 수치해석과 비교함으로써 수치해석의 불확실성 줄일 수 있으며, 또한 모형시험의 시간과 공간의 제약을 수치해석의 수행을 통해 극복하고 결과의 신뢰성을 확보할 수 있다

울산대학교 해양공학수조에서는 바람과 파도를 통합한 하중조건에서 FOWT의 모형 시험이 여러 차례 수행되었으며, 모형시험 기법 및 통합연성해석을 위한 수치해석적 모델링의 구현방법 등 경험을 통해 많은 노하우를 가지고 있다. FOWT 모형시험은 각각 다른 스케일 비율로 수행되었으며, OC3 스파형 모델은 1: 128의 스케일 비율로 테스트되었고[4-18, 19 및 20], OC4 반잠수식 모델은 1:80 스케일 비율로 수행되었다[4-21]. 또한, 750-kW 반잠수식 모델을 1:40 스케일 비율로 모형시험을 수행하고 통합연성해석 결과와 비교를 통해 수치모델의 신뢰성을 검증하였다[4-22].

일반적으로 모형시험은 모델을 기하학적 상사법칙으로 축소시키기 위하여 프루드 수(Frude number)와 레이놀즈 수(Reynolds number)를 동시에 만족시키는 것이 불가능하다. 따라서, 부유체에 대한 모형시험은 관성력과 중력의 비인 프루드 수에 의한 상사법칙이 권장되므로 FOWT의 부유체와 타워, 나셀은 프루드 수에 맞춰 스케일을 맞추었고, 풍력발전기 블레이드의 형상은 낮은 레이놀즈 수에서도 충분한 추력을 갖도록 재설계되었다. 그리고 모형시험의 수행시 시험 결과의 신뢰성을 확보하기 위하여 반드시 검교정된 시험 장비 사용과 함께 충분한 캘리브레이션(Calibration)이 수행되어야 원하는 데이터를 계측할 수 있다. 특히 불규칙파 생성의 경우 반사파의 영향을 최소화하고, 파도를 구현하는 동안 바람의 품질과 파장을 유지하기 위해 계측 장비의 검증을 충분히 확인해야 한다. 따라서, 검증된 장비를 이용한 신뢰성 있는 모형시험이 수행된다면 해양공학수조에서 생성하지 못한 저주파수(장파)에서의 결과는 통합연성해석을 통하여 충분히 신뢰성 있는 해석결과 값을 도출해 낼 수 있다.

본 연구에서는 750-kW 반잠수식 부유식 풍력발전기의 모형시험과 통합연성해석 시뮬레이션의 결과 비교를 통해 모형시험 및 통합연성해석 기법에 대한 타당성을 검증하고자 한다. 그리고 5-MW급 스파형 FOWT의 통합연성해석을 통해 도출된 부유체의 운동에 따른 동적응답을 구조해석의 동적하중으로 유한요소 모델링에 적용하여 내구성 평가의 신뢰성을 확보하고자 한다.

반잠수식 플랫폼의 모형시험과 수치 시뮬레이션의 검증을 위해, 2가지 FOWT 모델을 동일한 장소와 환경조건에서 모형시험을 수행하였으며 FAST를 사용하여 모형실험과 통합연성해석 결과를 비교하였다. 기존의 모델-I은 극한파 환경조건에서 Figure 4.8과 같이 부유체 데크(Deck) 하부에 슬래밍(Slamming) 현상을 겪었다. 따라서, 모델-II에서는 Figure 4.9와 같이 플랫폼 건현(Freeboard)을 증가시켰고, 파도의 저주파수 영역에서의 피치(Pitch) 공진 응답을 감소시키기 위하여 허브(타워)의 높이를 줄였다.

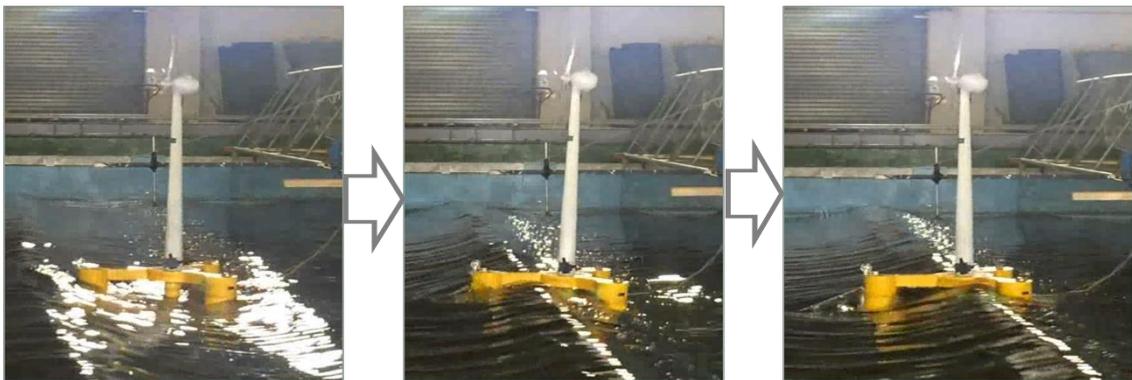


Figure 4.8 The slamming phenomena in the model test of Model-I [4-22]

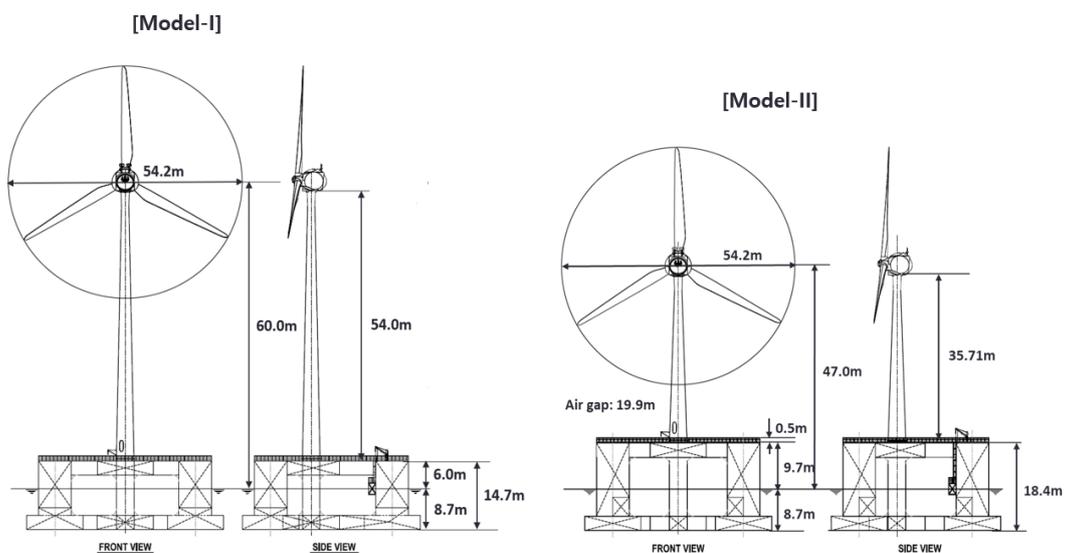


Figure 4.9 The layout of 750-kW FOWT model-I and model-II [4-22]

본 연구에서는 주파수 영역에서 입사파에 따른 플랫폼의 동적응답을 평가하기 위하여 응답진폭연산자(RAO, Response Amplitude Operator)를 통하여 서지(Surge), 히브(Heave), 피치(Pitch) 부유체 운동에 대한 규칙파 모형시험을 수행하였다. 해양공학수조에서 파도 생성이 불가능한 저주파수(장파) 영역의 RAO는 부유체 서지(Surge)와 피치(Pitch)의 고유주파수에서 발생하는 동적응답을 확인하기 위해 시뮬레이션에서는 저주파수를 포함한 RAO 결과를 Figure 4.10에 나타냈다.

모형시험에서 수행할 수 없었던 저주파수 영역에서의 서지 및 피치의 RAO는 시뮬레이션을 통해 고유주파수 영역에서 큰 동적응답을 나타냄을 알 수 있다. 그리고 히브의 경우 모형시험에서도 고유주파수 영역에서 가장 큰 동적응답이 발생함을 알 수 있다. 특히, 히브의 경우는 실제 해상환경에서 자주 발생하는 파랑의 범위 조건이며, 부유체의 감쇠비를 높일 수 있도록 부유체 하단에 상하동요 감쇠판(Heave plate)을 설치를 통해 히브(Heave) 모션을 줄일 수 있을 것으로 판단된다.

피치(Pitch) RAO의 경우 고유주파수 영역에서 공기역학적 댐핑(Aerodynamic Damping) 효과로 바람 조건이 없는 LC1과 비교하였을 때 LC2에서 동적응답이 감소됨을 알 수 있다. 즉 바람에 의한 공기역학적 댐핑은 하부 부유체의 피치 모션에 영향을 줄 뿐만 아니라 전후방향으로 나셀 및 타워의 응답에도 영향을 미친다. 또한, 저주파수 영역에서는 서지(Surge)의 고유주파수의 최대 범위에서 서지-피치 결합 현상이 나타남을 확인하였다. 그리고 Model-II의 경우, Model-I 보다 피치에서의 동적응답이 낮은 것을 확인 할 수 있다. 이는 시스템의 저주파수 응답으로 부터 피치 공진 응답을 감소시키기 위해 허브 높이를 감소시킴으로써 Model-II의 피치(Pitch) 관성모멘트는 Model-I의 관성모멘트보다 작게 된다. 따라서 Model-II의 감쇠비(Damping ratio)는 Model-I의 감쇠비보다 크므로 Model-II의 피치 공진 응답이 Model-I보다 작음을 알 수 있다.

$$\zeta = C / 2\sqrt{I_{55} * k_{55}} \quad (4.3)$$

여기서,

ζ : Damping ratio

I_{55} : pitch moment of inertia

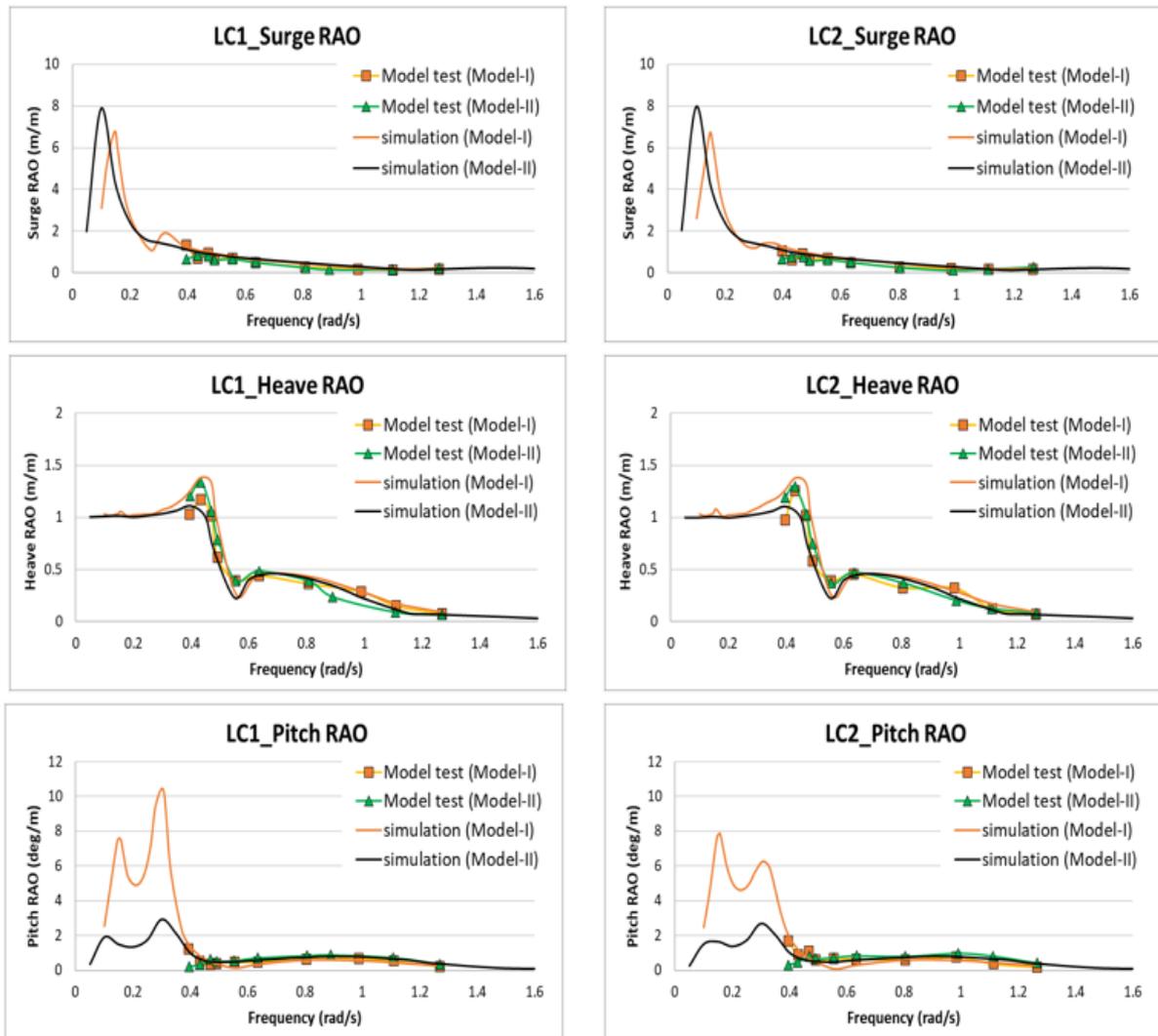


Figure 4.10 The RAO of the model-I and model-II in LC1(only regular waves) and LC2 (wind with regular waves)

본 연구 결과, 풍력발전기 허브의 높이가 낮게 설계된 모델-II에서 슬래밍 하중을 피함과 동시에 Pitch 운동의 저주파수 영역에서의 공진 응답이 작아진다는 것을 확인할 수 있었다. 공진 응답이 감소되면 발전기에 가해지는 기계적 하중을 줄일 수 있으며, 풍력발전기의 설계 수명을 만족시킬 수 있다. 또한, 모형시험과 통합연성해석 결과의 비교를 통해 수치해석을 통한 부유체의 운동해석 검증의 신뢰성을 확보하였다.

모형시험의 신뢰성 확보를 위한 750-kW급 FOWT의 상세 제원 및 모형제작, 계측방법, 하중조건 그리고 시험결과를 부록-2 (Appendix-2)에 상세하게 정리하였다.

4.5 부유식 해상풍력발전기 제어시스템 및 정상상태 해석

4.5.1 제어시스템의 구성

풍력발전기의 파워곡선(Power Curve)은 Figure 4.11와 같이 발전량 컨트롤을 위해 Region-II인 토크제어(Torque control) 구간과 Region-III인 피치제어(Pitch control) 구간을 가진다. 토크제어 구간과 피치제어 구간의 경계는 정격풍속(Rated wind speed)이며, 정격풍속 이하에서는 토크제어, 정격풍속 이상에서는 피치제어를 수행한다. Region-I은 감속풍속 이전의 제어 영역으로, 발전기 토크가 0이고 바람으로부터 아무런 파워도 추출되지 않으며, 바람은 시동을 위해 로터를 가속하는 데만 사용된다. Region-II, 토크제어는 발전기의 속도조절을 통해 발전량을 극대화하여 파워계수(Cp)를 최대화하는 목적이고, Region-III인 피치제어는 블레이드 피치각 조절을 통해 발전량을 유지하여 파워를 균일하게 하는 것이 목적이다.

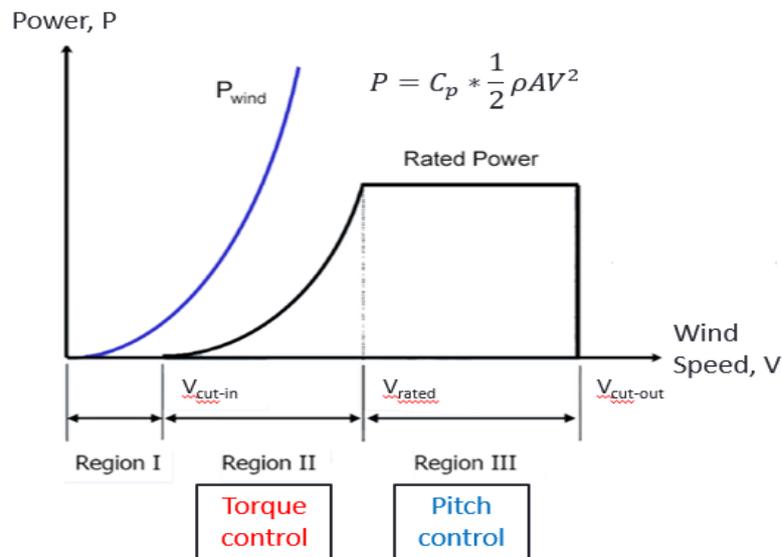


Figure 4.11 Wind Turbine Power Curve

Table 4.1 Out List parameters of FAST Simulation

Description	Region II	Region III
Control	Torque control	Pitch control
Generator speed	Variable speed	Constant speed
Pitch angle	Constant pitch	Variable pitch
Control Target	Power coefficient $C_p = C_{p_max}$	Power $P = P_rated$

NREL 5-MW 기준 풍력발전기의 발전기 토크 제어기 및 블레이드 피치 제어기의 구조를 Figure 4.13에 나타내었다. 제어기 시스템의 발전기(Generator) 토크제어는 최대 출력 추종(maximum power point tracking)을 위한 토크제어기(Torque controller)로 이루어져 있으며, 블레이드 피치제어기(Pitch controller)는 비례-적분-미분(PID) 제어기로서, 전통적인 가변속 피치제어를 수행한다. 그리고, 발전기 회전속도 측정시 고주파 성분 발생으로 인한 제어기를 불안정하게 하는 것을 방지하기 위하여 저주파 통과 필터(Low-pass filter)를 발전기 토크 및 블레이드 피치 제어기에 사용한다.

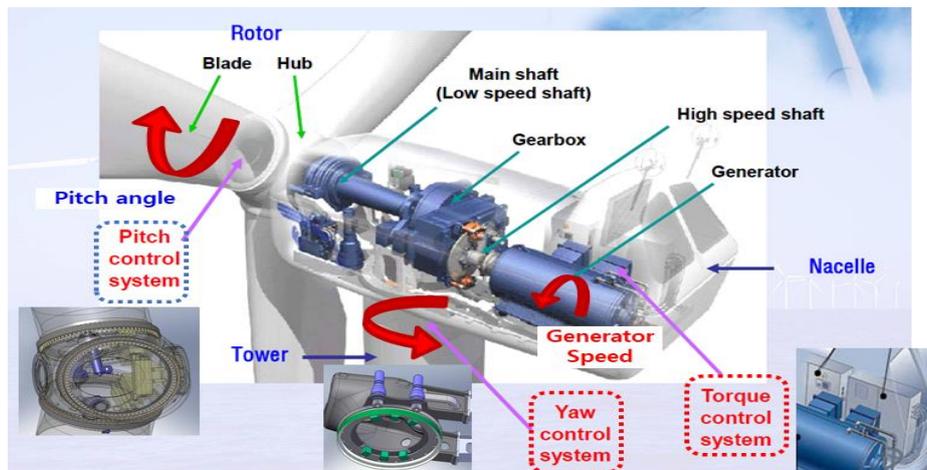


Figure 4.12 Flowchart of the Baseline Control System [4-23]

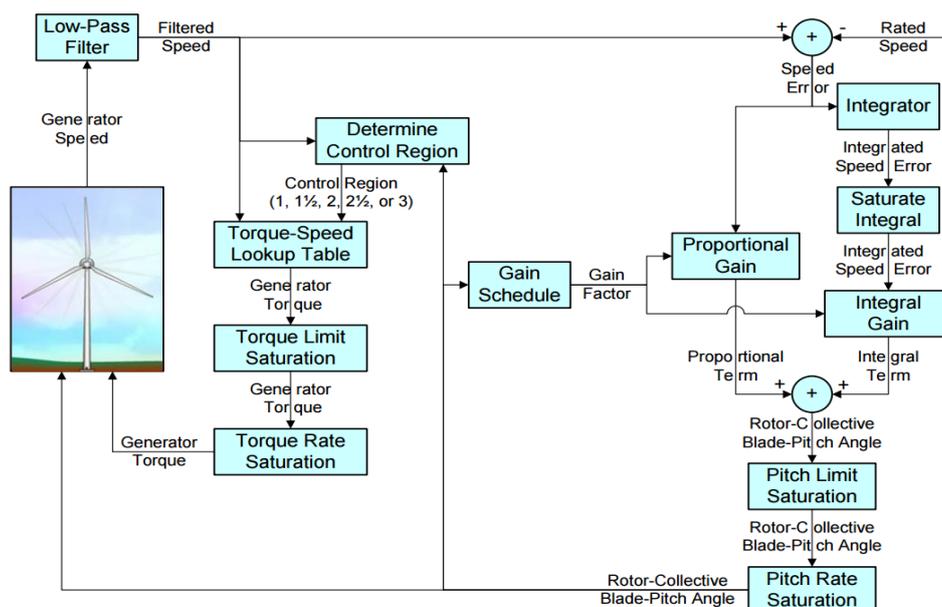


Figure 4.13 Flowchart of the Baseline Control System [4-24]

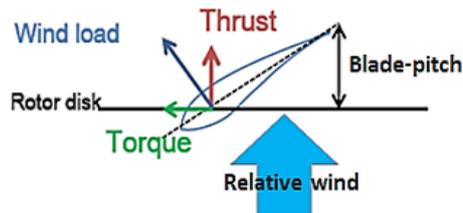
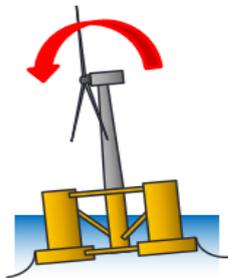
4.5.2 네거티브 댐핑

부유식 해상풍력발전기의 경우 고정식 풍력발전기의 제어시스템을 그대로 적용할 경우 정격풍속 구간에서 블레이드 피치 응답속도에 따른 네거티브 댐핑(Negative Damping) 현상이 발생하게 된다. Figure 4.14는 네거티브 댐핑이 부유체의 피치 모션(Pitch motion)에 작용하는 현상을 표현하였다. 부유체가 바람과 동일한 방향(뒤)으로 기울어지면 상대풍속은 감소하고, 그 반대(앞)로 기울어지게 되면 상대풍속이 증가하게 된다. 상대풍속이 감소하게 되면 블레이드 피치각의 변화율이 감소하게 되고, 그로 인해 추력의 증가로 네거티브 댐핑을 유발하여 부유체의 후방 피치 모션은 더 커지게 된다. 반대로 상대풍이 증가하게 되면 블레이드 피치각의 변화율이 증가하여 감소된 추력으로 네거티브 댐핑을 유발하여 블레이드 전방 피치 모션은 더 커지게 된다.

네거티브 댐핑은 풍력발전기의 정격과위를 감소시킬 뿐만 아니라 피치 모션의 증가로 인해 타워의 모멘트 하중을 증가시킨다. 또한 풍력발전기에 전체시스템에 가해지는 기계적 하중의 증가로 인해 피로하중이 커진다. 따라서, 부유식 해상풍력발전기에 맞는 제어시스템의 수정이 필요하고 수정된 시스템의 통합연성해석을 통해 도출된 동적응답을 구조해석을 위한 동적하중으로 구조해석에 적용해야 신뢰성 있는 결과를 얻을 수 있다.

▣ Tilt into wind

- relative wind speed **increase** → thrust **decrease**



▣ Tilt out of wind

- relative wind speed **decrease** → thrust **increase**

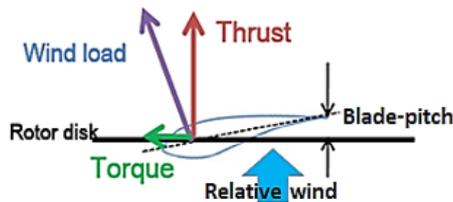
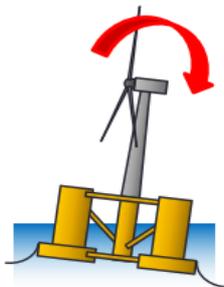


Figure 4.14 Negative damping of Floating Offshore Wind Turbine

부유식 풍력발전기의 네거티브 댐핑 문제를 해결하기 위하여, Figure. 4.9와 같이 피치 제어기의 작동 주파수를 부유체 피치모션의 공진주파수인 0.2 rad/s로 설정하여 부유체의 움직임에 대하여 블레이드 피치각의 변화를 둔감하게 하였다. Figure 4.10은 고정식과 부유식 피치제어기를 사용하였을 때 블레이드 피치각 변화와 부유체의 피치모션을 나타내며, 부유식 피치제어기의 블레이드 피치 게인(Gain)값 조정을 통해 네거티브 댐핑 현상이 줄어든 것을 확인할 수 있다.

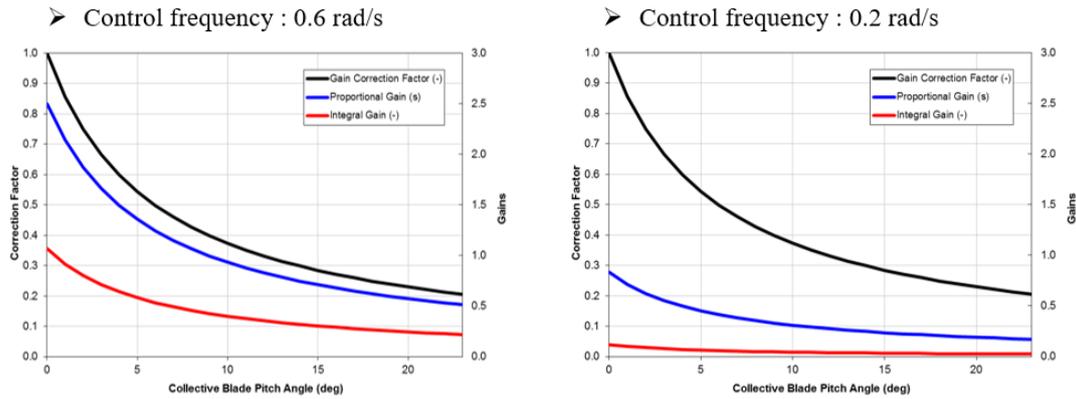


Figure 4.15 Blade pitch control gain schedule law



Figure 4.16 Comparison of response by control change

4.5.3 정상상태 해석

정상상태 해석은 시스템이 일정한 상태에 도달했을 때 시스템의 동작을 분석하는 중요한 과정이다. 정상상태 해석을 통해 시스템이 어떻게 동작하며 안정성을 유지하는지 이해하고 평가할 수 있으며, 정상상태 분석은 시스템의 안정성을 평가하거나 최적화 및 제어를 개선하는 데 중요하다.

본 연구에서는 5-MW급 스파형 부유식 해상풍력발전기에 대한 정상상태(Steady state) 해석을 수행하였다. 바람에 의한 전체 시스템의 정적응답을 분석하기 위하여 5-MW급 풍력터빈의 시동풍속(Cut-in wind speed)인 3 m/s에서 차단풍속(Cut-out wind speed)인 25 m/s까지 정상상태 해석이 수행되었다. Figure 4.17의 그래프를 통하여 정격풍속 (Rated wind speed)인 11.4 m/s에서 정격과파워(Rated Power)인 5 MW의 전력이 생성되는 것을 알 수 있다. 그리고 정격 풍속 이후에서는 제어시스템을 통해 로터 속도를 일정하게 유지하고 블레이드 피치 컨트롤을 통해 정격과파워인 5 MW를 유지하는 것을 확인 할 수 있다. 또한, 6-자유도 모션에서는 정격풍속 이후에 블레이드 피치각 증가로 인한 로터의 추력(Thrust) 감소로 서지(Surge)와 피치(Pitch) 모션 역시 감소하는 것을 확인 할 수 있다. Figure 4.17의 범례의 설명을 Table 4.2에 설명하였다.

Table 4.2 Out List parameters of FAST Simulation

Legend	Description
GenSpeed	Rotational speed of generator
Rotpwr	Mechanical power within the rotor
GenPwr	Electrical output of generator
RotThrust	Rotor thrust
RotTq	Rotor torque
RotSpeed	Rotational speed of the rotor
BldPitch	Pitch angle of blade
GenTq	Electrical torque of the generator
TTDspSS	Tower-top side-to-side deflection
TTDspFA	Tower-top fore-aft deflection
OoPDefl	Blade out-of-plane tip deflection
IPDefl	Blade in-plane tip deflection

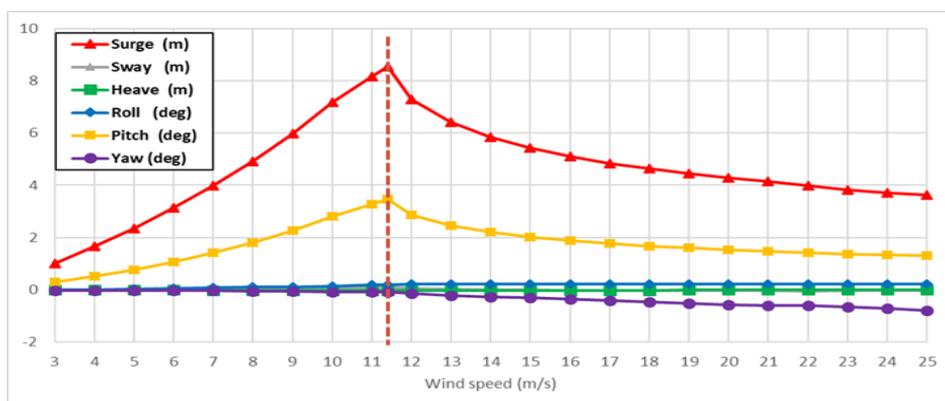
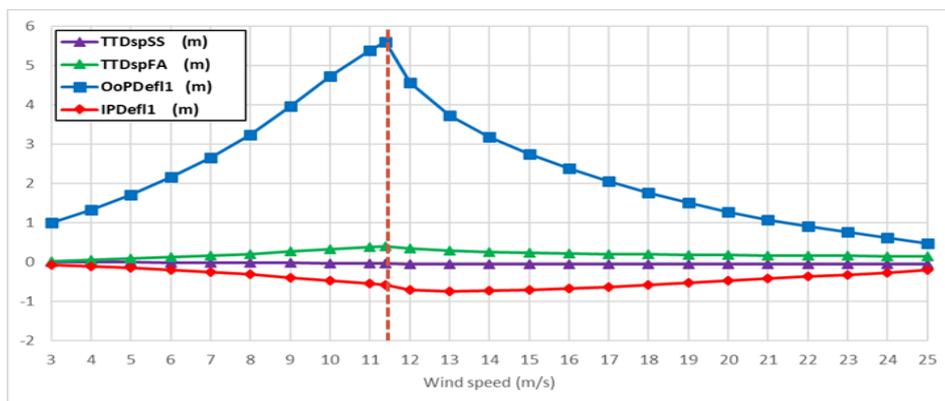
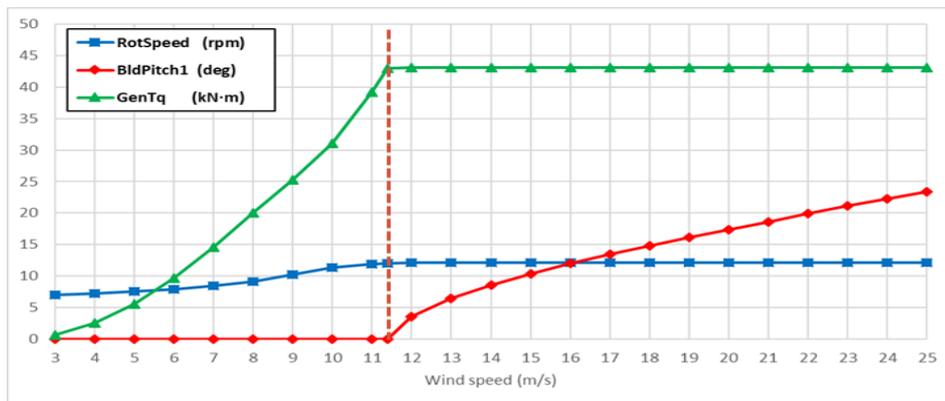
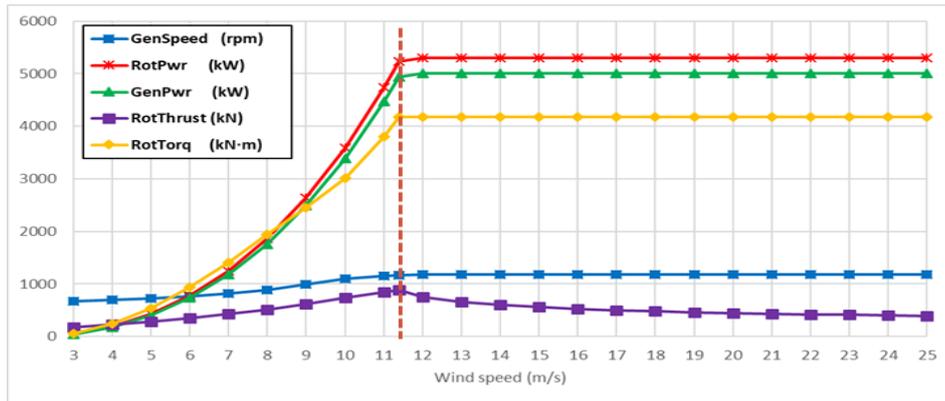


Figure 4.17 Steady-state responses analysis of 5-MW Spar type FOWT

4.6 설계하중조건 (Design Load Cases)

부유식 해상풍력발전시스템의 설계요구사항은 일반적으로 IEC 61400-3-2의 표준을 따르며, 설계 상황 및 하중 케이스의 대부분은 IEC 61400-3-1을 기준으로 규정된다. 본 연구에서는 극한 하중이 작용하는 조건에서 부유체의 응답을 확인하고 구조설계를 위한 해석조건에 반영하는 것이 목적이므로 DLC 6.1의 설계 하중 조건에 대하여 통합 연성해석을 수행하였다. DLC 6.1은 풍력발전기가 태풍과 같은 극심한 환경조건에서 전력을 생산하지 않고 정지해 있는 상황에서의 하중해석을 고려하기 위한 조건이다. Table 4.3에는 DLC 6.1의 하중해석조건을 정리하였으며 해양환경조건은 모두 50년 주기의 극한하중을 적용하여야 한다. 본 연구의 해석수행에 필요한 DLC 6.1이외에 IEC규정에 정의하고 있는 전체 하중해석조건들은 부록-3 (Appendix-3)에 정리하였다.

Table 4.3 Simulation design load cases

Description	DLC 6.1
Design Situation	Parked (Standing still or idling)
Wind Condition	EWM Turbulent wind model, ($V_{hub}=V_{ref}$)
Waves Condition	ESS, ($H_s=H_{s50}$)
Wind & Wave Directionality	MIS, MUL
Sea Currents	ECM, ($U=U_{50}$)
Water Level	EWLR
Safety Factor	Normal, (1.35)
Abbreviations of Design Load Cases	
EWM	Extreme wind speed model
ESS	Extreme sea state
MIS	Misaligned
MUL	Multi-directional
ECM	Extreme current model
EWLR	Extreme water level range

DLC 6.1의 하중 해석을 위한 바람은 난류 극한 풍속 모델(EWM)을 과도의 극한 해상 상태(ESS)와 함께 조합하여, 50년 반복주기 값의 극한 풍속과 극한 해상 상태의 각 조합에 대해 최소 3시간의 시뮬레이션을 수행하여야 한다. 3시간은 1시간 단위의 3개의 랜덤 시드(Seed)로 구성하였고, 1시간 해석을 위해 3800초를 수행하여 초기응답 상태인 200초는 결과 분석에서 제외하였다. IEC 61400-3-1에서는 지지구조에 작용하는 하중 계산을 위해 풍향과 파향을 단일 방향이 아닌 다방향성 해석을 적용해야 한다. 따라서, 제3장에서 도출한 극한 해양환경 설계조건에서 극한풍속인 39.92 m/s를 3가지 풍향인 북동(45°), 북북서(315°), 남서(225°)를 풍향 조건으로 설정하였으며, 극한파랑의 3가지 파향인 북(0°), 북동(45°), 남(180°)의 세파향을 극한 해양환경 다방향성 해석을 위한

파향 조건으로 적용하였다. 조류의 경우 1.63 m/s의 유속이 파향과 동일한 방향으로 흐른다고 설정하였으며, 불규칙 파는 FAST에 의한 JONSWAP 스펙트럼을 기반으로 생성되었고 난류 모델은 Turbsim 코드에 의해 생성되었다. 또한, 터빈 나셀 요(Nacelle Yaw) 불일치 조건인 $+8^\circ$, 0° , -8° 의 Yaw 각도 조건을 반영하여 부유체에 대한 시뮬레이션을 수행하였다. IEC61400-3-2에서는 DLC 6.1에 대하여 안전계수(Normal safety factor)를 1.35로 적용할 것을 권장한다. Figure 4.18과 Table 4.4에는 DLC1.6에 적용된 극한환경 설계하중 조건을 나타낸다.

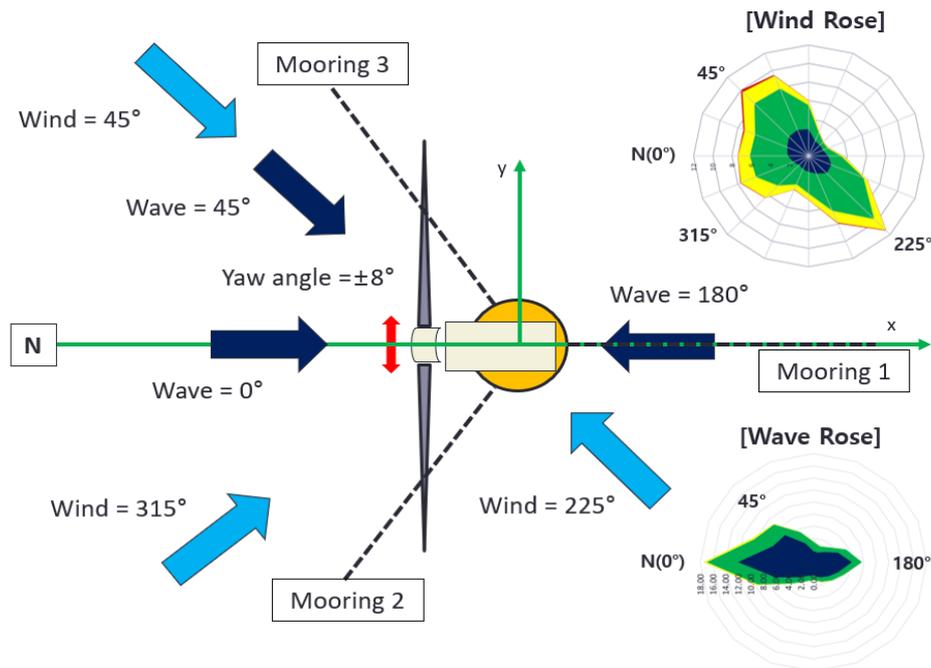


Figure 4.18 Design Load Case 6.1 configuration

Table 4.4 Design Load Case summary

Turbine Operational Mode	DLC	Environment Directions			Wave & Wind Mis-alignment	Yaw Error (deg)	Wind Speed at Hub Height (m/s)	Wave Condition		Current (m/s)	Water Level
		Wind (deg)	Wave (deg)	Current (deg)				Hs (m)	T _p (s)		
Parked (Idling)	6.1	45	0	0	MIS	$\pm 8, 0$	39.92	11.12	14.17	1.63	EWLR
		45	45	45	COD	$\pm 8, 0$	39.92	11.12	14.17	1.63	EWLR
		45	180	180	MIS	$\pm 8, 0$	39.92	11.12	14.17	1.63	EWLR
		225	0	0	MIS	$\pm 8, 0$	39.92	11.12	14.17	1.63	EWLR
		225	45	45	MIS	$\pm 8, 0$	39.92	11.12	14.17	1.63	EWLR
		225	180	180	MIS	$\pm 8, 0$	39.92	11.12	14.17	1.63	EWLR
		315	0	0	MIS	$\pm 8, 0$	39.92	11.12	14.17	1.63	EWLR
		315	45	45	MIS	$\pm 8, 0$	39.92	11.12	14.17	1.63	EWLR
		315	180	180	MIS	$\pm 8, 0$	39.92	11.12	14.17	1.63	EWLR

4.7 극한하중해석

4.7.1 극한하중해석 모델 설정

본 연구에는 동해 가스전의 바람, 파도, 수심 등 같은 해양환경조건 하에서 초기 설계된 5-MW UOU Spar 모델의 하중 응답 결과와 OC3-Hywind Spar 모델의 응답 결과를 함께 비교하여 운동성능을 검증해 보았다. Hywind Spar의 상부 풍력터빈은 UOU Spar 모델과 동일한 NREL 5-MW 기준 풍력터빈을 적용하였다. 하지만, OC3 프로젝트에서 사용된 Hywind Spar의 수심은 320m 기준으로 계류라인이 설계되어 있어, 동해가스전의 수심 150m에 맞게 계류라인을 수정하여 적용하였다. Figure 4.19에는 OC3-Hywind Spar의 원래 형상과 UOU 스파와 동일한 수심으로 변경했을 때의 계류라인의 배열을 비교하여 보여주며, Table 4.5에는 하부 부유체의 체원과 계류라인을 비교하여 나타내었다.

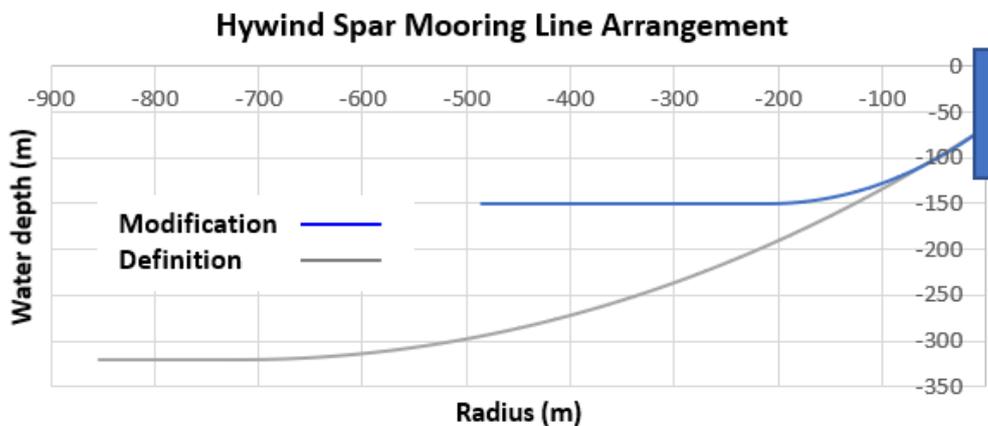
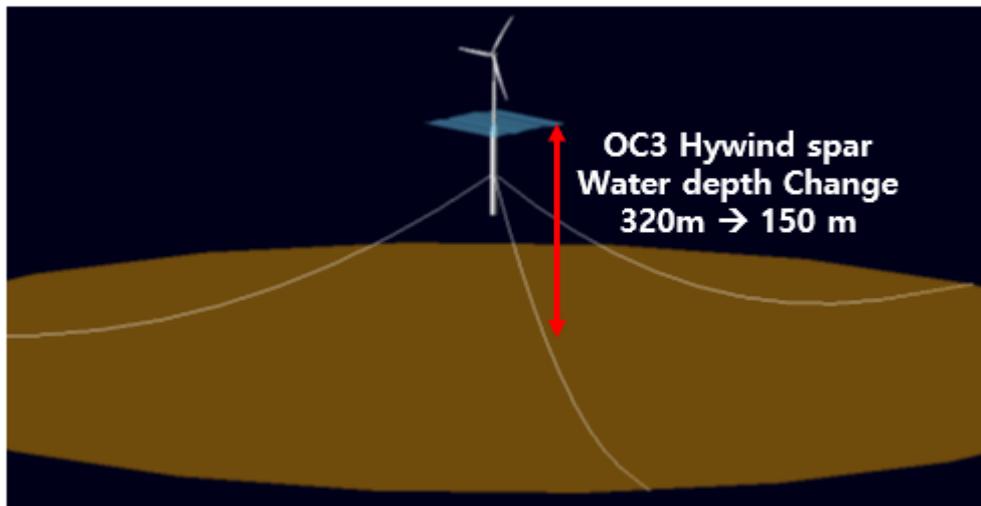


Figure 4.19 Hywind Spar Mooring Line Arrangement [4-14]

Table 4.5 Hywind Spar Platform & Mooring line configuration [4-14]

Description	UOU	OC3 Hywind
Total Draft (Depth to Platform Base Below SWL)	75.64 m	120 m
Tower Base (Elevation to Platform TOP Above SWL)	15.36 m	10 m
Platform Diameter Above Taper	7 m	6.5 m
Platform Diameter Below Taper	13 m	9.4 m
Platform Mass, Including Ballast	8,458.1 ton	7,466.3 ton
CM Location Below SWL Along Platform Centerline	59.4 m	89.9m

Description	Definition	Modification
Number of Mooring Line	3	3
Angle Between Mooring Line	120°	120°
Depth to Anchors Below SWL	320 m	150 m
Depth to Fairleads Below SWL	70 m	70 m
Radius to Anchors from Platform Centerline	853.8 m	485.4 m
Radius to Fairleads from Platform Centerline	5.2 m	5.2 m
Unstretched Mooring Line Length	902 m	500 m
Mooring Line Diameter	0.09 m	0.117 m
Equivalent Mooring Line Mass Density	77.7 kg/m	300 kg/m
Equivalent Mooring Line Mass in Water	698 kg/m	2567 kg/m
Equivalent Mooring Line Extensional Stiffness	3.4+ 08 N	1.30E+ 09 N
Additional Yaw Spring Stiffness	98,340,000 Nm/rad	98,340,000 Nm/rad

4.7.2 극한하중 해석 결과

DLC 6.1은 50년 주기의 극한 해상 상태에서 풍력발전기가 Parking 상태에서의 하중 응답 상태를 분석하였다. 모든 시뮬레이션 결과는 FAST의 Mextremes 후처리 프로그램을 사용하여 각각의 설계 하중 조건에 대한 극한 값을 산출하였다. Figure 4.20과 Table 4.5에서는 DLC 6.1에 대한 부유식 해상풍력발전기의 6 자유도 운동의 응답의 결과를 보여주며 OC3-Hywind Spar 모델의 응답 결과를 함께 비교하여 보았다.

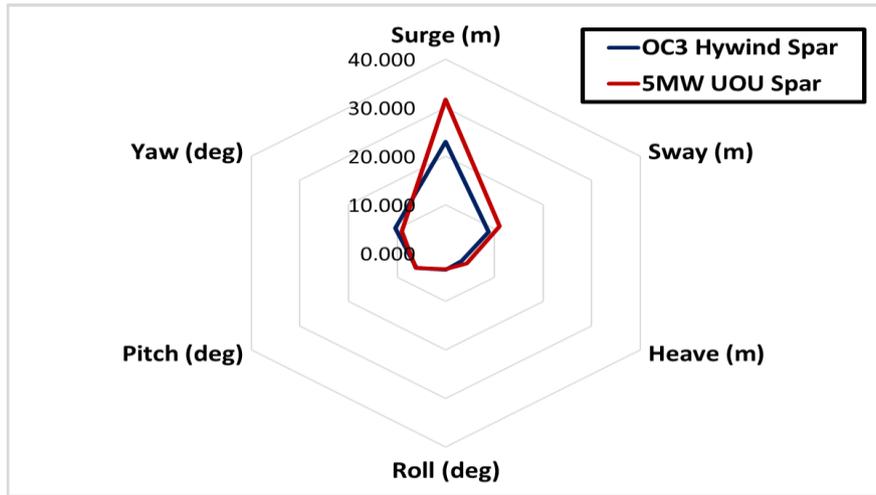


Figure 4.20 6-DOF (Degrees Of Freedom) result of DLC 6.1

Table 4.6 The 6-DOF result of DLC 6.1

Spar Model		Platform Displacement					
		Surge (m)	Sway (m)	Heave (m)	Roll (deg)	Pitch (deg)	Yaw (deg)
OC3 Hywind	Max.	22.98	8.81	3.22	3.44	6.11	10.36
	Min.	0.02	-8.60	-3.30	-3.42	-3.883	-10.24
5-MW UOU	Max.	31.66	11.09	4.24	3.30	6.13	9.06
	Min.	1.39	-11.98	-4.27	-3.36	-5.215	-9.12

부유식 해상풍력발전기 시스템의 일반적인 설계 요구 사항으로 DLC 6.1에서의 최대 피치각(Pitch angle)은 6.13° 이며 설계 요구사항인 15° 이내를 만족한다고 볼 수 있다 [4-25]. 5-MW UOU Spar의 경우 약 31.6 m의 서지(Surge)가 발생하였으며, 요(Yaw) 응답이 약 9° 정도 발생하였다. DLC 6.1에서는 블레이드가 90도의 Idling 상태로 로터의 회전이 발생하지 않기 때문에 부유체에 작용하는 과도의 유체역학적 하중의 영향을 지배적으로 받는다. OC3 Hywind Spar의 경우 해수면에서의 플랫폼 직경이 6.5 m이며, Base에서의 직경은 9.4m인 반면, 5-MW UOU Spar의 경우 해수면에서 플랫폼 직경은 7

m, Base에서는 13m이다. 따라서 본 연구에서 설계된 5-MW Spar 모델이 파도와 조류에 의한 유체역학적 하중을 더 크게 받기 때문에 Surge와 Sway 응답이 더 크게 발생되었다고 볼 수 있다.

부유식 해상풍력발전기에서 응력집중 현상이 발생하는 주요 부위로는 블레이드와 허브가 연결되는 Blade root부와 타워와 플랫폼이 접합되는 Tower base부를 들 수 있다. Figure 4.21은 두 구간에서 발생하는 최대 모멘트 값을 비교하였다. OC3-Hywind 모델과 비교하였을 때, Blade root부의 모멘트는 비슷하였으나, Tower base부에서의 모멘트 하중은 5-MW UOU Spar 모델에서 더 크게 나타나는 것을 확인할 수 있다. 이는 상부 풍력발전기 제원에서 로터 직경이 126 m이지만, OC3-Hywind의 경우 허브 높이가 90 m 인 반면에 UOU Spar 모델은 허브 높이가 약 100 m로 더 큰 모멘트 하중을 받도록 되어 있다. 특히, Tower base부의 굽힘 모멘트가 크게 작용하므로 구조 설계 시 충분한 구조 보강이 반영되어야 할 것이다.

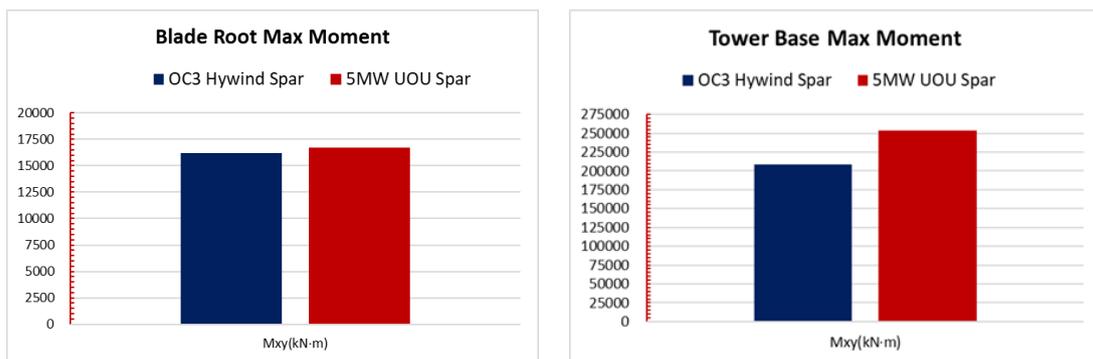


Figure 4.21 Maximum moment result of DLC 6.1

Table 4.7 Maximum value of load response of DLC 6.1

Parameter	Blade	Tower
	Mxy(kN·m)	Mxy(kN·m)
OC3 Hywind	16213.868	208785.277
5-MW UOU	16690.883	254043.161

Figure 4.22에는 계류라인에 작용하는 최대 장력을 비교하여 나타내었다. 바람과 파도가 다방향의 불일치 조건으로 적용되었기 때문에 각 계류라인에 걸리는 최대 장력이 모두 다르지만, Spar 모델의 대칭성으로 인해 OC3-Hywind와 UOU Spar 모델에 걸리는 장력의 경향은 비슷하게 나타났다. 특히 계류라인-3에서 최대 장력이 발생하였는데 이는 극한 환경에서 주 풍향과 파향이 45°로 동일하게 입사하는 조건에서 발생하였다. 계류라인의 장력은 파향에 주로 영향을 받기 때문에 계류라인의 배치 시에는 설치

해역의 주파향의 분석을 충분히 고려하여야 한다. 계류라인 해석 결과에서 도출된 최대 계류 장력을 DNV규정의 식 (4.4)를 사용하여 MBL(Minimum Breaking Load)를 통한 파단 여부를 분석해 보았으며, Table 4.8에 계류라인의 파단 여부에 대한 결과를 나타내었다[4-26]. 5-MW UOU Spar 계류라인의 체인은 Studless chain class R4를 적용하여 설계되었으며, 직경이 120 mm 일 때, 파단이 발생하지 않음을 알 수 있다.

$$MBL = 0.0274d^2(44 - 0.08d) \quad (4.4)$$

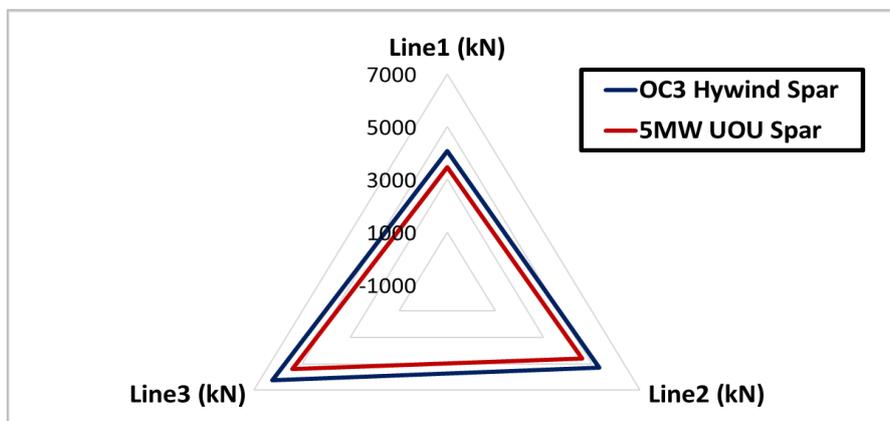


Figure 4.22 Maximum mooring tension result of DLC 6.1

Table 4.8 Maximum value of fairlead tension of DLC 6.1

Parameter	Fairlead Tension		
	Line1 (kN)	Line2 (kN)	Line3 (kN)
OC3 Hywind	4068.900	5301.102	6218.036
5-MW UOU	3469.400	4604.600	5409.300

Table 4.9 Maximum Breaking Load result

Description	OC3-Hywind Spar	5-MW UOU Spar
Diameter [mm]	117	120
Breaking Load [kN]	12992.392	13572.864
Max Tension [kN]	6218.036	5409.300

제5장 5-MW Spar-type FOWT 정적 구조해석

5.1 구조해석 기준 및 목적

부유식 해상풍력발전시스템 구조설계의 목적은 예상되는 모든 외부하중에 대하여 충분한 안전여유를 가지고 20년의 설계 수명 동안 안전하게 운용될 수 있는 구조물을 얻는데 그 목적이 있다. 부유식 하부구조물의 설계 기준은 발전기의 운용 및 극한의 해양환경 조건에서도 기계적, 물리적 손상에 대한 구조적 저항성을 가질 수 있도록 하고, 구조 연결부는 응력집중을 최소화하여 응력 흐름이 복잡하지 않도록 설계되어야 한다. 또한, 손상조건에서도 발생할 수 있는 하중을 견딜 수 있어야 하며, 유지관리 및 보수가 가능하도록 설계되어야 한다. 부유식 해상풍력발전시스템의 구조설계는 단지의 해양환경 조건, 발전기에 걸리는 하중 및 설치방법 등에 따라 적용 가능한 하부구조 형식을 선정하고 각 단계에 맞는 예비설계 단계를 수행해야 하며, 이러한 예비설계는 정적해석을 기본으로 한다. 정적해석은 상부 풍력터빈의 하중, 해양환경 분석을 통해 산출된 바람, 파도, 조류 등의 환경하중에 대한 설계기준에 근거한 하중조합과 부유체의 상호작용을 고려할 수 있는 유한요소해석 프로그램을 통하여 수행하고 구조물의 강성과 안전성을 확인한다.

심해 환경에서 부유식 해상풍력시스템의 설계는 파도, 바람, 해류 등의 복잡한 외부 하중 조건과 정수압 및 벨러스트 하중을 포함한 구조적 하중으로 인해 기존의 고정식 해상풍력발전기에 비해 복잡하다. 바람의 공기역학과 파도의 유체역학이 고도로 결합된 상호 작용으로 인해 6 자유도(6-DOF)와 관련된 부유식 하부구조물의 동적 거동을 충분히 이해해야 한다. 그리고, 얻어진 동적응답 값을 풍력발전기를 탑재하기 위한 최적의 하부구조 설계에 반영할 수 있다[5-1]. 부유식 해상풍력발전기의 동적응답에 대한 많은 연구가 수행되었으며, 그 결과 얻어진 동적응답 값은 하부구조모델의 구조해석에 상세하게 활용되고 있다[5-2~5].

Bagbanciet는 스파형 부유식 해상풍력발전기의 통합 동적해석을 제시하고 OC3 Hywind에서 얻은 결과로 검증했으며 4 m 파고 및 0도 선수각으로 풍속 3.7 m/s에 대한 타워베이스의 모션 및 플랫폼의 모션을 얻었다[5-6]. Han은 신경망 근사와 함께 유전자 알고리즘을 사용하여 6-DOF 동작에서 최대 자세 안정성을 갖는 3-MW FOWT에 대한 최적의 스파 하부구조 설계를 찾았다[5-7]. Hegsethet은 스파형 하부구조의 10-MW FOWT에 대한 기울기 기반 최적화를 사용하여 최적의 설계 솔루션을 찾기 위해 선형화된 공력-수력-서보-탄성(Aero-Hydro-Servo-Elastic) 부유식 해상풍력 모델을 제시했다[5-8]. Valk와 Paul은 하부 구조의 역학에 따라 적절한 설계 전략을 도출하기 위해 FOWT의 결합 시뮬레이션을 수행했다[5-9]. 그러나 결합하중해석과 비선형 시간영역 다중물리 모델(aero-hydro-servo-elastic) 및 3차원 유한 요소 모델. 또한

수심 33m 이하의 한국 남서해상풍력발전소 하부구조에 대한 연구는 있었으나[5-10], 6GW 규모의 부유식 해상풍력발전소가 계획된 동해 FOWT에 대한 연구는 거의 발표되지 않았다. 스파형 해상풍력발전기의 성능을 분석하기 위해 공기 역학, 유체 역학, 다중 구조 역학(탄성) 및 자동 제어를 포함하는 많은 수치적, 실험적 연구가 수행되었다[5-11, 12]. FOWT 공기역학 시뮬레이션에는 일반적으로 BEM(Blade Element Momentum) 이론, GDW(Generalized Dynamic Wake) 이론, CFD(Computational Fluid Dynamics) 방법 등의 수치적 방법이 사용된다[5-13, 14, 15].

일반적으로 구조물에 작용하는 하중에 따른 구조물의 강도설계(Strength design) 방법으로 탄성 강도(Elastic strength)를 바탕으로 하는 선형탄성 설계(Linear elastic design)와 소성강도(Plastic strength)를 바탕으로 하는 극한한계상태 설계 방법이 있다. 선형탄성 설계는 허용응력설계(Allowable stress design)라고도 하며 구조물이 견딜 수 있는 최대 하중의 크기를 초기 항복이 발생하는 순간의 하중으로 제한하고, 항복응력에 안전율을 고려한 허용응력을 설계 기준으로 하는 방법이다[5-16]. 구조 설계에 있어서 대부분의 경우는 선형탄성 설계로 충분하지만, 필연적으로 국부적인 항복을 수반하거나 그럴 위험이 큰 경우에 대해서는 소성설계 방법을 적용해야 한다. 소성설계의 적용 대상으로는 슬래밍, 슬로싱, 그린워터, 충돌 등이 있다. 구조 설계의 관점에서 구조물이 만족해야 할 성능과 요구 조건들을 한계상태(limit state)로 명시할 수 있으며, 대표적인 한계상태로 극한한계상태(ULS, Ultimate Limit State), 피로한계상태(FLS, Fatigue Limit State), 사고한계상태(ALS, Accidental Limit States), 사용한계상태(SLS, Serviceability Limit States) 등이 있다. 극한한계상태는(ULS)는 과도한 항복과 좌굴로 인해 구조적 저항 능력을 상실하여 구조물의 구조적 변형을 초래한다. 극한한계상태(ULS)는 다양한 요인에 따라 결정될 수 있으며, 일반적으로 정적으로 계산된다.

현재 부유식 해상풍력시스템의 하부 구조물의 설계기준은 IEC 국제표준 및 DNV-GL, ABS의 가이드라인이 주로 인용되고 있다. 이들 기준은 한계상태설계법을 기준으로 Euro Code와 LRFD(Load and Resistance Factor Design) 등과 호환되어 사용되고 있으며, 해양구조물에 대한 실적 및 경험을 바탕으로 한 국제설계기준 및 코드를 인용하거나 사용할 것을 권장하고 있다.

본 연구에서는 한국 동해안의 해양환경 조건을 고려한 5-MW급 부유식 해상풍력발전기 스파형 하부구조의 내구성 평가를 목적으로 앞서 해양환경 분석을 통해 도출된 바람, 파도, 조류 등의 극한 해양환경조건을 설계환경하중 산출식을 통해 유한요소 극한해석을 위한 극한환경하중 값으로 입력하고 정적해석 수행을 통한 구조물의 강성과 안전성을 확인하고자 한다. 특히, 극한 해양환경조건에서의 통합연성해석을 통해 도출된 동적응답은 유한요소해석을 위한 동적하중 인자로 적용하여 보다 더 신뢰성 있는 구조강도를 평가하고자 한다.

5.2 유한요소해석 모델링

본 연구에서는 대부분의 설계기준이 공개되어 있으며 실제 적용사례도 많은 DNV-GI 기준[5-17]을 바탕으로 ABS, API 설계기준 등을 상황에 맞게 적용하였으며, 부유식 해상풍력발전시스템에 작용하는 다양한 하중조건 및 재료 특성을 고려하여 ULS를 고려한 구조설계를 통해 구조물의 안전성을 보장하고자 한다. 앞 장에서 산출된 극한 해상환경 하중조건에서도 구조적으로 견딜 수 있는 부유식 하부구조물을 설계를 위하여 바람과 파도의 상호 작용으로 인해 발생하는 6-자유도(6-DOF)와 관련된 부유체의 동적응답 분석을 위해 통합연성해석을 수행하였다. 해석결과로부터 도출된 동적응답 값을 하부구조물에 반영하여 정적 구조해석을 수행하였다. 해상풍력발전시스템의 모델링은 유한요소 모델링 소프트웨어인 FE Gate를 사용하였으며, FEM analysis 및 solver는 MSC PATRAN/NASTRAN에 의하여 수행되었다. Figure 5.1은 5-MW 스파형 FOWT의 전체적인 유한요소 모델의 형상 및 좌표계 설정을 보여준다.

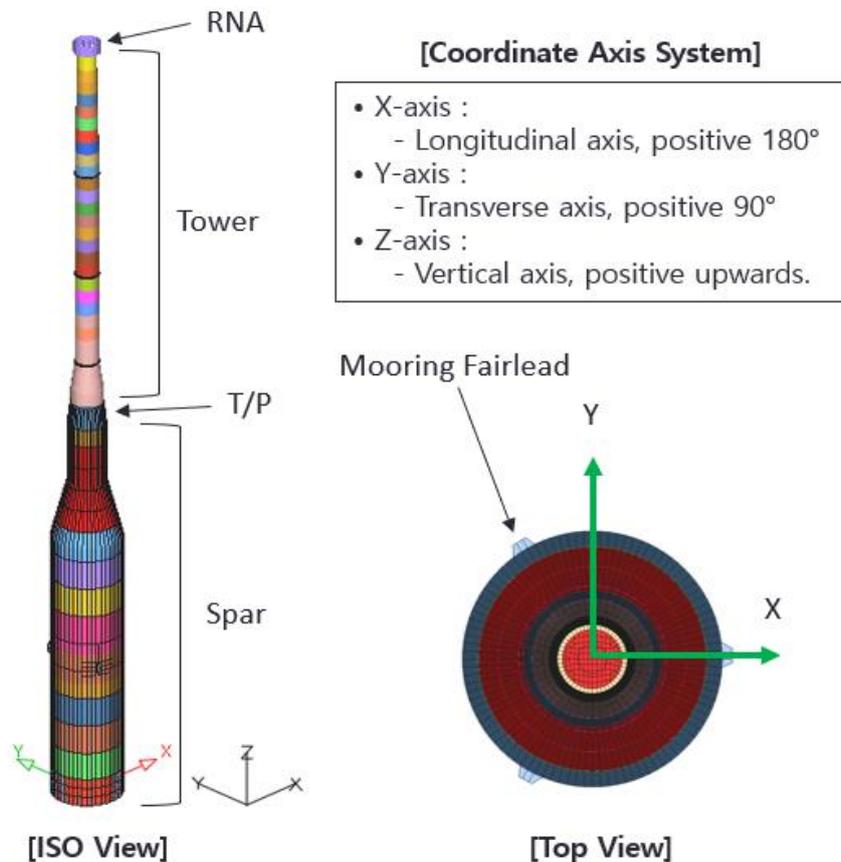


Figure 5.1 FEA Model Description of 5-MW Spar FOWT

유한요소해석(FEA)을 위한 부유체 하부구조물의 모델링은 Figure 5.2와 같이 상부 T/P(Transition Piece)를 포함하여 구조도를 기반으로 외판과 내부 부재를 모두 포함하여 상세하게 모델링하였다. 외판(Shell)과 데크(Deck) 및 보강재인 거더(Girder)와 스티프너(Stiffener)와 같은 모든 구조적 구성 요소는 셸 요소(Shell element)로 모델링되었다. 셸 요소(CQUAD4)는 4 개의 노드 포인트를 연결하는 사변형 평판이며, 평면 내, 굽힘 및 가로 전단 동작을 나타낼 수 있다. 직사각형 및 삼각형 셸 요소 메쉬(Mesh)의 크기는 모두 500mm x 500mm 미만으로 설정되었으며 총 노드(Node)는 98,104개이다. 유한요소해석 모델링을 위해 참조한 구조도면 및 상세 모델링의 형상은 부록-4 (Appendix-4)에 정리하였다. 모델링은 Deck base 별로 나타내었고 외판 및 모든 내부 보강재의 상세한 형상 및 배치를 3D 모델링으로 확인할 수 있도록 하였다.

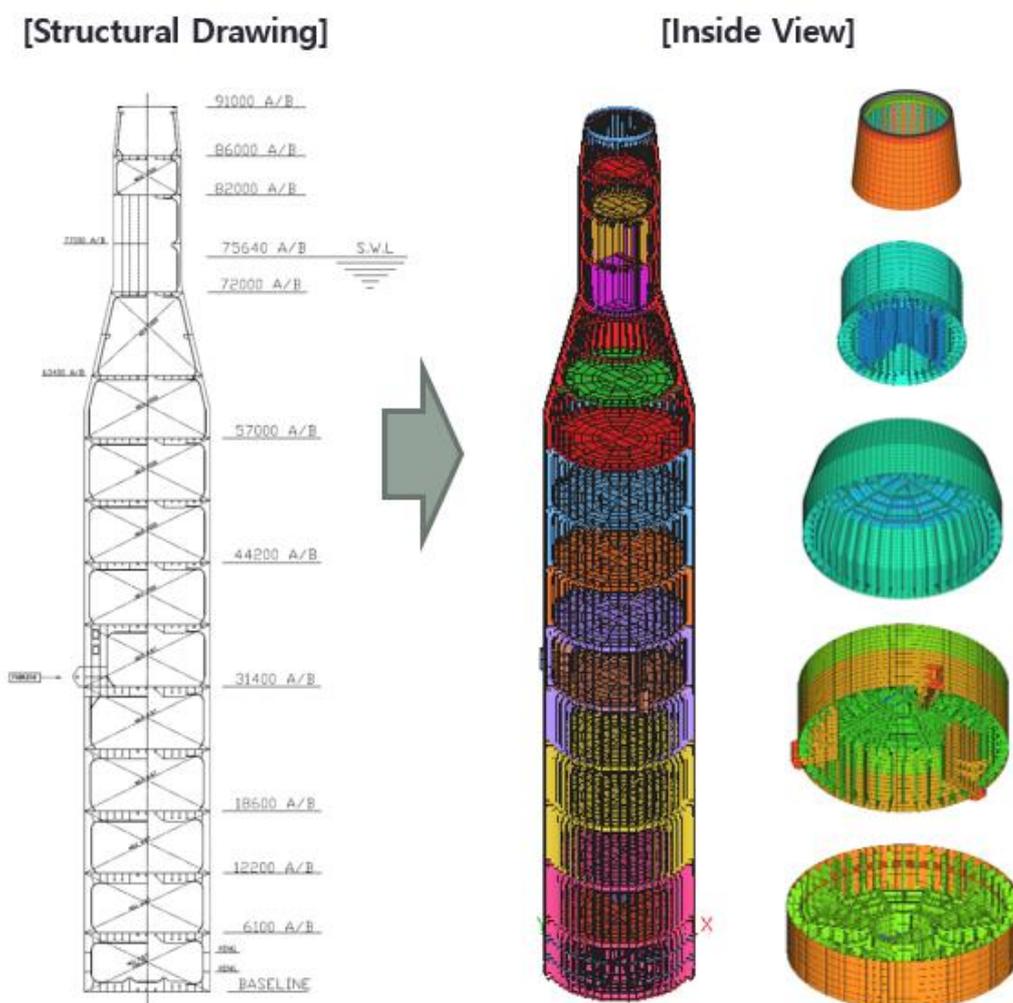


Figure 5.2 3D Finite Element Model of Floating substructure

상부 타워와 부유체의 결합은 볼트로 체결되는 방식이며, 상부의 타워는 풍하중 적용을 위하여 하부구조물과 마찬가지로 두께를 가지는 쉘 요소로 모델링하였다. 결합부의 플랜지(Flange)와 볼트(Bolt)는 모두 솔리드(Solid)로 모델링 되었으며 Figure 5.3 해당 구조의 연결에 관련한 모델링 방법을 나타내었다. 상부 풍력터빈의 RNA(Rotor Nacelle Assembly)는 따로 상세 모델링을 하지 않고 5-MW 기준 풍력발전기 체원을 바탕으로 나셀(Nacell)의 무게중심 포인트에 RNA의 중량을 집중하중(Lumped mass)으로 처리하였다. 본 연구의 FE 모델링은 여러 연구를 통해서 검증된 DNV-RP-C208에서 제안하는 비선형 유한요소 해석방법에 의한 지침을 참고하였다[5-18].

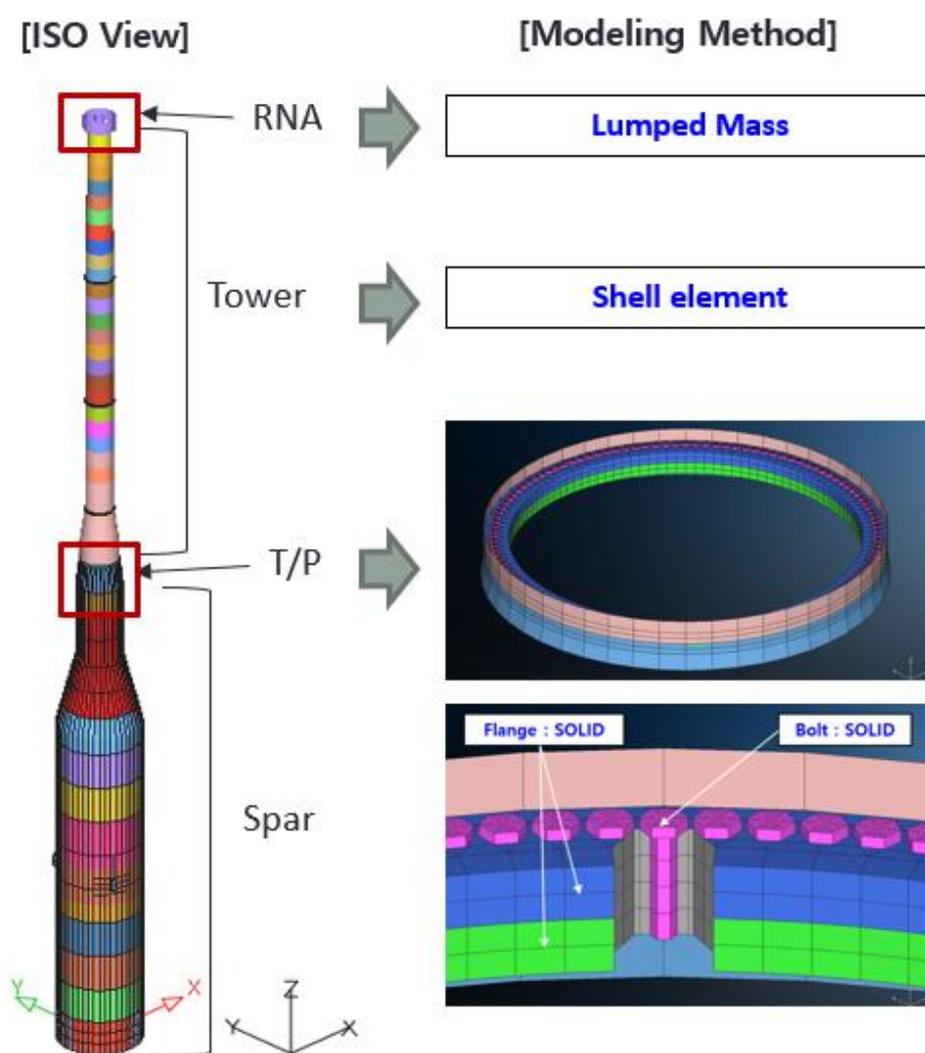


Figure 5.3 FEA Modeling of Tower & Floating substructure

5.3 재료 특성 및 설계 허용 응력

부유식 풍력발전기 하부 구조물의 강판 재질은 일반 연강(Mild steel) A Grade 와 고장력강(High tensile steel) AH36/DH36 Grade를 기준으로 모델링 되었으며, 각 재질의 특성은 선급협회의 규칙에 주어진 일반 및 고강도 선체 구조용 강재에 대한 지침 [5-19]을 따라 Table 5.1에 정리하였다. 고장력강(HTS)은 일반적으로 항복응력(Yield stress)이 265 MPa 이상이며, 조선소에서 철강 중량과 시공 비용을 줄이기 위해 사용된다. HT36 재질은 항복강도가 355 MPa이며, 인장 강도는 최소 490 MPa이다. 이 보다 더 높은 HT40 강은 컨테이너 선박의 설계에서 사용되기는 하지만 유조선에서는 일반적으로 사용되지 않는다 [5-20]. 선박에서 고장력강은 선체 거더 중 방향 강도에 주로 기여하는 데크(Deck) 및 바닥(Bottom) 구조 부재에 주로 사용되며, MR(Medium Range)급 탱커(Tanker) 선박의 경우 하나의 화물창에 대한 고장력강의 비율은 약 35% 이내로 사용된다. 최근의 선급 규칙은 항복 강도만을 다루기 보다는 고장력강과 관련된 높은 응력으로 인한 파손의 형태를 더 중요시하고 있으며, 특히 계류 페어리드와 같은 고응력 부위에는 AH36/DH36와 같은 고장력강을 적용하였다.

본 연구에서 부유식 해상풍력발전기의 모든 구조 요소는 ‘DNVGS-ST-0119’와 ‘DNVGL-OS-C101’에 따라 등가 응력 기준의 요구사항을 준수하는지 점검되었으며, 구조물에 대한 개별 설계 응력 구성 요소 및 von Mises 등가 응력은 설계 저항보다 크지 않아야 한다[5-21]. 또한, ABS MODU에 따라 정적하중해석은 안전계수 1.43을 사용하였다[5-22]. Table 6.1은 재료의 특성 및 안전계수를 고려한 설계 허용 응력을 보여준다.

Table 5.1 Material Property

Description	Mild steel (GradeA)	AH36 / DH36
Elastic Modulus (MPa)	206000	206000
Yield Stress (MPa)	235	355
Tensile Stress (MPa)	400	490
Poisson's Ratio	0.3	0.3
Material Factor (k)	1	0.72
Safety Factor (S.F)	1.43	1.43
Allowable Stress (MPa)	164.34	248.25

타워 하부플랜지와 스파 하부구조물에 장착된 T/P(Transition Piece) 사이의 볼트연결도 FE 모델로 구성하였으며, 볼트를 3가지 방식으로 모델링하여 요소유형에 따른 볼트연결 민감도를 분석하였다. Figure 5.4는 RBE3 요소, RBE3와 빔 요소의 조합, 솔리드 요소 등 볼트 연결에 대한 세 가지 모델링 접근 방식을 보여준다. 플랜지도 셸 요소와 솔리드 요소로 각각 모델링하여 해석 결과를 비교하였다.

탄소강으로 된 10.9 등급의 고강도 볼트는 ISO 898-1에 따라 사용되었으며 해당 재료 특성은 Table 5.2에 나타내었다[5-23].

Table 5.2 Material properties of bolt

Grade	Tensile Strength (MPa)	Stress under proof load (MPa)
10.9	1,000	830.0

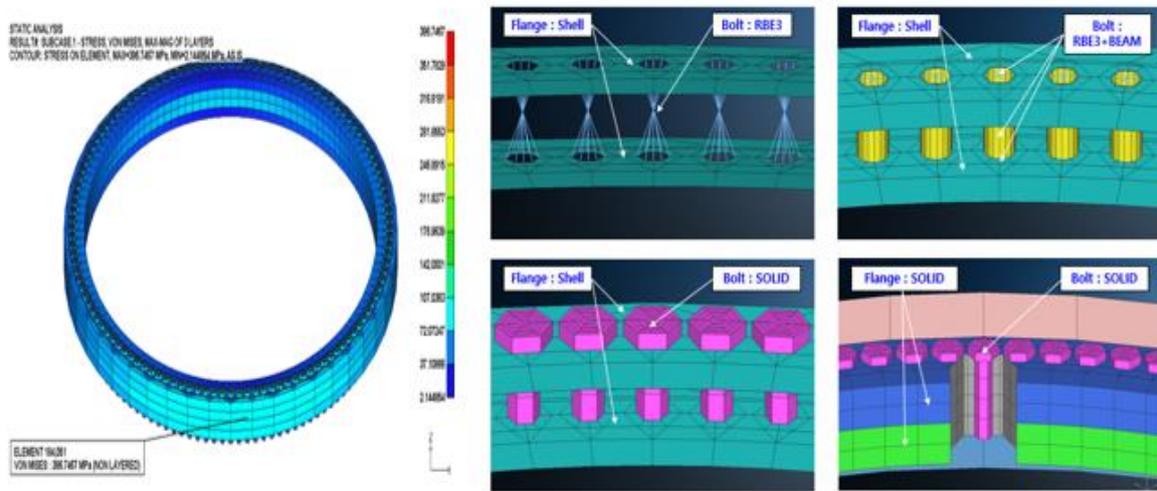


Figure 5.4 Various element representation of a bolted joint connection

5.4 설계 적용하중

5.4.1 구조 하중

유한요소모델에 적용한 구조질량 정보는 Table 5.3과 같다. 2316 ton에 해당하는 FOWT 시스템 전체의 구조하중은 FE 모델링을 통해 모든 요소에 적절하게 배분하였으며, FOWT의 전체 배수량을 수선하부로 부터 부유체의 바닥면까지 수심에 따라 작용하도록 9338 ton의 부력(Buoyancy)을 정수압(Hydrostatic pressure) 하중으로 가하였다. 또한, 콘크리트 밸러스트를 질량을 갖는 빔 요소로 모델링하여 영구 밸러스트 탱크의 무게 중심에 추가하였다. Figure 5.5는 FE 모델에 작용하는 정수압 하중과 워터 및 콘크리트 밸러스트 하중 조건이 적용된 것을 보여준다.

Table 5.3 Allowable Stress

Description	Value
Structure Weight	2316.24 ton
Buoyancy	9338.12 ton
Permanent Ballast	3093.90 ton
Water Ballast	3522.50 ton

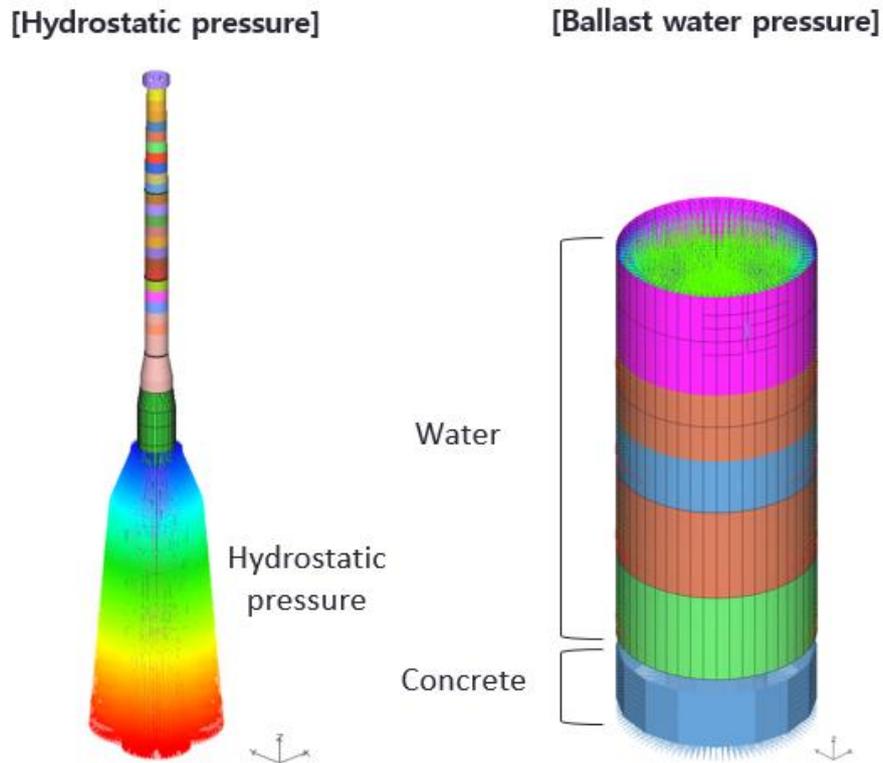


Figure 5.5 Visual representation of structural loads

5.4.2 환경 하중

5.4.2.1 풍하중 (Wind force)

구조물에 작용하는 풍하중은 바람의 속도와 바람에 노출된 구조물의 표면적에 영향을 받는다. 풍하중 산정을 위해 ABS MODU 기준을 참고하였으며, 풍하중의 크기는 풍속의 제곱에 비례함을 알 수 있다. 50년 주기의 극한풍속은 앞서 동해안의 해양환경분석을 통해 도출된 허브높이 에서의 10분 평균풍속인 39.9 m/s가 적용하였다. 형상계수(C_s)는 원통형(Cylindrical)임을 고려하여 0.5를 적용하였으며. 높이계수(C_H)는 수면(0 m)으로부터 허브 중심(100 m)까지 1.0 ~ 1.48을 높이 별로 적용하였다.

FE 모델에 작용하는 풍하중을 형상 및 수직높이에 따라 계산식(5.1)을 사용하여 표 Table 5.4와 같이 압력 하중으로 적용하였으며, FOWT에 작용하는 전체 풍하중이 27.89ton임을 알 수 있다.

$$P = f \cdot V_k^2 \cdot C_h \cdot C_s \quad (5.1)$$

여기서,

f : 0.611

V_k : Wind velocity (39.92 m/s)

C_h : Height coefficient (According to th height , 1.00 ~ 1.48)

C_s : Shape coefficeint (Cylindrical shapes, 0.5)

Table 5.4 Wind Force Calculation

Height above water line (m)	Parts	Projection Area (m ²)	Height Coefficient (Ch)	Wind Pressure (N/m ²)	Wind Force (ton)
0.0 ~ 15.3	Platform	72.52	1.00	486.85	3.60
	Tower	32.50	1.00	486.85	1.61
15.3 ~ 30.5	Tower	76.16	1.10	535.53	4.16
30.5 ~ 46.0	Tower	68.20	1.20	584.22	4.06
46.0 ~ 61.0	Tower	66.00	1.30	632.90	4.26
61.0 ~ 76.0	Tower	65.16	1.37	666.98	4.43
76.0 ~ 91.5	Tower	60.74	1.43	696.19	4.31
91.5 ~ 106.5	Tower	19.84	1.48	720.53	1.46
Total Area		461.12		4788.38	27.89

5.4.2.2 파랑하중 (Wave force)

구조물에 작용하는 파랑하중은 파도의 높이와 구조물의 형상에 영향을 받는다. 파랑하중 산정을 위해 DNV-RP-H103 기준을 참고하였으며, 파랑하중의 크기는 구조물의 형상에 따른 반력계수(Reflection coefficient)와 유의파고(H_s)의 제곱에 비례함을 알 수 있다. 50년 주기의 극한파고는 앞서 동해안의 해양환경분석을 통해 도출된 11.12 m를 적용하였으며, 반력계수(Rc)는 수직 실린더임을 고려하여 0.88을 적용하였다.

FE 모델에 작용하는 파랑하중을 형상 및 파고에 따라 계산식(5.2)을 사용하여 표 Table 5.5와 같이 압력 하중으로 적용하였으며, FOWT에 작용하는 전체 파랑하중이 159.50ton임을 알 수 있다.

$$F_{wd} = 1/8 \cdot \rho_w \cdot g \cdot R^2 \cdot B \cdot H_s^2 \quad (5.2)$$

여기서,

ρ_w : Density of sea water (1025 kg/m³)

g : Gravity acceleration (9.81 m/s²)

Rc : Reflection coefficient (Vertical cylinder, 0.88)

H_s : Significant wave height (11.12 m)

B : Breadth of towed object (13 m)

Table 5.5 Wave Force Calculation

TYPE	Breadth of Towed object (m)	Reflection Coefficient (R)	Significant Wave Height (m)	Wave Force (ton)
Spar	13.00	0.88	11.12	159.50

5.4.2.3 조류하중 (Current force)

하부구조물에 작용하는 조류하중은 조류의 유속과 부유체 수면하부의 침수 표면적 그리고 표면 형상에 영향을 받는다. 조류하중 산정을 위해 ABS MODU 기준을 참고하였으며, 조류하중의 크기는 유속의 제곱에 비례함을 알 수 있다. 극한 환경에서의 조류 유속은 앞서 동해안의 해양환경분석을 통해 도출된 1.44 m/s를 적용하였으며, 항력계수(C_D)는 원통형(Cylindrical)임을 고려하여 0.62를 적용하였다

FE 모델에 작용하는 조류하중을 계산식(5.3)을 사용하여 표 Table 5.6과 같이 압력 하중으로 적용하였으며, FOWT에 작용하는 전체 조류하중이 31.85ton임을 알 수 있다.

$$F_D = (C/2) \cdot D \cdot C_D \cdot u_n \cdot |u_n| \quad (5.3)$$

여기서,

C : Density of sea water (1025 kg/m³)

g : Gravity acceleration (9.81 m/s²)

C_D : Drag coefficient (Cylindrical, 0.62)

u_n : Component of the velocity vector (1.44 m/s)

Table 5.6 Current Force Calculation

TYPE	Projected Area (m ²)	Drag Coefficient (Cd)	Current Velocity (m/s)	Current Force (ton)
Spar	1058.48	0.62	1.44	42.47

Figure 5.6은 바람, 파도, 조류와 같은 환경 하중으로부터 스파 구조의 FE 모델에 적용된 하중 분포를 시각화하여 나타내었다.

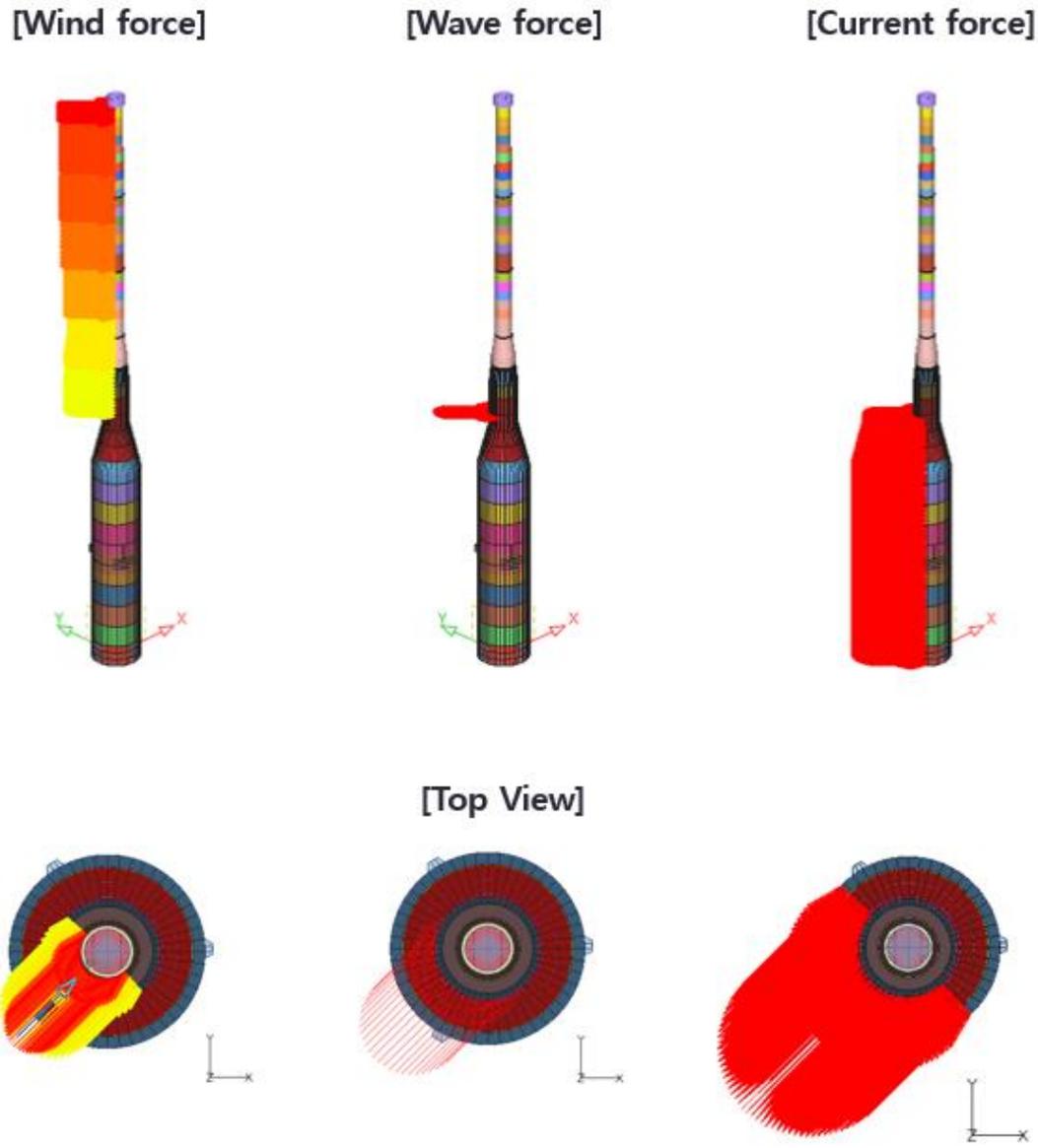


Figure 5.6 Visual representation of environmental loads

5.4.3 모션 하중 (Motion load)

부유식 해상풍력발전시스템의 하부구조는 파도에 의한 주기적인 파랑하중과 바람에 의한 상부발전기터빈에서 작용하는 동적하중에 영향을 받는 구조물이다. 이러한 동적거동 영향을 반영하기 위하여 예비설계 단계에서 동적증폭인자 (DAF, Dynamic Amplification Factor)를 적용하기도 한다. 그러나 하부구조의 고유진동수가 파랑하중의 주기와 발전기의 주기에 근접할 경우, DAF의 적용이 하부구조의 동적응답을 부적절하게 나타내게 된다. 이러한 오류를 방지하기 위해 통합하중 연성해석을 통해 난류로 인한 발전기 상부 구조의 응답을 공기동역학으로 풀고, 실제 해양 조건에 따른 불규칙파의 거동에 대한 유체 동역학을 고려한 동적하중 시뮬레이션을 적용해야 한다.

본 연구에서는 FAST 시뮬레이션의 통합 연성해석 결과를 통해 6자유도의 모션 및 가속도 값을 얻었으며, 관성 가속도로 FE 모델에 적용하였다. DNVGL의 선급 룰[5-24]에서도 선박의 6-자유도 모션에 대한 가속도를 구할 수 있다. 롤(Roll) 모션의 각가속도는 식(5.4)과 같다.

$$a_{roll} = f_p \theta \frac{\pi}{180} \left(\frac{2\pi}{T_\theta} \right)^2 \quad (5.4)$$

여기서,

a_0 : Acceleration parameter (m/s²)

f_p : 1.0 for extreme sea loads design load scenario

θ : Roll angle (deg)

T_θ : Roll period (s)

구조해석을 위한 하중조건(Load Cases)을 설정하기 위하여 Table 5.7과 FOWT의 각 주요 부위에 작용하는 하중이 Max 값이 나오는 12가지로 구분하고 LC1 ~ 12로 설정하였다. 그리고 Figure. 5.7과 같이 3가지 환경 방향에 대하여 FAST 통합연성해석을 재수행 하였다. 환경하중의 적용 방향의 경우, 구조해석을 위한 보수적인 접근을 위해서 앞서 울산 해양기상부이의 해양환경 분석에서 도출된 바람의 방향인 45°, 225°, 315°를 기준으로 극한 해상환경의 풍하중, 파랑하중 및 조류하중이 동시에 작용하는 조건으로 설정하였다. Table 5.8은 각 LC별 작용하는 환경하중의 방향에 따른 부유체의 6-자유도의 동적응답 결과값을 나타내었다. 도출된 6-자유도의 피치(Pitch), 롤(Roll) 가속도의 값을 가지고 주기를 구하였고, 각가속도로 치환하여 시뮬레이션에서 필요한 동적하중 값으로 입력하였다.

해석 수행을 위한 96가지 DLC의 시트를 부록-5 (Appendix-5)에 정리하였다. 부록에서 해당 모션하중 값은 LC별 8가지 케이스로 각각의 롤과 피치 그리고 히브 모션이 각각 양(+)일 때와 음(-)일 때를 조합하여 8가지 모션하중이 작용되는 조건으로 총 96 케이스로 해석을 수행하였다.

Table 5.7 Load Cases [3-6]

Load Case	Description
LC01	Max. X-dir. Moment (Tower base)
LC02	Max. Y-dir. Moment (Tower base)
LC03	Max. Z-dir. Moment (Tower base)
LC04	Max. X-dir. Force (Tower base)
LC05	Max. Y-dir. Force (Tower base)
LC06	Max. Mooring Tension
LC07	Max. Surge Motion
LC08	Max. Sway Motion
LC09	Max. Heave Motion
LC10	Max. Roll Motion
LC11	Max. Pitch Motion
LC12	Max. Yaw Motion

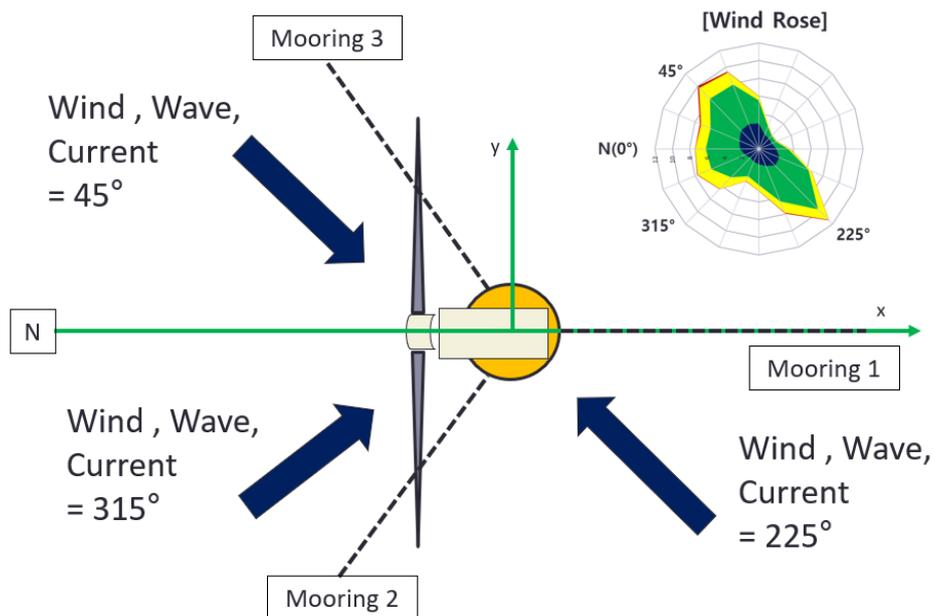


Figure 5.7 Co-directional Load Case Condition Plot

Table 5.8 Dynamic motions of 5MW FOTW platform

Case No.	Environment Angle (deg)	Surge	Sway	Heave	Roll	Pitch	Yaw
		Displacement (m)	Displacement (m)	Displacement (m)	Displacement (Deg)	Displacement (Deg)	Displacement (Deg)
		Acceleration. (m/s ²)	Acceleration. (m/s ²)	Acceleration. (m/s ²)	Acceleration. (Deg/s ²)	Acceleration. (Deg/s ²)	Acceleration. (Deg/s ²)
LC01	45	16.17	-18.98	-3.38	6.82	3.71	13.63
		1.578	-1.685	-0.836	1.209	1.113	5.568
LC02	225	-19.01	25.90	-3.57	4.60	-4.19	3.28
		1.540	1.564	-0.809	1.025	0.933	1.914
LC03	315	14.65	18.97	-3.37	-6.59	3.68	-19.13
		1.602	1.694	-0.845	-1.25	-1.148	-9.355
LC04	315	16.56	18.35	-3.43	-6.33	3.96	-14.84
		1.589	1.677	-0.8437	-1.198	1.078	6.945
LC05	45	16.17	-18.98	-3.38	6.82	3.71	13.63
		1.578	-1.685	-0.873	1.209	1.113	5.568
LC06	45	16.34	-20.33	-3.85	7.24	4.89	9.55
		1.425	-1.408	-0.726	0.912	0.957	1.913
LC07	225	-19.33	26.45	-3.87	5.16	-4.69	1.94
		-1.395	1.392	-0.685	-0.871	-0.900	-0.668
LC08	225	-19.33	26.45	-3.87	5.16	-4.69	1.94
		-1.395	1.392	-0.685	-0.871	-0.900	-0.668
LC09	225	-19.33	26.45	-3.87	5.16	-4.69	1.94
		-1.395	1.392	-0.685	-0.871	-0.900	-0.668
LC10	45	16.34	-20.33	-3.85	7.24	4.89	9.55
		1.425	-1.408	-0.726	0.912	0.957	1.913
LC11	45	13.70	-20.73	-3.79	7.12	-4.96	11.98
		1.453	-1.408	-0.724	0.934	-1.005	-2.408
LC12	315	13.20	19.39	-3.23	-6.42	-3.75	-19.80
		1.605	1.662	-0.842	-1.224	-1.116	-9.519

5.5 해석 결과

5.5.1 부유식 하부구조물 응력

5-MW 부유식 해상풍력발전기 하부구조물에 대한 등가(Von-Mises) 응력 값이 모든 하중 케이스에서 허용응력(Allowable stress) 범위인 248.25 MPa 이내임을 각 LC별 최대 등가응력을 나타낸 Table 5.9를 통해 확인되었다.

Figure 5.8 에서와 같이 하중조건 LC06의 계류 페어리드 지점에서 218.12MPa의 최대 등가응력이 발생함을 보여주었으며, 이는 페어리드가 설치되는 구조에 고장력강 AH36/DH36 등급을 적용한 이유이다. 그리고 다른 구역의 셸 요소의 모든 응력이 연강(Mild A) 등급의 허용 응력 164.34 MPa 보다 작은 것을 볼 수 있다. 또한, 타워 연결부의 최대 변위는 75.6mm로 확인되었다. 12개 Load Case의 최대 등가응력(Von-Mises 응력)이 모두 허용응력보다 작기 때문에 5-MW 부유식 해상풍력발전기의 스파형 하부구조는 극한조건을 견딜 수 있는 충분한 강도를 가지고 있다고 볼 수 있다. 본 연구에서 수행한 96개의 DLC의 모든 해석 결과 표 및 응력 분포를 부록-6 (Appendix-6)에 상세하게 정리하였으며 각 LC에서 최대값을 볼딕체로 표시하였고 그 결과를 Table 5.9에 나타내었다. 모든 해석결과에서 페어리드를 포함한 부재의 모든 Von-Mises 응력은 부재의 허용응력인 248.25 MPa 이하로 나타남을 확인할 수 있다.

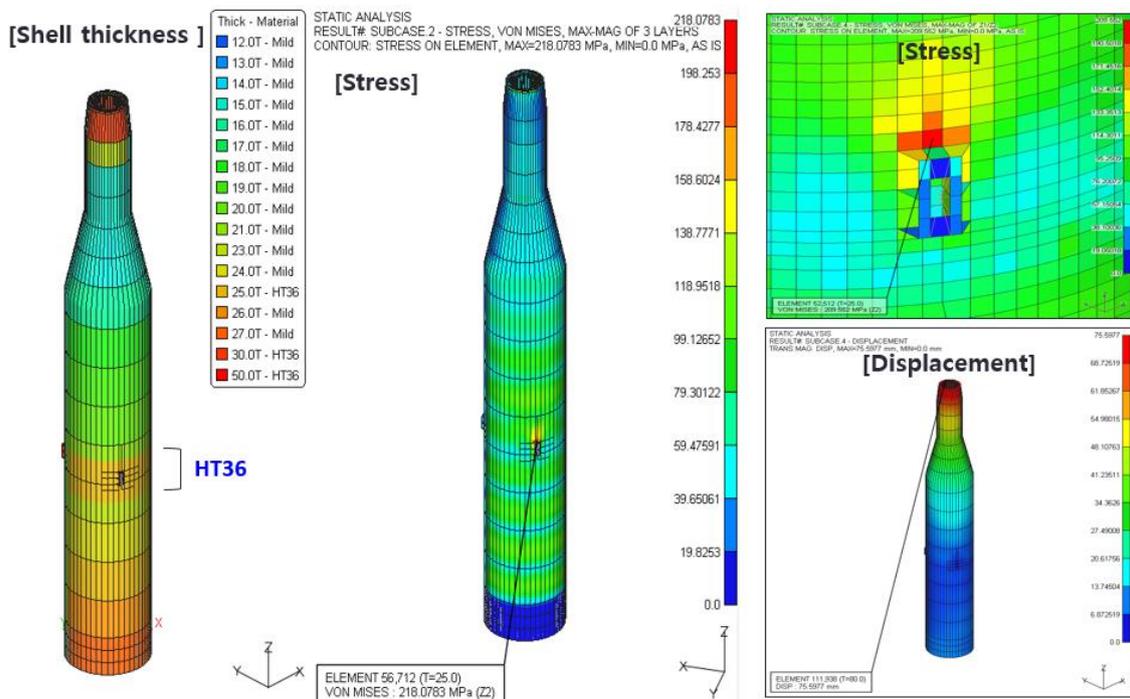


Figure 5.8 Maximum Equivalent Stress Plot

Table 5.9 Maximum Equivalent Stress of the plates

Load Case	Environment Angle (deg)	Max. stress Position	Equivalent stress (MPa)	Allowable stress (MPa)	Result
LC01-2	45	Fairlead	217.12	248.25	Satisfied
LC02-8	225	Fairlead	181.35	248.25	Satisfied
LC03-4	315	Fairlead	215.38	248.25	Satisfied
LC04-4	315	Fairlead	214.59	248.25	Satisfied
LC05-2	45	Fairlead	217.12	248.25	Satisfied
LC06-2	45	Fairlead	218.12	248.25	Satisfied
LC07-8	225	Fairlead	182.87	248.25	Satisfied
LC08-8	225	Fairlead	182.87	248.25	Satisfied
LC09-8	225	Fairlead	182.87	248.25	Satisfied
LC10-2	45	Fairlead	218.12	248.25	Satisfied
LC11-2	45	Fairlead	217.73	248.25	Satisfied
LC12-4	315	Fairlead	214.79	248.25	Satisfied

5.5.2 볼트 연결부 응력

5-MW 부유식 해상풍력발전기의 타워와 하부구조물 사이의 볼트 연결구조에 대한 등가(Von-Mises) 응력 값이 모든 하중 케이스에서 허용응력 범위를 만족함을 Table 5.11로 확인되었다. 먼저, T/P와 하부구조 상부 사이의 볼트 연결 이음에 대해 볼트요소 3종과 플랜지 요소 2종을 연구한 결과, 플랜지에 대한 솔리드 요소 적용은 Table 6.10과 같이 해석상 좀더 보수적인 결과를 보이는 것으로 나타났다. 따라서, 볼트와 셸 요소 유형에 대한 민감도 해석을 바탕으로 스파 구조 FE 모델의 볼트 접합부의 플랜지와 볼트는 모두 솔리드 요소를 적용하였다. Figure 5.9에서 LC06의 시뮬레이션 사례에서 볼트 연결부의 응력 분포를 보여준다. 그 결과 Table 5.11과 같이 12가지 해석사례에서 볼트의 Von-Mises 응력은 볼트의 허용응력인 830 MPa 이하로 나타났다.

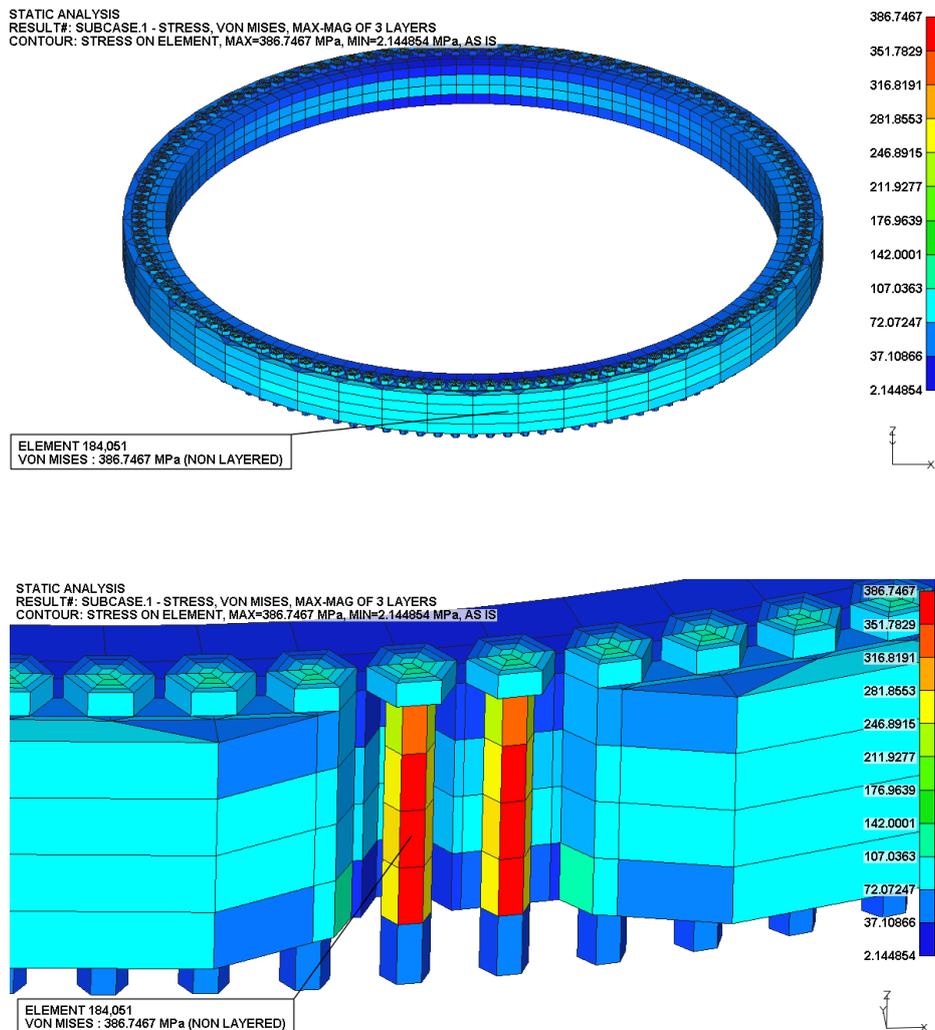


Figure 5.9 Maximum Equivalent Stress Plot

Table 5.10 Maximum Equivalent Stress of the flange

Bolt Element	Part	Stress (MPa)	Allowable Stress (MPa)
RBE3	Flange (Shell)	88.9	248.25
RBE3+ Beam	Flange (Shell)	115.9	248.25
Solid	Flange (Shell)	140.5	248.25
RBE3	Flange (Solid)	211.0	248.25
RBE3+ Beam	Flange (Solid)	201.4	248.25
Solid	Flange (Solid)	179.9	248.25

Table 5.11 Maximum Equivalent Stress of the bolt

Load Case	Environment Angle (deg)	Equivalent stress (MPa)	Allowable stress (MPa)	Result
LC01	45	369.65	830.00	Satisfied
LC02	225	282.27	830.00	Satisfied
LC03	315	362.07	830.00	Satisfied
LC04	315	350.63	830.00	Satisfied
LC05	45	369.65	830.00	Satisfied
LC06	45	386.75	830.00	Satisfied
LC07	225	304.91	830.00	Satisfied
LC08	225	304.91	830.00	Satisfied
LC09	225	304.91	830.00	Satisfied
LC10	45	386.75	830.00	Satisfied
LC11	45	382.94	830.00	Satisfied
LC12	315	354.44	830.00	Satisfied

제6장 5-MW Spar-type FOWT 동적 충돌해석

6.1 서론

본 연구의 앞 절에서는 선박 충돌과 같은 의도하지 않은 상황에서 국부적인 손상을 고려하지 않고 부유식 해상풍력발전기의 전체 구조에 대한 허용응력설계(ASD)를 적용하였다. 구조 설계에 있어 대부분의 경우 선형탄성 설계로 충분하지만, 충돌과 좌초와 같은 국부적인 손상의 위험이 있는 경우에 대해서는 소성설계 방법을 적용해야 한다. 특히, 해상 풍력발전 설비의 수가 증가함으로써 선박으로 인한 풍력발전기 충돌 사고의 가능성도 높아지고 있다. 이러한 충돌은 풍력 터빈 및 선박의 구조를 손상시키거나 파괴할 수 있으며, 석유 및 화학 물질 유출로 인한 환경 오염을 유발하거나, 심각한 경우 부유식 풍력발전기나 선박의 침몰로 막대한 인명 피해와 경제적 손실을 야기할 수 있다. 이처럼 부유식 해상풍력단지에 대한 관심과 성장, 안전과 관련된 설치 및 유지관리 문제에 대한 고민해 본다면 FOWT에 손상을 줄 수 있는 인자로 상선 또는 풍력단지 유지보수 지원선 등의 접안 작업으로 인해 충돌과 관련된 위험에 빈번히 노출되어 있음을 알 수 있다.

Figure 6.1은 고정식 모노파일 하부구조와 풍력보수 선박의 충돌 사고로 인한 선박 및 하부 구조물의 파손을 보여준다. 부유식 풍력발전기에 충돌 사고가 발생할 경우 고정식 풍력발전기 대비 시간과 비용의 손실이 크다. 특히, 반잠수식 구조와는 달리 스파형 부유식 해상풍력발전기는 도크에 입거하여 수리하기 전에 상부 풍력발전터빈의 RNA를 먼저 탈착해야 하는 등의 작업 및 시간상 많은 제약이 따르므로 충돌 사고의 발생은 심각한 문제를 야기시킬 수 있다.



Figure 6.1 Collision damaged of offshore wind turbine platform column [6-1 & 2]

실린더 타입의 구조물은 해상구조물의 플랫폼 구조로 많이 사용되고 있으며, FOWT의 스파 및 반잠수식 타입의 하부 구조물로도 널리 사용되고 있다. Figure 6.2와 같이 일반적인 원환보강(Ring-Stiffened) 실린더 구조의 경우 선박 충돌사고와 같은 충격 하중으로 인해 대량 손상 가능성이 높다. Quang Thang Do et al. [6-3] 은 해양구조물에 적용되는 원환보강 실린더 구조의 충돌손상 모형에 대한 수압하중 좌굴(Buckling) 실험을 수행하고 유한요소해석을 통해 잔류강도를 평가하였다.



Figure 6.2 Collision damaged of offshore platform column [6-4]

구조물이 운용 중 손상가능성이 있는 경우 설계 단계에서 구조강도 및 배치를 통한 손상의 영향을 최소화하고, 손상의 크기에 영향을 미치는 인자들을 고려해야 한다. 하지만, 구조물이 손상을 입었다 하더라도 강도상의 안전 여유가 있다면, 구조물은 일정기간 생존할 수 있을 것이다. 이때 생존 기간은 안전 계수의 크기에 달려 있으나, 구조물의 손상을 억제하기 위해서 무작정 안전계수를 높여가는 설계에는 한계가 있으며, 경제적으로 손실이 크다고 볼 수 있다.

본 연구에서는 충돌해석법에 대한 유한요소법의 적용 가능성을 검증해보기 위해 울산대학교 구조실험실에서 수행한 실험 결과 데이터를 바탕으로 충돌실험 자료를 재분석하고 실험을 유한요소모델로 직접 재현하였고, 실험 결과와의 비교 및 검증을 우선 수행해보았다. 또한 선행 연구의 실험식을 바탕으로 스파형 FOWT의 하부부유체의 구조를 중보강 형태로 설계하여 충돌에 대한 강도를 높이고자 하였다. 그리고, 보강판과 충돌체 형상이 소성변형에 미치는 영향을 함께 확인하고 FOWT의 하부구조물에 설계에 반영하고자 하였다. 충돌해석을 위한 시나리오 및 잔류강도의 평가를 위해 해상풍력단지 유지보수 선박이 접안 중 부유식 풍력발전기 하부 부유체에 충돌 가능한 시나리오를 모사하고 충돌에 대한 비손상 모델과 손상된 모델에 대하여 외부 하중을 받는 구조물의 최종강도 및 잔류강도를 평가하였다. 부유식 풍력발전기의 전체 FE 모델과 선박과의 충돌 가능한 시나리오를 모사하고 충돌해석을 위한 유한요소해석 상용프로그램으로 ABAQUS/CAE를 사용하여 모델링 하였으며, 비선형 해석을 위해 ABAQUS/Explicit를 활용하여 충돌 해석법을 검증하였다.

6.2 해상풍력발전기 충돌해석에 대한 선행 연구

해상풍력발전기의 충돌해석 선행연구로 D. Moulas et al. [6-5]은 Figure 6.3과 같이 고정식 자켓 타입의 해상풍력발전기에 유지보수 선박과의 충돌 시나리오를 설정하여 구조물 손상의 경향에 대해 연구하였다. 그리고, Zhang and Hu[6-6]는 Aero-Hydro 연성해석을 통해 원통형 부유식 해상풍력발전기의 충돌 후 운동 성능에 관한 연구를 수행하였다. 선박 및 해양구조물 분야에서는 구조물을 구성하는 부재의 잔류강도를 평가하기 위하여 유한요소해석을 통해한 방법으로 많은 연구가 진행되어 왔다. 최근까지 손상된 구조물에 대한 다양한 연구가 진행되었으며, 대부분의 연구에서 손상된 구조물의 부분이 최종강도에 기여하지 못한다는 것을 가정하여 모델링의 손상된 유한요소를 제거하는 방식이 채택되었다[6-7]. 하지만, 구조물의 손상이 잔류강도 평가에 전혀 기여하지 못하는 것은 아니므로, Benson은 충돌로 인한 박스거더 구조에 파단이 났을 경우 잔류강도 평가를 연구한 바 있다[6-8]. 따라서, 유한요소해석으로 구조물의 잔류강도 평가를 위해서는 먼저 신뢰할 수 있는 검증이 필요하다.

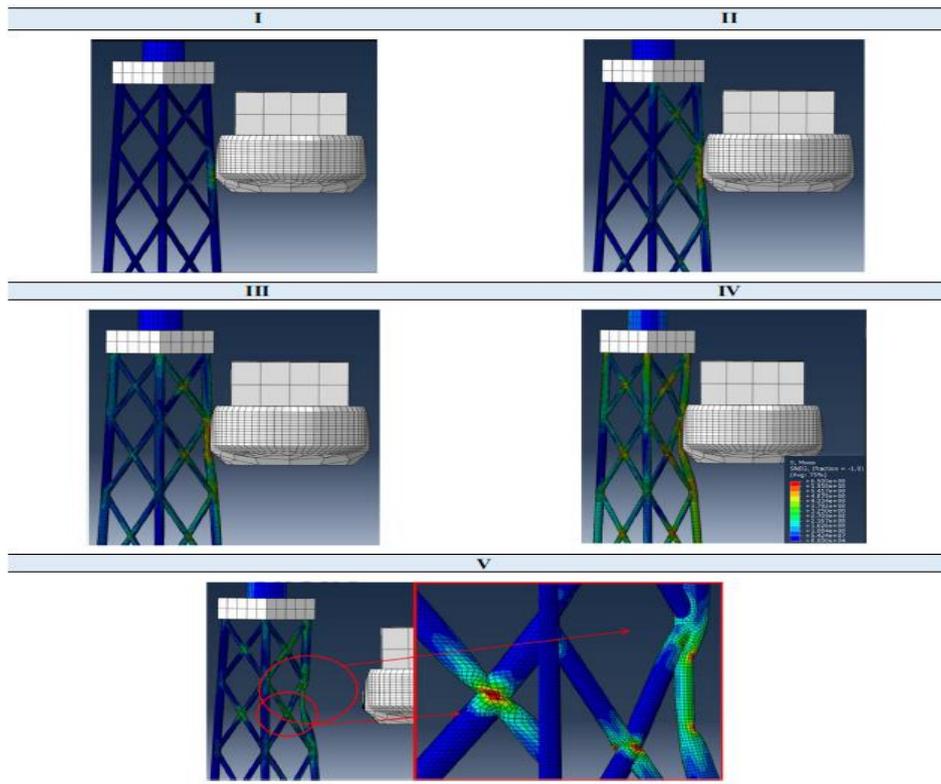


Figure 6.3 Damage FE analysis of ship collisions with offshore wind turbine jacket foundations [6-5]

6.3 충돌해석법 검증

6.3.1 실린더 모델에 대한 충돌해석

충돌에 대한 손상 허용 설계의 적용 가능성을 제시하기 위하여 먼저 종 보강 원통형 모델에 대한 충돌실험 자료를 수집하고 분석하였다. 질량을 가지는 충돌체(Striker)의 충돌시 스트링거-보강 실린더(stringer-stiffened cylinder)의 거동에 대한 초기 연구는 Ronalds et al. [6-9]의 연구를 들 수 있다. 또한, Cerik et al. [6-10]은 축 방향 압축 하중으로 인해 손상된 스트링 보강 실린더의 잔류강도에 대한 수치적 평가만을 수행했다. 그러나 충격 응답을 정확하게 평가하기 위해서는 충돌체의 타격을 통한 모델이 질량 충격을 직접적으로 받는 실험적 연구가 수행되어야 한다. Quang Thang Do et al. [6-11]은 동적 질량 충격을 받는 스트링거-보강 실린더 모델에 대한 충돌실험을 울산대학교 구조연구실에서 수행하고 비선형 유한요소해석을 통하여 테스트를 시뮬레이션 하여 충돌 해석을 수행했다.

정적 하중 경우만 아니라 충격과 같은 동적 하중을 받는 경우 실험 결과와 비교하여 수치해석법의 검증이 반드시 필요하다. 본 연구에 앞서 K. Ha & J-B. Kim [6-12]은 5-MW급 부유식 해상풍력발전기 스파형 하부구조의 내구성을 평가하기 위하여 실린더 모델에 대한 충돌해석을 수행하고 모형실험의 결과와 비교하였다. 본 연구에서도 FOWT의 충돌해석을 수행하기 전 수선면에 접한 스파형 FOW의 하부구조와 유사한 원통형 구조를 Figure 6.4와 같이 FE 모델링하고 실제 모형시험 모델과 충돌 실험 자료를 분석하고 실험을 유한요소 모델링으로 재현하여 충돌해석을 통한 해석법에 대한 검증을 먼저 수행하였다.

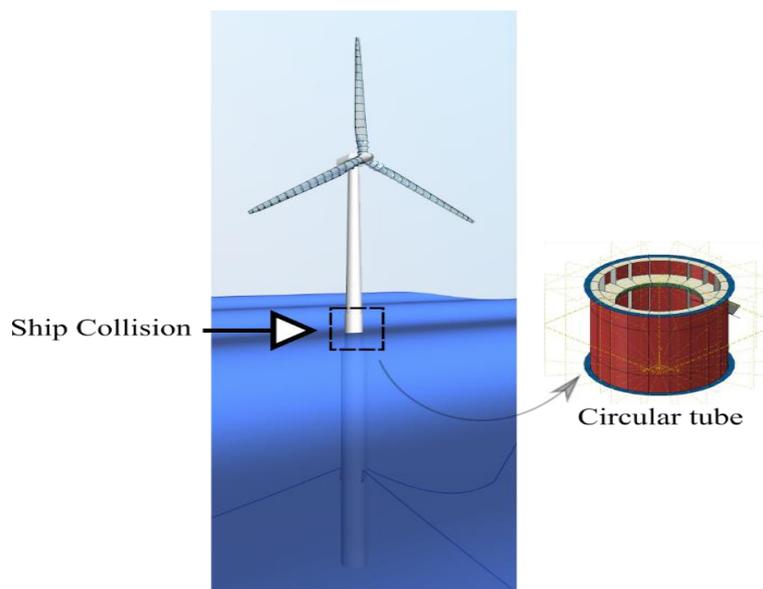


Figure 6.4 Maximum Equivalent Stress Plot [6-12]

7.3.2 실험 모델

충돌 실험은 울산대학교 조선해양공학부 구조연구실에서 수행되었으며, 실험에 사용된 충돌시험 장치와 모델의 테스트 방법을 Figure 6.5에 나타내었다[6-11]. 충돌 실험은 자유낙하 테스트 프레임을 사용하여 수행되었고, 프레임 타워의 상단에는 Knife edge 형상의 충돌체(Striker)가 전자식으로 고정되어 있다가 500 kg의 질량으로 자유낙하 중력 가속되어 모델에 충격을 주도록 고안되었다.

중보강(stringer-stiffened cylinder) 원통형 실린더 모델의 제작은 범용 구조용 강인 SS41을 사용하였고, 인장시험을 수행하여 얻어진 기계적 물성치 및 실험 조건은 Table 7.1에 나열하였다. 사용 강재의 외관(Shell) 및 보강재(Stiffener) 두께는 공칭으로 3 mm였지만 실제 값은 Figure 6.6과 같이 CimCore 레이저 측정기(laser Probe)를 사용하여 3D 좌표변환을 통해 측정되었으며 공칭 값보다 약간 작은 평균 2.98 mm로 측정되었다.

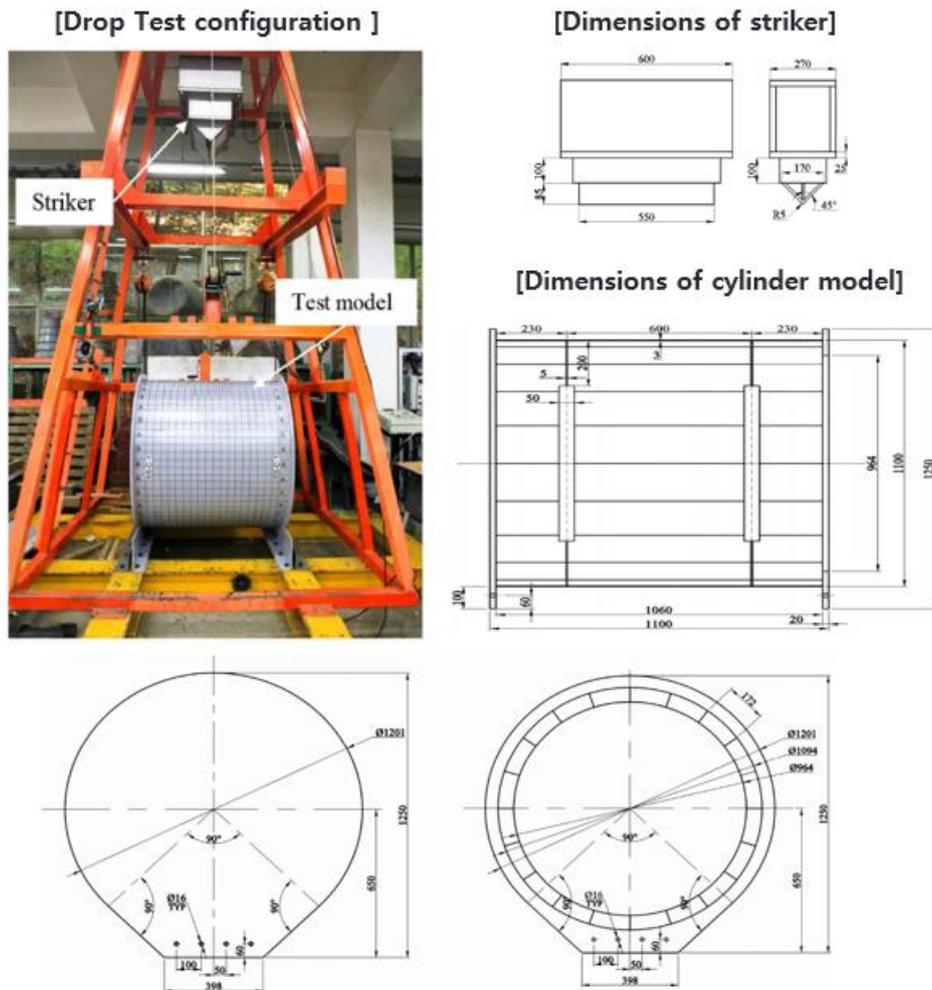


Figure 6.5 Drop testing machine & Dimensions of cylinder model [6-11]

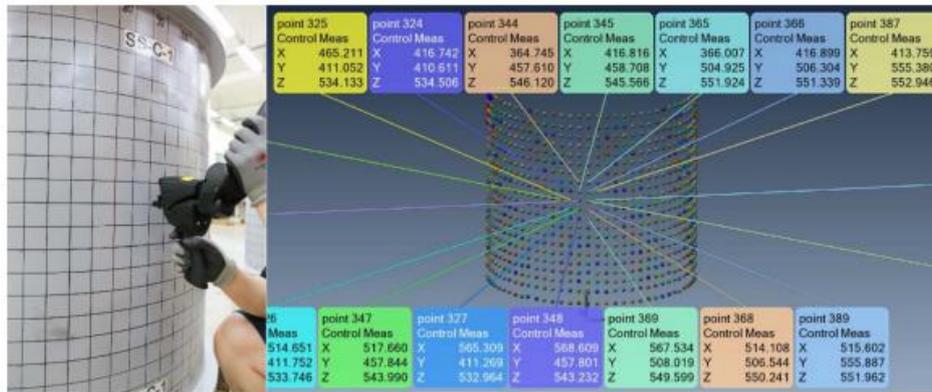


Figure 6.6 Drop testing machine & Dimensions of cylinder model [6-11]

Table 6.1 Impact test conditions and material properties of the stringer-stiffened cylinder model [6-11]

Description	Value (Unit)
Drop height, H	1600 (mm)
Impact velocity, v	5.6 (m/s)
Striking mass, M	500 (kg)
Kinetic energy, E_k	7848 (J)
Yield strength, σ_Y	335.9 (MPa)
Ultimate tensile strength, σ_T	417.0 (MPa)
Young's modulus, E	210,200 (MPa)
Hardening start strain, ϵ_{HS}	0.0223
Ultimate tensile strain, ϵ_T	0.1727
Fracture strain, ϵ_F	0.3811

6.3.3 충돌해석을 위한 유한요소 모델링

유한요소해석을 위한 실린더 FE 모델은 실험 모델과 일치하도록 Figure 6.7과 같이 외관 셸(Shell) 및 내부 스트링거(Stringer), 스티프너(Stiffener) 모두 4-노드 곡선 셸 요소(S4R)를 사용하여 모델링 하였다. 그리고 충돌체(Striker)는 R3D4(Rigid body with a 3D bilinear rigid quadrilateral element) 요소를 사용하여 단순한 형상의 강체로 모델링하였다. 실린더에 모델에 충돌하기 위해 500 kg의 질량으로 자유롭게 낙하하며, 압입면과 타격 격자간의 접촉 영역을 모델링하기 위해 Abaqus에서 일반 접촉으로 정의하고 접촉 제약 조건에 옵션의 페널티 알고리즘을 사용하여 정의하였다. 접촉마찰계수는 0.3으로 가정하였다.

유한요소해석시 요소의 크기에 따라 해석 결과의 편차가 크게 발생할 수 있다. 요소의 크기가 지나치게 크다면 구조물의 실제 거동을 올바르게 반영하지 못하며, 과도하게 작은 요소를 사용하면 셸 두께보다 작은 모서리 크기를 가진 요소를 생성하므로 접촉 계산에 문제가 발생하거나, 불필요한 해석 시간의 증가를 가져올 수 있다. 따라서 최적의 요소 크기를 선택하기 위해 모델링의 요소 크기를 변경해가며 수렴 테스트를 수행했으며 수렴성 검증을 실시한 결과, 대부분 영역 대한 요소 크기는 10 x 10 mm를 사용하였고 접촉 영역의 요소 크기는 외관 두께의 2배인 6 x 6 mm를 사용하였다. 해당 요소 사이즈는 변형된 실린더의 힘과 변위 응답을 정확하게 얻는데 적합하였다. 재료의 중첩을 피하기 위해 셸 요소의 표면은 바깥쪽으로 오프셋 되었다. 또한, 실험 모델의 바닥 용접 연결부의 경우 유한요소 모델링의 두께의 증가는 고려하지 않았으나, 연결부를 고정단으로 설정한 결과 시뮬레이션 결과에 오차를 발생시키지 않는 것을 확인하였다.

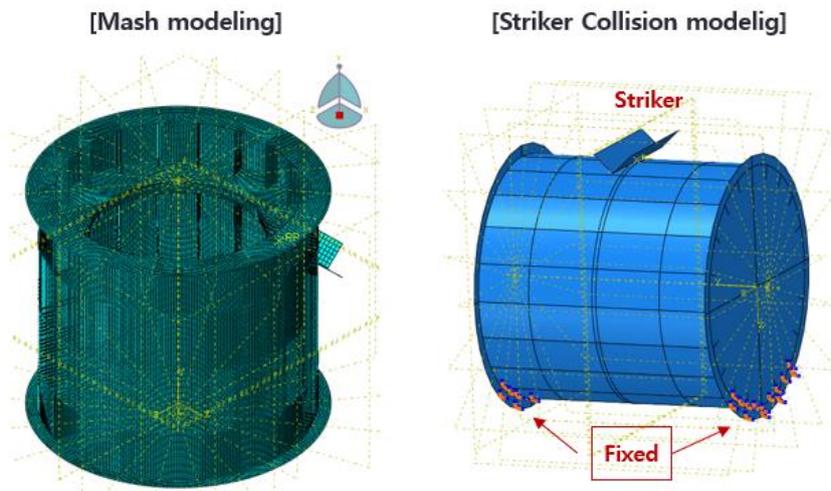


Figure 6.7 Finite element model for collision analysis

6.3.4 해석 결과 비교

앞 절에서 구축한 유한요소해석 모델을 상용 유한요소해석 소프트웨어인 ABAQUS의 Dynamic/explicit 모듈을 이용하여 비선형 유한요소해석을 수행하였고, 실험 결과와 비교 검증하여 큰 변형 및 충돌로 인한 접촉 조건에서 변형된 형상을 통해 증가응력 분포와 소성 변형의 범위를 Figure 6.8에 나타내었다. 또한, 충돌 실험을 통해 측정된 소성 변형량과 함께 수치해석 결과를 통해 계산된 변형값을 Figure 6.9에 나타내었으며, (a)는 실린더의 변형된 형상을 단면으로 나타낸 것이고, (b)는 최고 손상점에서 최대 변위의 시계열을 나타낸 것이다. 이 그래프를 통해 충돌체의 충격 후에 모델은 탄성 구간을 지나 영구변형에 도달하기까지 탄성적으로 진동함을 알 수 있다. Table 6.2와 같이 비선형 유한요소해석을 통해 산출된 수치결과는 실험모델에서 측정된 변형값인 36.80 mm 대비 더 큰 38.03 mm로 확인되었고 이는 3.34%의 편차를 보여준다.

실린더 모델에 대한 모형실험과 충돌해석 비교 검증을 통해 질량을 가지는 충돌체의 충돌하중에 대한 영향 분석을 유한요소법을 사용하여 수치적으로 평가하여 신뢰성을 확인했으며, 이를 부유식 해상풍력발전기의 충돌해석과 강도평가를 위한 연구에 활용하기에도 적절하다고 볼 수 있다.

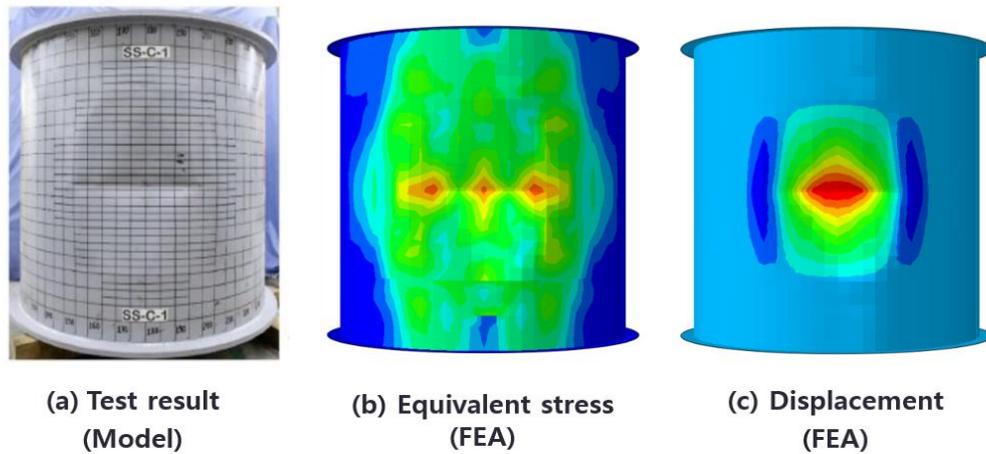


Figure 6.8 Test model and FE analysis results after impact [6-11]

Table 6.2 Comparison of the maximum displacement from numerical results with the test data

Description	Value (Unit)
Test data, d_{test}	36.80 (mm)
Numerical result, d_{FEA}	38.03 (mm)
Deviation, $(d_{FEA} - d_{test}) / d_{test} \times 100$	3.34 (%)

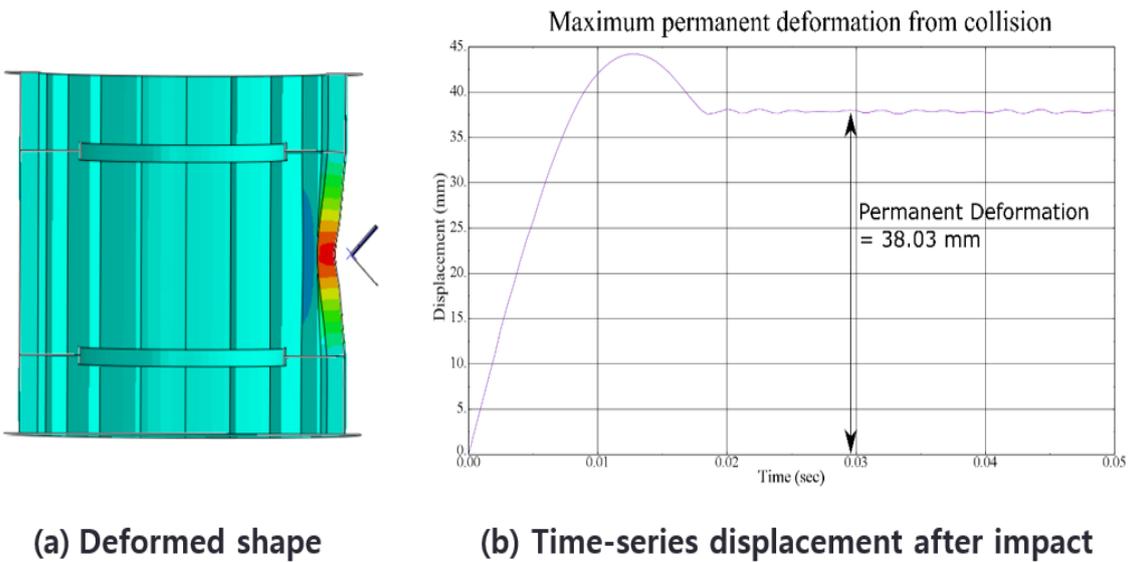
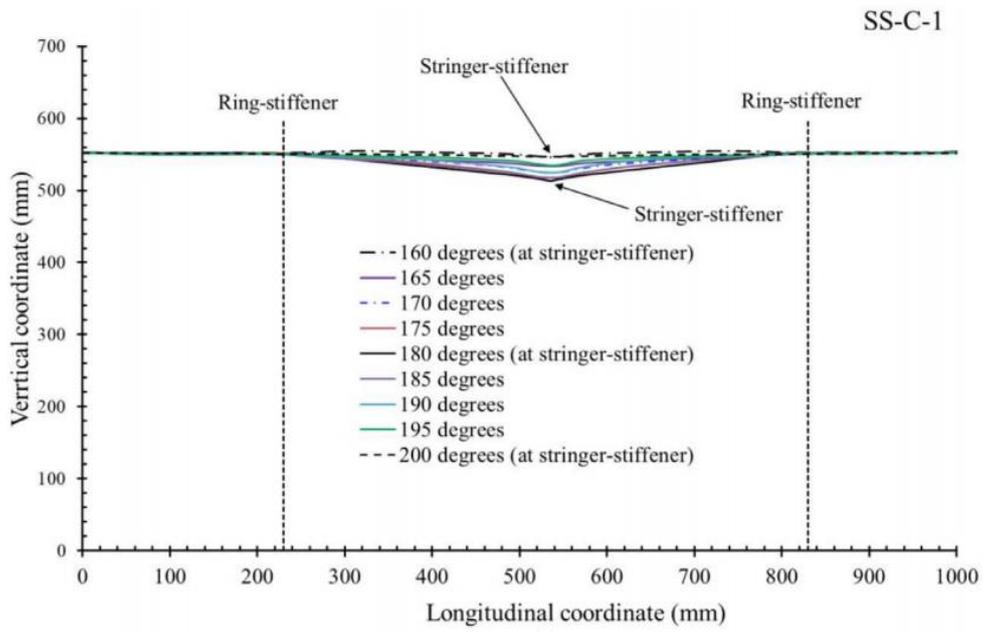


Figure 6.9 Measured longitudinal damage profile with model test & Predicted longitudinal damage profiles with Numerical result [6-11 & 12]

6.4 충돌손상 특성 및 파손에 대한 실험식

충돌은 구조물에 큰 충격력이 전달되어 소성변형이나 재료의 파손을 초래한다. 연강(Mild steel)과 같은 재료 손상의 경우 소성변형에서 시작하여 응력 및 탄성이 저하되며 손상이 표현된다. 본 연구에서 비선형 해석을 위해 활용한 ABAQUS/Explicit는 재료의 점진적인 탄성 및 소성반응을 재료의 손상되지 않은 변형으로 모델링하고, 파손은 요소 제거를 통해 모델링 한다. 식(6.1)에서와 같이 재료가 소성변형률(ϵ) 수준에 도달하면 강도가 저하되기 시작하여 파손시 유효소성변위(u)를 초과할 때까지 강도가 감소하게 된다. 그리고, 요소가 유효소성변위에 최종적으로 도달하게 되면 더 이상 하중을 전달할 수 없으므로 메쉬에서 제거된다.

$$u_f^{pl} = L \epsilon_f^{pl} \quad (6.1)$$

여기서,

u_f^{pl} : Strength until exceeding the effective plastic displacement

L : Characteristic length of the element

ϵ_f^{pl} : Equivalent plastic strain at complete failure.

해양구조물과 선박 충돌에 대한 손상을 평가하기 위하여 Quang T. D. et al. [6-13]은 횡보강 실린더와 종보강 실린더에 모델에 대해 충돌 실험을 수행하고 비선형 유한요소해석을 통하여 충돌손상 예측 실험식을 도출했다. 충돌손상 실험을 통해 변형량을 예측한 실험식을 횡보강 실린더에 대 식(6.2)와 종보강 실린더에 대해 식(6.3)으로 나타내었다. 충돌손상을 예측하기 위한 실험식의 매개변수는 형상계수, 충돌위치계수, 충돌각도계수 가 있으며, Figure 6.10은 충돌 스트라이커의 형상 중 엷지형 과 반구형 그리고 피라미드 모델의 예시를 보여준다. 해당 식으로 부터 충돌손상에 대한 변형량은 종보강 실린더가 더 작음을 알 수 있으며, 본 연구에서는 스파형 FOWT의 하부부유체의 구조를 종보강 형태로 설계하고 충돌체의 형상이 소성변형에 미치는 영향을 파악하여 선박 충돌에 대한 구조물의 강도를 높이고자 하였다.

횡보강 실린더,

$$\delta d = \frac{d}{R} = 4.91 C_S C_L C_\beta (\lambda_E)^{0.71} ; \text{Mean equation}$$

$$\delta d = \frac{d}{R} = 5.61 C_S C_L C_\beta (\lambda_E)^{0.71} ; \text{Design equation} \quad (6.2)$$

$$C_L = \text{Exp} \left(-1.55 \left(\frac{x}{L} \right)^{0.57} \right)$$

$$C_\beta = 0.139\beta^2 - 0.437\beta + 1$$

종보강 실린더,

$$\delta d = \frac{d}{R} = 3.59 C_S C_L C_\beta (\lambda_E)^{0.68} ; \text{Mean equation}$$

$$\delta d = \frac{d}{R} = 4.16 C_S C_L C_\beta (\lambda_E)^{0.68} ; \text{Design equation} \quad (6.3)$$

$$C_L = \text{Exp} \left(-9.91 \left(\frac{x}{L} \right)^{0.57} \right)$$

$$C_\beta = 0.114\beta^2 - 0.346\beta + 1$$

여기서,

C_S : Indenter shape factor

($C_S = 1$: Hemisphere indenter ; 0.81 : Knife-edge indenter ; 0.68: Rectangular indenter)

C_L : Impact location factor

C_β : Impact angle factor

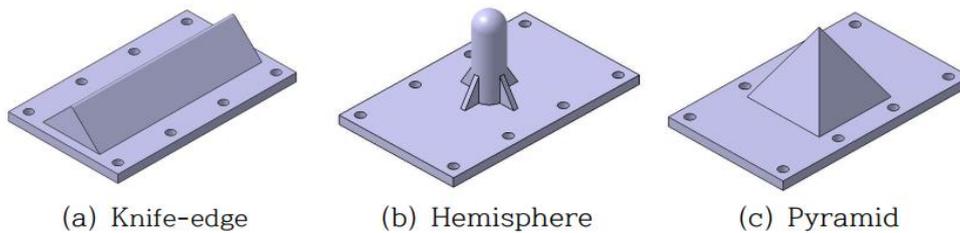


Figure 6.10 FE analysis model shape of striker [6-14]

6.5 보강판과 충돌체 형상이 소성변형에 미치는 영향

실험과 FE모델의 해석적 접근의 검증은 거친 후, 내부 보강판이 적용된 실린더형 구조 모델 해석을 통하여 충돌시 함몰부의 영구변형에 대한 보강판의 영향을 조사하였다. 또한, 엣지 형과 직사각 평면형과 같이 충돌체(Striker) 형상이 영구 변형에 미치는 영향도 함께 연구하여 선박의 종류와 충돌 방향에 따른 영향을 확인하고자 하였다. Figure 6.11의 (a)는 실험모델과 같은 동일한 초기 구조이며, (b)는 크로스 플레이트(Cross plate) 보강 및 엣지 스트라이커 구조, (c)는 크로스 플레이트 보강에 플랫(Flat) 스트라이커 형상에 의해 영향을 받는 구조이다. 세 가지 구성에 대한 유한요소 모델을 Figure 6.12에 나타내었다.

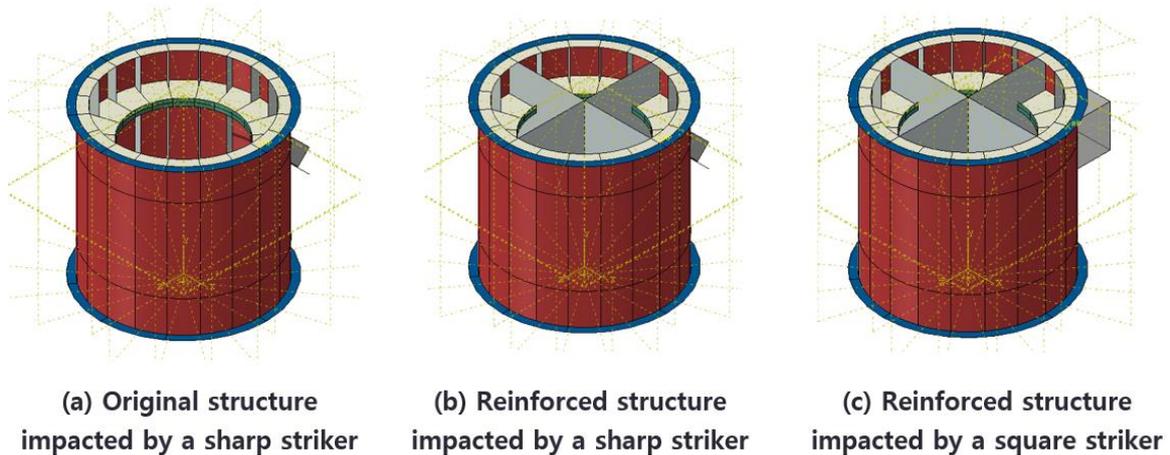


Figure 6.11 Illustrations of different model configurations

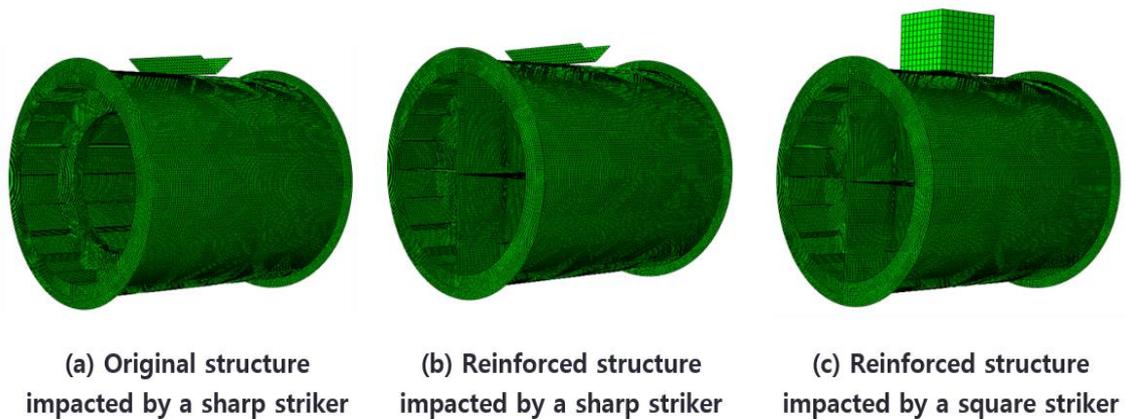


Figure 6.12 Finite element models

수치 해석된 변형과 응력분포를 Figure 6.13과 6.14에 도시하였으며, 각 구조 형상에서 계산된 영구 변형 값을 비교하여 Table 6.3에 나타내었다. 소성변형이 가장 큰 구조는 내부 보강이 없는 실린더 구조에 엷지형의 충돌체인 Case1 이며, 소성변형이 가장 작은 구조는 내부 보강이 있는 실린더 구조에 플랫폼형 충돌체인 Case 3이다. 해석 결과 Case 3 변형량의 감소가 Case 1 대비 64.31%를 보이는 것을 확인 할 수 있으며, 이는 구조물의 충돌변형을 방지하는데 내부 보강재의 위치가 중요한 역할을 하는 것을 알 수 있다. 따라서, 부유식 해상풍력발전기의 충격하중이 예상되는 부위에 해당 보강재를 배치한다면 구조물의 생존 능력을 높일 수 있을 것이다.

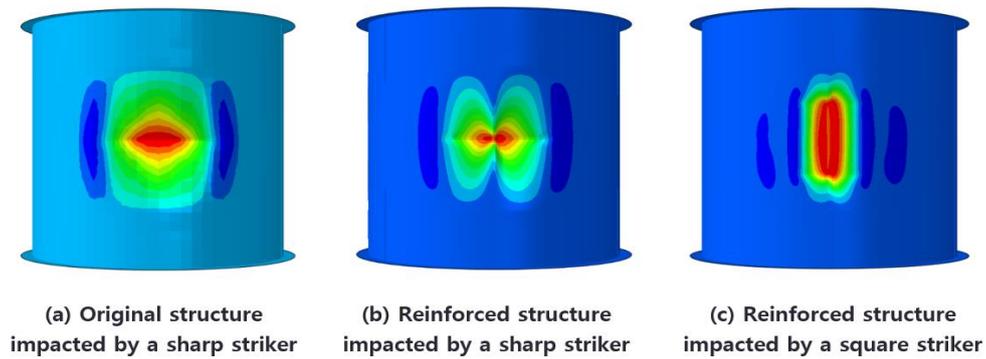


Figure 6.13 Visualization of deformation distribution

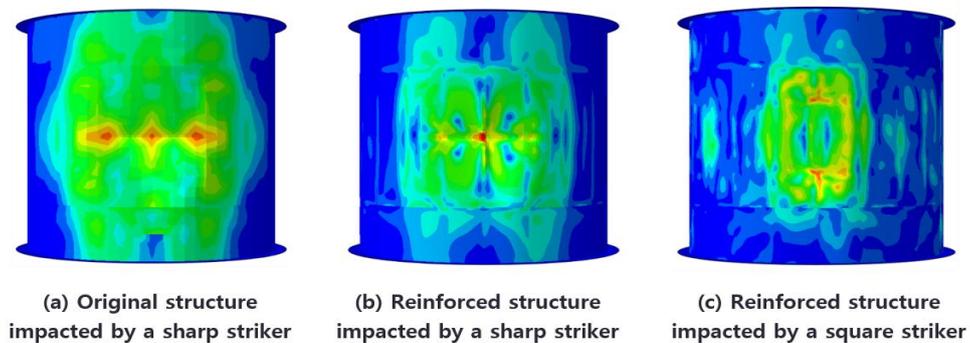


Figure 6.14 Visualization of stress distribution

Table 6.3 Comparison of the maximum displacement from numerical results

Plastic deformation	Case 1 (Original structure & sharp striker)	Case 2 (Reinforced structure & sharp striker)	Case 3 (Reinforced structure & square striker)
Numerical result	38.05 mm	35.54 mm	13.58 mm
Reduction	0 %	6.59 %	64.31 %

6.6 부유식 해상풍력발전기의 선박 충돌해석

6.6.1 선박 충돌 시나리오

소형 예인선에서부터 대형 크레인 설치 선박에 이르기까지 다양한 유형의 선박들이 해상풍력단지 주변을 항해하고 있다. 충돌손상은 구조물의 설계 단계에서 예상할 수 없는 사고이며 선박과의 충돌은 구조물의 기능 손실과 풍력단지에서는 대규모 사고를 유발할 수 있다. 선박과 충돌 사고에 대한 위험성 평가 선행연구로 Christensen et al. [6-15]은 해상풍력발전단지 해역 주변의 항로와 선박의 통행 자료를 이용하여 충돌 확률 및 위험성 분석을 수행하였다. Dai et al. [6-16]은 해상풍력발전기의 생애주기 동안 발생할 수 있는 선박 충돌 위험성 연구를 수행하였으며 풍력발전기에 접안을 하는 유지보수 선박 간의 충돌 영향을 조사하여 충돌에 대한 상세한 위험 평가 방법을 제시하였다.

부유식 해상풍력발전 시스템은 유지 보수를 제외하고 사람이 상주하지 않으므로 기존 해양구조물보다는 위험요인이 적을 수는 있으나, 선박과 충돌 발생의 위험성과 확률을 분석하자면 여러가지 시나리오 구성이 가능하다. DNVGL 규정을 참고하여 다음과 같은 위험 요소를 정의할 수 있으며 위험성 평가로부터 선박과 충돌이 발생할 수 있는 사고한계상태(ALS)를 수립할 수 있다.

- 기상조건 악화의 영향 (wind, wave, and current)
- 선박 또는 바지선의 통제 상실 (failure of propulsion or steering systems)
- 작업자 의사소통의 실패 (insufficient qualification of the staff, human error)
- 운송 및 설치방법의 잘못된 선택 (transport route, machinery, and equipment)

본 연구에서는 위험 요인에 대한 정량적 확률을 고려하기 보다는 사고 발생시 피해의 규모가 큰 위험에 대하여 시나리오를 수립하고 해석에 반영하였다. 선박 충돌 시나리오 수립을 위해서 해상풍력발전기 유지보수 과정에서 사용되는 선박들 중 CTV(Crew Transfer Vessels)와 같은 고속정은 자체 중량이 크기 않으므로 구조물에 미치는 충돌 영향이 작아 배제하였으며, Moulas et al.[6-5]의 연구 결과를 참조하여 비교적 대형 유지보수 선박에 속하는 4000톤급과 유사한 다멘 조선(Damen Shipbuilding)에서 개발한 해양 거주용 바지선(Offshore Accommodation Barge)을 충돌 대상선박으로 설정하였다.

선박의 주요 특성과 3차원 모델 형상은 Figure 6.15와 Table 6.4와 같다. 본 연구에서 선박 모델링은 앞서 충돌 해석법에서 가정한 것과 같은 방식으로 강체로 모델링하였으며, 부유식 해상풍력 하부구조물의 손상에 초점을 맞추고 있으므로 선박 자체의 손상에 대한 영향은 분석하지 않았다. 그러나 실제로 선박의 구조는 충돌하중으로 인해 변형될 수도 있으므로, 선박의 충돌 피해에 대한 평가는 향후 연구에서 다루고자 한다.

[Representative ship configuration]



[FE model]

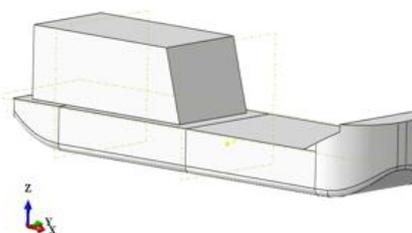


Figure 6.15 Representative ship configuration & FE model [6-17]

Table 6.4 Main properties of the vessels used in simulations

Description	Value (Unit)
Length overall	71.0 (m)
Beam overall	20.0 (m)
Depth at sides	6.0 (m)
Max. draught	3.5 (m)
Displacement	4000 (ton)

본 연구에서는 풍력발전기와 선박의 충돌에 대한 시나리오 설정을 위한 DNVGL 기준[6-18]을 따랐으며, 풍력발전기와 유지보수선박 사이의 접안은 부유체의 측면 방향으로 접안이 이루어지므로, Figure 6.16과 같이 충돌 방향을 배치하였다. 충돌 각도의 경우 내부 보강재가 있는 90도와 보강재가 없는 45도로 설정하였으며, 충돌 속도는 일반적인 접안 조건일 경우인 선속 1m/s와 우발적인 충돌의 경우의 3 m/s 속도로 시뮬레이션 하였다. 또한, 해석 시간을 줄이기 위하여 풍력발전기로부터 최대한 가깝게 위치시켰으며, 충돌해석 시간은 최소 3초로 설정하여 충돌 구역의 소성변형을 확인하였다.

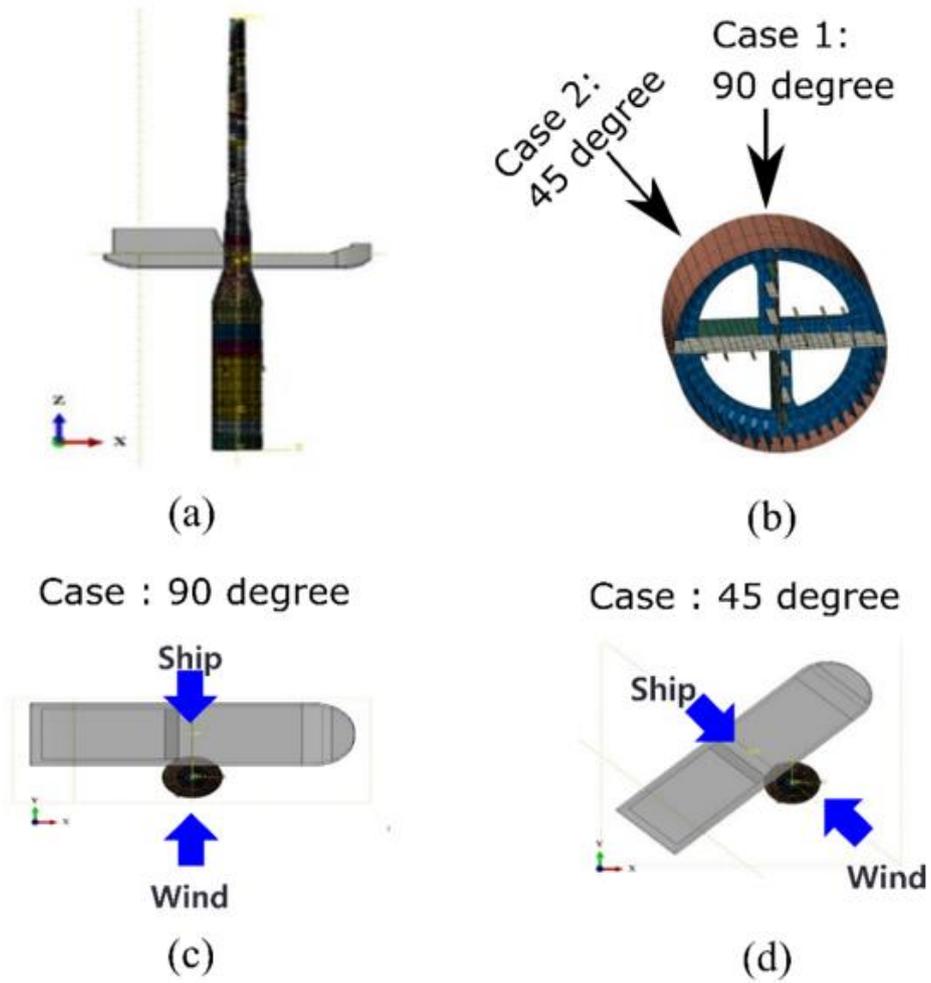


Figure 6.16 Illustration of collision scenario (90 degree and 45 degree)

6.6.2 충돌해석 결과

1m/s의 속도로 FOWT에 접근하는 선박의 3초 동안의 충돌 경로는 Figure 6.17과 같이 선박이 접근하는 측면방향이다. Figure 6.18의 그래프에서 스파형 부유식 풍력발전기는 선박과 충돌 시 타워 상부의 RNA의 질량효과로 인해 3초간의 짧은 충돌 시간에 작용하는 하중에도 충돌 방향으로 전후 진동과 압축 및 인장하중이 구조물에 반복적으로 동반됨을 알 수 있다. Case에 따른 응력 분포를 Figure 6.19에 나타내었으며, Cross-plate 등의 내부보강으로 인해 Case 1(90도 충돌)은 Case 2(45도 충돌)에 비해 변형 및 응력이 작음을 알 수 있다. 해당 결과의 평균 소성변형 및 응력 값은 Table 6.5에 나열하였다

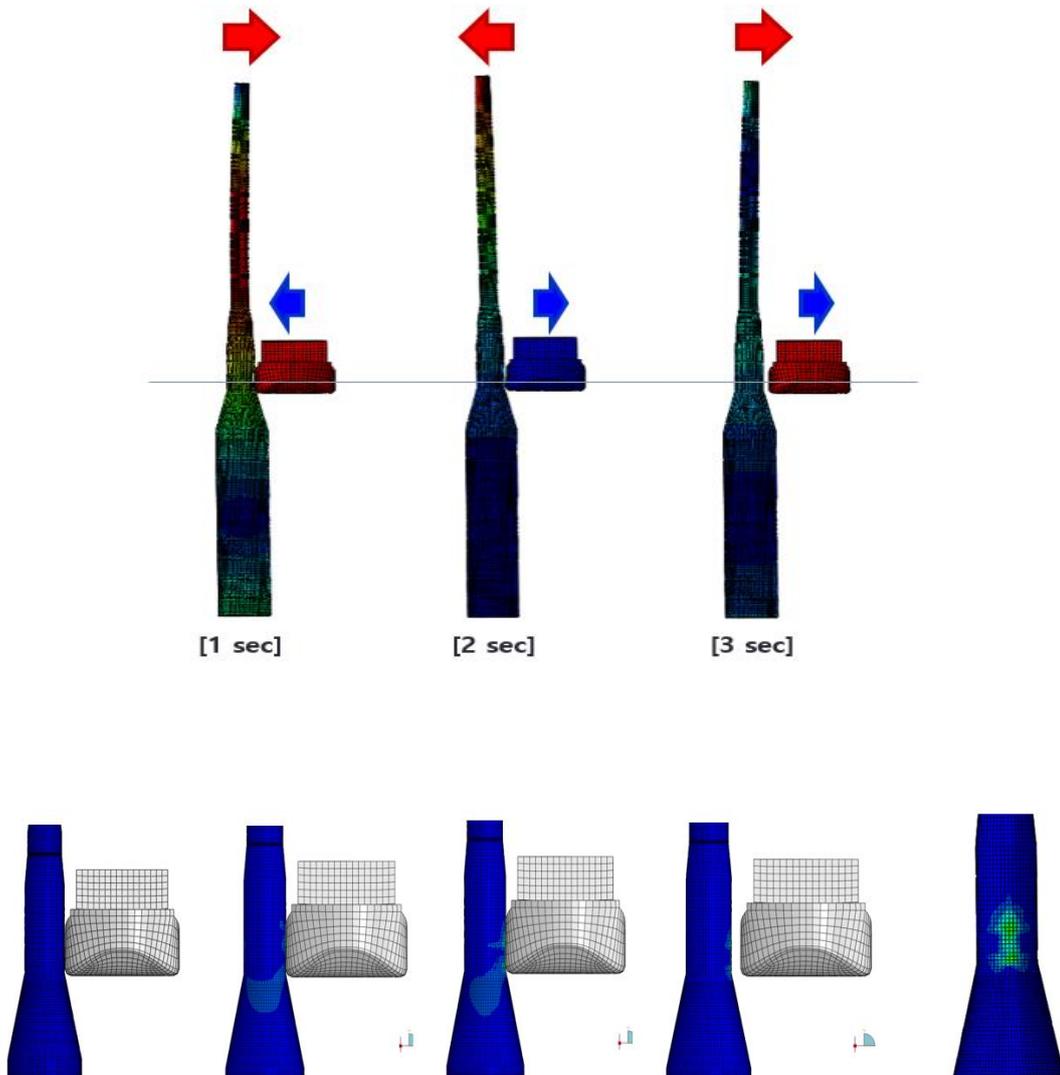


Figure 6.17 Illustration of time history collision simulation

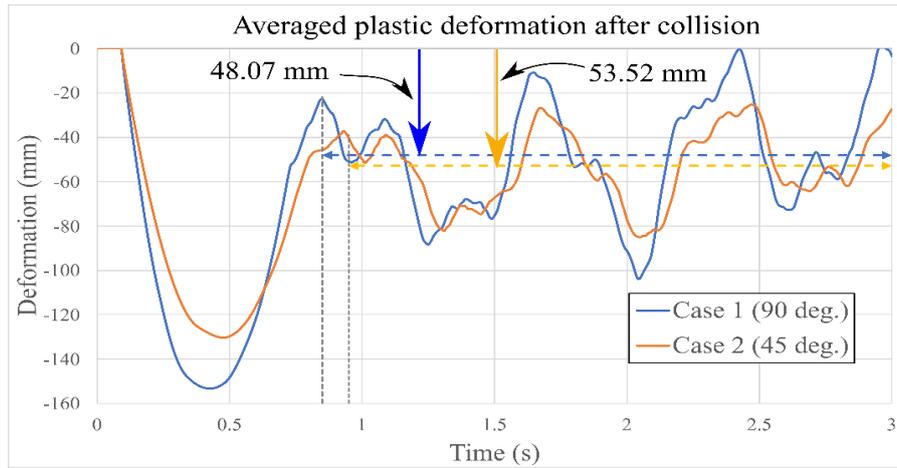


Figure 6.18 Comparison of time series deformation history after collision

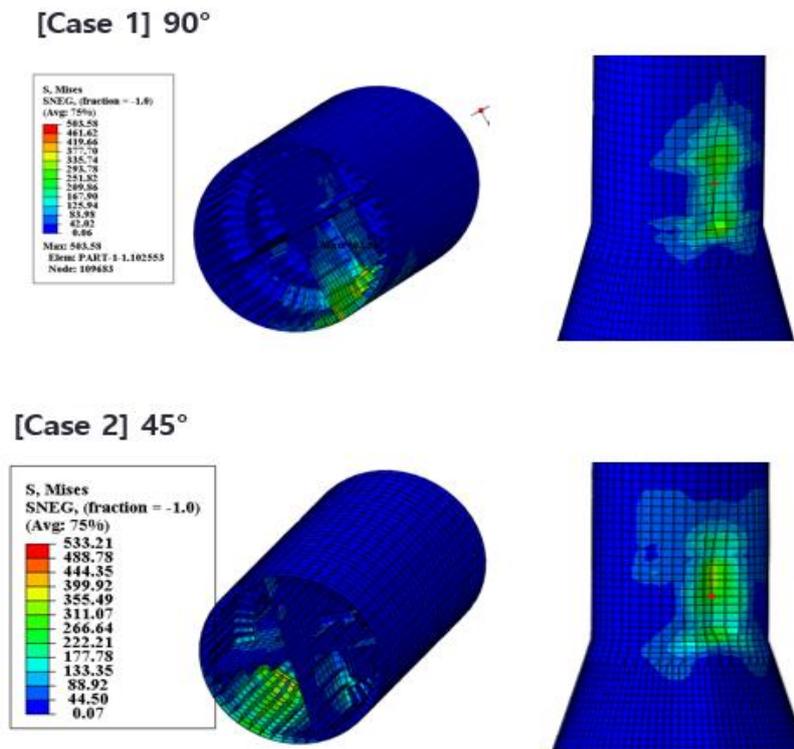


Figure 6.19 Comparison of the maximum equivalent stresses after collision

Table 6.5 Damage comparison according to the collision direction

Type	Case 1 (90 deg. collision)	Case 2 (45 deg. collision)
Plastic deformation	48.07 mm	53.52 mm
Von Mises Stress	503 MPa	533 MPa

DNVGL 기준에 따르면 우발적인 보트 충돌에 대한 설계를 위해 대상 선박의 속도는 2.0m/s 미만으로 가정해서는 안된다. 이를 고려하여 선박이 FOWT에 3m/s의 속도로 접근하는 충돌 시뮬레이션을 수행하였으며, RNA의 질량효과로 인한 충돌 방향으로 전후 진동의 경향을 충분히 반영하기 위하여 해석시간을 10초로 증가하여 수행하였다. 일반적으로 선박의 접근 구역은 구조물의 정해진 위치에 이루어 지며, 해당 구역은 충돌손상을 고려하여 보강재가 설치되어 있는 Case 1의 경우만 고려하였다. 따라서 Figure 6.20에 서는 3m/s의 속도로 FOWT에 접근하는 선박의 10초 동안의 충돌 경로를 나타내며, 충돌로 인한 손상 부위의 소성변형 구간 내 평균 변위는 Figure 6.21과 같이 430.1mm로 나타났다.

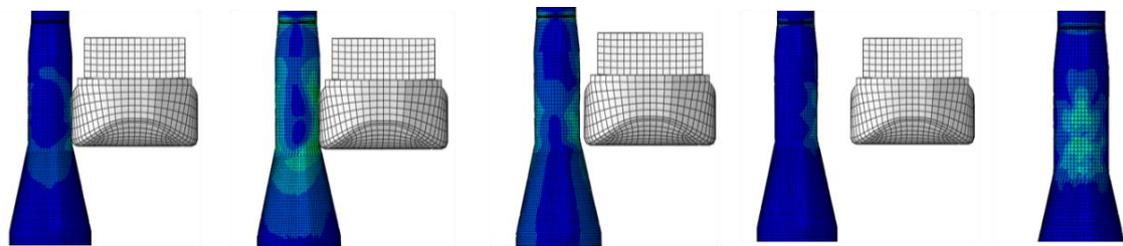


Figure 6.20 Illustration of time history collision simulation

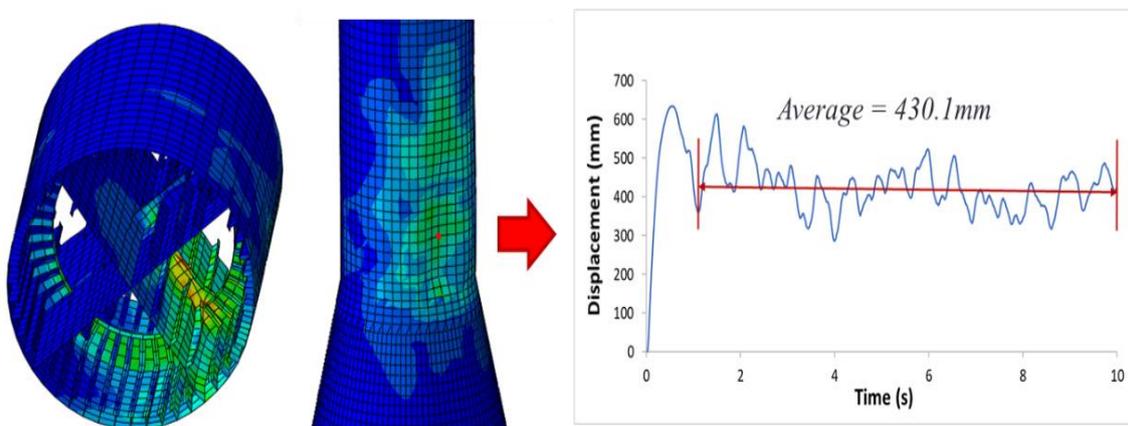


Figure 6.21 Time history of stresses and plastic deformation of a FOWTs during the collision by a ship with 3 m/s

6.7 충돌해석을 통한 잔류강도 평가

6.7.1 선박의 잔류강도 평가

충격하중을 고려한 구조설계 단계에서는 손상으로 인한 구조물의 강도저하를 충분히 고려하여야 하며, 충격하중에 의해 구조물이 파손되면 강도가 현저히 저하된다. 특히, 해상에서 장기간 한곳에 머무르는 해양구조물의 사고 발생시 사고로 인한 구조물의 파손부위의 보수가 용이하지 않기 때문에 초기 설계 단계부터 충격하중에 따른 구조물의 소성 변형 크기 예측이 충분히 고려되어야 한다. 선박이나 해양구조물에서 충돌이나 좌초 사고가 발생하면 구조물에 큰 변형률을 수반하는 소성변형 손상이 발생하고 경우에 따라 파단 손상이 발생할 수 있다. 이는 사고한계상태(ALS)와 극한한계상태(ULS)를 조합하여 순차적으로 적용함으로써 구조물의 안전성을 충분히 보장하고자 하는 방법이다.

Figure 6.22는 2013년 6월 싱가포르에서 사우디아라비아로 항해하던 대형컨테이너 선박의 중앙에 균열이 발생하였고, 선체가 둘로 갈라져 표류하다가 수심 3,000 m로 침몰하는 사고가 있었다. 대형컨테이너선 중앙부 파단사고에 관한 ‘대형컨테이너선 안전위원회 보고서’[6-19]에 따르면 운항 중 파랑하중의 영향(사고 당시 유의파고는 5.5m였으며, 남서풍의 Beaufort force 7 이었음)으로 외판의 국부적인 초기 손상이 구조물의 최대강도를 초과하게 되고, 결과적으로 선체 중앙부에 대한 전체 파절로 이어지는 것을 후속손상 FEM 분석을 통해 확인되었다. 이와 같이, 선박에서의 잔류강도 평가 방법은 충돌 손상 피해를 입은 선박 구조에 종방향 굽힘 모멘트를 가했을 때 구조물이 가지는 잔류 종강도를 평가하고 파괴 여부를 결정하는 방법으로 일반적으로 사용되어지고 있다.



Figure 6.22 Condition of The Ship at the time of the accident [6-19]

잔류 종강도는 일반적으로 선박이 충돌로 인해 심하게 손상되거나 좌초로 인해 침수 또는 전복될 때 악조건에서 주변 항만 또는 인근 해안으로 피난하기 위한 구조물의 최소 강도로 정의된다. 특히, 길이 방향으로 긴 선박이나 해양구조물의 경우 호깅(Hogging)과 새깅(Sagging)에 의한 종방향 굽힘 모멘트에 약하기 때문에 붕괴의 가능성이 커지므로 모멘트를 가지고 잔류 종강도를 평가하게 된다. 일반적으로 파손된 선체의 잔류강도 평가를 위해 사용되는 잔류 종강도 계산의 개략적인 과정은 Figure 6.23과 같다.

선박의 경우, 선급 및 강성규칙에 따르면 손상상태에서 선체거더 최종 굽힘 능력은 호깅 및 새깅 상태에서 충돌과 좌초에 규정된 손상상태를 검토하여야 하며, 모든 선체 횡단면에서의 손상상태의 최종 굽힘 능력은 잔류 종강도 평가 기준을 만족해야 한다고 명시되어 있다[6-20]. CSR-H(IACS, 2023)에서 제공하는 선박의 잔류 종강도 평가 기준은 식 (6.4)와 같다. 호깅 및 새깅 상태에서의 손상 선체에 작용하는 수직 굽힘 모멘트(M_D) 하중은 식 (6.5)와 같이 손상 후 침수 등으로 인한 손상 정수 굽힘 모멘트(M_{S-D})와 비손상 파랑 굽힘 모멘트(M_W)의 합으로 구성된다. 또한, 이때 부분 안전 계수를 각각 1.1 과 0.67 을 사용함으로써, 파랑 굽힘 모멘트에 대한 별도의 산정 없이 외력을 추정할 수 있게 개발되었다. 따라서 선박이 충돌이나 좌초에 의해 손상이 생겼을 때 최종 굽힘 능력(잔류 종강도)은 중립축 계수를 고려한 손상 후 굽힘 모멘트보다 크거나 같아야 한다. 즉, M_D 는 선박에 작용하는 외력(하중)을 의미하며 M_{UD} 는 선박이 가진 최종 굽힘 모멘트 능력(잔류 종강도)을 의미한다. 결국, 외력이 잔류 종강도 보다 크면 구조물이 파괴된다.

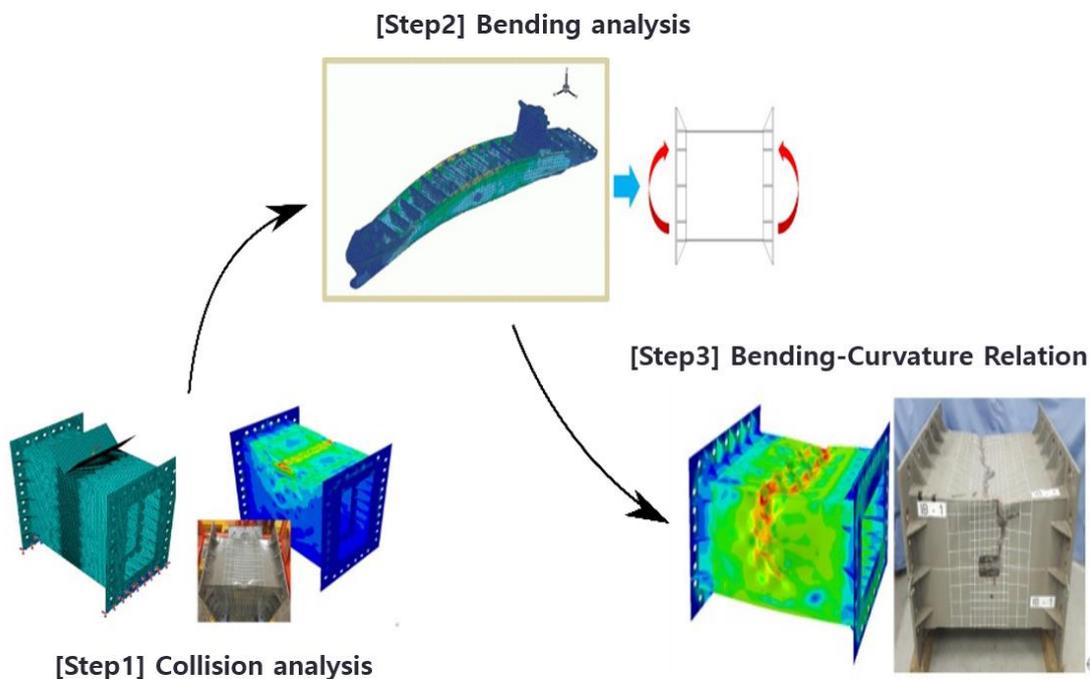


Figure 6.23 Schematic process of a residual longitudinal strength evaluation

$$M_D \leq \frac{M_{UD}}{\gamma_{RD} \cdot C_{NA}} \quad (6.4)$$

$$M_D = \gamma_{SD}M_{S-D} + \gamma_{WD}M_W \quad (6.5)$$

여기서,

M_D : 손상 후 굽힘 모멘트(kNm), 하중

M_{UD} : 손상 후 굽힘 최종 굽힘 능력(kNm), 잔류종강도

γ_{RD} : 잔류 종강도 부분 안전 계수(= 1.0)

C_{NA} : 중립축 계수, 충돌 및 좌초 손상에 대하여 각각 1.1 및 1.0 적용

M_{S-D} : 손상 정수 굽힘 모멘트(하중)

M_W : 비손상 파랑 굽힘 모멘트(하중)

γ_{SD} : 손상 후 정수 굽힘 모멘트에 대한 부분 안전 계수(= 1.1)

γ_{WD} : 손상 후 파랑 굽힘 모멘트에 대한 부분 안전 계수(= 0.67)

6.7.2 부유식 해상풍력발전기의 잔류강도 평가

극한한계상태(ULS) 설계는 구조물이 국부적인 항복으로부터 응력의 재분배 과정을 거쳐 전체적인 붕괴에 이르기까지의 거동을 고려함으로써 보다 실제적인 최대 하중 수용능력을 설계에 반영하고자 하는 방법이다. 부유식 해상풍력발전기의 하부구조물이 선박에 의해 파손된 경우 파손된 FOWT를 해안으로 운반하여 수리하거나 안전하게 현장 보수를 받기 위해 구조물이 일정 기간 동안 생존할 수 있는지 한계잔류강도를 평가하여야 한다. 대부분의 구조물은 제작, 운반 및 설치 과정에서 발생하는 잔류응력(Residual stress)의 영향으로 국부적인 항복(Local yielding)을 겪을 수 있다. 하지만, 설계하중보다 큰 하중이 작용하여 국부적으로 항복이 발생하더라도 강의 연성(Ductility)에 의한 응력의 재분배 효과로 모든 구조물이 붕괴하는 것은 아니다. 한계잔류강도는 구조가 변형될 때 손상될 때까지 얼마나 많은 하중을 견딜 수 있는지를 나타낸다. 본 연구에서는 선박의 충격하중에 의해 하부구조물이 일부 손상되더라도 상부의 풍하중과 하부구조물에 작용하는 해류 등의 지속적인 외부하중이 작용한다면 Figure 6.24와 같이 종방향 휨 모멘트 작용으로 인해 구조물 붕괴의 가능성이 높아질 수 있다.

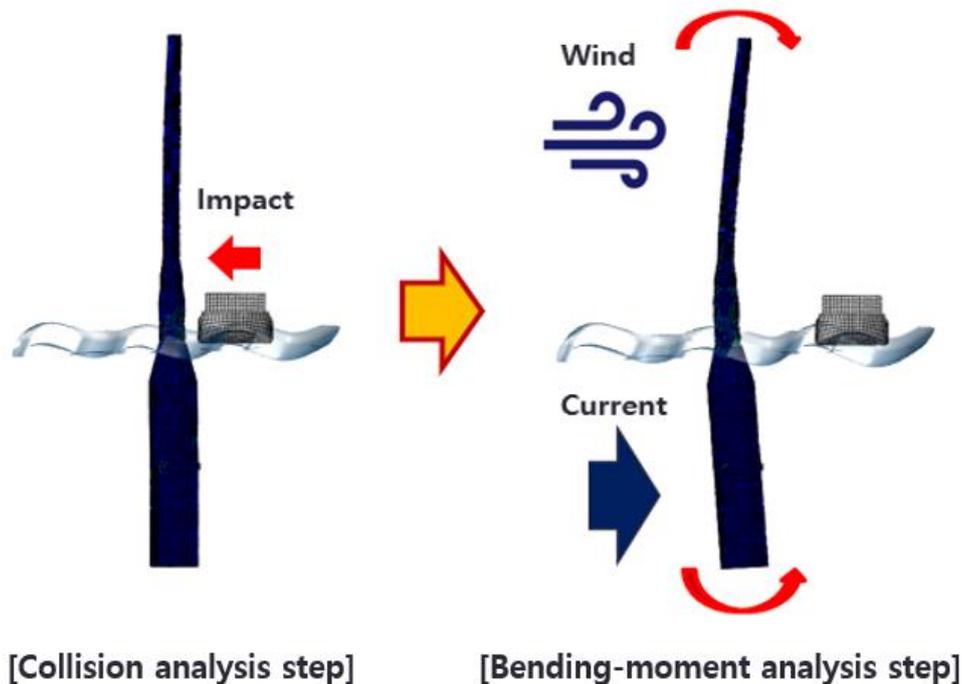
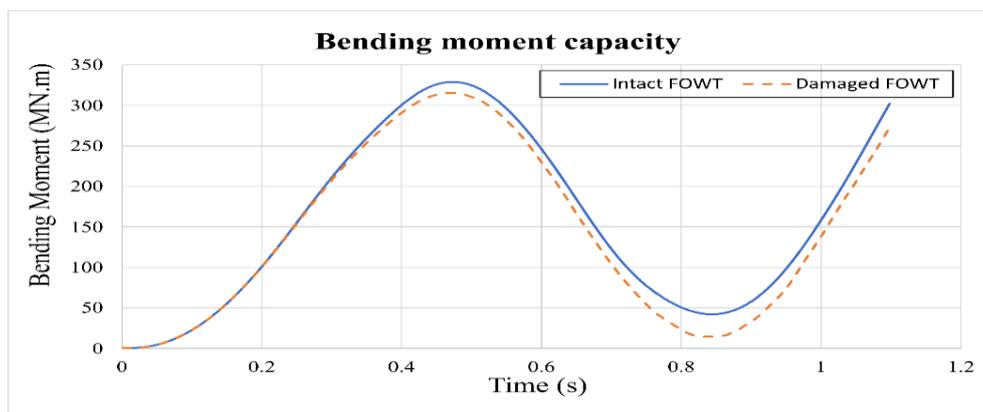


Figure 6.24 Residual longitudinal strength evaluation approach of damaged structure

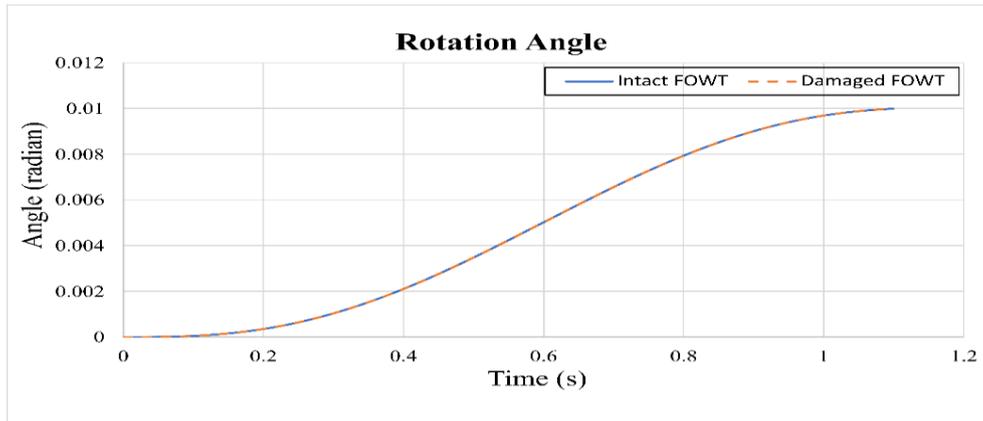
본 연구에서는 상용 유한요소해석 소프트웨어인 ABAQUS/Explicit을 이용하여 유지보수를 목적으로 해상풍력 유지보수선이 FOWT 측면에 접안할 경우 돌발적인 충돌로 인한 스파형 부유식 하부구조물의 충돌손상을 평가하였다. 여러 잔류 종강도 계산 방법 중 비선형 유한요소해석 방법이 ABAQUS에 구현되어 있으며, 이는 가장 신뢰할 수 있는 결과를 얻을 수 있고 붕괴 거동을 가시화할 수 있다는 장점이 있다. 3m/s의 속도로 바지선과 충돌하는 스파 구조물의 영구변형을 찾기 위해 기존에 수행한 충돌해석 방법을 활용하였고, 충돌 후 잔류강도를 평가하기 위해 굽힘 모멘트(Bending moment)와 곡률(Curvature)을 이용한 단순화된 평가방법을 적용하였다.

손상되지 않은(Intact) FOWT와 손상된(Damaged) FOWT의 굽힘 모멘트 용량, 회전각도 및 잔류강도를 ABAQUS로 해석하여 계산하였으며, Figure 6.25와 같이 해석 결과를 비교하였다. 3 m/s의 속도로 선박 접안 시 측면 충돌을 받은 FOWT 하부구조물은 비손상 상태에 비해 손상시 충돌 변형에 대한 잔류강도가 4.3% 감소함을 Table 6.6을 통해 알 수 있다.

현재 선박의 경우 IACS 공통구조규칙에 잔류강도를 평가하는 기준이 있지만 아직 부유식 해상풍력시스템의 하부 구조물의 잔류강도에 대한 평가기준은 확정되지 않았으며, 적용할 수 있는 규정이 없다. 그러나, 본 연구와 같은 잔류강도 평가 기법을 활용하여 부유식 해상풍력발전시스템의 구조강도 설계기준을 제시한다면, 도출된 잔류강도의 값을 기준으로 FOWT가 충돌손상을 입더라도 극한의 해양환경 조건에서 지속적으로 생존 또는 운영할 수 있는지 아니면 도크에 입거하여 바로 수리를 해야하는지 판단 여부를 결정하는데도 활용될 수 있을 것으로 판단된다.



(a) Bending moment comparison



(b) Rotation angle comparison

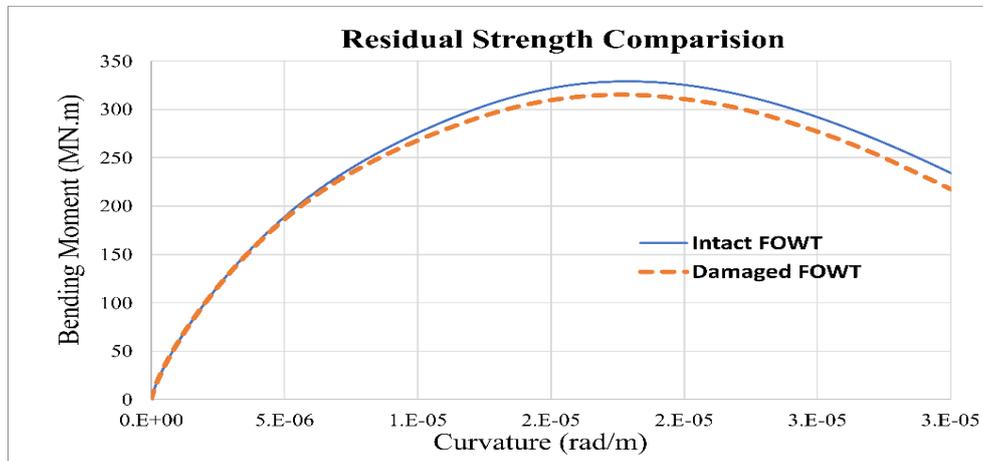


Figure 6.25 Comparison of residual strength values between intact FOWT and damaged FOWT

Table 6.6 Comparison of residual strength values between intact and damaged FOWT

Description		Value (Unit)
Bending Moment	Intact FOWT (M_{INT})	328.9 (MN.m)
	Damaged FOWT (M_{UD})	315.5 (MN.m)
Deviation, $(M_{INT}-M_{UD})/M_{UD} \times 100$		4.3(%)

제7장 결론 및 향후 연구

최근 지구온난화 문제 해결을 위한 국제사회의 노력과 함께 많은 국가와 기업들이 신재생에너지 개발을 통한 “탄소배출량 제로(Net-Zero)” 목표 달성을 위해 노력하고 있다. 그중 부유식 해상풍력발전시스템은 심해에 설치될 수 있으며, 더욱 안정적이고 강한 바람 자원을 활용함으로써 에너지 생산능력을 향상시킬 수 있다. 국내 부유식 해상풍력발전 산업은 2030년까지 발전용량 12-GW 목표 달성과 더불어 대규모 풍력단지 구성을 위해 대한민국이 보유한 세계적 수준의 조선소 설비 인프라를 활용하여 다양한 해상풍력발전기 하부구조의 개발 필요성이 더욱 부각되고 있다.

본 연구는 한국 동해안의 150 m 수심 해역에서 운용 가능한 5-MW급 스파형(Spar-Type) 부유식 해상풍력발전기의 구조형상을 구성하고, 극한의 해양환경 하중 및 운용 중 사고로 인한 하부구조의 손상 상태에서도 잔류강도 평가를 통해 구조적 신뢰성이 검증된 5-MW급 부유식 해상풍력발전기의 스파형 하부구조의 내구성 평가기법의 제안을 목표로 하였다.

먼저 한국 동해의 해양환경에 적합한 스파형 부유식 해상풍력발전기 전체시스템을 구성을 위해서는 통합연성해석을 수행해야 한다. 통합연성해석을 수행하기에 앞서 NREL 5-MW급 기준풍력발전기를 활용하여 고정식 풍력구조 대비 부유식 풍력의 구조강도 만족을 위해 타워를 재설계 하고 공진 발생의 유무를 확인하였다. 해당 과정은 NREL 기준풍력발전기를 사용하여 5-MW급 이상으로 확장할 경우 공진발생을 피하여 안정적인 풍력발전기 개발을 위해 반드시 검토되어야 한다. 또한 하부 부유체의 경우 설치해역의 수심 및 환경조건에 적합하도록 부유체의 구조형상 및 계류라인을 구성하였다. FOWT전체시스템 구성을 통해 도출된 모든 제원들은 FAST 통합연성해석을 위한 입력 값으로 사용되었으며, 정상상태 및 동적응답 분석을 통해 발전기의 작동성능 및 부유체의 모션에 따른 동적응답 확인을 통하여 구조설계를 위한 스파형 부유체의 최종 제원이 결정되었다. UOU-Spar 부유체는 수직의 실린더 형상을 통해 부력을 제공하며, 부력 중심보다 무게 중심을 아래에 배치하여 롤(Roll) 및 피치(Pitch) 모션의 안정성을 유지할 수 있다.

최종 형상이 결정된 UOU-Spar FOWT의 성능 및 내구성을 검증하기 위해서는 실제 설치될 지역의 극한 해양환경조건을 바탕으로 부유체의 동적응답 및 구조안전성이 확인되어야 한다. 대규모 부유식 해상풍력발전 단지 설치지역으로 가장 유력한 동해가스전 주변에 위치한 울산 해양기상부이에서 3년간 기록된 데이터로부터 50년 주기의 바람, 파도, 조류 등의 극한 해양환경조건을 도출하였다. 도출된 극한 해양환경조건들은 해외 기관의 데이터 비교 및 국내 연구 결과를 참조하였을 때 동해안에 기반의 FOWT의 초기 설계에 충분히 적용 가능한 수치로 확인되었다.

도출된 극한 해양환경 설계조건을 이용하여 FAST 통합연성해석을 통한 극한하중해석을 수행하여 부유체의 모션의 동적응답, 블레이드 루트 및 타워 베이스 모멘트 그리고 계류라인 장력을 구하였다. 해외에서 실증프로젝트를 통해 이미 상업용으로 운용중인 OC3 Hywind Spar와 극한해양환경에서 동적응답 비교를 통하여 시스템 설계 요구사항을 만족하는 것을 확인하였다. 그리고, 통합연성해석의 신뢰성을 높이기 위하여 본 연구를 수행하기에 앞서 IEC WindTask OC 프로젝트 국제공동연구 참여와 750-kW 반잠수식 FOWT의 수조모형시험 선행연구 경험을 바탕으로 모형시험과 해석 결과의 비교를 통해 모델링 접근 방식, 해석 결과의 불확실성에 대한 신뢰성을 검증하였다. 또한, 기존의 육상용 제어시스템을 부유식 풍력발전기에 맞는 제어시스템으로 전환하여 네거티브 댐핑 문제를 해결하고 정상상태 해석을 통한 FOWT의 작동성능 및 시스템의 구조적 안정성을 확보하였다.

동해의 극한 해양환경 설계조건을 적용하여 UOU-Spar FOWT의 하부구조의 상세 모델링 및 해석 과정을 제시했다. FEM 모델링을 통해 풍력 터빈 타워와 부유식 하부구조물의 볼트체결 연결을 적용한 3차원 구조의 유한요소 모델링을 구성했으며, 볼트 연결부의 경우 상세 해석결과를 도출하기 위해 요소유형에 따른 볼트연결의 민감도를 확인하고 해석 결과를 비교하였다. 정적 FE해석은 정수압, 부력, 중력에 의한 구조하중과 바람, 파도, 해류에 의한 극한환경하중 등의 외부하중을 적용하고, FAST 통합연성해석을 통해 도출된 동적응답의 가속도를 동적하중으로 유한요소 모델링에 적용하였고 계류 페어리드 끝단에 고정된 경계조건을 설정하였다. 정적해석을 위한 하중조건을 케이스로 통합연성해석을 통해 풍력발전기 주요 부위 및 6자유도 모션에 대한 동적응답이 최대값으로 도출되는 12가지 하중케이스를 설정하고, 동적응답을 스파형 하부구조의 유한요소해석 모델에 바람과 파도의 3가지 동일방향 조건으로 적용하였다. 해석 결과 UOU-Spar FOWT의 하부구조는 Von-Mises 기준에 따라 동해의 극한 한계를 견딜 수 있는 충분한 강도를 가지고 있음을 확인하였다.

풍력단지 내에서 스파형 하부구조물은 의도하지 않은 선박 충돌에 대한 손상을 받을 수 있으며 파손된 구조물은 잔류강도가 줄어들 수 있다. 따라서, 충돌 후 영구변형을 계산하기 위하여 충격하중을 받는 스파 구조의 일부를 나타내는 실린더형의 유한요소 모델링을 구성하고 충돌 모형실험과 ABAQUS 유한요소해석 결과 비교를 통해 충돌해석의 신뢰성을 확보하였다. 또한 선박과의 충돌 시나리오 설정을 위해 실린더 구조 내부 보강재와 스트라이커 형상에 따른 영향을 해석하여 적용하였다.

수치해석 결과와 실험 데이터의 검증을 바탕으로 선박과 충돌하는 스파형 하부구조물의 영구 손상을 계산하고, 잔류강도를 평가하기 위해 풍력발전기 잔류 종강도 계산을 위한 접근법을 구현했다. 스파 구조에 대한 선박의 충돌을 모델링하기 위해 풍력터빈과 마지선 사이의 정박은 부유체의 측면으로 이루어지기 때문에 선속 1m/s에서 45도 및 90도 방향의 두 가지 충돌 시나리오를 적용하였다. 그 결과 스파형 부유식 풍력발전기는 선박 충돌 시 타워 상부의 RNA의 질량효과로 인해 충돌 방향으로 전후

진동이 동반되고 구조물에 압축과 인장하중이 반복적으로 발생하는 것으로 나타났다. 또한, 내부 크로스 플레이트 등의 보강으로 인해 보강판에 직접 충돌하는 Case 1(90도 충돌)의 경우 Case 2(45도 충돌)에 비해 평균 변형이 적고 등가 응력이 낮은 것으로 나타났다. DNVGL 기준에 따른 선박의 우발적 충돌에 대한 설계를 위해 90도 방향에서 선박 속도 3m/s의 충돌 시나리오를 적용하여, 구조물의 영구손상이 굽힘 모멘트로 인한 외력 발생시 FOWT 전체시스템의 잔류 종강도의 감소에 얼마나 영향을 미치는지 평가하였다. 손상된 하부구조의 잔류강도 계산은 굽힘 모멘트 용량과 손상 구조의 곡률간의 관계를 기반으로 충돌로 인한 최종 잔류 종강도를 계산하였고 3m/s 속도의 선박이 플로터와 충돌할 경우 잔류강도가 4.3% 감소되는 것으로 해석을 통해 확인되었다.

현재까지 부유식 해상풍력시스템의 하부구조의 잔류강도에 대한 평가기준은 확정되지 않았으며, 적용할 수 있는 규정이나 지침이 없다. 그러나 선박의 경우, 선급 및 강성규칙에 따르면 손상상태에서 선체거더 최종 굽힘 능력은 호킹 및 새깅 상태에서 충돌과 좌초에 규정된 손상상태를 검토하여야 하며, 모든 선체 횡단면에서의 손상상태의 최종 굽힘 능력은 잔류 종강도 평가기준을 만족해야 한다고 명시되어 있다. 특히, 길이 방향으로 긴 선박이나 해양구조물의 경우 호킹과 새깅에 의한 종방향 굽힘 모멘트에 약하기 때문에 붕괴의 가능성이 커지므로 모멘트를 가지고 잔류 종강도를 평가할 수 있다. 스파형 부유식 하부구조물 역시 선박의 충격하중에 의해 구조의 일부가 손상되면 상부의 풍하중과 하부구조에 작용하는 해류 등의 지속적인 외부하중의 작용으로 종방향 굽힘 모멘트로 인해 구조물 전체가 붕괴될 가능성이 있다. 따라서, 본 연구의 잔류강도 평가 기법을 활용하여 FOWT의 잔류강도 평가에 대한 설계기준을 제시를 통하여 FOWT가 국부적인 충돌손상을 입더라도 극한의 해양환경 조건에서 지속적으로 생존 또는 운영할 수 있는지, 아니면 도크에 입거하여 바로 수리를 해야 하는지에 대한 판단 여부를 결정하는데도 충분히 활용될 수 있을 것이다.

본 연구를 통해 부유식 해상풍력발전기 스파형 하부구조에 적용할 수 있는 극한 해양환경조건의 산출 및 정적하중과 동적하중 조합을 통한 유한요소 해석기법, 그리고 충돌해석을 통한 잔류강도 평가기법 연구들을 수행하였다. 특히, 잔류강도는 구조물이 충돌로 인해 손상되었을 때 유지보수를 위한 최소한의 강도로 정의될 수 있으며, 본 연구 결과를 바탕으로 부유식 해상풍력발전기에 적용할 수 있는 충돌손상 및 잔류강도 평가지침 제정되어 손상허용설계 적용이 가능한 하부구조 설계 및 내구성 평가가 수행될 수 있기를 기대해 본다.

향후 연구에서는 10-MW급 이상의 대형 반잠수식 및 TLP 등 다양한 형상의 부유식 하부구조 설계 및 수조 모형시험을 통해 해석의 신뢰성을 높이고 내구성 평가 적용의 가능 범위를 확장하고자 한다. 또한, 충돌 해석 시 선박구조를 함께 모델링하여 선박의 충돌손상 피해도 동시에 평가할 수 있도록 연구를 수행해 나갈 예정이다.

논문사사 및 참고문헌

본 연구는 정부(산업통상자원부)의 제원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 과제(20163010024620), (20183010025280), (20183010025270)의 지원을 받아 수행된 연구입니다.

참고문헌

[1-1] 관계부처합동, 전 지구 기온편차분포, 2019년 이상기후보고서, Image from <https://climate.copernicus.eu/press-releases>, (2019) pp. 83.

[1-2] 진형모, 한국해양수산개발원, 탈탄소 수소경제시대 지역경제 살리기와 해양산업, 에너지전환의 필요성, MacNet 2020 국회정책세미나 발표자료, Image from <https://unststs.un.org/sdgs/report/2020/goal-13>, (2020).

[1-3] 한국환경보전원, 국가 온실가스 통계(1990년~2020년), 우리나라의 4대 기후변화 지표, 탄소중립 정책 포털, <https://www.gihoo.or.kr/netzero/>, (2023).

[1-4] IEA, International Energy Agency, World primary energy demand by fuel and CO2 emissions by scenario, World Energy Outlook 2019, (2019) pp. 35~80.

[1-5] IRENA, International Renewable Energy Agency, A summary of reaching zero with renewables, Summary, (2020).

[1-6] Eurostat, Share of energy from renewable sources in the EU member states, <http://ec.europa.eu/eurostat>, (2023).

[1-7] 한국에너지공단 신재생에너지센터, 2018년 신재생에너지 보급통계, (2019) pp.15~19.

[1-8] S. Grandum, Hydrogen Value Chain, Norway's contribution to blue and green hydrogen value chains, Image from Equinor ASA, (2020).

[1-9] G. Nikitas, S. Bhattacharya, N. Vimalan, Future Energy, Wind energy (3rd ed.), Elsevier, ISBN 9780081028865, <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-102886-5.00016-5>, (2020) pp. 331-355.

[1-10] R. Mckenna, S. Hollnaicher, P. Ostman v. d. Leye, W. Fichtner, Cost-potentials for large onshore wind turbines in Europe. Energy, Volume 83, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.02.016>, (2015) pp. 217-229.

- [1-11] GWEC, GLOBAL WIND ENERGY COUNCIL, GLOBAL OFFSHORE WIND REPORT 2022, New offshore installations, (2022) pp. 54 & 97.
- [1-12] 한국풍력산업협회, Annual Report on Wind Energy Industry in Korea, (2020).
- [1-13] 수협중앙회, 해상풍력 발전사업 현황, 어업활동보호구역에 설치 추진 중인 해상 풍력발전사업, 보도자료, (2022.10.3).
- [1-14] 한국석유공사, 동해-1,2 가스전현황, KNOC, https://www.knoc.co.kr/sub03/sub03_1_4_1.jsp, (2023).
- [1-15] WindEurope, Wind Energy in Europe in 2019 – Trends and Statistics. <https://windeurope.org/about-wind/statistics/european/wind-energy-in-europe-in-2019/>, (2020).
- [1-16] M. Kreider, F. Oteri, A. Robertson, NREL Webinar, Offshore Wind Energy: Technology Below the Water, National Renewable Energy Laboratory, NREL/PR-5000-83142, Illustration by Joshua Bauer, NREL 49055, (2022).
- [1-17] O. Edenhofer et al, IPCC Special Report on Renewable Energy Sources and Climate Change Mitigation, Cambridge University Press, (2012).
- [1-18] M. Arshad, B. C. O’Kelly, Offshore wind-turbine structures: A review. Proceedings of the Institution of Civil Engineers. Energy, Volume 166, <https://doi.org/10.1680/ener.12.00019>, (2013) pp. 139-152.
- [1-19] K. A. Abhinav, N. Saha, Dynamic Analysis of an Offshore Wind Turbine Including Soil Effects. Procedia Engineering, Volume 116, ISSN 1877-7058. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.08.261>, (2015) pp. 32-39.
- [1-20] P. Plodpradit, V. N. Dinh, K. D. Kim, Coupled Analysis of Offshore Wind Turbine Jacket Structures with Pile-Soil-Structure Interaction Using FAST v8 and X-SEA. Applied Sciences, 9(8), 55. <https://doi.org/10.3390/app9081633>, (2019).
- [1-21] I. W. Chen, B. L. Wong, Y. H. Lin, S. W. Chau, H. H. Huang, Design and Analysis of Jacket Substructures for Offshore Wind Turbines. Energies, 9(4), 264. <https://doi.org/10.3390/en9040264> (2016).
- [1-22] Equinor, Statoil, Hywind Scotland Pilot Park, Offshore wind in Equinor <https://www.equinor.com/energy/offshore-wind>, (2016).
- [1-23] 윤영중, 김종길, 부유식 해상풍력기술의 이해와 상용화를 위한 고려, (2019)
- [1-24] WindFloat Atlantic Project, <https://www.windfloat-atlantic.com> (2023).
- [1-25] Bw-ideol, <https://www.bw-ideol.com/en/floatgen-demonstrator> (2023).
- [1-26] Hexicon, <https://www.hexicongroup.com/> (2023).
- [1-27] GICON SOF, <http://www.gicon-sof.de/en/sof1.html> (2023).

- [2-1] IEC, Wind energy generation systems-Part 3-2: Design requirements for fixed offshore wind turbines, IEC 61400-3-1, Edition 1.0, (April 2019).
- [2-2] T-T. Tran, D-H. Kim, The platform pitching motion of floating offshore wind turbine: A preliminary unsteady aerodynamic analysis. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics. 142. 10.1016/j.jweia.2015.03.009. (2015).
- [2-3] GL, Guideline for the Certification of Offshore Wind Turbines Edition 2012, (2012) pp. 4-65~66.
- [2-4] J. Jonkman, S. Butterfield, W. Musial, and G. Scott, Definition of a 5-MW Reference Wind Turbine for Offshore System Development, Technical Report NREL/TP-500-38060, (February 2009).
- [2-5] 에이스엔지니어링, 5MW급 부유식 대형 해상풍력 발전시스템 설계기술 개발, 산업기술혁신사업 에너지기술개발사업, 산업부, 과제번호 20183010025270, (2018~2020)
- [2-6] B. Jonkman, J. Jonkman, FAST v8.15.00a-bjj, National Renewable Energy Laboratory, April 13, (2016).
- [2-7] J. B. Kim, H. Shin, Resonance Analysis According to The Initial Design for Floating Offshore Wind Turbine, 풍력에너지저널, 제9권, 제4호, (2018) pp. 57~64.
- [2-8] D. Lombardi, S. Bhattacharya, D. M. Wood, Dynamic soil-structure interaction of monopile supported wind turbines in cohesive soil, Soil Dynamics and Earthquake Engineering, (2013) pp.165~180.
- [2-9] G. S. Bir, User's Guide to MBC3: Multi-Blade Coordinate Transformation Code for 3-Bladed Wind Turbines, NREL/EL-500-44327, National Renewable Energy Laboratory, (2010).
- [2-10] J. Jonkman, Definition of the Floating System for Phase IV of OC3; Technical Report NREL/TP-500-47535; National Renewable Energy Laboratory-NREL, Golden, CO, USA, (2010).
- [2-11] 김성훈, 이인혜, 현대중공업, Intact & Damage Stability Report - SPAR (5MW Floating Offshore Wind Turbine System, (2020).
- [2-12] 박세완, 김경환, 선박해양플랜트연구소, 5MW급 부유식 해상풍력 발전시스템 계류시스템 기본설계, 국책과제 정기회의, 5MW급 부유식 대형 해상풍력 발전시스템 설계기술 개발, (2019).
- [2-13] API, Design and Analysis of Station keeping Systems for Floating Structures (3rd Edition). API RP 2SK, (October 2005).
- [3-1] 기상청, 해양기상부이, 기상데이터 설명자료, (2015)

[3-2] 유영재, 울산대학교, 울산 앞바다의 환경조건을 적용한 부유식 해상풍력발전시스템의 부유체 비교연구, 공학석사학위논문, (2020).

[3-3] 기상청, 기상자료개방포털, <https://data.kma.go.kr/cmmn/main.do> (2020).

[3-4] 안전행정부, 국가정보자원 개방공유체계 구축활용가이드, 해양관측자료(부이, 등표, 파고부이) 월값(월보), DV_0501, (2016).

[3-5] IEC, Wind energy generation systems-Part 3-1: Design requirements for fixed offshore wind turbines, IEC 61400-3-1, Edition 1.0, (April 2019).

[3-6] K. Ha, J-B. Kim, Y. Yu, H-S Seo, Structural Modeling and Failure Assessment of Spar-Type Substructure for 5 MW Floating Offshore Wind Turbine under Extreme Conditions in the East Sea, Energies, 14, 6571, <https://doi.org/10.3390/en14206571>, (2021).

[3-7] S. T. Jeon, J. D. Kim, H. Y. Cho, 한국연안 심해설계사고의 극치분포 특성, 한국해양공학학회지, 제16권 제3호, (2004).

[3-8] European Commission, “Deliverable 1.1 Oceanographic and meteorological conditions for the design”, LIDES50+, (October 2015).

[3-9] 한국해양과학기술원, “전국 심해설계과 산출 연구 용역보고서”, BSPG48430-11742-2, (2016).

[3-10] 국립해양조사원(KHOA), 2017 국가해양관측망 연간백서, 11-11 92136-000032-01, (2018) pp.314-316.

[3-11] 국립해양조사원, 실시간 고조정보 서비스, www.khoa.go.kr/hightide

[3-12] 국립해양조사원, 2019 고조정보 전망보고서, (2018) pp.15-20.

[4-1] D. Matha, Model Development and Loads Analysis of an Offshore Wind Turbine on a Tension Leg Platform, with a Comparison to Other Floating Turbine Concepts, NREL/SR-500-45891, (2009).

[4-2] J. Jonkman, CAE Tool Overview, NREL Wind Turbine Modeling Workshop, September 11-12, (2014).

[4-3] 임춘규, 울산대학교, 저진동 표류력을 고려한 다점 계류된 선박에 대한 운동해석, 공학석사 학위논문, (2001).

[4-4] J. Laino, A. C. Hansen, USER'S GUIDE to the Wind Turbine Aerodynamics Computer Software, AeroDyn 12.50, (2002).

[4-5] J. Moriarty, A. C. Hansen, AeroDyn Theory Manual (NREL/TP-500-36881). Renew. Energy (2005).

- [4-6] J. Jonkman, TurbSim User's Guide v2. 00.00. National Renewable Energy Laboratory (2014).
- [4-7] J. Jonkman, Overview of the ServoDyn Control & Electrical-Drive Module, NREL Wind Turbine Modeling Workshop, (2014).
- [4-8] J. Jonkman, Overview of the ElastoDyn Structural-Dynamics Module, NREL Wind Turbine Modeling Workshop, (2014).
- [4-9] J. Jonkman, Overview of Offshore Features of FAST – HydroDyn, SubDyn, & MAP, NREL Wind Turbine Modeling Workshop, (2014).
- [4-10] M. Hall, MoorDyn User's Guide, Department of Mechanical Engineering, University of Maine, (2015).
- [4-11] M. Hall, A. Goupee, Validation of a lumped-mass mooring line model with DeepCwind semisubmersible model test data. *Ocean Eng.* (2015).
- [4-12] F. Wendt, A. Robertson, J. Jonkman, Verification and Validation of the New Dynamic Mooring Modules Available in FAST v8, Presented at the Twenty-sixth International Ocean and Polar Engineering Conference (ISOPE), (2016).
- [4-13] DNVGL, Recommended Practice, Coupled analysis of floating wind turbines, DNVGL-RP-0286, (2019).
- [4-14] J. Jonkman, Definition of the Floating System for Phase IV of OC3; Technical Report NREL/TP-500-47535; National Renewable Energy Laboratory-NREL, Golden, CO, USA, (2010).
- [4-15] A. Robertson, J. Jonkman, M. Masciola, Definition of the Semisubmersible Floating System for Phase II of OC4; Technical Report NREL/TP-5000-60601; National Renewable Energy Laboratory-NREL, Golden, CO, USA, (2014).
- [4-16] A. Robertson, F. Wendt, J. Jonkman, W. Popko et al, OC5 Project Phase II: Validation of Global Loads of the DeepCwind Floating Semisubmersible Wind Turbine. *Energy Procedia* 137, (2017) pp. 38-57.
- [4-17] A. Robertson, P. Mucha, NREL, OC6 – Phase I CFD Group Kick-off (2018).
- [4-18] H. Shin, Model Test of the OC3-Hywind Floating Offshore Wind Turbine. Twenty-first Int. Offshore Polar Eng. Conference, (2011).
- [4-19] H. Shin, P.T. Dam, K.J Jung, J. Song, C. Rim, T. Chung, Model test of new floating offshore wind turbine platforms. *Int. J. Nav. Archit. Ocean Eng.* 5, 199-209, <https://doi.org/10.2478/IJNAOE>, (2013).
- [4-20] H. Ahn, H. Shin, Model test & numerical simulation of OC3 spar type floating offshore wind turbine. *Int. J. Nav. Archit. Ocean Eng.*, (2017).
- [4-21] H. Shin, B Kim, P.T. Dam, K. Jung, Motion of OC4 5MW Semi-submersible

Offshore Wind Turbine in irregular waves, Paper OMAE2013-10463 Proceedings, 32nd Int. Conf. on Ocean Offshore & Arctic Eng. (OMAE 2012), Nantes, France, (2013).

[4-22] J. Kim, H. Shin, Validation of a 750 kW Semi-submersible Floating Offshore Wind Turbine Numerical Model with Model Test Data, Part II: Model-II, International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering, (2019).

[4-23] 황병선, 최신풍력터빈의 이해, 아진, (2020).

[4-24] J. Jonkman, S. Butterfield, W. Musial, and G. Scott, 2009, Definition of a 5-MW Reference Wind Turbine for Offshore System Development, NREL/TP-500-38060

[4-25] G. Ramachandran, L. Vita, A. Krieger, K. Mueller, Design Basis for the Feasibility Evaluation of Four Different Floater Designs. In Proceedings of the Energy Procedia, (2017).

[4-26] DNVGL, Offshore Standard-Offshore mooring chain, DNVGL-OS- E302, Edition July, (2015).

[5-1] DNVGL, Recommended Practice, Coupled analysis of floating wind turbines. DNVGL-RP-0286, (2019).

[5-2] L. Antonio, S. Matilde, Analysis of the Effects of the Location of Passive Control Devices on the Platform of a Floating Wind Turbine. Energies, 14(10), <https://doi.org/10.3390/en14102850>, (2021).

[5-3] V. Daniel, S. Matilde, General Methodology for the Identification of Reduced Dynamic Models of Barge-Type Floating Wind Turbines. Energies, 14(13), 3902; <https://doi.org/10.3390/en14133902>, (2021).

[5-4] P. Francisco, R. Carlo, F. Giuseppe, A. Felice, A. Marco, M. Filipe, Dynamic response characterization of floating structures based on numerical simulations. Energies, 13(21), <https://doi.org/10.3390/en13215670>, (2020).

[5-5] R. Carlo, F Giuseppe, C. Maurizio, N. Vincenzo, F. Vincenzo, A. Felice, Operational modal analysis of a spar-type floating platform using frequency domain decomposition method. Energies, 9(11), <https://doi.org/10.3390/en9110870>, (2016).

[5-6] B. Hassan, D. Karmakar, G. S. Carlos, Dynamic analysis of spar type floating offshore wind turbine, Coastal and Maritime Mediterranean Conference. <https://doi.org/10.5150/cmcm.2011.084>, (2011).

[5-7] E. Choi, C. Han, H. Kim, S. Park, Optimal Design of Floating Substructures for Spar-Type Wind Turbine Systems. Wind and Structures, Volume 18(3), Techno-Press, <https://doi.org/10.12989/WAS.2014.18.3.253>, (May 2014) pp. 253-265.

[5-8] M. Hegseth, E. E. Bachynski, J. Martins, Design Optimization of Spar Floating Wind Turbines Considering Different Control Strategies. Journal of Physics:

Conference Series, IOP Publishing, <http://dx.doi.org/10.1088/1742-6596/1669/1/012010>, (October 2020).

[5-9] D. Valk, L. C. Paul, Coupled Simulations of Wind Turbines and Offshore Support Structures: Strategies based on the Dynamic Substructuring Paradigm. <https://doi.org/10.4233/uuid:ac619319-9eae-443d-8b94-d0246f80ffdb>, (2014).

[5-10] W. Shi, J. Han, C. Kim, D. Lee, K. Shin, H. Park, Feasibility study of offshore wind turbine substructures for southwest offshore wind farm project in Korea. *Renewable Energy*, Volume 74, ISSN 0960-1481. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2014.08.039>, (2015) pp. 406~413.

[5-11] M. Kopperstad, R. Kumar, K. Shoele, Aerodynamic Characterization of Barge and Spar Type Floating Offshore Wind Turbines at Different Sea States, *Wind Energy* 2020, 23, 2087–2112, (2020).

[5-12] L. Meng, Y. He, Y. Zhao, J. Yang, H. Yang, Z. Han, L. Yu, W. Mao, W. Du, Dynamic Response of 6MW Spar Type Floating Offshore Wind Turbine by Experiment and Numerical Analyses. *China Ocean Eng.* 34, (2020). pp. 608–620.

[5-13] P. Chaviaropoulos, M. O. Hansen, Investigating Three-Dimensional and Rotational Effects on Wind Turbine Blades by Means of a Quasi-3D Navier-Stokes Solver. *J. Fluids Eng.* 122, (2000) pp. 330–336.

[5-14] A. Suzuki, A. Hansen, Generalized Dynamic Wake Model for YawDyn. In *Proceedings of the 37th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*, Reno, NV, USA, 11–14 January, (1999) pp. 41.

[5-15] Y. Liu, Q. Xiao, A. Incecik, C. Peyrard, D. Wan, Establishing a Fully Coupled CFD Analysis Tool for Floating Offshore Wind Turbines. *Renew. Energy* 112, (2017) pp. 280–301

[5-16] 고대은, 장범선, 선박해양 구조역학, 텍스트북스, (2017).

[5-17] DNVGL, Floating wind turbine structures. DNVGL-ST-0119, (2018).

[5-18] DNV, Determination of structural capacity by non-linear FE analysis methods. DNV-RP-C208, (2013).

[5-19] IACS Recommendation No.47, Rev.6, Shipbuilding and Repair Quality Standard, (May 2012).

[5-20] Tanker Structure Cooperative Forum, Guidance Notes on High Tensile Steel, TSCF IP 004, (2013).

[5-21] DNV, Design of offshore steel structures, general - LRFD method, DNVGL-OS-C101, (July 2019).

[5-22] ABS, MODU, Mobile Offshore Drilling Units (Part 3), hull construction and equipment, (2017).

[5-23] ISO, Mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel – Part 1: Bolts, screws, and studs with specified property classes – Coarse thread and fine pitch thread. ISO 898-1, 4th Edition, (April 2009).

[5-24] DNVGL, RULES FOR CLASSIFICATION, Ships, Part 3 Hull, Chapter 4 Loads. DNVGL-RU-SHIP-Pt3Ch4, (July 2019).

[6-1] Renewables, Wind farm workers injured in CTV accident off Germany, <https://renewables.biz/59873/wind-farm-workers-injured-in-vessel-collision-off-germany/>, (2020).

[6-2] Offshore wind, Vattenfall shows damage caused by cargo ship adrift at hollandse kust zuid offshore wind farm. <https://www.offshorewind.biz/2022/02/02/vattenfall-shows-damage-caused-by-cargo-ship-adrift-at-hollandse-kust-zuid-offshore-wind-farm/>, (2022).

[6-3] Q. Do, T. Muttaqie, S-H. Parka, H. Shin, S-R. Cho, Ultimate strength of intact and dented steel stringer-stiffened cylinders under hydrostatic pressure, *Thin-Walled Structures*, (2018).

[6-4] D. Amante, L. Trovado, S. Estefen, Residual strength assessment of semi-submersible platform column due to supply vessel collision, in: *Proceedings of OMAE*, (2008).

[6-5] D. Moulas, M. Shafiee, A. Mehmanparast, Damage analysis of ship collisions with offshore wind turbine foundations, *Ocean Engineering* 143, (2017).

[6-6] Y. Zhang, Z. Hu, C. Ng, C. Jia, Z. Jiang, Dynamic Responses Analysis of a 5MW Spar-Type Floating Wind Turbine under Accidental Ship-impact Scenario, (2021).

[6-7] 백승준 외, 대형 유조선 충돌 시 2차사고 방지를 위한 잔류강도 예측 기법 개발, 대한조선학회 논문집, *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, (2018).

[6-8] S. Benson, A. AbuBakar, R. S. Dow, A comparison of computational methods to predict the progressive collapse behavior of a damaged box girder. *Engineering Structures*, (2013).

[6-9] B. Ronalds, P. Dowling, Buckling of intact and damaged offshore structures. In: Smith CS, Clarke JD, editors. *Advances in marine structures*. London: Elsevier Applied Science Publishers, pp. 201-18. (1986).

[6-10] B. Cerik, H. Shin, S. Cho, On the resistance of steel ring-stiffened cylinders subjected to low-velocity mass impact. *Int J Impact Eng* 2015, 84:108-23. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijimpeng.2015.04.011>, (2015)

[6-11] Q. Do, T. Muttaqie, H. Shin, S-R. Cho, Dynamic lateral mass impact on steel stringer-stiffened cylinders. *International Journal of Impact Engineering*. 116.

10.1016/j.ijimpeng.2018.02.007, (2018).

[6-12] K. Ha, J-B. Kim, Collision Analysis and Residual Longitudinal Strength Evaluation of a 5 MW Spar Floating Offshore Wind Turbine Impacted by a Ship, International Journal of Precision Engineering and Manufacturing-Green Technology, <https://doi.org/10.1007/s40684-021-00390-z>, (2021).

[6-13] Q. Do at al., A New Formulation for Predicting the Collision Damage of Steel Stiffened Cylinders Subjected to Dynamic Lateral Mass Impact, (2020)

[6-14] 박상현, 충돌과 부식손상이 있는 선박해양구조물의 잔류강도, 공학박사 학위논문, 울산대학교 조선 및 해양공학과, (2020).

[6-15] C. Christensen, L. Andersen, P. Pedersen, Ship Collision Risk for an Offshore Wind Farm, (2001).

[6-16] L. Dai, S. Ehlers, M. Rausand, I. Utne, Risk of collision between service vessels and offshore wind turbines, Reliability Engineering and System Safety 109 (2013).

[6-17] Damen, Damen Offshore Accommodation Barge_7120_YN522001, Damen shipyard group.

[6-18] DNV, Floating wind turbine structures. DNVGL-ST-0119, (2018).

[6-19] Committee on Large Container Ship Safety Japan, Interim Report of Committee on Large Container Ship Safety, (December 2013)

[6-20] 한국선급, 선급 및 강선규칙, 제13편 산적화물선 및 유조선 공통구조규칙, RA-13-K, (2022).

The Durability Study of Spar-Type Substructure for 5-MW Floating Offshore Wind Turbine based on Environmental Conditions in East Sea of Korea

Junbae Kim

Department of Naval Architecture and Ocean Engineering
University of Ulsan, Ulsan, Korea

Abstract

Recently, the international community has recognized the importance of utilizing renewable energy as a way to solve the global warming problem and is making efforts to achieve the goal of “Net-Zero carbon emissions” by accelerating technology development. Among various renewable energy systems, floating offshore wind turbine (FOWT) can be installed in deep waters far from the coast, and can further improve energy production capabilities because they can utilize better wind resources than land-based or fixed offshore wind turbine systems. In addition, it has the advantage of simultaneously solving the problem of civil complaints caused by noise and the problem of space constraints for installing wind farms. The domestic industry of floating offshore wind turbine to achieve its target of 12-GW power generation capacity by 2030, the need to develop a variety of offshore wind turbine infrastructure is further highlighted by utilizing Korea's world-class shipyard facility infrastructure to construct wind farms. However, the design of the FOWT system is more complex than that of the existing fixed wind turbine system due to the interaction between the aerodynamics of the wind and the hydrodynamics of the waves. In order to develop a stable FOWT system, it is necessary to evaluate the stability and movement performance of the floating body through a simulation technique that can control the entire power generation system at the top and the floating structure at the bottom. Also, complex marine environmental conditions that affect the behavior of floating structure, such as waves, wind, currents, and water depth in the installation sea area, must be sufficiently analyzed and reflected in the design. In the case of numerical analysis, the complex interaction between the upper power generation system and the lower

floating structure is verified through fully coupled load analysis. However, since the design of a floating structure through numerical analysis alone involves uncertainty in system operation in an actual complex marine environment, the reliability of the analysis technique must be secured through comparative analysis of model test and fully coupled load analysis. Also, it is necessary to evaluate damage residual strength to predict damage scenarios that may occur during operations of the FOWT system and to determine maintenance of the structure even in the event of damage.

In this study, constructs the structural configuration of a 5-MW class spar-type floating offshore wind turbine that can be operated in the 150 m deep water area off the East Sea of Korea. And then, the goal is to propose a durability evaluation technique for the spar-type substructure of a 5-MW floating offshore wind turbine, whose structural reliability has been verified through residual strength evaluation even in its original condition. FAST was used as a fully coupled load analysis program for configuring the entire FOWT system, and the reliability of the FAST analysis was verified based on IEA international joint research and prior research experience in semi-submersible water tank model testing. In addition, a control logic suitable for floating offshore wind turbine was constructed, the operation and movement performance of the spar-type FOWT were verified through steady-state analysis, and the initial shape was determined. In order to analyze the marine environment in the area near the East Sea gas field, the extreme environmental load was derived using actual measurement data from ocean data buoy. In order to apply the derived ultimate load and dynamic response from fully coupled load analysis as load factors for finite element analysis, detailed structural design was performed and various design load conditions were applied to the analysis through finite element modeling of the floating structure. In addition, plastic deformation of the substructure was confirmed by performing collision analysis based on the possibility of unintentional collision with the ship during passage and maintenance of the ship within the wind farm. Finally, a collision analysis with a ship was performed on the FOWT system, and the extent to which permanent damage to the structure affects the reduction of the residual longitudinal strength of the FOWT system when an external force is generated due to bending moment was evaluated.

Based on the results of this study, we hope that collision damage and residual strength evaluation guidelines that can be applied to floating offshore wind power generators will be established so that floating substructure design and durability evaluation that can apply damage tolerance design can be performed.

부록 (Appendix)

부록-1 (Appendix-1): Wind Turbine Standards

IEC Standards

IEC 61400-1	Wind energy generation systems (Part 1: Design requirements)
IEC 61400-3-1	Wind energy generation systems (Part 3-1: Design requirements for fixed offshore wind turbines)
IEC 61400-3-2	Wind energy generation systems (Part 3-2: Design requirements for floating offshore wind turbines)
IEC 61400-4	Wind turbines (Part 4: Design requirements for wind turbine gearbox)
IEC 61400-5	Wind energy generation systems (Part 5: Wind turbine blades)
IEC 61400-6	Wind energy generation systems (Part 6: Tower and foundation design requirement)
IEC 61400-11	Wind turbines (Part 11: Acoustic noise measurement techniques)
IEC 61400-12-1	Wind turbines (Part 12-1: Power performance measurements of electricity producing wind turbines)
IEC 61400-12-2	Wind turbines (Part 12-2: Power performance of electricity-producing wind turbines based on nacelle anemometry)
IEC 61400-12-4	Wind energy generation systems (Part 12-4: Numerical site calibration for power performance testing of wind turbines)
IEC 61400-13	Wind turbines (Part 13: Measurement of mechanical loads)
IEC 61400-14	Wind turbines (Part 14: Declaration of apparent sound power level and tonality values)
IEC 61400-21	Wind turbines (Part 21: Measurement and assessment of power quality characteristics of grid connected wind turbines)
IEC 61400-23	Wind turbines (Part 23: Full-scale structural testing of rotor blades)
IEC 61400-24	Wind turbines (Part 24: Lightning protection)

DNVGL Standards

DNVGL-ST-0119	Floating wind turbine structures
DNVGL-ST-0126	Support structures for wind turbines
DNV-OS-C101	Design of Offshore Steel Structures, General (LRFD Method)
DNV-OS-C103	Structural Design of Column Stabilised Units (LRFD Method)
DNV-OS-C105	Structural Design of TLPs (LRFD Method)
DNV-OS-C106	Structural Design of Deep Draught Floating Units/Spars (LRFD and WSD Method)
DNV-OS-C301	Stability and Watertight Integrity
DNV-OS-D101	Marine and machinery systems and equipment

DNV-OS-E301	Position Mooring
DNV-OS-E302	Offshore Mooring Chain
DNV-OS-E303	Offshore Fibre Ropes
DNV-OS-E304	Offshore Mooring Steel Wire Ropes
DNV-OS-J101	Design of Offshore Wind Turbine Structures
DNV-DS-J103	Design of Floating Wind Turbine
DNV-RP-C201	Buckling Strength of Plated Structures
DNV-RP-C202	Buckling Strength of Shells
DNV-RP-C203	Fatigue Design of Offshore Steel Structures
DNV-RP-C204	Design against accidental loads
DNV-RP-C205	Environmental Conditions and Environmental Loads
DNV-RP-C207	Statistical Representation of Soil Data
DNV-RP-C208	Determination of structural capacity by Non-linear FE analysis methods
DNV-RP-H101	Risk Management in Marine and Subsea Operations
DNV-RP-H103	Modelling and Analysis of Marine Operations

ISO References

ISO 19900	Petroleum and natural gas industries – General requirements for offshore structures
ISO 19901-1	Petroleum and natural gas industries – Specific requirements for offshore structures – Part 1: Metocean design and operating conditions
ISO 19901-2	Petroleum and natural gas industries – Specific requirements for offshore structures – Part 2: Seismic design procedures and criteria
ISO 19901-4	Petroleum and natural gas industries – Specific requirements for offshore structures – Part 4: Geotechnical and foundation design considerations
ISO 19901-6	Petroleum and natural gas industries – Specific requirements for offshore structures – Part 6: Marine operations
ISO 19901-7	Petroleum and natural gas industries – Specific requirements for offshore structures – Part 7: Station keeping systems for floating offshore structures and mobile offshore units
ISO 19904-1	Petroleum and natural gas industries – Floating offshore structures – Part 1: Monohulls, semisubmersibles and spars
ISO 898-1	Mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel – Part 1: Bolts, screws, and studs with specified property classes – Coarse thread and fine pitch thread

Other References

ABS	Guide for Building and Classing Floating Offshore Wind Turbine Installations
ABS	Guidance Notes on Global Performance Analysis for Floating Offshore Wind Turbine Installations
API RP 2SK	Design and Analysis of Stationkeeping Systems for Floating Structures
API RP 2FPS	Recommended Practice for Planning, Designing, and Constructing Floating Production Systems
API RP 2T (R2015)	Recommended Practice for Planning, Designing, and Constructing Tension Leg Platforms
API RP 2T	Planning, Designing and Constructing Tension Leg Platforms
BS 7910	Guide on methods for assessing the acceptability of flaws in fusion welded structures
BV, NI572	Classification and Certification of Floating Offshore Wind Turbine
EEMUA 194	Guidelines for materials selection and corrosion control for subsea oil and gas production equipment
EN 1537 Ex	Excution of special geotechnical work – Ground Anchors
EN 1993-1-1	Eurocode 3: Design of steel structures – Part 1: General rules and rules for buildings
EN 1993-1-8	Eurocode 3: Design of steel structures – Part 8: Design of joints
EN 1997-1	Eurocode 7: Geotechnical Design – Part 1: General rules
IMO MSC/Circ. 1023- MEPC/Circ.392	Guidelines for Formal Safety Assessment
IMO Resolution MSC.267 (85)	International Code on Intact Stability (2008 IS CODE)
ITTC	Guideline 7.5-02-07-3.8 – Model tests for Offshore Wind Turbines
NACE Standard RP0176	Corrosion Control of Steel Fixed Offshore Structures Associated with Petroleum Production
NORSOK Standard M-501	Surface Preparation and Protective Coating Rev. 4
NORSOK Standard M-503	Cathodic Protection, Rev. 2

부록-2 (Appendix-2): Model Test of 750-kW FOWT

A.1 750-kW급 FOWT의 모형시험과 수치해석 배경

부유식 해상풍력발전기의 수치해석을 통한 부유체의 안정성 및 운동성능에 관한 연구가 많은 기관에서 연구되어 지고 있다. 부유식 해상풍력발전기는 파랑, 바람 그리고 조류에 의한 복합하중의 영향을 받도록 되어있으며, 수치해석 모델을 검증하기 위해 상부 풍력발전기와 하부 부유체의 공기역학과 유체역학의 복합적인 상호작용을 반영하여 시뮬레이션 되어야 불확실성을 줄일 수 있다. 특히, 수치해석 모델을 검증하려면 블레이드의 공기 탄성 반응, RNA 및 타워의 탄성 반응 그리고 부유체의 유체 역학 반응과 같은 모든 FOWT 시스템 내에서 복잡한 운동역학 및 재료특성의 상호 작용을 시뮬레이션 해야 한다.

그러나, 수치해석 결과에만 의존한 부유체 설계는 실제 해상환경에서의 불확실성을 내포하고 있기 때문에 수조 모형시험을 통해 부유체의 안정성 및 운동성능을 파악하는 것은 필수적이며, 모형시험과 수치 시뮬레이션의 비교를 통해 성능 평가가 필수적으로 이루어져야 한다. 이러한 모델테스트 결과를 수치 시뮬레이션과 비교하여 FOWT 성능을 검증을 통해 수치해석 모델의 불확실성을 줄일 수 있다.

본 연구에서는 750-kW 반잠수식 부유식 풍력발전기의 모형시험과 수치 시뮬레이션의 결과 비교를 통해 수치해석 기법에 대한 타당성을 검증하고, 5-MW급 UOU Spar의 수치해석법 결과의 신뢰성을 확보하고자 한다.

750-kW 반잠수식 플랫폼의 모형시험과 수치 시뮬레이션의 검증을 위해, 2가지 FOWT 모델을 동일한 장소와 환경조건에서 모형시험을 수행하였으며 수치해석 코드인 FAST를 사용하여 모형시험과 시뮬레이션 결과를 비교하였다. 기존의 모델-I은 극한과 조건으로 인한 부유체 Deck 하부에 슬래밍 현상을 겪었다. 이로 인해 모델-II의 플랫폼 건현을 증가시켰고, 과도의 저주파수 영역에서의 Pitch 공진 응답을 감소시키기 위하여 허브 높이를 줄였다.

연구 결과, 풍력발전기 허브의 높이가 낮게 설계된 모델-II에서 슬래밍 하중을 피함과 동시에 Pitch 운동의 저주파수 영역에서의 공진 응답이 작아진다는 것을 확인할 수 있었다. 공진 응답이 감소되면 발전기에 가해지는 기계적 하중을 줄일 수 있으며, 풍력발전기의 설계 수명을 만족시킬 수 있음을 모형시험을 통해 확인하였다. 또한, 수치해석 결과의 비교를 통한 부유체의 운동해석 검증의 타당성을 확보하였다.

A.2 750-kW FOWT의 모델 제원

일반적으로, FOWT 하부구조물의 타입은 시스템의 안정성 및 설치 지역의 수심에 따라 스파 및 반잠수정으로 분류된다. 스파 타입은 수심 100 m 이상의 깊은 심해에서 운전 시 부유체의 안정성을 유지하는 데 적합하며, 반잠수식 타입은 수심 50 m ~ 100 m의 설치 깊이에서 반잠수식 유형을 주로 적용된다.

본 연구의 750-kW 부유식 해상풍력발전시스템은 동해의 중수심 약 50 m 해역에 설치를 위한 시범프로젝트를 위해 개발되었으며 반잠수식 하부플랫폼을 가진 카테너리 계류시스템을 가진 모델로 설계되었다. 상부 풍력발전시스템은 UNISON사의 U54모델을 적용하였으며 로터 직경이 54.2 m이며, 이 풍력 이 풍력 터빈은 정격풍속 11.2 m/s에서 750-kW 정격 출력을 생성한다.

초기 설계된 750-kW FOWT Model-I의 경우 극한파도 조건의 모형시험에서 Figure A.1과 같이 슬래밍(Slamming) 현상을 나타내었다. 슬래밍은 해상에서 파도에 의해 구조물의 하부 구조에 가해지는 충격 하중이며, 반복되는 슬래밍 하중은 해양 구조물의 설계 수명을 단축시키고 구조적 손상을 초래한다. 따라서, 슬래밍은 현상은 해양 구조물에 매우 높은 구조적 하중부하를 유발하므로 선박 또는 해양 구조물을 설계할 때 반드시 고려되어야 한다[5-1]. 따라서, 750-kW FOWT Model-II은 디자인은 극한파도 조건에서 슬래밍 하중을 피하기 위해 건현이 증가되었으며, 허브의 높이는 타워베이스에 작용하는 굽힘 모멘트를 줄이기 위해 감소되었다. 최종적으로 750-kW Model-I 과 Model-II 형상은 Figure A.2에 비교하여 나타내었으며 상세 제원은 Table A.1에 제시하였다.

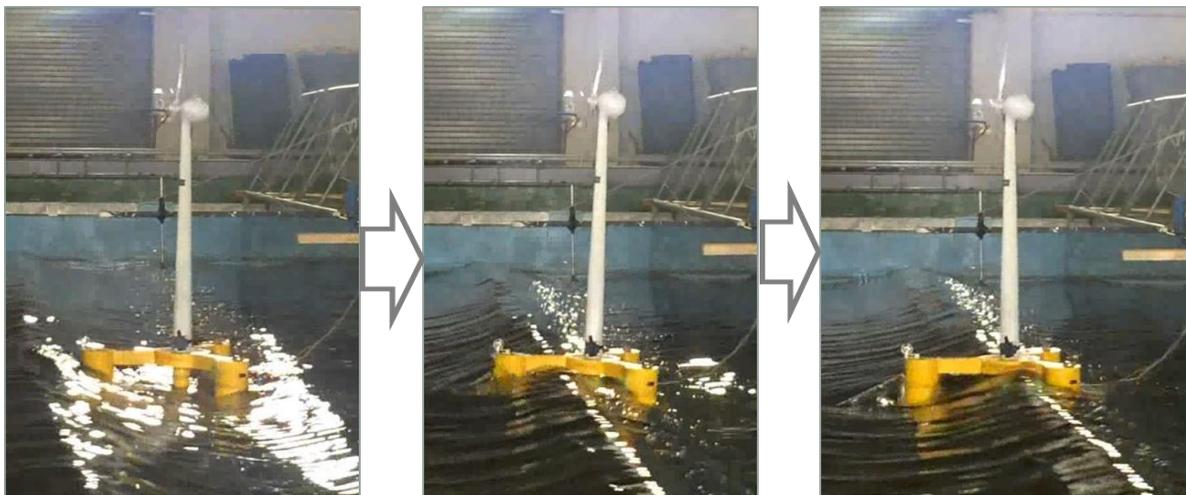


Figure A.1 The slamming phenomena at model test of Model-I [4-22]

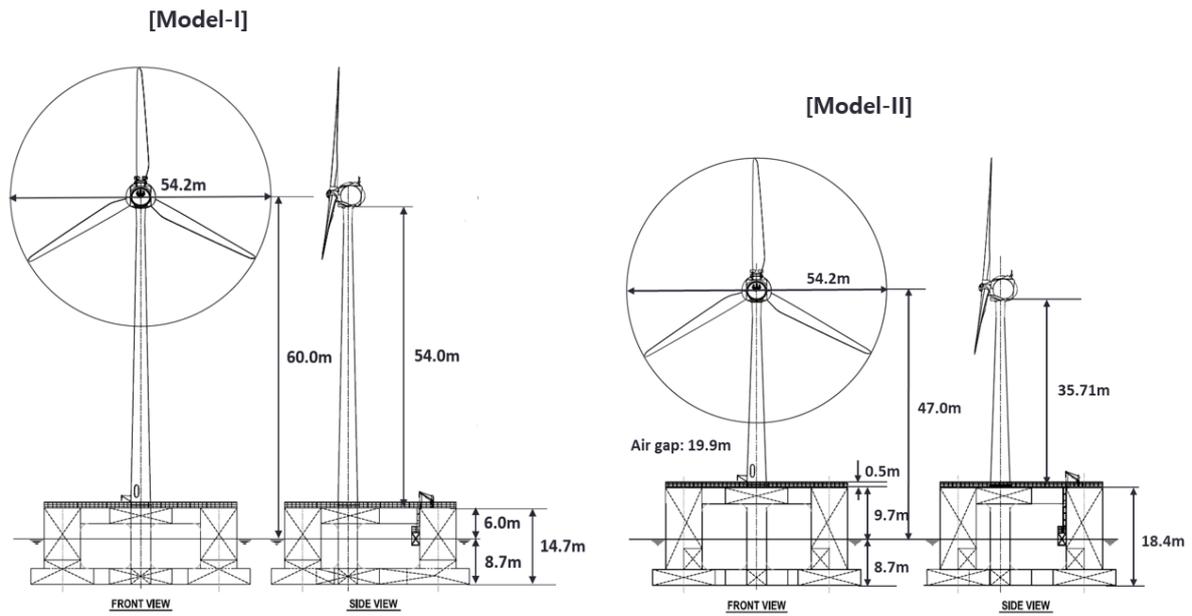


Figure A.2 The layout of 750-kW FOWT model-I and model-II [4-22]

Table A.1 Maximum Breaking Load result

Description	Model-I	Model-II
Rated power, P [kW]	750	750
Rotor Diameter [m]	54.2	54.2
Hub Height [m]	60	47
Cut-in, Rated, Cut-out Wind Speed [m/s]	3, 11.1, 25	3, 11.1, 25
Rated rotor speed [rpm]	25 (gearless)	25 (gearless)
Blade mass (1ea) [kg]	2,097	2,097
Tower mass [kg]	67,010	44,885
Nacelle mass + rotor mass [kg]	50,556	50,556
Water depth (h) [m]	50	50
Platform mass with ballast [kg]	2,097,000	2,071,000
Displacement [m ³]	2229.0	2203.5
Design draft of the platform [m]	8.7	8.7
Center of buoyancy (CB) from the SWL [m]	6.25	6.24
Center of mass (CM) from the SWL [m]	5.215	3.572
Total wind turbine pitch moment of inertia about the CM of total wind turbine [kgm ²]	6.67E+ 08	4.98E+ 08

A.3 모형 시험

A.3.1 상사 법칙

750-kW FOWT 모형시험은 Figure A.3과 같이 울산대학교 해양공학수조, 길이(L) 30 m, 폭(B) 20 m, 깊이(D) 2.5 m에서 축소모형에 대한 수조 모형시험을 수행하였다. 해양공학수조에는 규칙파 와 불규칙파를 발생시킬 수 있는 flap type의 조파시스템이 한 쪽 끝단에 설치되어 있다. 조파시스템은 폭이 0.5 m인 40개의 조파 패들(paddle)로 구성되어 있으며, 조파 가능한 파도의 주기는 0.5 초에서 5 초 사이이고 최대파고는 0.2 m이다. 또한 능동형 조파시스템으로써 시험 후 생성되는 수면교란을 빠르게 약화시키는 기능을 갖추고 있다.

750-kW FOWT 모형은 기하학적 상사 법칙에 의해 축소 제작되었으며, 모델 스케일 비율(λ)은 1:40이다. 모델 스케일 비율의 선택은 모형의 크기, 설치 수심, 수조에서의 바람과 파도 생성 능력 및 계류시스템의 배열이 충분히 가능하도록 설정해야 한다. 설계 모형비는 1:40 의 비를 가지며, 주어진 구조물의 수심(1.25 m)을 만족하기 위해 계류선 테이블을 설치하였다. Table A.2는 모형시험에 사용된 상사비를 나타내며, Table A.3은 상사비에 맞도록 설계된 하부구조의 모형 스케일을 나타낸다. 일반적으로 육상 풍력발전기의 모형시험은 레이놀즈 수(Reynolds number)를 맞춰 실험을 진행한다. 하지만 부유식 해상풍력발전기의 경우, 터빈의 공기 역학적 하중과 하부 부유체의 유체역학적 하중이 동시에 작용하며, 프루드 수(Frude number)와 레이놀즈 수를 동시에 만족하는 것이 불가능하다. 부유식 해상풍력발전기의 경우 파도에 의한 파동하중이 중요한 요소이며, 계류된 부유체에 대한 모형시험은 관성력(inertial force)과 중력(gravitational force)의 비인 프루드 수에 의해 상사법칙을 권장된다[A-1]. 따라서 본 연구에서는 전체 시스템을 프루드 수에 맞춰 스케일을 맞추었고, 풍력발전기 블레이드의 추력은 낮은 레이놀즈 수에서도 충분한 추력을 갖도록 재설계되었다.



Figure A.3 UOU Ocean Engineering Wide Tank

Table A.2 Scaling factors when applying Froude scaling law for the model test

Description	Value
Length (including wave height)	λ
Area	λ^2
Volume	λ^3
Mass	λ^3
Time	$\lambda^{0.5}$
Frequency (Rotor rotational speed)	$\lambda^{-0.5}$
Velocity (Wind speed, Wave celerity)	$\lambda^{0.5}$
Force (Wind, Wave)	λ^3

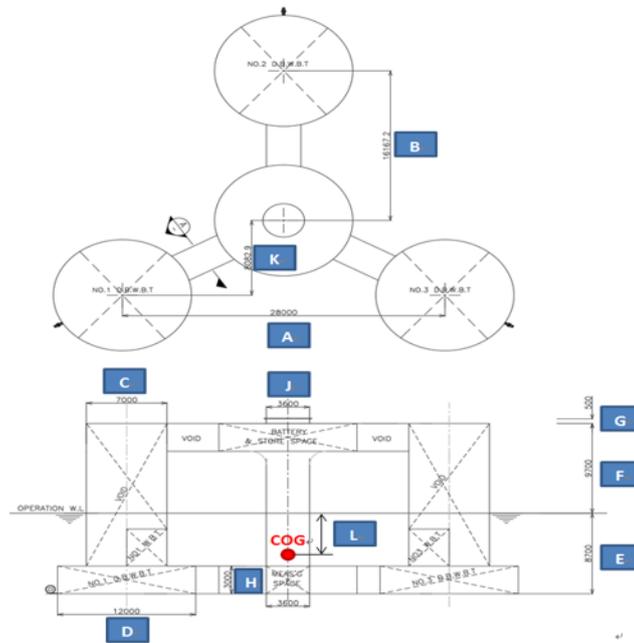


Figure A.4 Model-scale layout of the 750-kW FOWT platform

Table A.3 Scaled dimension of the platform (1:40)

Dimension (mm)							
Full scale				Model (1/40)			
A	28,000	G	500	A	700.0	G	12.5
B	16,167	H	3,000	B	404.2	H	75.0
C	7,000	J	3,600	C	175.0	J	90.0
D	12,000	K	8,083	D	300.0	K	202.1
E	8,700	L	4,089	E	217.5	L	102.2
F	9,700			F	242.5		

A.3.2 모형 제작

750-kW 풍력 터빈은 반잠수식 타입의 부유식 하부 구조물로 지지되며, 건현은 9.7m로 극한 파도 조건에서도 플랫폼에 슬래밍 현상을 피할 수 있도록 제작되었다. 하부 플랫폼의 구조는 3개의 측면 실린더 컬럼과 연결된 주(Main) 컬럼으로 구성되며, 측면 실린더가 더 큰 직경을 갖는다. 주 컬럼과 사이드 컬럼은 상부 실린더 보다 큰 직경을 갖는 폰툰(Pontoon) 구조를 가지고 있으며, 플랫폼의 상단과 하단에 있는 사각형 트러스(Truss)로 연결된다.

모형 제작의 경우, 풀 스케일(Full scale) 모델과 동일한 상사비를 가질 수 있도록 제작되어야 보다 더 정확한 수치해석 결과를 얻을 수 있다. 따라서, 모형의 관성 모멘트를 정확하게 재현하기 위해 질량 분포를 정확히 조정할 수 있도록 3D 모델링 프로그램인 CATIA를 사용하여 하부 구조물 모형을 설계하고 계측 센서를 포함하는 무게중심 및 관성 모멘트를 계산하였다. Figure A.5는 하부 플랫폼 모형 제작 과정을 나타낸다. 모델 테스트는 청수(Fresh water)에서 실시되었으므로 목표 값은 청수 밀도를 고려하여 계산하였으며, 완성된 모델은 수압에 의한 변형이 모델의 질량 분포에 영향을 줄 수 있기 때문에 수밀 테스트를 수행하였다. 풀 스케일과 제작된 모형의 재원을 Table A.4에 비교 제시하였다.

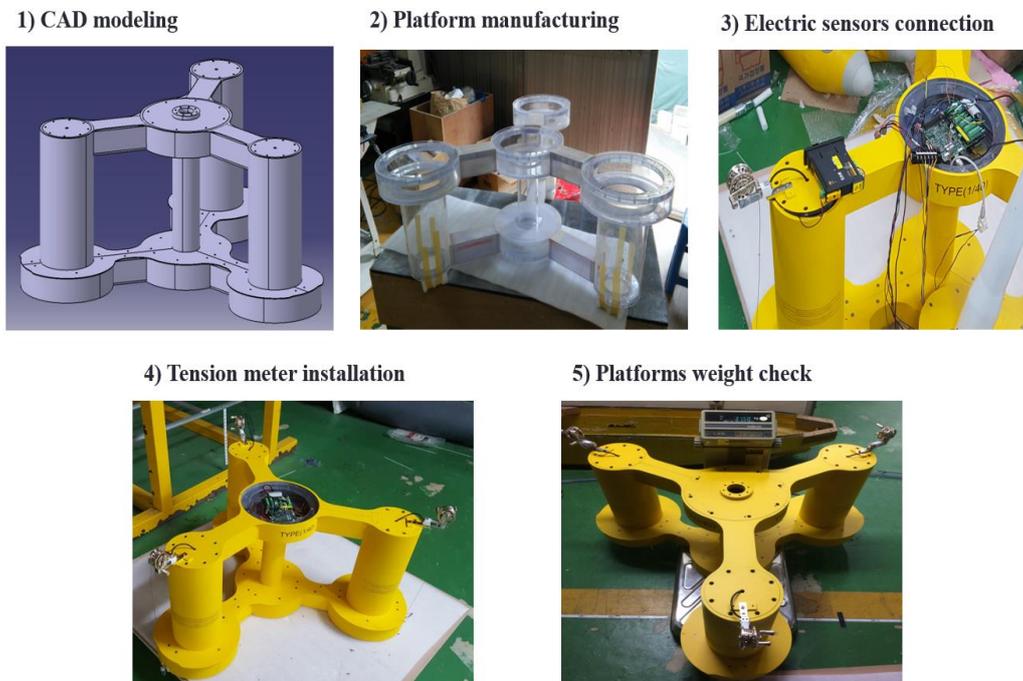


Figure A.5 Platform Production Process

Table A.4 The properties of 750-kW wind turbine floating substructure.

Description	Full scale	Model scale	Measured	Difference
Water depth [m]	50	1.25	1.25	0 %
Platform mass with ballast [kg]	2,071,000	31.57	31.50	-0.22 %
Center of mass below SWL [m]	3.572	0.089	0.090	1.12 %
Platform roll inertia about CM [Kg*m ²]	3.144E+8	2.955	2.938	-2.0 %
Platform pitch inertia about CM [Kg*m ²]	3.099E+8	2.951	2.938	-0.5 %

FOWT 초기 설계를 위한 모형시험 단계에서는 로터 질량의 영향이 정확하게 표현된다는 가정하에 로터 없이도 수행될 수 있다[A-2]. 또한, 로터 대신에 솔리드 디스크를 사용할 수 있으나, 이때 디스크의 크기는 터빈의 추력에 해당하는 하중을 생성해야 한다[A-3].

본 연구에서는 실제 대상 풍력발전기와 동일한 로터를 구현하여 로터 회전에 의한 하중 효과를 모형시험에 포함하여 수치해석의 결과의 신뢰도를 높일 수 있도록 하였다. 부유식 해상풍력발전기의 경우, 레이놀드 수와 프루드 수를 동시에 만족시키는 것이 불가능하다. 따라서 전체 시스템을 프루드 수에 맞춰 스케일 다운시켰고, 풍력발전기 블레이드의 추력은 재설계를 통하여 낮은 레이놀드 수 영역에서도 높은 추력을 가질 수 있도록 하였다. 또한, 목표 무게인 33g을 맞추기 위하여 Figure A.6과 같은 과정을 거쳐 블레이드를 제작하였고, 날개 표면에는 도장 작업을 수행하지 않았다. 추력을 측정하기 위하여 타워 상부에 트러스트(Thrust) 센서를 설치하고 원하는 추력을 확인하기 위해 수조 바람발생장치를 통한 풍동 실험을 수행하였다.

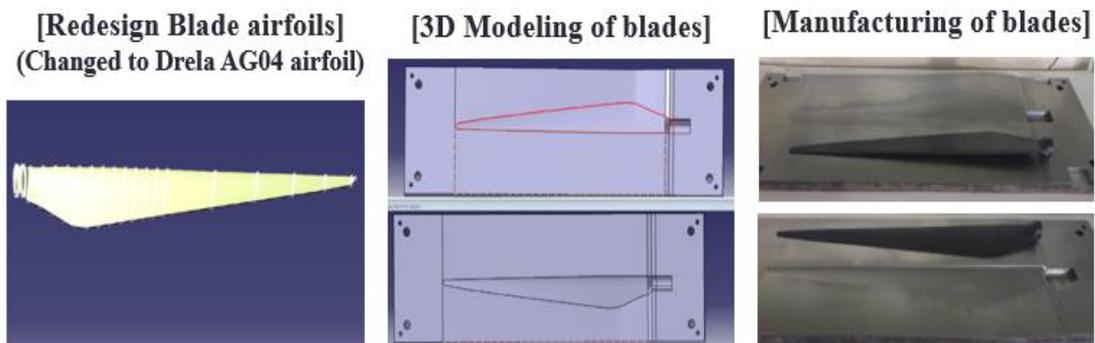


Figure A.6 The CFRP blade of wind turbine model

타워 및 나셀의 제작과정은 Figure A.7과 같으며, 모형 스케일에서 올바른 탄성 거동을 달성하려면 재료 특성을 충분히 고려한 모형 제작이 중요하다. CFRP (탄소섬유강화 플라스틱)으로 블레이드 모형을 제작하였다. 타워 모형은 3D 모델링을 통한 알루미늄 재질로 제작되었으며 Figure A.8의 모델링 값과 일치하는 것을 Table A.5의 RNA 및 타워의 모형의 파라미터 비교를 통해 알 수 있다. 풍력 터빈 모형의 총 질량은 2 % 이내의 목표 중량을 만족시키도록 구성되었으며, FOWT 시스템의 목표 총 질량은 3 % 이내로 만족되었다.

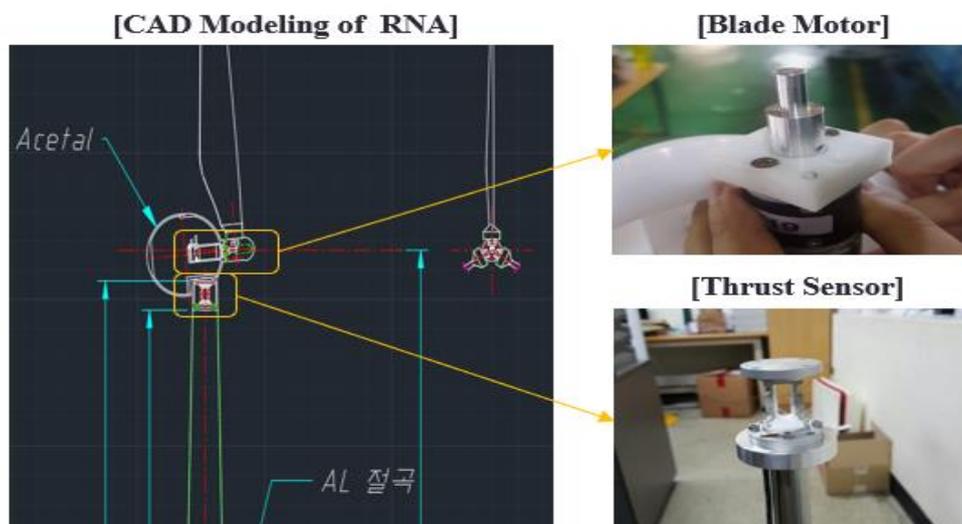


Figure A.7 The Blade motor & thrust sensor of wind turbine model

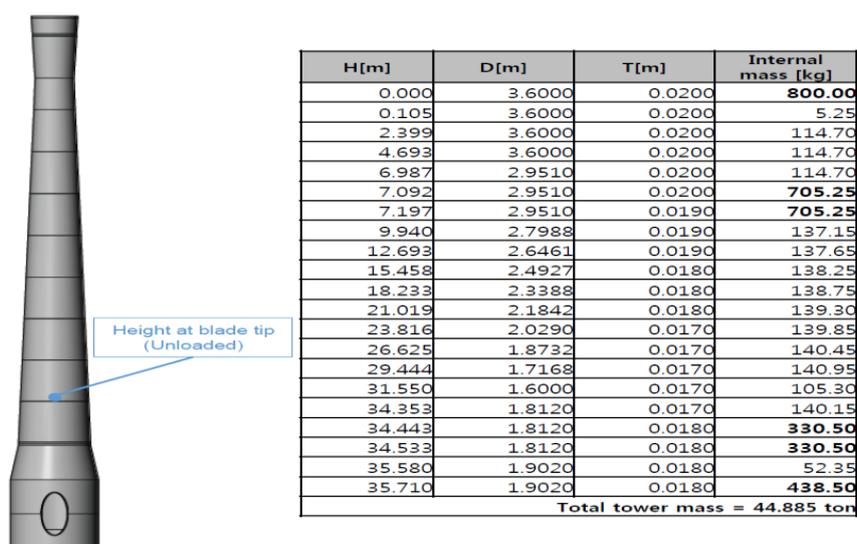
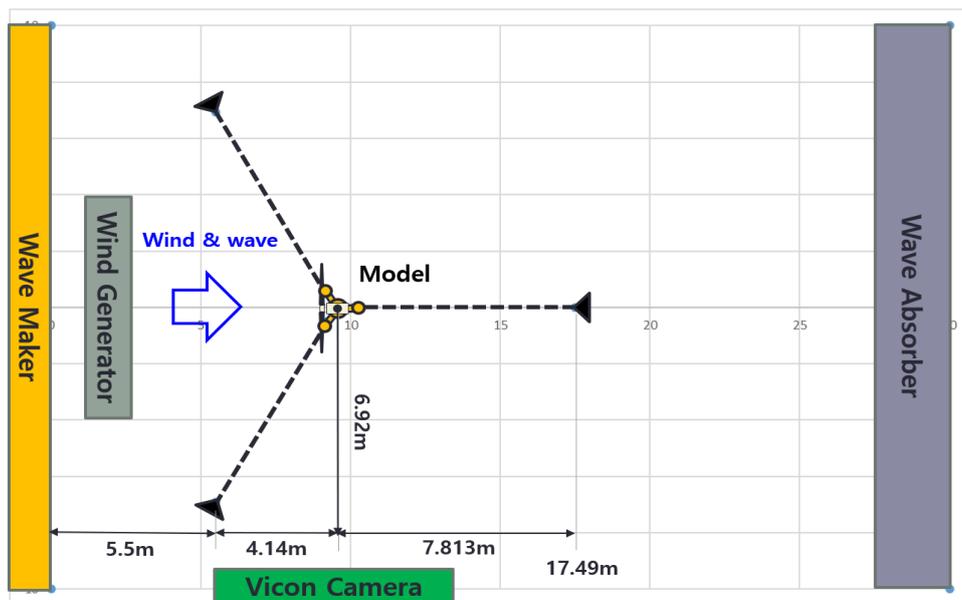


Figure A.8 The Blade motor & thrust sensor of wind turbine model

Table A.5 The properties of 750-kW wind turbine floating substructure.

Description	Full scale	Model scale	Measured	Difference
Rated thrust force [N]	123,600	1.931	1.913	-0.94 %
Blade mass (1ea) [kg]	2,097	0.033	0.033	0.00 %
Rotor mass [kg]	13,286	0.208	0.200	-4.00 %
Nacelle mass [kg]	43,300	0.677	0.702	3.56 %
Tower mass [kg]	44,885	0.701	0.720	2.64 %
Total mass of wind turbine [kg]	95,441	1.491	1.520	1.91 %
Total mass of FOWT [kg]	2,166,441	33.850	33.020	-2.51 %

Figure. A.9는 해양공학수조 내에서 750-kW FOWT 모형의 테스트 배치를 나타낸다. 풀 스케일 모델의 계류 반경은 중심선으로부터 앵커까지 314.0 m이며, 이 값을 기준으로 모형의 계류반경은 7.85 m이다. 모형은 조파기에서 약 9.64m 떨어진 수조 중앙에 설치되었으며, 바람과 파도의 작용방향은 풍력발전기 정면을 향하도록 설치되었다. 모형의 계류 반경은 중심선에서 앵커까지 7.813m이다. 3 개의 계류라인은 120도 간격으로 대칭을 이루고 있으며, 수심(1.25 m)을 만족하기 위해 계류선 테이블을 설치하였다. 계류테이블의 길이는 터치다운 지점 이후의 계류선이 테이블 위에 놓일 수 있도록 충분한 길이(4 m)를 주었고, 무게 또한 앵커를 대체하기 위해 약 40kg으로 제작되었다.



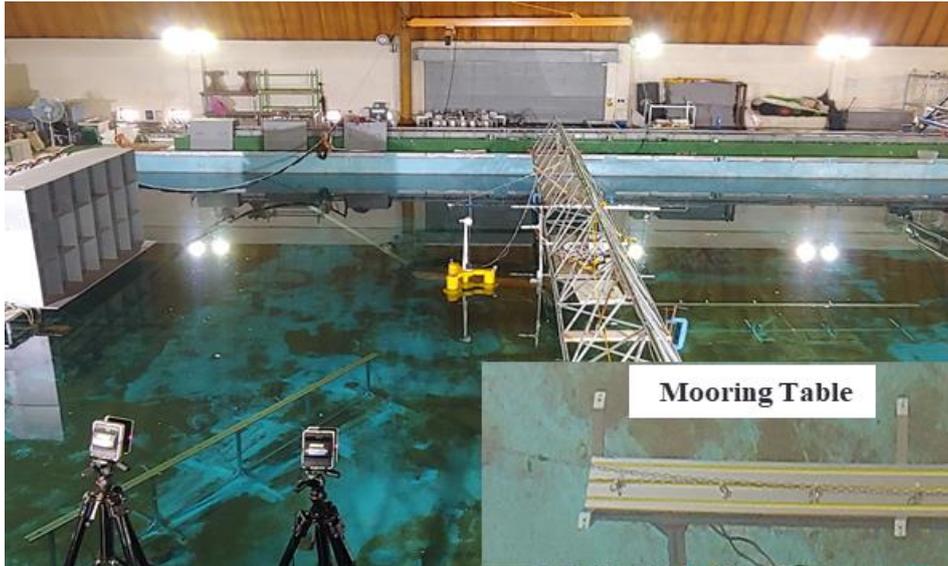
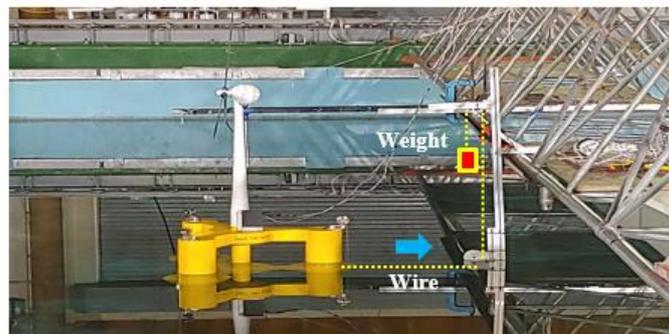


Figure A.9 Model test arrangement of 750-kW FOWT model-II

계류시스템의 설치에 FOWT 모션에 상당한 영향을 줄 수 있으므로 설치 과정이 중요하다. 계류라인의 복원력을 일치시키기 위하여 Figure A.10과 같이 정수중 오프셋 테스트를 통해 도르레에 추를 달아 추 무게를 추가함에 따라 실제 모형이 이동하는 거리를 측정하였으며, 시뮬레이션 결과값과 비교를 통해 수평하중에 대한 오프셋 값이 모형과 시뮬레이션 결과값에서 일치하도록 하여 계류라인의 강성(Stiffness)을 맞추었다.



[Mooring Ling Offset Test of Simulation & Model Test]

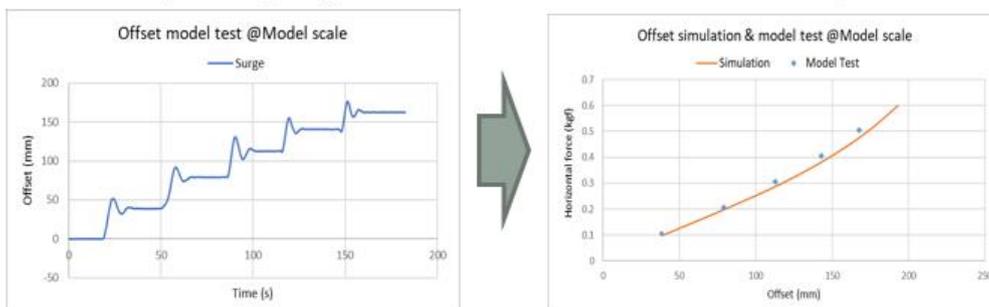


Figure A.10 The mooring offset test & data

Table A.6은 계류선의 형상과 물성치를 그래프로 보여준다. 체인을 이용하여 계류선의 중량을 수조 수심에 균일하게 분포시켰고, 제작된 계류라인의 무게인 1.91 kg은 목표 무게와 약 1.3 %의 오차를 갖는다.

Table A.6 The properties of 750-kW mooring lines.

Description	Full scale	Model scale	Measured	Difference
Mooring line nominal diameter [mm]	114	2.85	3.00	-5.00 %
Mooring line length [m]	314.0	7.85	7.85	0 %
Radius from platform center line to anchor [m]	312.5	7.813	7.81	-0.03%
One (1) mooring line mass [kg]	120,670	1.885	1.910	1.31 %

A.3.3 계측 장비

FOWT 모형 테스트 수행 시 시험 결과의 신뢰성을 확보하기 위하여 검교정된 시험 장비 사용과 함께 충분한 캘리브레이션(Calibration)이 수행되어야 원하는 데이터를 계측할 수 있다. 본 연구에서는 파고계 종류 및 설치 위치 다양화를 통해 파도 캘리브레이션을 수행하였으며, 파랑의 경우 부유식 풍력발전기 모델이 설치되는 위치에 파고계를 설치하여 모델이 없는 상태에서 규칙파와 불규칙파의 파고와 주기를 계측하고 확인하였다. 특히, 반사파의 축적을 최소화하고, 파를 구현하는 동안 바람의 품질과 파장을 유지하기 위해 신중하게 취했다. Figure A.11은 파고계의 형상 및 설치 위치를 보여주며, 검교정 되지 않은 장비(Old) 를 사용했을 경우 각각의 불규칙파에서 나타나는 데이터 오류의 결과를 Figure A.12와 같이 확인할 수 있다.

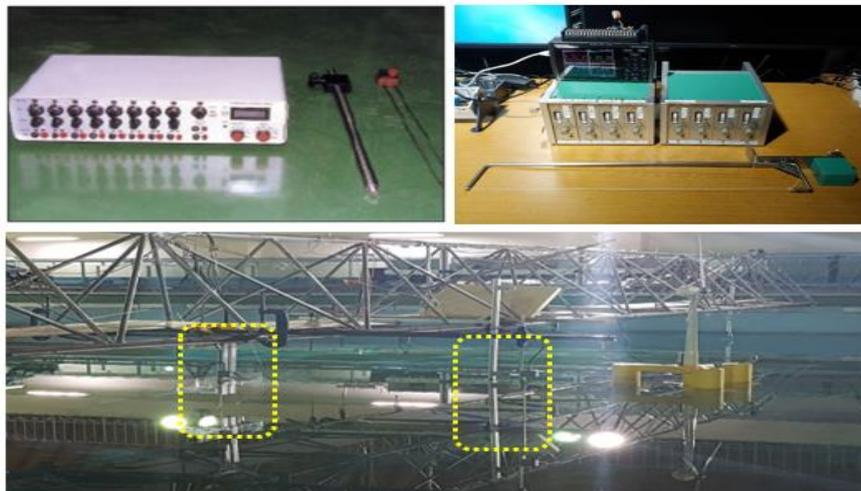


Figure A.11 Wave probe & Location

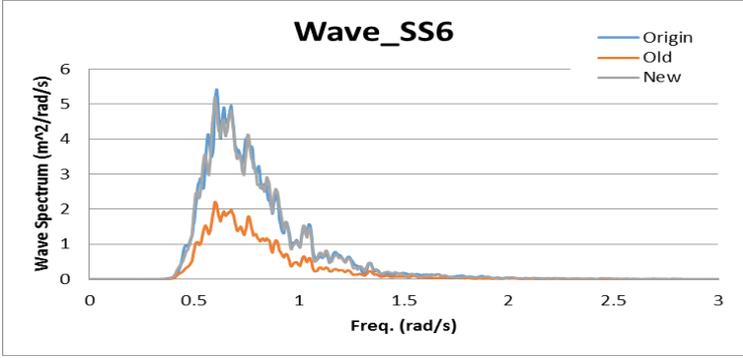
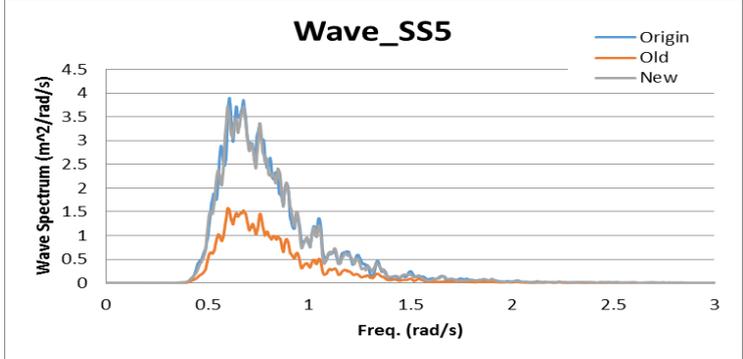
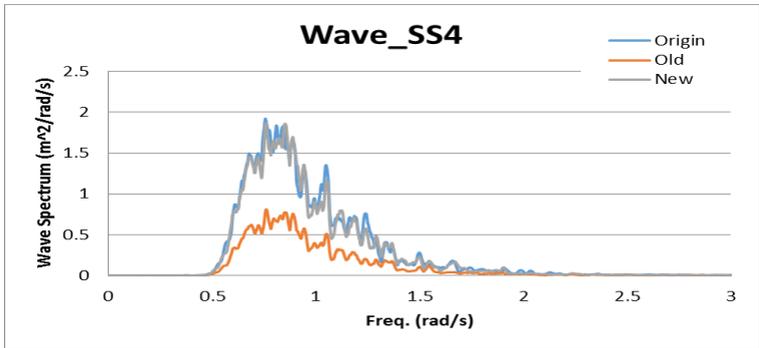
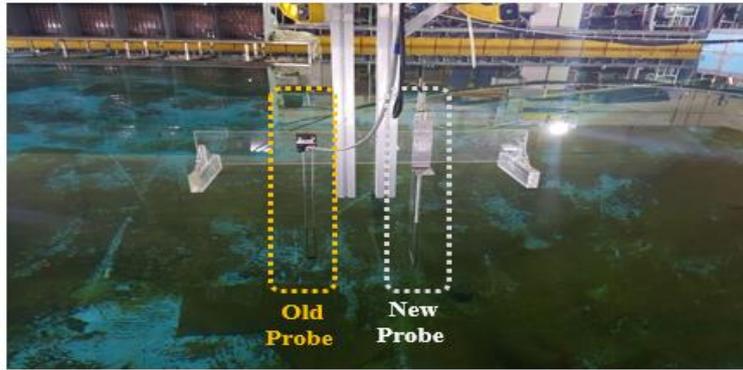


Figure A.12 Comparison of Wave spectrums data

모형시험에서 사용된 운동 계측 설비는 영국 바이콘(VICON)사의 모션캡처 카메라를 사용하였다. 적외선 감지 카메라를 이용하여 모형에 부착된 마커(Markers)를 추적(Tracking)하여 6자유도 운동을 계측한다. Figure A.13은 모형시험에서 모션캡처 카메라가 실제로 부유식 풍력발전기 모형을 계측하는 모습을 보여준다.

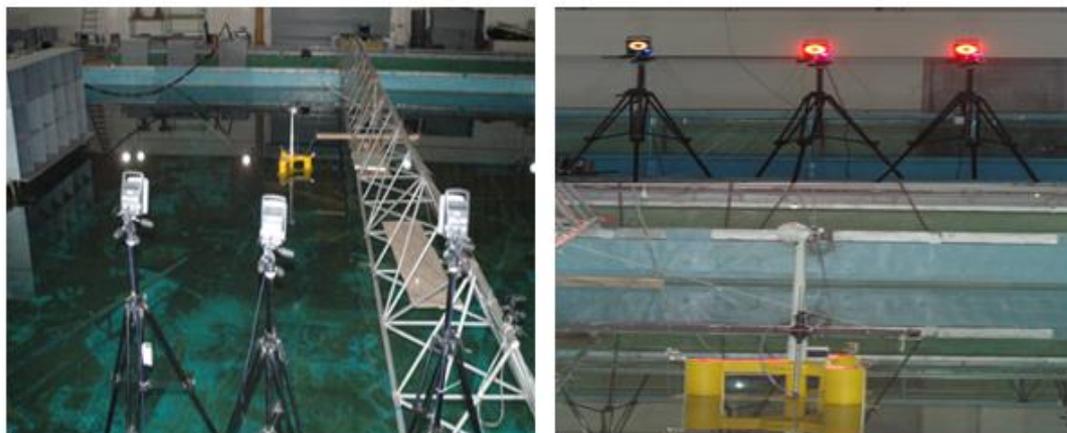


Figure A.13 Motion capture system (Vicon camera)

A.3.4 모형시험 하중조건

750-kW FOWT의 모형시험 하중조건은 규칙파와 불규칙파에서 각각 바람이 없는 조건과 있는 조건에서 프루드 상사법칙을 적용하여 수행되었다. 풀 스케일 750-kW 풍력 터빈은 정격풍속(Rated Wind Speed) 11.1 m/s에서 회전자속도(Rotor Speed) 25 rpm으로 동작하며, 이는 모델 스케일로 각각 1.76 m/s와 158 rpm에서 수행됨을 알 수 있다. 로드케이스(LC, Load Case) 1 & 2의 경우 10 개의 규칙 파로 실행되었으며, LC1은 바람이 없는 규칙파에서 실행되었고 LC2는 정격풍속하의 규칙 파에서 실행되었다. 불규칙파의 경우, 규칙파와 마찬가지로 바람이 없는 조건인 LC3과 정격풍속 하의 조건인 LC4의 불규칙 파에서 각각 수행되었다.

Table A.7 Model test load cases

Load cases	Full scale			Model scale (1:40)		
	Wind (m/s)	Wave (-)	Rotor Speed (rpm)	Wind (m/s)	Wave (-)	Rotor Speed (rpm)
LC1	No Wind	Regular	Fixed	No Wind	Regular	Fixed
LC2	11.1	Regular	25	1.76	Regular	158
LC3	No Wind	Irregular	Fixed	No Wind	Irregular	Fixed
LC4	11.1	Irregular	25	1.76	Irregular	158

Table A.8은 모형 시험을 위한 10개의 규칙파(LC1 & 2)의 조건을 나타낸다. 해양공학수조에서 생성 가능한 파랑의 제한으로 저주파수(장파)에서의 모형시험 결과는 도출하지 못하였다. 본 연구에서 선형응답인 RAO(Response Amplitude Operator) 도출을 위한 파도 조건은 실제 해상환경 조건에서 가장 자주 발생하는 파고 1.5 m, 파주기 범위 4.95 ~ 15.91 s 로 설정하였다. 이 조건은 모델 스케일에서의 파고는 0.04 m, 파주기는 0.78 ~ 2.52 s 사이에 위치함을 알 수 있다.

Table A.8 Regular waves for LC1 and LC2

Load cases	Full scale			Model scale (1:40)		
	Wave Height (m)	Wave Period (s)	Wave Frequency (rad/s)	Wave Height (m)	Wave Period (s)	Wave Frequency (rad/s)
Wave 1	1.6	4.95	8.055	0.04	0.78	1.269
Wave 2	1.6	5.66	7.060	0.04	0.89	1.110
Wave 3	1.6	6.35	6.283	0.04	1.00	0.989
Wave 4	1.6	7.8	5.108	0.04	1.23	0.806
Wave 5	1.6	9.88	4.028	0.04	1.56	0.636
Wave 6	1.6	11.32	3.510	0.04	1.79	0.555
Wave 7	1.6	12.77	3.110	0.04	2.02	0.492
Wave 8	1.6	13.37	2.978	0.04	2.11	0.470
Wave 9	1.6	14.48	2.744	0.04	2.29	0.434
Wave 10	1.6	15.91	2.493	0.04	2.52	0.395

Table A.9는 불규칙파(LC3 & 4)의 조건을 나타낸다. RAO 계산을 위한 파고는 0.04 m, 파주기는 0.78 ~ 2.5 s이다. 불규칙파의 경우 Sea state 4~6까지의 파도를 수조 조파기에서 발생 가능한 범위에서 파랑 스펙트럼(Wave spectrum)을 구하여 생성하였다. 이론값인 피어슨-모스코비츠(Pierson-Moskowitz) 스펙트럼은 바람이 넓은 해역에서 오랜 기간동안 불 때 파랑이 바람과 평형을 이루게 된다고 가정되며, 동해안과 같이 충분히 발달한 파랑해역(Fully developed sea) 환경에 적합하다. 따라서, 본 연구에서는 파에너지가 좁고 큰 존스왑(JONSWAP) 스펙트럼 보다 대상 모형시험의 해양환경 조건에 보다 적합한 P-M 이론식으로 구한 파랑 스펙트럼을 불규칙파 생성에 사용하였으며, Figure A.14를 통해 파랑 스펙트럼의 이론값과 파도의 생성을 통한 실험값이 일치하는 것을 확인하였다.

Table A.9 Irregular waves for LC3 and LC4

Irregular waves	Full scale		Model scale (1:40)	
	T_p (s)	H_s (m)	T_p (s)	H_s (m)
Irregular wave sea state 4 (SS4)	8.1	3.72	1.281	0.093
Irregular wave sea state 5 (SS5)	9.6	4.88	1.518	0.122
Irregular wave sea state 6 (SS6)	9.9	5.53	1.565	0.138

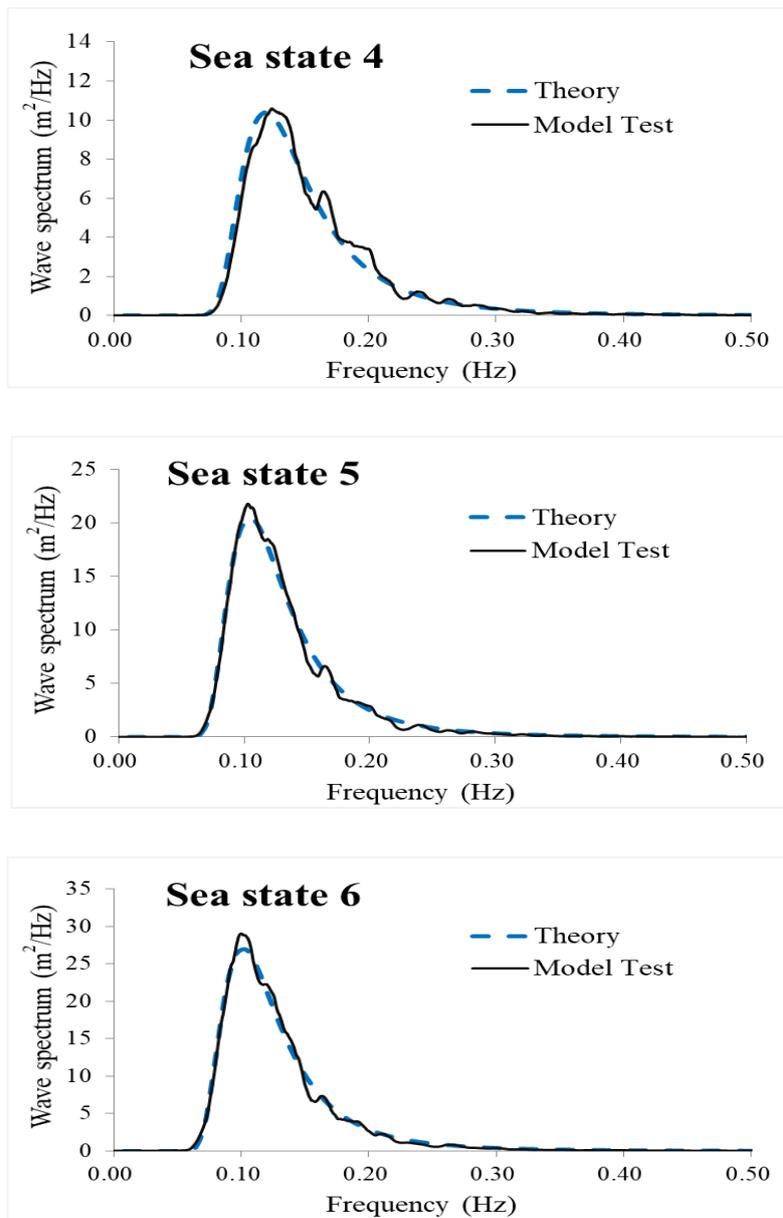


Figure A.14 Wave spectrums of theory and model test

A.4 모형시험 결과

A.4.1 정수 중 자유감쇠 운동시험

모형시험에서 정수 중 자유감쇠(Free decay) 운동시험은 구조물의 고유주기와 감쇠계수를 찾는 데 사용된다. 본 연구에서 자유감쇠 운동시험은 전후동요(Surge), 상하동요(Heave) 그리고 종동요(Pitch) 운동에 대해 수행하였고, Figure A.15는 자유감쇠운동 시험에 대한 시계열 결과값을 보여준다. 자유감쇠 시험의 각 모션의 결과를 시뮬레이션과 비교해 보았으며, 각각의 고유주기는 전후동요(Surge)는 56.6 s(0.11 rad/s), 상하동요(Heave)는 13.3 s(0.47 rad/s), 그리고 종동요(Pitch)는 20.9 s(0.31 rad/s)였다. 이는 상하동요의 고유주기를 제외한 전후동요와 종동요는 실제 바다 조건에서 가장 자주 발생하는 5 ~ 15 s 사이의 범위를 벗어남을 알 수 있다. 본 연구에서는 앞서 모형시험의 규칙과 LC1 &2의 파주기를 4.95 ~ 15.91 s로 설정하였으며, 이를 통해 RAO의 장파영역에서의 부유체의 상하동요 운동학적 특성을 확인할 수 있다.

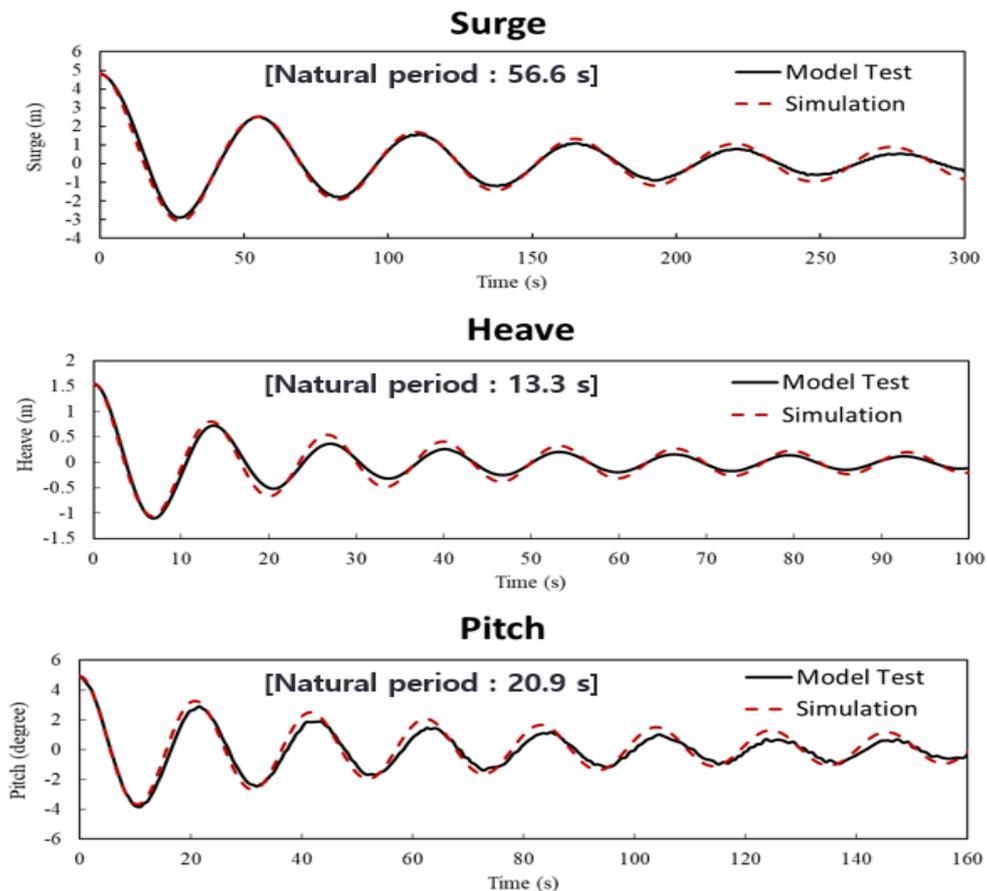


Figure A.15 Free decay results of model test and simulation

A.4.2 규칙과 동적응답

해양구조물의 동적응답은 응답진폭연산자(RAO, Response Amplitude Operator)를 계산하여 수행된다. RAO는 주파수 영역에서 입사파에 따른 플랫폼의 동적응답 나타내며, 병진운동의 단위는 m/m이고, 회전운동은 deg/m로 나타내었다. 750-kW FOWT의 모형시험에서 RAO 사용하여 규칙파에서 수행된 동적응답을 예측하고 평가했다. 자유감쇠운동과 마찬가지로 바람과 파도의 방향이 정방향임을 고려하여 전후동요(Surge), 상하동요(Heave) 그리고 종동요(Pitch) 운동에 대한 RAO를 수행하였다. 해양공학수조 조파기에서 생성 가능한 파도의 제한으로 모형시험에서 수행할 수 없었던 저주파수(장파)에서의 RAO는 고유주파수에서 발생하는 동적응답을 확인하기 위해 시뮬레이션에서는 저주파수를 포함한 RAO 결과를 제시했다. LC1의 RAO는 규칙파만 사용하여 얻어졌으며 모형시험은 100 s, 시뮬레이션은 1600 s로 해석을 수행하였다. LC2의 RAO는 정격풍속으로부터 영향을 받는 규칙파로부터 얻어졌으며 모형시험은 150 s, 시뮬레이션은 3200 s로 해석을 수행하여 신뢰성을 높이고자 하였다. 모형시험과 시뮬레이션의 RAO 결과를 Figure A.16에 나타내었으며, LC1과 LC2의 모든 RAO가 모형시험의 주파수 영역내에서 통합연성해석의 결과와 일치함을 보여주었다.

모형시험에서 수행할 수 없었던 저주파수 영역에서의 전후동요(Surge) 및 종동요(Pitch) RAO는 시뮬레이션을 통해 고유주파수 영역에서 큰 동적응답을 나타냄을 알 수 있으며, 상하동요(Heave)의 경우는 모형시험에서도 고유주파수 영역에서 가장 큰 동적응답이 발생했음을 확인할 수 있다. 상하동요의 경우는 실제 해상환경에서 자주 발생하는 파랑의 범위 조건이며, 일반적으로 고유주파수 영역에서의 플랫폼의 상하동요 운동은 부유체의 감쇠조건에 의해 지배되며 감쇠비율이 높을수록 응답이 작아진다. 따라서, 750-kW 플랫폼의 하단에 대형 상하동요 감쇠판(Heave plate)을 설치하면 동적응답을 줄일 수 있을 것으로 판단된다.

종동요(Pitch) RAO의 경우 고유주파수 영역에서 공기역학적 댐핑(Aerodynamic Damping) 효과로 바람 조건이 없는 LC1과 비교하였을 때 LC2에서 동적응답이 감소됨을 알 수 있다. 공기역학적 댐핑은 부유체가 피치 모션에서 바람에 의한 영향으로 블레이드의 회전속도가 증가하게 되고 추력을 발생시킴으로써 공기역학적 감쇠 효과를 발생시킨다[A-4]. 즉 바람에 의한 공기역학적 댐핑은 하부 부유체의 피치 모션에 영향을 줄 뿐만 아니라 전후방향으로 나셀 및 타워의 응답에도 영향을 미친다. 또한, 저주파수 영역에서는 전후동요(Surge)의 고유주파수의 최대 범위에서 서지-피치 결합 현상이 나타남을 확인하였다.

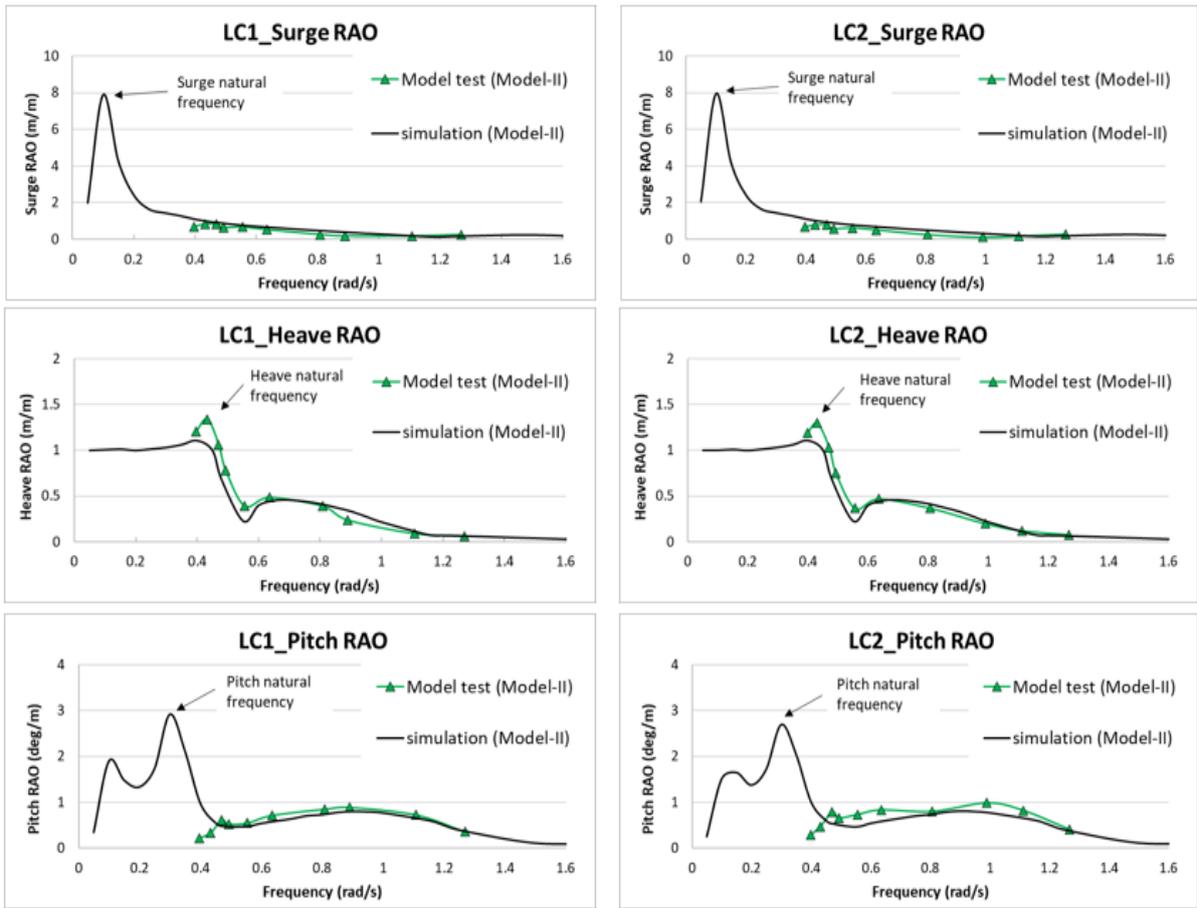


Figure A.16 The RAOs of the model test and simulation in LC1 and LC2

Figure A.17에는 750-kW FOWT Model-I과 Model-II의 모형시험과 시뮬레이션의 RAO 결과 비교를 나타내었다. Model-I과 Model-II 모두 LC1과 LC2 모형시험 및 시뮬레이션 결과에서 전후동요(Surge), 상하동요(Heave) 그리고 종동요(Pitch) 운동에 대한 RAO가 잘 일치하는 것을 보여준다. 또한, Model-II와 마찬가지로 Model-I에서도 시뮬레이션의 전후동요 및 종동요 RAO는 고유주파수 영역에서 큰 동적응답을 나타낸다

그러나, Model-II의 경우, Model-I보다 종동요에서의 동적응답이 낮은 것을 확인할 수 있다. 이는 Figure 5.2 전체 모델 형상에서 확인할 수 있듯이 Model-II의 허브 높이는 시스템의 저주파수 응답으로 부터 종동요 공진 응답을 감소시키기 위해 Model-I에 비해 감소시켰다. 즉, 고유주파수 영역의 경우, 동적응답은 댐핑 조건에 의해 지배되며, 높은 댐핑 비율은 보다 작은 동적응답을 유발한다. Table 5.1에서 Model-II의 관성모멘트는 Model-I의 관성모멘트보다 작으므로 Model-II의 감쇠비(Damping ratio)는 Model-I의 감쇠비보다 크다. 따라서 Model-II의 종동요 공진 응답이 Model-I보다 작음을 알 수 있다.

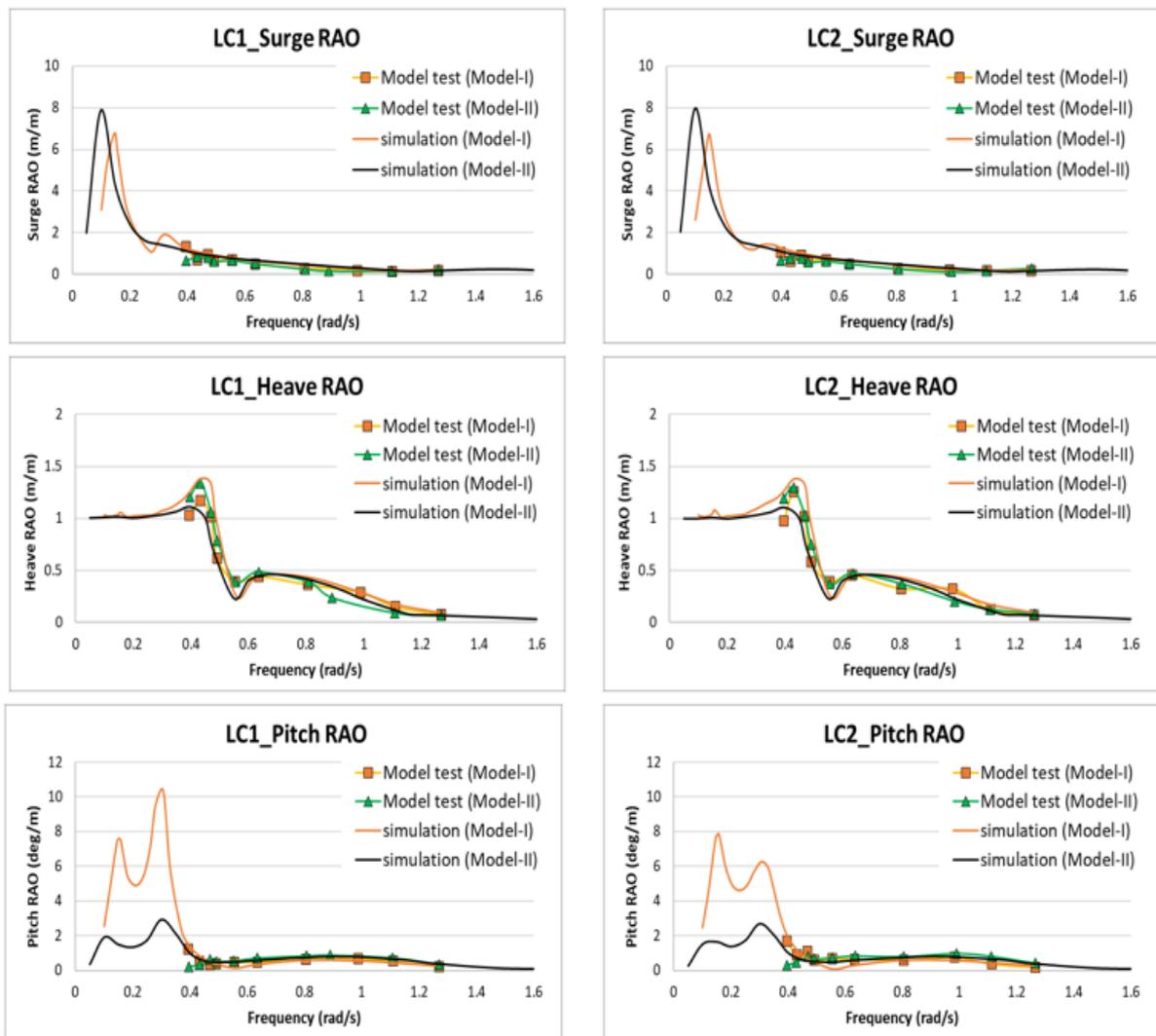


Figure A.17 The RAOs of the model-1 and model-2 in LC1(only regular waves) and LC2 (wind with regular waves)

A.4.3 불규칙파 동적응답

750-kW-FOWT의 모형시험 및 시뮬레이션은 불규칙파만 작용하는 LC3 및 불규칙파와 정격풍속 하에서 작용하는 LC4로 수행되었다. 불규칙파에서의 부유식 풍력발전기의 동적응답을 불규칙파에서 모델의 운동을 계측한 후 FFT(Fast Fourier Transform)를 수행하였으며, 모델 테스트의 결과는 수치 시뮬레이션과 비교하기 위해 풀 스케일로 표현하였다. Model-I 과 Model-II의 LC3과 LC4 모형시험 및 시뮬레이션을 통해 부유체의 동적응답을 비교했으며 Significant motion으로 Figure A.18에 나타내었다. 그래프에서 확인할 수 있듯이 Sea State가 커질수록 Significant motion이 증가한다. 서지 및 허브 모션의 경우 모형시험과 시뮬레이션이 일치함을 보이나 피치 모션에서는 파도의 강한 비선형성 때문에 모형시험의 결과 차이를 보이며, Model-II는 Model-I 보다 허브 높이가 낮아 불규칙파에서도 Model-I보다 시뮬레이션에서의 동적응답이 작게 나타난다.

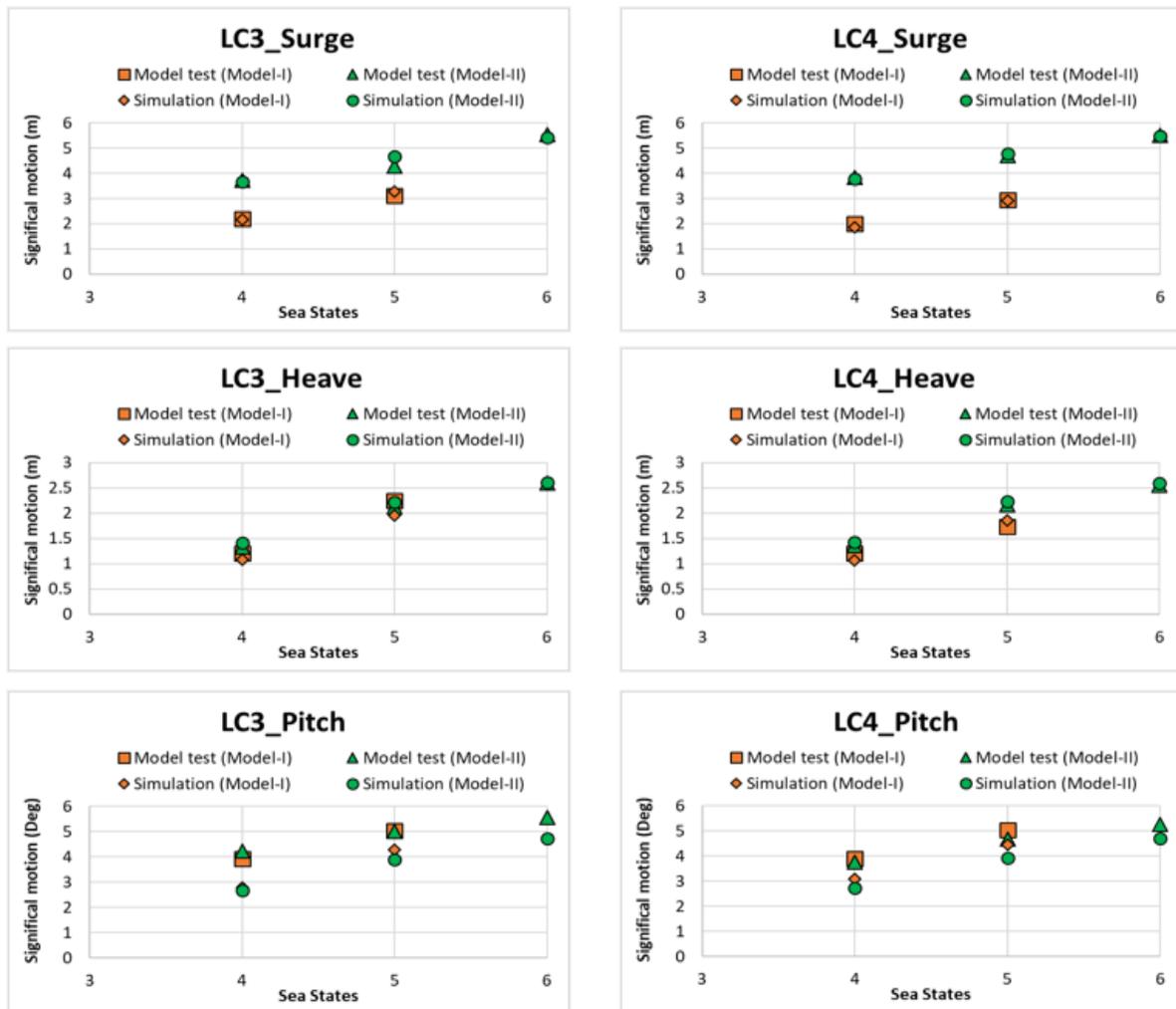


Figure A.18 The significant motions of the model-1 and model-2 in LC3 and LC4.

LC4의 불규칙파와 정격풍속에서 동작하는 Model-II의 모형시험과 시뮬레이션의 Steady(average) motion 결과를 Table A.10에 표준편차를 이용하여 나타내었다. 서지 및 히브 모션에 대한 동적응답의 표준편차는 비교적 양호하다. 그러나 피치 모션에 대한 동적응답의 시뮬레이션 결과는 파도의 강한 비선형 유체역학 하중으로 비교적 작게 평가되었다.

본 연구를 통해 모형시험과 시뮬레이션 결과 비교를 통해 시뮬레이션을 통한 부유체의 운동해석 결과의 타당성을 검증하였고 파도의 비선형 2차파와 같은 유체역학적 하중을 시뮬레이션에서 좀더 충실히 구현할 수 있다면 수치해석 결과의 신뢰성을 확보할 수 있을 것으로 판단된다.

Table A.10 Steady motion results of simulation and model test in LC4

Motion	Statistics	LC4 SS4		LC4 SS5		LC4 SS6	
		Model test	Simulation	Model test	Simulation	Model test	Simulation
Surge [m]	Mean	3.54	3.41	3.77	3.52	3.92	3.78
	Standard deviation	0.90	0.88	1.10	1.12	1.29	1.28
Heave [m]	Mean	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
	Standard deviation	0.32	0.33	0.50	0.52	0.60	0.61
Pitch [degree]	Mean	4.10	3.88	4.23	3.87	4.20	3.87
	Standard deviation	0.78	0.64	1.10	0.92	1.23	1.10

참고문헌

[A-1] ITTC, Recommended Procedures and Guidelines, Model Tests for Offshore Wind Turbines, 75-02-07-03.8, Specialist Committee on Testing of Marine Renewable Devices of the 28th ITTC, 28th ITTC, (2017).

[A-2] D. Ridder, P. Aalberts, B. Buchner, J. Peeringa, The Dynamic Response of an Offshore Wind Turbine with Realistic Flexibility to Breaking Wave Impact; Paper, OMAE 2011-49563, Proceedings, 30th Int. Conf. on Ocean Offshore & Arctic Eng., Rotterdam, The Netherlands, (2011).

[A-3] C. Cermelli, D. Roddier, A. Aubault, Windfloat: A Floating Foundation for Offshore Wind Turbines Part II: Hydrodynamic Analysis, Paper OMAE2009-79231 Proceedings, 28th Int. Conf. on Ocean, Offshore and Arctic Engineering (OMAE 2009) Hono-lulu, Hawaii, USA, (2009).

[A-4] V. Valamanesh, Aerodynamic Damping and Seismic Response of Horizontal Axis Wind Turbine Towers, The Journal of Structural Engineering ASCE, ISSN 0733-9445/04014090.

부록-3 (Appendix-3): IEC 61400 Design Load Cases

Design situation	DLC	Wind condition	Waves	Wind and wave directionality	Sea currents	Water level	Other conditions	Type of analysis	Partial safety factor
1) Power production	1.1	NTM $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$ rotor-nacelle assembly	NSS $H_s = E[H_s V_{hub}]$	COD, UNI	NCM	MSL	For extrapolation of extreme loads on the rotor-nacelle assembly	U	N (1,25)
	1.2	NTM $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$	NSS Joint prob. distribution of H_s, T_p V_{hub}	MIS, MUL	No currents	NWLR or \geq MSL		F	*
	1.3	ETM $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$	NSS $H_s = E[H_s V_{hub}]$	COD, UNI	NCM	MSL		U	N
	1.4	ECD $V_{hub} = V_r - 2 \text{ m/s}, V_r$ $V_r + 2 \text{ m/s}$	NSS $H_s = E[H_s V_{hub}]$	MIS, wind direction change	NCM	MSL		U	N
	1.5	EWS $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$	NSS $H_s = E[H_s V_{hub}]$	COD, UNI	NCM	MSL		U	N
	1.6	NTM $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$	SSS $H_s = H_{s,SSS}$		COD, UNI	NCM	NWLR		U

Design situation	DLC	Wind condition	Waves	Wind and wave directionality	Sea currents	Water level	Other conditions	Type of analysis	Partial safety factor
2) Power production plus occurrence of fault	2.1	NTM $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$	NSS $H_s = E[H_s V_{hub}]$	COD, UNI	NCM	MSL	Normal control system fault or loss of electrical network or primary layer control function fault (see 7.4.3)	U	N
	2.2	NTM $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$	NSS $H_s = E[H_s V_{hub}]$	COD, UNI	NCM	MSL	Abnormal control system fault or secondary layer protection function related fault (see 7.4.3)	U	A
	2.3	EOG $V_{hub} = V_r \pm 2 \text{ m/s}$ and V_{out}	NSS $H_s = E[H_s V_{hub}]$	COD, UNI	NCM	MSL	External or internal electrical fault including loss of electrical network	U	A
3) Start up	2.4	NTM $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$	NSS $H_s = E[H_s V_{hub}]$	COD, UNI	No currents	NWLR or \geq MSL	Control system fault, electrical fault or loss of electrical network	F	*
	2.5	NWP $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$	NSS $H_s = E[H_s V_{hub}]$	COD, UNI	NCM	MSL	Low voltage ride through	U	N
	3.1	NWP $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$	NSS $H_s = E[H_s V_{hub}]$	COD, UNI	No currents	NWLR or \geq MSL		F	*
	3.2	EOG $V_{hub} = V_{in}, V_r \pm 2 \text{ m/s}$ and V_{out}	NSS $H_s = E[H_s V_{hub}]$	COD, UNI	NCM	MSL		U	N
	3.3	EDC $V_{hub} = V_{in}, V_r \pm 2 \text{ m/s}$ and V_{out}	NSS $H_s = E[H_s V_{hub}]$	MIS, wind direction change	NCM	MSL		U	N
4) Normal shut down	4.1	NWP $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$	NSS $H_s = E[H_s V_{hub}]$	COD, UNI	No currents	NWLR or \geq MSL		F	*
	4.2	EOG $V_{hub} = V_r \pm 2 \text{ m/s}$ and V_{out}	NSS $H_s = E[H_s V_{hub}]$	COD, UNI	NCM	MSL		U	N

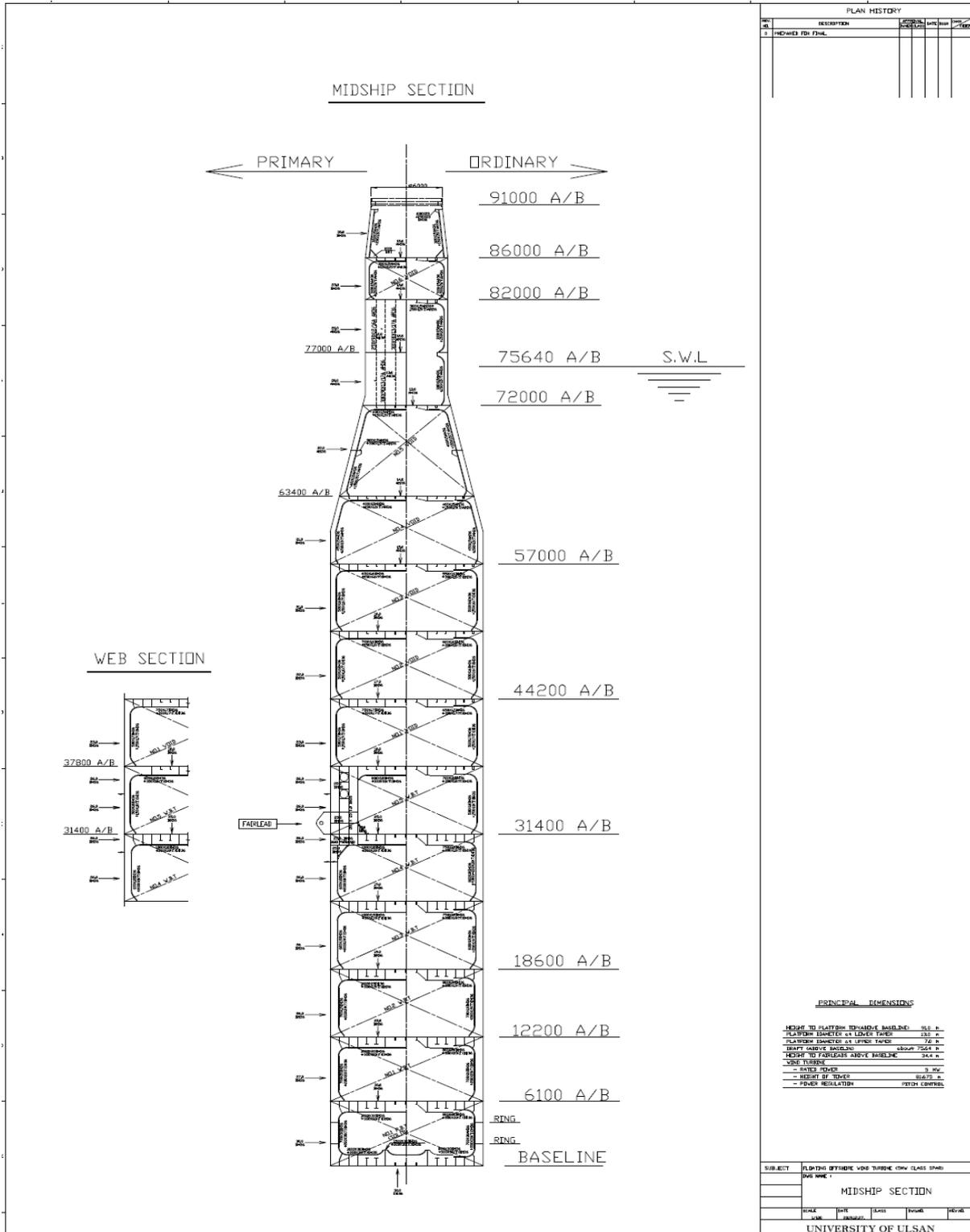
Design situation	DLC	Wind condition	Waves	Wind and wave directionality	Sea currents	Water level	Other conditions	Type of analysis	Partial safety factor	
5) Emergency stop	5.1	NTM $V_{hub} = V_r \pm 2m/s$ and V_{out}	NSS $H_s = E[H_s V_{hub}]$	COD, UNI	NCM	MSL		U	N	
		EWM Turbulent wind model $V_{hub} = V_{ref}$	ESS $H_s = H_{s50}$	MIS, MUL	ECM $U = U_{50}$	EWLR		U	N	
6) Parked (standing still or idling)	6.2	EWM Turbulent wind model $V_{hub} = V_{ref}$	ESS $H_s = H_{s50}$	MIS, MUL	ECM $U = U_{50}$	EWLR	Loss of electrical network	U	A	
		EWM Turbulent wind model $V_{hub} = V_1$	ESS $H_s = H_{s1}$	MIS, MUL	ECM $U = U_1$	NWLR	Extreme yaw misalignment	U	N	
7) Parked and fault conditions	6.4	NTM $V_{out} < V_{hub} < 0,7 V_{ref}$	NSS Joint prob. distribution of H_s, T_p, V_{hub}	COD, MUL	No currents	NWLR or \geq MSL		F	*	
		EWM $V_{hub} = V_1$	ESS $H_s = H_{s1}$	MIS, MUL	ECM $U = U_1$	NWLR		U	A	
8) Transport, assembly, maintenance and repair	8.1	NTM $V_{hub} < V_{out}$	NSS Joint prob. distribution of H_s, T_p, V_{hub}	COD, MUL	No currents	NWLR or \geq MSL		F	*	
		See 7.4.9 for guidance. Design conditions shall be stated in the design basis.								
		EWM $V_{hub} = V_1$	ESS $H_s = H_{s1}$	COD, UNI	ECM $U = U_1$	NWLR		U	A	
		NTM $V_{hub} < 0,7 V_{ref}$	NSS Joint prob. distribution of H_s, T_p, V_{hub}	COD, MUL	No currents	No currents	NWLR or \geq MSL	No grid during installation period	F	*
8.4	See 7.4.9 for guidance. Design conditions shall be stated in the design basis.									

Design Situation	DLC	Wind condition	Waves	Wind and wave directionality	Sea currents	Water level	Other conditions	Type of analysis	Partial safety factor
2) Power production plus occurrence of fault	2.6	NTM $V_{in} < V_{hub}$ $< V_{out}$	SSS	MIS, MUL	NCM	NWLR	Fault of sea-state limit protection system	U	A
4) Normal shut down	4.3	NTM $V_{in} < V_{hub}$ $< V_{out}$	SSS or the most severe conditions that triggers the safety limits of the control and protection system	MIS, MUL	NCM	MSL	Maximum operating sea state limit	U	N
9) Power production	9.1	NTM $V_{in} < V_{hub}$ $< V_{out}$	NSS	MIS, MUL	NCM	MSL	Transient condition between intact and redundancy check condition	U	A
	9.2	NTM $V_{in} < V_{hub}$ $< V_{out}$	NSS	MIS, MUL	NCM	MSL	Redundancy check condition	U	A
	9.3	NTM $V_{in} < V_{hub}$ $< V_{out}$	NSS	MIS, MUL	NCM	MSL	Leakage (damage stability)	U	A
10) Parked (standing still or idling)	10.1	EWM $V_{hub} = V_{ref}$	ESS	MIS, MUL	ECM	EWLR	Transient condition between intact and redundancy check condition	U	A
	10.2	EWM $V_{hub} = V_{ref}$	ESS	MIS, MUL	ECM	EWLR	Redundancy check condition	U	A
	10.3	EWM $V_{hub} = V_{ref}$	ESS	MIS, MUL	ECM	EWLR	Leakage (damage stability)	U	A

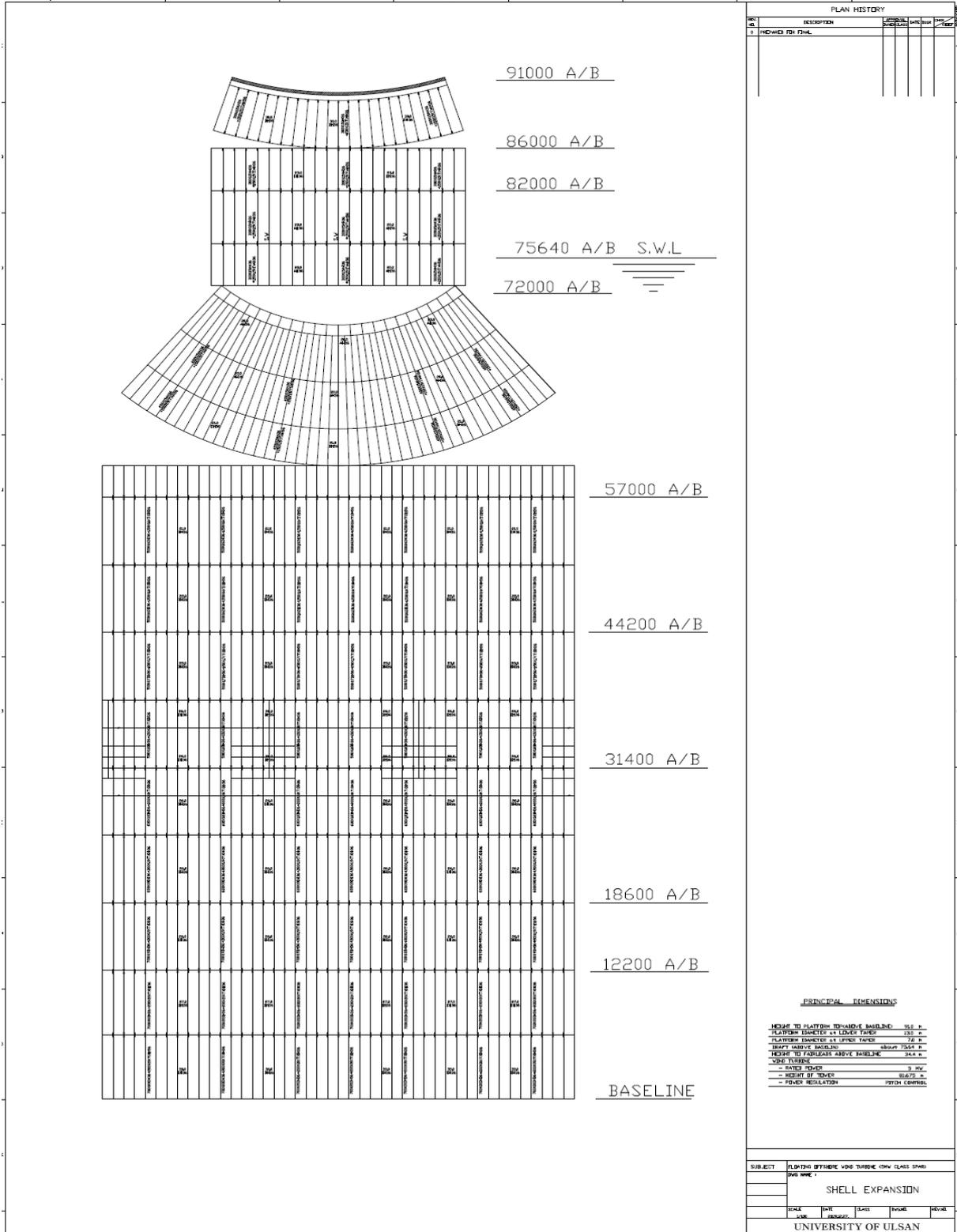
부록-4 (Appendix-4):

4-1) Structural Drawing

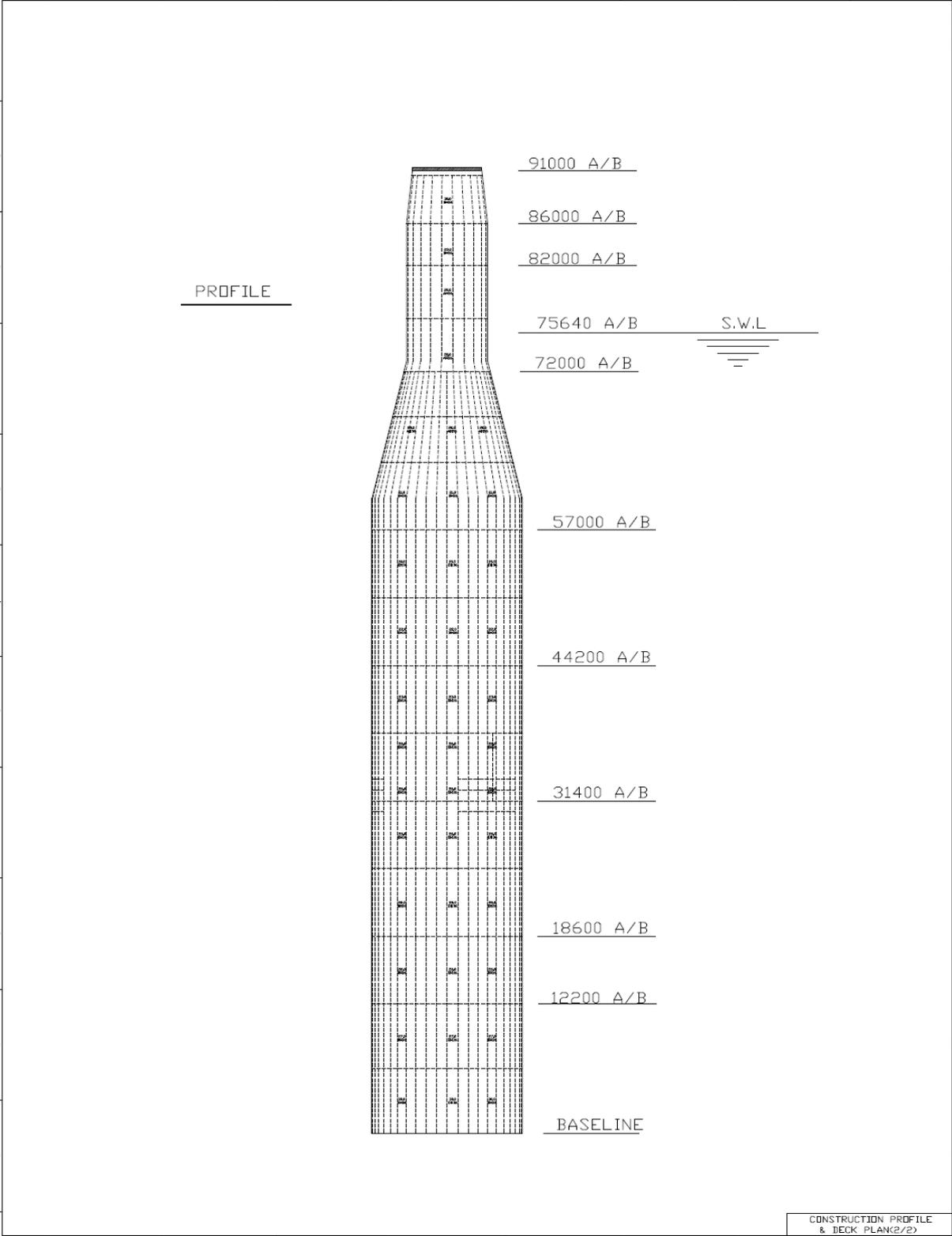
[Midship Section]



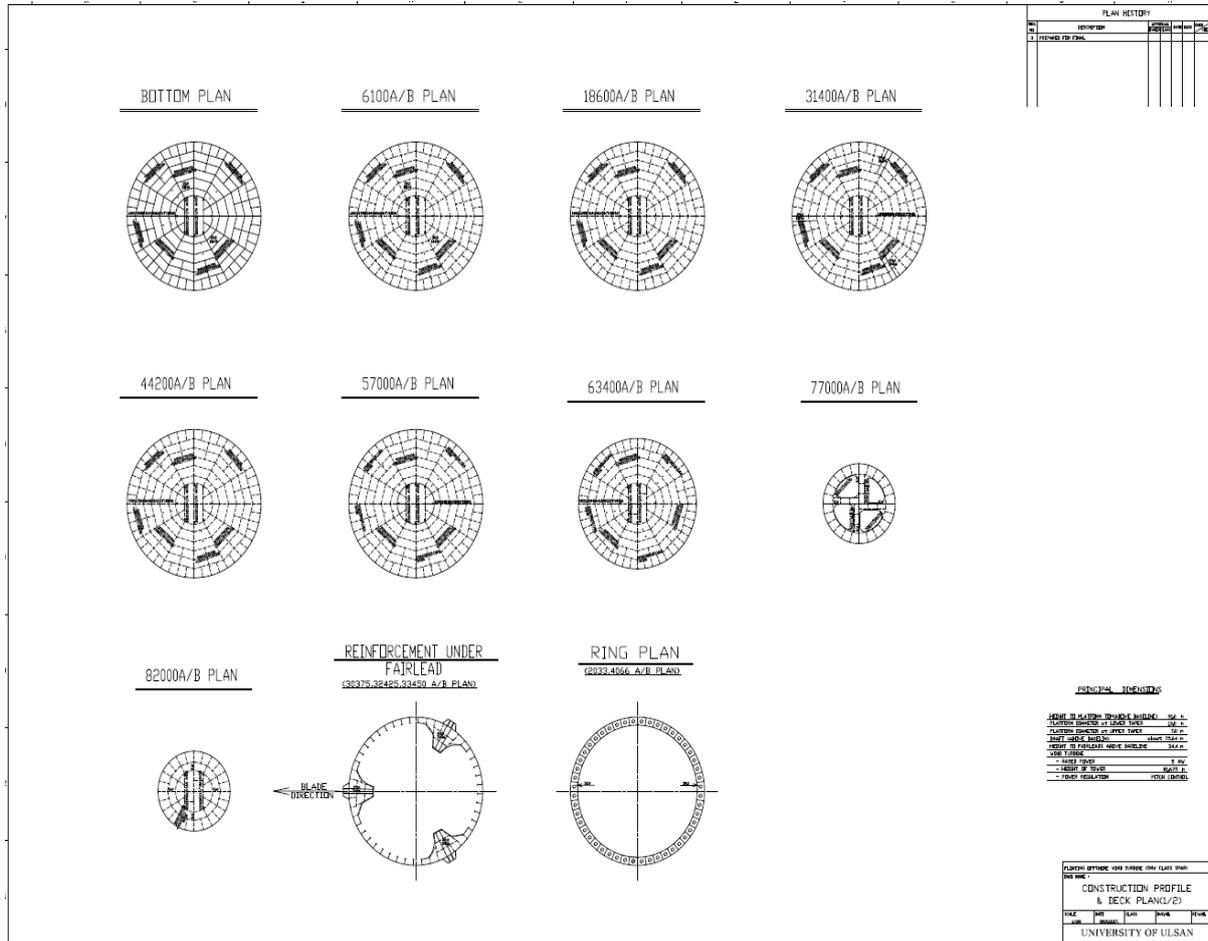
[Shell Expansion]



[Construction Profile]



[Deck Plan]



4-2) Detail of Analysis Modeling

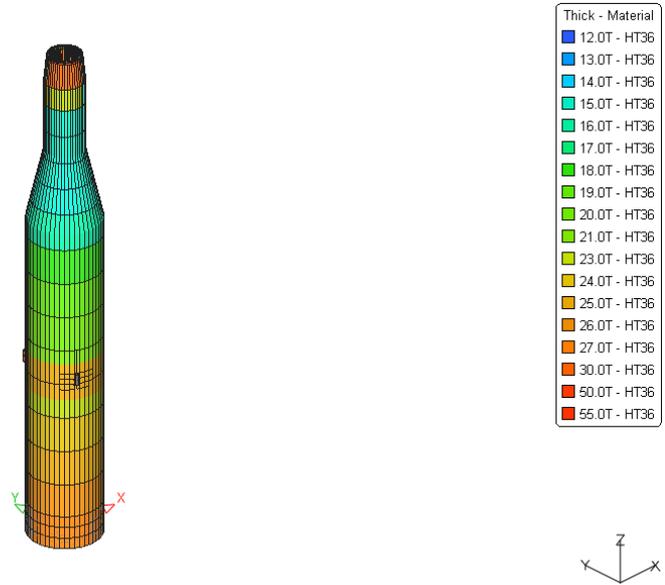


Figure A-1. Entire Platform Plot (Look Downward)

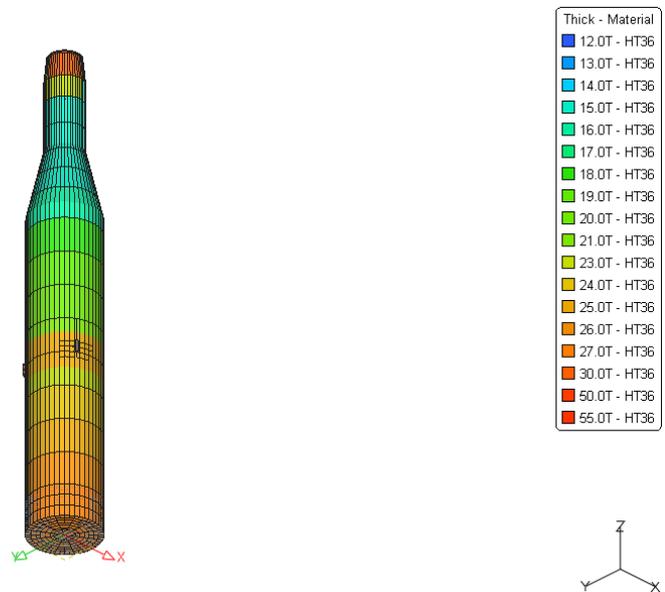


Figure A-2. Entire Platform Plot (Look Upward)

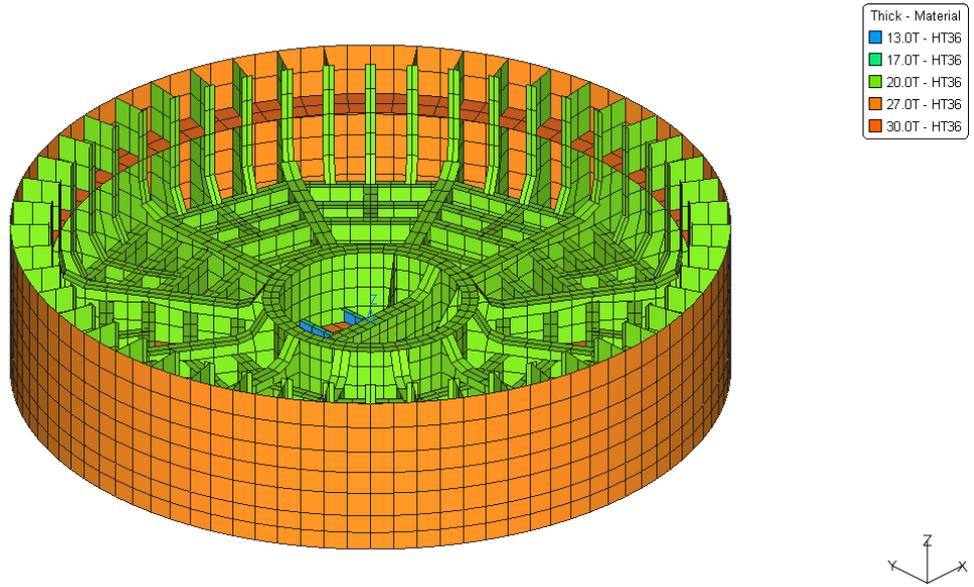


Figure A-3. Base Line to 3050 A/B Plot (Look Downward)

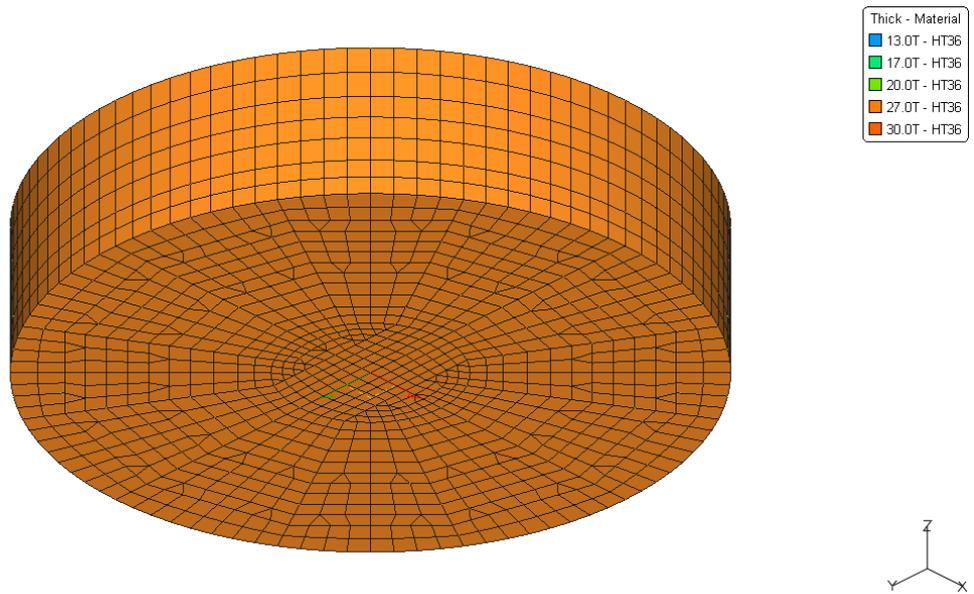


Figure A-4. Base Line to 3050 A/B Plot (Look Upward)

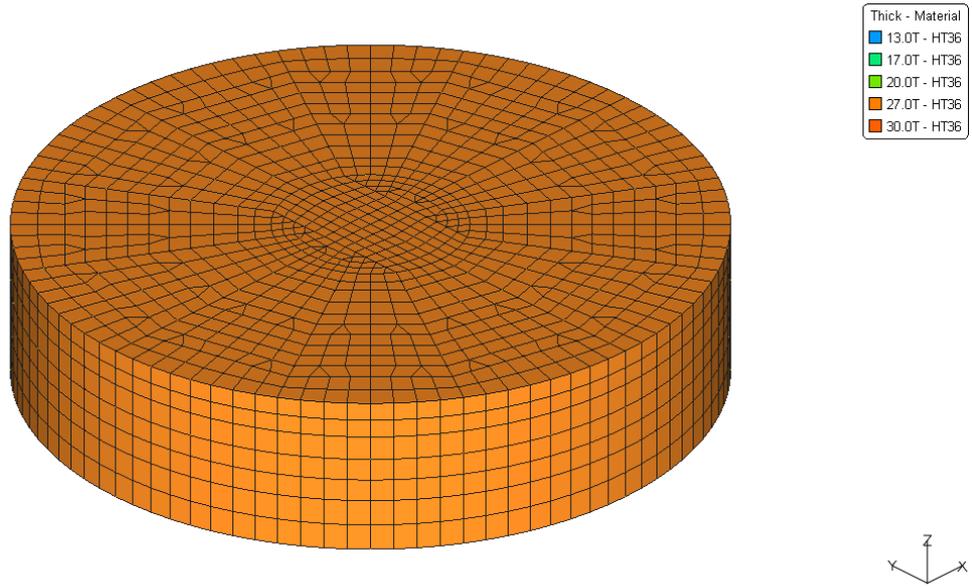


Figure A-5. 3050A/B to 6100 A/B Plot (Look Downward)

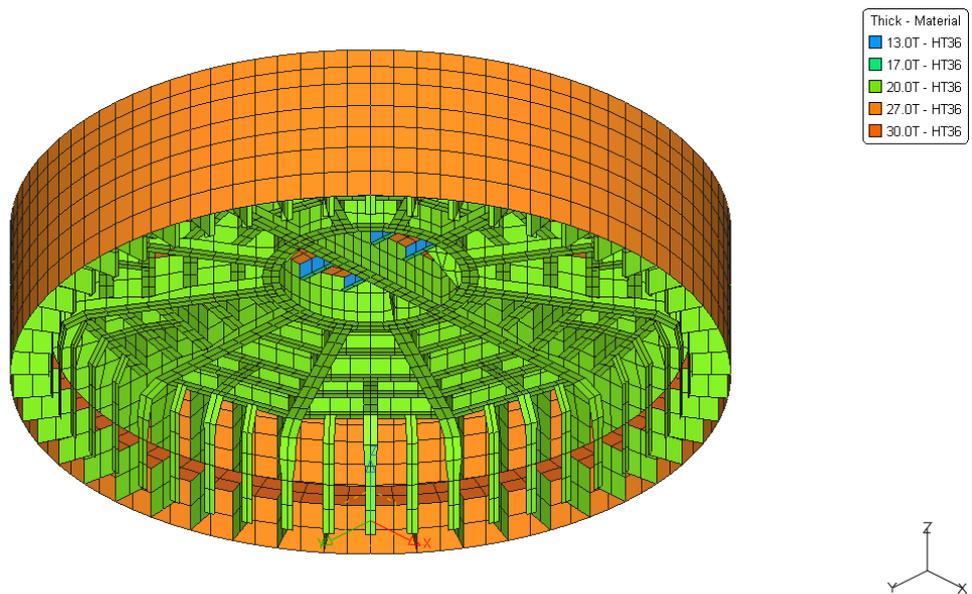


Figure A-6. 3050A/B to 6100 A/B Plot (Look Upward)

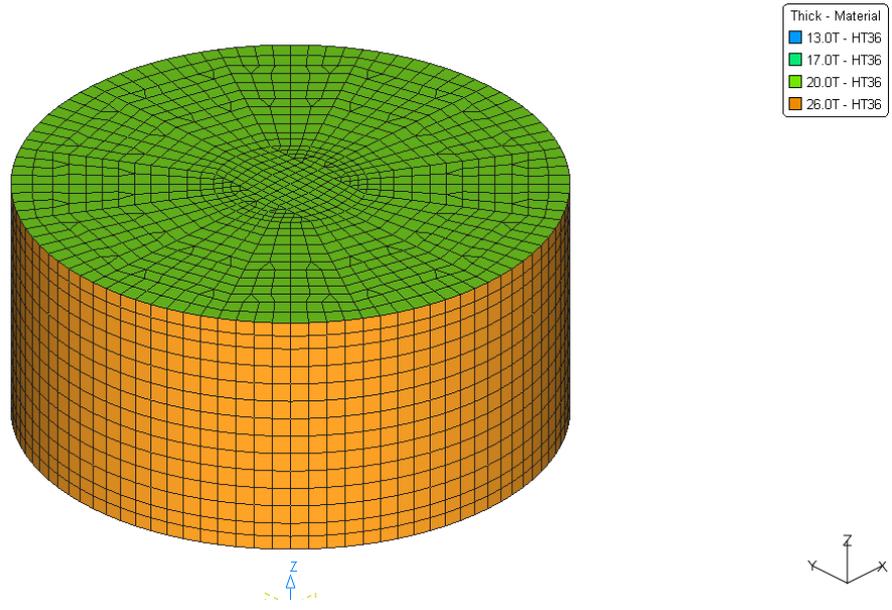


Figure A-7. 6100A/B to 12200A/B (Look Downward)

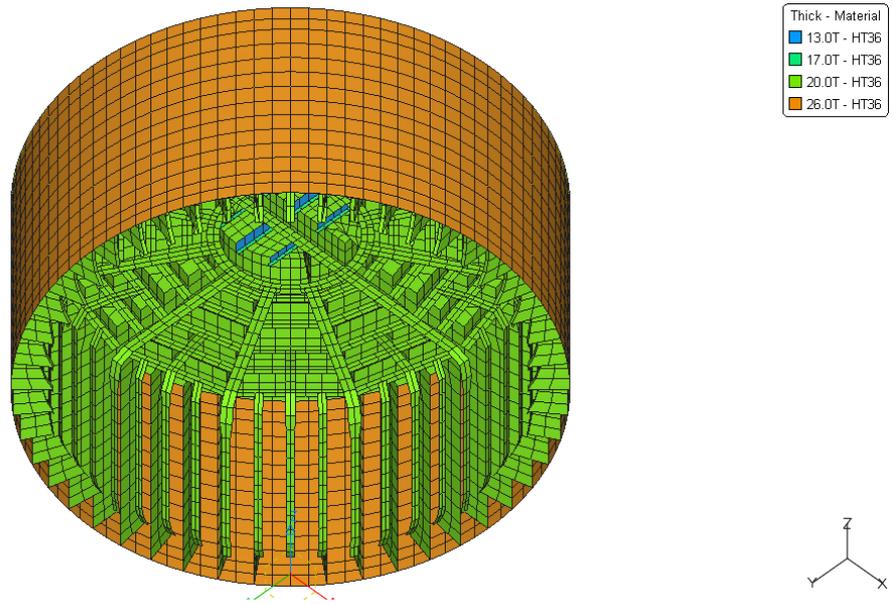


Figure A-8. 6100A/B to 12200A/B (Look Upward)

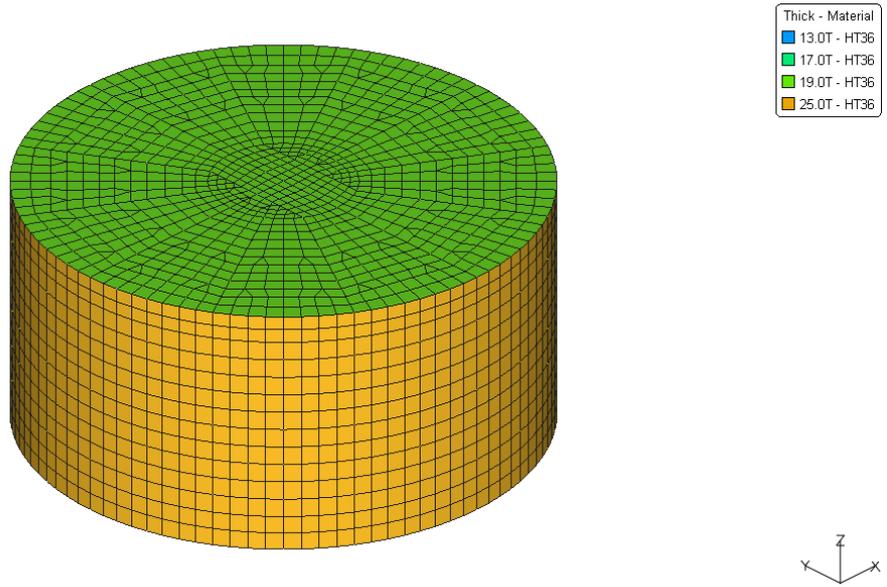


Figure A-9. 12200A/B to 18600A/B (Look Downward)

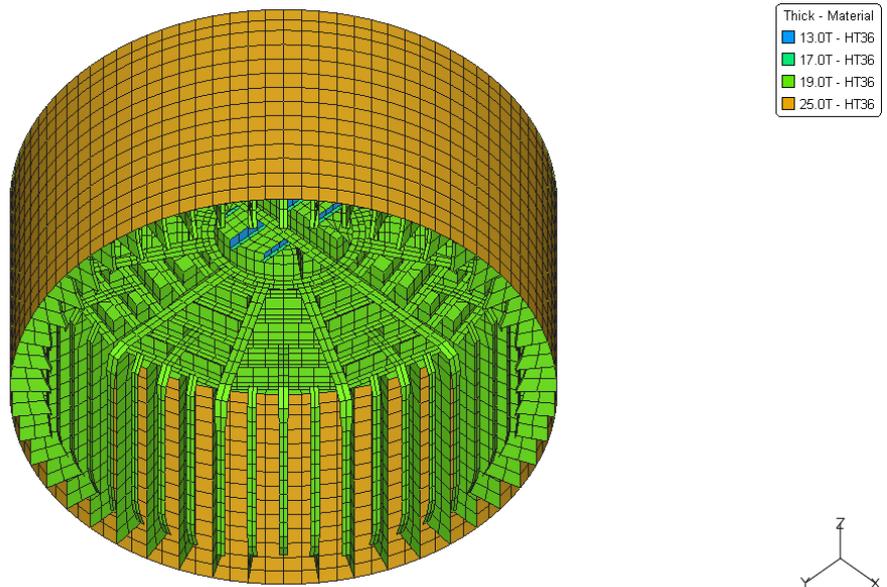
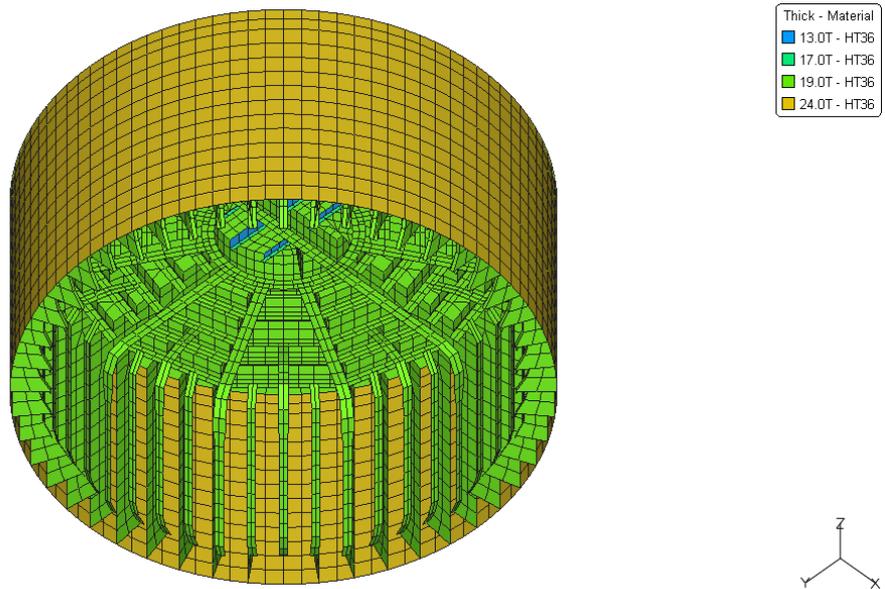
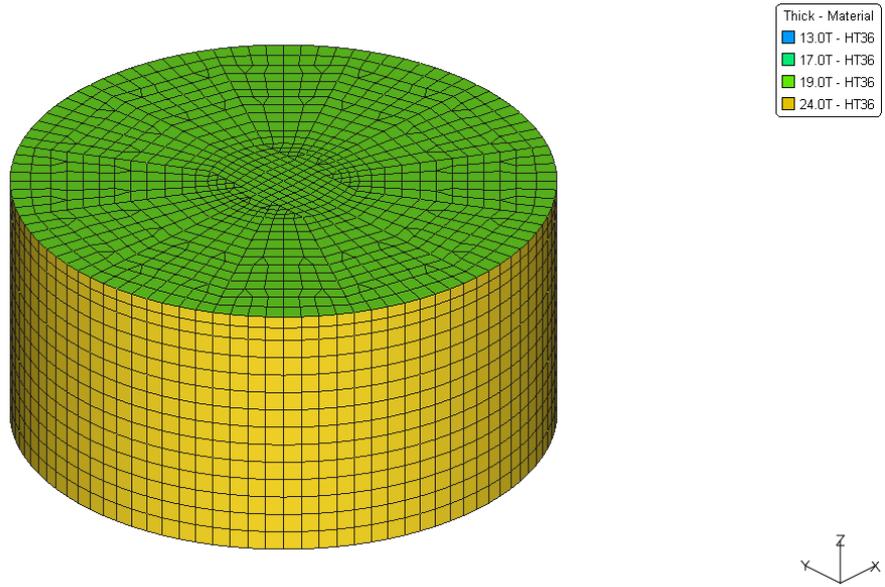


Figure A-10. 12200A/B to 18600A/B (Look Upward)



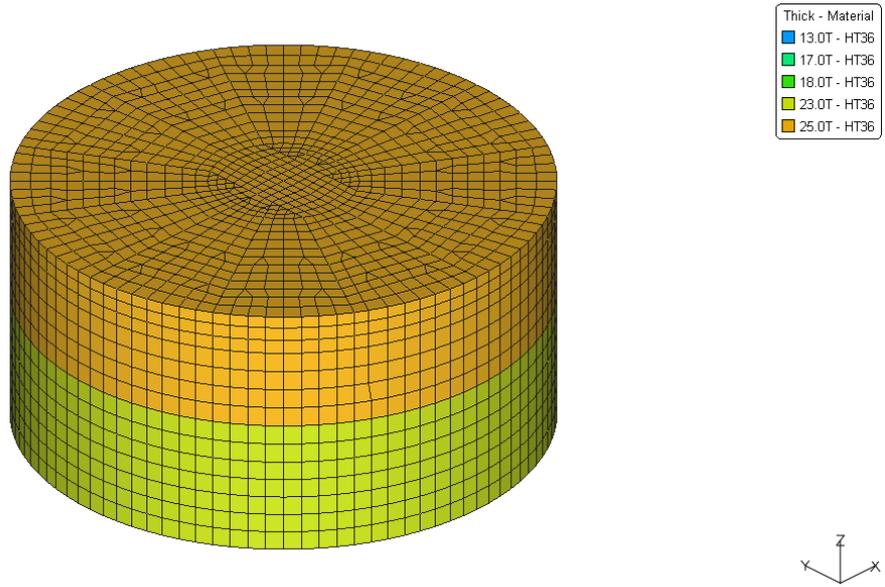


Figure A-13. 25000A/B to 31400A/B (Look Downward)

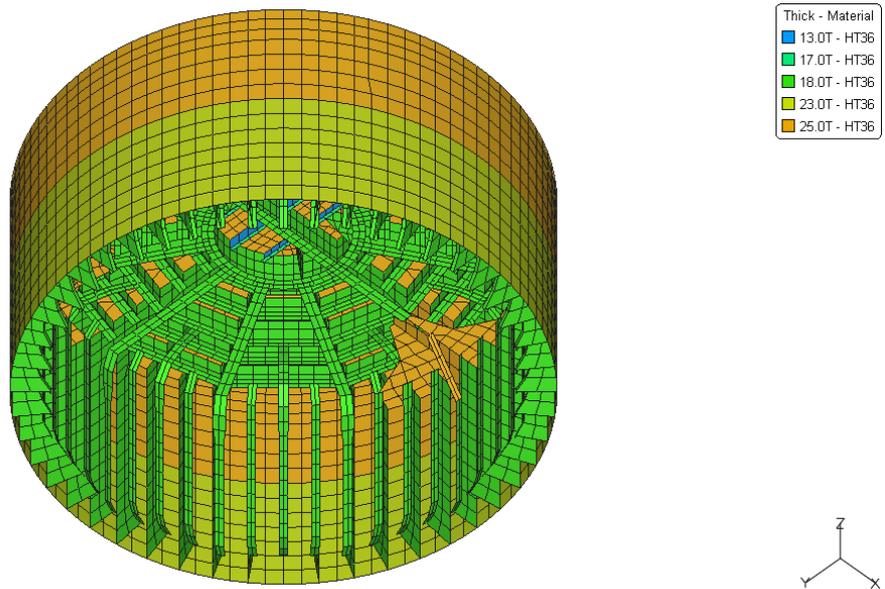


Figure A-14. 25000A/B to 31400A/B (Look Upward)

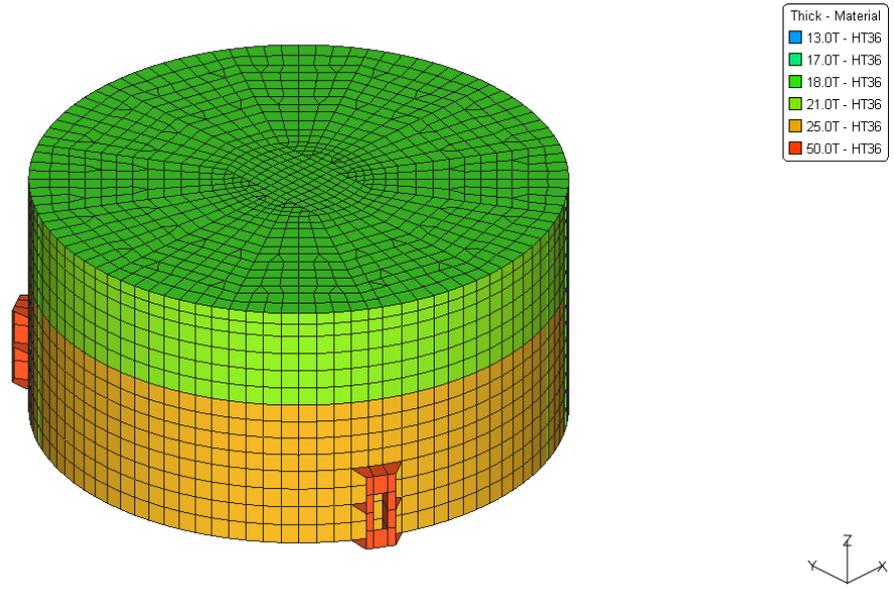


Figure A-15. 31400A/B to 37800A/B (Look Downward)

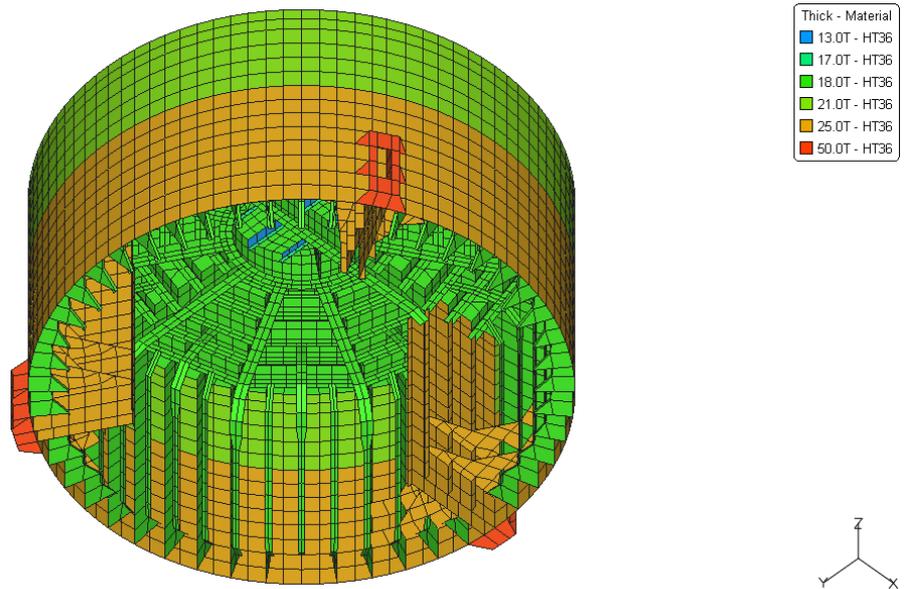


Figure A-16. 31400A/B to 37800A/B (Look Upward)

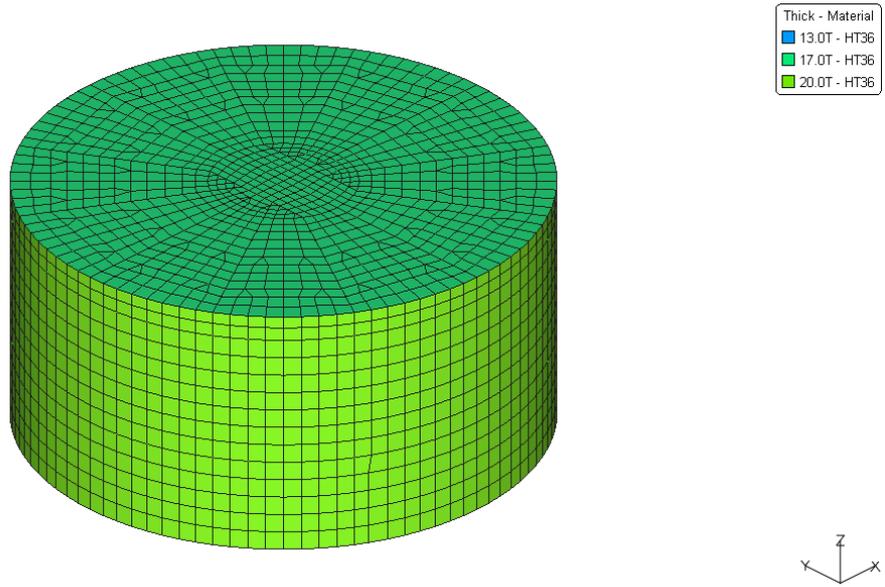


Figure A-17. 37800A/B to 44200A/B (Look Downward)

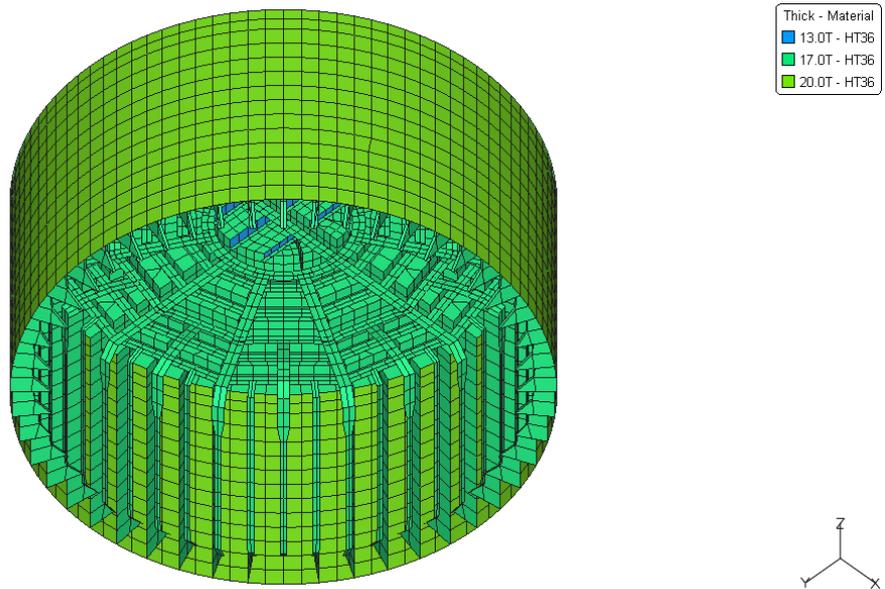


Figure A-18. 37800A/B to 44200A/B (Look Upward)

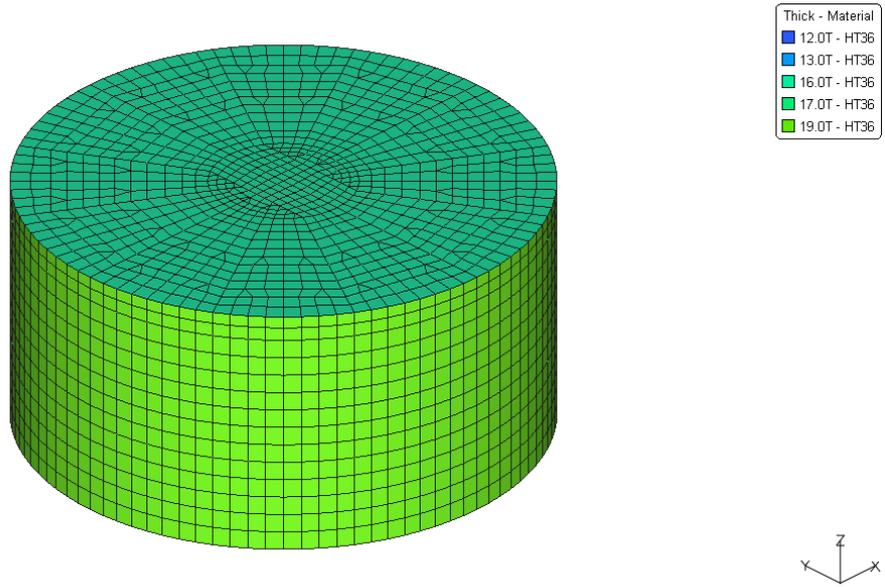


Figure A-19. 44200A/B to 50600A/B (Look Downward)

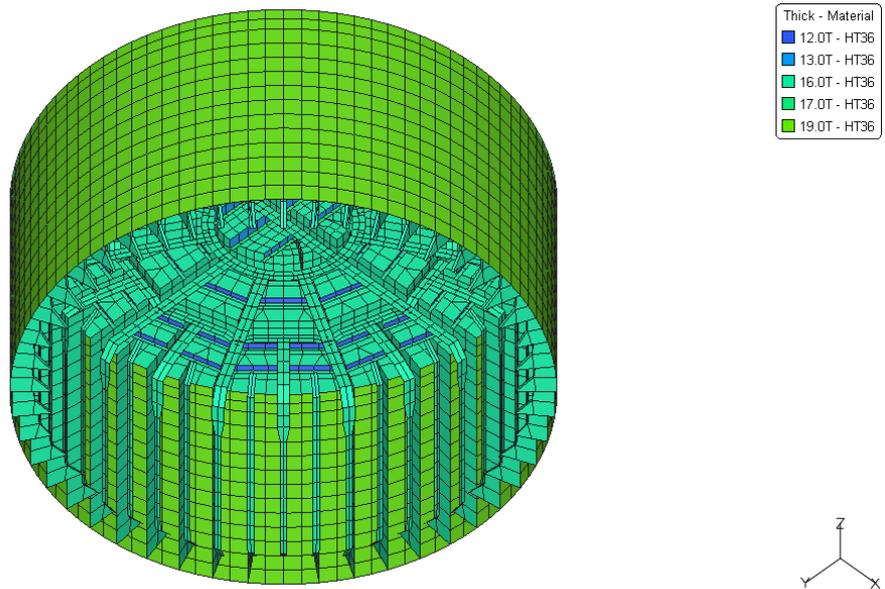


Figure A-20. 44200A/B to 50600A/B (Look Upward)

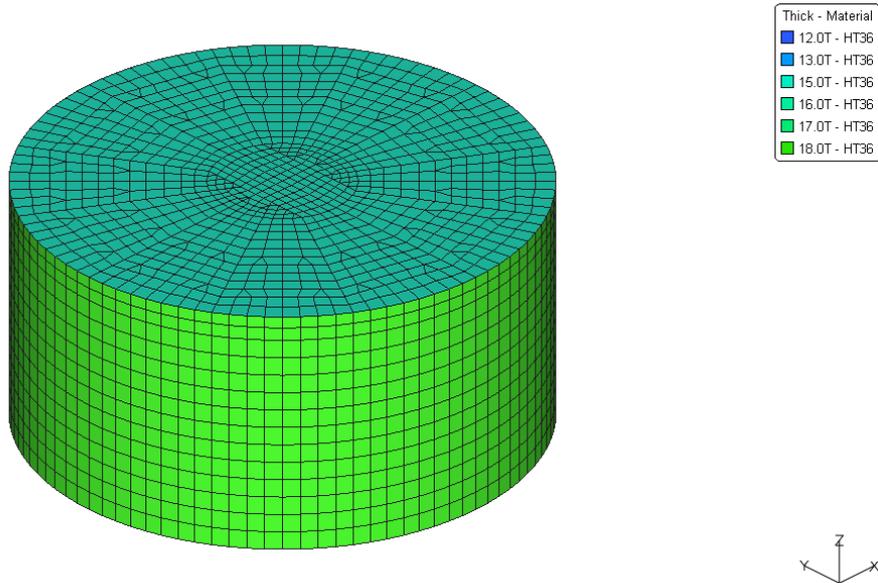


Figure A-21. 50600A/B to 57000A/B (Look Downward)

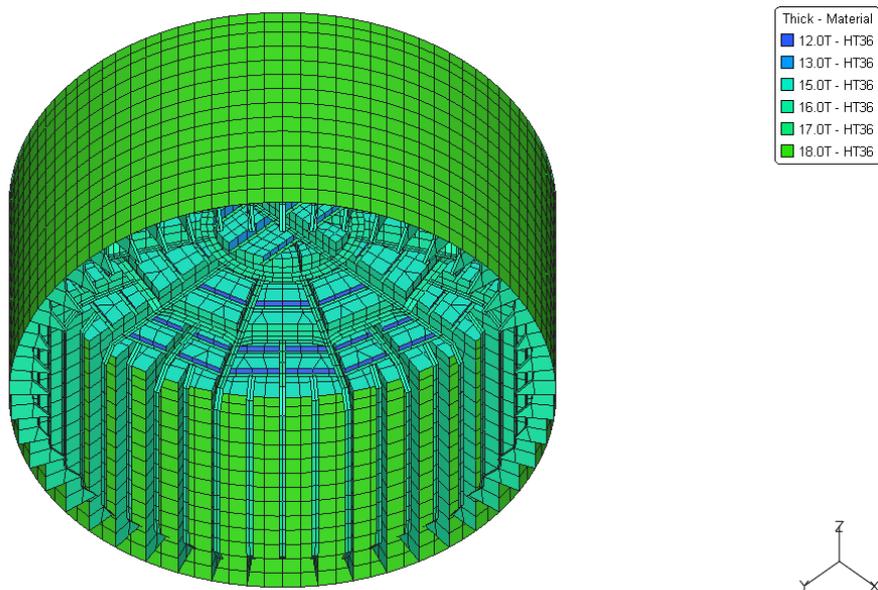


Figure A-22. 50600A/B to 57000A/B (Look Upward)

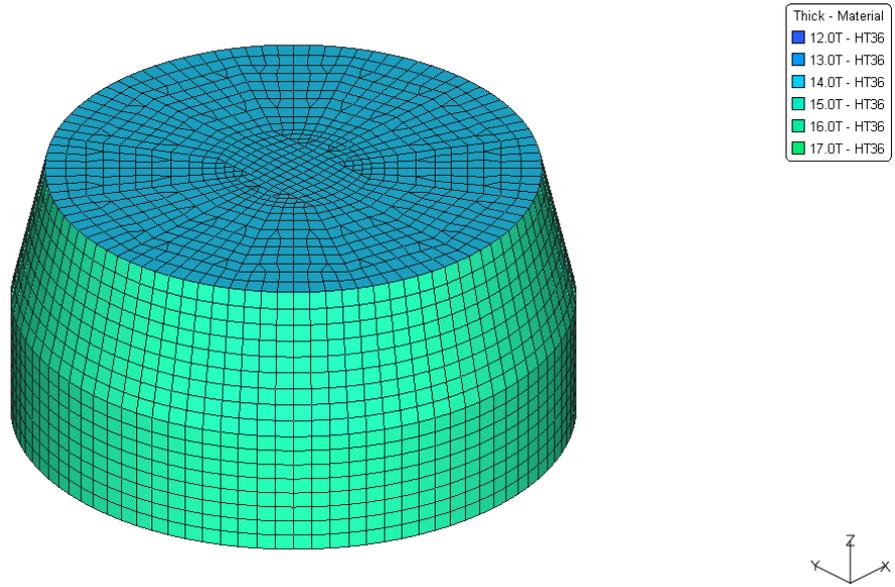


Figure A-23. 57000A/B to 63400A/B (Look Downward)

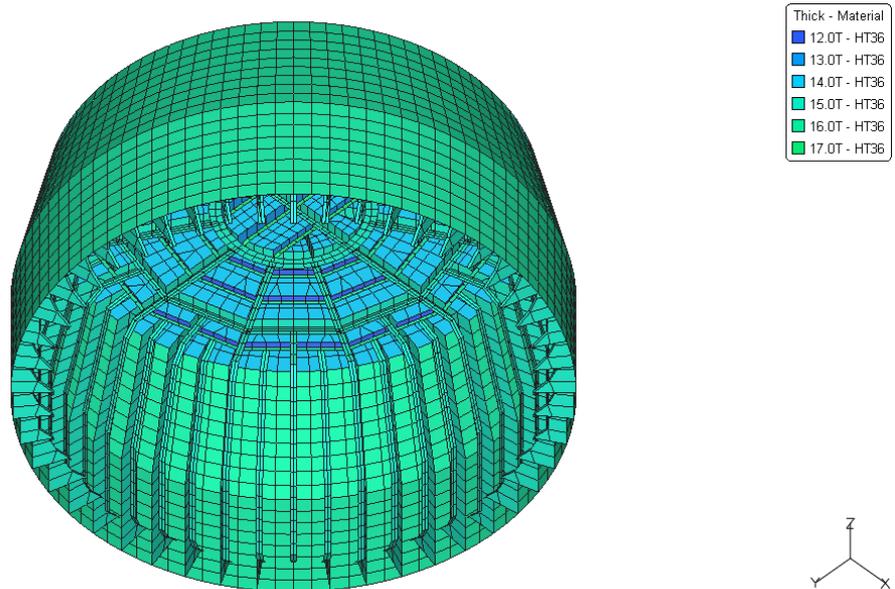
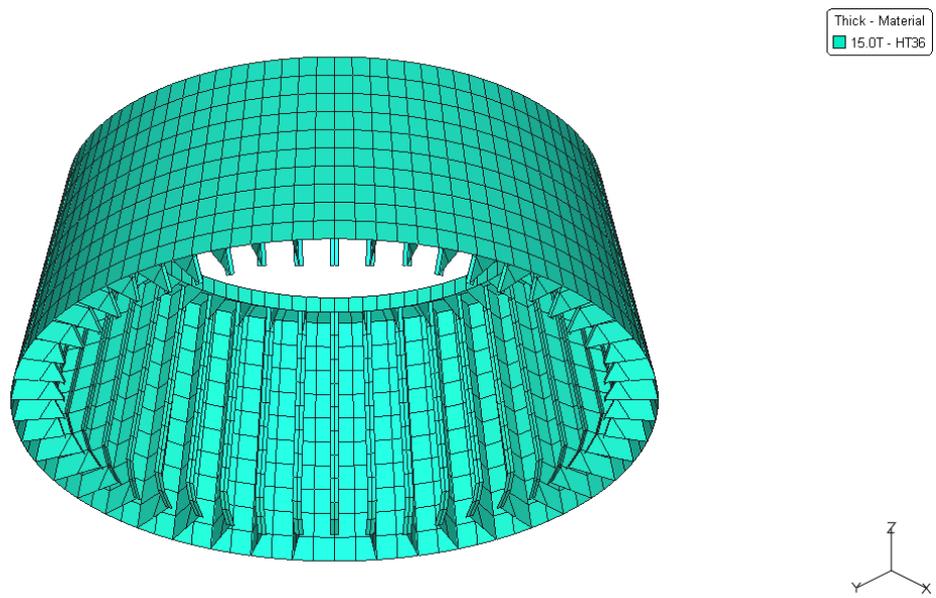
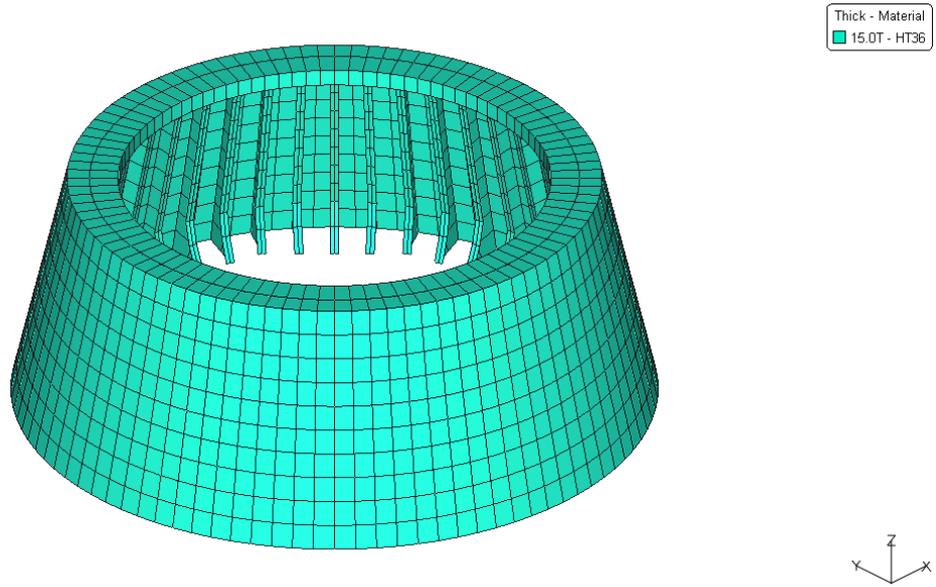


Figure A-24. 57000A/B to 63400A/B (Look Upward)



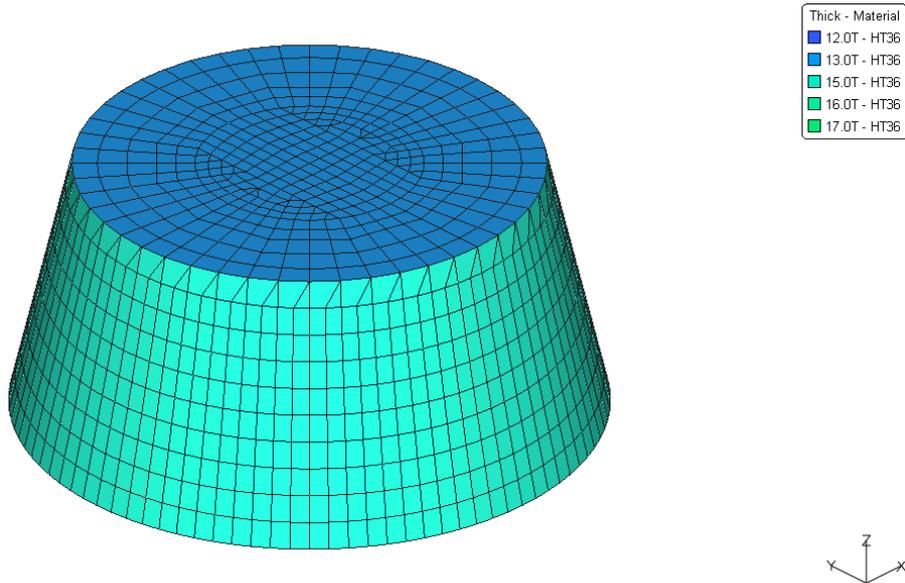


Figure A-27. 67700A/B to 72000A/B (Look Downward)

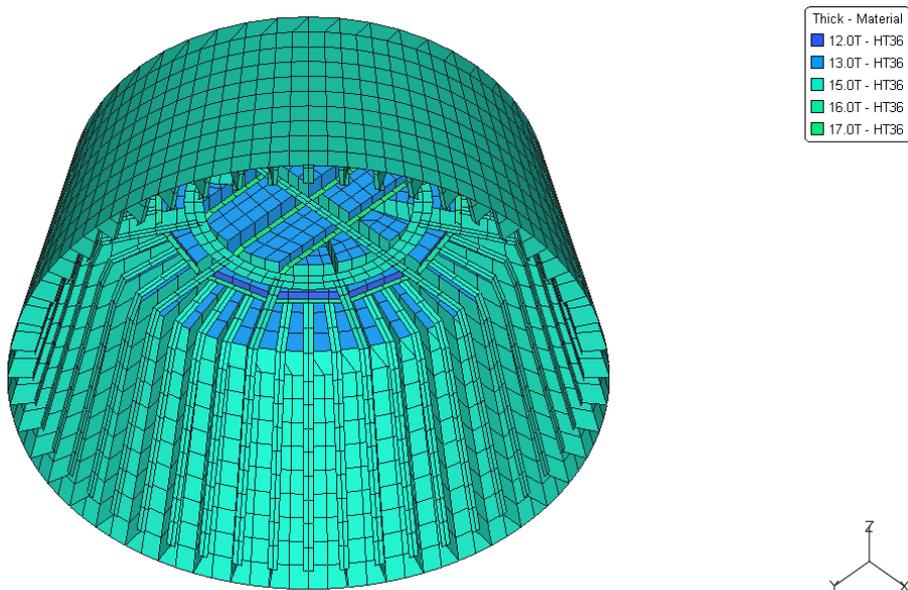


Figure A-28. 67700A/B to 72000A/B (Look Upward)

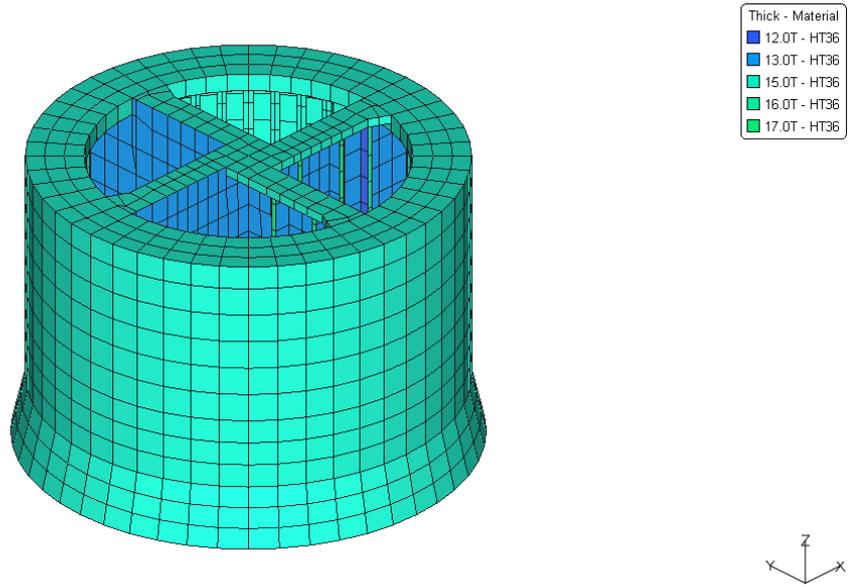


Figure A-29. 72000A/B to 77000A/B (Look Downward)

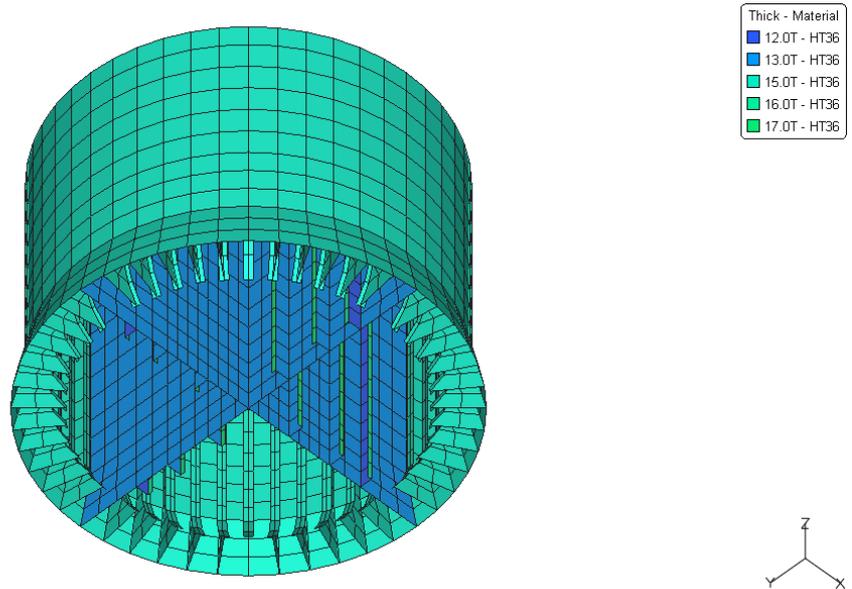


Figure A-30. 72000A/B to 77000A/B (Look Upward)

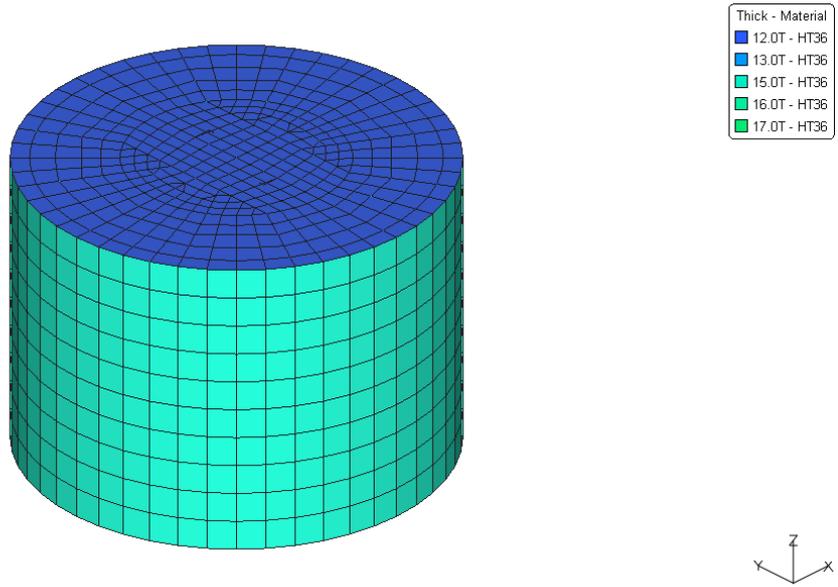


Figure A-31. 77000A/B to 82000A/B (Look Downward)

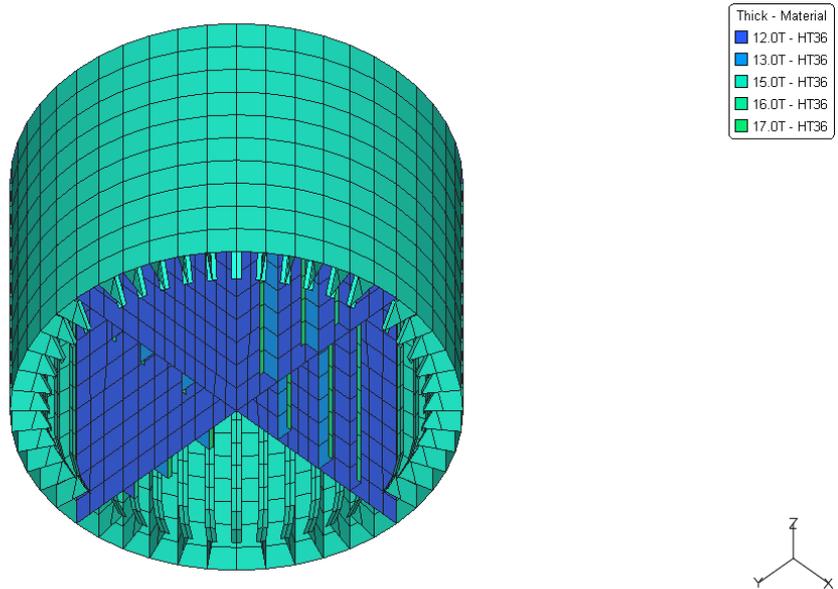


Figure A-32. 77000A/B to 82000A/B (Look Upward)

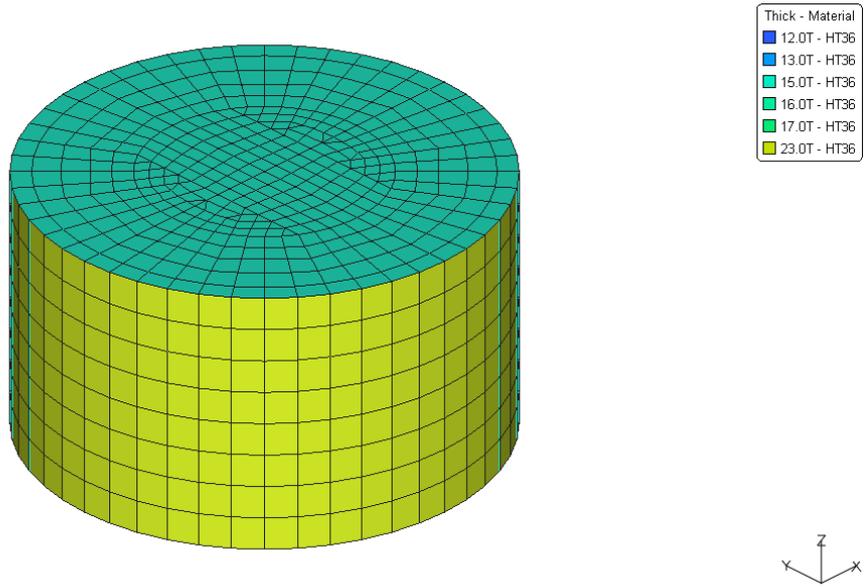


Figure A-33. 82000A/B to 86000A/B (Look Downward)

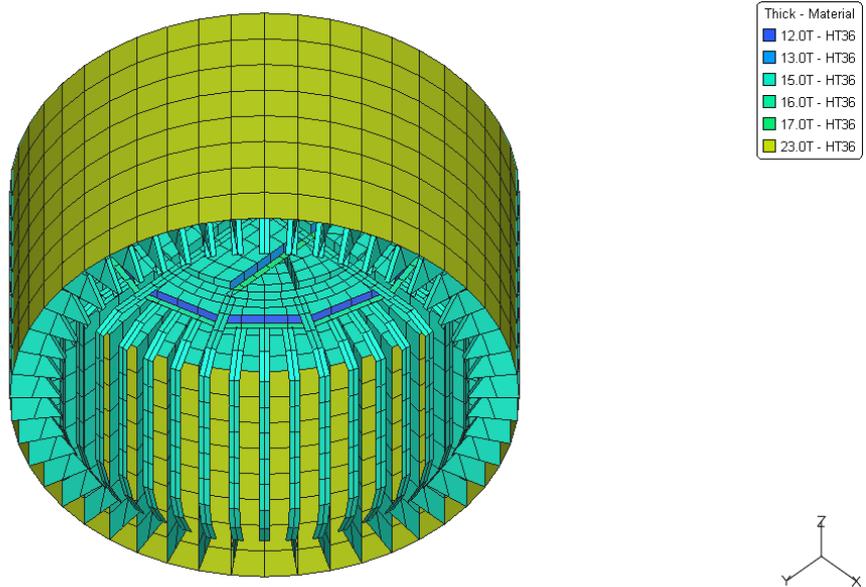


Figure A-34. 82000A/B to 86000A/B (Look Upward)

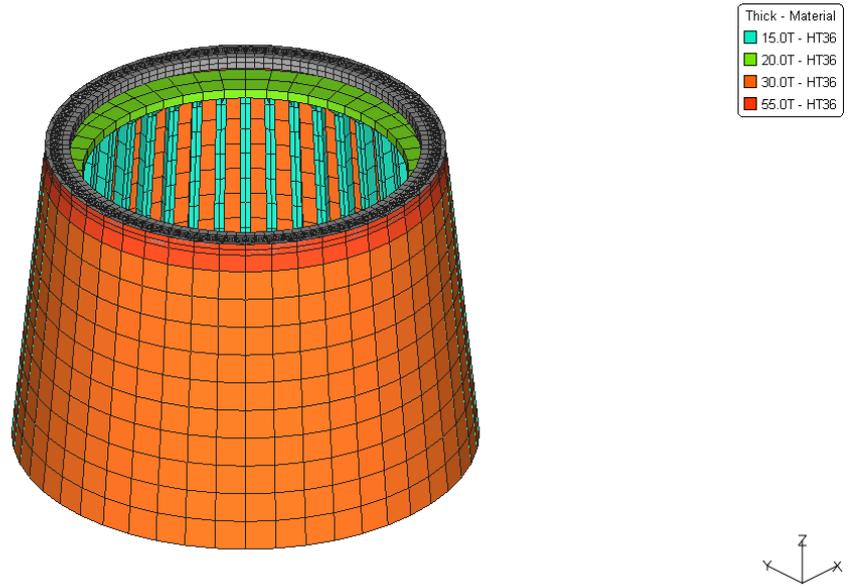


Figure A-35. 86000A/B to 91000A/B (Look Downward)

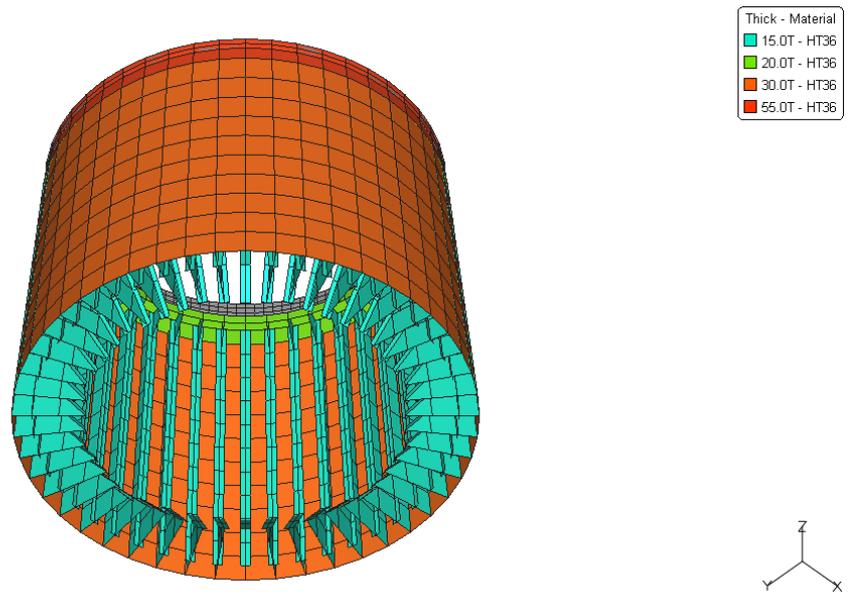


Figure A-36. 86000A/B to 91000A/B (Look Upward)

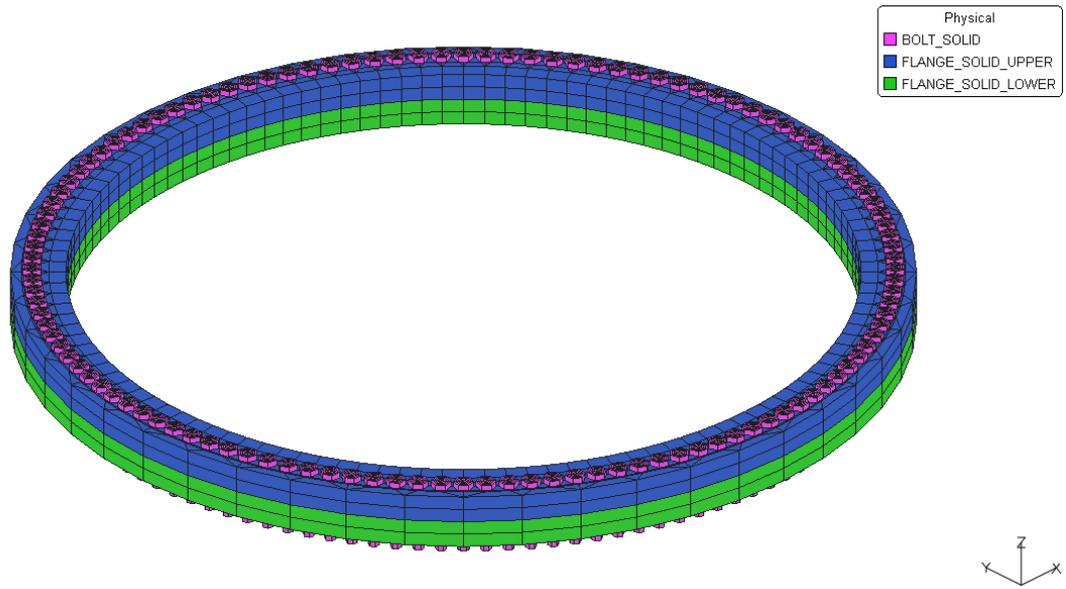


Figure A-37. Bolt Connection (Look Downward)

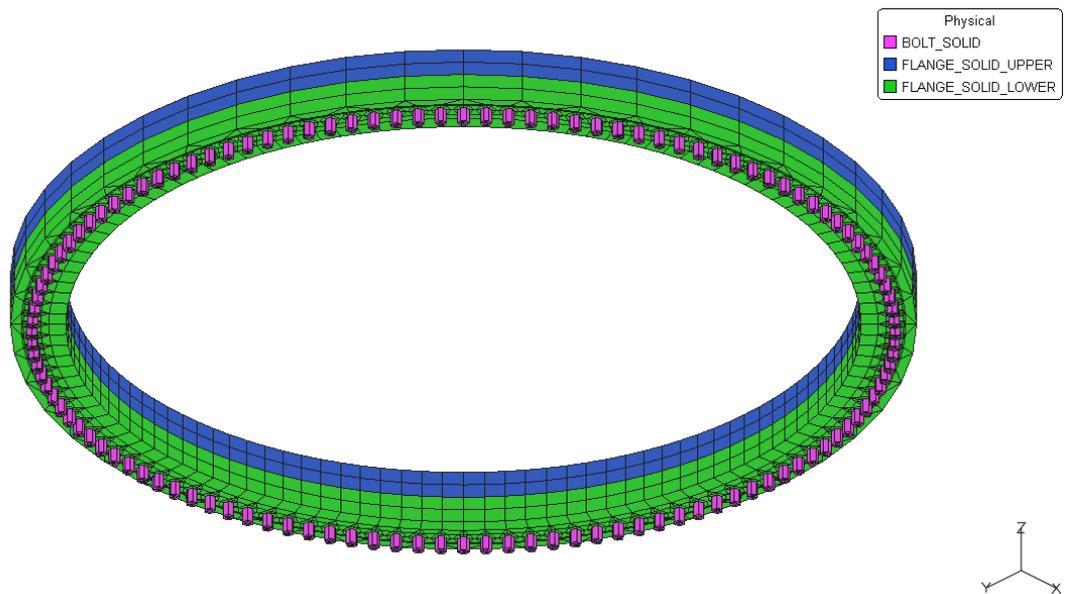


Figure A-38. Bolt Connection (Look Upward)

부록-5 (Appendix-5): Design Load Case for Analysis

UOU CASE 01

MOTION CHARACTERISTICS USING NDA CRITERIA

ROLL ANGLE	6.82	DEG
PITCH ANGLE	3.71	DEG
HEAVE ACCL	0.2	G

PERIOD	14.9	SEC
PERIOD	11.5	SEC

SLIDING COMPONENT FOR STATIC

TRANSVERSE COMPONENT = $\sin(\theta)$

VERTICAL COMPONENT = $\cos(\theta)$

ROLL MOTION

ANGULAR ACCL.	1.209	deg/sec ²
TRANSVERSE COMPONENT	0.119	
VERTICAL COMPONENT	0.993	

STATIC COMPONENT FOR ROLL ANGLE

GRAVITY	Hori. Accl	Heave Accl
1.2g	0.142	0.199g
0.8g	0.095	-0.199g

PITCH MOTION

ANGULAR ACCL.	1.113	deg/sec ²
TRANSVERSE COMPONENT	0.065	
VERTICAL COMPONENT	0.998	

STATIC COMPONENT FOR PITCH ANGLE

GRAVITY	Hori. Accl	Heave Accl
1.2g	0.078	0.200g
0.8g	0.052	-0.200g

LOAD CASE	MOTION ACCL		STATIC COMPONENT		Z-HEAVE	HEAVE-REMARKS
	Y-PITCH	X-ROLL	Y-SWAY	X-SURGE		
0, 90deg						
#1: +R -H		1.209	0.142		-0.199	0.2*COS(θ_r)
#2: +R +H		1.209	0.095		0.199	-0.2*COS(θ_r)
#3: -R -H		-1.209	-0.142		-0.199	0.2*COS(θ_r)
#4: -R +H		-1.209	-0.095		0.199	-0.2*COS(θ_r)
#5: +P -H	1.113			0.078	-0.200	0.2*COS(θ_p)
#6: +P +H	1.113			0.052	0.200	-0.2*COS(θ_p)
#7: -P -H	-1.113			-0.078	-0.200	0.2*COS(θ_p)
#8: -P +H	-1.113			-0.052	0.200	-0.2*COS(θ_p)

UOU CASE 02

MOTION CHARACTERISTICS USING NDA CRITERIA

ROLL ANGLE	4.60	DEG
PITCH ANGLE	4.19	DEG
HEAVE ACCL	0.2	G

PERIOD	13.3	SEC
PERIOD	13.3	SEC

SLIDING COMPONENT FOR STATIC

TRANSVERSE COMPONENT = SIN(θ)

VERTICAL COMPONENT = COS(θ)

ROLL MOTION

ANGULAR ACCL.	1.025	deg/sec ²
TRANSVERSE COMPONENT	0.080	
VERTICAL COMPONENT	0.997	

STATIC COMPONENT FOR ROLL ANGLE

GRAVITY	Hori. Accl	Heave Accl
1.2g	0.096	0.199g
0.8g	0.064	-0.199g

PITCH MOTION

ANGULAR ACCL.	0.933	deg/sec ²
TRANSVERSE COMPONENT	0.073	
VERTICAL COMPONENT	0.997	

STATIC COMPONENT FOR PITCH ANGLE

GRAVITY	Hori. Accl	Heave Accl
1.2g	0.088	0.199g
0.8g	0.058	-0.199g

LOAD CASE	MOTION ACCL		STATIC COMPONENT		Z-HEAVE	HEAVE-REMARKS
	Y-PITCH	X-ROLL	Y-SWAY	X-SURGE		
0, 90deg						
#1: +R -H		1.025	0.096		-0.199	0.2*COS(θ_r)
#2: +R +H		1.025	0.064		0.199	-0.2*COS(θ_r)
#3: -R -H		-1.025	-0.096		-0.199	0.2*COS(θ_r)
#4: -R +H		-1.025	-0.064		0.199	-0.2*COS(θ_r)
#5: +P -H	0.933			0.088	-0.199	0.2*COS(θ_p)
#6: +P +H	0.933			0.058	0.199	-0.2*COS(θ_p)
#7: -P -H	-0.933			-0.088	-0.199	0.2*COS(θ_p)
#8: -P +H	-0.933			-0.058	0.199	-0.2*COS(θ_p)

UOU CASE 03

MOTION CHARACTERISTICS USING NDA CRITERIA

ROLL ANGLE	6.59	DEG
PITCH ANGLE	3.68	DEG
HEAVE ACCL	0.2	G

PERIOD	14.4	SEC
PERIOD	11.2	SEC

SLIDING COMPONENT FOR STATIC

TRANSVERSE COMPONENT = SIN(θ)

VERTICAL COMPONENT = COS(θ)

ROLL MOTION

ANGULAR ACCL.	1.250	deg/sec ²
TRANSVERSE COMPONENT	0.115	
VERTICAL COMPONENT	0.993	

STATIC COMPONENT FOR ROLL ANGLE

GRAVITY	Hori. Accl	Heave Accl
1.2g	0.138	0.199g
0.8g	0.092	-0.199g

PITCH MOTION

ANGULAR ACCL.	1.148	deg/sec ²
TRANSVERSE COMPONENT	0.064	
VERTICAL COMPONENT	0.998	

STATIC COMPONENT FOR PITCH ANGLE

GRAVITY	Hori. Accl	Heave Accl
1.2g	0.077	0.200g
0.8g	0.051	-0.200g

LOAD CASE	MOTION ACCL		STATIC COMPONENT		Z-HEAVE	HEAVE-REMARKS
	Y-PITCH	X-ROLL	Y-SWAY	X-SURGE		
0, 90deg						
#1: +R -H		1.250	0.138		-0.199	0.2*COS(θ_r)
#2: +R +H		1.250	0.092		0.199	-0.2*COS(θ_r)
#3: -R -H		-1.250	-0.138		-0.199	0.2*COS(θ_r)
#4: -R +H		-1.250	-0.092		0.199	-0.2*COS(θ_r)
#5: +P -H	1.148			0.077	-0.200	0.2*COS(θ_p)
#6: +P +H	1.148			0.051	0.200	-0.2*COS(θ_p)
#7: -P -H	-1.148			-0.077	-0.200	0.2*COS(θ_p)
#8: -P +H	-1.148			-0.051	0.200	-0.2*COS(θ_p)

UOU CASE 04

MOTION CHARACTERISTICS USING NDA CRITERIA

ROLL ANGLE	6.33	DEG
PITCH ANGLE	3.96	DEG
HEAVE ACCL	0.2	G

PERIOD	14.4	SEC
PERIOD	12.0	SEC

SLIDING COMPONENT FOR STATIC

TRANSVERSE COMPONENT = $\sin(\theta)$

VERTICAL COMPONENT = $\cos(\theta)$

ROLL MOTION

ANGULAR ACCL.	1.198	deg/sec ²
TRANSVERSE COMPONENT	0.110	
VERTICAL COMPONENT	0.994	

STATIC COMPONENT FOR ROLL ANGLE

GRAVITY	Hori. Accl	Heave Accl
1.2g	0.132	0.199g
0.8g	0.088	-0.199g

PITCH MOTION

ANGULAR ACCL.	1.078	deg/sec ²
TRANSVERSE COMPONENT	0.069	
VERTICAL COMPONENT	0.998	

STATIC COMPONENT FOR PITCH ANGLE

GRAVITY	Hori. Accl	Heave Accl
1.2g	0.083	0.200g
0.8g	0.055	-0.200g

LOAD CASE	MOTION ACCL		STATIC COMPONENT		Z-HEAVE	HEAVE-REMARKS
	Y-PITCH	X-ROLL	Y-SWAY	X-SURGE		
#1: +R -H		1.198	0.132		-0.199	$0.2 \cdot \cos(\theta_r)$
#2: +R +H		1.198	0.088		0.199	$-0.2 \cdot \cos(\theta_r)$
#3: -R -H		-1.198	-0.132		-0.199	$0.2 \cdot \cos(\theta_r)$
#4: -R +H		-1.198	-0.088		0.199	$-0.2 \cdot \cos(\theta_r)$
#5: +P -H	1.078			0.083	-0.200	$0.2 \cdot \cos(\theta_p)$
#6: +P +H	1.078			0.055	0.200	$-0.2 \cdot \cos(\theta_p)$
#7: -P -H	-1.078			-0.083	-0.200	$0.2 \cdot \cos(\theta_p)$
#8: -P +H	-1.078			-0.055	0.200	$-0.2 \cdot \cos(\theta_p)$

UOU CASE 05

MOTION CHARACTERISTICS USING NDA CRITERIA

ROLL ANGLE	6.82	DEG
PITCH ANGLE	3.71	DEG
HEAVE ACCL	0.2	G

PERIOD	14.9	SEC
PERIOD	11.5	SEC

SLIDING COMPONENT FOR STATIC

TRANSVERSE COMPONENT = SIN(θ)

VERTICAL COMPONENT = COS(θ)

ROLL MOTION

ANGULAR ACCL.	1.209	deg/sec ²
TRANSVERSE COMPONENT	0.119	
VERTICAL COMPONENT	0.993	

STATIC COMPONENT FOR ROLL ANGLE

GRAVITY	Hori. Accl	Heave Accl
1.2g	0.142	0.199g
0.8g	0.095	-0.199g

PITCH MOTION

ANGULAR ACCL.	1.113	deg/sec ²
TRANSVERSE COMPONENT	0.065	
VERTICAL COMPONENT	0.998	

STATIC COMPONENT FOR PITCH ANGLE

GRAVITY	Hori. Accl	Heave Accl
1.2g	0.078	0.200g
0.8g	0.052	-0.200g

LOAD CASE	MOTION ACCL		STATIC COMPONENT		Z-HEAVE	HEAVE-REMARKS
	Y-PITCH	X-ROLL	Y-SWAY	X-SURGE		
0, 90deg						
#1: +R -H		1.209	0.142		-0.199	0.2*COS(θ_r)
#2: +R +H		1.209	0.095		0.199	-0.2*COS(θ_r)
#3: -R -H		-1.209	-0.142		-0.199	0.2*COS(θ_r)
#4: -R +H		-1.209	-0.095		0.199	-0.2*COS(θ_r)
#5: +P -H	1.113			0.078	-0.200	0.2*COS(θ_p)
#6: +P +H	1.113			0.052	0.200	-0.2*COS(θ_p)
#7: -P -H	-1.113			-0.078	-0.200	0.2*COS(θ_p)
#8: -P +H	-1.113			-0.052	0.200	-0.2*COS(θ_p)

UOU CASE 06

MOTION CHARACTERISTICS USING NDA CRITERIA

ROLL ANGLE	7.24	DEG
PITCH ANGLE	4.89	DEG
HEAVE ACCL	0.2	G

PERIOD	17.7	SEC
PERIOD	14.2	SEC

SLIDING COMPONENT FOR STATIC

TRANSVERSE COMPONENT = SIN(θ)

VERTICAL COMPONENT = COS(θ)

ROLL MOTION

ANGULAR ACCL.	0.912	deg/sec ²
TRANSVERSE COMPONENT	0.126	
VERTICAL COMPONENT	0.992	

STATIC COMPONENT FOR ROLL ANGLE

GRAVITY	Hori. Accl	Heave Accl
1.2g	0.151	0.198g
0.8g	0.101	-0.198g

PITCH MOTION

ANGULAR ACCL.	0.957	deg/sec ²
TRANSVERSE COMPONENT	0.085	
VERTICAL COMPONENT	0.996	

STATIC COMPONENT FOR PITCH ANGLE

GRAVITY	Hori. Accl	Heave Accl
1.2g	0.102	0.199g
0.8g	0.068	-0.199g

LOAD CASE	MOTION ACCL		STATIC COMPONENT		Z-HEAVE	HEAVE-REMARKS
	Y-PITCH	X-ROLL	Y-SWAY	X-SURGE		
0, 90deg						
#1: +R -H		0.912	0.151		-0.198	0.2*COS(θ_r)
#2: +R +H		0.912	0.101		0.198	-0.2*COS(θ_r)
#3: -R -H		-0.912	-0.151		-0.198	0.2*COS(θ_r)
#4: -R +H		-0.912	-0.101		0.198	-0.2*COS(θ_r)
#5: +P -H	0.957			0.102	-0.199	0.2*COS(θ_p)
#6: +P +H	0.957			0.068	0.199	-0.2*COS(θ_p)
#7: -P -H	0.957			-0.102	-0.199	0.2*COS(θ_p)
#8: -P +H	-0.957			-0.068	0.199	-0.2*COS(θ_p)

UOU CASE 07

MOTION CHARACTERISTICS USING NDA CRITERIA

ROLL ANGLE	5.16	DEG
PITCH ANGLE	4.69	DEG
HEAVE ACCL	0.2	G

PERIOD	15.3	SEC
PERIOD	14.3	SEC

SLIDING COMPONENT FOR STATIC

TRANSVERSE COMPONENT = SIN(θ)

VERTICAL COMPONENT = COS(θ)

ROLL MOTION

ANGULAR ACCL.	0.871	deg/sec ²
TRANSVERSE COMPONENT	0.090	
VERTICAL COMPONENT	0.996	

STATIC COMPONENT FOR ROLL ANGLE

GRAVITY	Hori. Accl	Heave Accl
1.2g	0.108	0.199g
0.8g	0.072	-0.199g

PITCH MOTION

ANGULAR ACCL.	0.900	deg/sec ²
TRANSVERSE COMPONENT	0.082	
VERTICAL COMPONENT	0.997	

STATIC COMPONENT FOR PITCH ANGLE

GRAVITY	Hori. Accl	Heave Accl
1.2g	0.098	0.199g
0.8g	0.065	-0.199g

LOAD CASE	MOTION ACCL		STATIC COMPONENT		Z-HEAVE	HEAVE-REMARKS
	Y-PITCH	X-ROLL	Y-SWAY	X-SURGE		
0, 90deg						
#1: +R -H		0.871	0.108		-0.199	0.2*COS(θ_r)
#2: +R +H		0.871	0.072		0.199	-0.2*COS(θ_r)
#3: -R -H		-0.871	-0.108		-0.199	0.2*COS(θ_r)
#4: -R +H		-0.871	-0.072		0.199	-0.2*COS(θ_r)
#5: +P -H	0.900			0.098	-0.199	0.2*COS(θ_p)
#6: +P +H	0.900			0.065	0.199	-0.2*COS(θ_p)
#7: -P -H	0.900			-0.098	-0.199	0.2*COS(θ_p)
#8: -P +H	-0.900			-0.065	0.199	-0.2*COS(θ_p)

UOU CASE 08

MOTION CHARACTERISTICS USING NDA CRITERIA

ROLL ANGLE	5.16	DEG
PITCH ANGLE	4.69	DEG
HEAVE ACCL	0.2	G

PERIOD	15.3	SEC
PERIOD	14.3	SEC

SLIDING COMPONENT FOR STATIC

TRANSVERSE COMPONENT = SIN(θ)

VERTICAL COMPONENT = COS(θ)

ROLL MOTION

ANGULAR ACCL.	0.871	deg/sec ²
TRANSVERSE COMPONENT	0.090	
VERTICAL COMPONENT	0.996	

STATIC COMPONENT FOR ROLL ANGLE

GRAVITY	Hori. Accl	Heave Accl
1.2g	0.108	0.199g
0.8g	0.072	-0.199g

PITCH MOTION

ANGULAR ACCL.	0.900	deg/sec ²
TRANSVERSE COMPONENT	0.082	
VERTICAL COMPONENT	0.997	

STATIC COMPONENT FOR PITCH ANGLE

GRAVITY	Hori. Accl	Heave Accl
1.2g	0.098	0.199g
0.8g	0.065	-0.199g

LOAD CASE	MOTION ACCL		STATIC COMPONENT		Z-HEAVE	HEAVE-REMARKS
	Y-PITCH	X-ROLL	Y-SWAY	X-SURGE		
0, 90deg						
#1: +R -H		0.871	0.108		-0.199	0.2*COS(θ_r)
#2: +R +H		0.871	0.072		0.199	-0.2*COS(θ_r)
#3: -R -H		-0.871	-0.108		-0.199	0.2*COS(θ_r)
#4: -R +H		-0.871	-0.072		0.199	-0.2*COS(θ_r)
#5: +P -H	0.900			0.098	-0.199	0.2*COS(θ_p)
#6: +P +H	0.900			0.065	0.199	-0.2*COS(θ_p)
#7: -P -H	0.900			-0.098	-0.199	0.2*COS(θ_p)
#8: -P +H	-0.900			-0.065	0.199	-0.2*COS(θ_p)

UOU CASE 09

MOTION CHARACTERISTICS USING NDA CRITERIA

ROLL ANGLE	5.16	DEG
PITCH ANGLE	4.69	DEG
HEAVE ACCL	0.2	G

PERIOD	15.3	SEC
PERIOD	14.3	SEC

SLIDING COMPONENT FOR STATIC

TRANSVERSE COMPONENT = SIN(θ)

VERTICAL COMPONENT = COS(θ)

ROLL MOTION

ANGULAR ACCL.	0.871	deg/sec ²
TRANSVERSE COMPONENT	0.090	
VERTICAL COMPONENT	0.996	

STATIC COMPONENT FOR ROLL ANGLE

GRAVITY	Hori. Accl	Heave Accl
1.2g	0.108	0.199g
0.8g	0.072	-0.199g

PITCH MOTION

ANGULAR ACCL.	0.900	deg/sec ²
TRANSVERSE COMPONENT	0.082	
VERTICAL COMPONENT	0.997	

STATIC COMPONENT FOR PITCH ANGLE

GRAVITY	Hori. Accl	Heave Accl
1.2g	0.098	0.199g
0.8g	0.065	-0.199g

LOAD CASE	MOTION ACCL		STATIC COMPONENT		Z-HEAVE	HEAVE-REMARKS
	Y-PITCH	X-ROLL	Y-SWAY	X-SURGE		
0, 90deg						
#1: +R -H		0.871	0.108		-0.199	0.2*COS(θ_r)
#2: +R +H		0.871	0.072		0.199	-0.2*COS(θ_r)
#3: -R -H		-0.871	-0.108		-0.199	0.2*COS(θ_r)
#4: -R +H		-0.871	-0.072		0.199	-0.2*COS(θ_r)
#5: +P -H	0.900			0.098	-0.199	0.2*COS(θ_p)
#6: +P +H	0.900			0.065	0.199	-0.2*COS(θ_p)
#7: -P -H	0.900			-0.098	-0.199	0.2*COS(θ_p)
#8: -P +H	-0.900			-0.065	0.199	-0.2*COS(θ_p)

UOU CASE 10

MOTION CHARACTERISTICS USING NDA CRITERIA

ROLL ANGLE	7.24	DEG
PITCH ANGLE	4.89	DEG
HEAVE ACCL	0.2	G

PERIOD	17.7	SEC
PERIOD	14.2	SEC

SLIDING COMPONENT FOR STATIC

TRANSVERSE COMPONENT = SIN(θ)

VERTICAL COMPONENT = COS(θ)

ROLL MOTION

ANGULAR ACCL.	0.912	deg/sec ²
TRANSVERSE COMPONENT	0.126	
VERTICAL COMPONENT	0.992	

STATIC COMPONENT FOR ROLL ANGLE

GRAVITY	Hori. Accl	Heave Accl
1.2g	0.151	0.198g
0.8g	0.101	-0.198g

PITCH MOTION

ANGULAR ACCL.	0.957	deg/sec ²
TRANSVERSE COMPONENT	0.085	
VERTICAL COMPONENT	0.996	

STATIC COMPONENT FOR PITCH ANGLE

GRAVITY	Hori. Accl	Heave Accl
1.2g	0.102	0.199g
0.8g	0.068	-0.199g

LOAD CASE	MOTION ACCL		STATIC COMPONENT		Z-HEAVE	HEAVE-REMARKS
	Y-PITCH	X-ROLL	Y-SWAY	X-SURGE		
0, 90deg						
#1: +R -H		0.912	0.151		-0.198	0.2*COS(θ_r)
#2: +R +H		0.912	0.101		0.198	-0.2*COS(θ_r)
#3: -R -H		-0.912	-0.151		-0.198	0.2*COS(θ_r)
#4: -R +H		-0.912	-0.101		0.198	-0.2*COS(θ_r)
#5: +P -H	0.957			0.102	-0.199	0.2*COS(θ_p)
#6: +P +H	0.957			0.068	0.199	-0.2*COS(θ_p)
#7: -P -H	0.957			-0.102	-0.199	0.2*COS(θ_p)
#8: -P +H	-0.957			-0.068	0.199	-0.2*COS(θ_p)

UOU CASE 11

MOTION CHARACTERISTICS USING NDA CRITERIA

ROLL ANGLE	7.12	DEG
PITCH ANGLE	4.95	DEG
HEAVE ACCL	0.2	G

PERIOD	17.4	SEC
PERIOD	13.9	SEC

SLIDING COMPONENT FOR STATIC

TRANSVERSE COMPONENT = $\sin(\theta)$

VERTICAL COMPONENT = $\cos(\theta)$

ROLL MOTION

ANGULAR ACCL.	0.934	deg/sec ²
TRANSVERSE COMPONENT	0.124	
VERTICAL COMPONENT	0.992	

STATIC COMPONENT FOR ROLL ANGLE

GRAVITY	Hori. Accl	Heave Accl
1.2g	0.149	0.198g
0.8g	0.099	-0.198g

PITCH MOTION

ANGULAR ACCL.	1.005	deg/sec ²
TRANSVERSE COMPONENT	0.086	
VERTICAL COMPONENT	0.996	

STATIC COMPONENT FOR PITCH ANGLE

GRAVITY	Hori. Accl	Heave Accl
1.2g	0.104	0.199g
0.8g	0.069	-0.199g

LOAD CASE	MOTION ACCL		STATIC COMPONENT		Z-HEAVE	HEAVE-REMARKS
	Y-PITCH	X-ROLL	Y-SWAY	X-SURGE		
#1: +R -H		0.934	0.149		-0.198	0.2*COS(θ_r)
#2: +R +H		0.934	0.099		0.198	-0.2*COS(θ_r)
#3: -R -H		-0.934	-0.149		-0.198	0.2*COS(θ_r)
#4: -R +H		-0.934	-0.099		0.198	-0.2*COS(θ_r)
#5: +P -H	1.005			0.104	-0.199	0.2*COS(θ_p)
#6: +P +H	1.005			0.069	0.199	-0.2*COS(θ_p)
#7: -P -H	1.005			-0.104	-0.199	0.2*COS(θ_p)
#8: -P +H	-1.005			-0.069	0.199	-0.2*COS(θ_p)

UOU CASE 12

MOTION CHARACTERISTICS USING NDA CRITERIA

ROLL ANGLE	6.42	DEG
PITCH ANGLE	3.75	DEG
HEAVE ACCL	0.2	G

PERIOD	14.4	SEC
PERIOD	11.5	SEC

SLIDING COMPONENT FOR STATIC

TRANSVERSE COMPONENT = $\sin(\theta)$

VERTICAL COMPONENT = $\cos(\theta)$

ROLL MOTION

ANGULAR ACCL.	1.224	deg/sec ²
TRANSVERSE COMPONENT	0.112	
VERTICAL COMPONENT	0.994	

STATIC COMPONENT FOR ROLL ANGLE

GRAVITY	Hori. Accl	Heave Accl
1.2g	0.134	0.199g
0.8g	0.089	-0.199g

PITCH MOTION

ANGULAR ACCL.	1.116	deg/sec ²
TRANSVERSE COMPONENT	0.065	
VERTICAL COMPONENT	0.998	

STATIC COMPONENT FOR PITCH ANGLE

GRAVITY	Hori. Accl	Heave Accl
1.2g	0.078	0.200g
0.8g	0.052	-0.200g

LOAD CASE	MOTION ACCL		STATIC COMPONENT		Z-HEAVE	HEAVE-REMARKS
	Y-PITCH	X-ROLL	Y-SWAY	X-SURGE		
0, 90deg						
#1: +R -H		1.224	0.134		-0.199	0.2*COS(θ_r)
#2: +R +H		1.224	0.089		0.199	-0.2*COS(θ_r)
#3: -R -H		-1.224	-0.134		-0.199	0.2*COS(θ_r)
#4: -R +H		-1.224	-0.089		0.199	-0.2*COS(θ_r)
#5: +P -H	1.116			0.078	-0.200	0.2*COS(θ_p)
#6: +P +H	1.116			0.052	0.200	-0.2*COS(θ_p)
#7: -P -H	1.116			-0.078	-0.200	0.2*COS(θ_p)
#8: -P +H	-1.116			-0.052	0.200	-0.2*COS(θ_p)

Table 1. Detal Description of Load Case Detail

Load Case	Environment Angle	Roll	Pitch	Heave	Remarks
LC01-1	45	+		-	
LC01-2	45	+		+	
LC01-3	45	-		-	
LC01-4	45	-		+	
LC01-5	45		+	-	
LC01-6	45		+	+	
LC01-7	45		-	-	
LC01-8	45		-	+	
LC02-1	135	+		-	
LC02-2	135	+		+	
LC02-3	135	-		-	
LC02-4	135	-		+	
LC02-5	135		+	-	
LC02-6	135		+	+	
LC02-7	135		-	-	
LC02-8	135		-	+	
LC03-1	315	+		-	
LC03-2	315	+		+	
LC03-3	315	-		-	
LC03-4	315	-		+	
LC03-5	315		+	-	
LC03-6	315		+	+	
LC03-7	315		-	-	
LC03-8	315		-	+	
LC04-1	315	+		-	
LC04-2	315	+		+	
LC04-3	315	-		-	
LC04-4	315	-		+	
LC04-5	315		+	-	
LC04-6	315		+	+	
LC04-7	315		-	-	
LC04-8	315		-	+	

Load Case	Environment Angle	Roll	Pitch	Heave	Remarks
LC05-1	45	+		-	
LC05-2	45	+		+	
LC05-3	45	-		-	
LC05-4	45	-		+	
LC05-5	45		+	-	
LC05-6	45		+	+	
LC05-7	45		-	-	
LC05-8	45		-	+	
LC06-1	45	+		-	
LC06-2	45	+		+	
LC06-3	45	-		-	
LC06-4	45	-		+	
LC06-5	45		+	-	
LC06-6	45		+	+	
LC06-7	45		-	-	
LC06-8	45		-	+	
LC07-1	135	+		-	
LC07-2	135	+		+	
LC07-3	135	-		-	
LC07-4	135	-		+	
LC07-5	135		+	-	
LC07-6	135		+	+	
LC07-7	135		-	-	
LC07-8	135		-	+	
LC08-1	135	+		-	
LC08-2	135	+		+	
LC08-3	135	-		-	
LC08-4	135	-		+	
LC08-5	135		+	-	
LC08-6	135		+	+	
LC08-7	135		-	-	
LC08-8	135		-	+	

Load Case	Environment Angle	Roll	Pitch	Heave	Remarks
LC09-1	135	+		-	
LC09-2	135	+		+	
LC09-3	135	-		-	
LC09-4	135	-		+	
LC09-5	135		+	-	
LC09-6	135		+	+	
LC09-7	135		-	-	
LC09-8	135		-	+	
LC10-1	45	+		-	
LC10-2	45	+		+	
LC10-3	45	-		-	
LC10-4	45	-		+	
LC10-5	45		+	-	
LC10-6	45		+	+	
LC10-7	45		-	-	
LC10-8	45		-	+	
LC11-1	45	+		-	
LC11-2	45	+		+	
LC11-3	45	-		-	
LC11-4	45	-		+	
LC11-5	45		+	-	
LC11-6	45		+	+	
LC11-7	45		-	-	
LC11-8	45		-	+	
LC12-1	315	+		-	
LC12-2	315	+		+	
LC12-3	315	-		-	
LC12-4	315	-		+	
LC12-5	315		+	-	
LC12-6	315		+	+	
LC12-7	315		-	-	
LC12-8	315		-	+	

부록-6 (Appendix-6): Analysis Results

Load Case	Environment Angle (deg)	Equivalent stress (MPa)	Allowable stress (MPa)	Result
LC01-1	45	178.63	248.25	Satisfied
LC01-2	45	217.12	248.25	Satisfied
LC01-3	45	148.73	248.25	Satisfied
LC01-4	45	181.29	248.25	Satisfied
LC01-5	45	146.79	248.25	Satisfied
LC01-6	45	205.13	248.25	Satisfied
LC01-7	45	133.05	248.25	Satisfied
LC01-8	45	193.26	248.25	Satisfied
LC02-1	225	150.29	248.25	Satisfied
LC02-2	225	169.49	248.25	Satisfied
LC02-3	225	132.89	248.25	Satisfied
LC02-4	225	168.37	248.25	Satisfied
LC02-5	225	126.79	248.25	Satisfied
LC02-6	225	156.21	248.25	Satisfied
LC02-7	225	140.86	248.25	Satisfied
LC02-8	225	181.35	248.25	Satisfied
LC03-1	315	145.19	248.25	Satisfied
LC03-2	315	180.13	248.25	Satisfied
LC03-3	315	175.02	248.25	Satisfied
LC03-4	315	215.38	248.25	Satisfied
LC03-5	315	145.38	248.25	Satisfied
LC03-6	315	203.28	248.25	Satisfied
LC03-7	315	132.28	248.25	Satisfied
LC03-8	315	192.23	248.25	Satisfied
LC04-1	315	139.87	248.25	Satisfied
LC04-2	315	180.87	248.25	Satisfied
LC04-3	315	169.61	248.25	Satisfied
LC04-4	315	214.59	248.25	Satisfied
LC04-5	315	145.95	248.25	Satisfied
LC04-6	315	203.72	248.25	Satisfied
LC04-7	315	131.83	248.25	Satisfied
LC04-8	315	191.82	248.25	Satisfied

Load Case	Environment Angle (deg)	Equivalent stress (MPa)	Allowable stress (MPa)	Result
LC05-1	45	178.95	248.25	Satisfied
LC05-2	45	217.12	248.25	Satisfied
LC05-3	45	148.73	248.25	Satisfied
LC05-4	45	181.29	248.25	Satisfied
LC05-5	45	146.79	248.25	Satisfied
LC05-6	45	205.13	248.25	Satisfied
LC05-7	45	133.05	248.25	Satisfied
LC05-8	45	193.26	248.25	Satisfied
LC06-1	45	186.71	248.25	Satisfied
LC06-2	45	218.12	248.25	Satisfied
LC06-3	45	156.81	248.25	Satisfied
LC06-4	45	180.04	248.25	Satisfied
LC06-5	45	149.28	248.25	Satisfied
LC06-6	45	206.88	248.25	Satisfied
LC06-7	45	131.33	248.25	Satisfied
LC06-8	45	191.37	248.25	Satisfied
LC07-1	225	152.77	248.25	Satisfied
LC07-2	225	169.62	248.25	Satisfied
LC07-3	225	135.78	248.25	Satisfied
LC07-4	225	168.36	248.25	Satisfied
LC07-5	225	127.72	248.25	Satisfied
LC07-6	225	154.72	248.25	Satisfied
LC07-7	225	142.07	248.25	Satisfied
LC07-8	225	182.87	248.25	Satisfied
LC08-1	225	152.77	248.25	Satisfied
LC08-2	225	169.62	248.25	Satisfied
LC08-3	225	135.78	248.25	Satisfied
LC08-4	225	168.36	248.25	Satisfied
LC08-5	225	127.72	248.25	Satisfied
LC08-6	225	154.72	248.25	Satisfied
LC08-7	225	142.07	248.25	Satisfied
LC08-8	225	182.87	248.25	Satisfied

Load Case	Environment Angle (deg)	Equivalent stress (MPa)	Allowable stress (MPa)	Result
LC09-1	225	152.77	248.25	Satisfied
LC09-2	225	169.62	248.25	Satisfied
LC09-3	225	135.78	248.25	Satisfied
LC09-4	225	168.36	248.25	Satisfied
LC09-5	225	127.72	248.25	Satisfied
LC09-6	225	154.72	248.25	Satisfied
LC09-7	225	142.07	248.25	Satisfied
LC09-8	225	182.87	248.25	Satisfied
LC10-1	45	186.71	248.25	Satisfied
LC10-2	45	218.12	248.25	Satisfied
LC10-3	45	156.81	248.25	Satisfied
LC10-4	45	180.04	248.25	Satisfied
LC10-5	45	149.28	248.25	Satisfied
LC10-6	45	206.88	248.25	Satisfied
LC10-7	45	131.33	248.25	Satisfied
LC10-8	45	191.37	248.25	Satisfied
LC11-1	45	184.91	248.25	Satisfied
LC11-2	45	217.73	248.25	Satisfied
LC11-3	45	155.00	248.25	Satisfied
LC11-4	45	180.41	248.25	Satisfied
LC11-5	45	149.48	248.25	Satisfied
LC11-6	45	207.00	248.25	Satisfied
LC11-7	45	131.18	248.25	Satisfied
LC11-8	45	191.26	248.25	Satisfied
LC12-1	315	141.65	248.25	Satisfied
LC12-2	315	180.69	248.25	Satisfied
LC12-3	315	171.42	248.25	Satisfied
LC12-4	315	214.79	248.25	Satisfied
LC12-5	315	145.47	248.25	Satisfied
LC12-6	315	203.39	248.25	Satisfied
LC12-7	315	132.20	248.25	Satisfied
LC12-8	315	192.13	248.25	Satisfied

D.1. LC01-1 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.1 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=178.6253 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

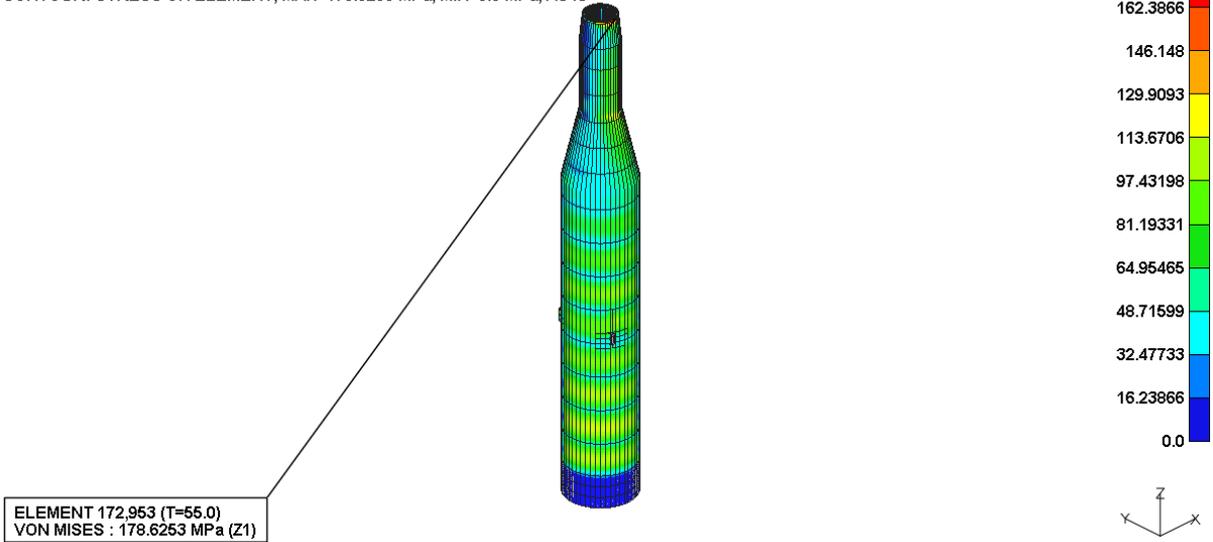


Figure D-1. Von-Mises Stress Plot

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.1 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=178.6253 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

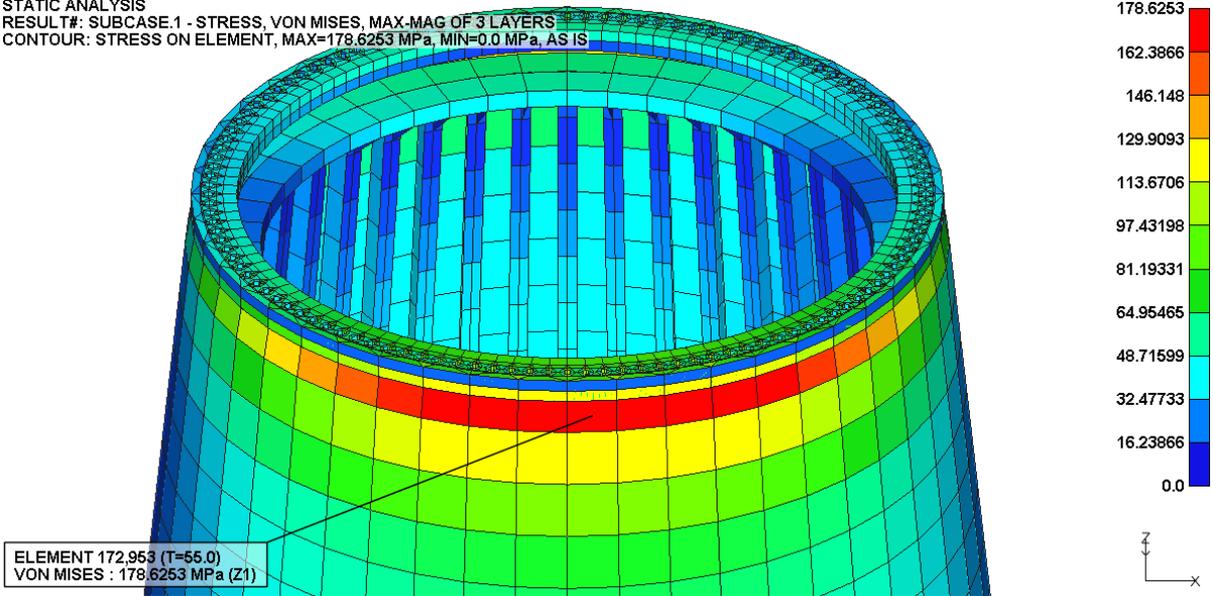


Figure D-2. Max. Von-Mises Stress Plot

D.2. LC 01-2 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.2 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=217.1192 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

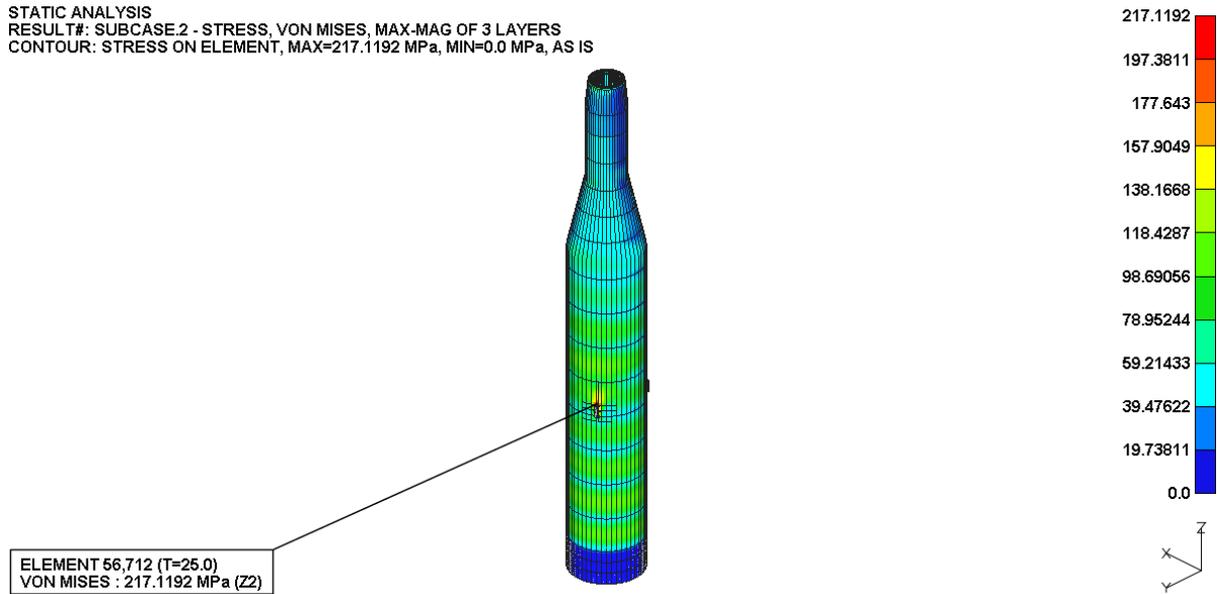


Figure D-3. Von-Mises Stress Plot

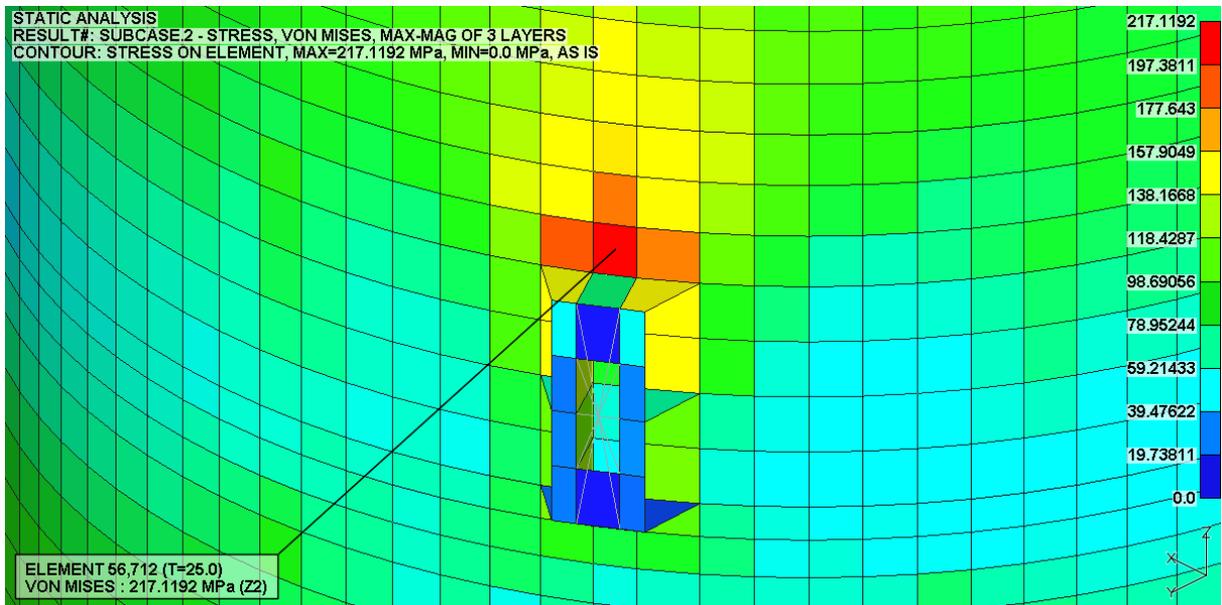


Figure D-4. Max. Von-Mises Stress Plot

D.3. LC 01-3 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.3 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=148.732 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

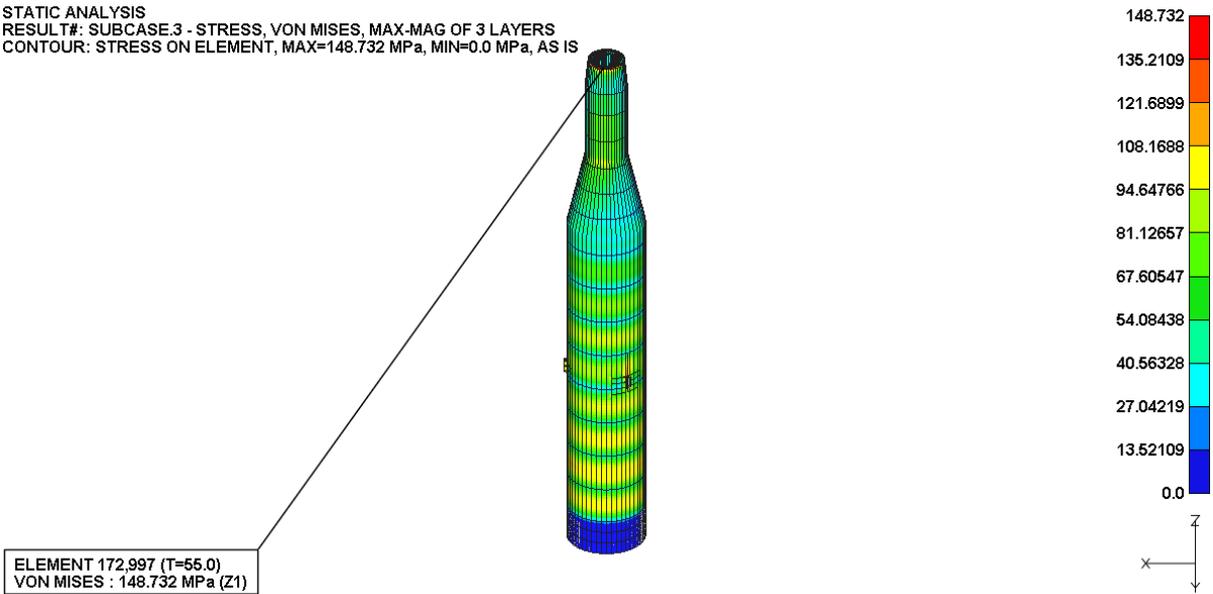


Figure D-5. Von-Mises Stress Plot

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.3 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=148.732 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

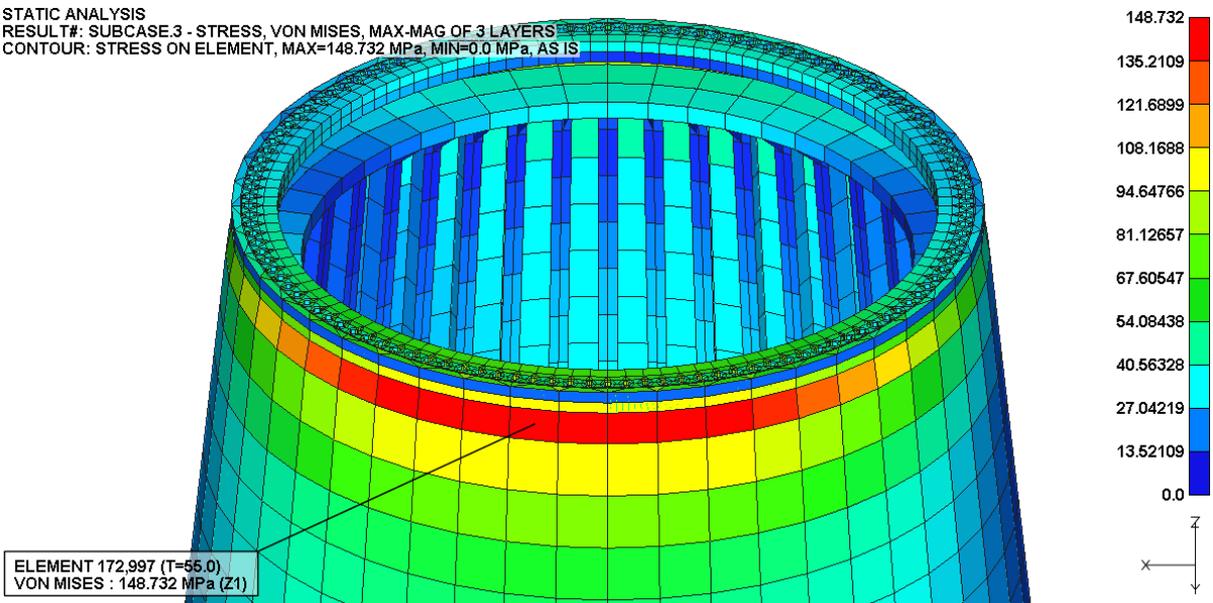


Figure D-6. Max. Von-Mises Stress Plot

D.4. LC 01-4 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.4 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=181.2915 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

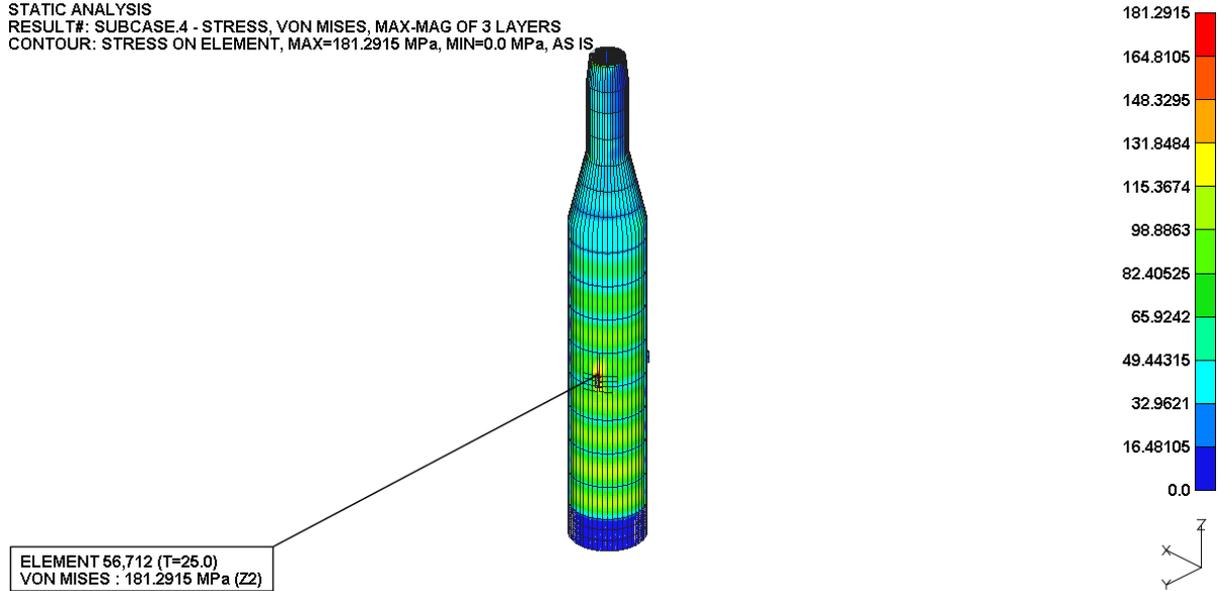


Figure D-7. Von-Mises Stress Plot

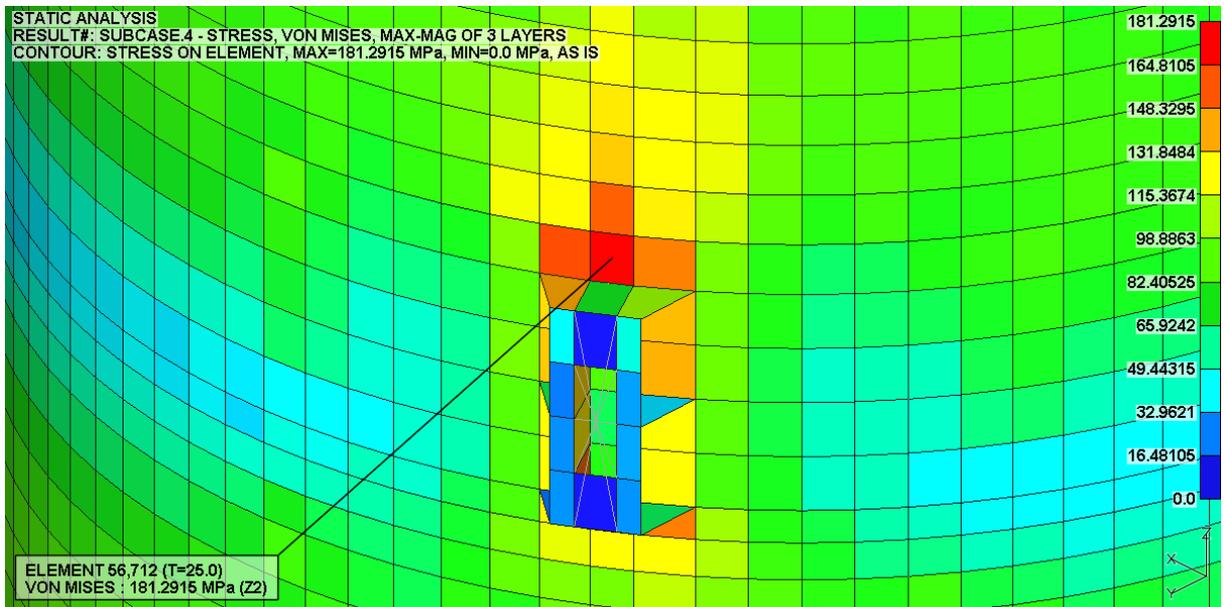


Figure D-8. Max. Von-Mises Stress Plot

D.5. LC 01-5 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.5 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=146.7888 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

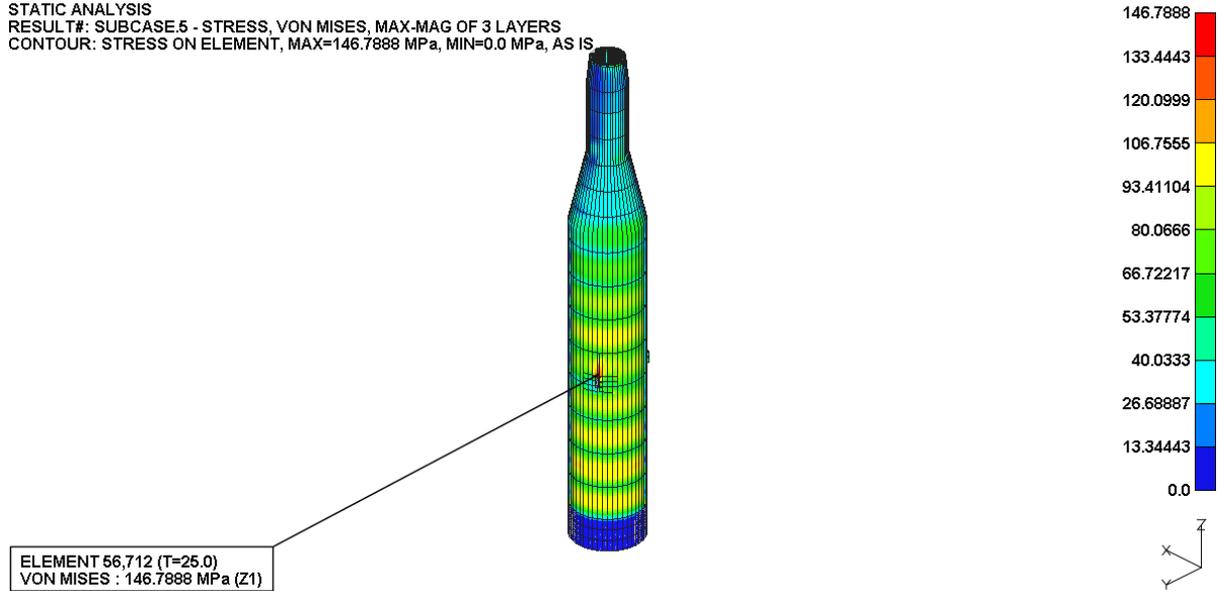


Figure D-9. Von-Mises Stress Plot

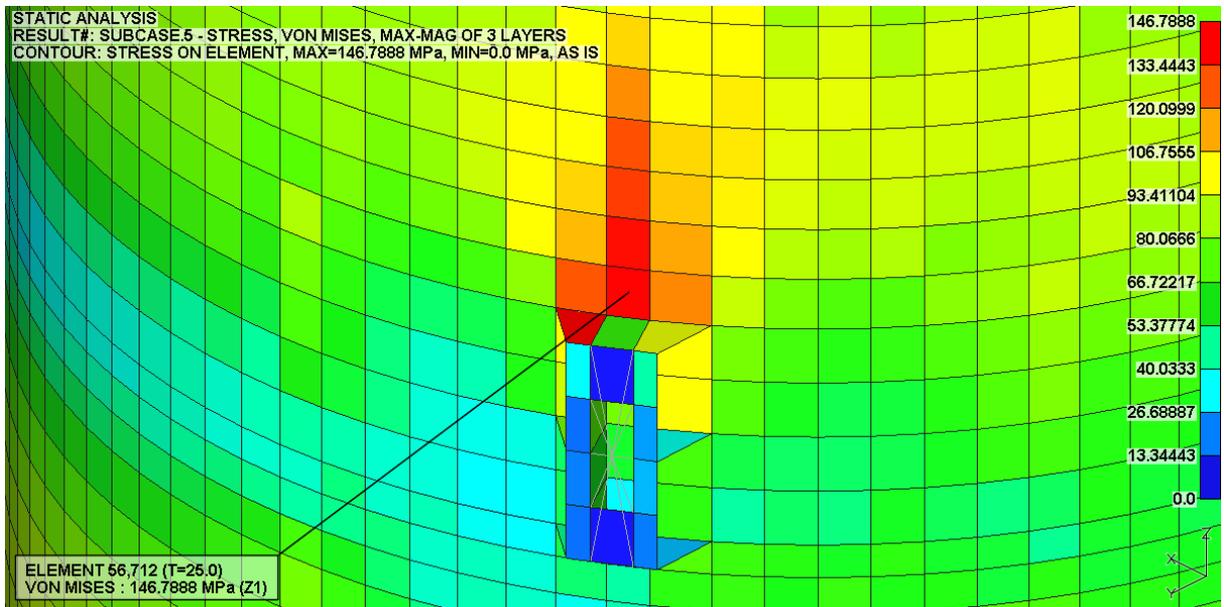


Figure D-10. Max. Von-Mises Stress Plot

D.6. LC 01-6 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.6 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=205.1314 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

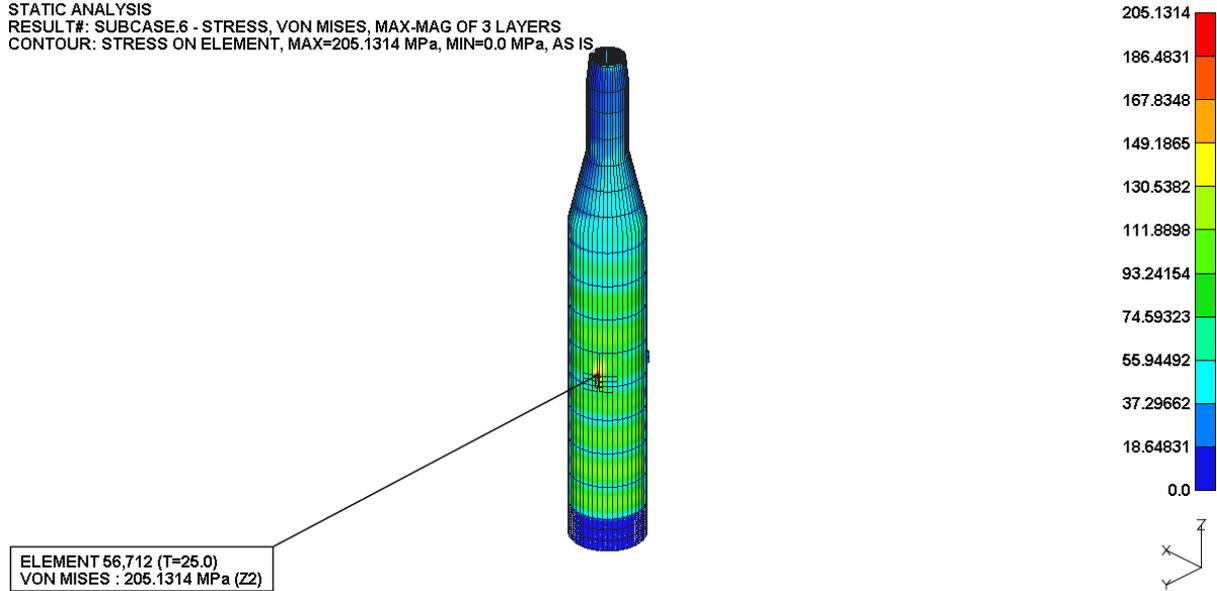


Figure D-11. Von-Mises Stress Plot

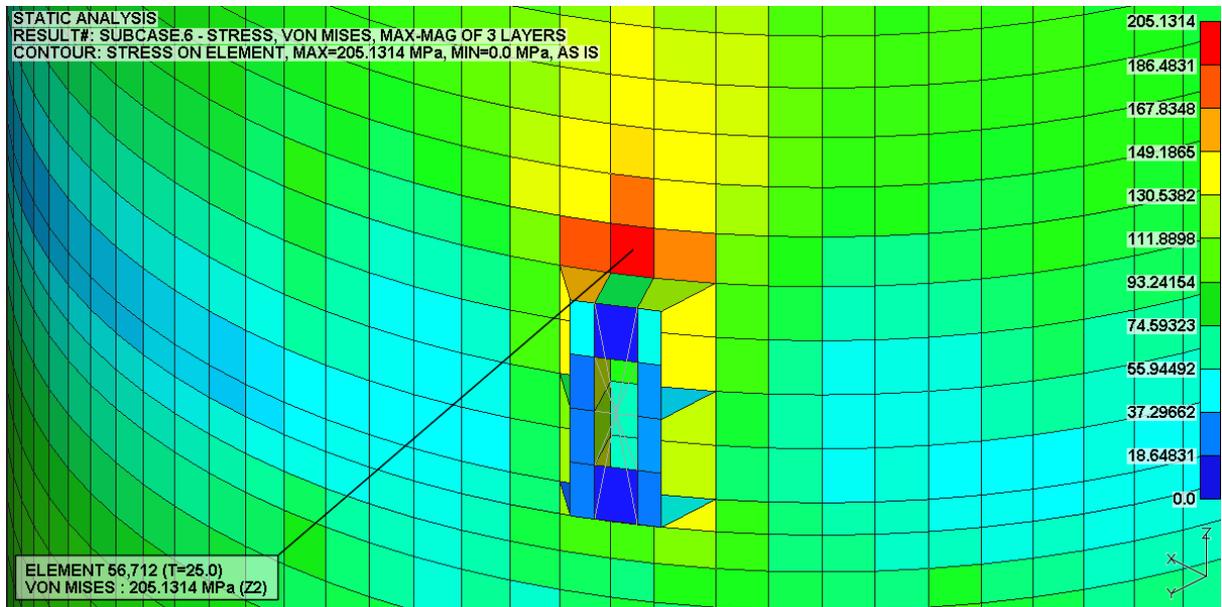


Figure D-12. Max. Von-Mises Stress Plot

D.7. LC 01-7 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.7 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=133.0454 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

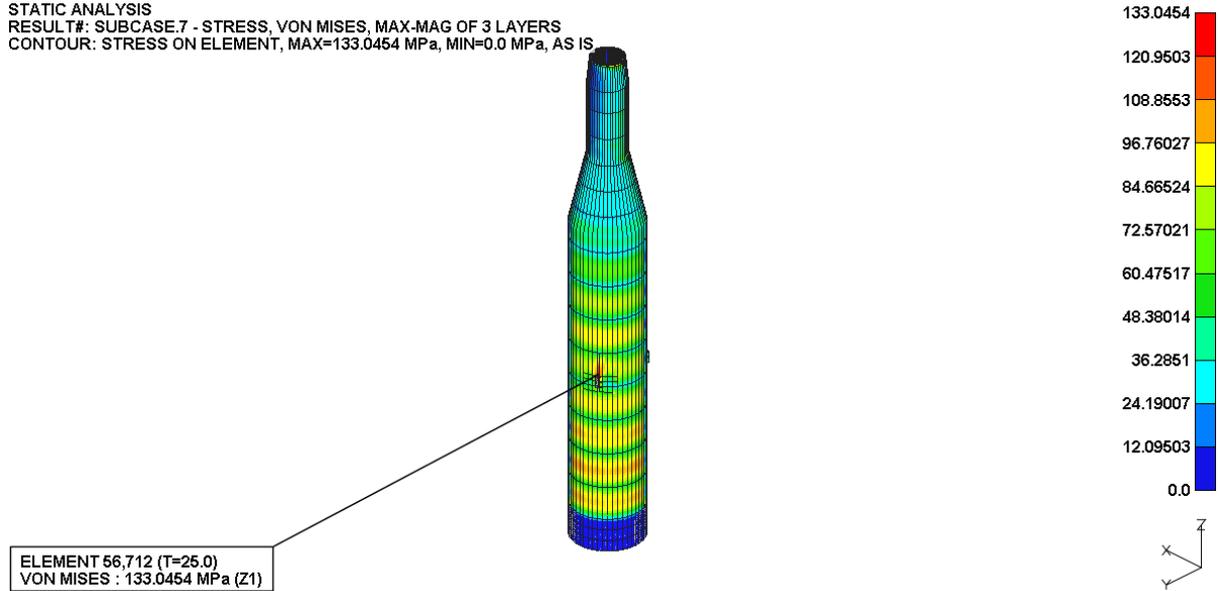


Figure D-13. Von-Mises Stress Plot

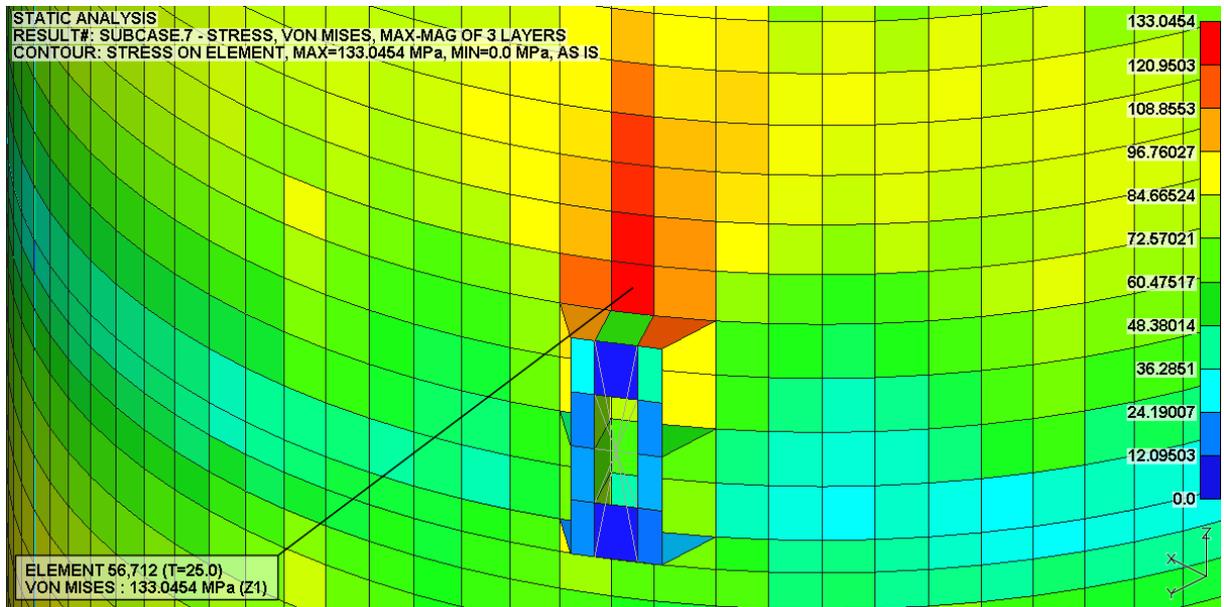


Figure D-14. Max. Von-Mises Stress Plot

D.8. LC 01-8 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.8 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=193.2644 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

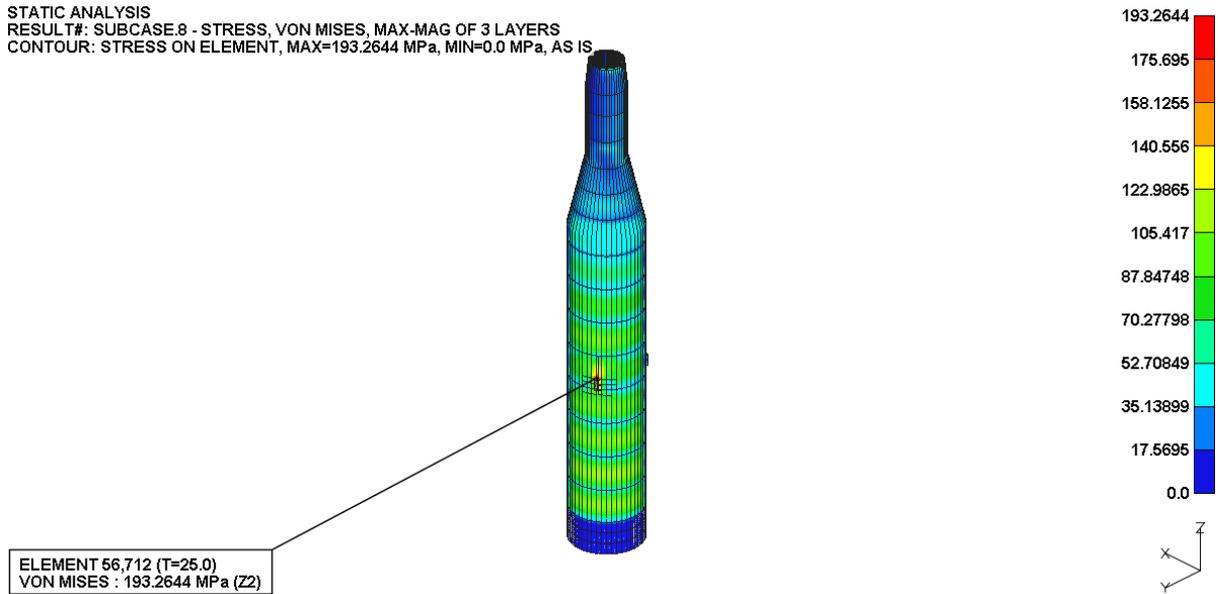


Figure D-15. Von-Mises Stress Plot

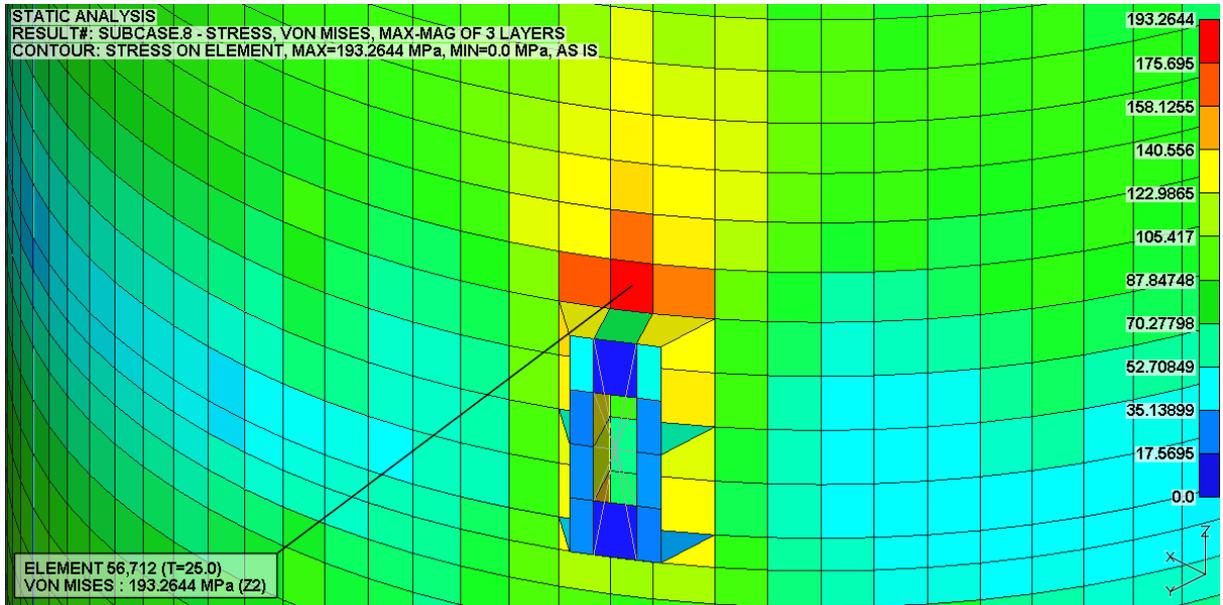


Figure D-16. Max. Von-Mises Stress Plot

D.9. LC 02-1 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.1 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=150.2896 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

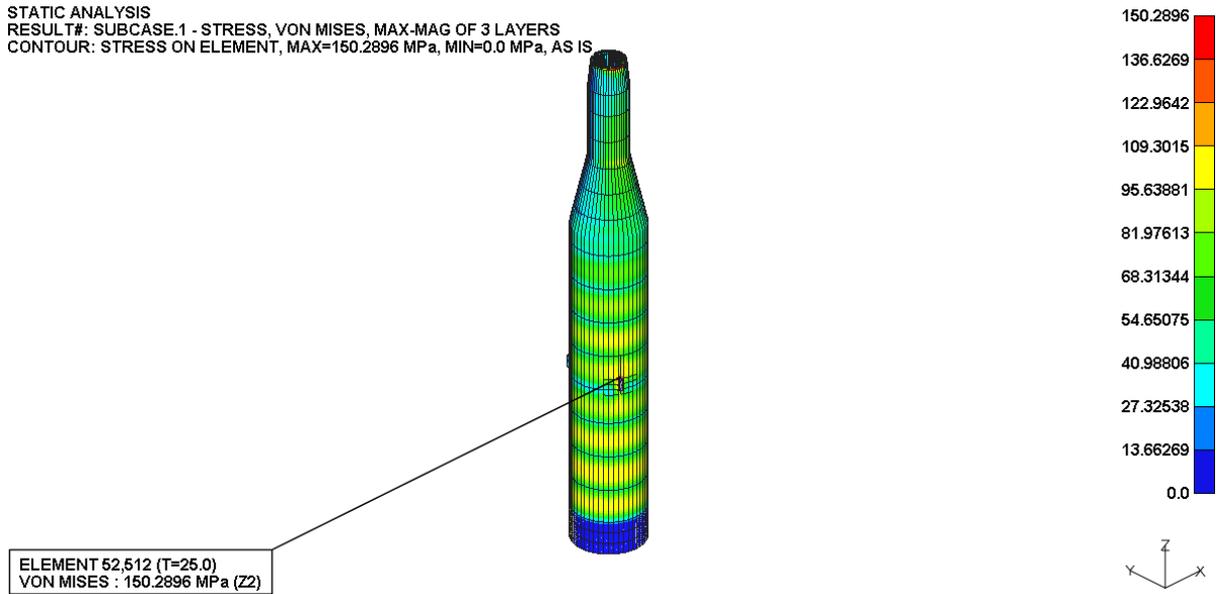


Figure D-17. Von-Mises Stress Plot

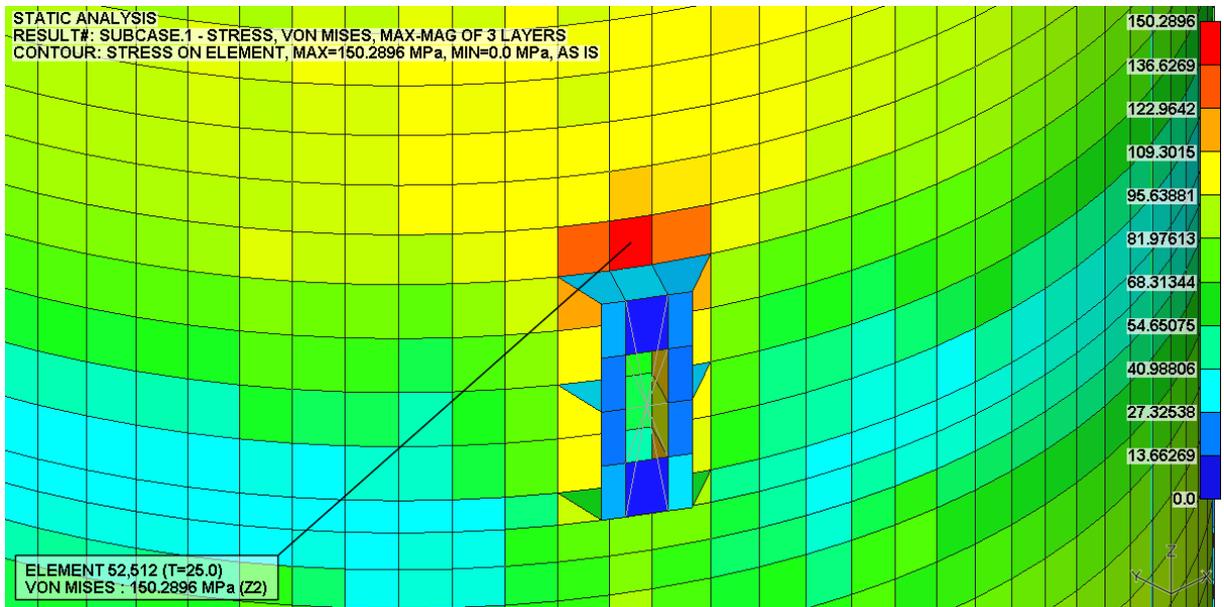


Figure D-18. Max. Von-Mises Stress Plot

D.10. LC 02-2 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.2 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=169.49 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

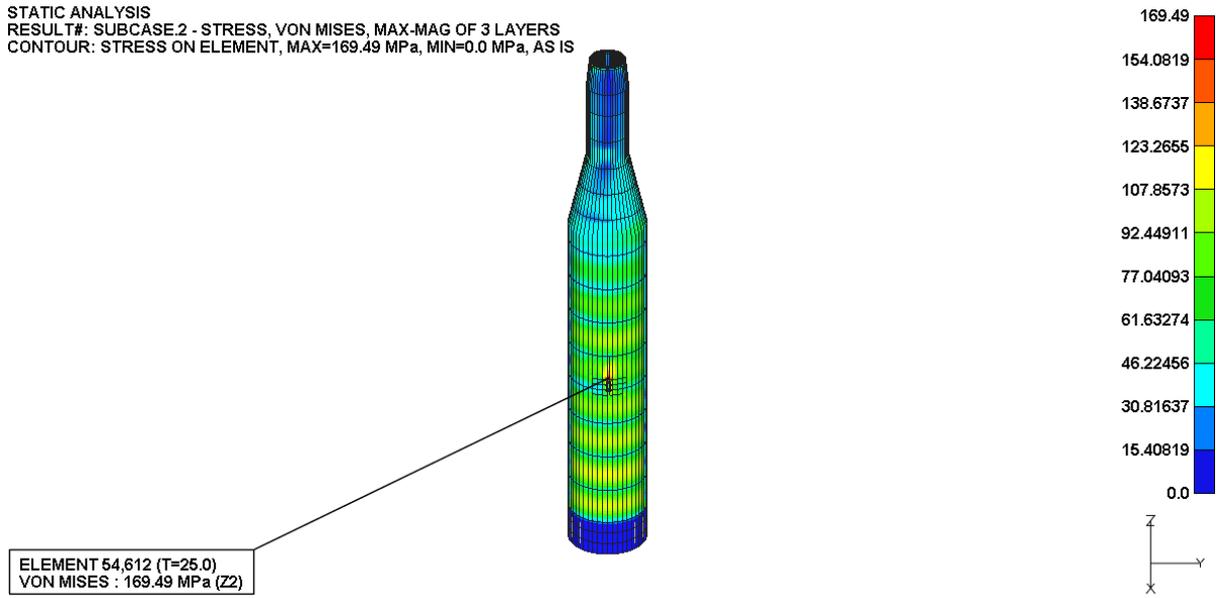


Figure D-19. Von-Mises Stress Plot

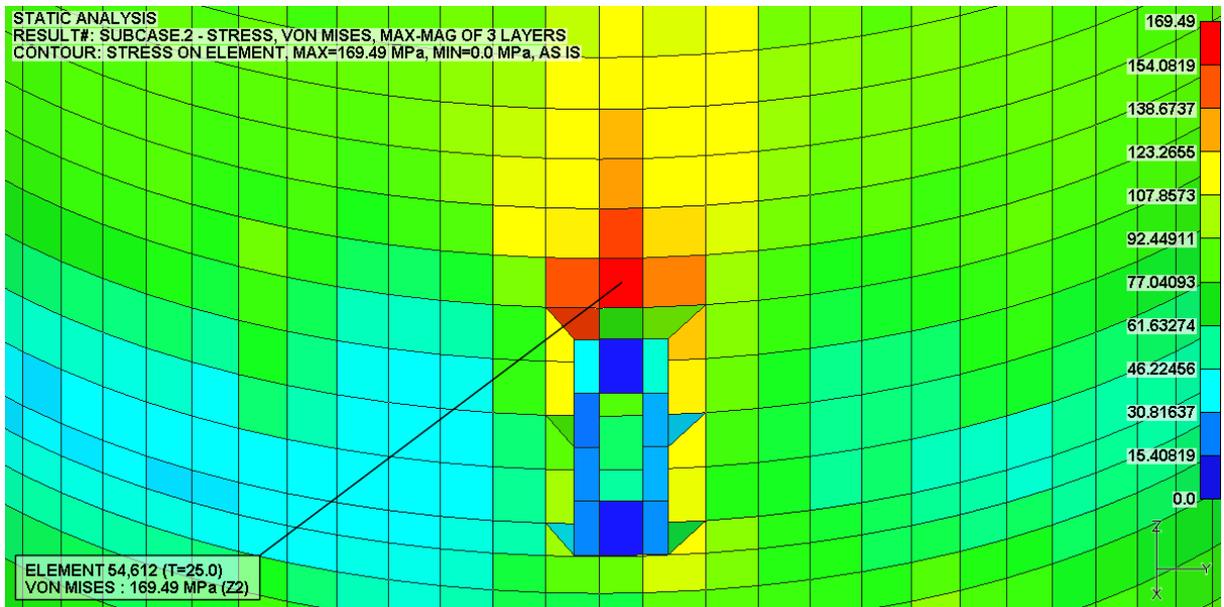


Figure D-20. Max. Von-Mises Stress Plot

D.11. LC 02-3 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.3 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=132.8896 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

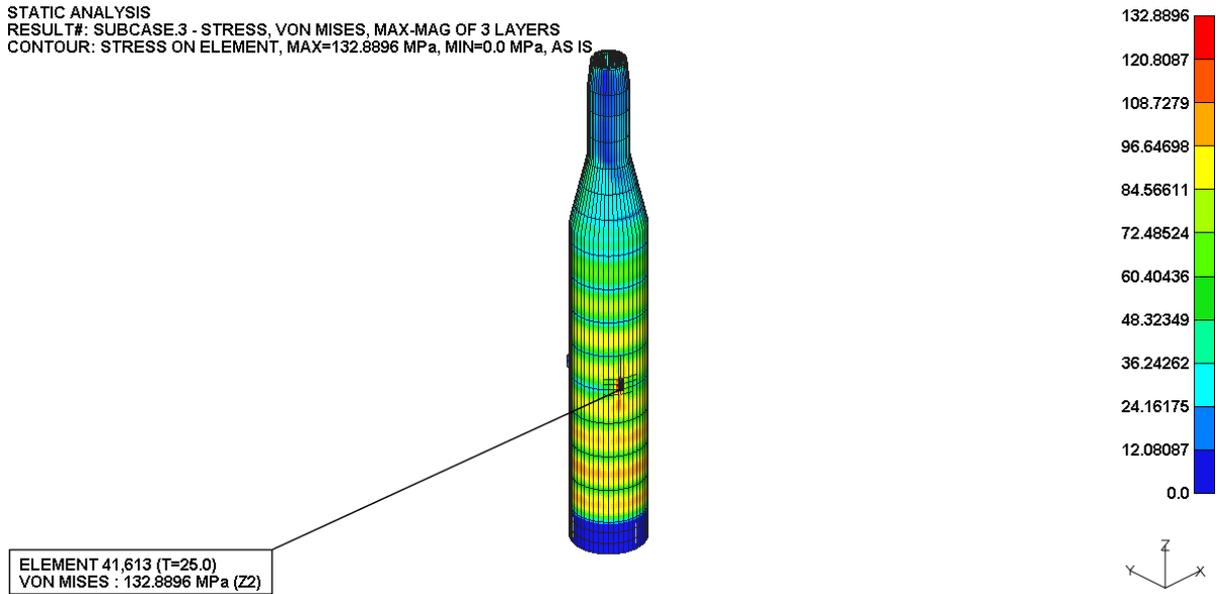


Figure D-21. Von-Mises Stress Plot

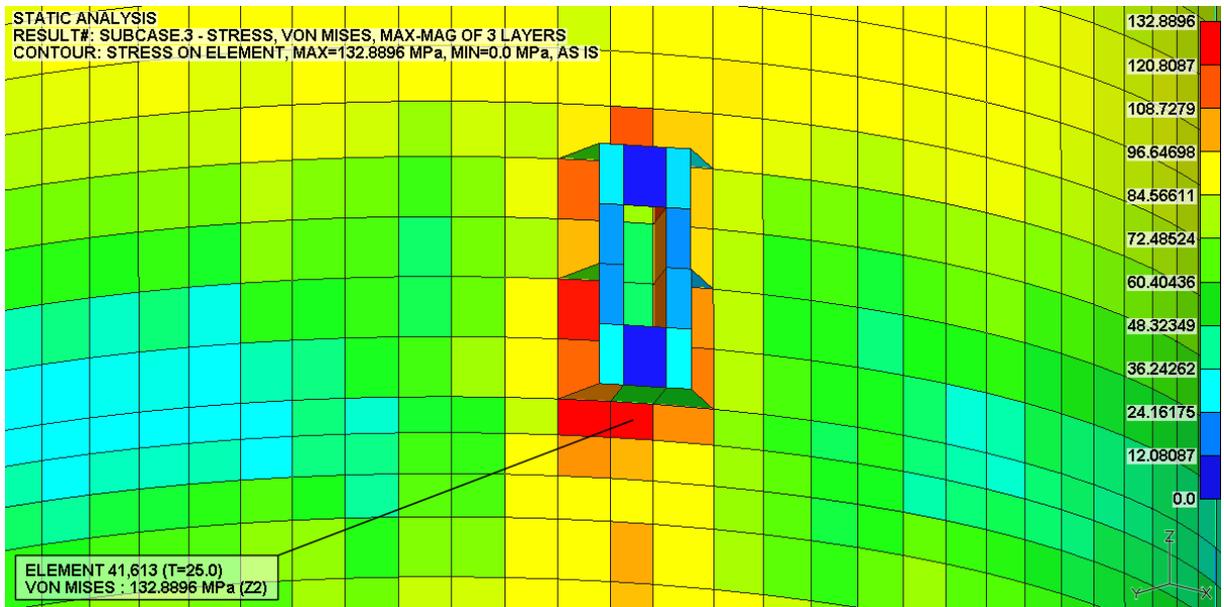


Figure D-22. Max. Von-Mises Stress Plot

D.12. LC 02-4 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.4 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=168.3659 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

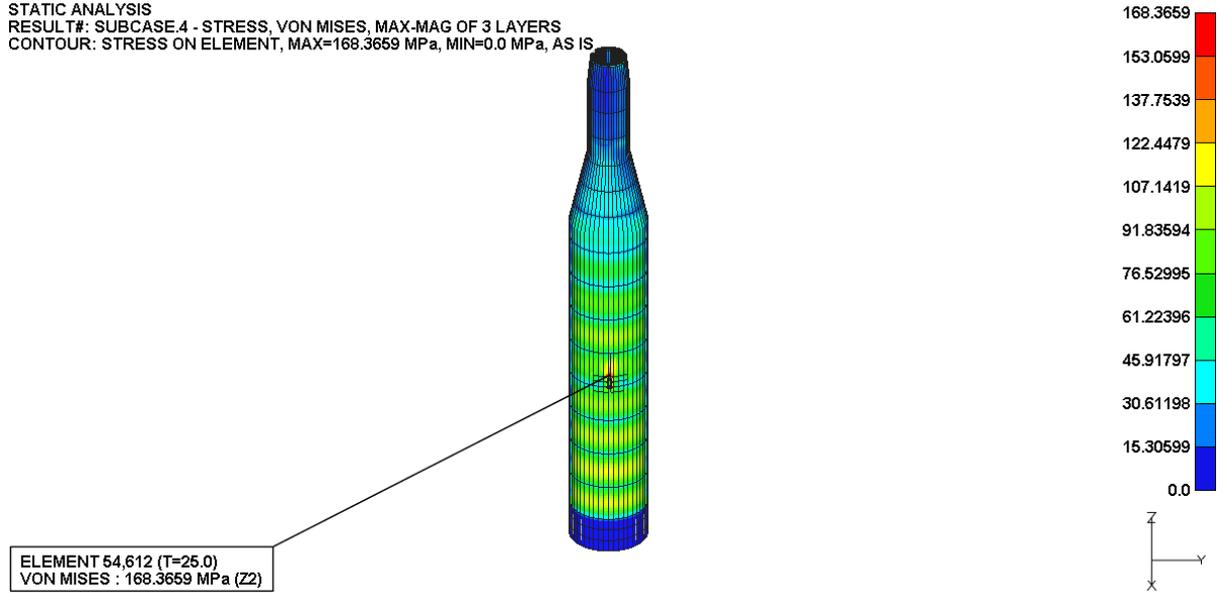


Figure D-23. Von-Mises Stress Plot

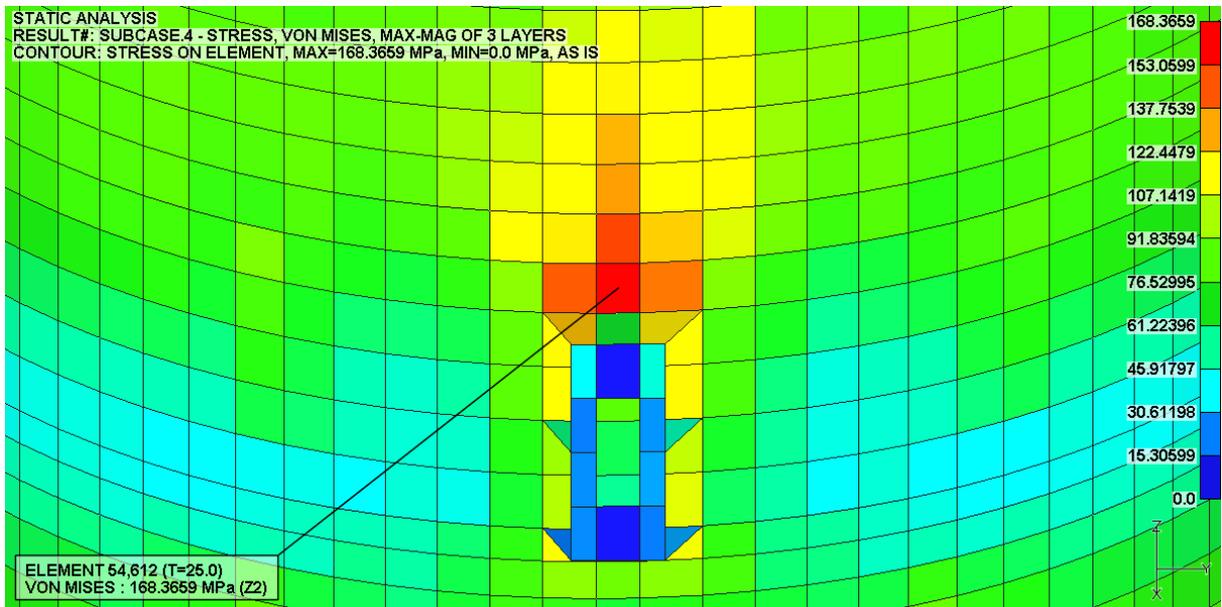


Figure D-24. Max. Von-Mises Stress Plot

D.13. LC 02-5 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.5 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=126.7872 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

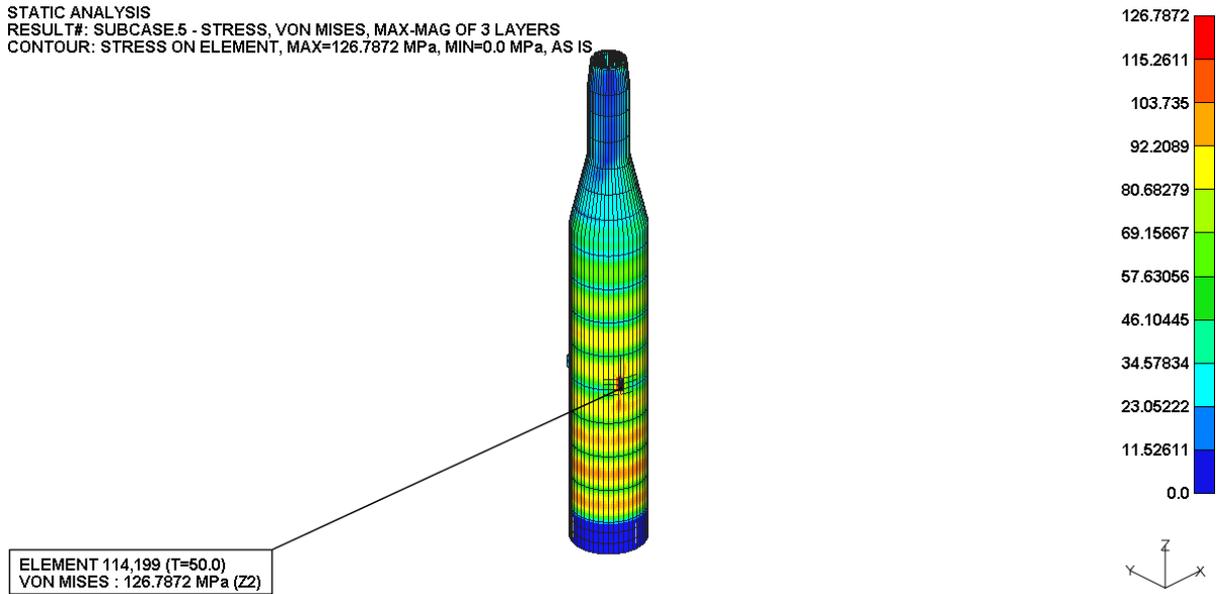


Figure D-25. Von-Mises Stress Plot

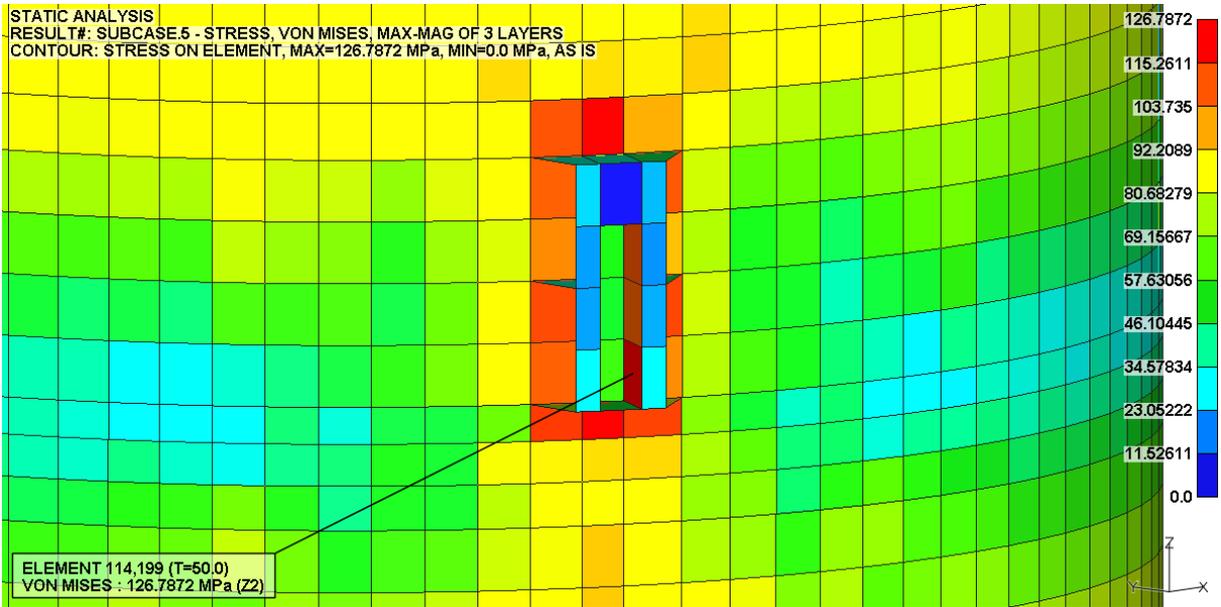


Figure D-26. Max. Von-Mises Stress Plot

D.14. LC 02-6 Result

STATIC ANALYSIS
 RESULT#: SUBCASE.6 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
 CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=156.2135 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

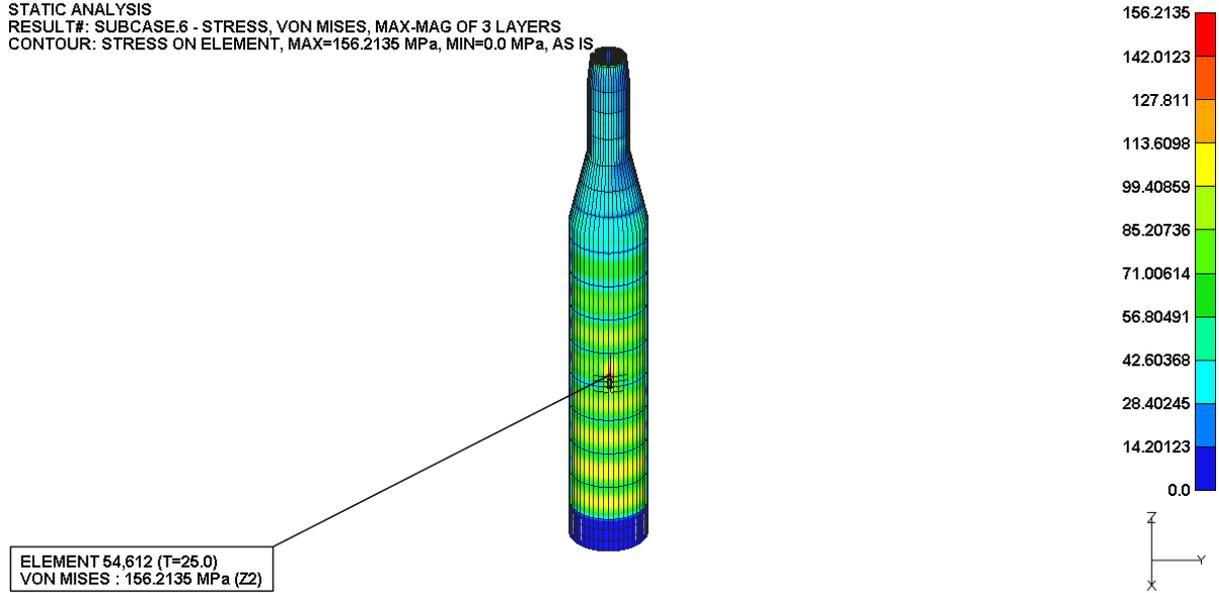


Figure D-27. Von-Mises Stress Plot

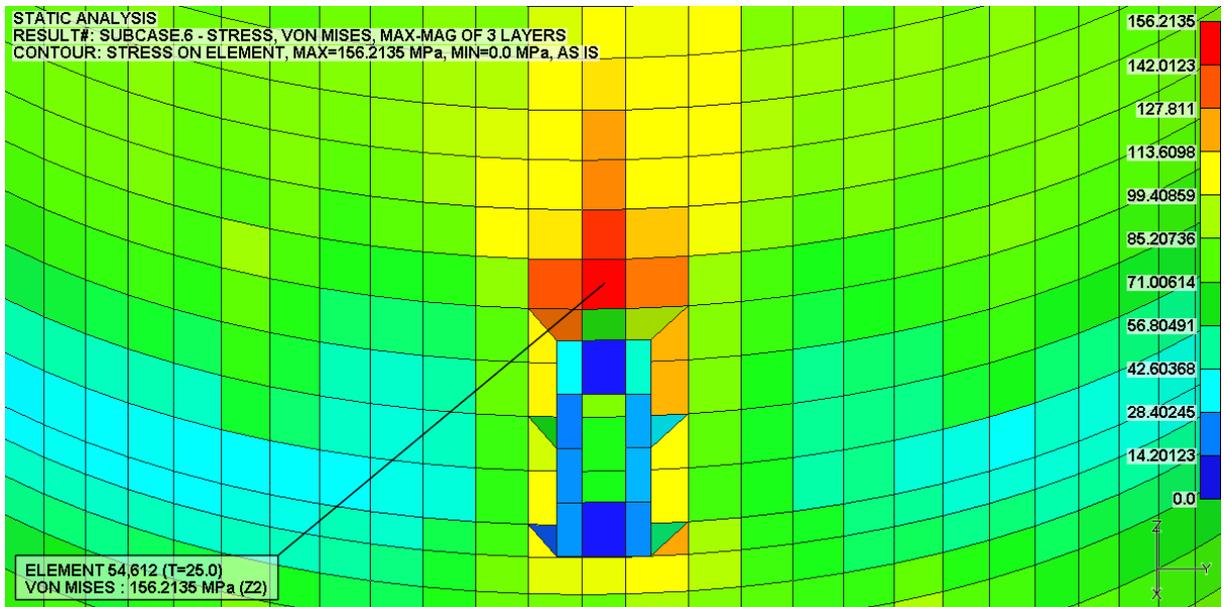


Figure D-28. Max. Von-Mises Stress Plot

D.15. LC 02-7 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.7 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=140.8593 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

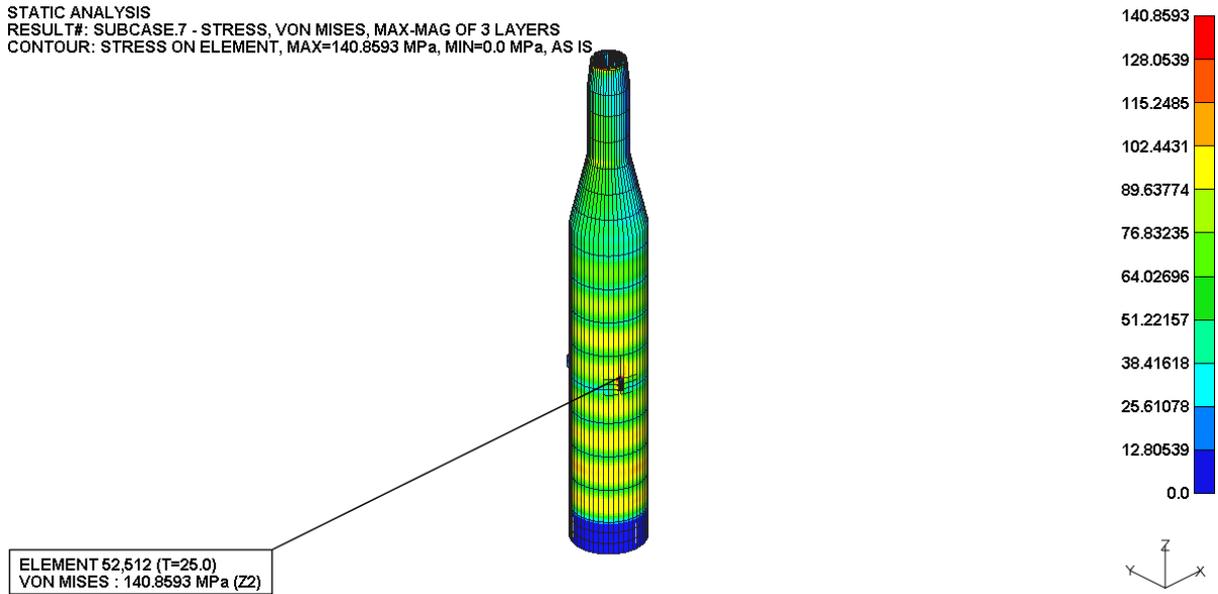


Figure D-29. Von-Mises Stress Plot

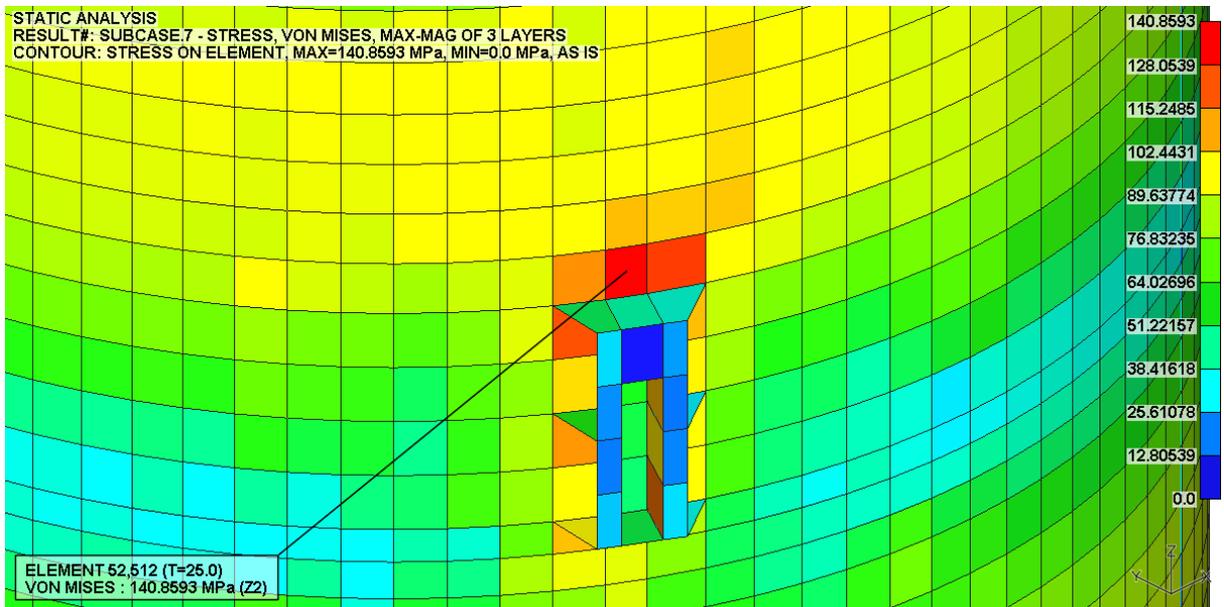


Figure D-30. Max. Von-Mises Stress Plot

D.16. LC 02-8 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.8 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=181.3457 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

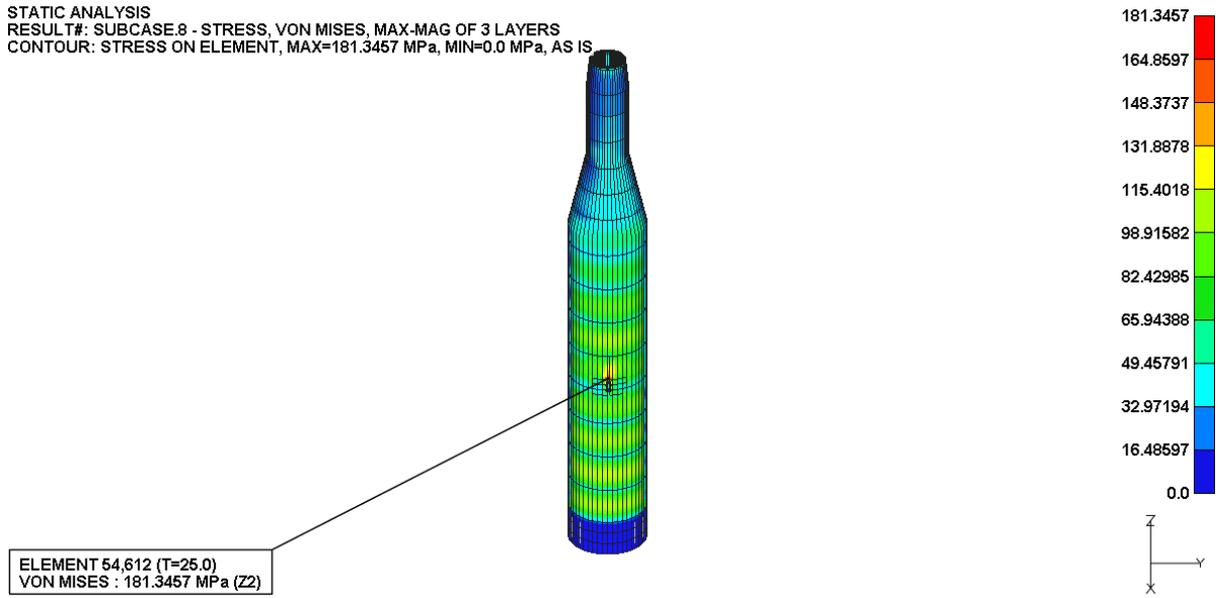


Figure D-31. Von-Mises Stress Plot

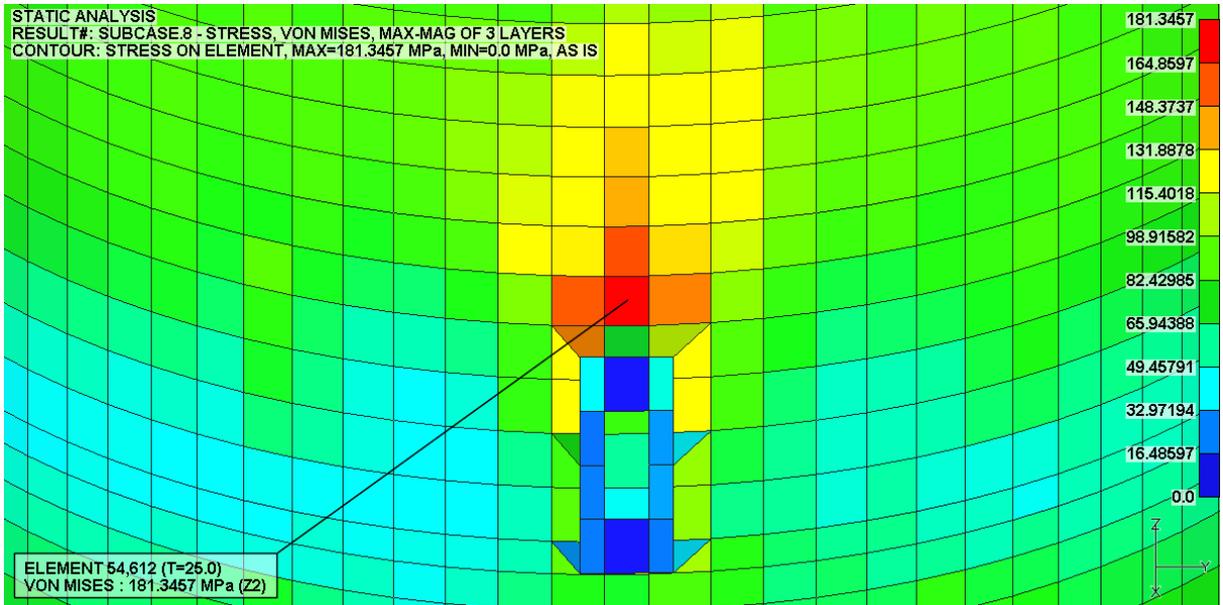


Figure D-32. Max. Von-Mises Stress Plot

D.17. LC 03-1 Result

STATIC ANALYSIS
 RESULT#: SUBCASE.1 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
 CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=145.1911 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

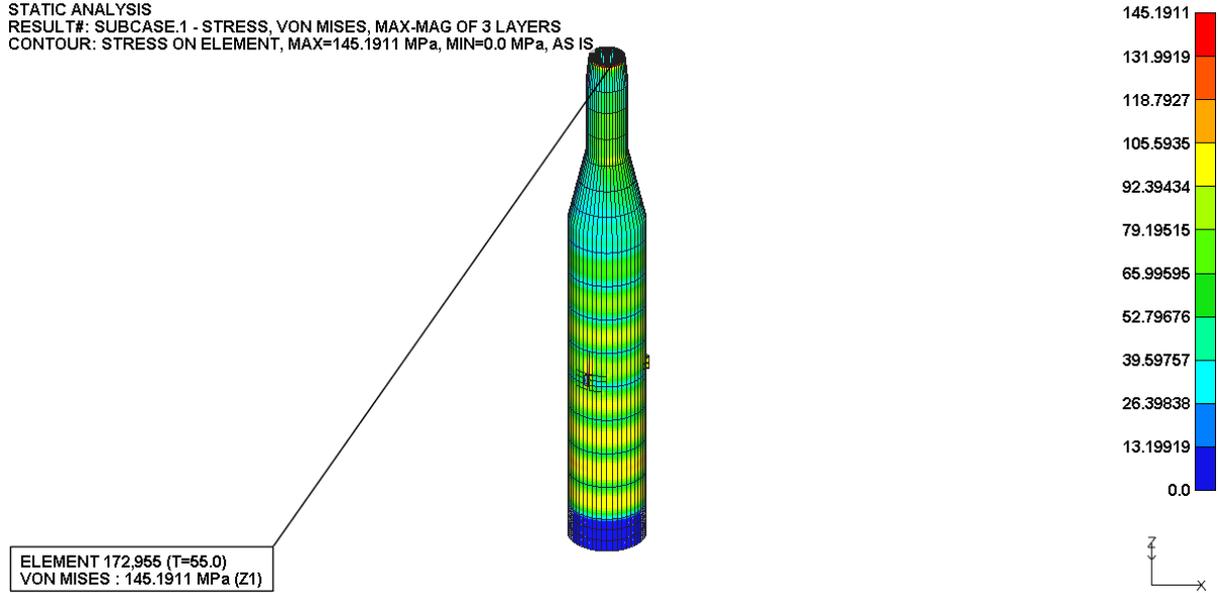


Figure D-33. Von-Mises Stress Plot

STATIC ANALYSIS
 RESULT#: SUBCASE.1 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
 CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=145.1911 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

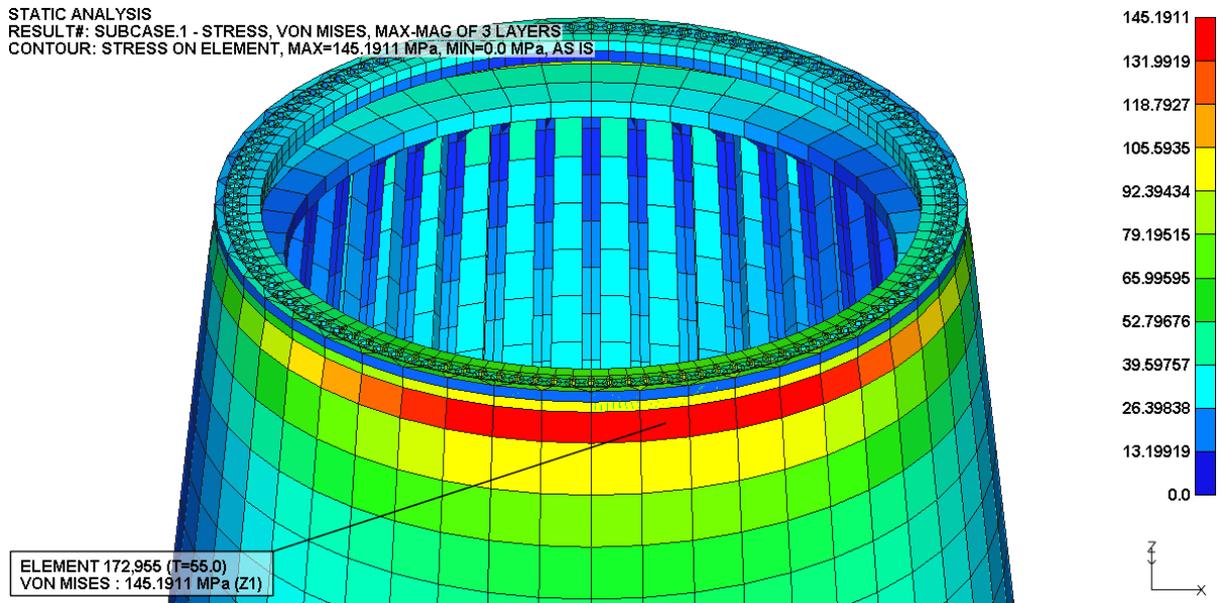


Figure D-34. Max. Von-Mises Stress Plot

D.18. LC 03-2 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.2 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=180.1317 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

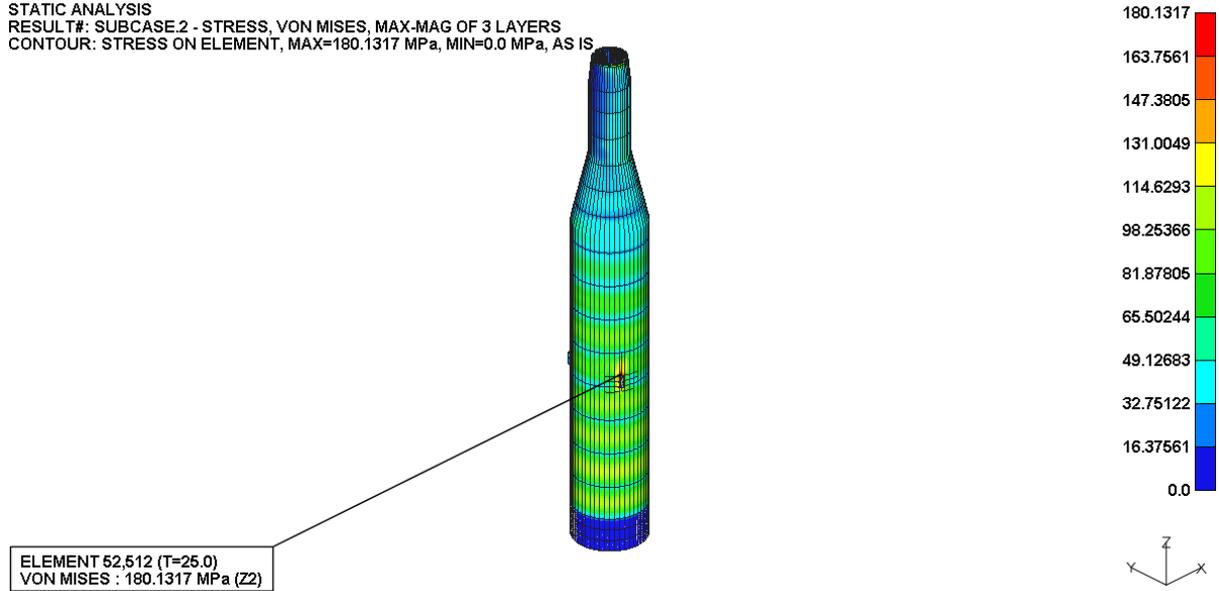


Figure D-35. Von-Mises Stress Plot

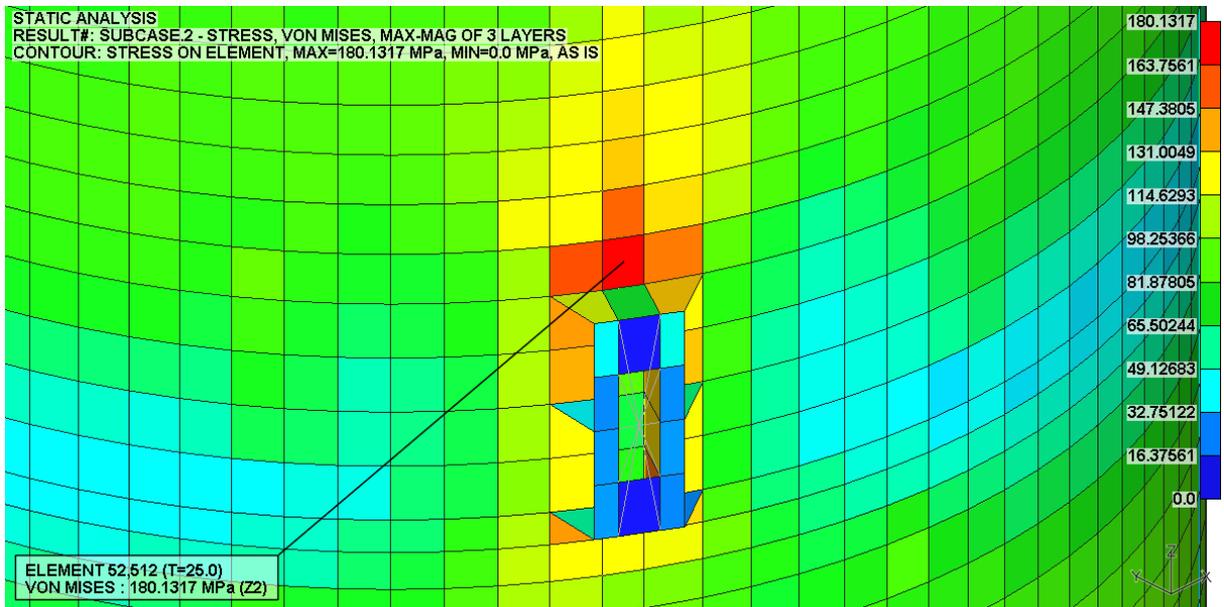


Figure D-36. Max. Von-Mises Stress Plot

D.19. LC 03-3 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.3 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=175.022 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

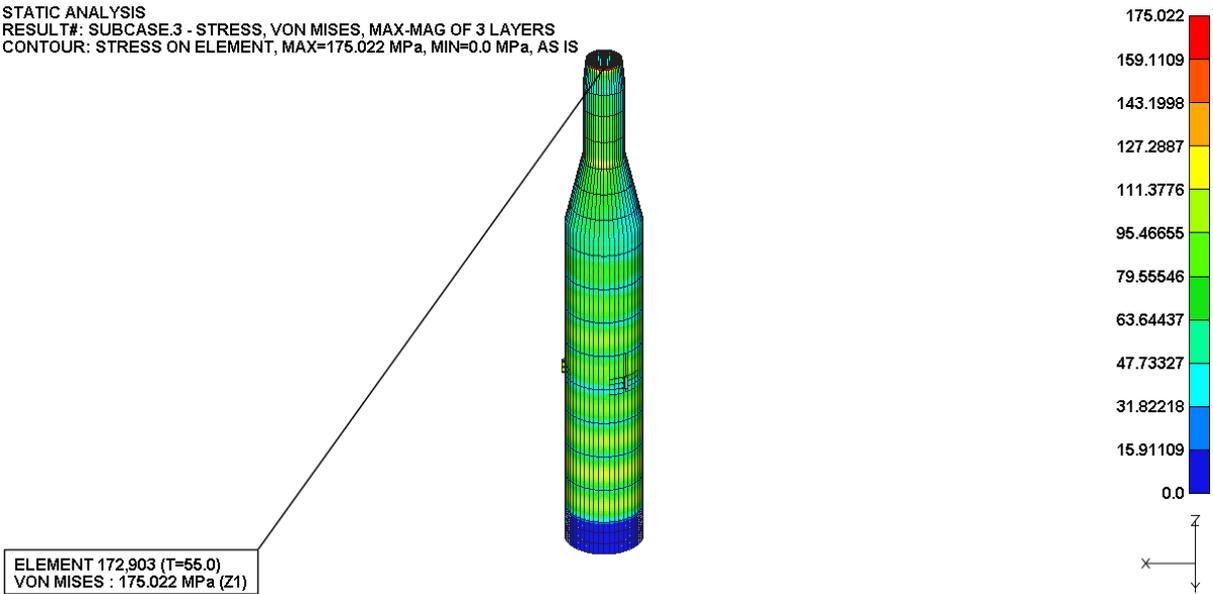


Figure D-37. Von-Mises Stress Plot

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.3 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=175.022 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

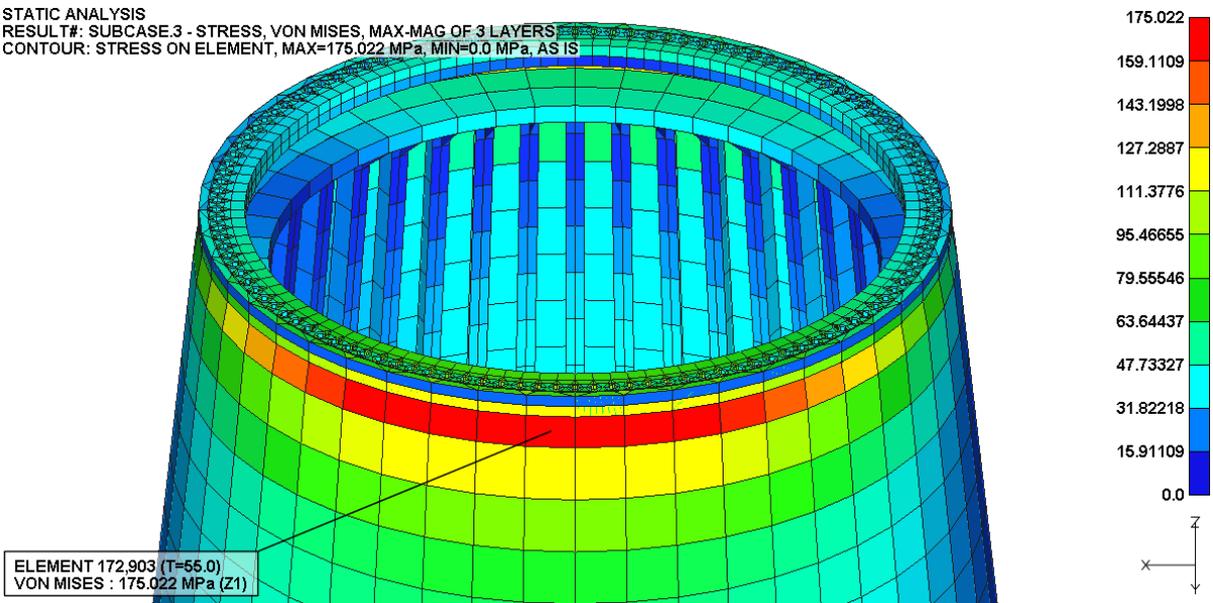


Figure D-38. Max. Von-Mises Stress Plot

D.20. LC 03-4 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.4 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=215.3803 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

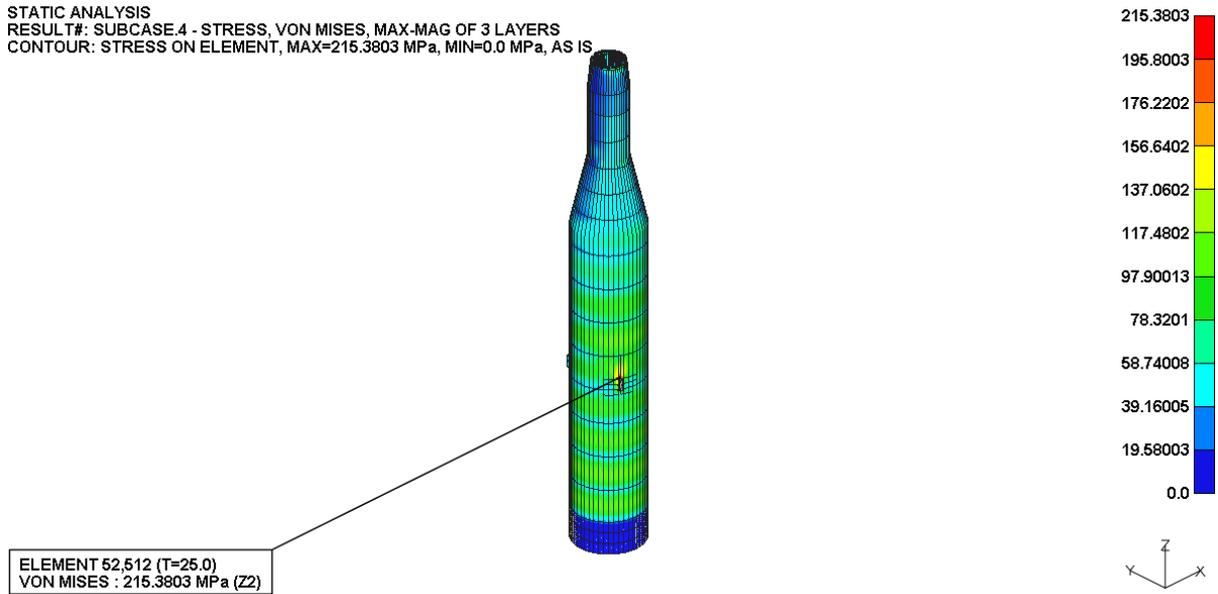


Figure D-39. Von-Mises Stress Plot

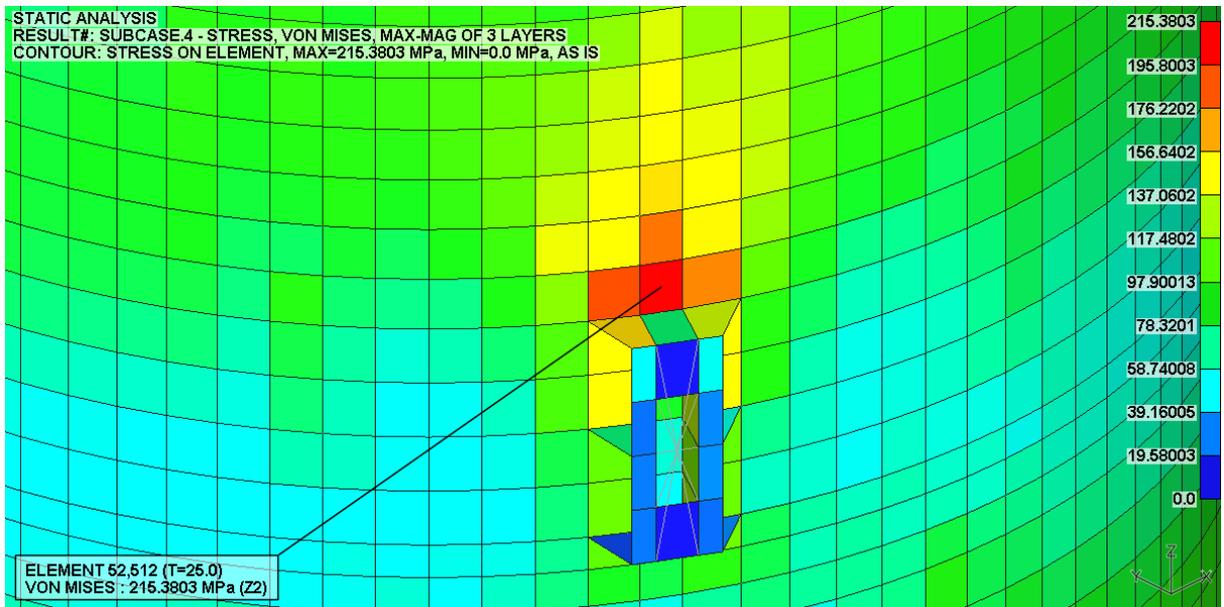


Figure D-40. Max. Von-Mises Stress Plot

D.21. LC 03-5 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.5 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=145.3776 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

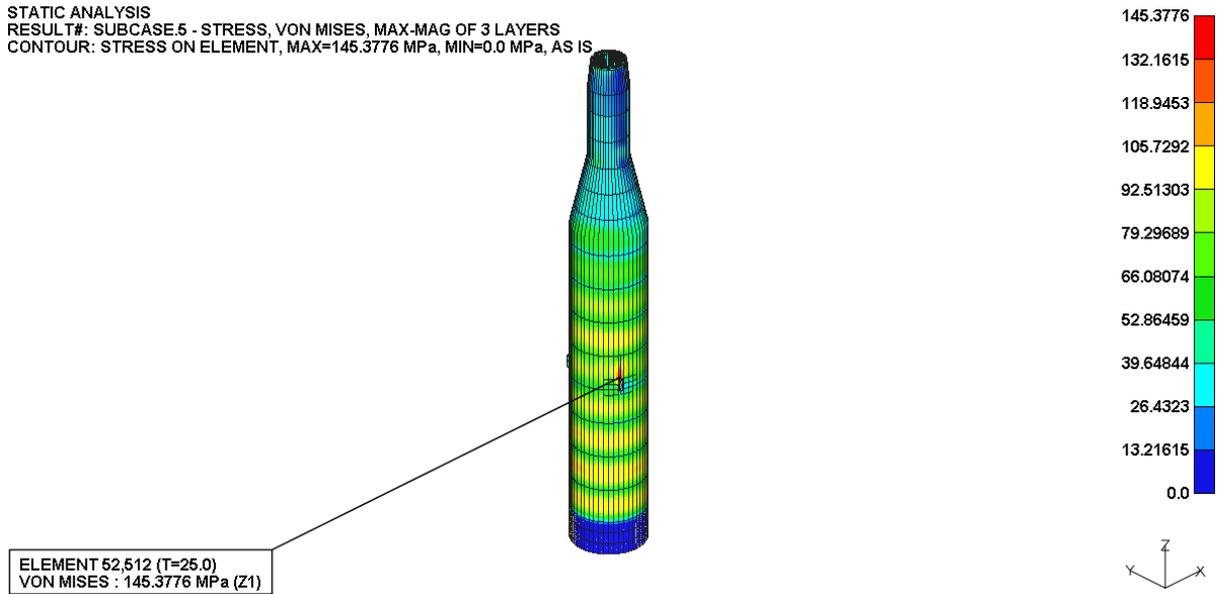


Figure D-41. Von-Mises Stress Plot

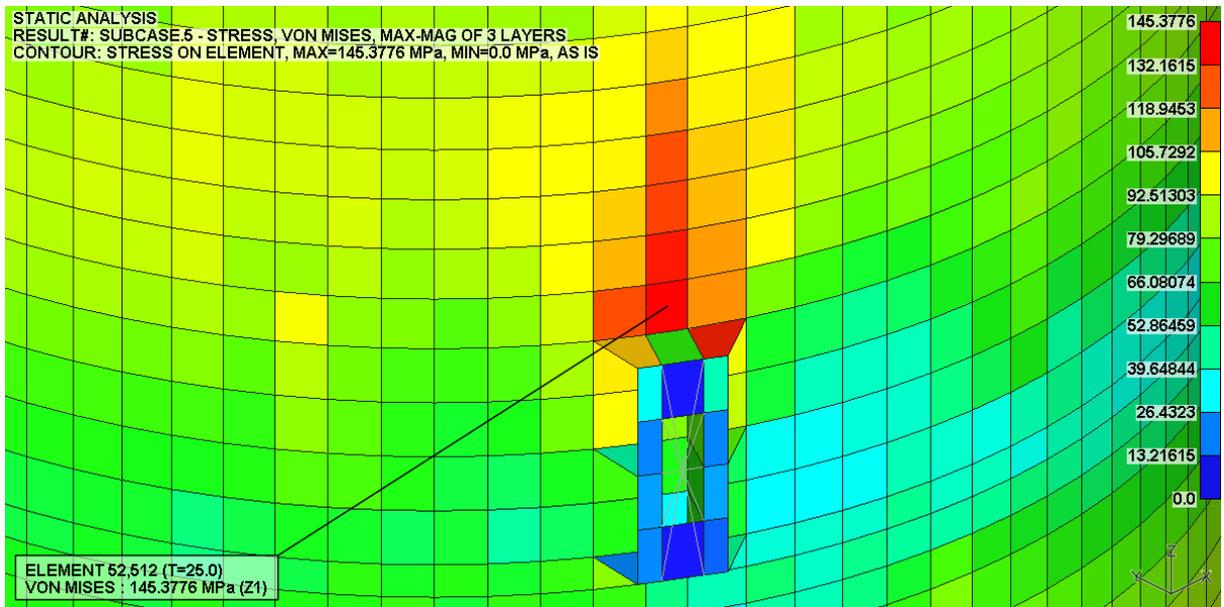


Figure D-42. Max. Von-Mises Stress Plot

D.22. LC 03-6 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.6 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=203.275 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

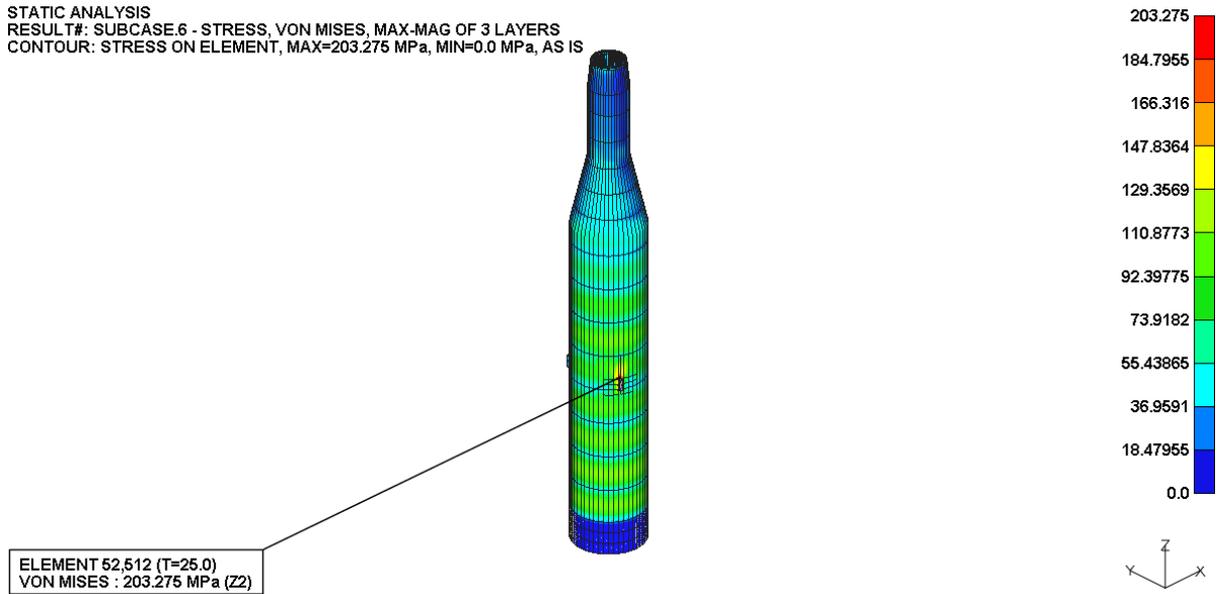


Figure D-43. Von-Mises Stress Plot

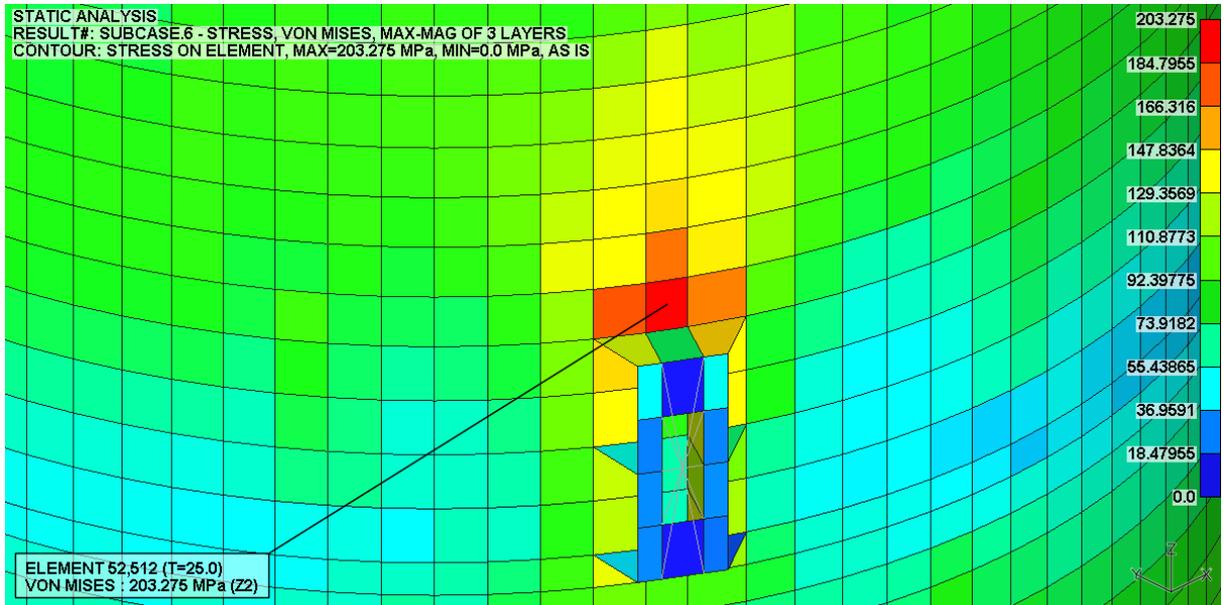


Figure D-44. Max. Von-Mises Stress Plot

D.23. LC 03-7 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.7 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=132.2762 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

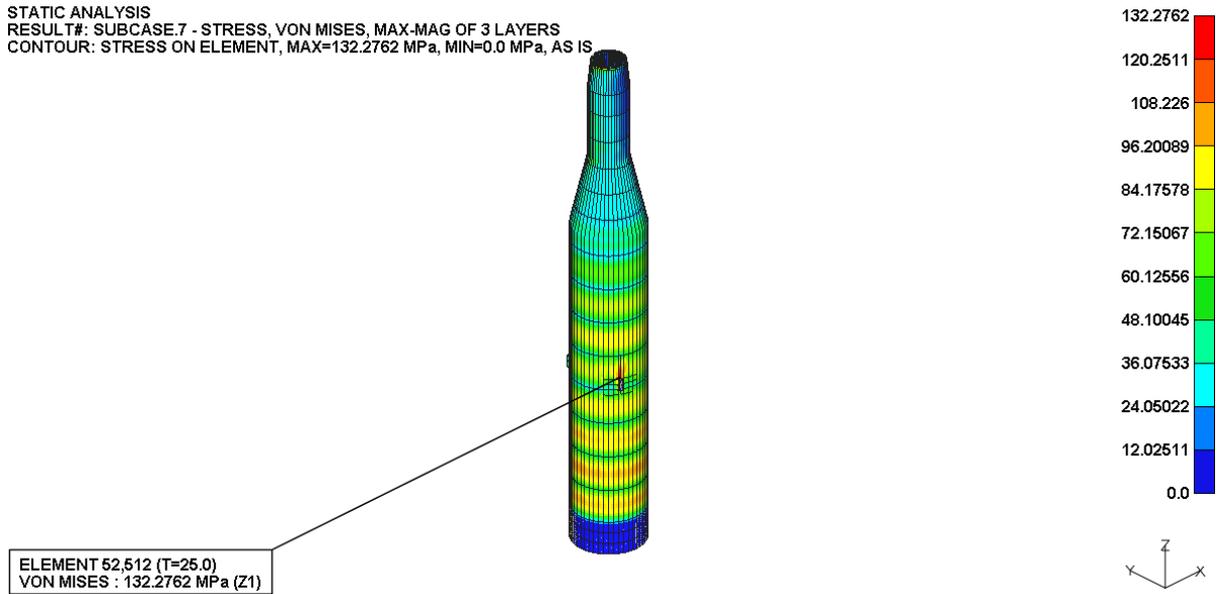


Figure D-45. Von-Mises Stress Plot

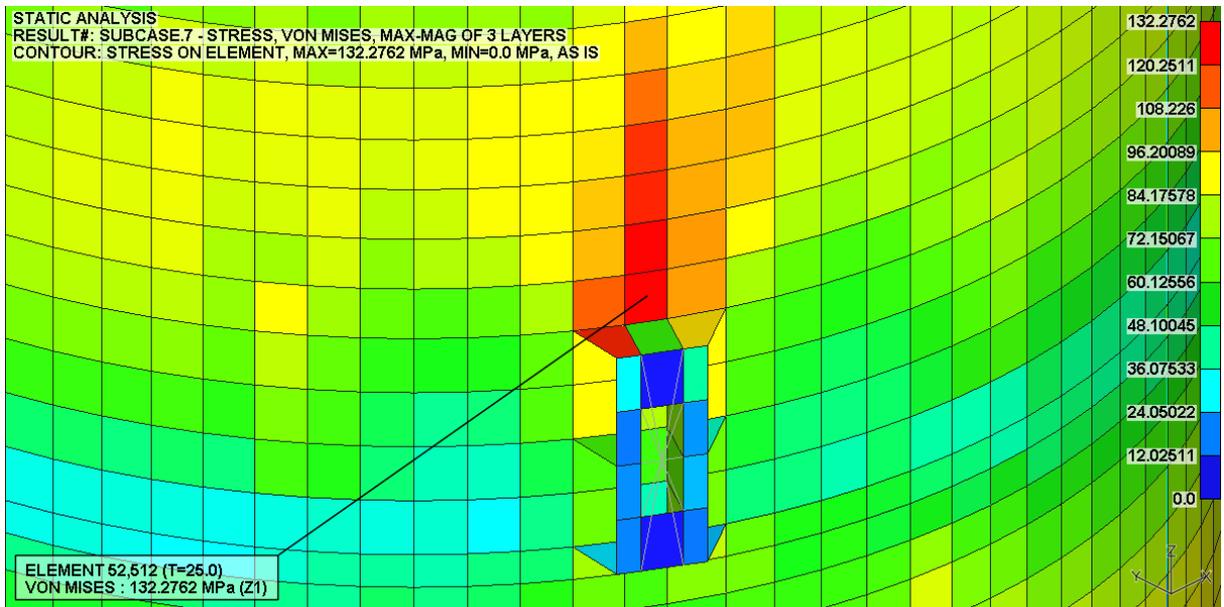


Figure D-46. Max. Von-Mises Stress Plot

D.24. LC 03-8 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.8 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=192.2304 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

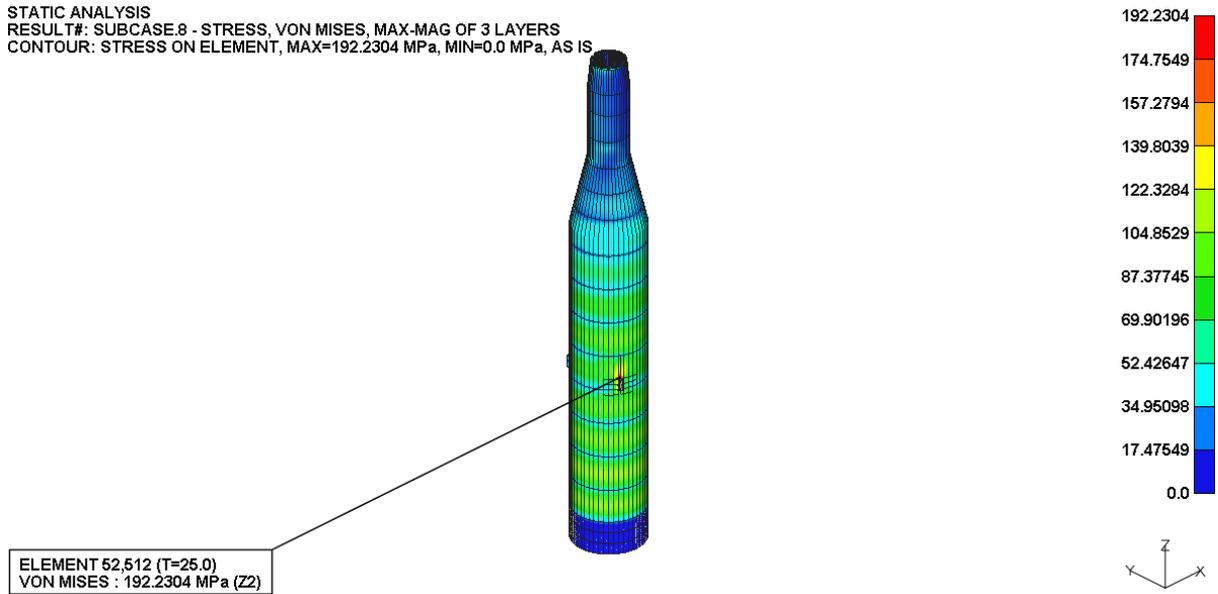


Figure D-47. Von-Mises Stress Plot

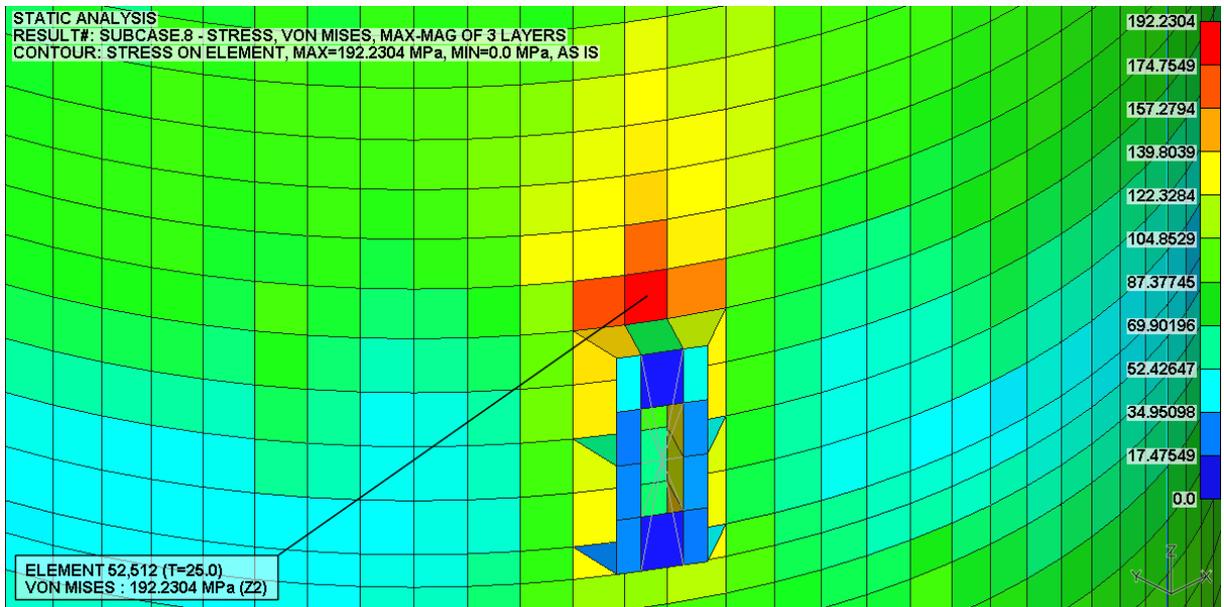


Figure D-48. Max. Von-Mises Stress Plot

D.25. LC 04-1 Result

STATIC ANALYSIS
 RESULT#: SUBCASE.1 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
 CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=139.8732 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

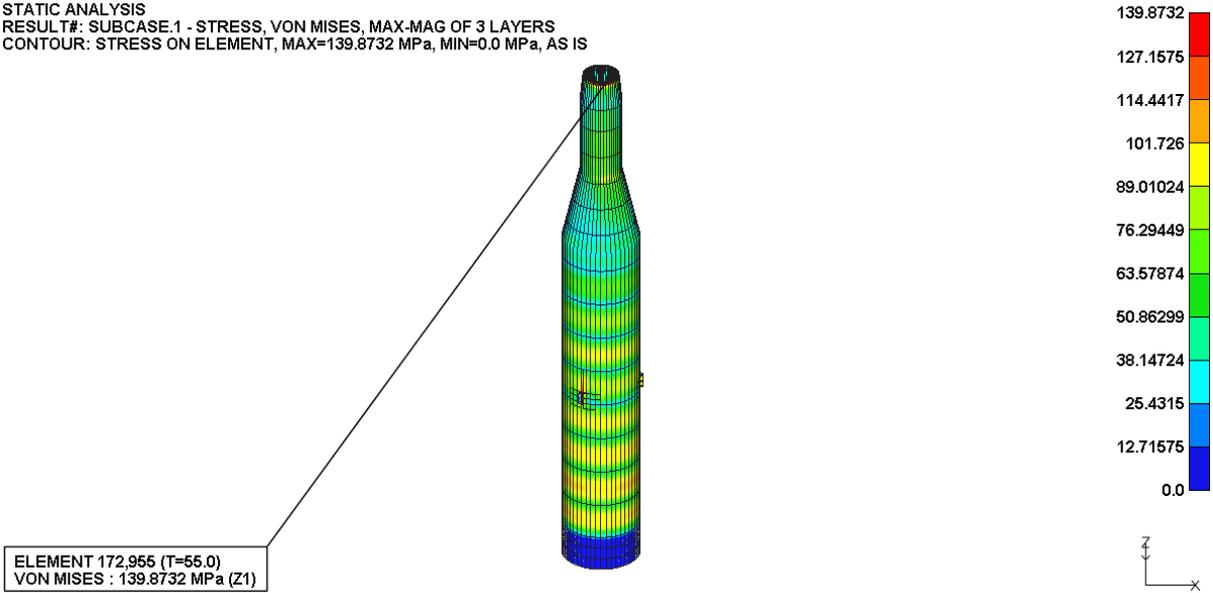


Figure D-49. Von-Mises Stress Plot

STATIC ANALYSIS
 RESULT#: SUBCASE.1 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
 CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=139.8732 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

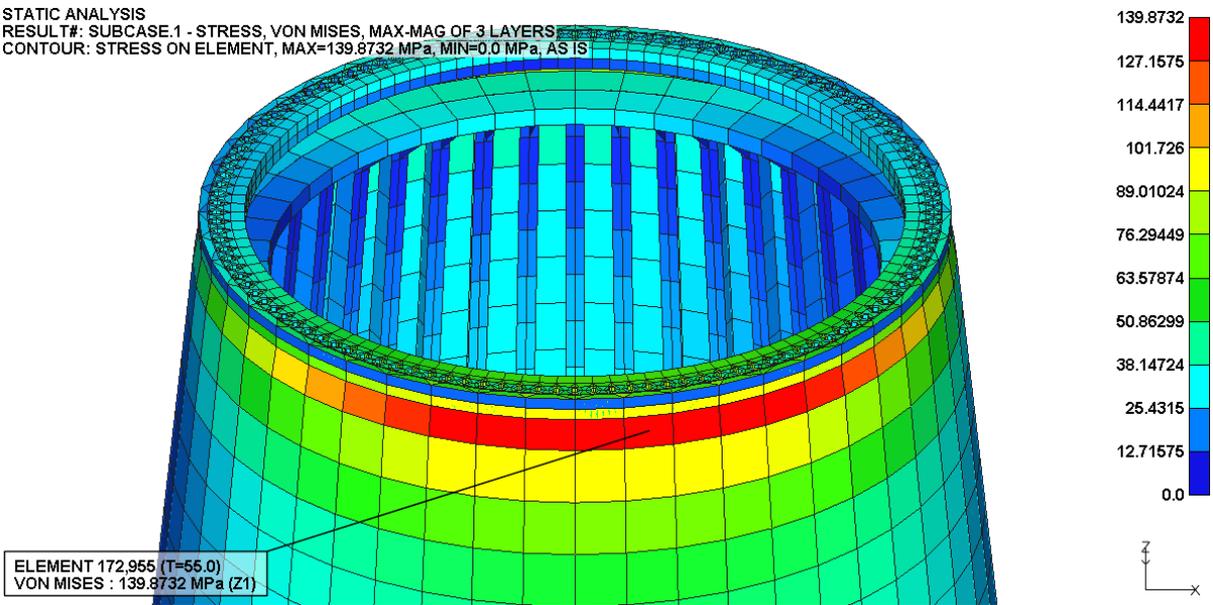


Figure D-50. Max. Von-Mises Stress Plot

D.26. LC 04-2 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.2 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=180.8717 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

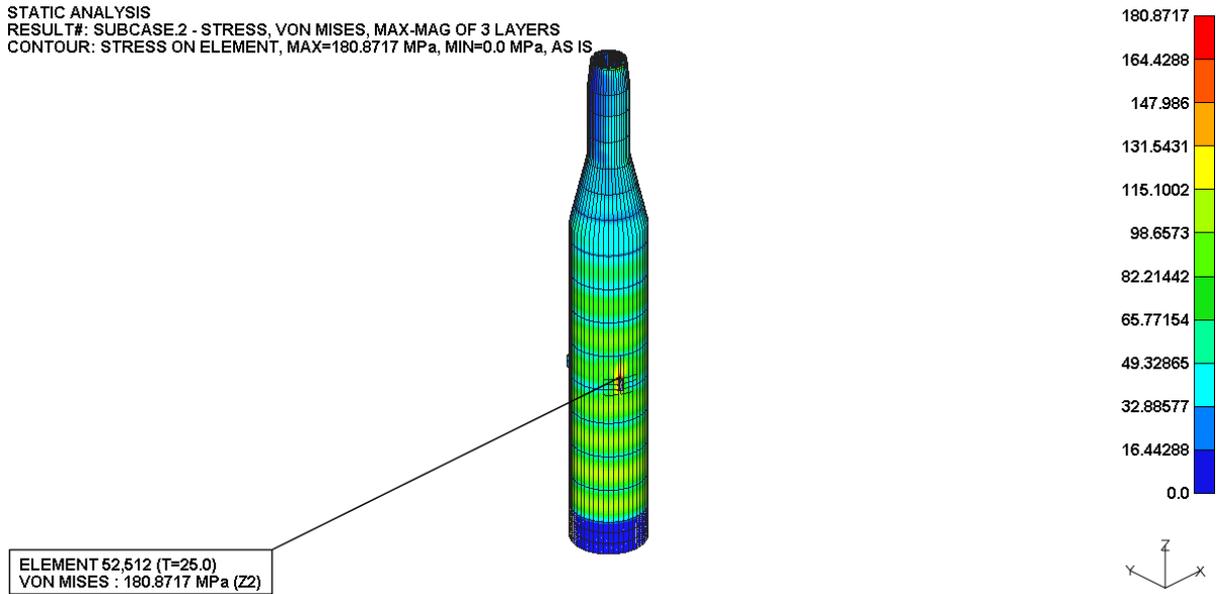


Figure D-51. Von-Mises Stress Plot

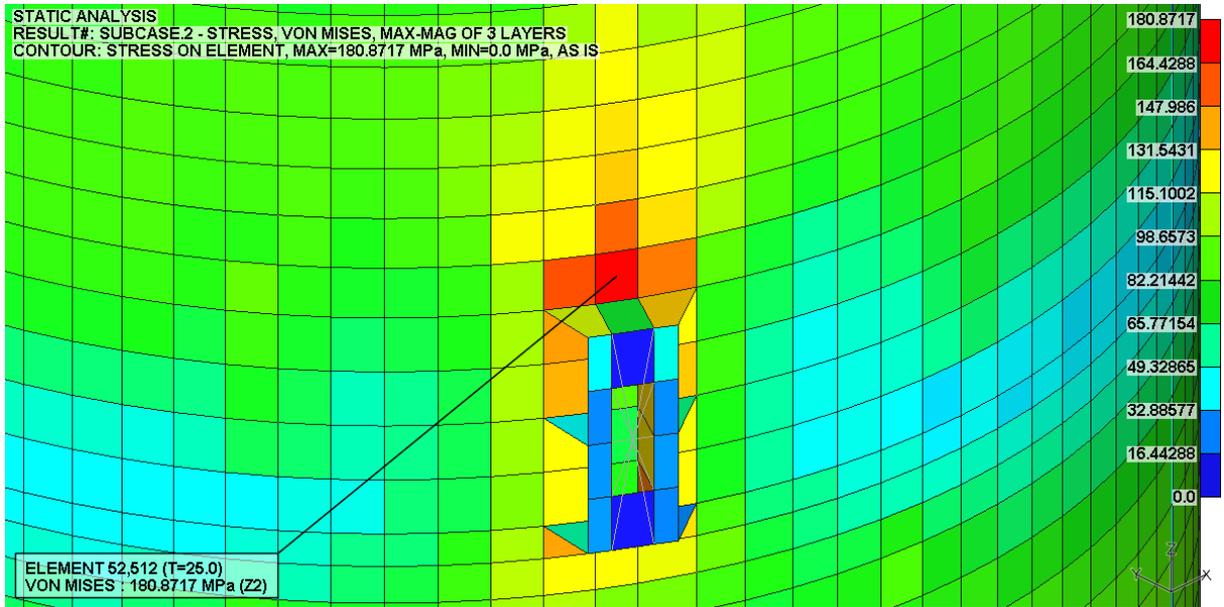


Figure D-52. Max. Von-Mises Stress Plot

D.27. LC 04-3 Result

STATIC ANALYSIS
 RESULT#: SUBCASE.3 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
 CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=169.6126 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

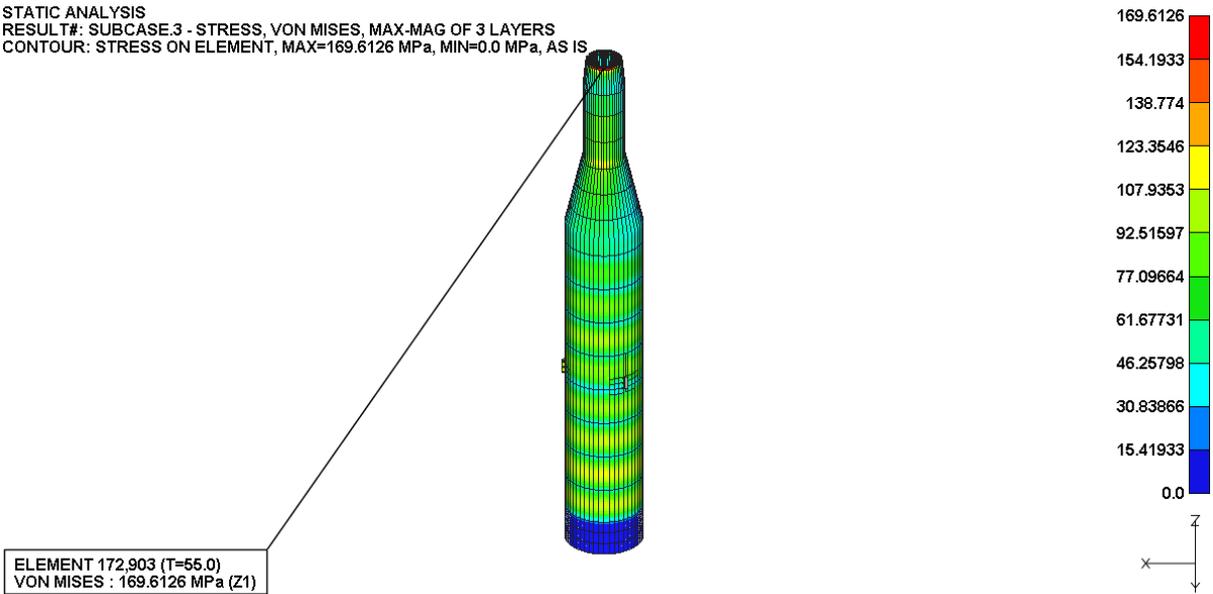


Figure D-53. Von-Mises Stress Plot

STATIC ANALYSIS
 RESULT#: SUBCASE.3 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
 CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=169.6126 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

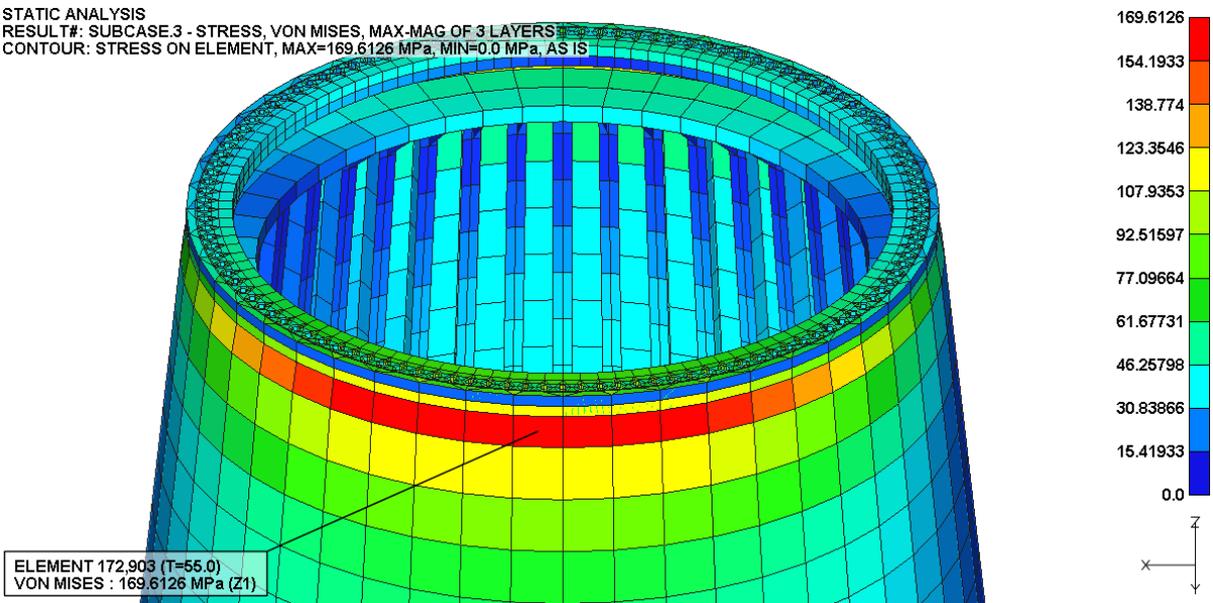


Figure D-54. Max. Von-Mises Stress Plot

D.28. LC 04-4 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.4 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=214.5921 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

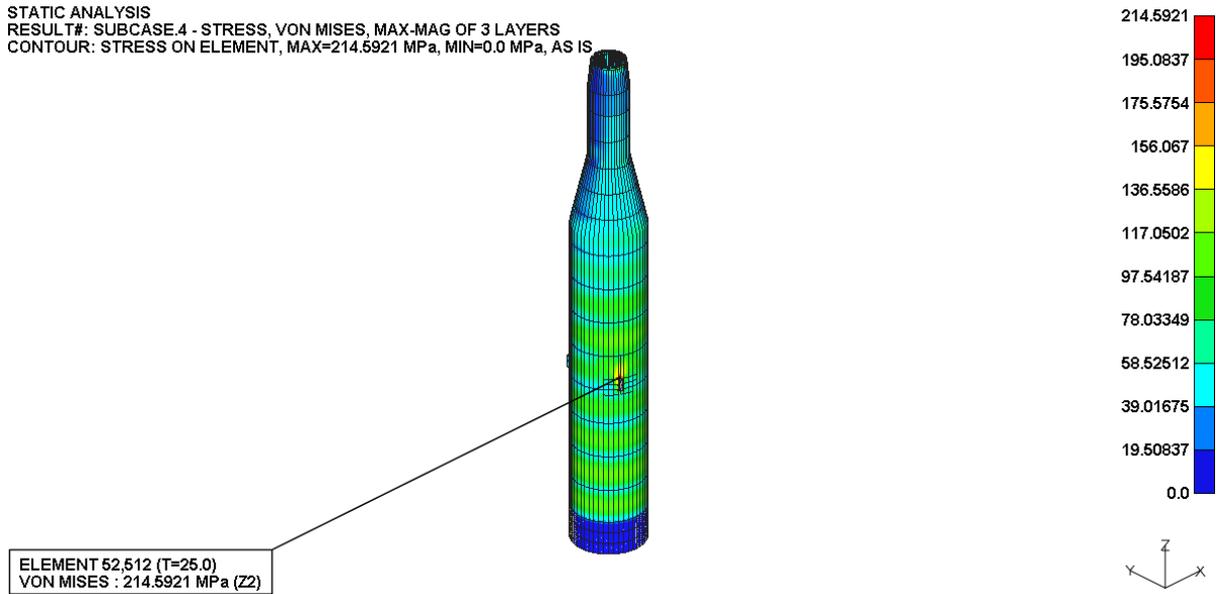


Figure D-55. Von-Mises Stress Plot

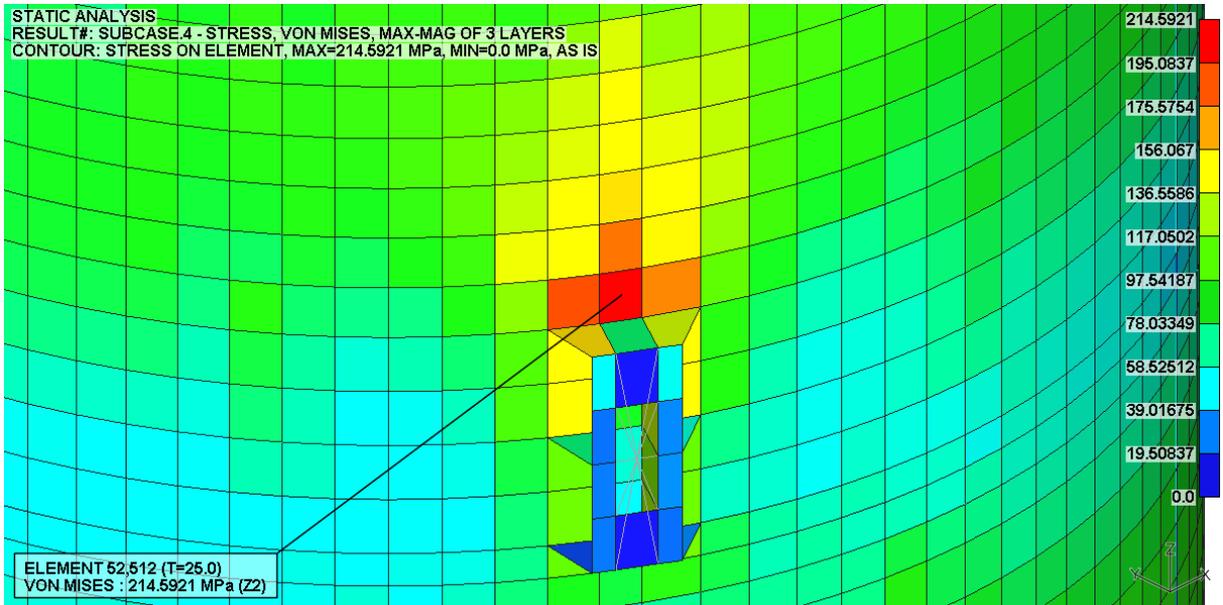


Figure D-56. Max. Von-Mises Stress Plot

D.29. LC 04-5 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.5 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=145.9489 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

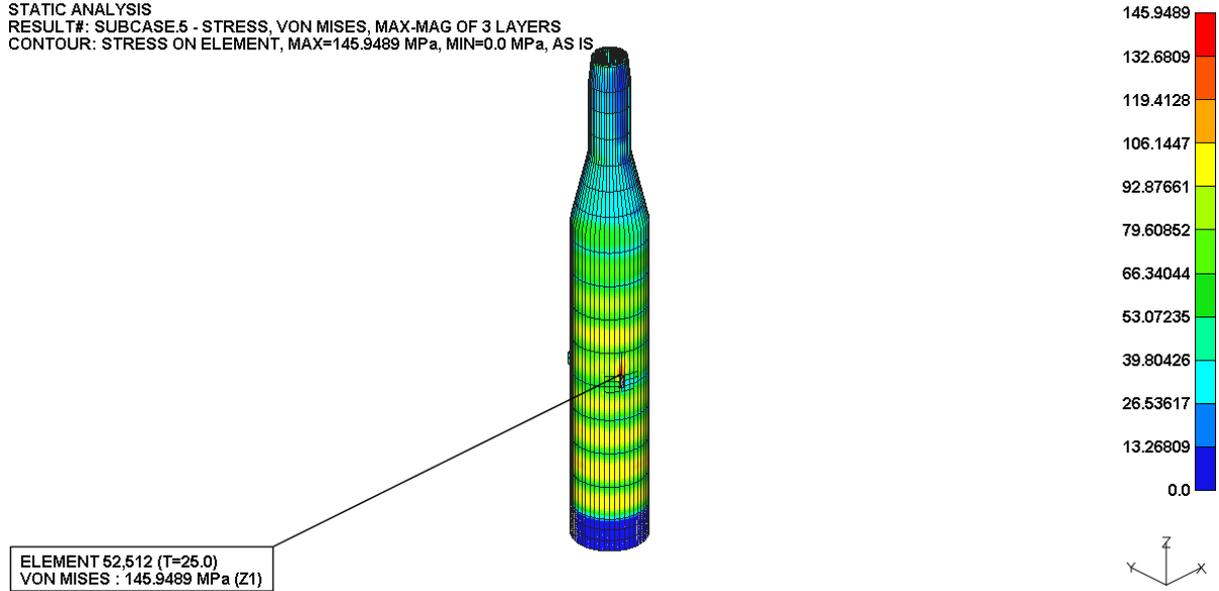


Figure D-57. Von-Mises Stress Plot

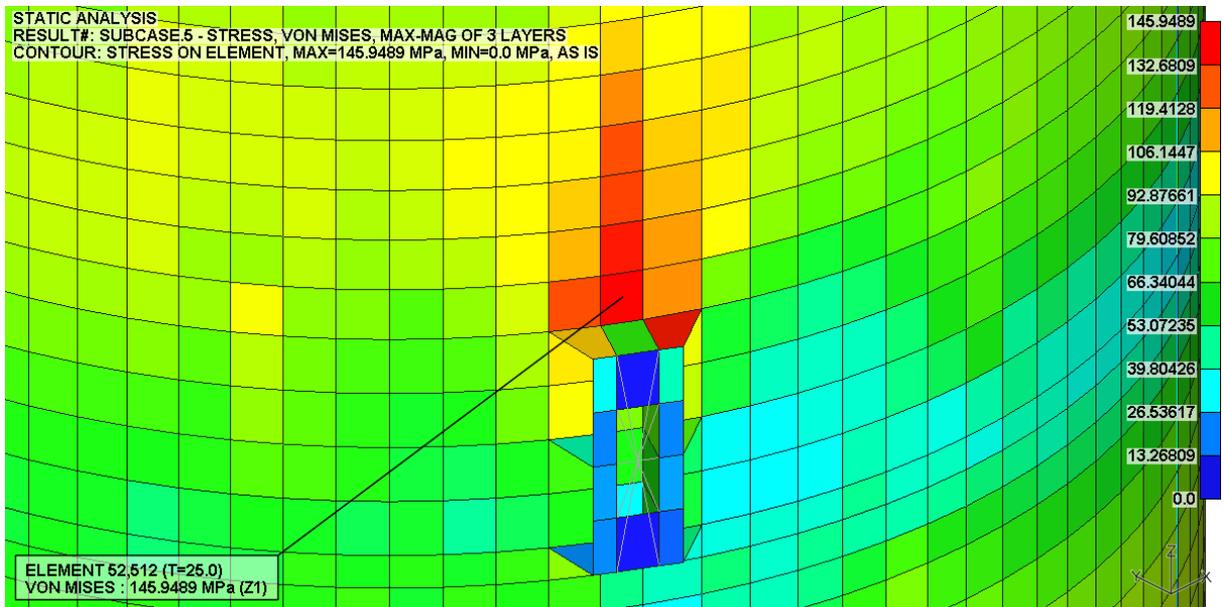


Figure D-58. Max. Von-Mises Stress Plot

D.30. LC 04-6 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.6 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=203.7268 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

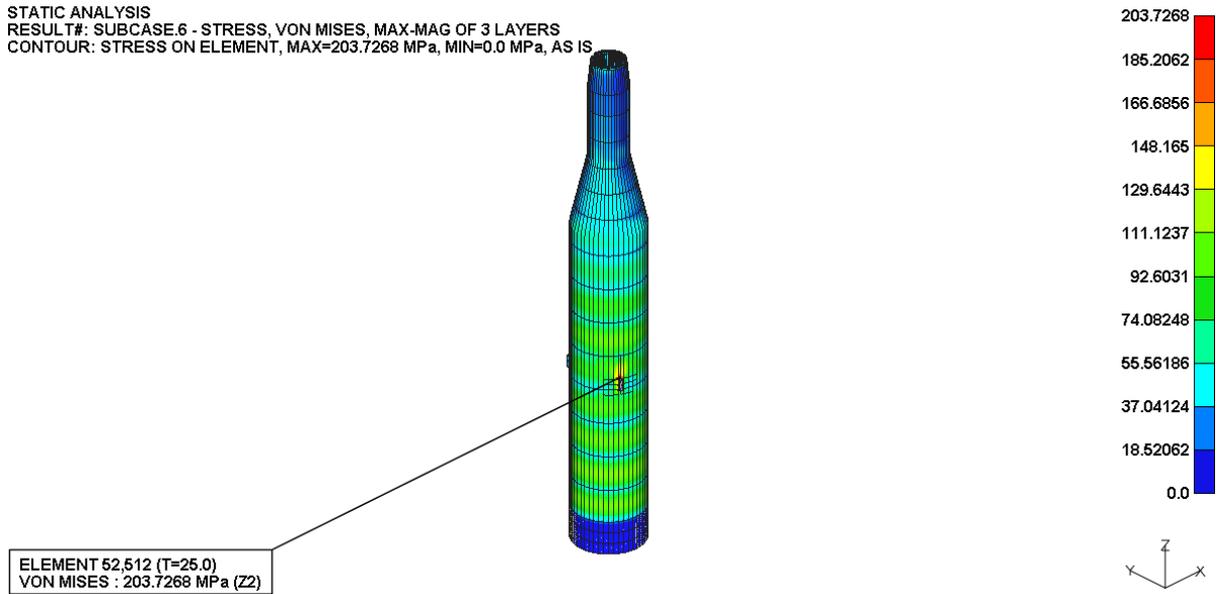


Figure D-59. Von-Mises Stress Plot

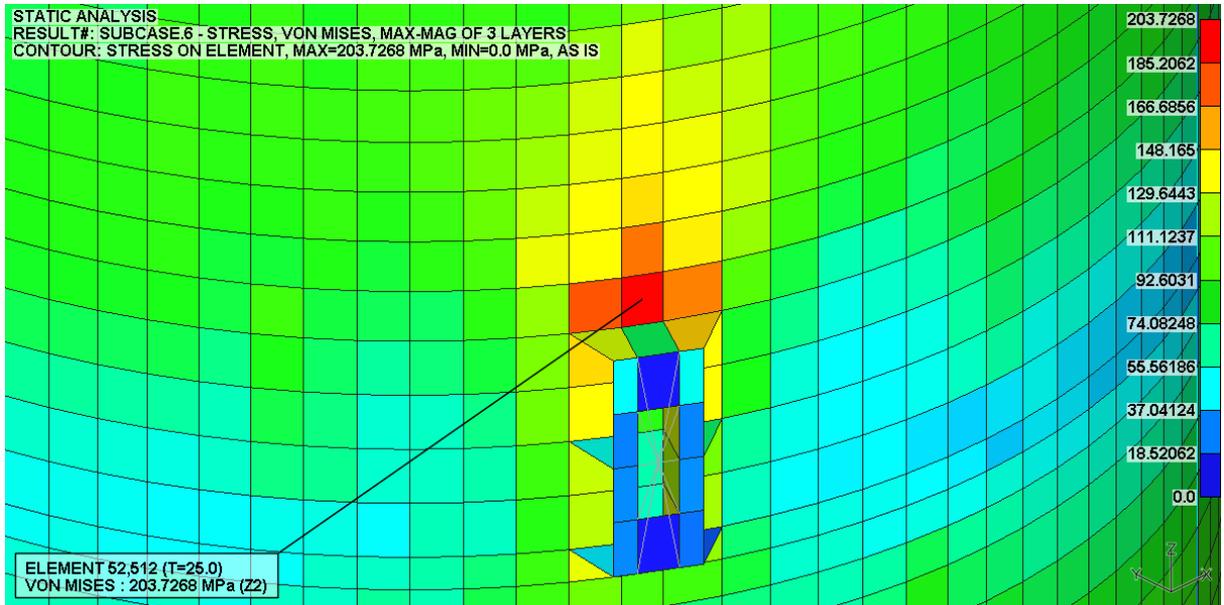


Figure D-60. Max. Von-Mises Stress Plot

D.31. LC 04-7 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.7 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=131.8332 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

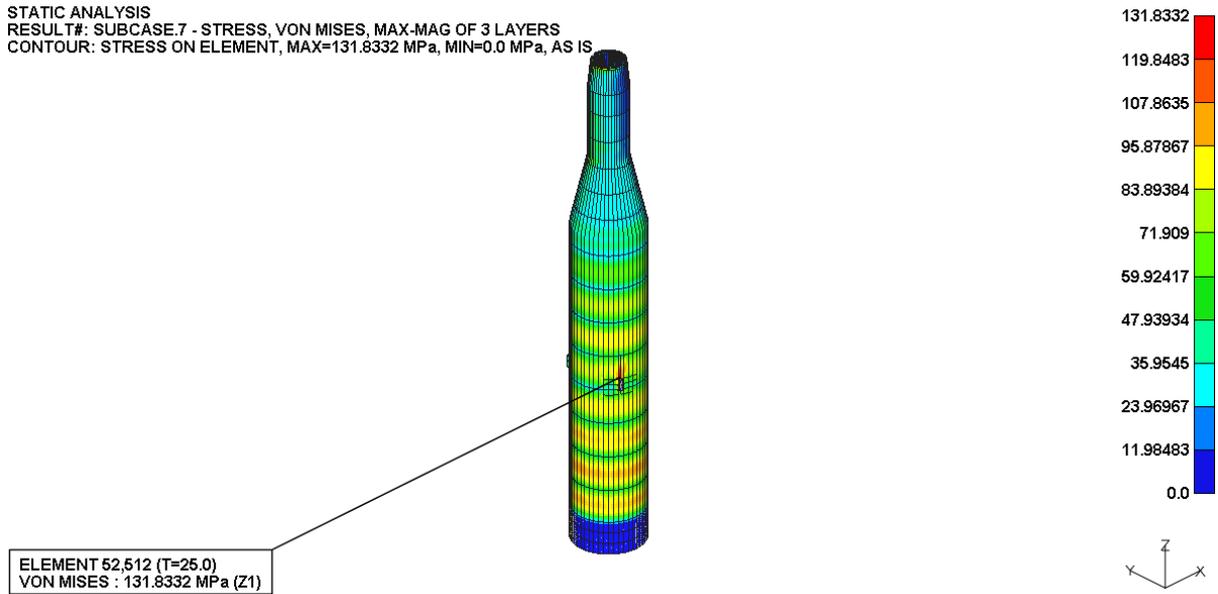


Figure D-61. Von-Mises Stress Plot

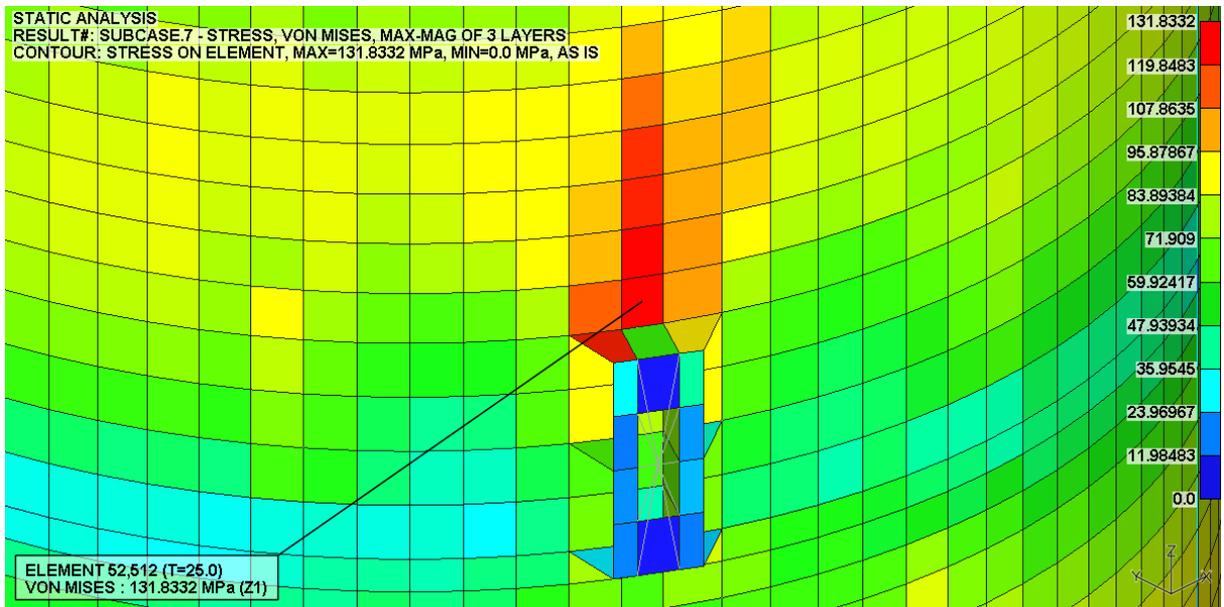


Figure D-62. Max. Von-Mises Stress Plot

D.32. LC 04-8 Result

STATIC ANALYSIS
 RESULT#: SUBCASE.8 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
 CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=191.817 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

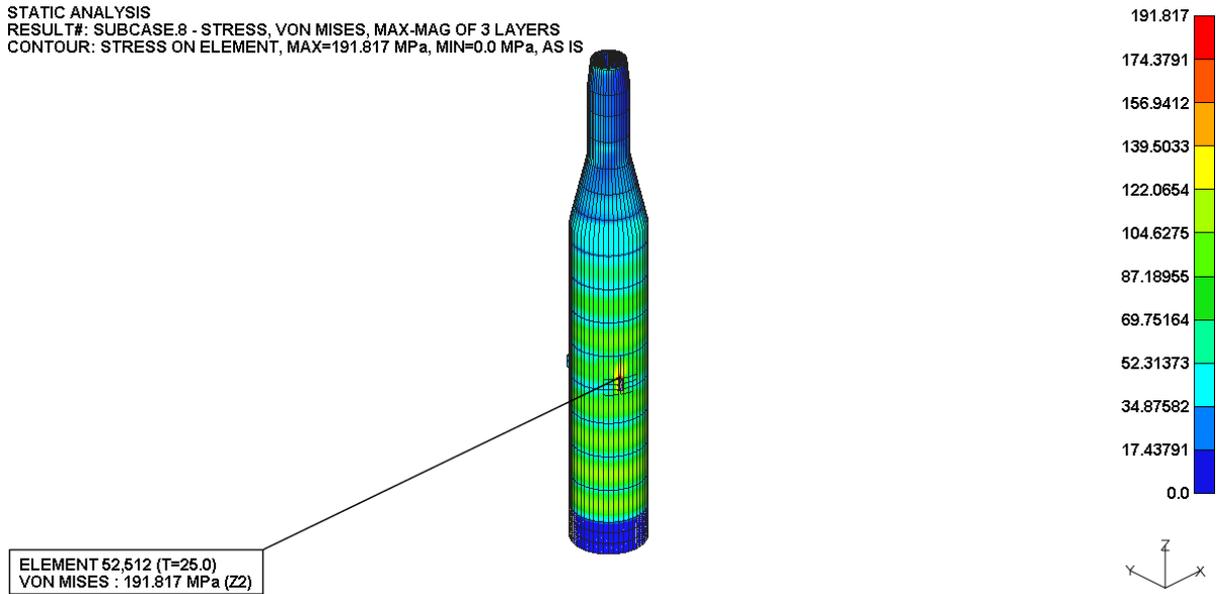


Figure D-63. Von-Mises Stress Plot

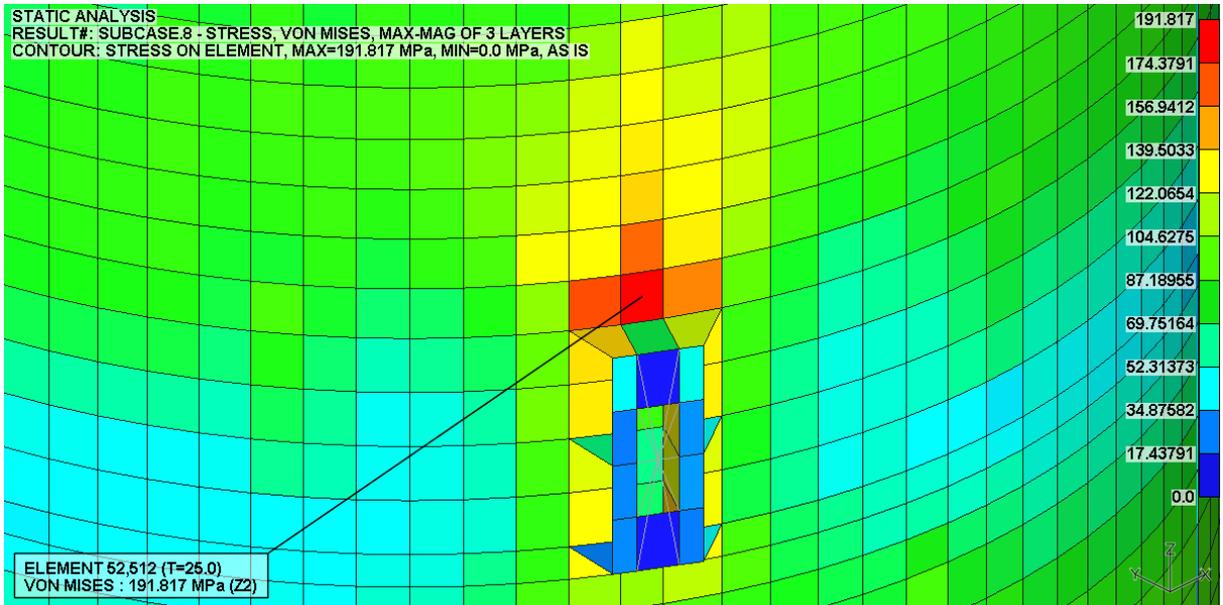


Figure D-64. Max. Von-Mises Stress Plot

D.33. LC 05-1 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.1 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=178.6253 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

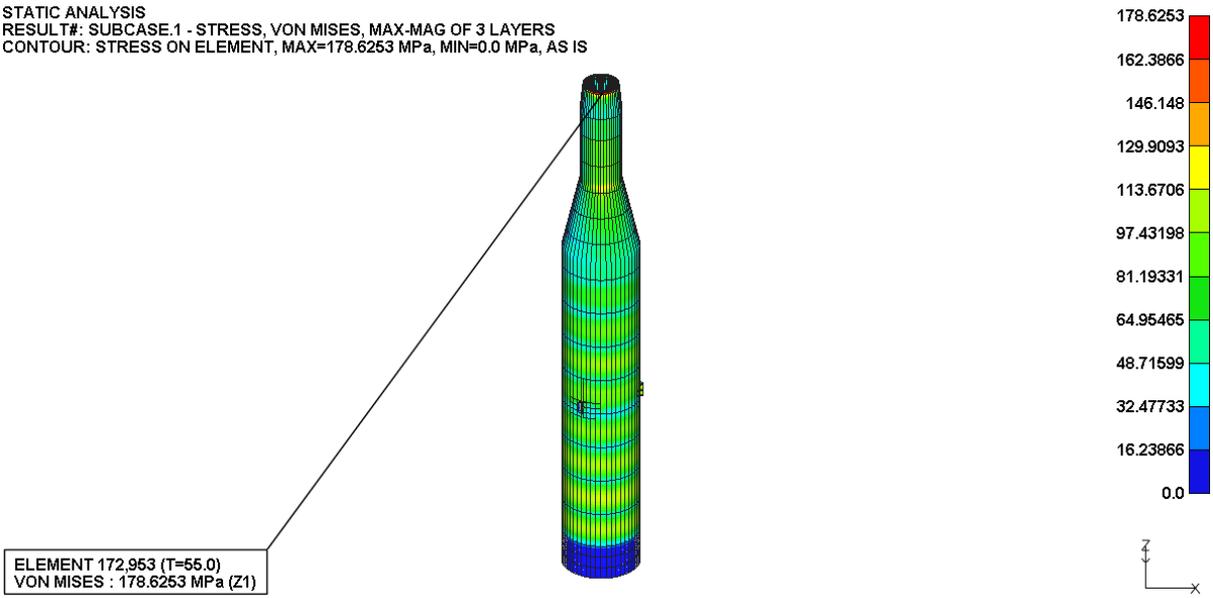


Figure D-65. Von-Mises Stress Plot

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.1 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=178.6253 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

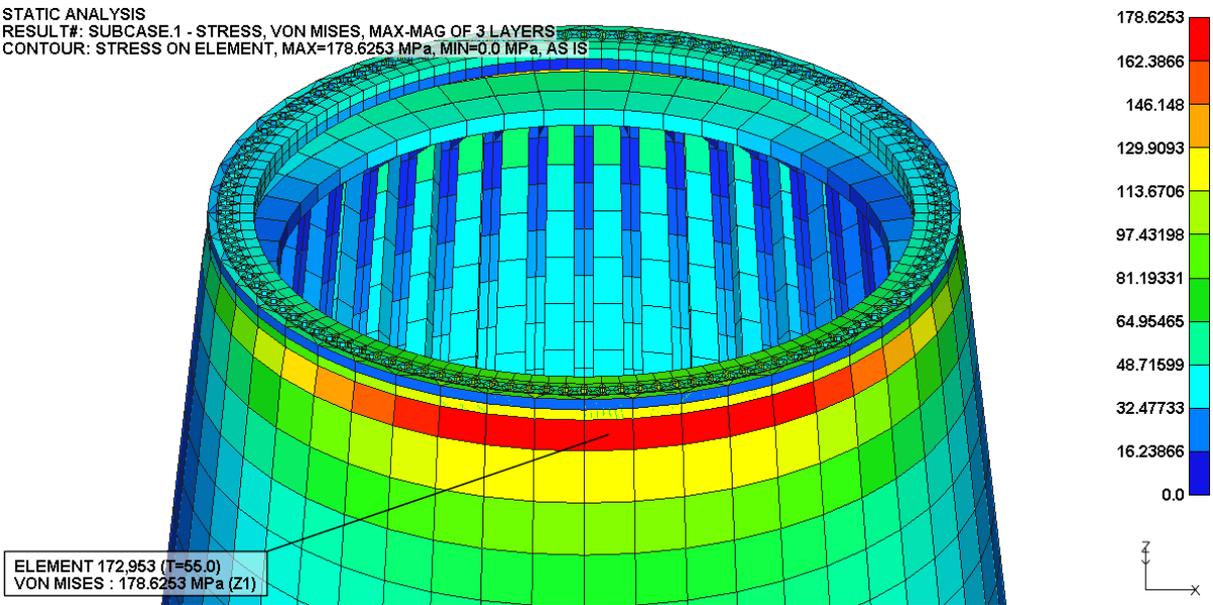


Figure D-66. Max. Von-Mises Stress Plot

D.34. LC 05-2 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.2 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=217.1192 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

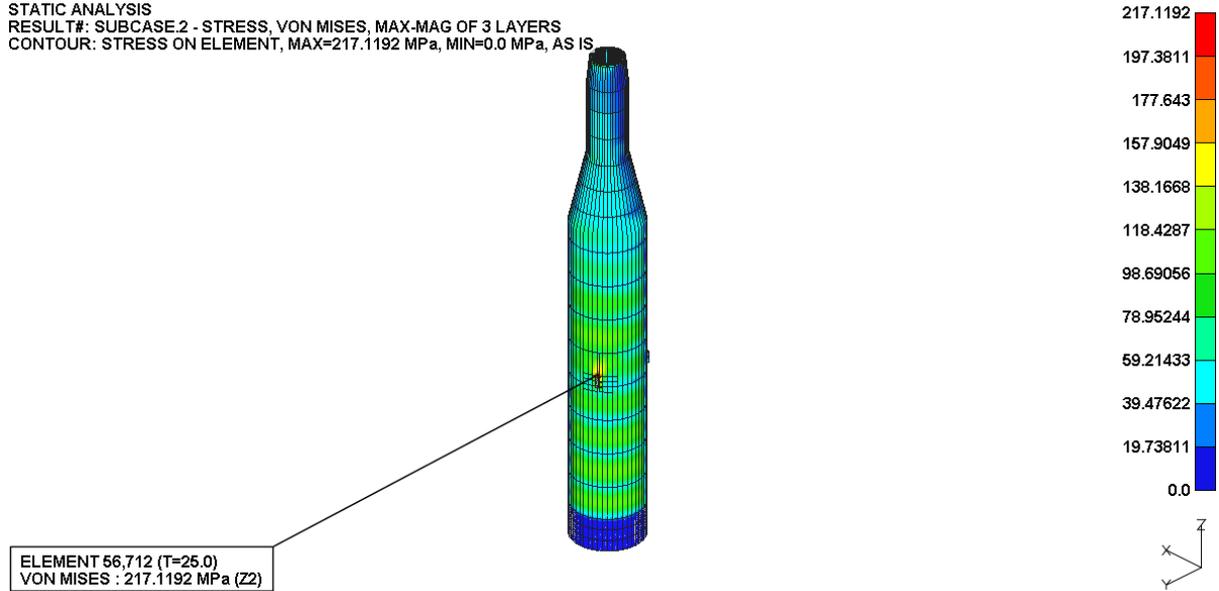


Figure D-67. Von-Mises Stress Plot

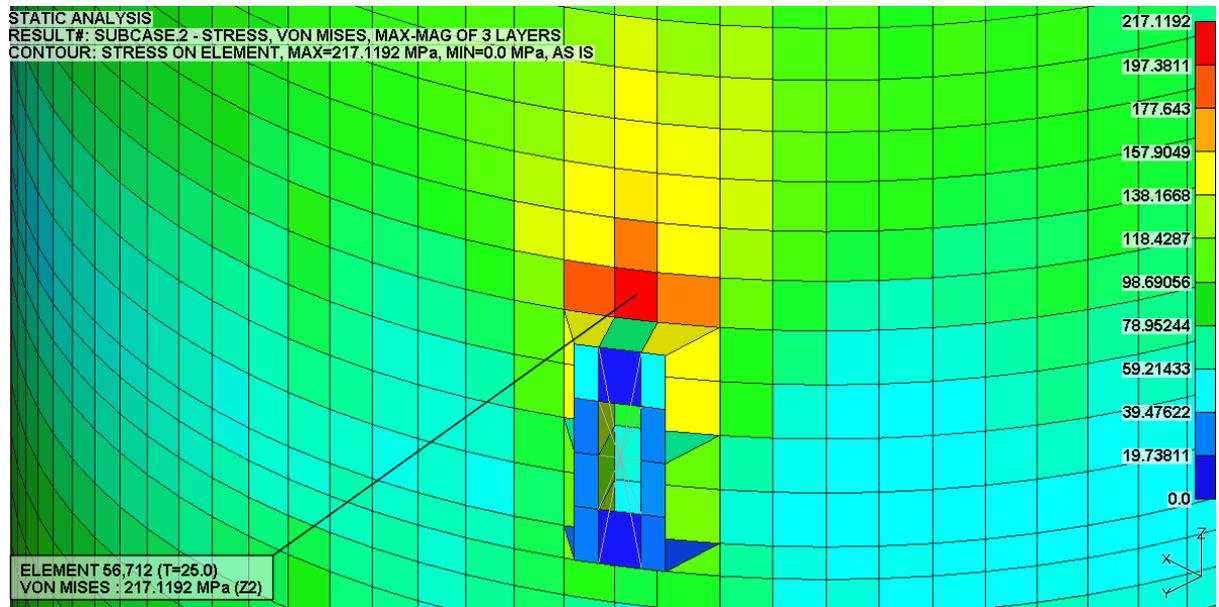


Figure D-68. Max. Von-Mises Stress Plot

D.35. LC 05-3 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.3 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=148.732 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

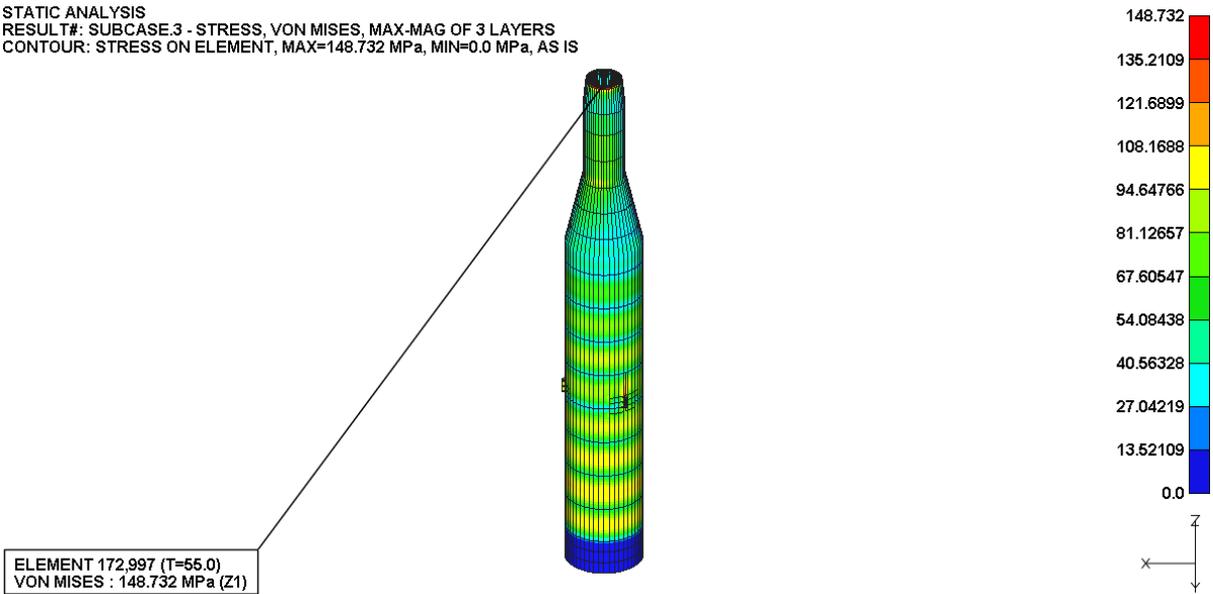


Figure D-69. Von-Mises Stress Plot

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.3 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=148.732 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

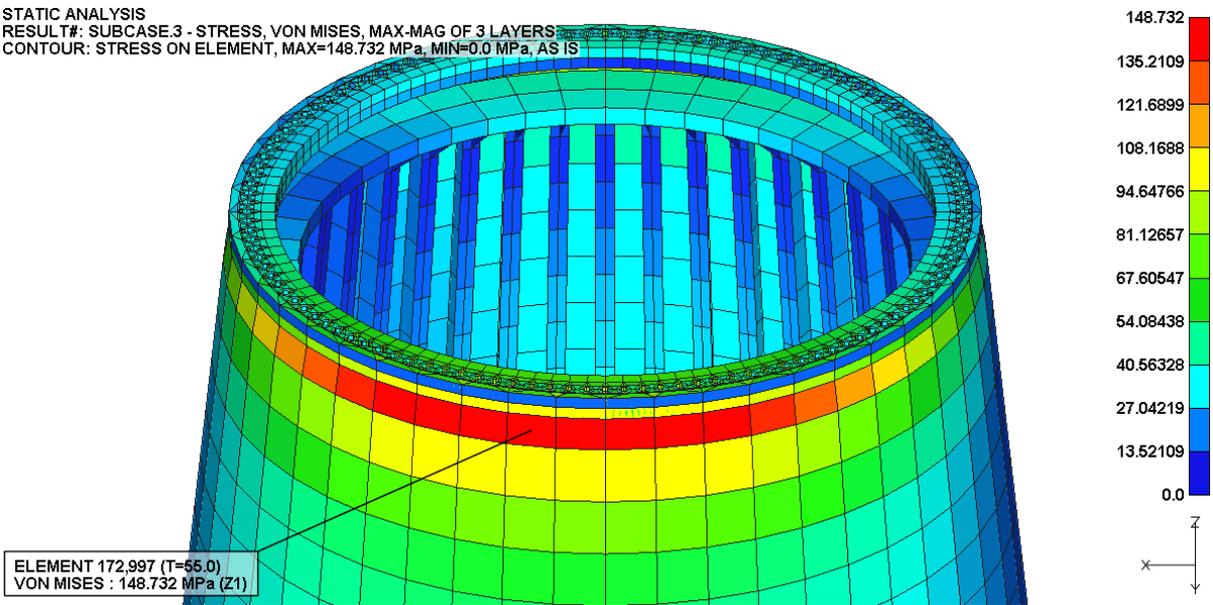


Figure D-70. Max. Von-Mises Stress Plot

D.36. LC 05-4 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.4 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=181.2915 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

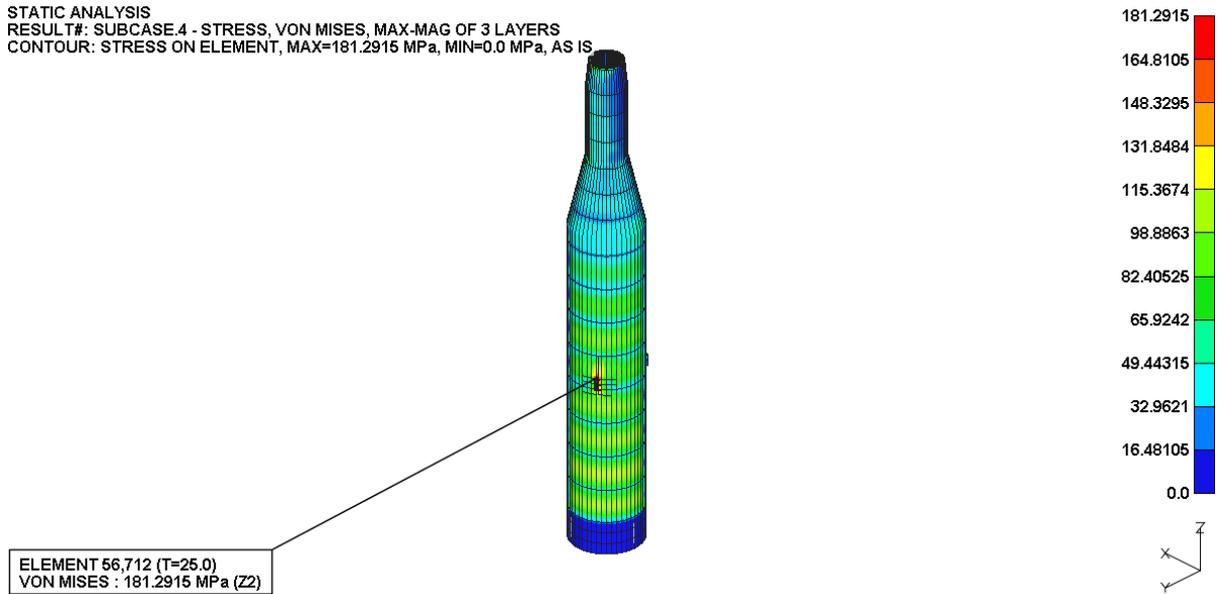


Figure D-71. Von-Mises Stress Plot

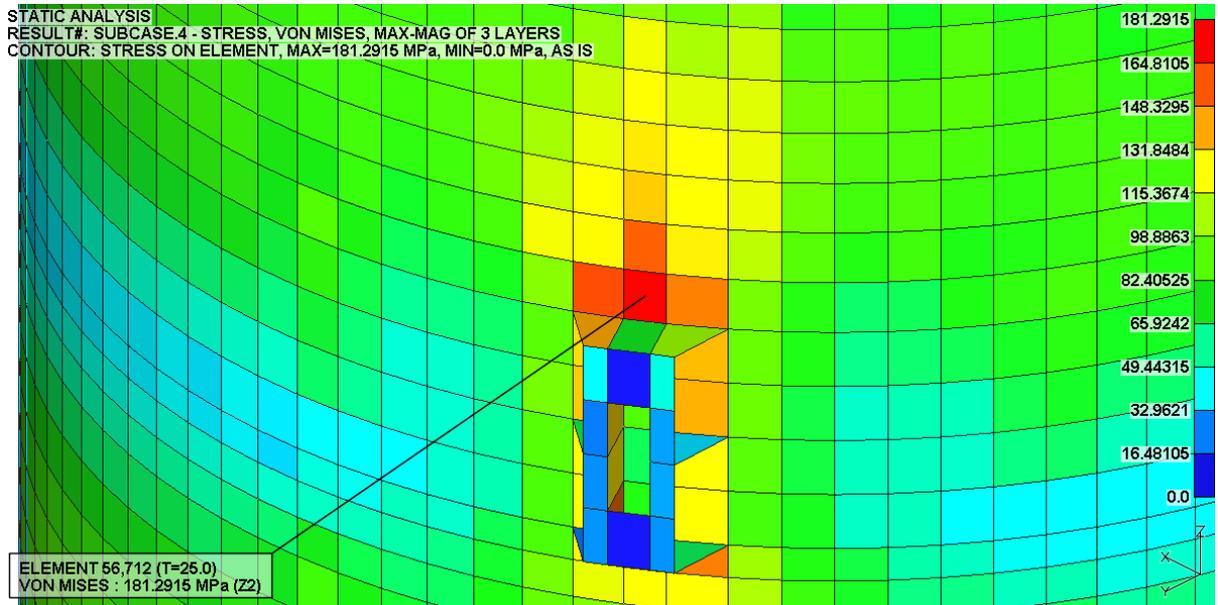


Figure D-72. Max. Von-Mises Stress Plot

D.37. LC 05-5 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.5 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=146.7888 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

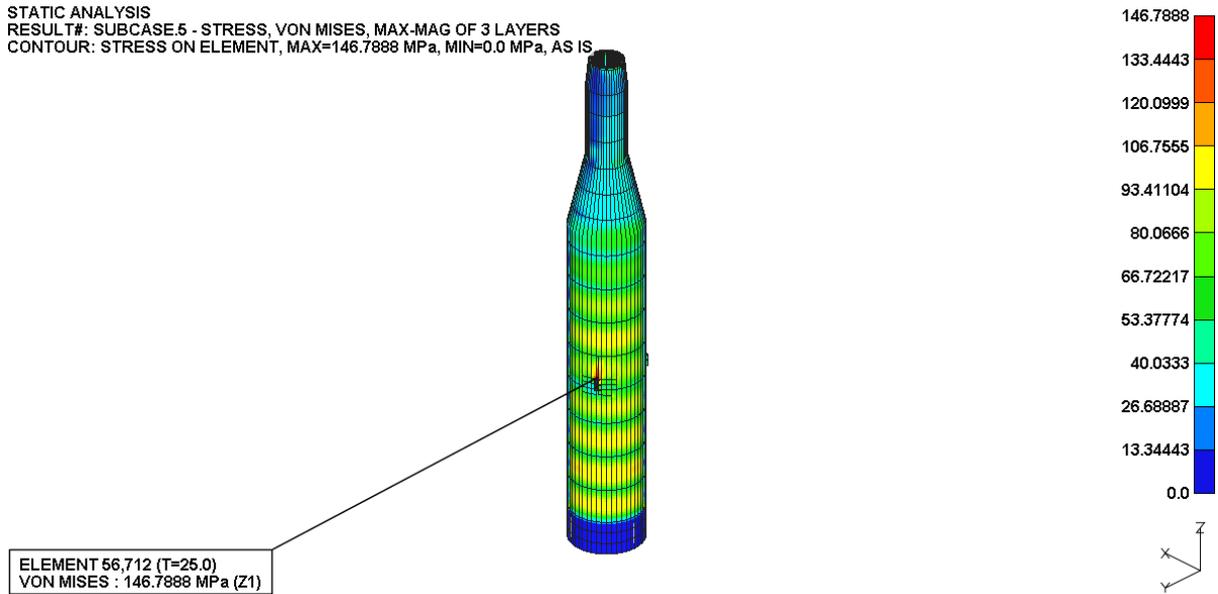


Figure D-73. Von-Mises Stress Plot

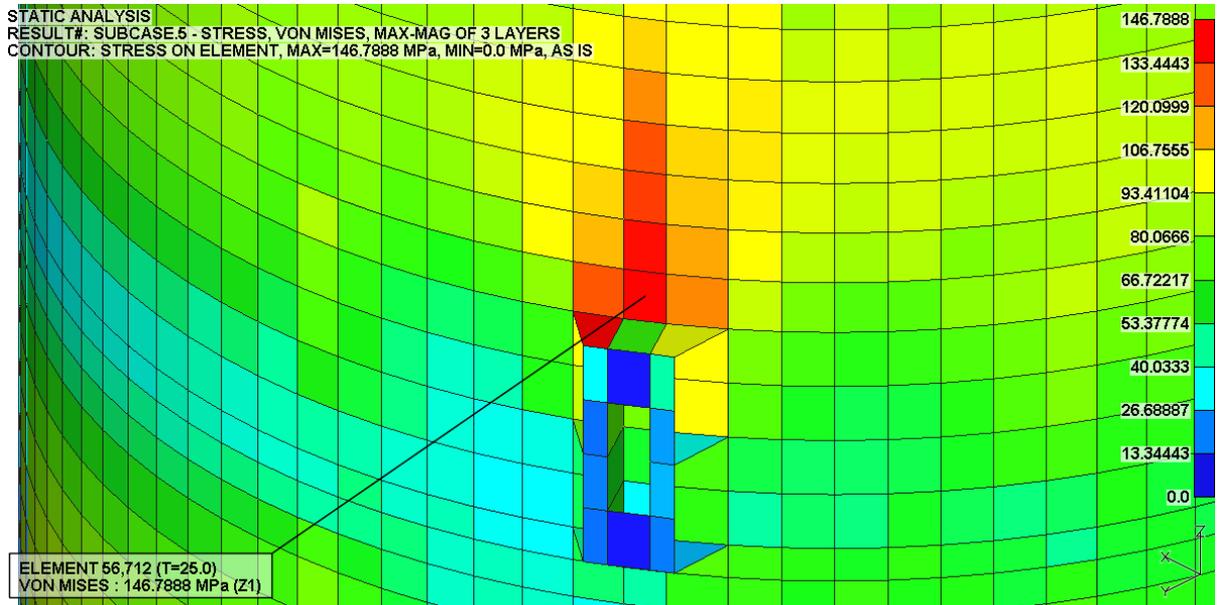


Figure D-74. Max. Von-Mises Stress Plot

D.38. LC 05-6 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.6 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=205.1314 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

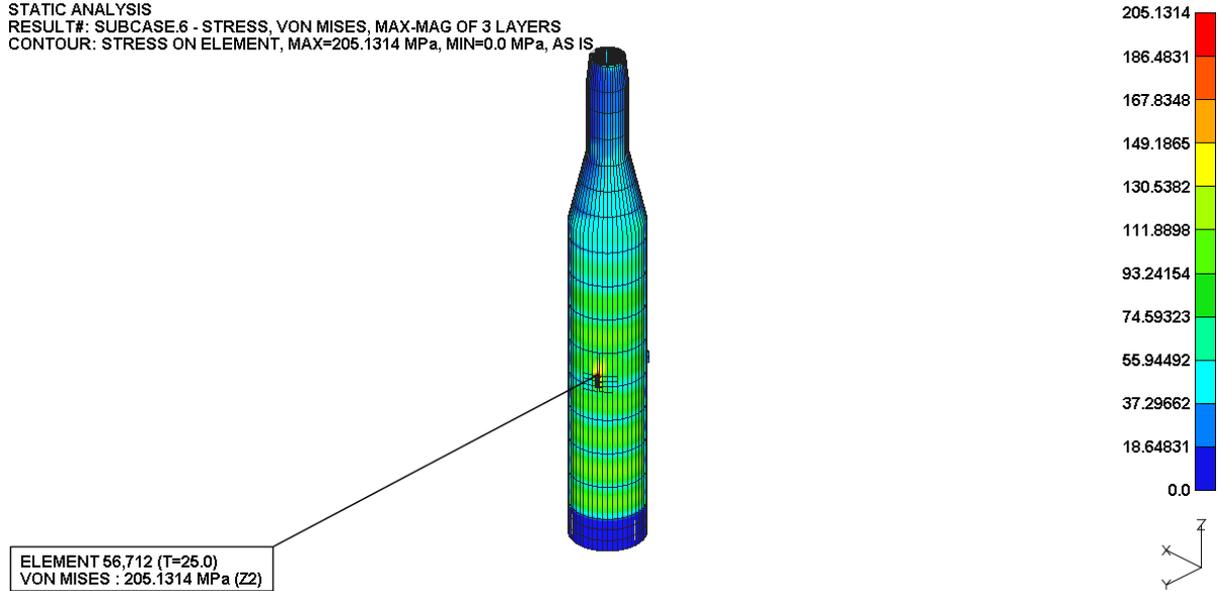


Figure D-75. Von-Mises Stress Plot

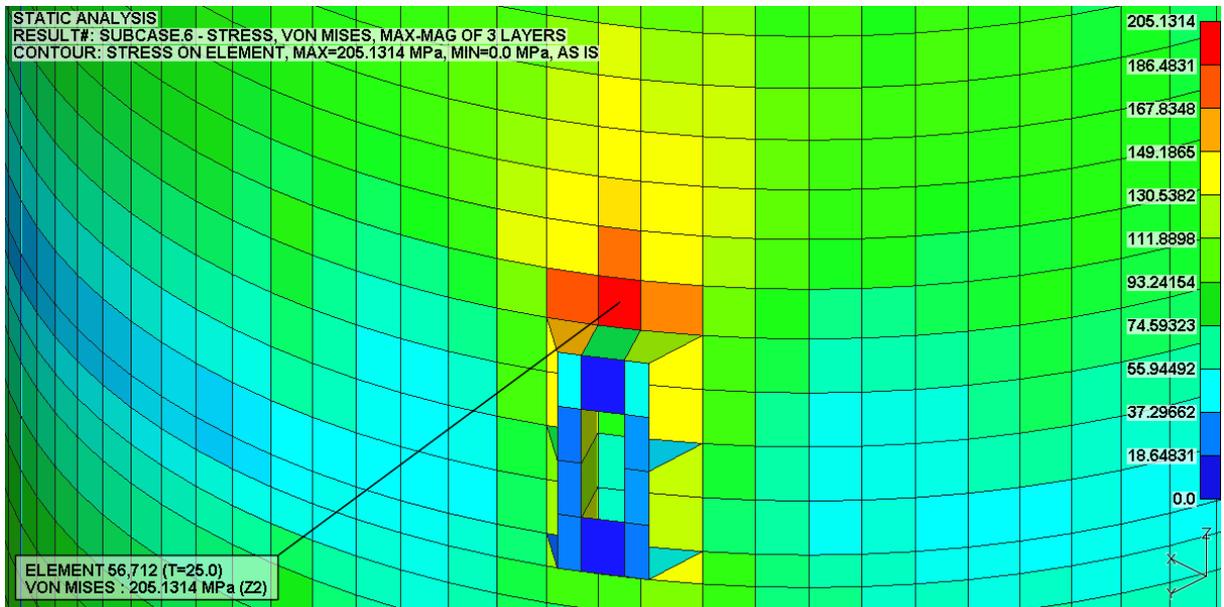


Figure D-76. Max. Von-Mises Stress Plot

D.39. LC 05-7 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.7 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=133.0454 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

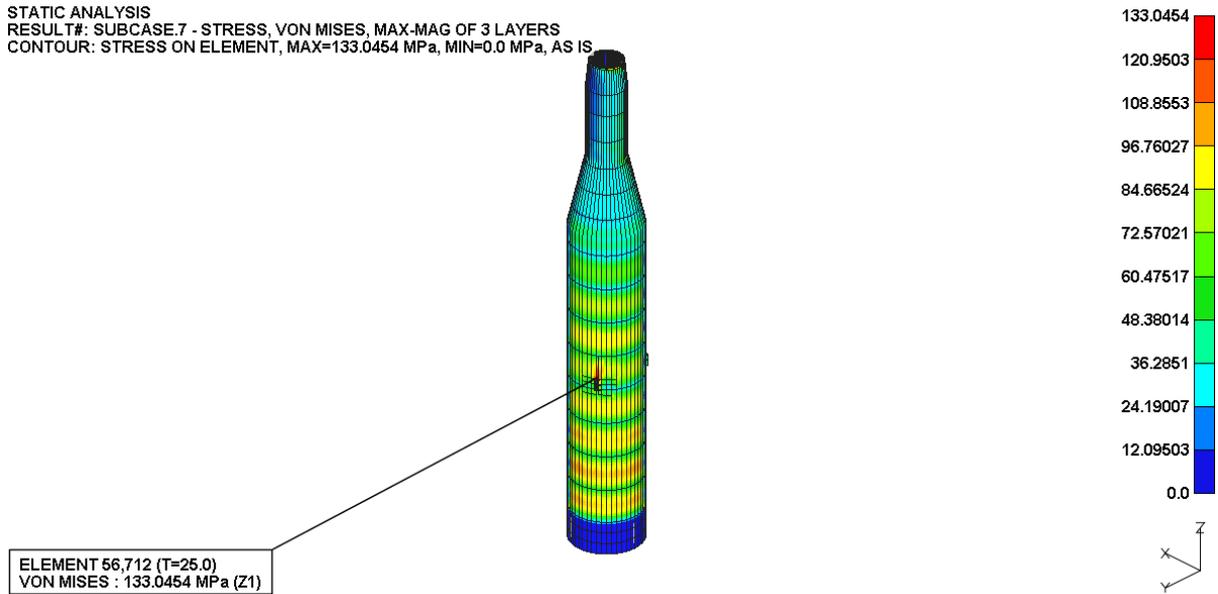


Figure D-77. Von-Mises Stress Plot

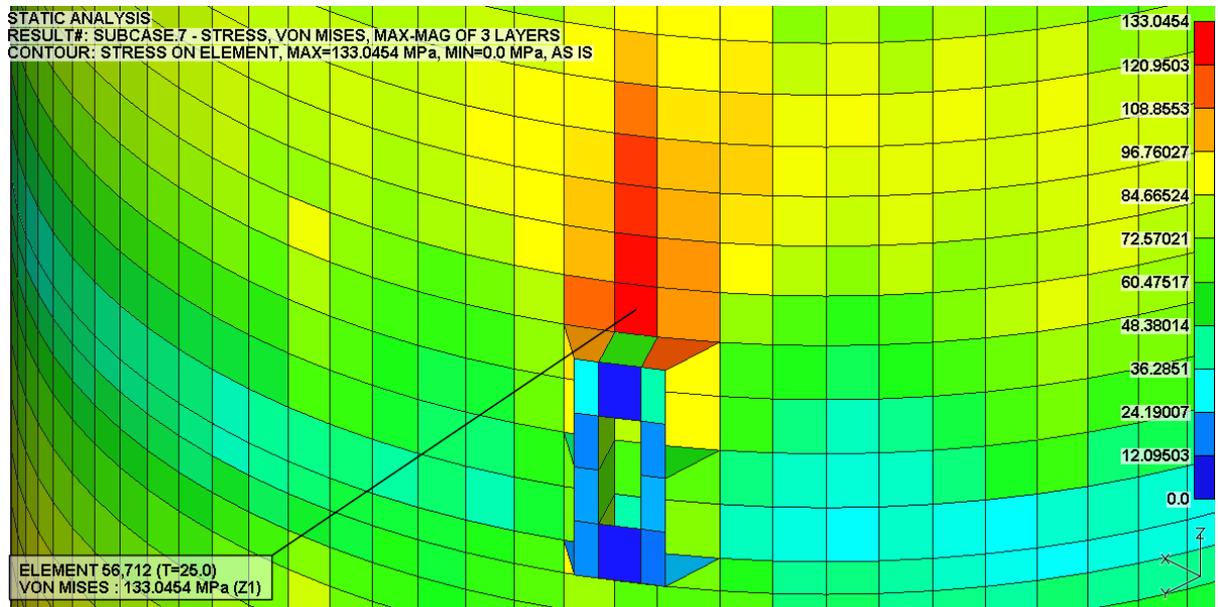


Figure D-78. Max. Von-Mises Stress Plot

D.40. LC 05-8 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.8 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=193.2644 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

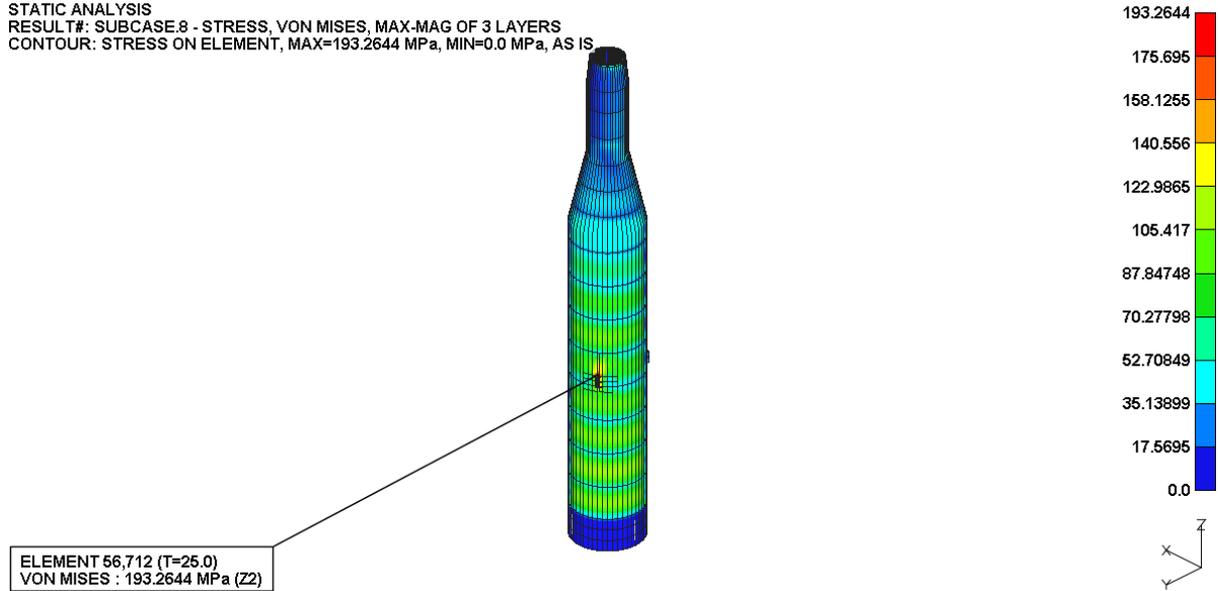


Figure D-79. Von-Mises Stress Plot

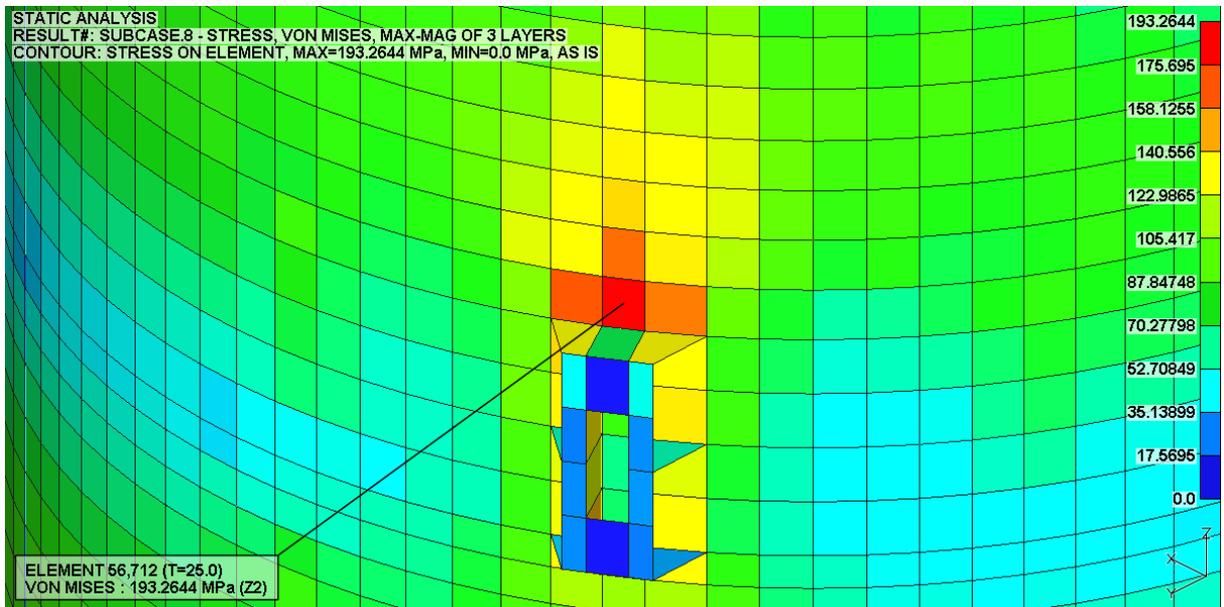


Figure D-80. Max. Von-Mises Stress Plot

D.41. LC 06-1 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.1 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=186.7106 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

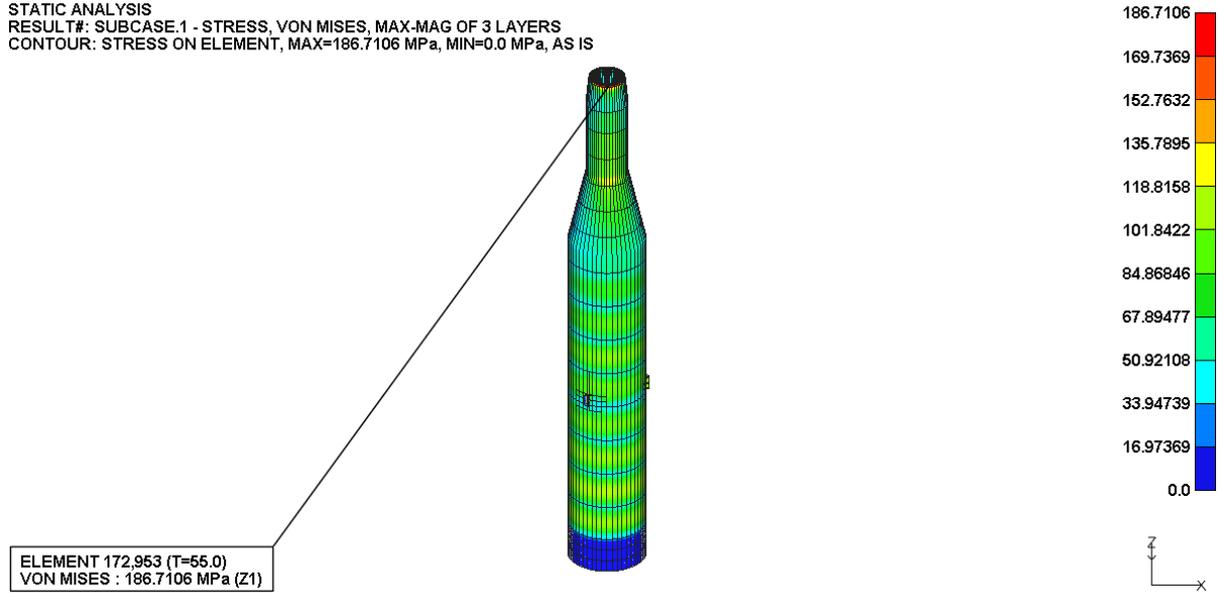


Figure D-81. Von-Mises Stress Plot

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.1 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=186.7106 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

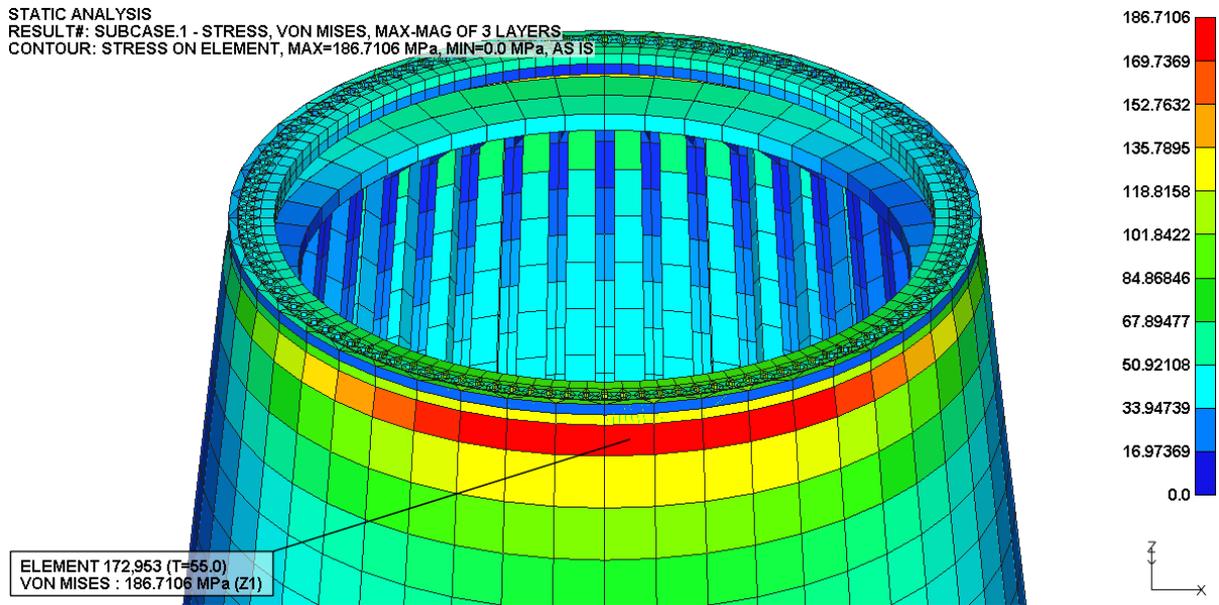


Figure D-82. Max. Von-Mises Stress Plot

D.42. LC 06-2 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.2 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=218.1234 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

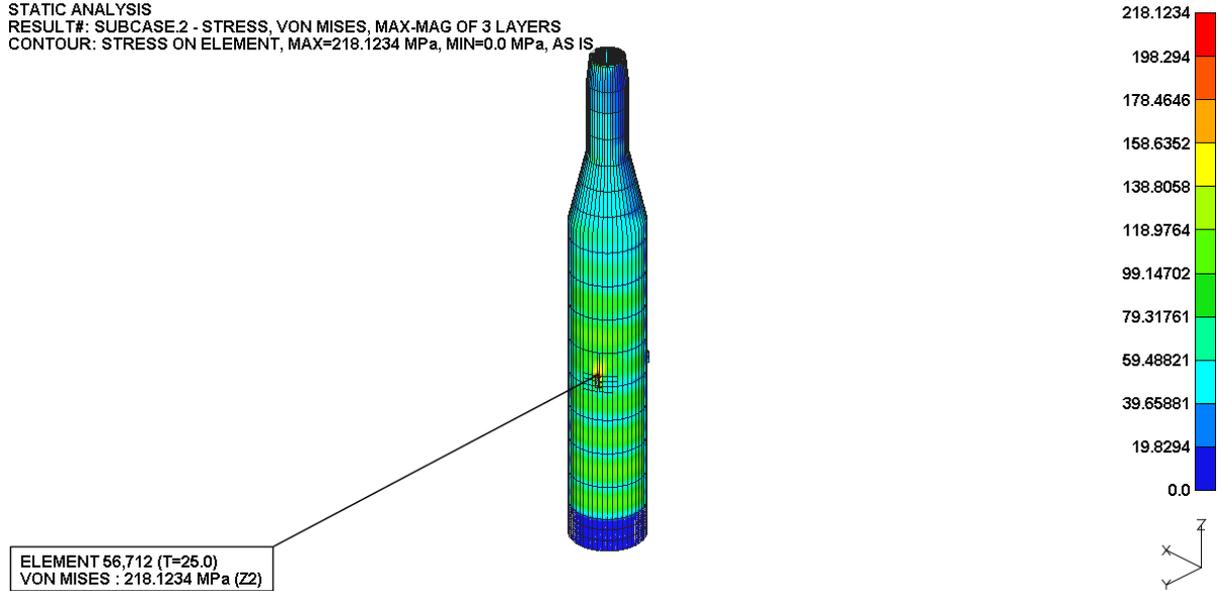


Figure D-83. Von-Mises Stress Plot

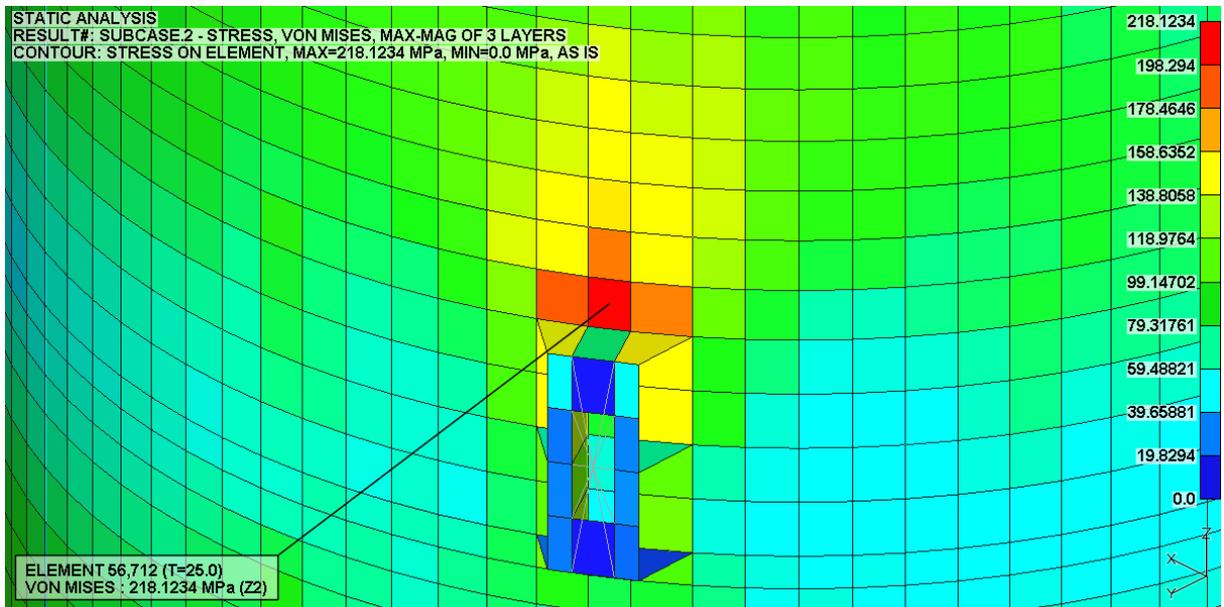


Figure D-84. Max. Von-Mises Stress Plot

D.43. LC 06-3 Result

STATIC ANALYSIS
 RESULT#: SUBCASE.3 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
 CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=156.8066 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

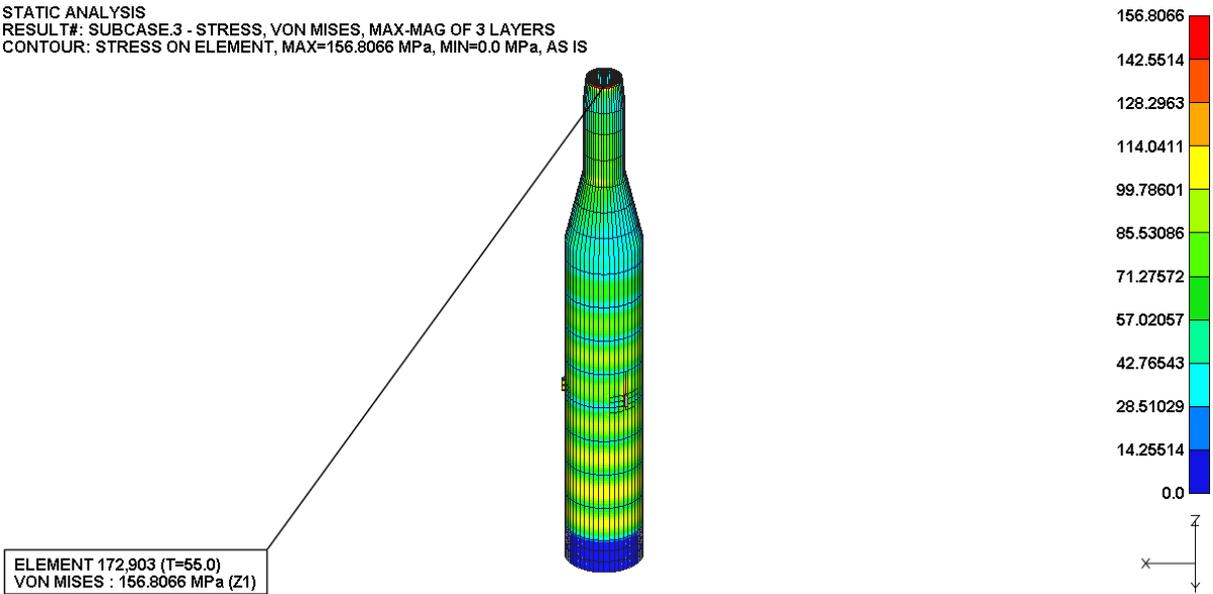


Figure D-85. Von-Mises Stress Plot

STATIC ANALYSIS
 RESULT#: SUBCASE.3 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
 CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=156.8066 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

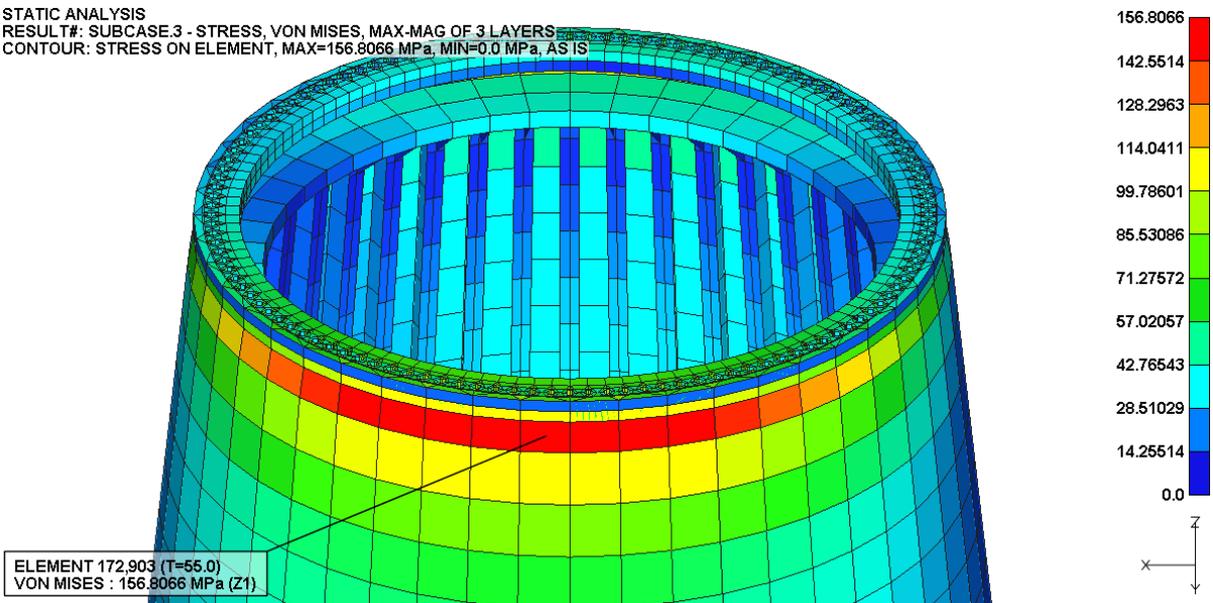


Figure D-86. Max. Von-Mises Stress Plot

D.44. LC 06-4 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.4 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=180.0439 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

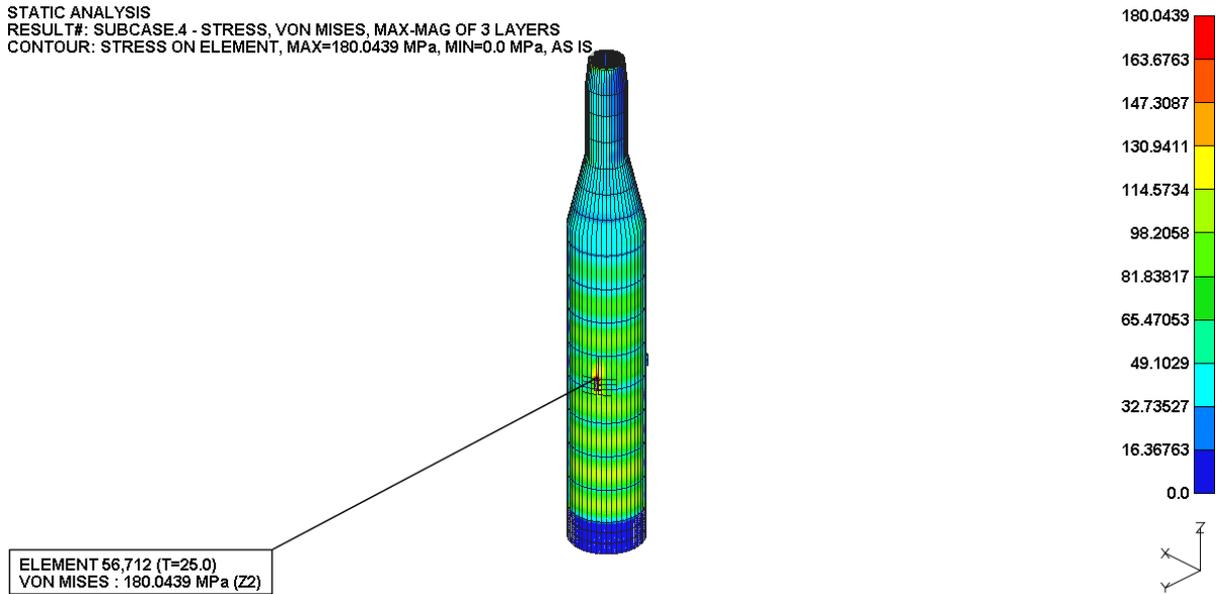


Figure D-87. Von-Mises Stress Plot

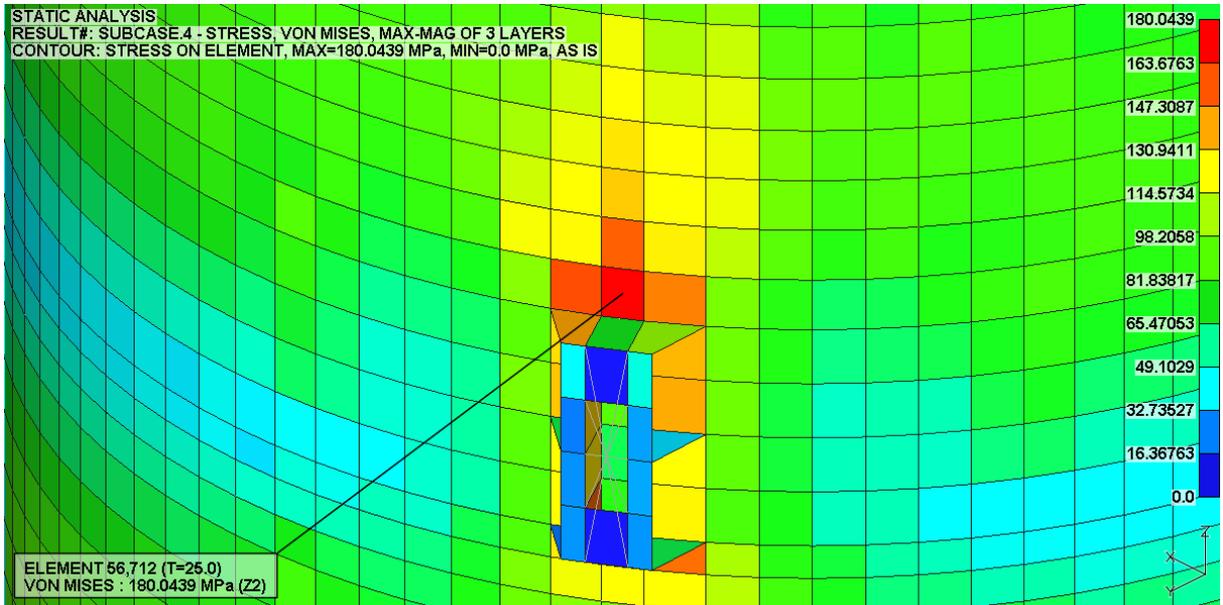


Figure D-88. Max. Von-Mises Stress Plot

D.45. LC 06-5 Result

STATIC ANALYSIS
 RESULT#: SUBCASE.5 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
 CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=149.2767 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

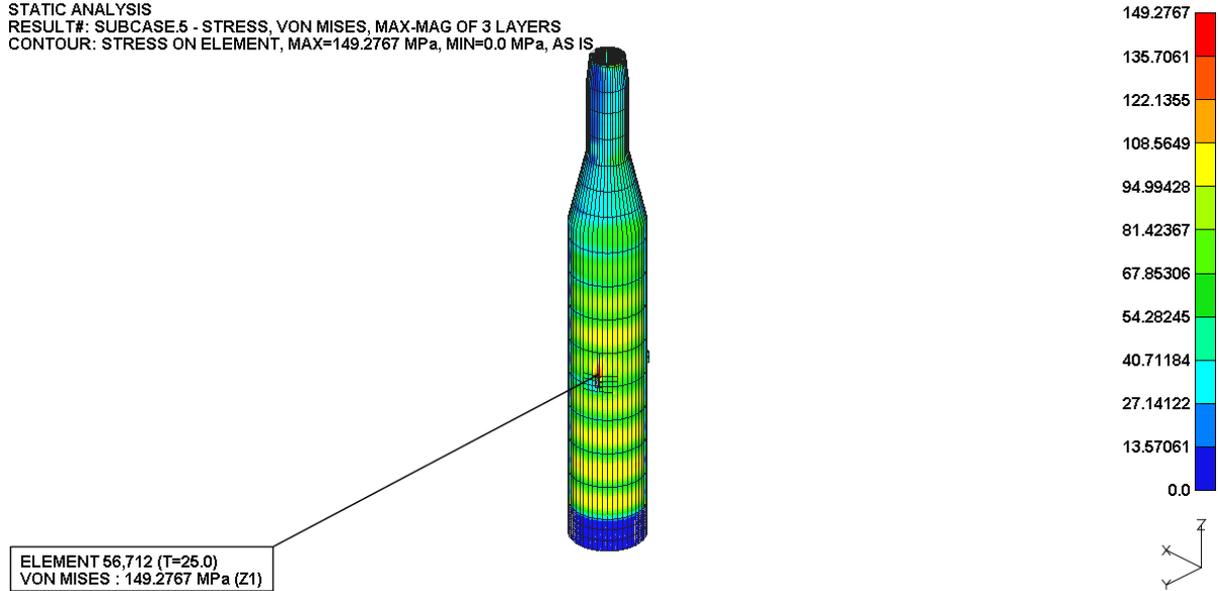


Figure D-89. Von-Mises Stress Plot

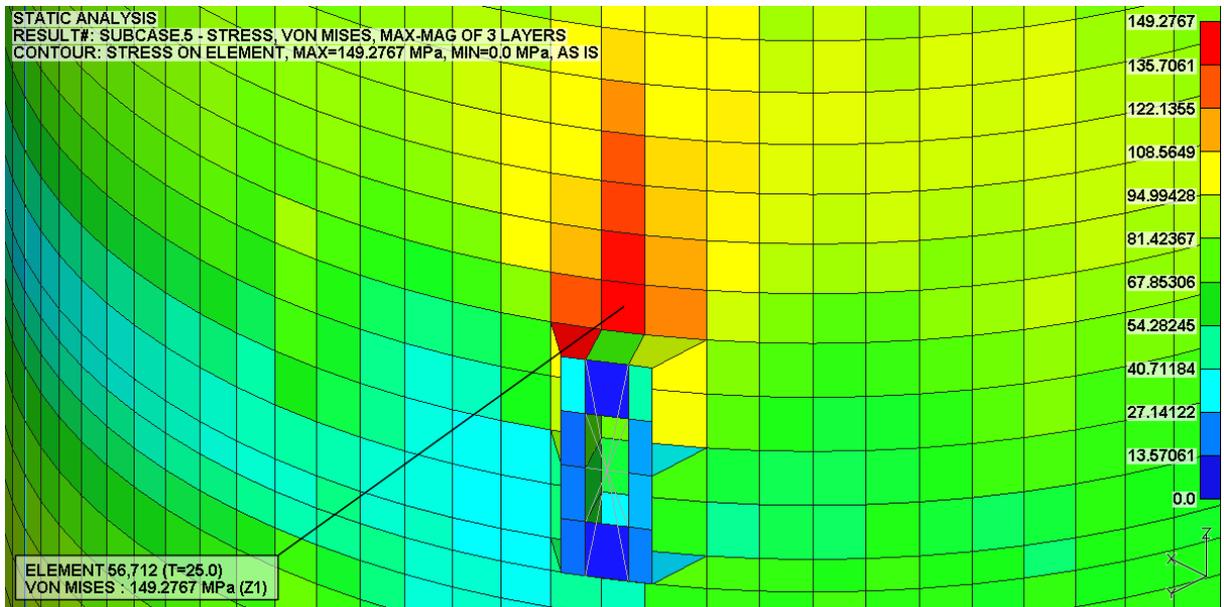


Figure D-90. Max. Von-Mises Stress Plot

D.46. LC 06-6 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.6 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=206.8797 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

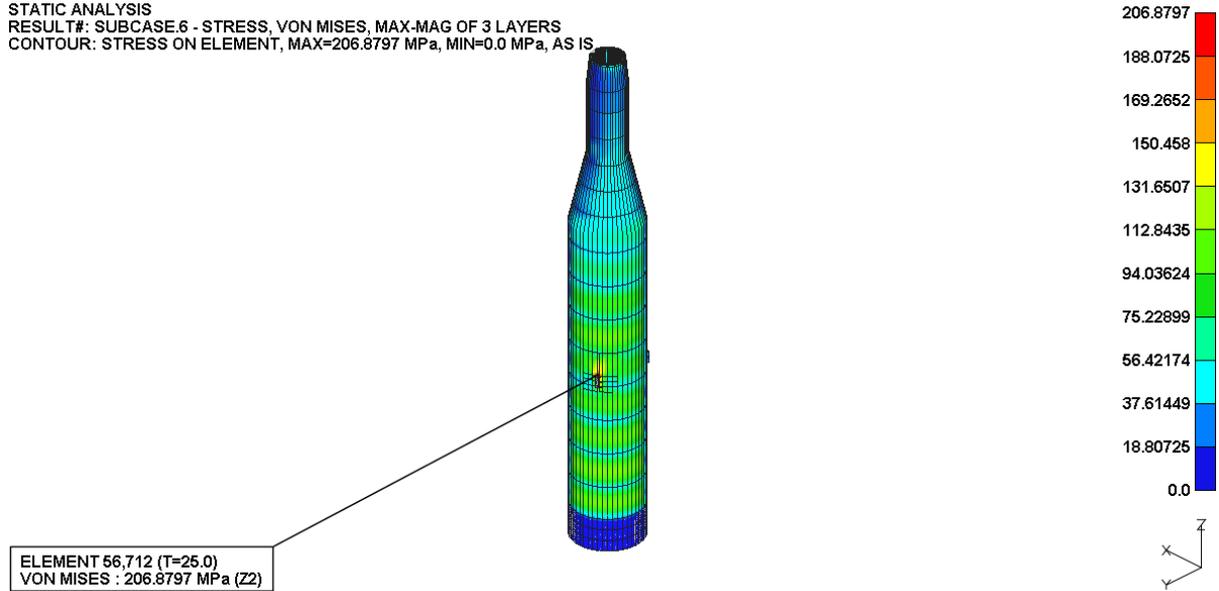


Figure D-91. Von-Mises Stress Plot

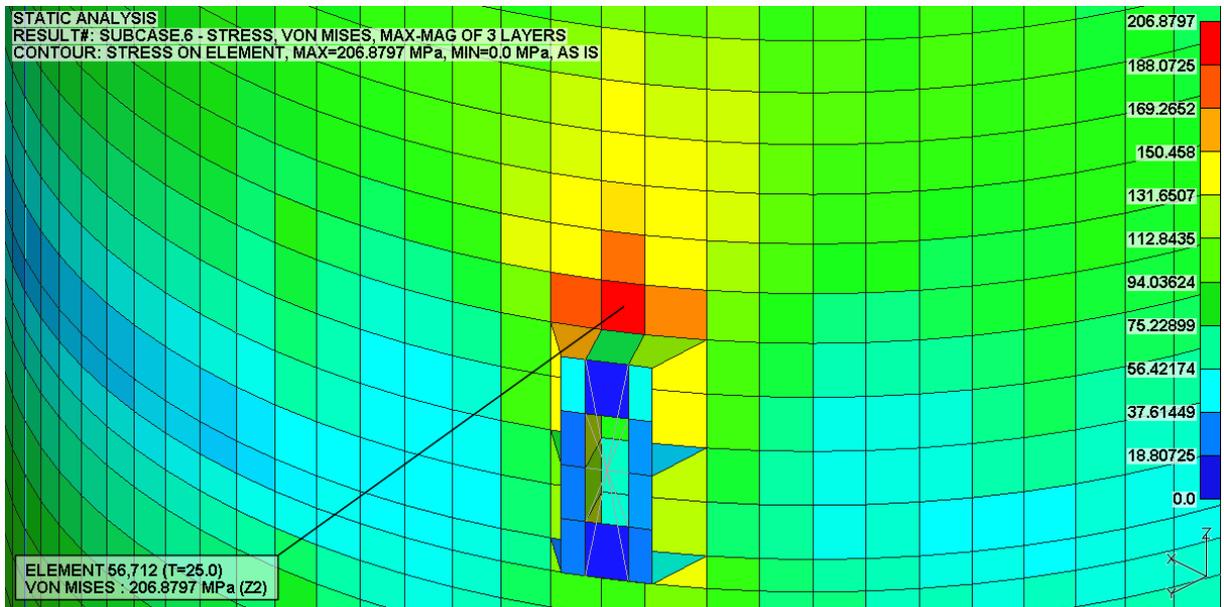


Figure D-92. Max. Von-Mises Stress Plot

D.47. LC 06-7 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.7 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=131.3328 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

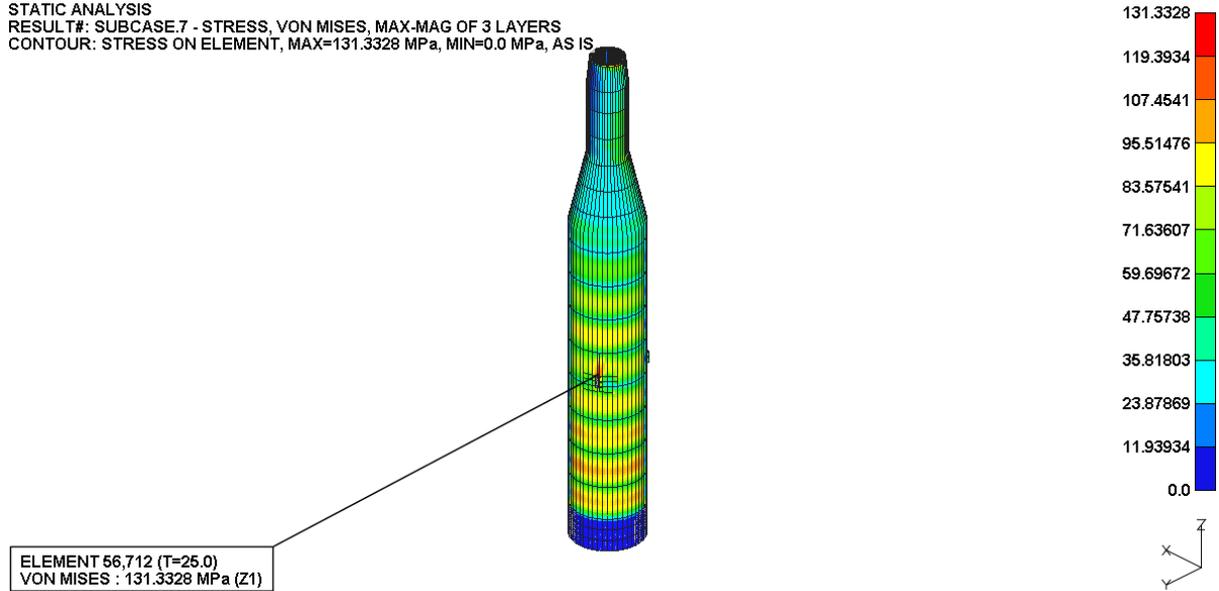


Figure D-93. Von-Mises Stress Plot

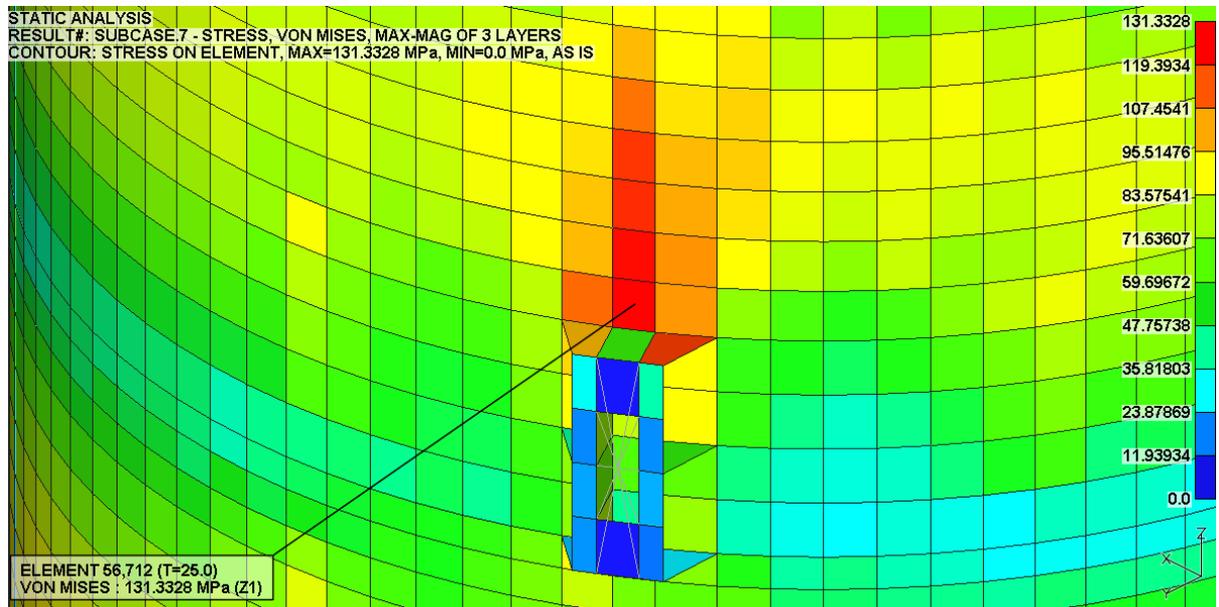


Figure D-94. Max. Von-Mises Stress Plot

D.48. LC 06-8 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.8 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=191.3699 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

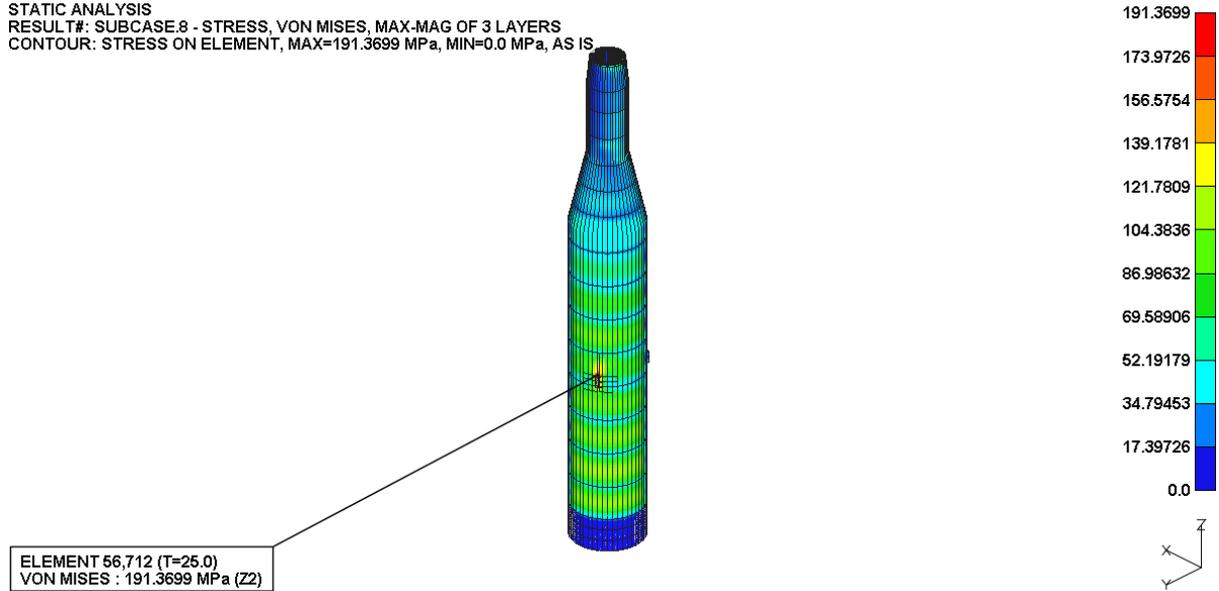


Figure D-95. Von-Mises Stress Plot

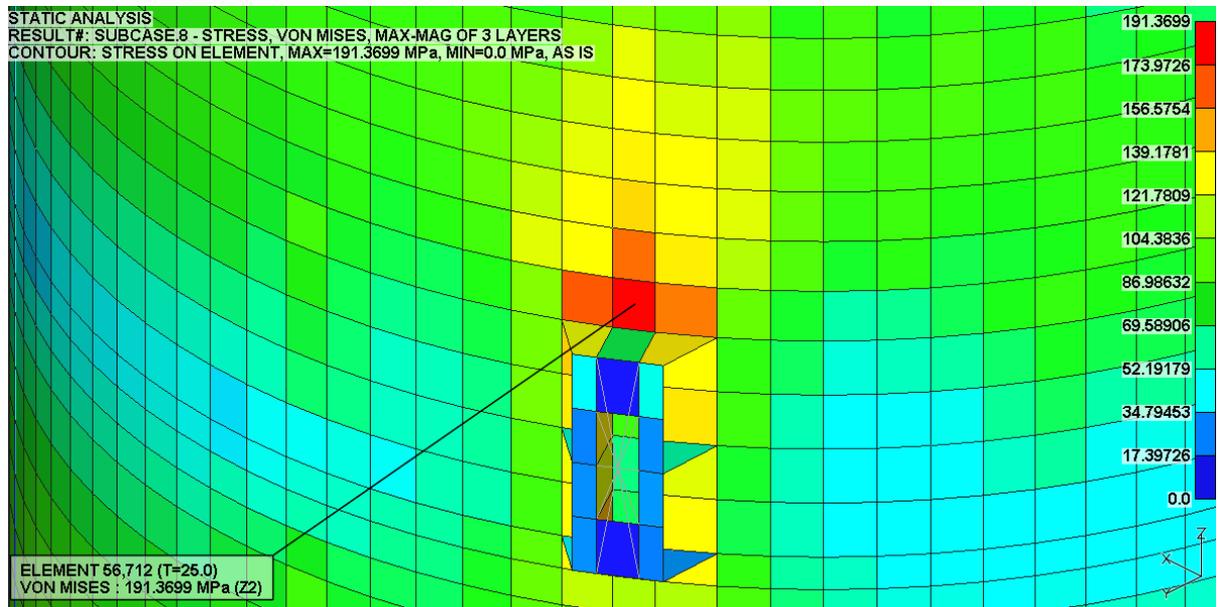


Figure D-96. Max. Von-Mises Stress Plot

D.49. LC 07-1 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.1 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=152.7718 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

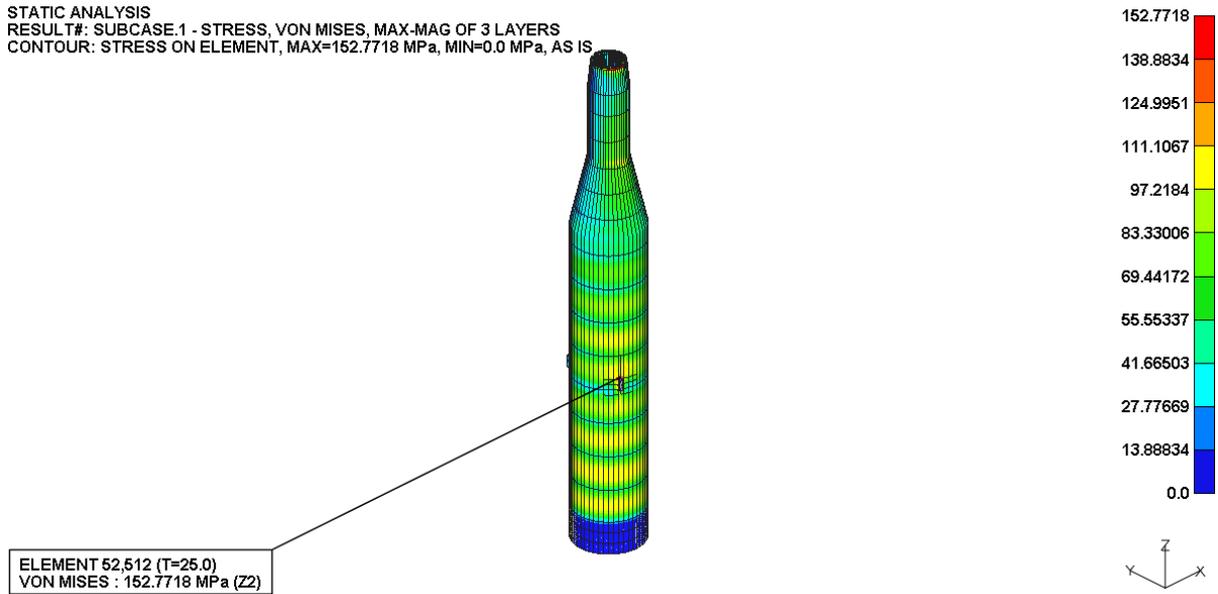


Figure D-97. Von-Mises Stress Plot

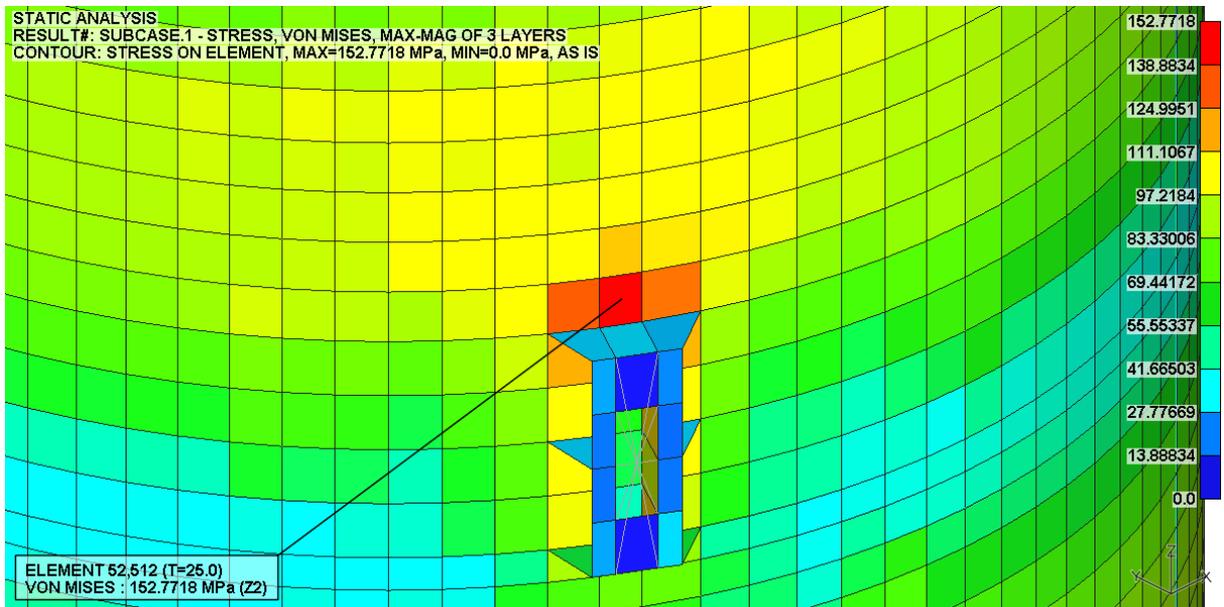


Figure D-98. Max. Von-Mises Stress Plot

D.50. LC 07-2 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.2 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=169.6195 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

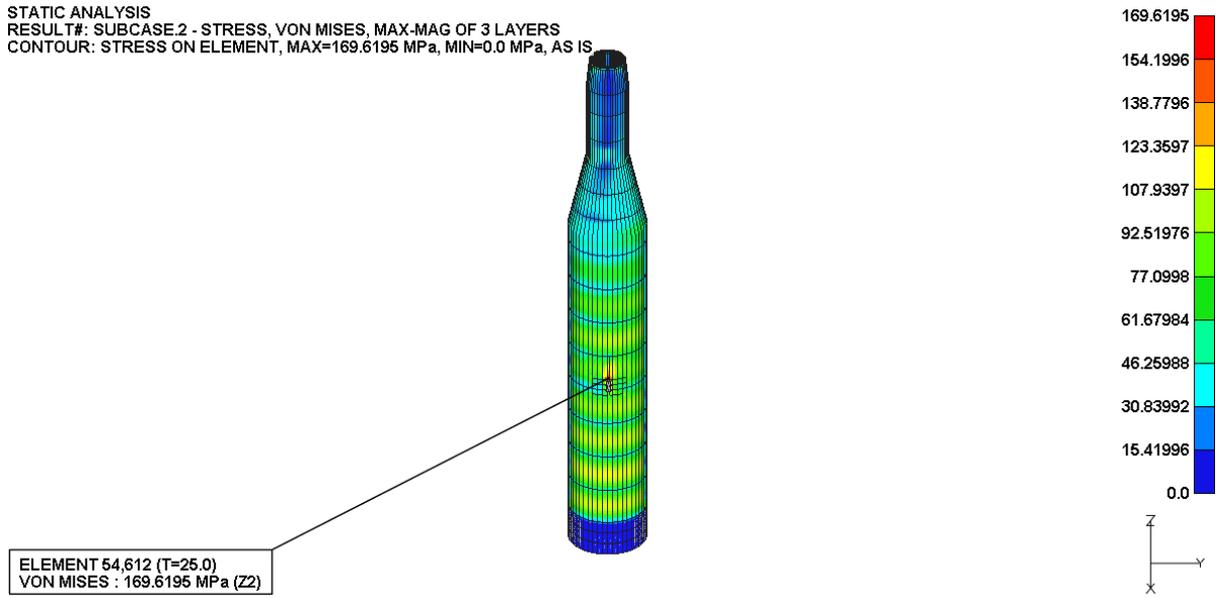


Figure D-99. Von-Mises Stress Plot

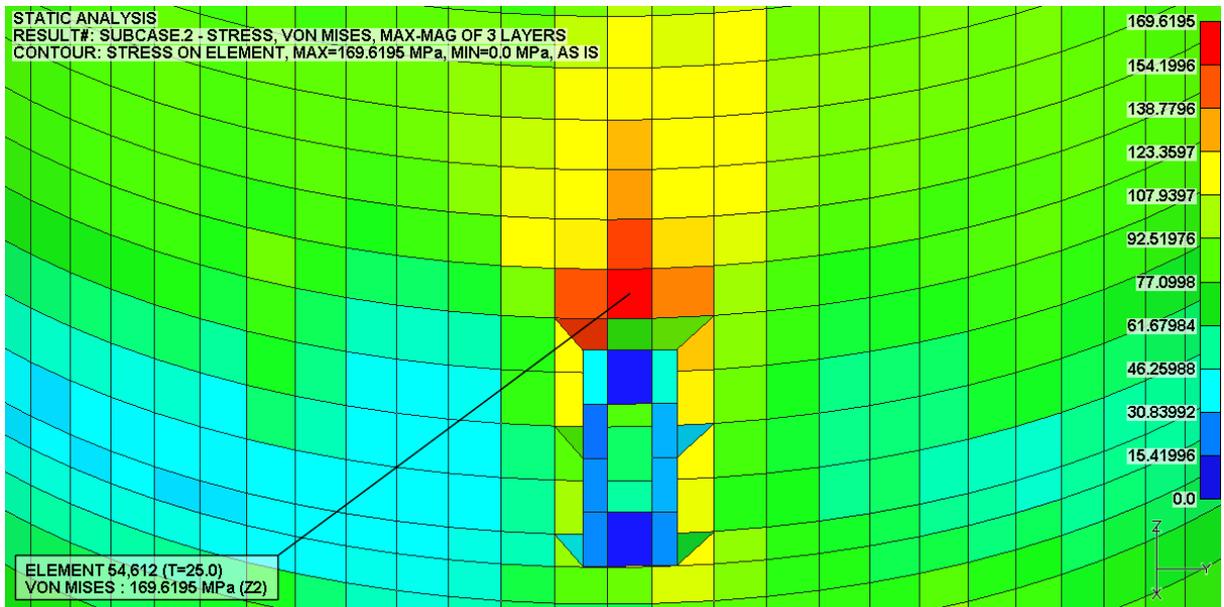


Figure D-100. Max. Von-Mises Stress Plot

D.51. LC 07-3 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.3 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=135.7785 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

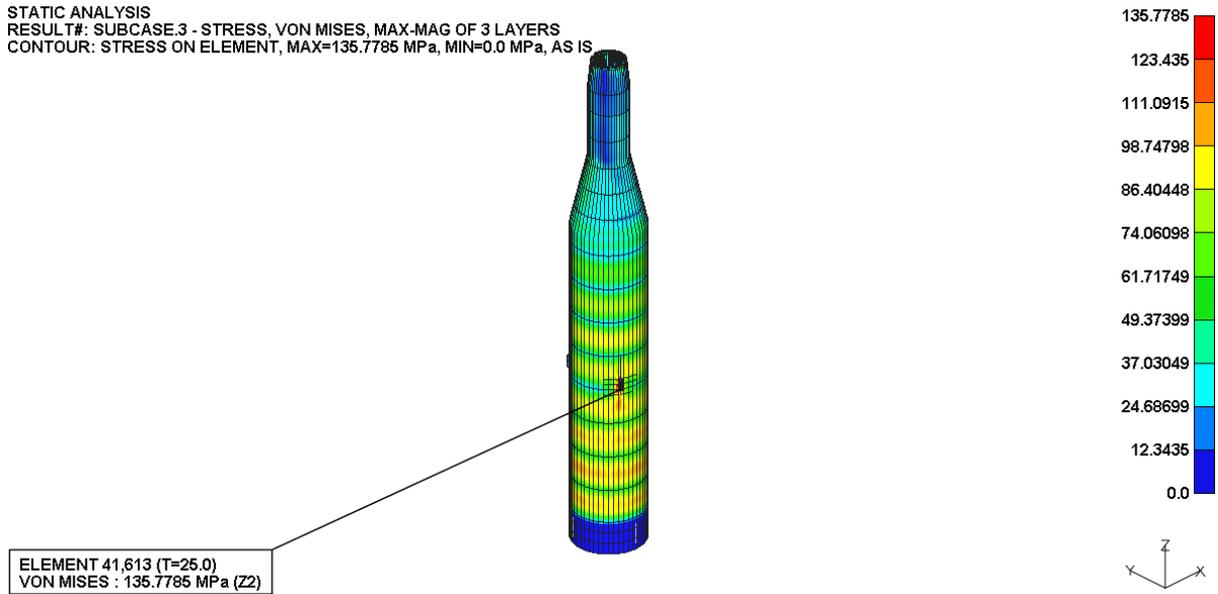


Figure D-101. Von-Mises Stress Plot

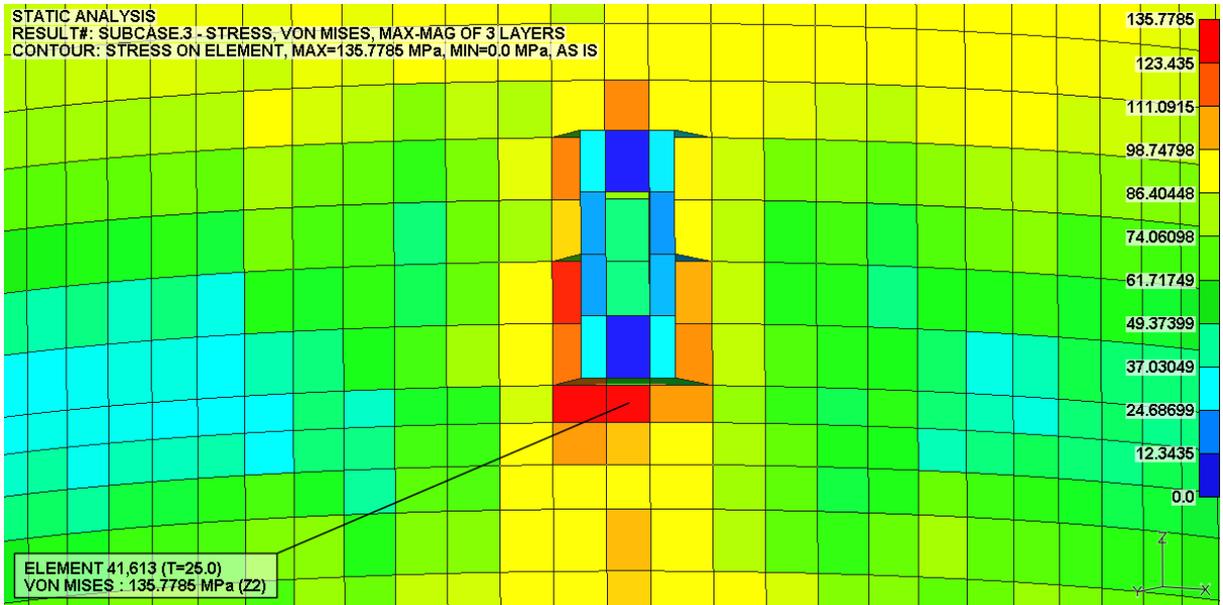


Figure D-102. Max. Von-Mises Stress Plot

D.52. LC 07-4 Result

STATIC ANALYSIS
 RESULT#: SUBCASE.4 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
 CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=168.3558 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

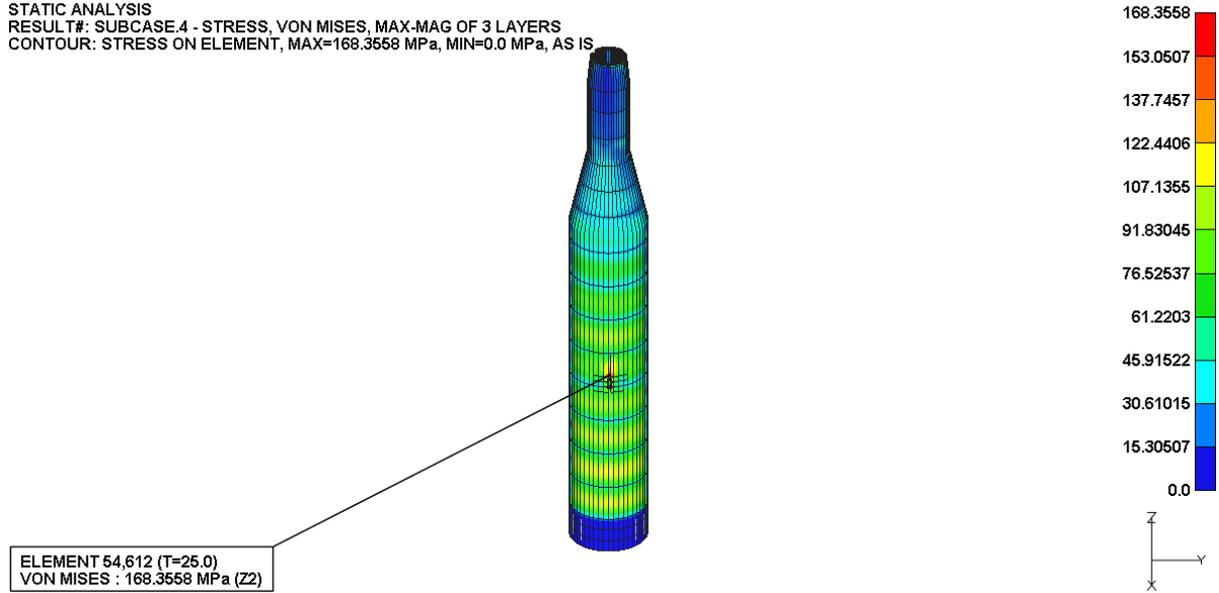


Figure D-103. Von-Mises Stress Plot

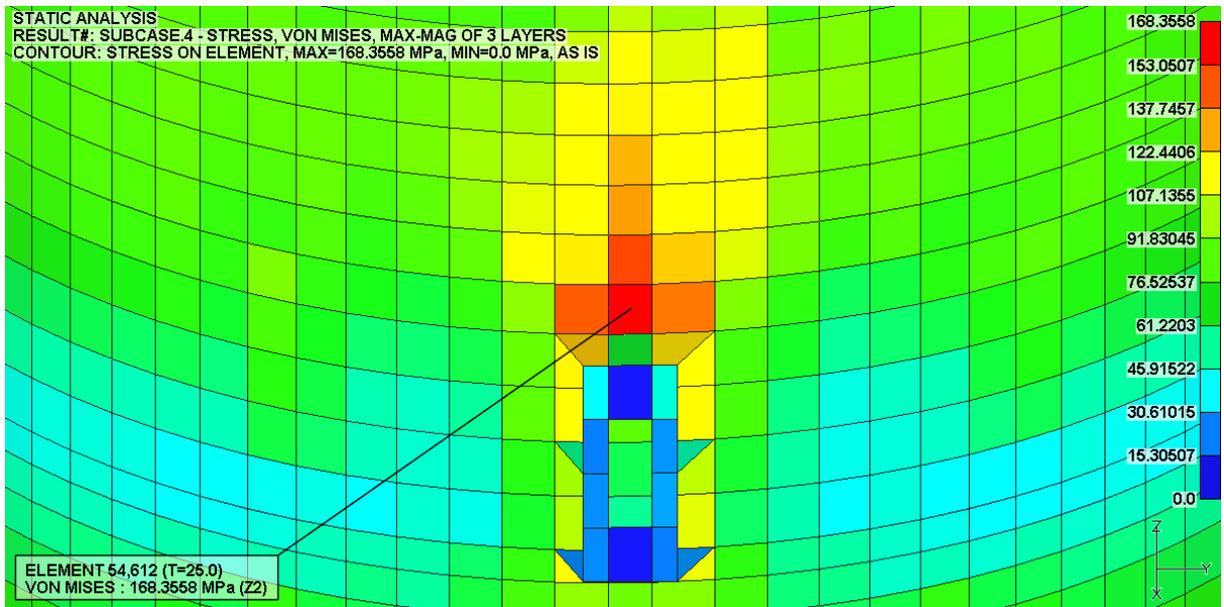


Figure D-104. Max. Von-Mises Stress Plot

D.53. LC 07-5 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.5 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=127.7157 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

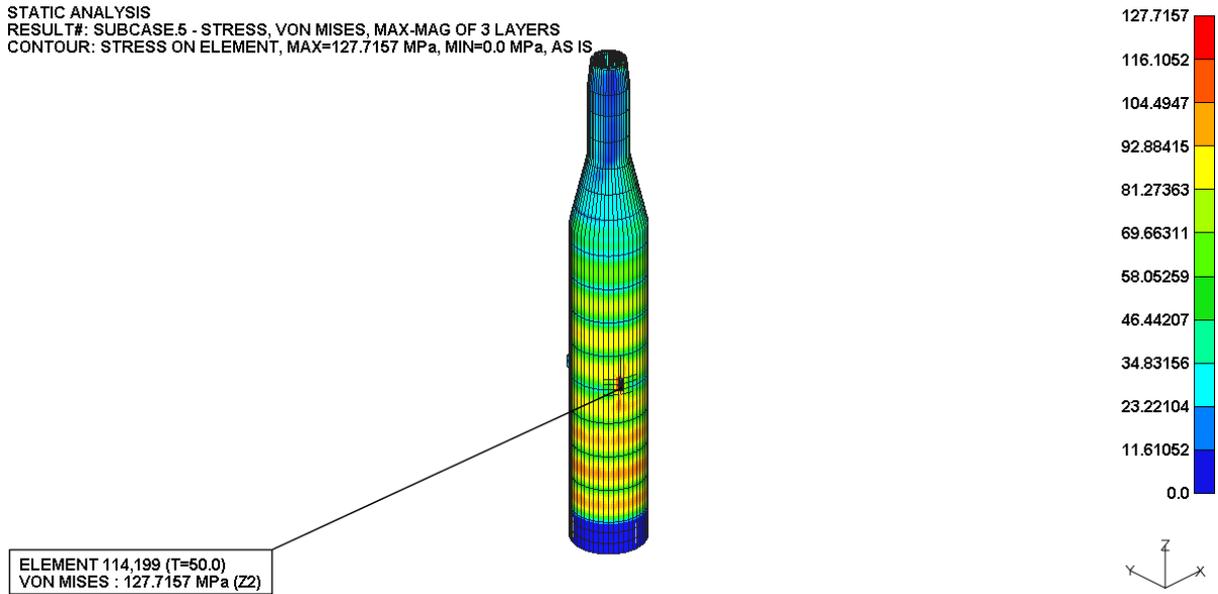


Figure D-105. Von-Mises Stress Plot

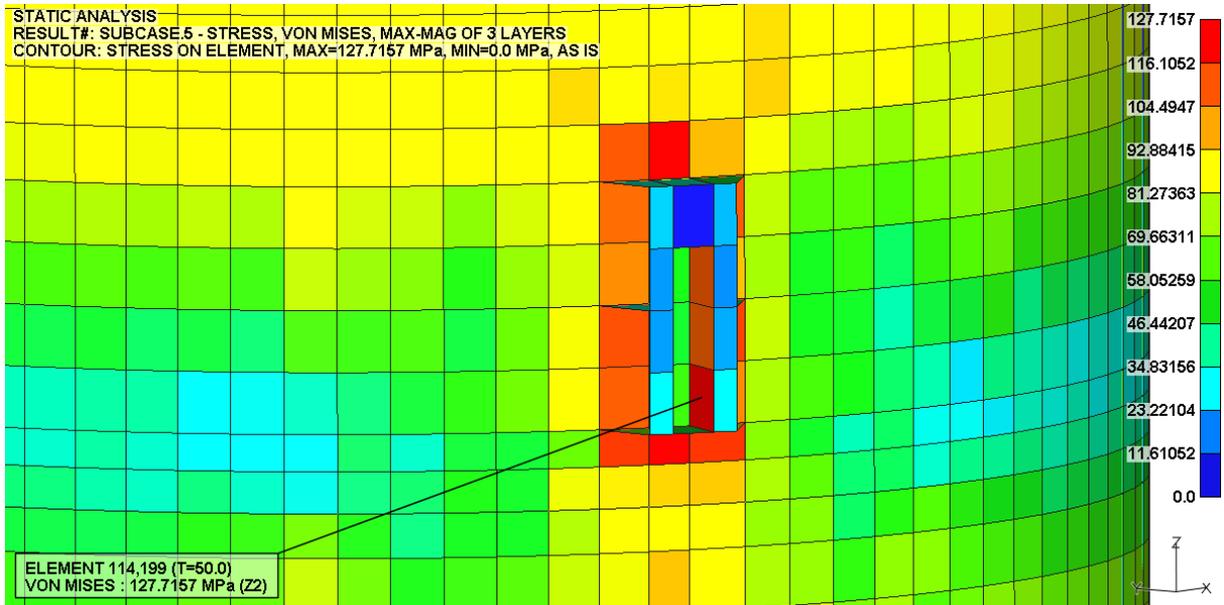


Figure D-106. Max. Von-Mises Stress Plot

D.54. LC 07-6 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.6 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=154.724 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

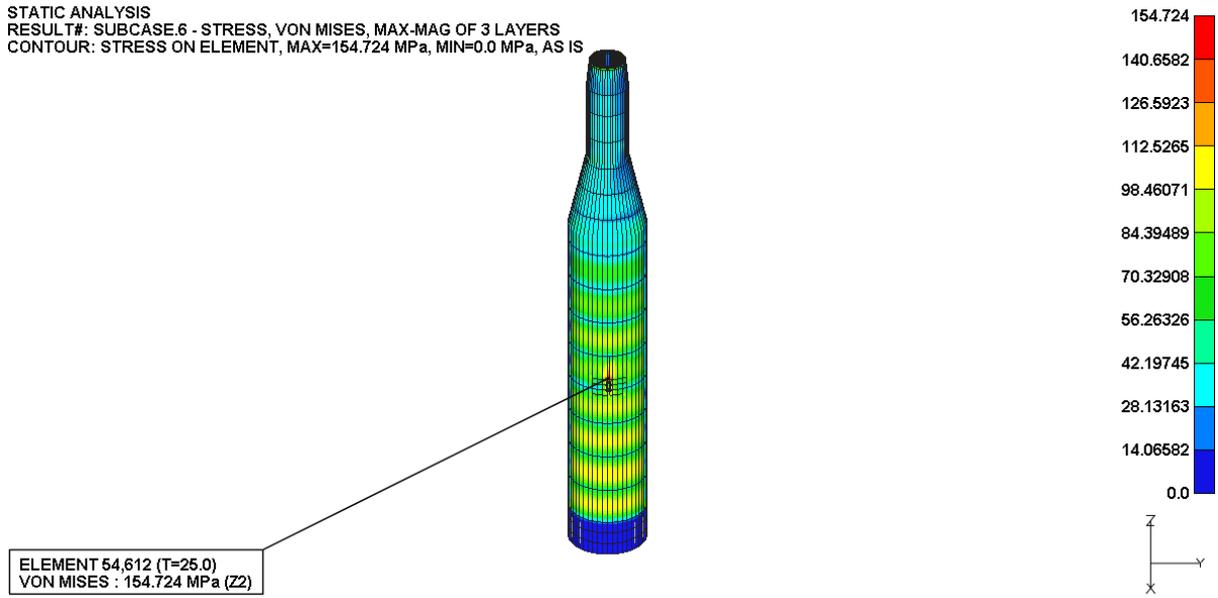


Figure D-107. Von-Mises Stress Plot

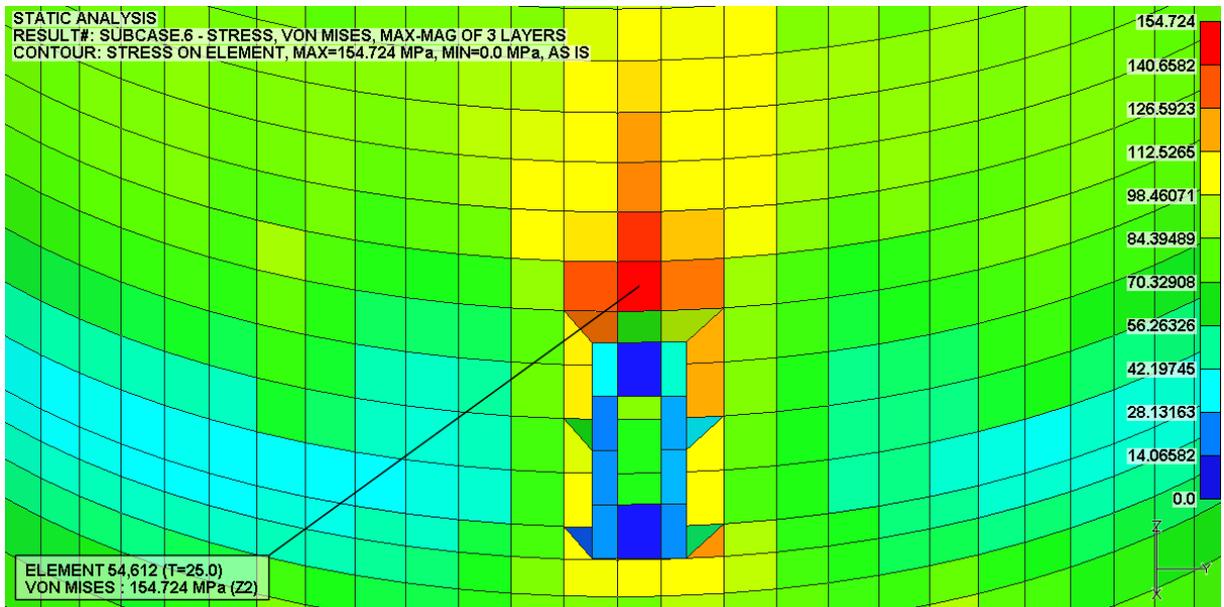


Figure D-108. Max. Von-Mises Stress Plot

D.55. LC 07-7 Result

STATIC ANALYSIS
 RESULT#: SUBCASE.7 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
 CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=142.0718 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

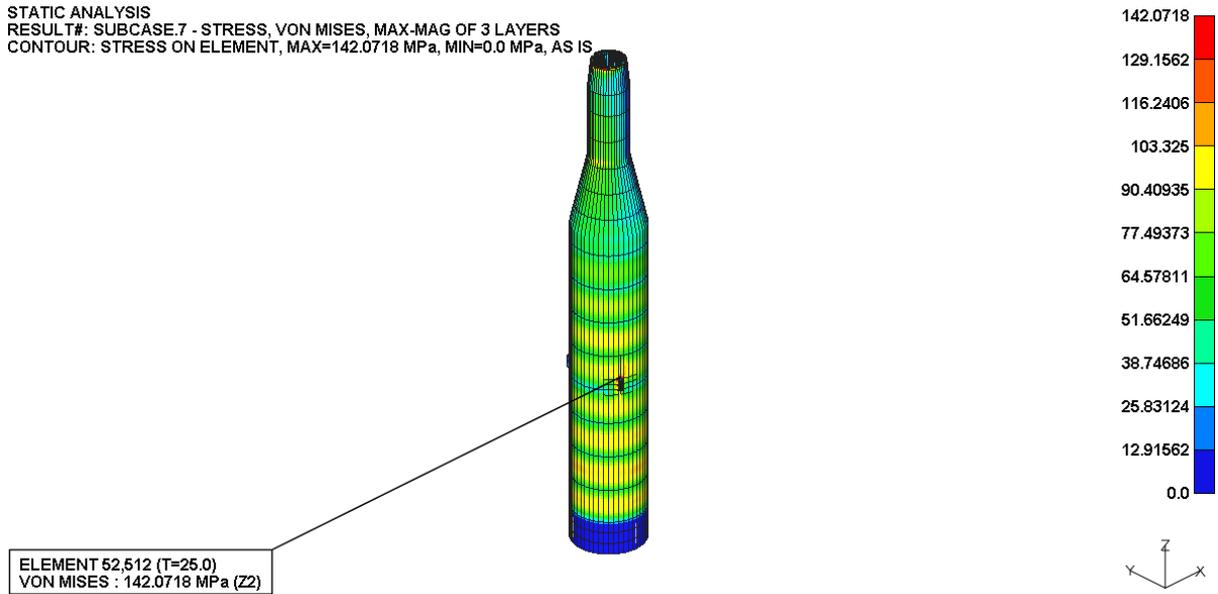


Figure D-109. Von-Mises Stress Plot

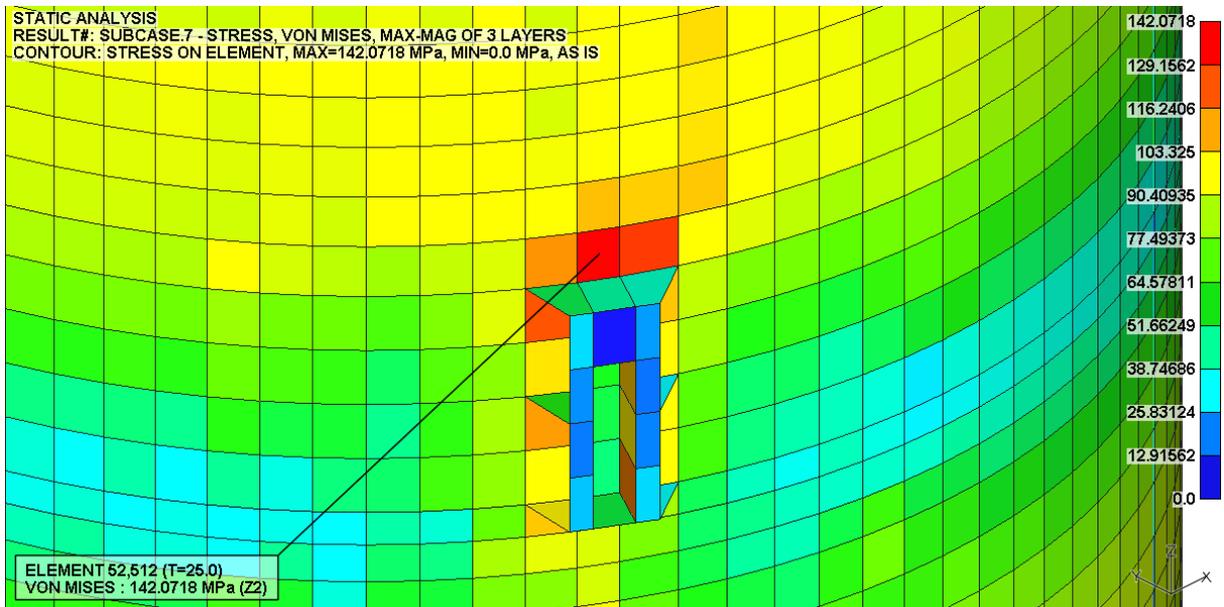


Figure D-110. Max. Von-Mises Stress Plot

D.56. LC 07-8 Result

STATIC ANALYSIS
 RESULT#: SUBCASE.8 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
 CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=182.8743 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

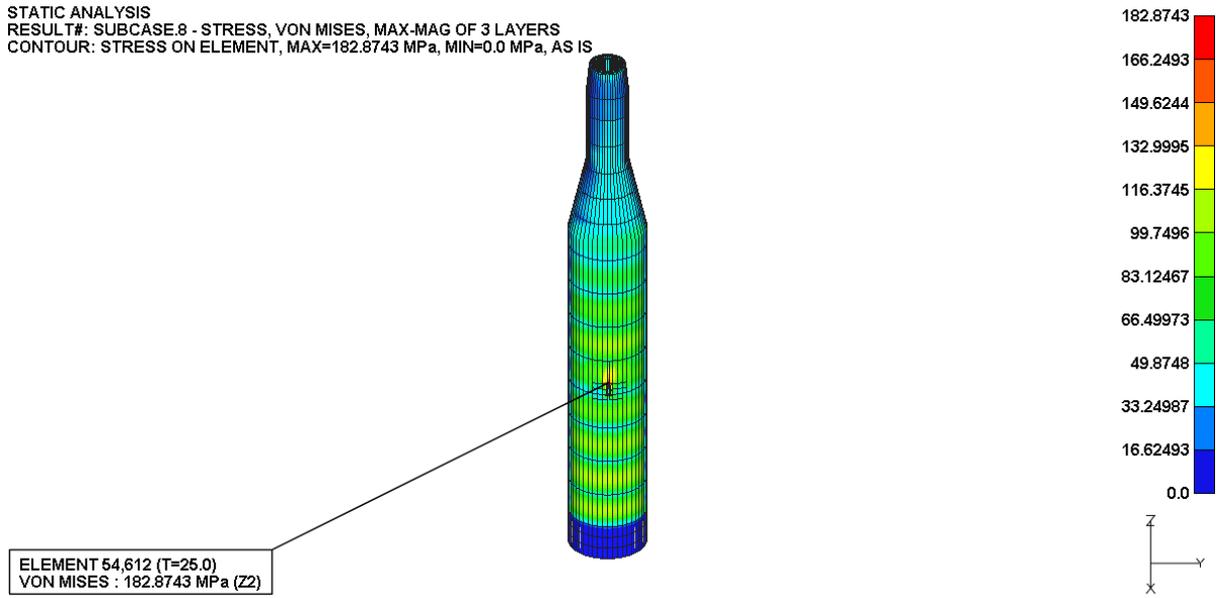


Figure D-111. Von-Mises Stress Plot

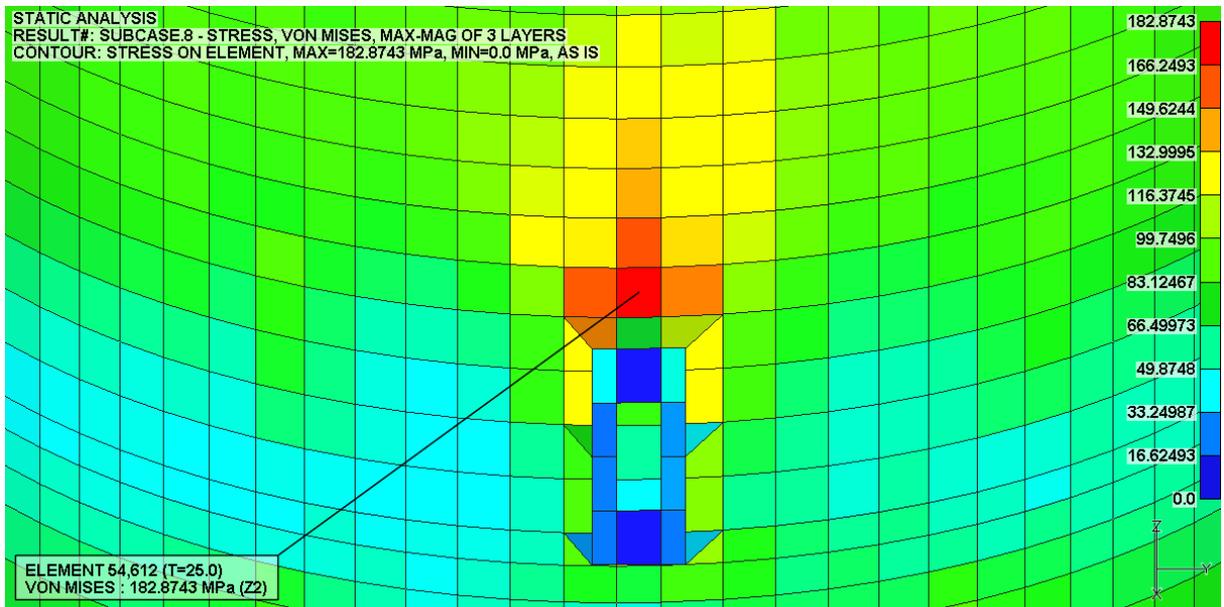


Figure D-112. Max. Von-Mises Stress Plot

D.57. LC 08-1 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.1 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=152.7718 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

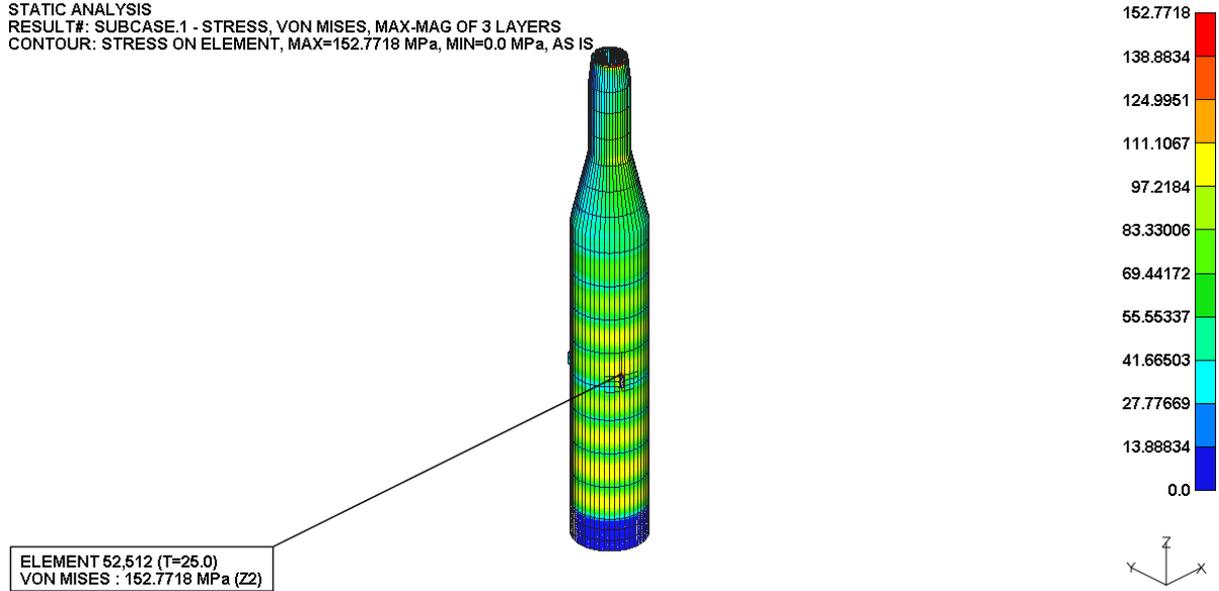


Figure D-113. Von-Mises Stress Plot

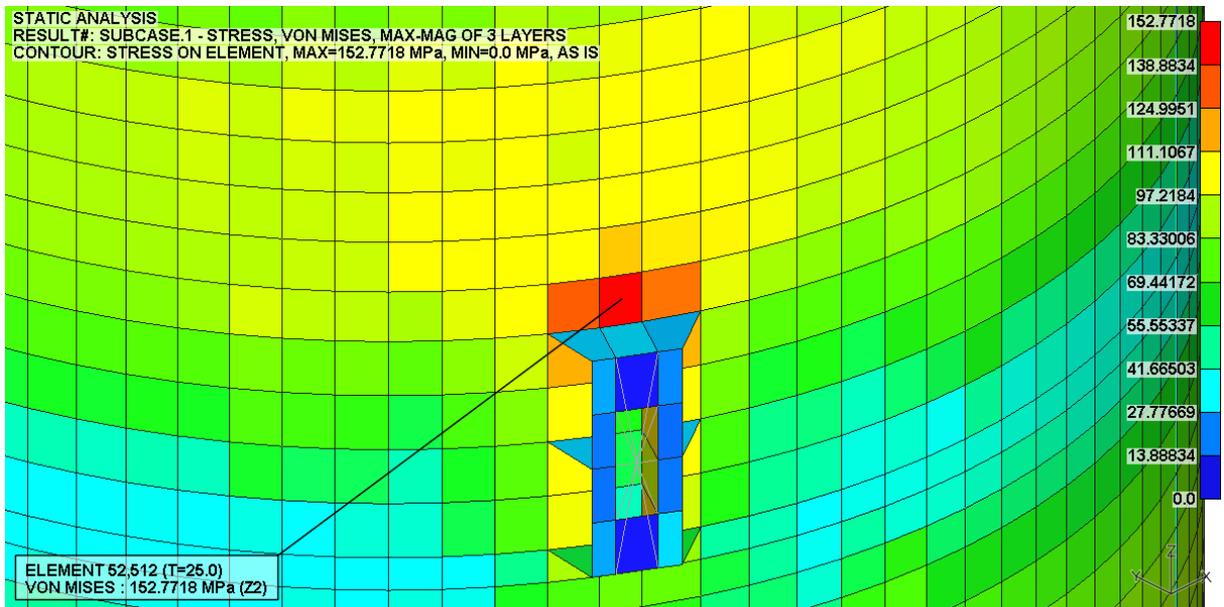


Figure D-114. Max. Von-Mises Stress Plot

D.58. LC 08-2 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.2 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=169.6195 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

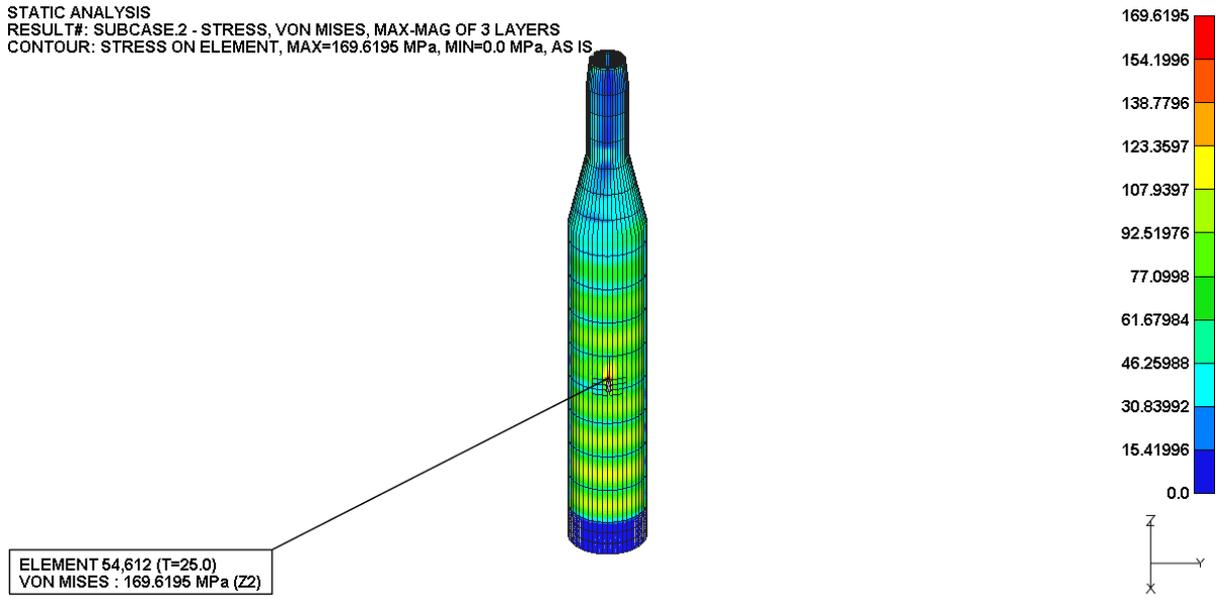


Figure D-115. Von-Mises Stress Plot

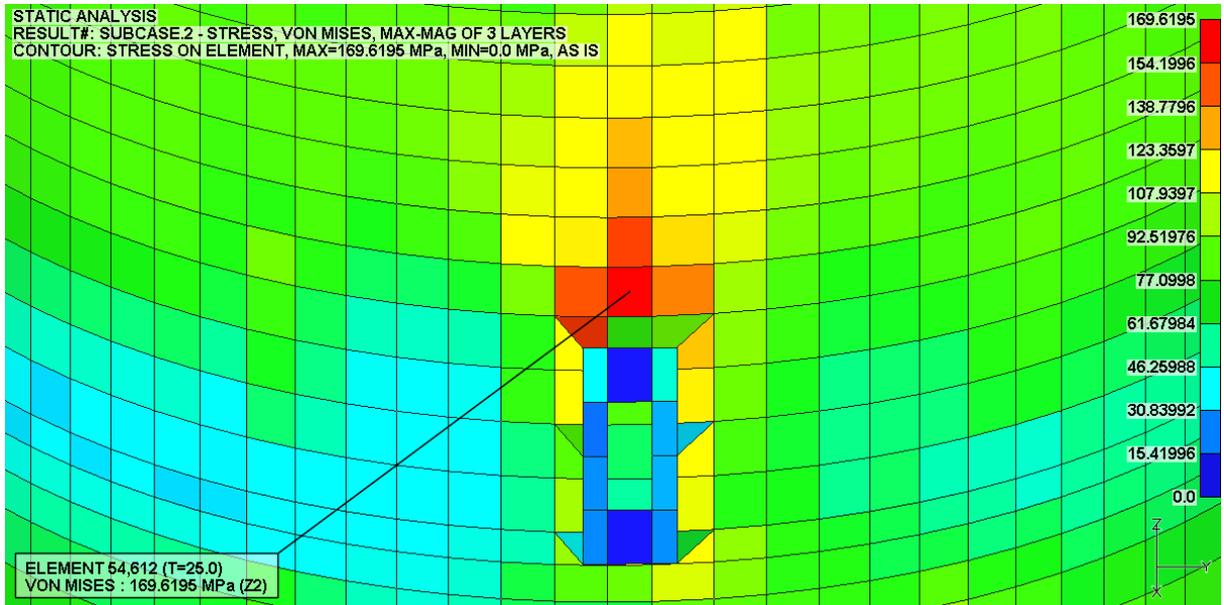


Figure D-116. Max. Von-Mises Stress Plot

D.59. LC 08-3 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.3 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=135.7785 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

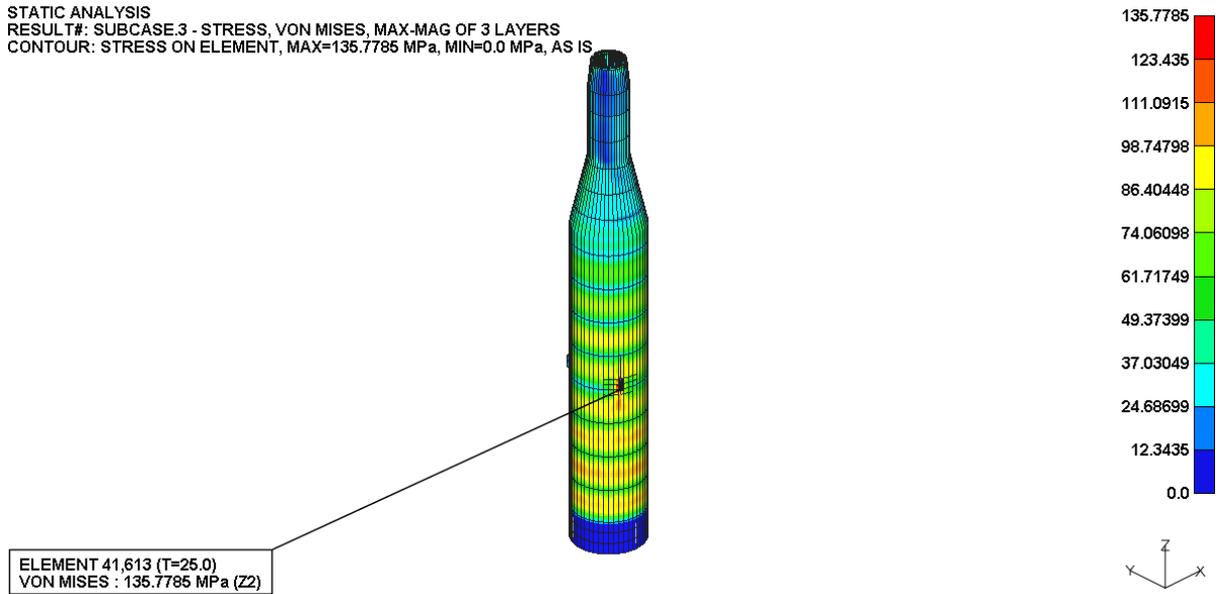


Figure D-117. Von-Mises Stress Plot

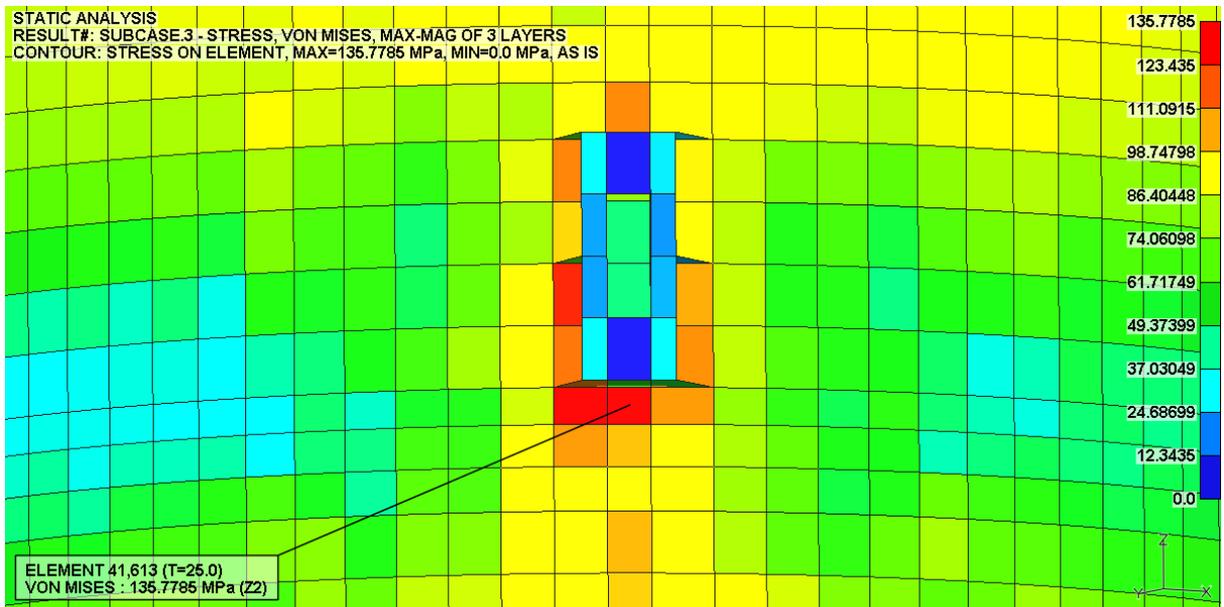


Figure D-118. Max. Von-Mises Stress Plot

D.60. LC 08-4 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.4 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=168.3558 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

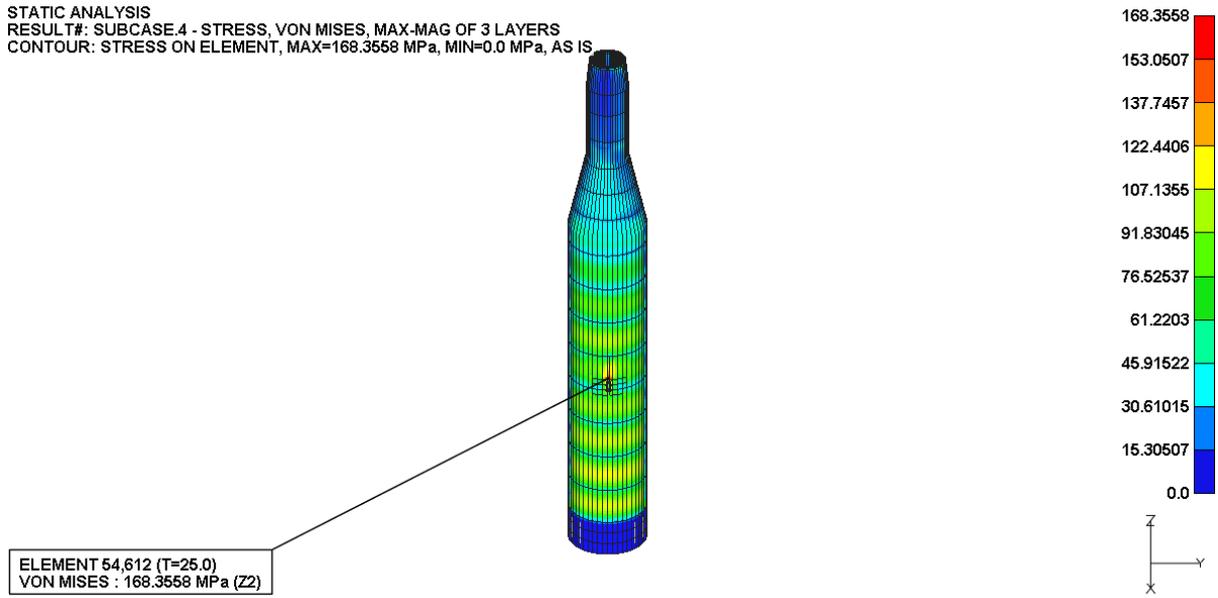


Figure D-119. Von-Mises Stress Plot

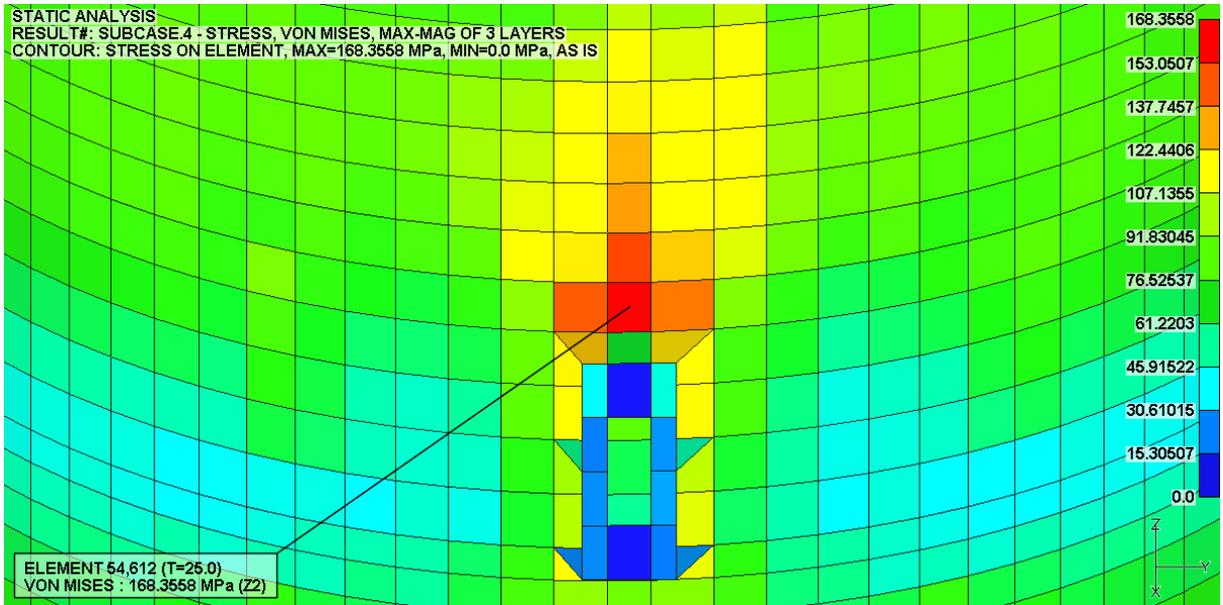


Figure D-120. Max. Von-Mises Stress Plot

D.61. LC 08-5 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.5 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=127.7157 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

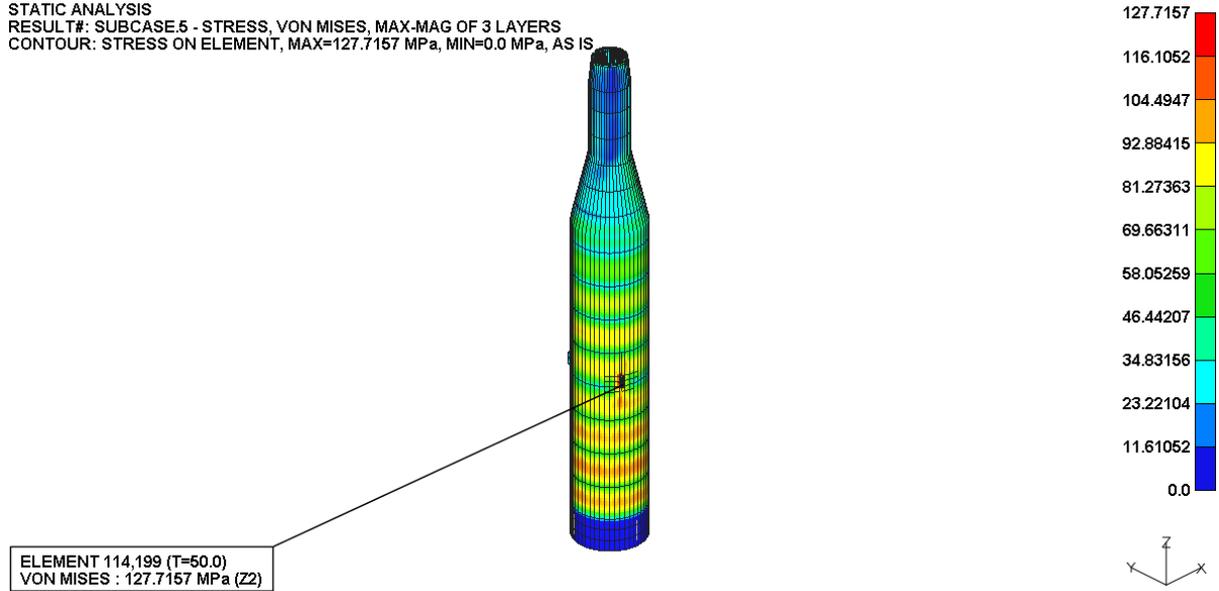


Figure D-121. Von-Mises Stress Plot

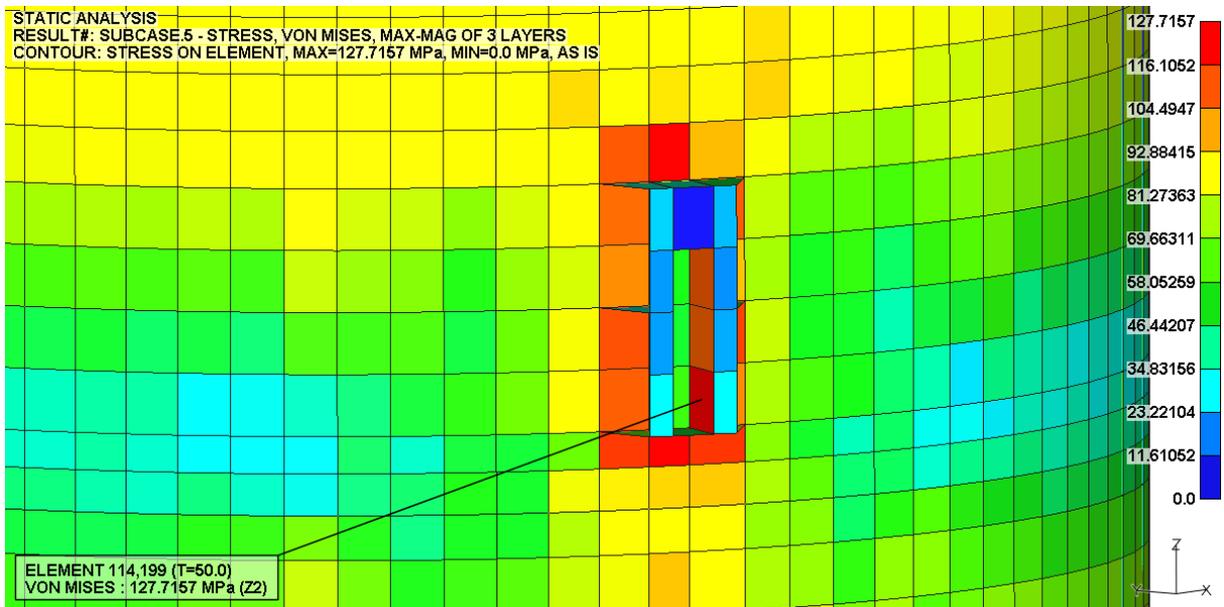


Figure D-122. Max. Von-Mises Stress Plot

D.62. LC 08-6 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.6 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=154.724 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

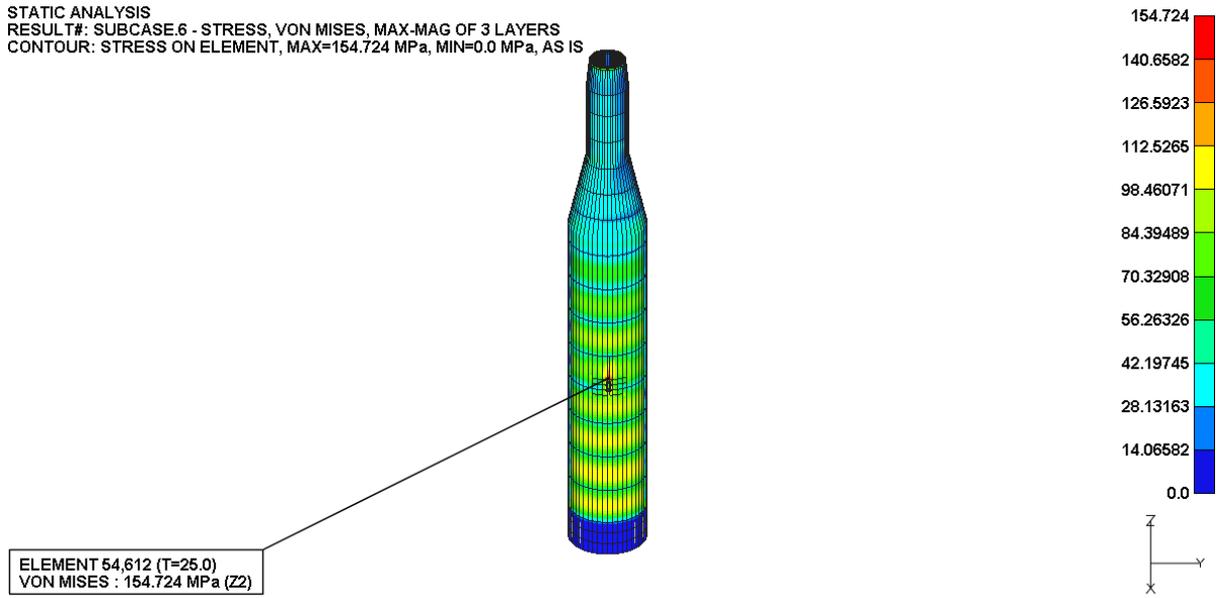


Figure D-123. Von-Mises Stress Plot

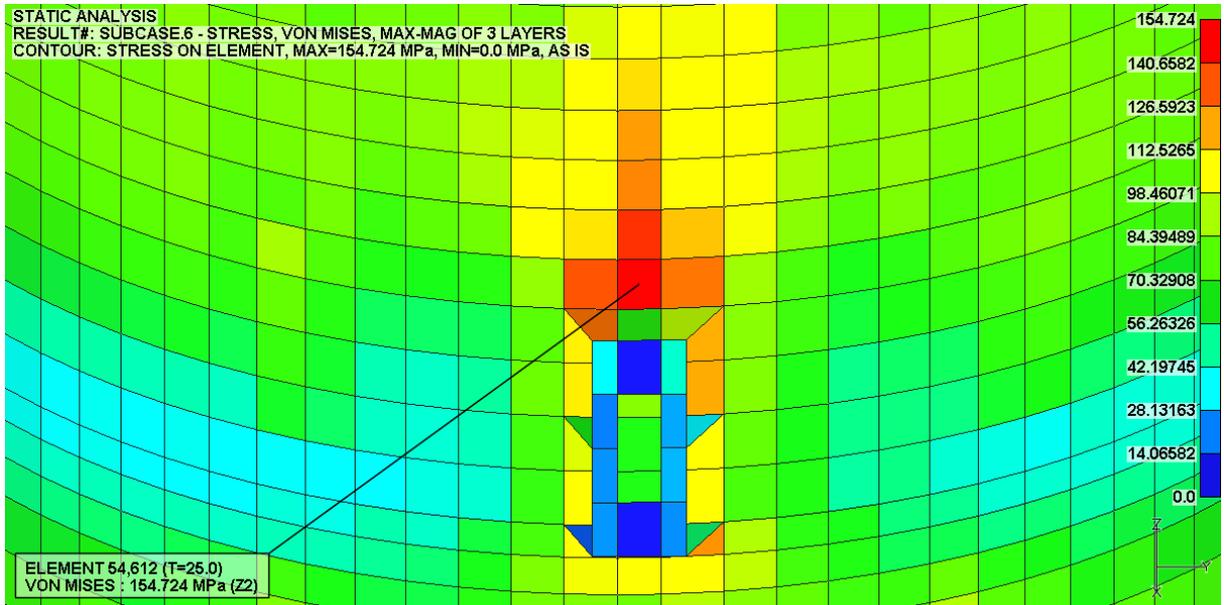


Figure D-124. Max. Von-Mises Stress Plot

D.63. LC 08-7 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.7 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=142.0718 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

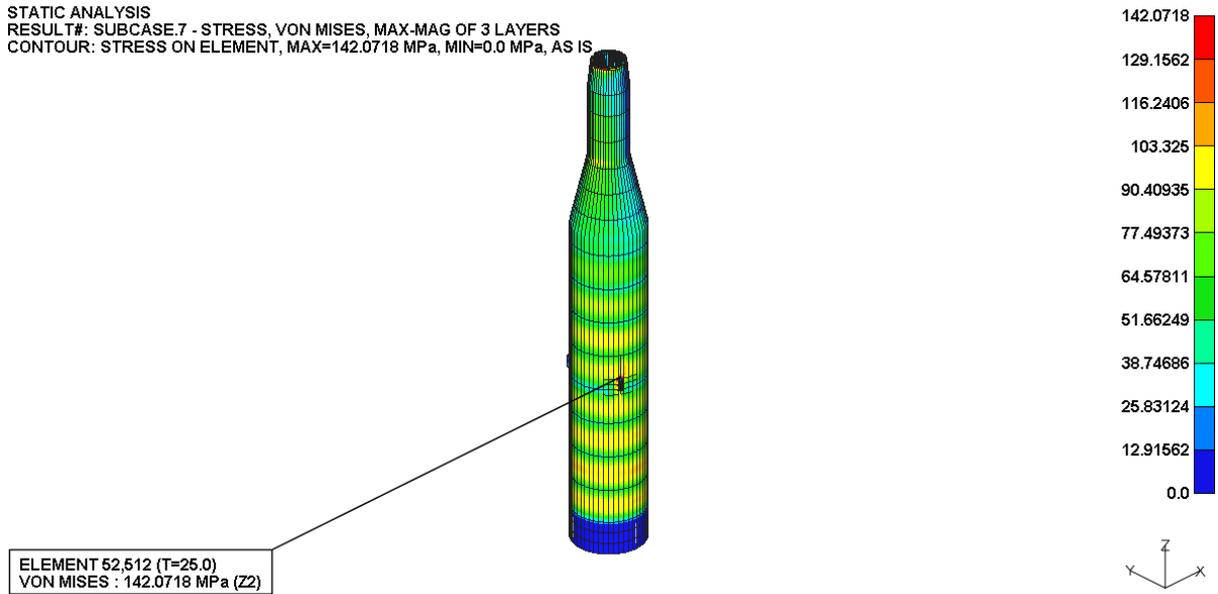


Figure D-125. Von-Mises Stress Plot

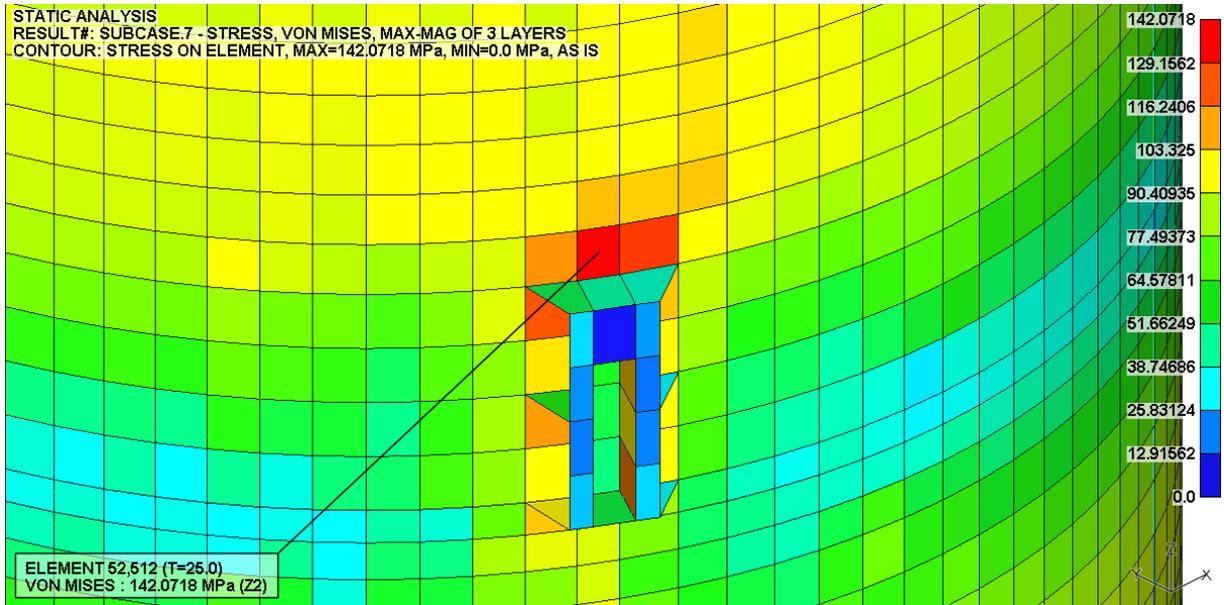


Figure D-126. Max. Von-Mises Stress Plot

D.64. LC 08-8 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.8 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=182.8743 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

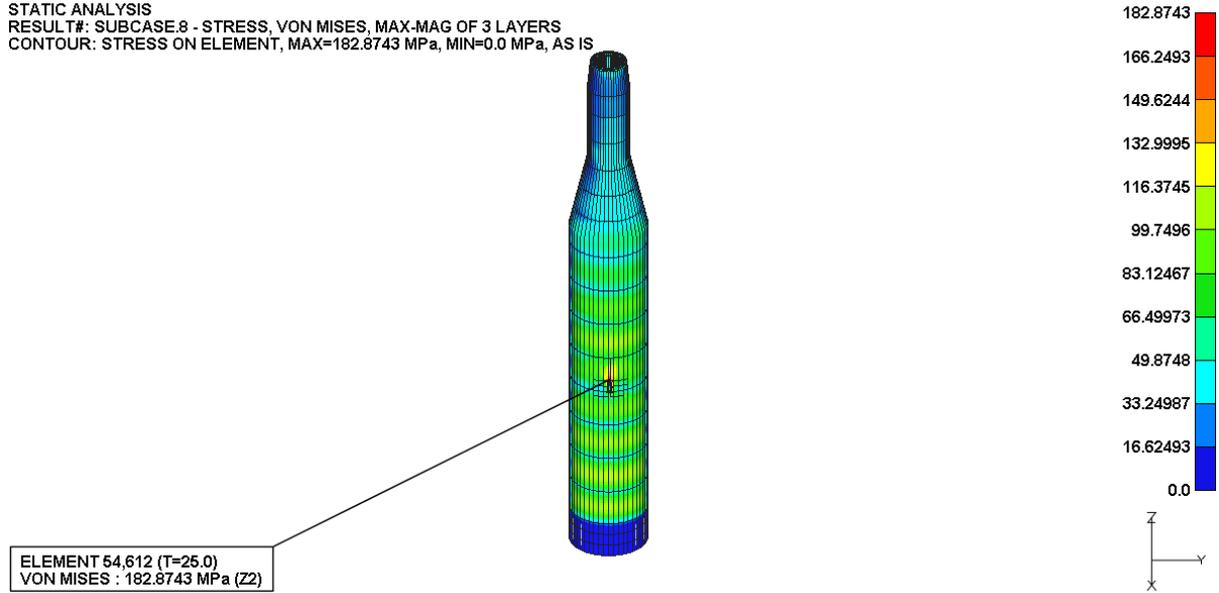


Figure D-127. Von-Mises Stress Plot

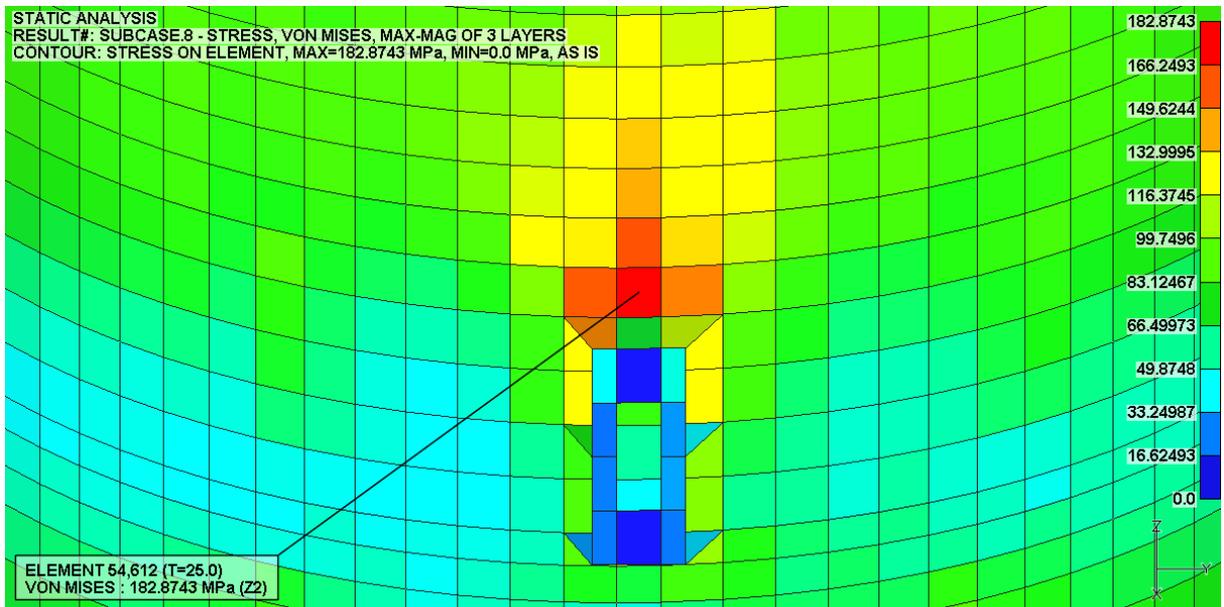


Figure D-128. Max. Von-Mises Stress Plot

D.65. LC 09-1 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.1 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=152.7718 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

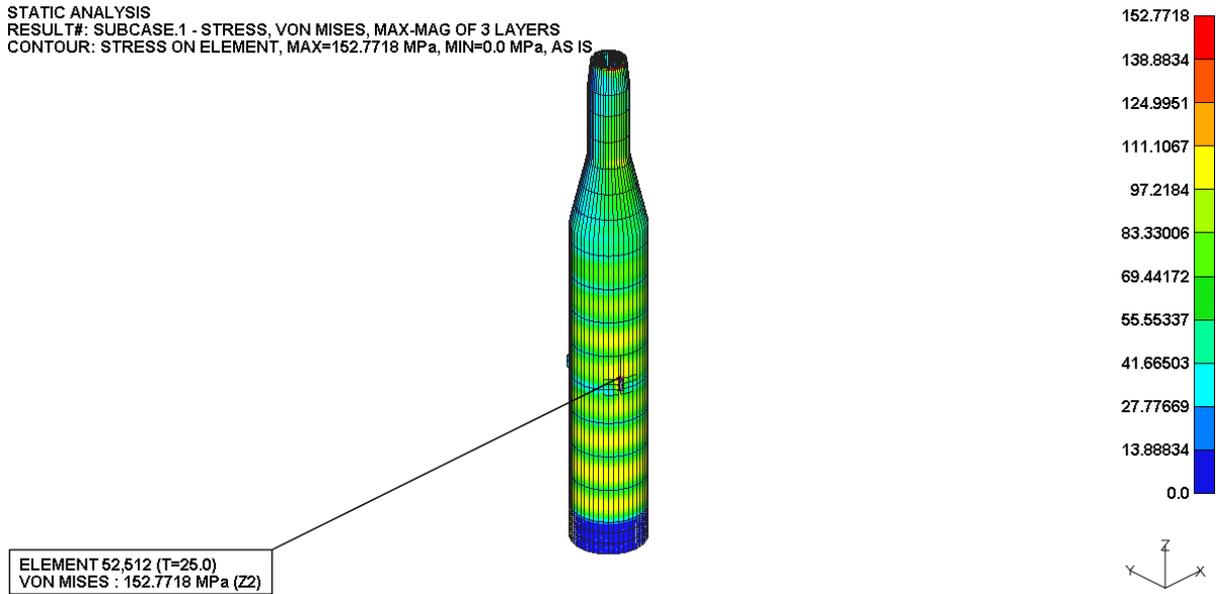


Figure D-129. Von-Mises Stress Plot

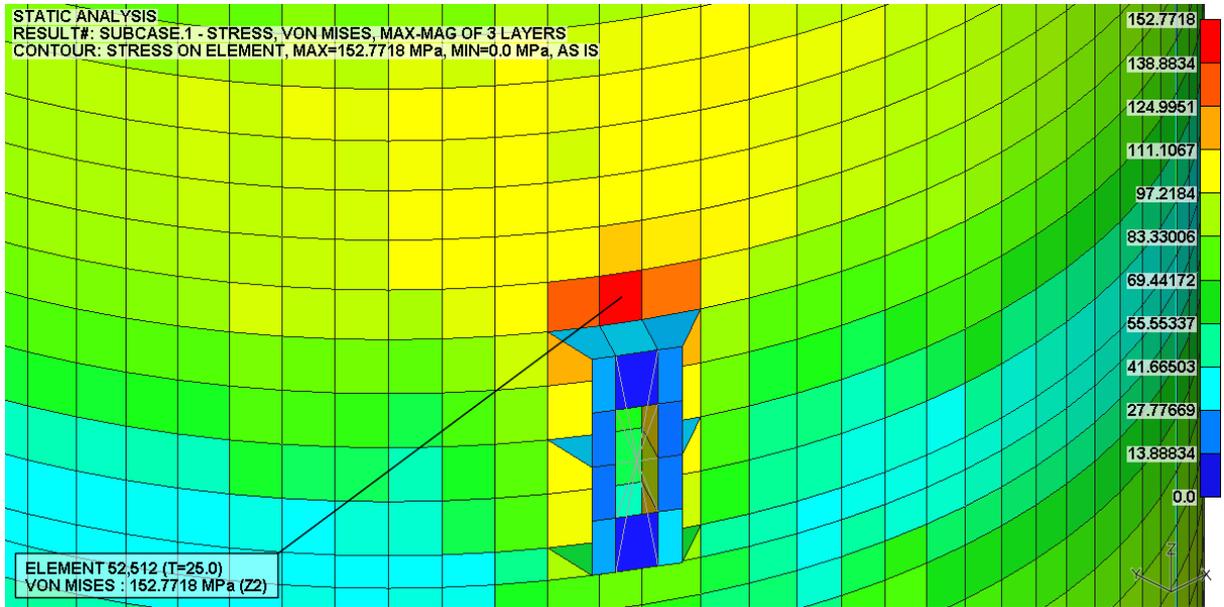


Figure D-130. Max. Von-Mises Stress Plot

D.66. LC 09-2 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.2 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=169.6195 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

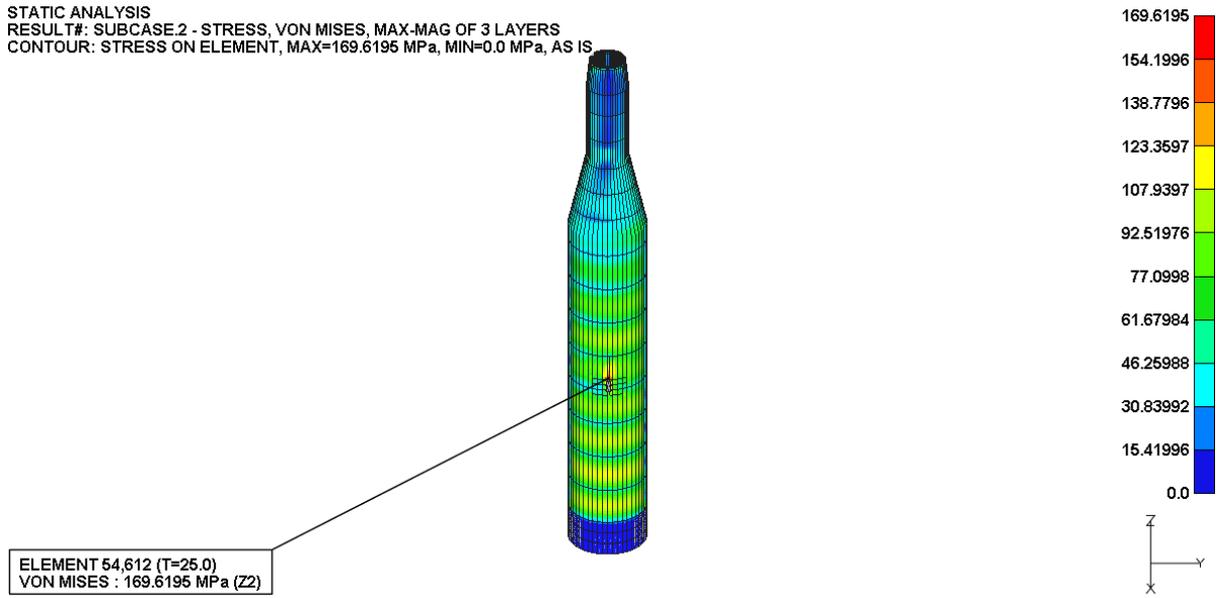


Figure D-131. Von-Mises Stress Plot

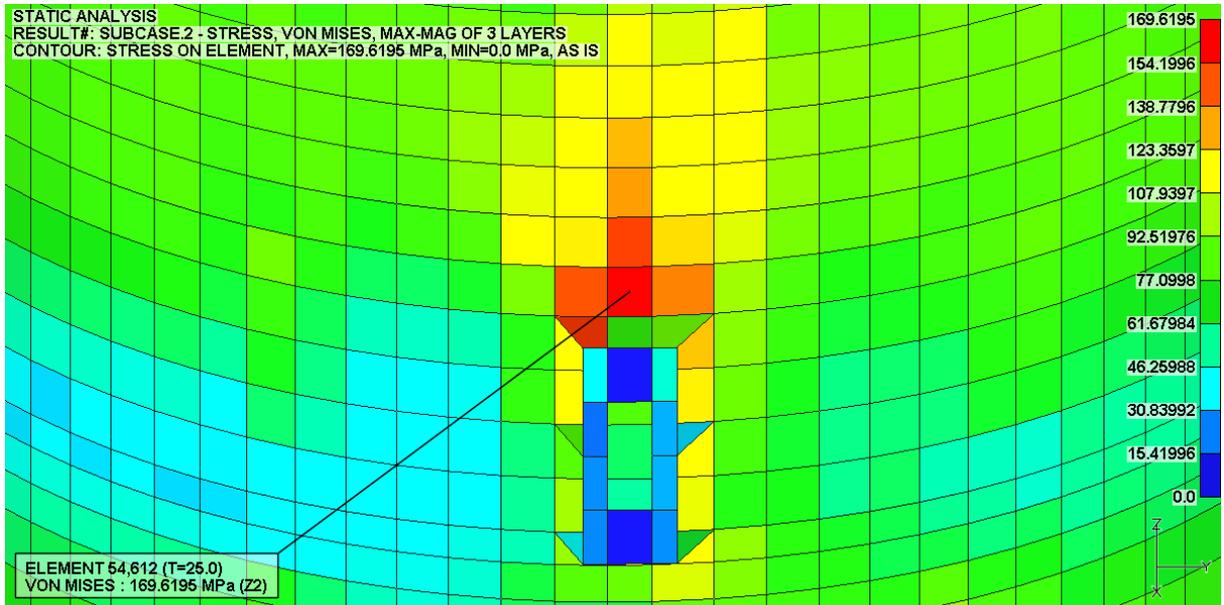


Figure D-132. Max. Von-Mises Stress Plot

D.67. LC 09-3 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.3 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=135.7785 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

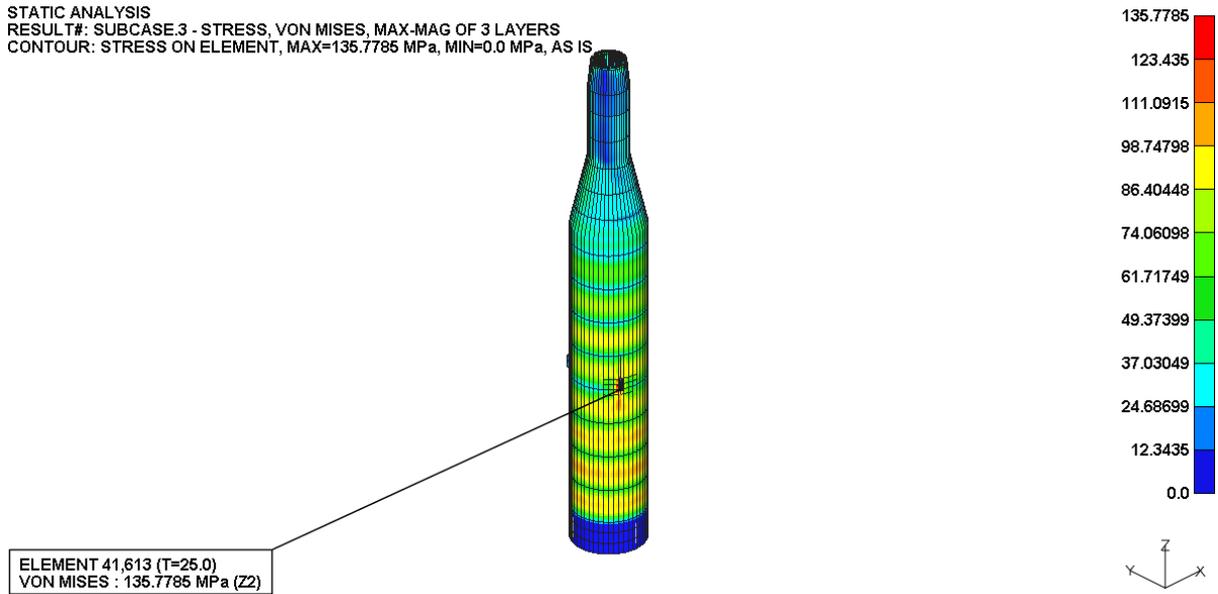


Figure D-133. Von-Mises Stress Plot

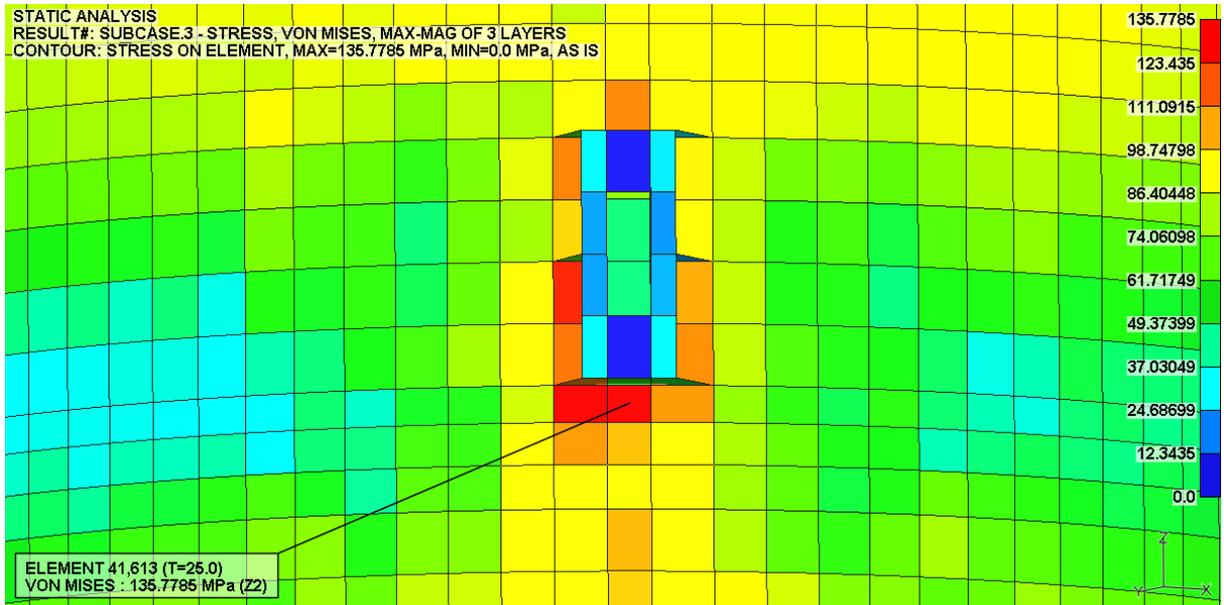


Figure D-134. Max. Von-Mises Stress Plot

D.68. LC 09-4 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.4 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=168.3558 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

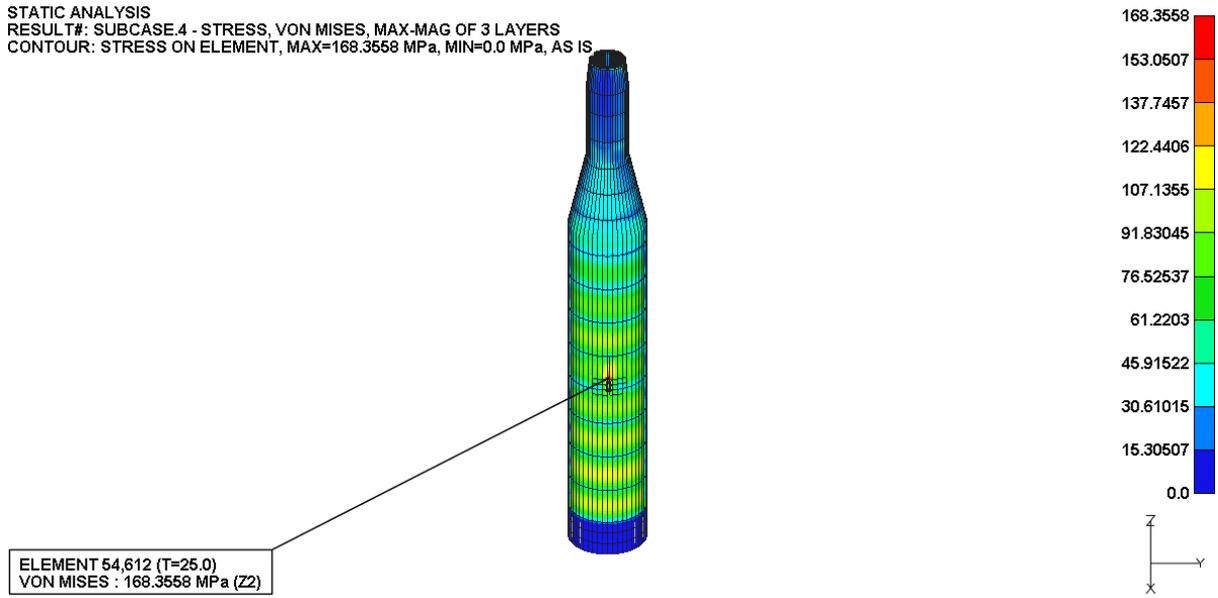


Figure D-135. Von-Mises Stress Plot

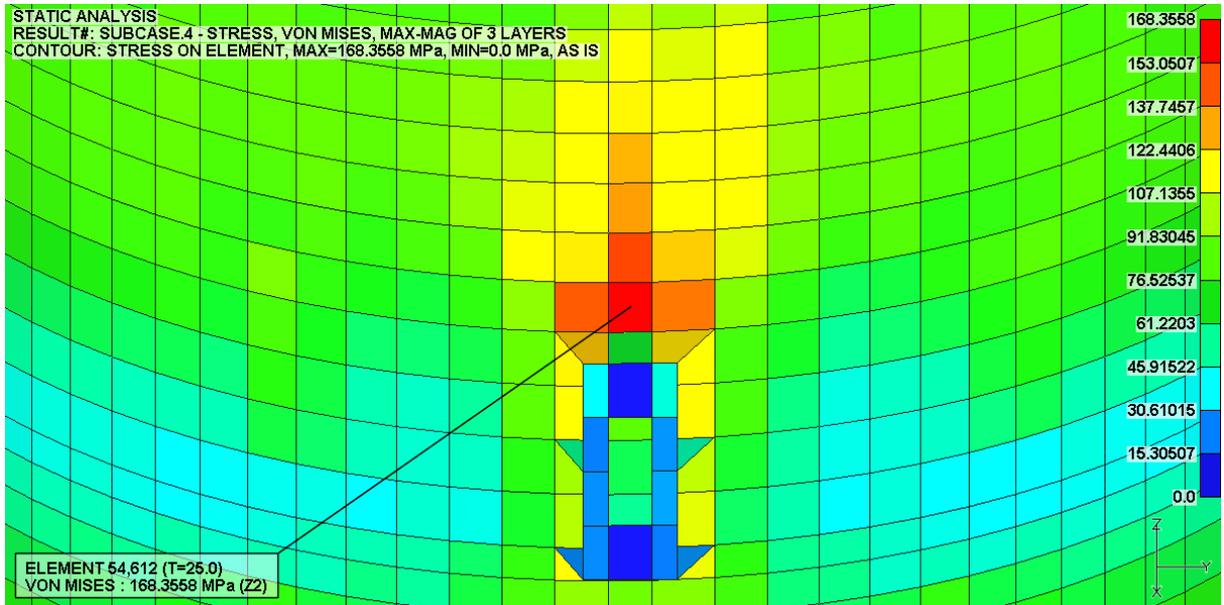


Figure D-136. Max. Von-Mises Stress Plot

D.69. LC 09-5 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.5 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=127.7157 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

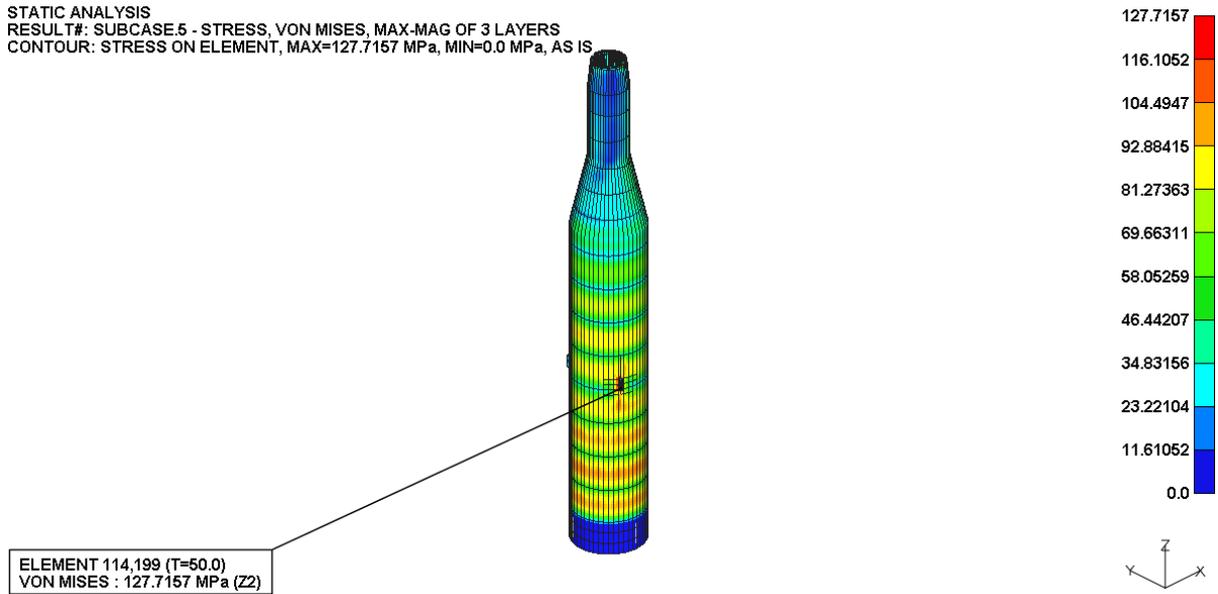


Figure D-137. Von-Mises Stress Plot

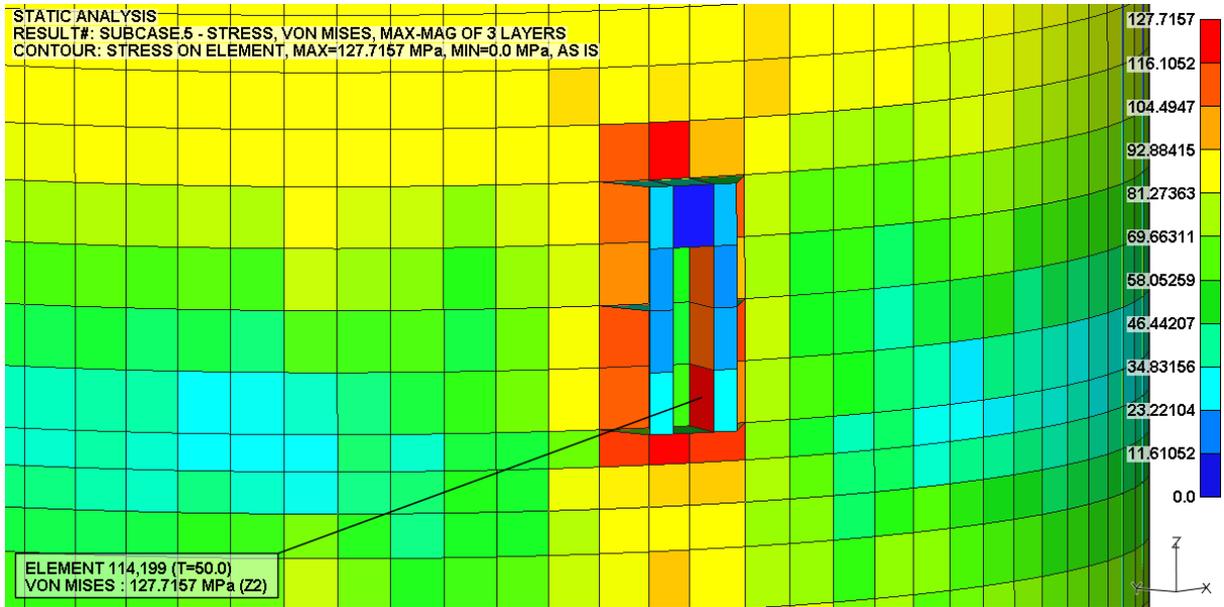


Figure D-138. Max. Von-Mises Stress Plot

D.70. LC 09-6 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.6 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=154.724 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

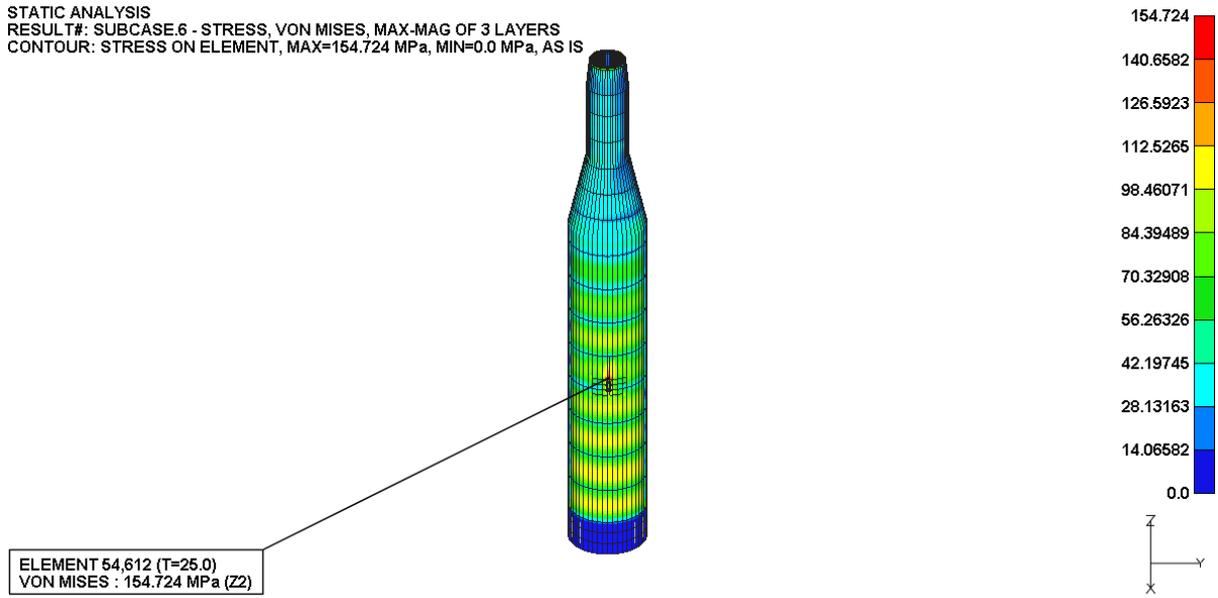


Figure D-139. Von-Mises Stress Plot

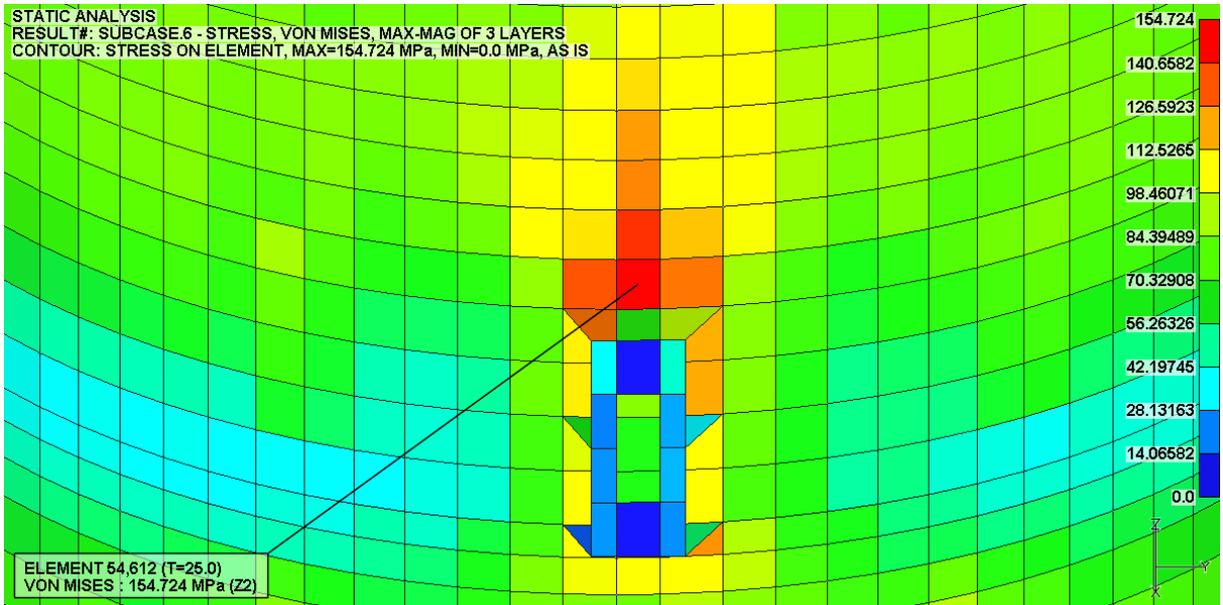


Figure D-140. Max. Von-Mises Stress Plot

D.71. LC 09-7 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.7 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=142.0718 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

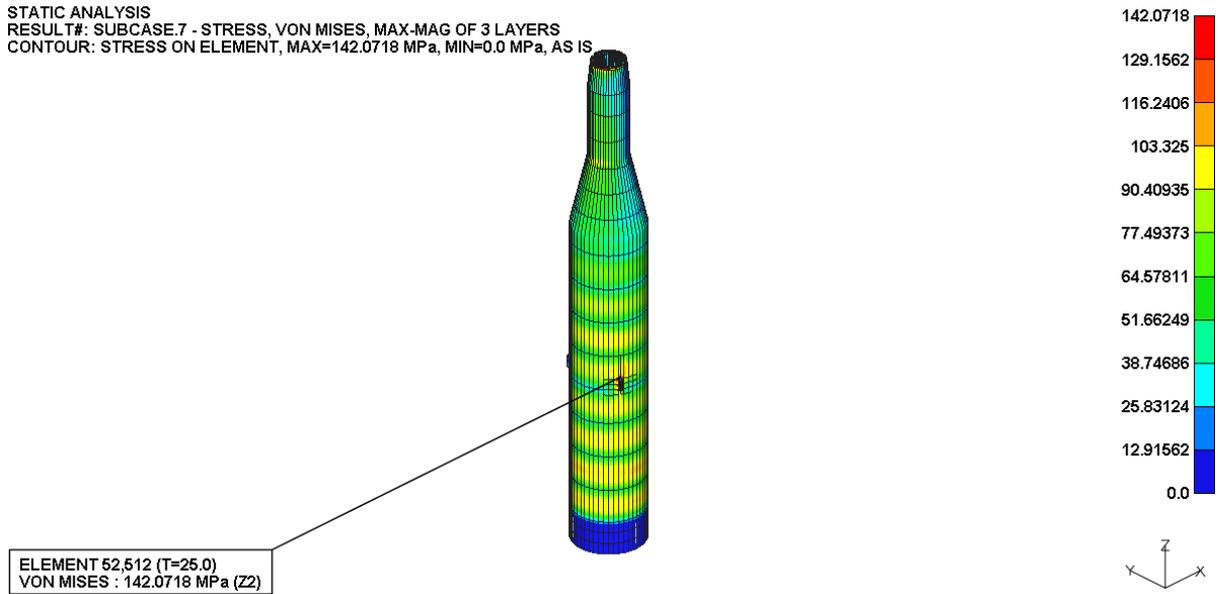


Figure D-141. Von-Mises Stress Plot

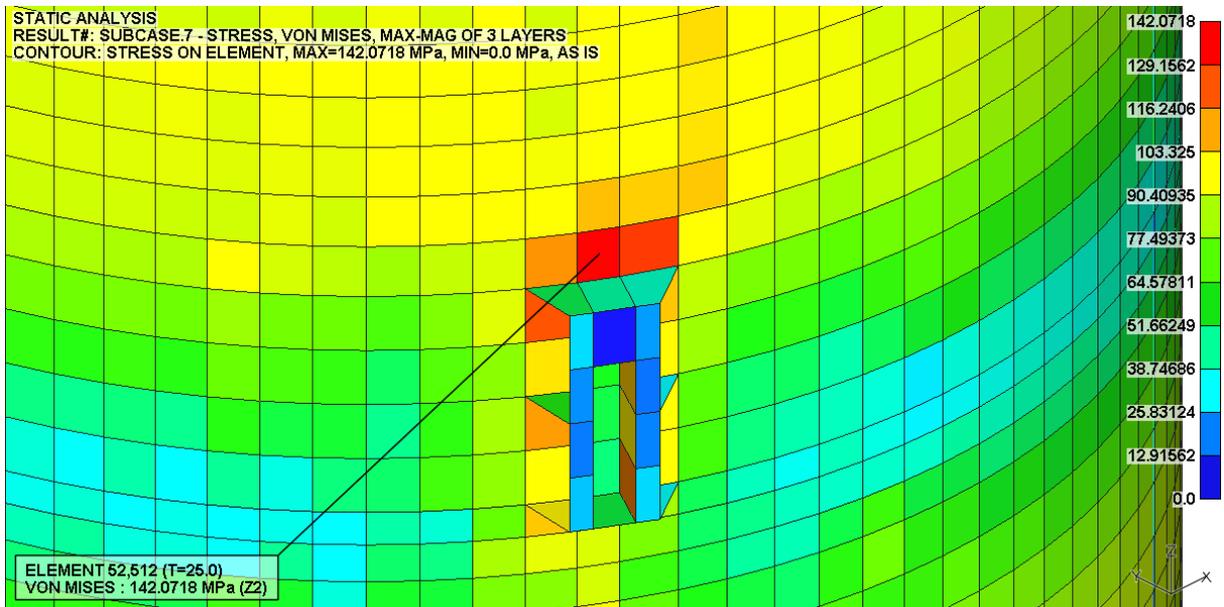


Figure D-142. Max. Von-Mises Stress Plot

D.72. LC 09-8 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.8 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=182.8743 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

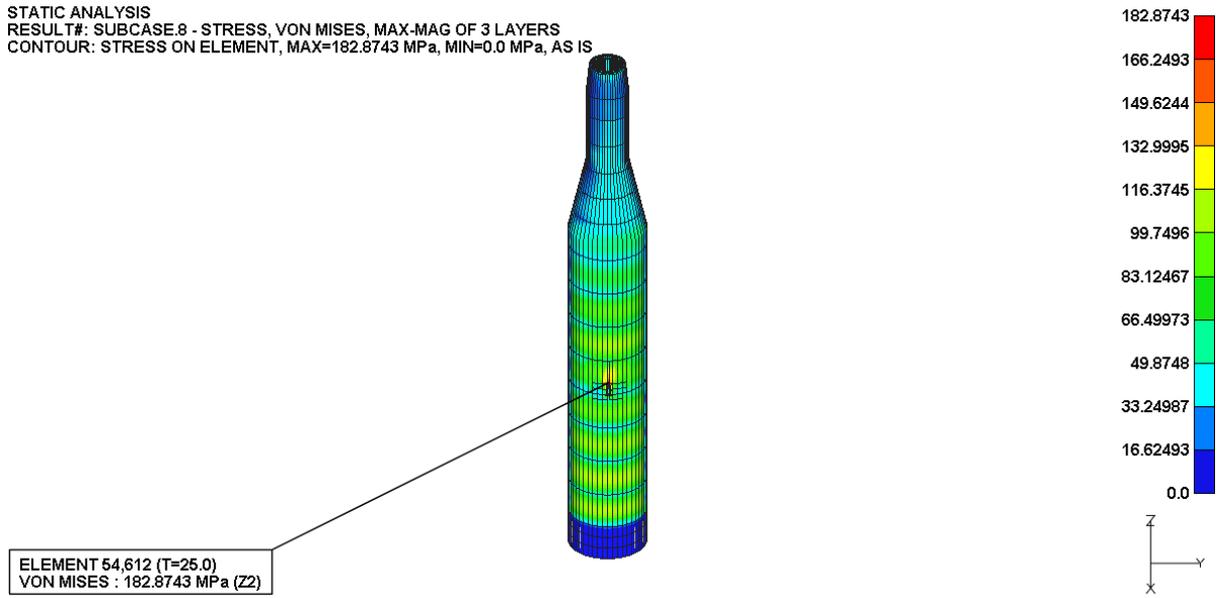


Figure D-143. Von-Mises Stress Plot

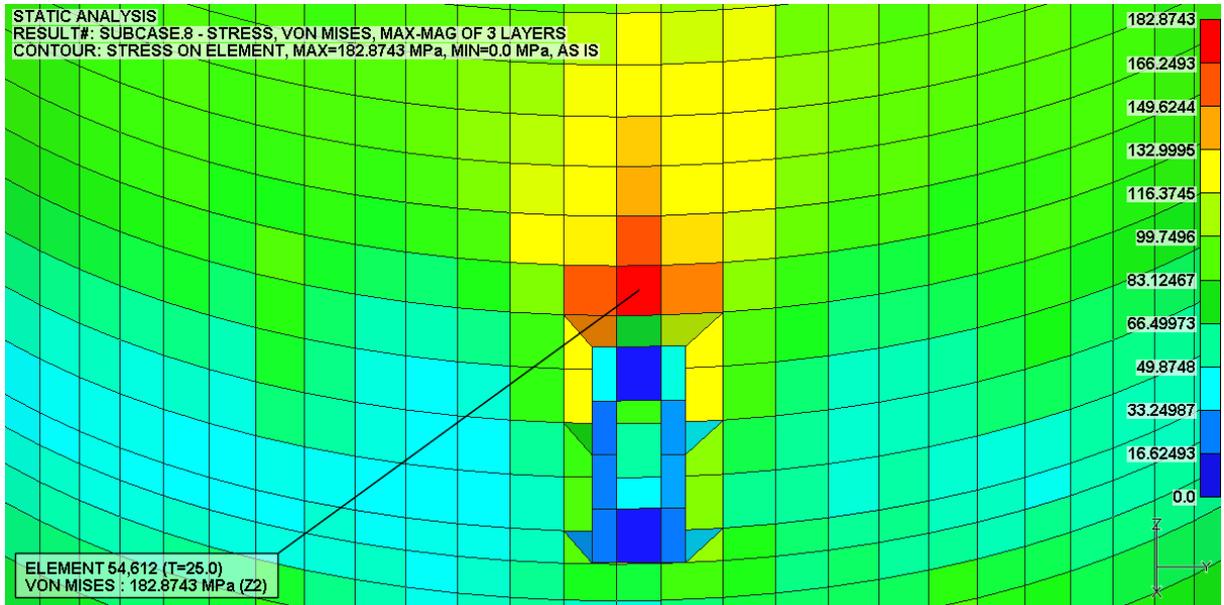


Figure D-144. Max. Von-Mises Stress Plot

D.73. LC 10-1 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.1 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=186.7106 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

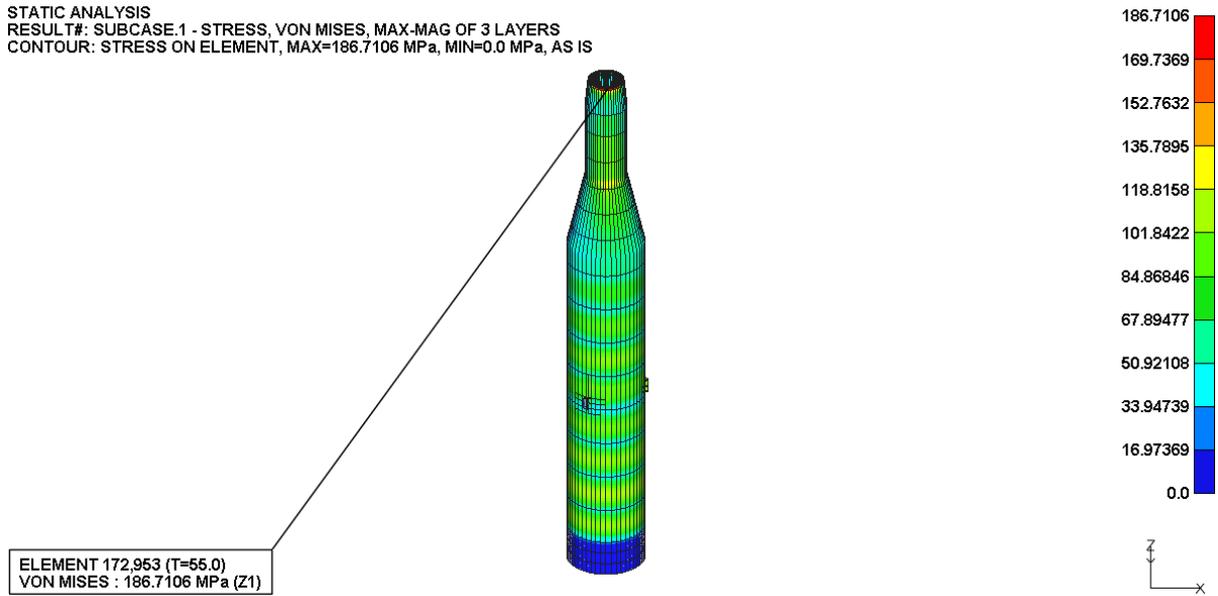


Figure D-145. Von-Mises Stress Plot

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.1 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=186.7106 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

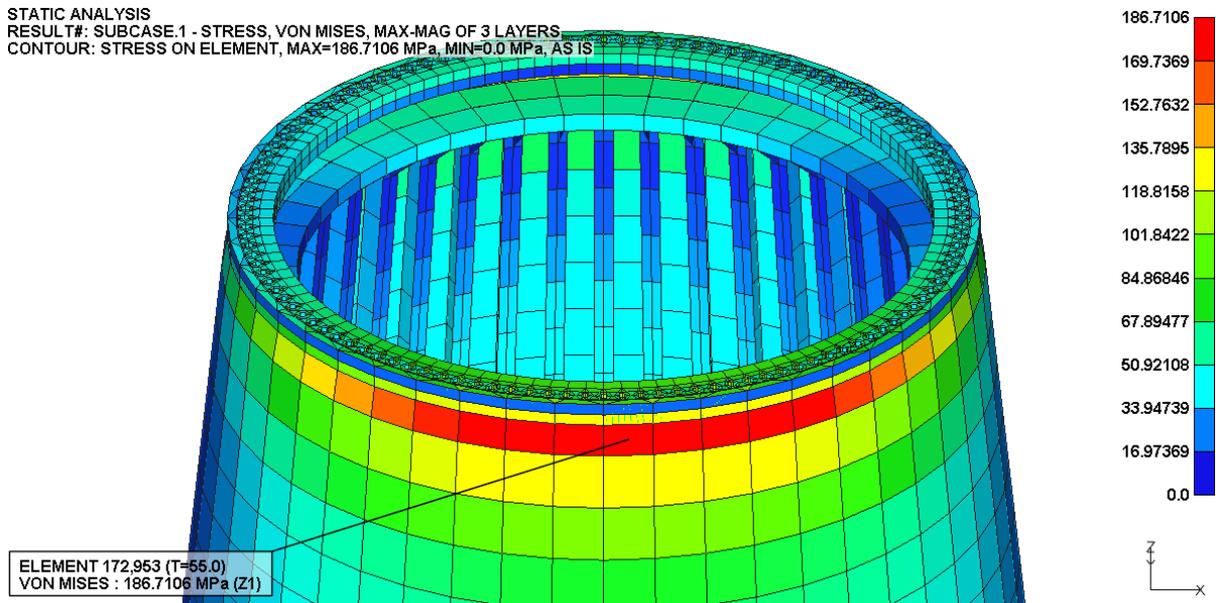


Figure D-146. Max. Von-Mises Stress Plot

D.74. LC 10-2 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.2 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=218.1234 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

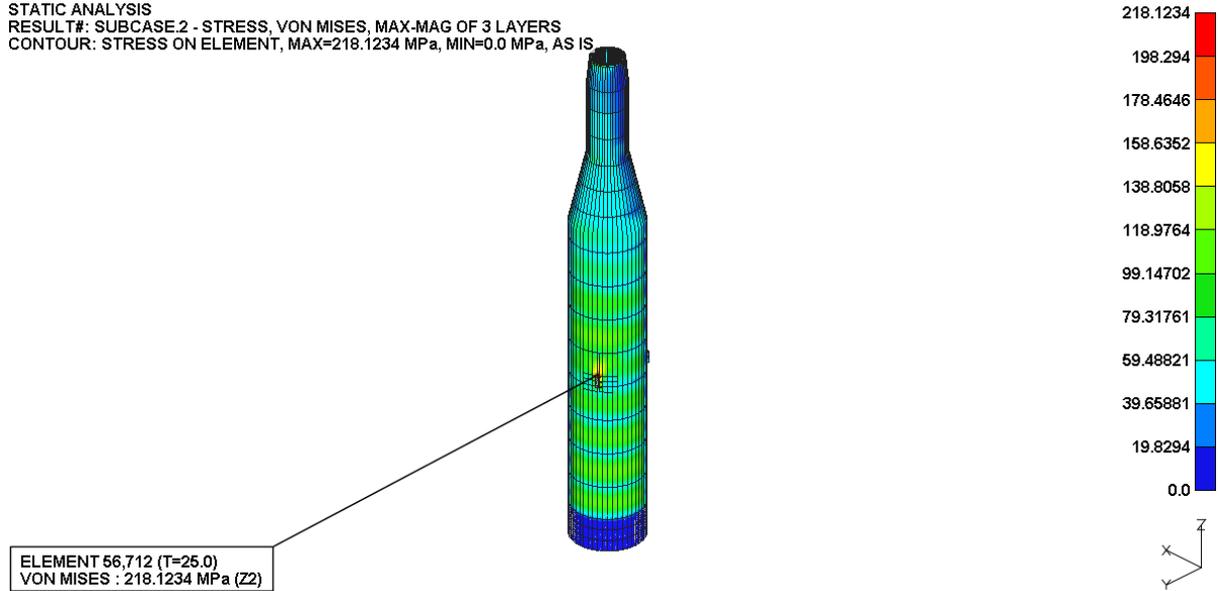


Figure D-147. Von-Mises Stress Plot

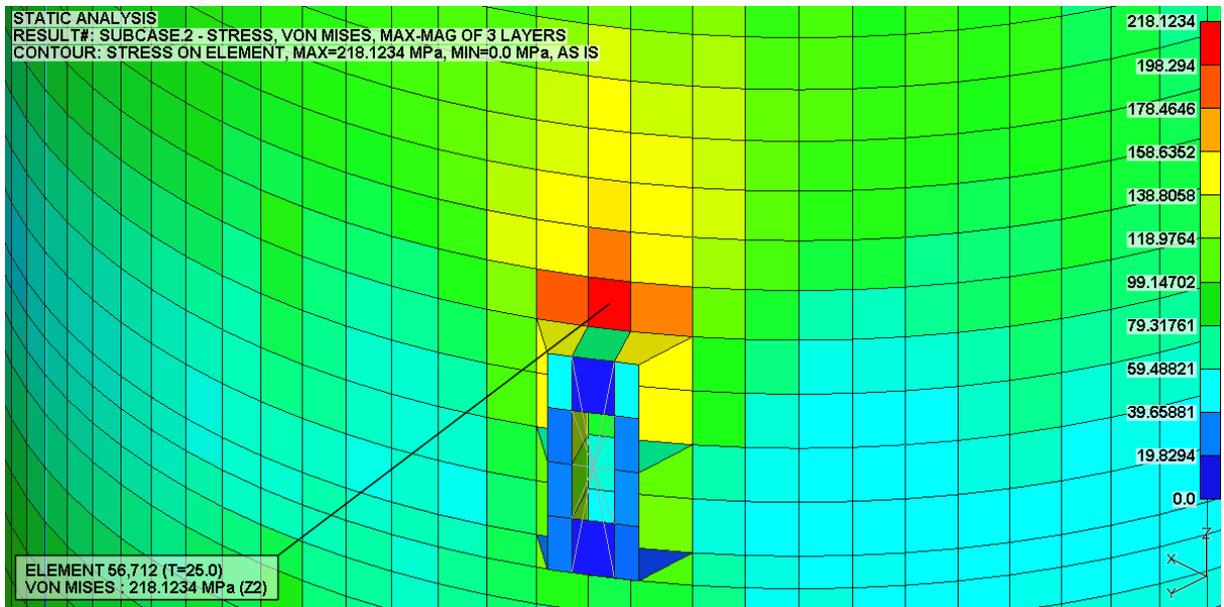


Figure D-148. Max. Von-Mises Stress Plot

D.75. LC 10-3 Result

STATIC ANALYSIS
 RESULT#: SUBCASE.3 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
 CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=156.8066 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

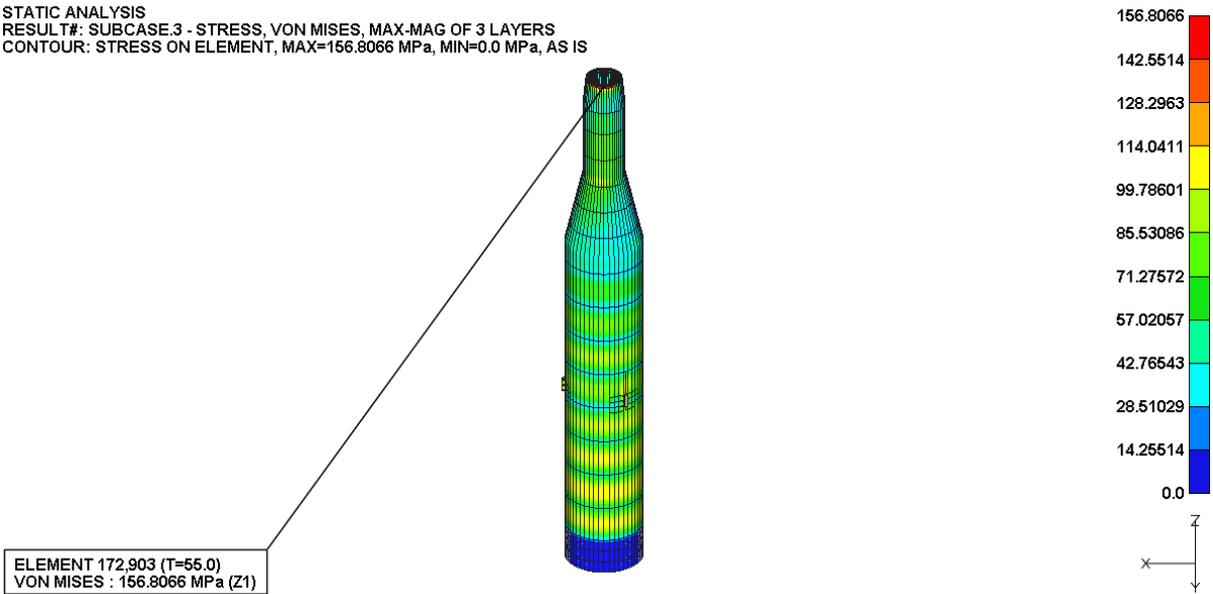


Figure D-149. Von-Mises Stress Plot

STATIC ANALYSIS
 RESULT#: SUBCASE.3 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
 CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=156.8066 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

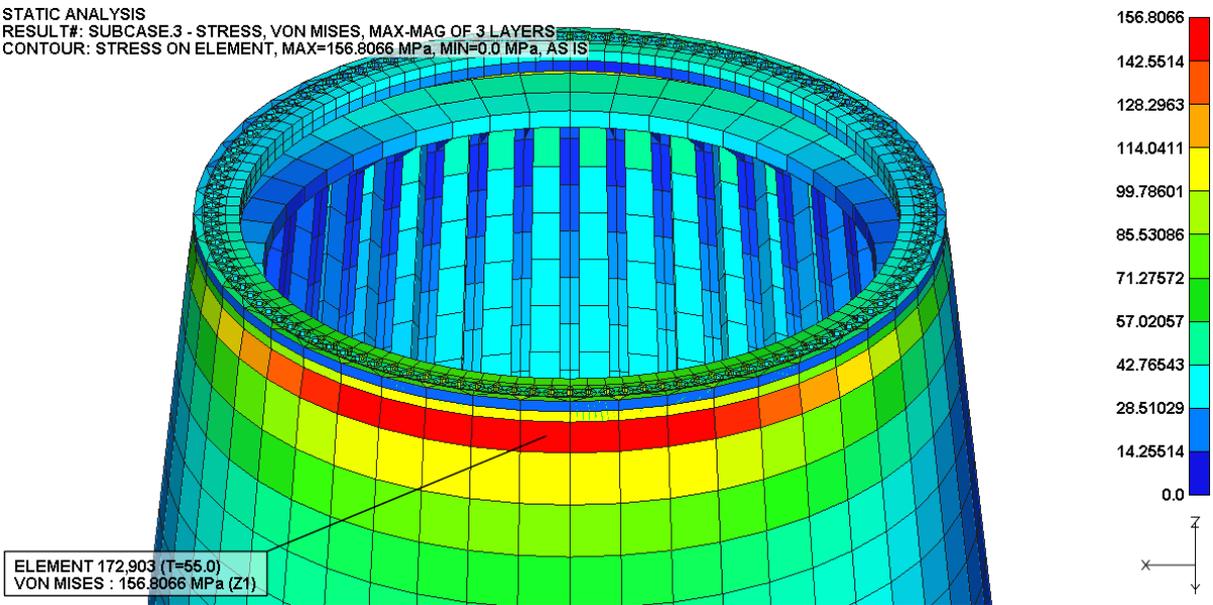


Figure D-150. Max. Von-Mises Stress Plot

D.76. LC 10-4 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.4 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=180.0439 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

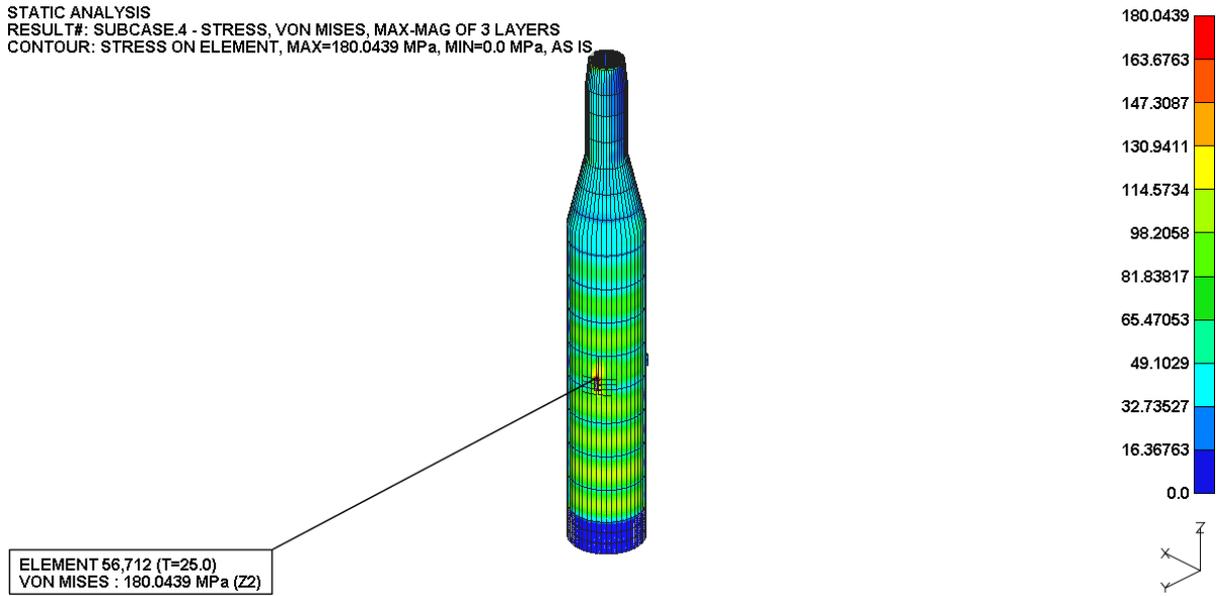


Figure D-151. Von-Mises Stress Plot

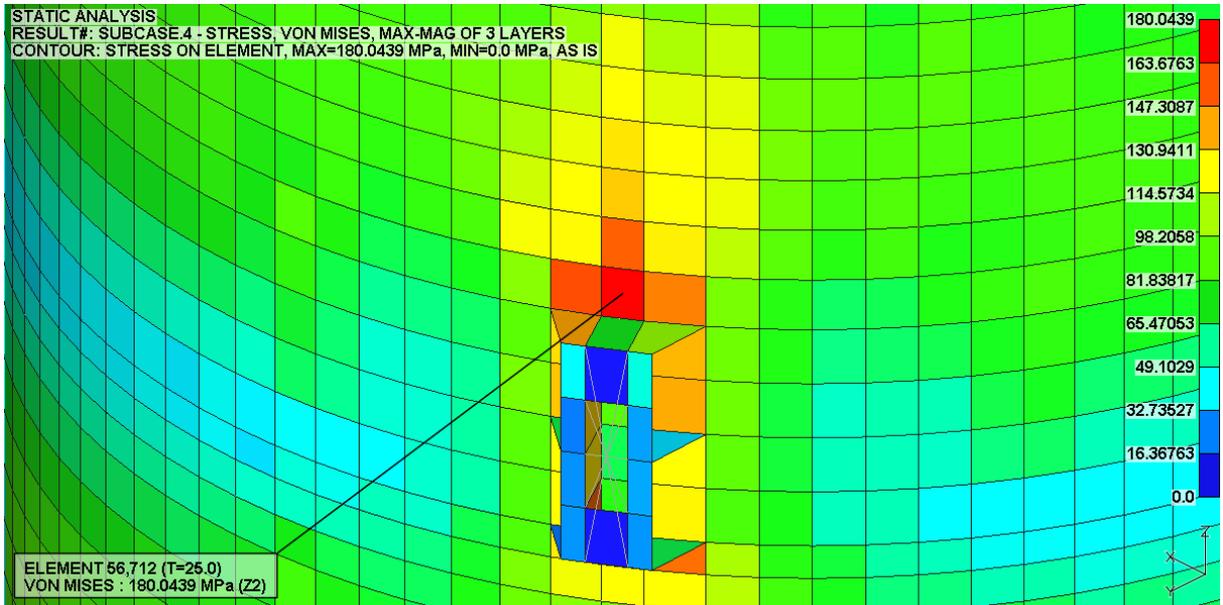


Figure D-152. Max. Von-Mises Stress Plot

D.77. LC 10-5 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.5 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=149.2767 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

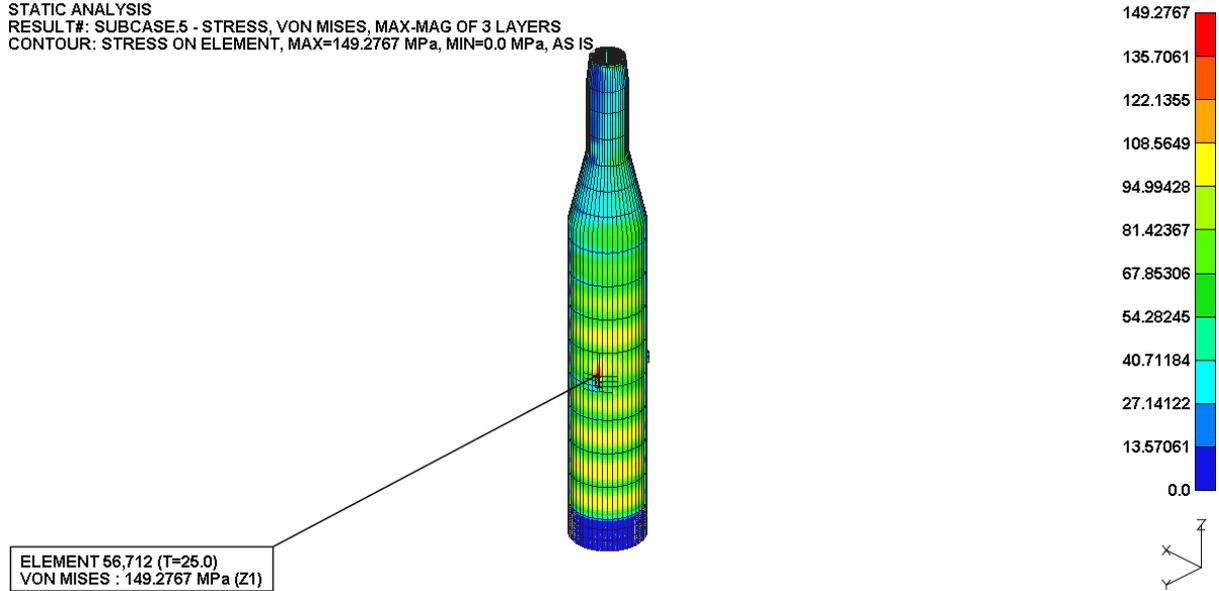


Figure D-153. Von-Mises Stress Plot

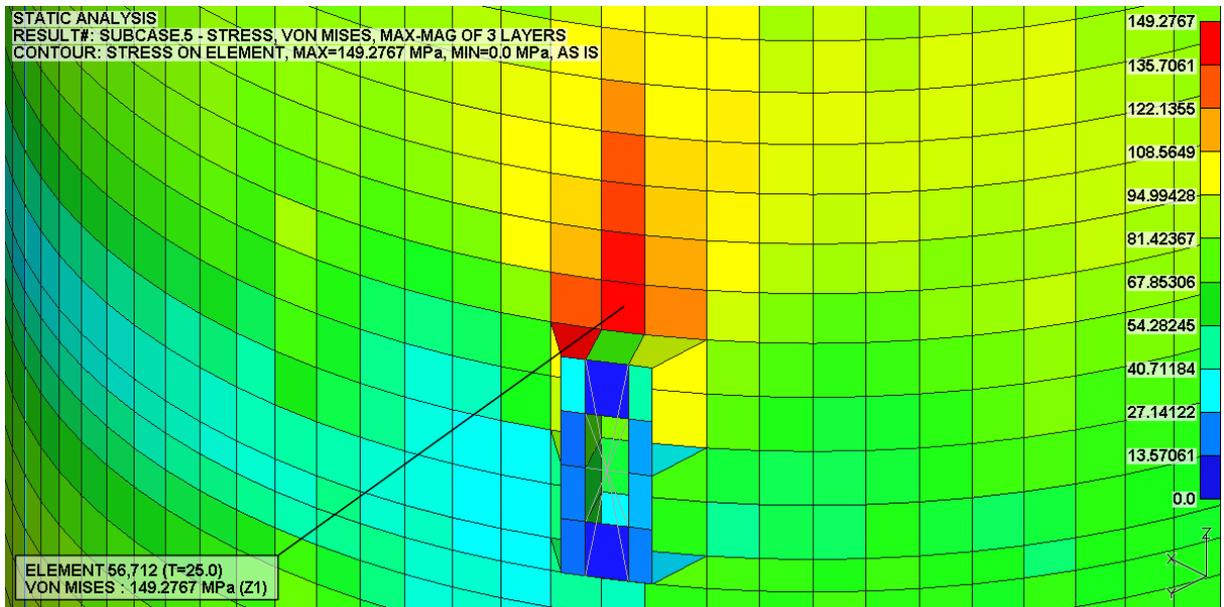


Figure D-154. Max. Von-Mises Stress Plot

D.78. LC 10-6 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.6 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=206.8797 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

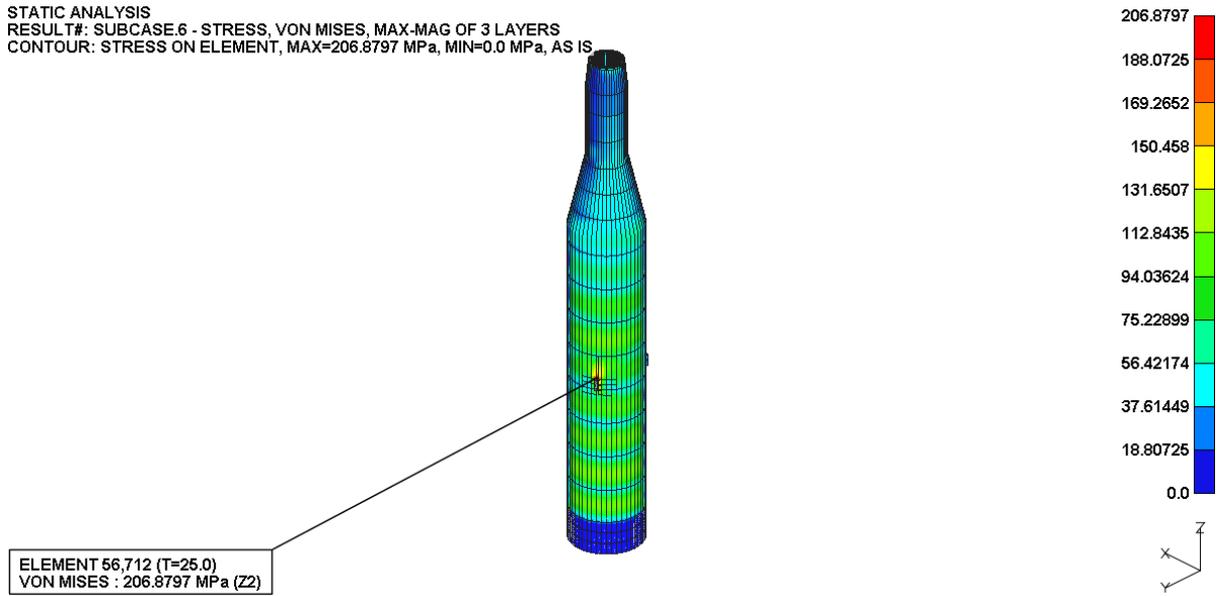


Figure D-155. Von-Mises Stress Plot

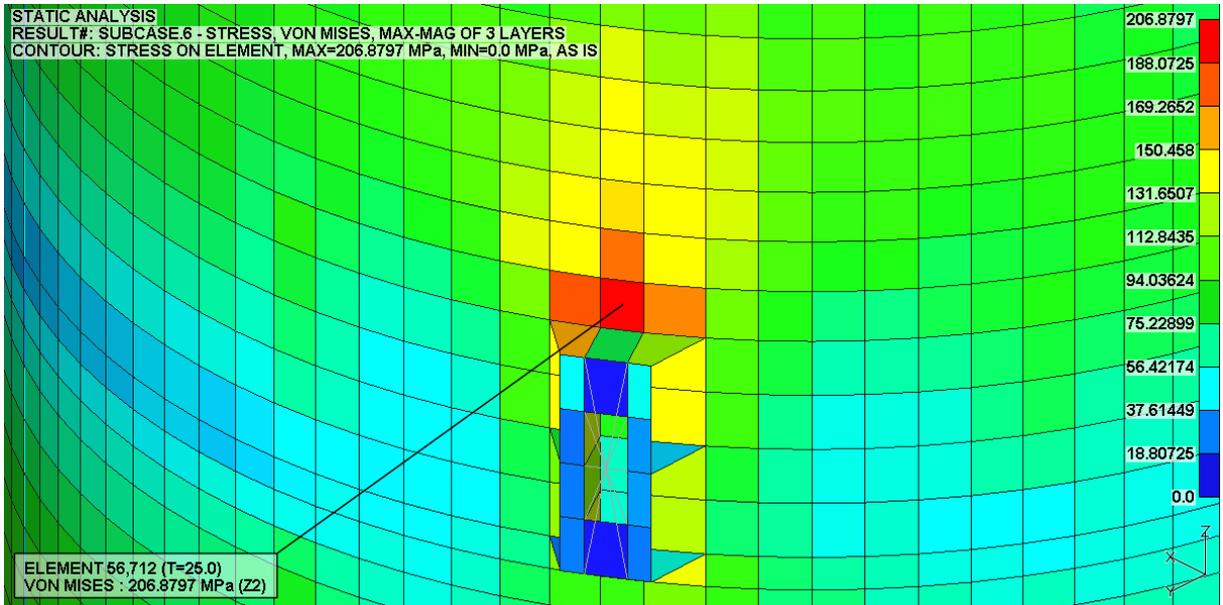


Figure D-156. Max. Von-Mises Stress Plot

D.79. LC 10-7 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.7 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=131.3328 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

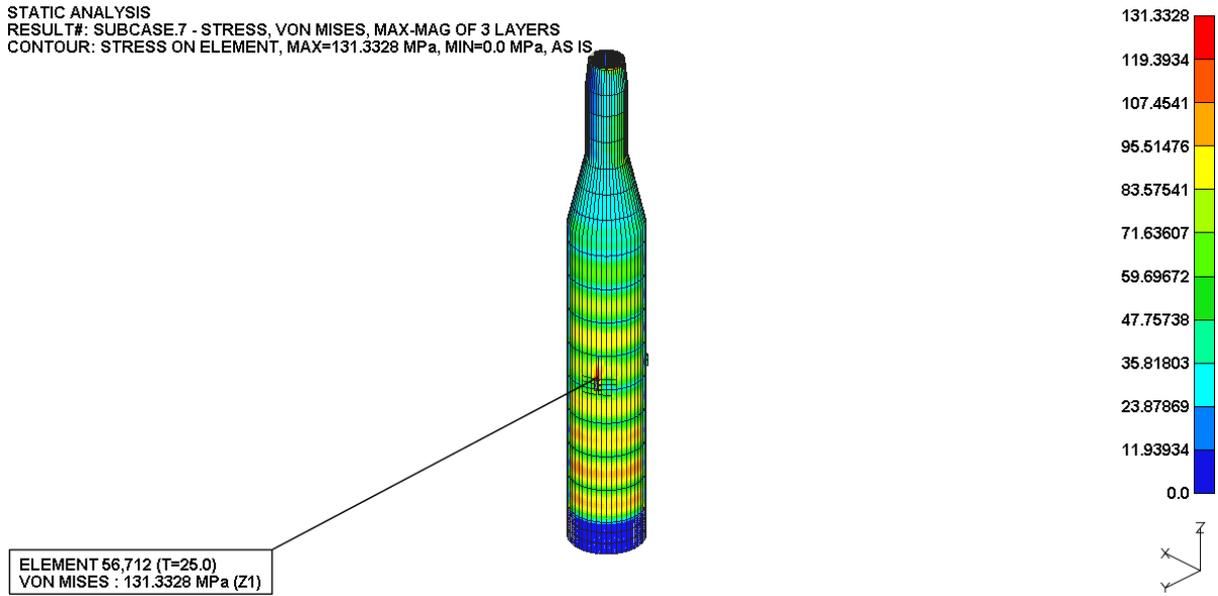


Figure D-157. Von-Mises Stress Plot

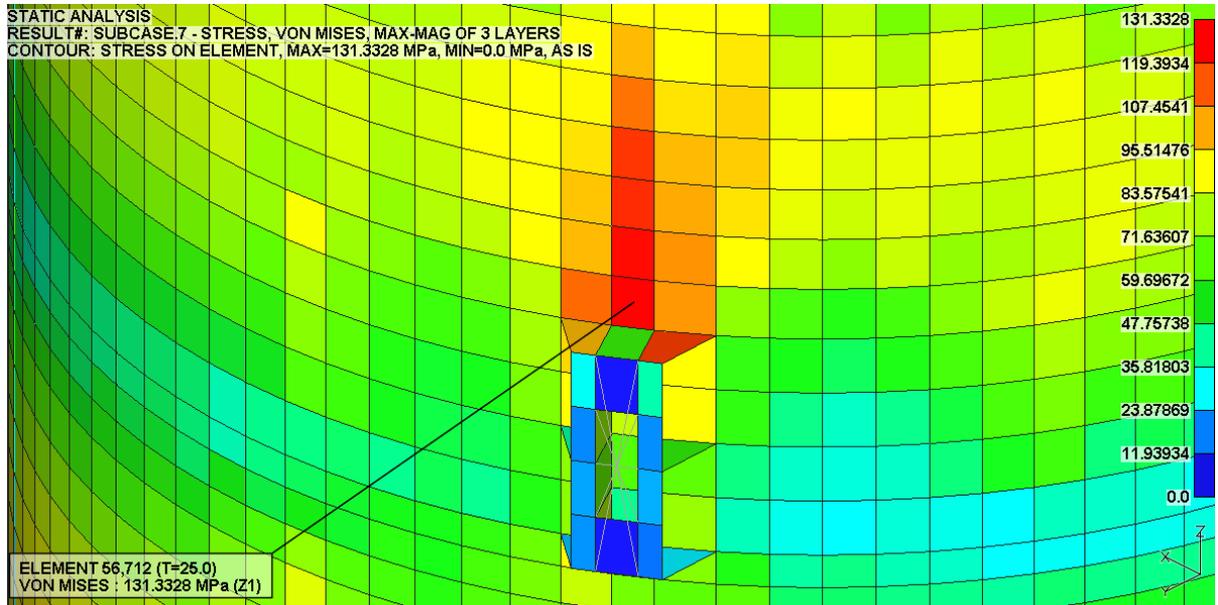


Figure D-158. Max. Von-Mises Stress Plot

D.80. LC 10-8 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.8 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=191.3699 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

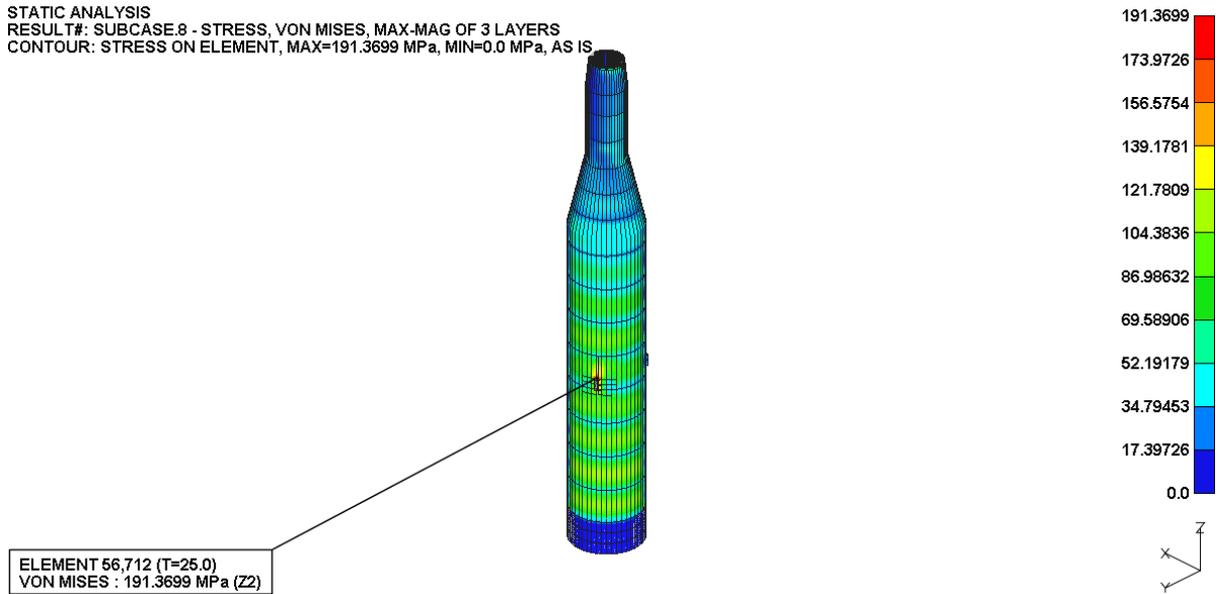


Figure D-159. Von-Mises Stress Plot

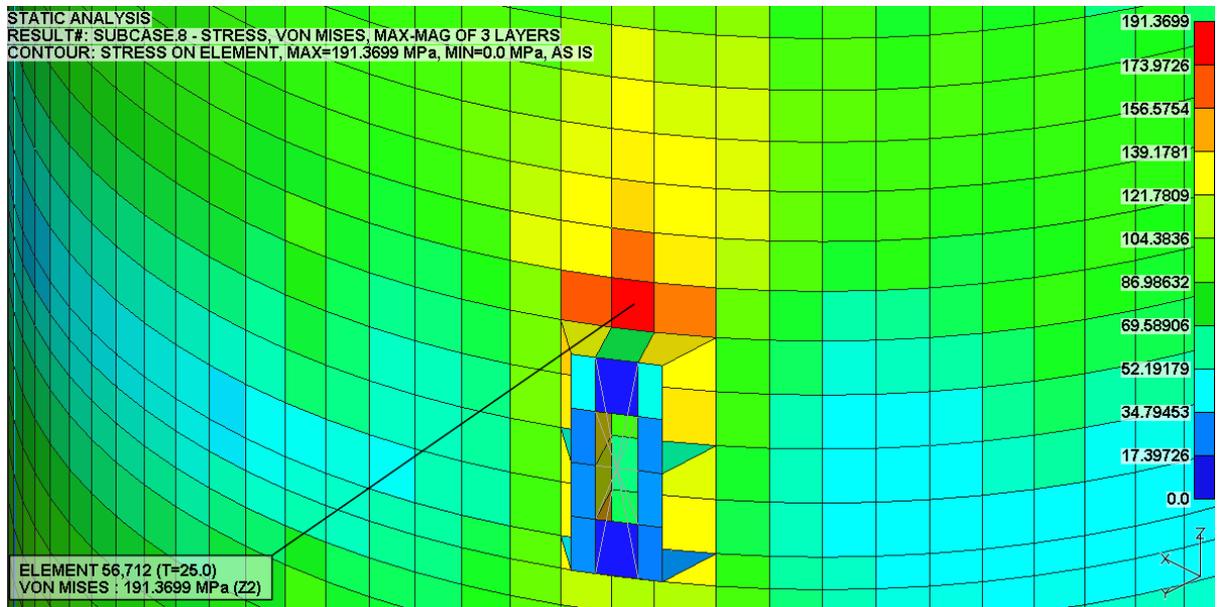


Figure D-160. Max. Von-Mises Stress Plot

D.81. LC 11-1 Result

STATIC ANALYSIS
 RESULT#: SUBCASE.1 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
 CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=184.9077 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

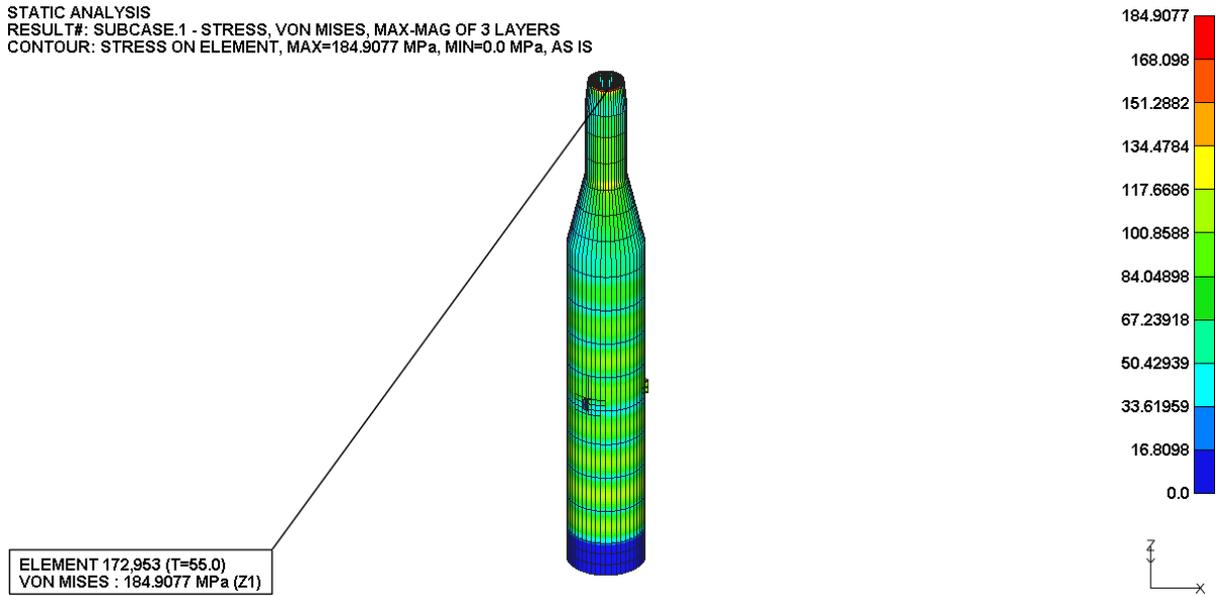


Figure D-161. Von-Mises Stress Plot

STATIC ANALYSIS
 RESULT#: SUBCASE.1 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
 CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=184.9077 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

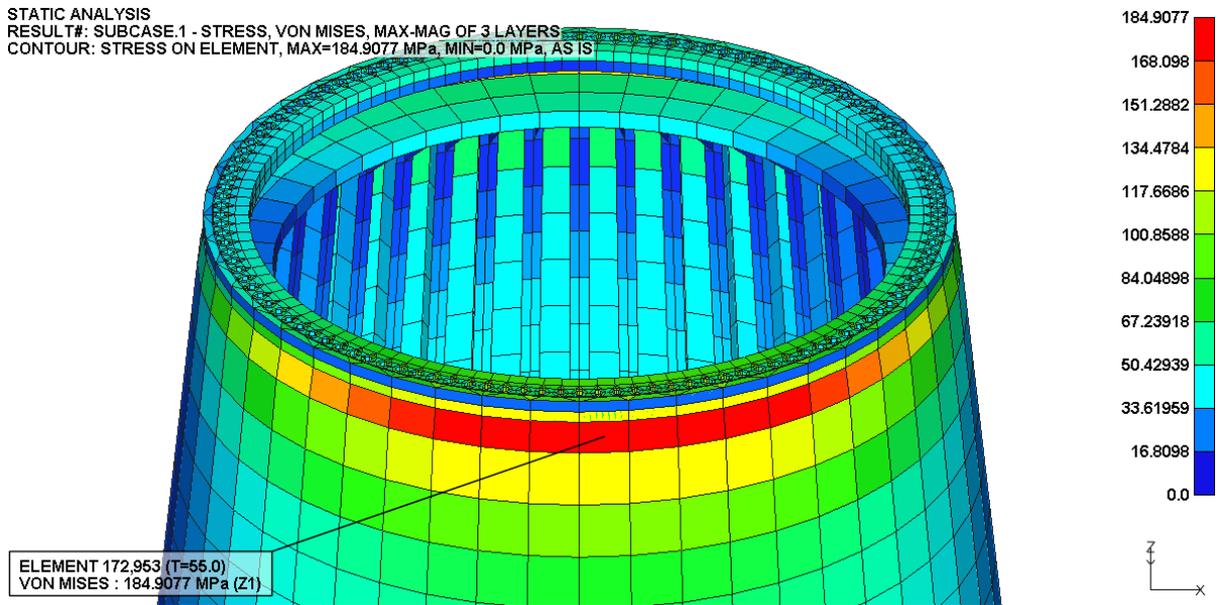


Figure D-162. Max. Von-Mises Stress Plot

D.82. LC 11-2 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.2 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=217.7347 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

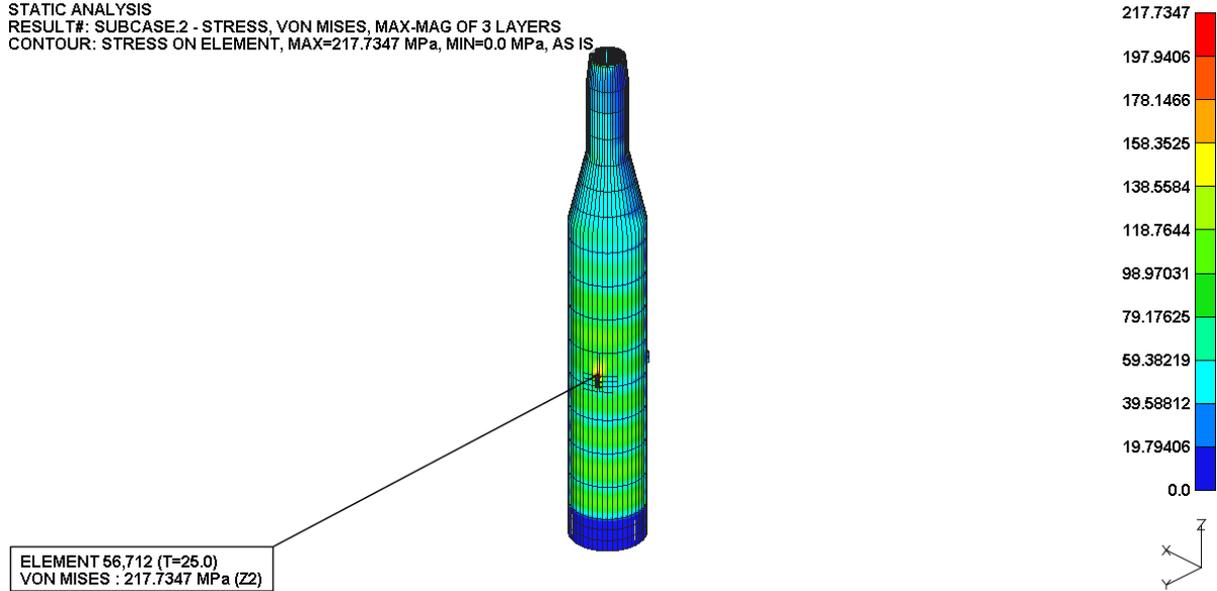


Figure D-163. Von-Mises Stress Plot

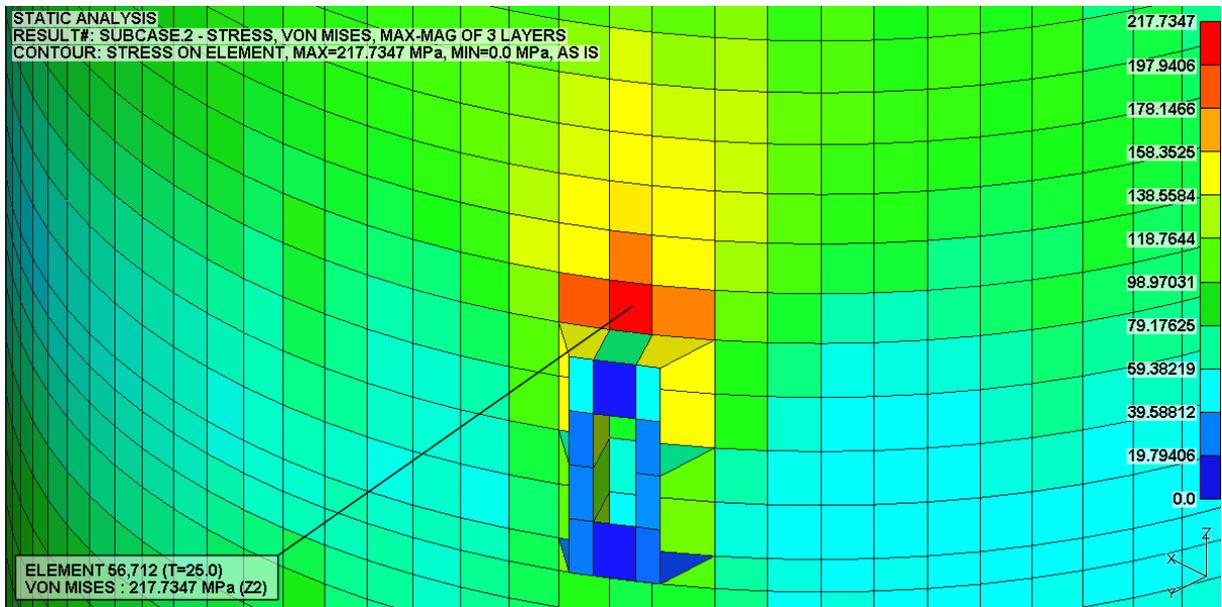


Figure D-164. Max. Von-Mises Stress Plot

D.83. LC 11-3 Result

STATIC ANALYSIS
 RESULT#: SUBCASE.3 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
 CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=155.0038 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

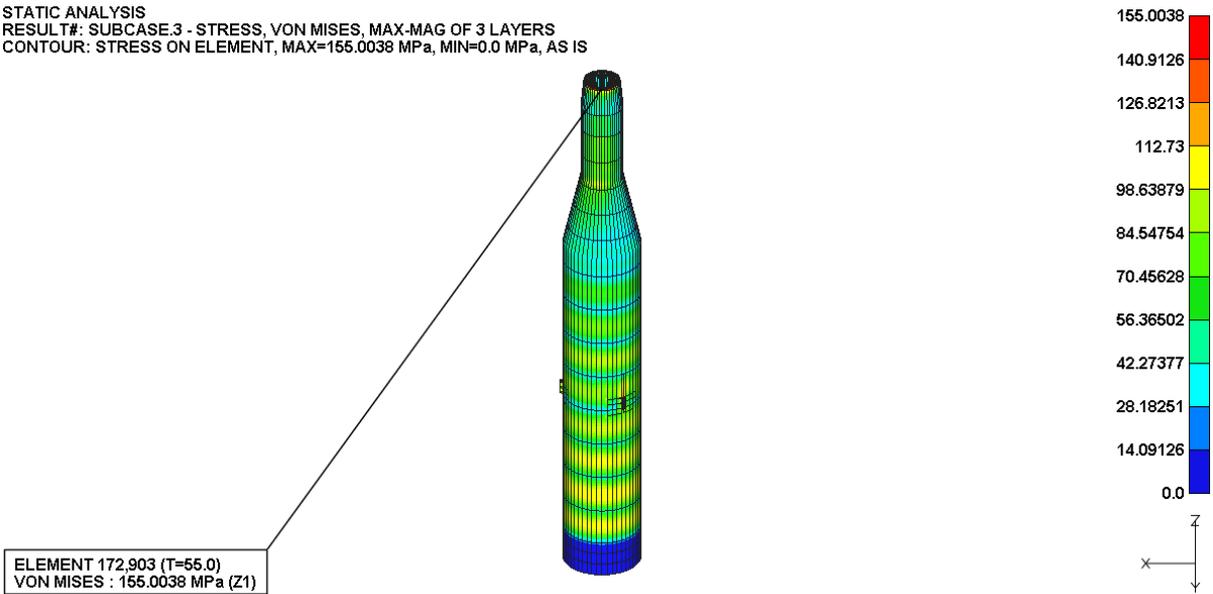


Figure D-165. Von-Mises Stress Plot

STATIC ANALYSIS
 RESULT#: SUBCASE.3 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
 CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=155.0038 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

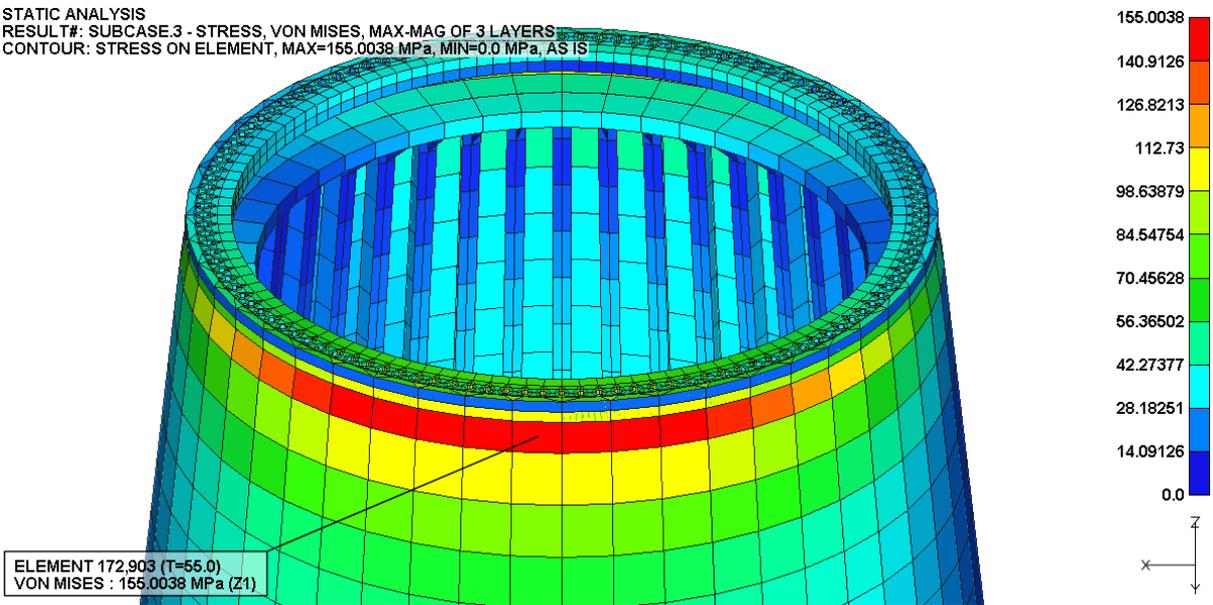


Figure D-166. Max. Von-Mises Stress Plot

D.84. LC 11-4 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.4 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=180.4067 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

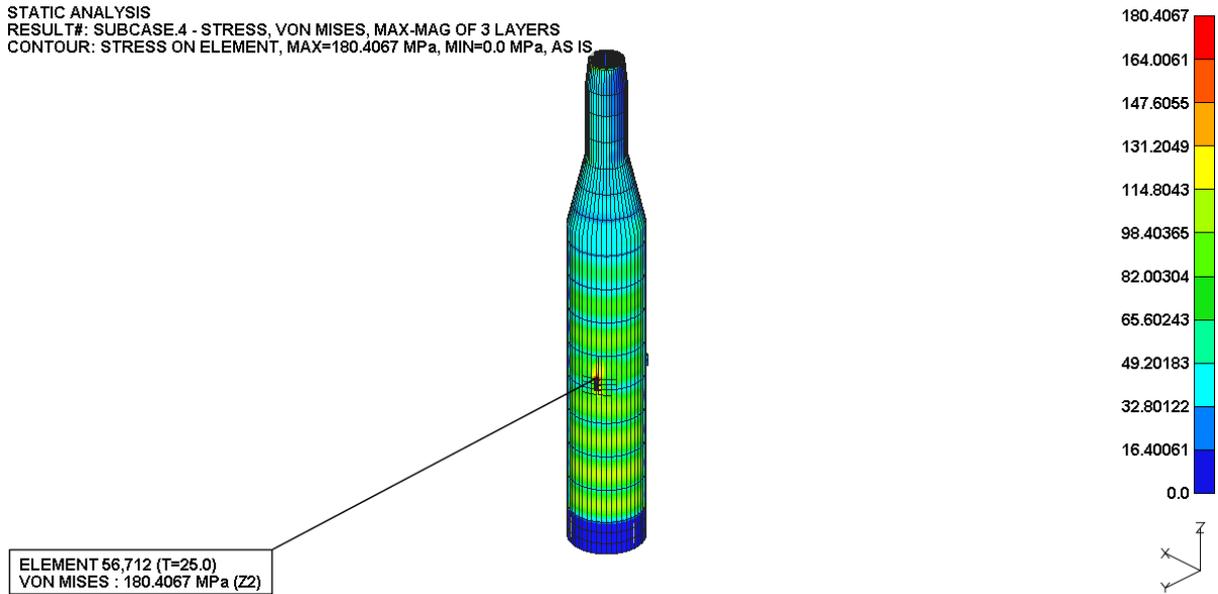


Figure D-167. Von-Mises Stress Plot

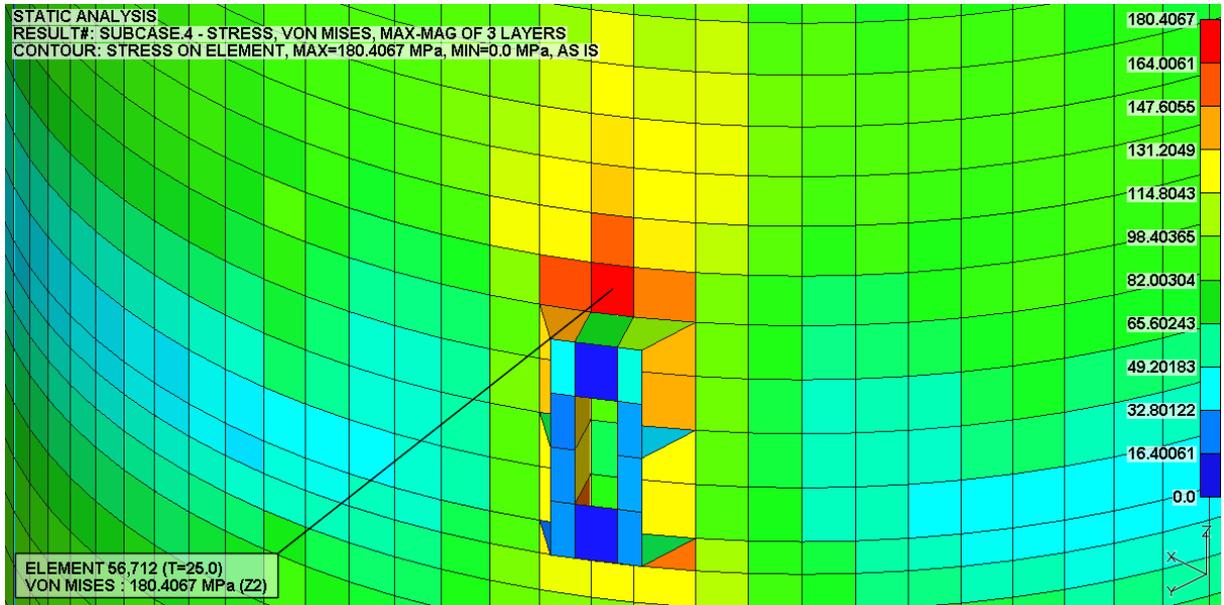


Figure D-168. Max. Von-Mises Stress Plot

D.85. LC 11-5 Result

STATIC ANALYSIS
 RESULT#: SUBCASE.5 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
 CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=149.4771 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

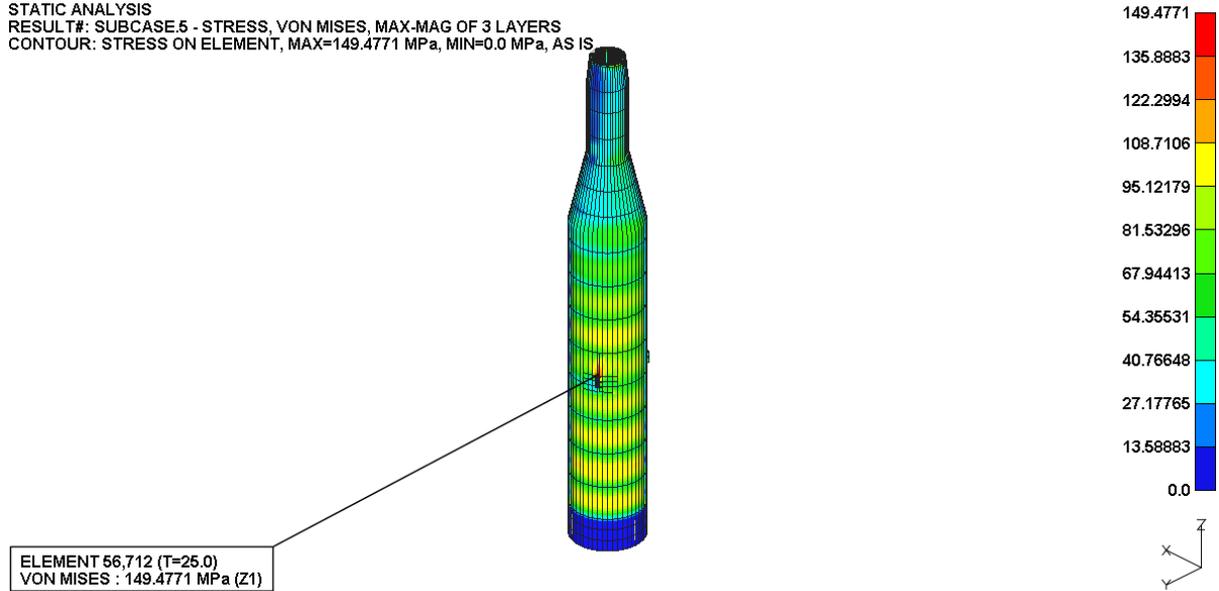


Figure D-169. Von-Mises Stress Plot

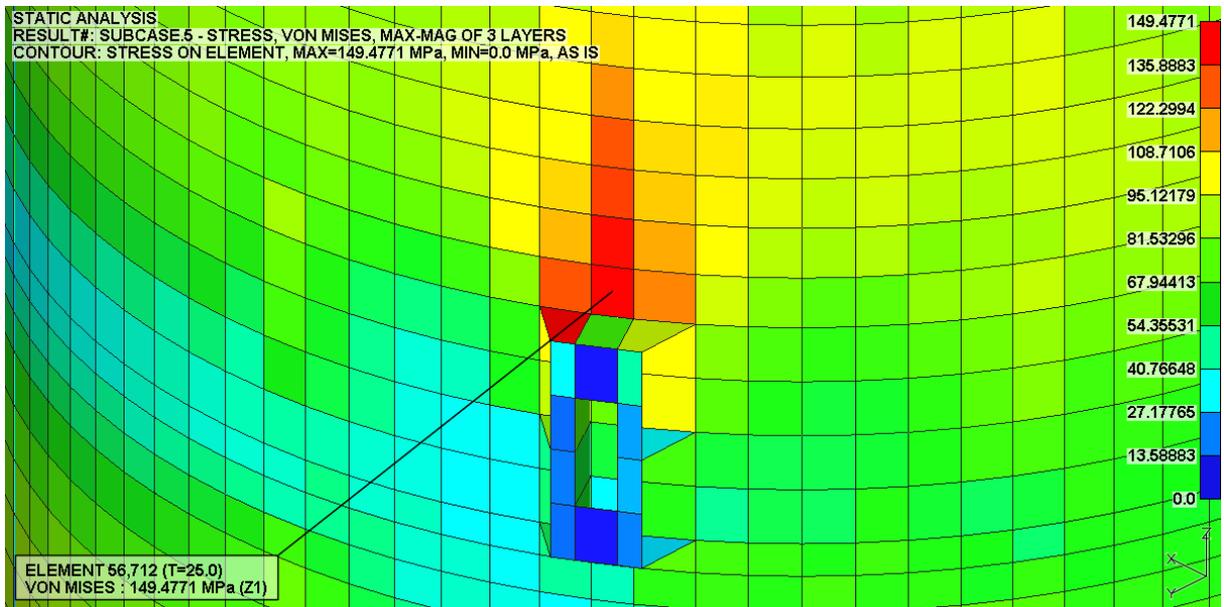


Figure D-170. Max. Von-Mises Stress Plot

D.86. LC 11-6 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.6 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=206.9998 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

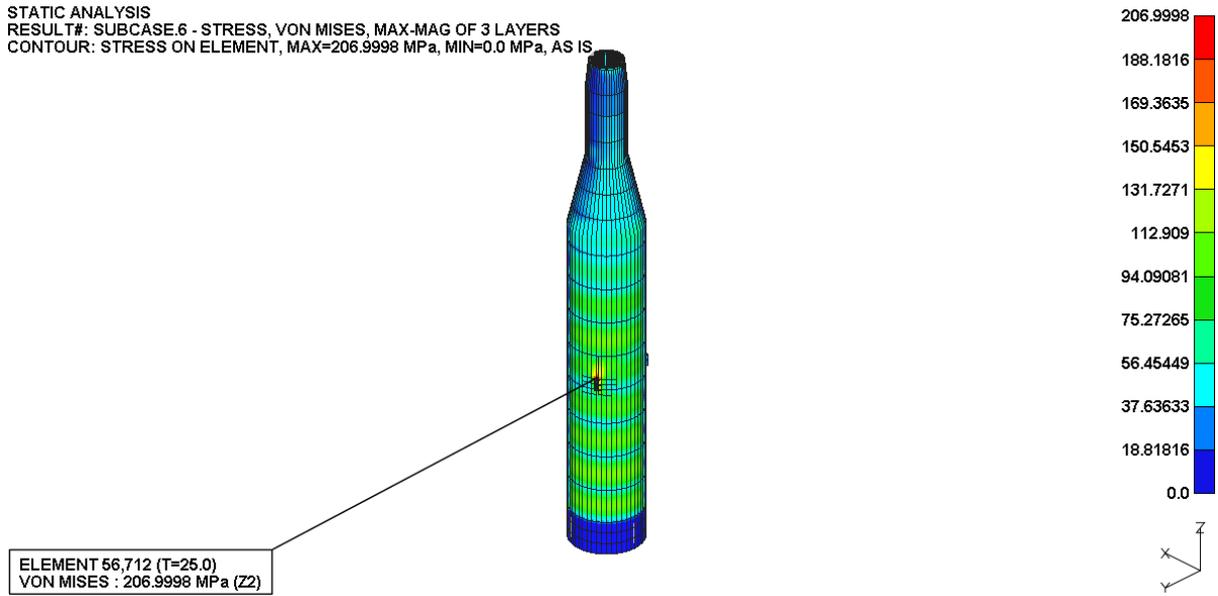


Figure D-171. Von-Mises Stress Plot

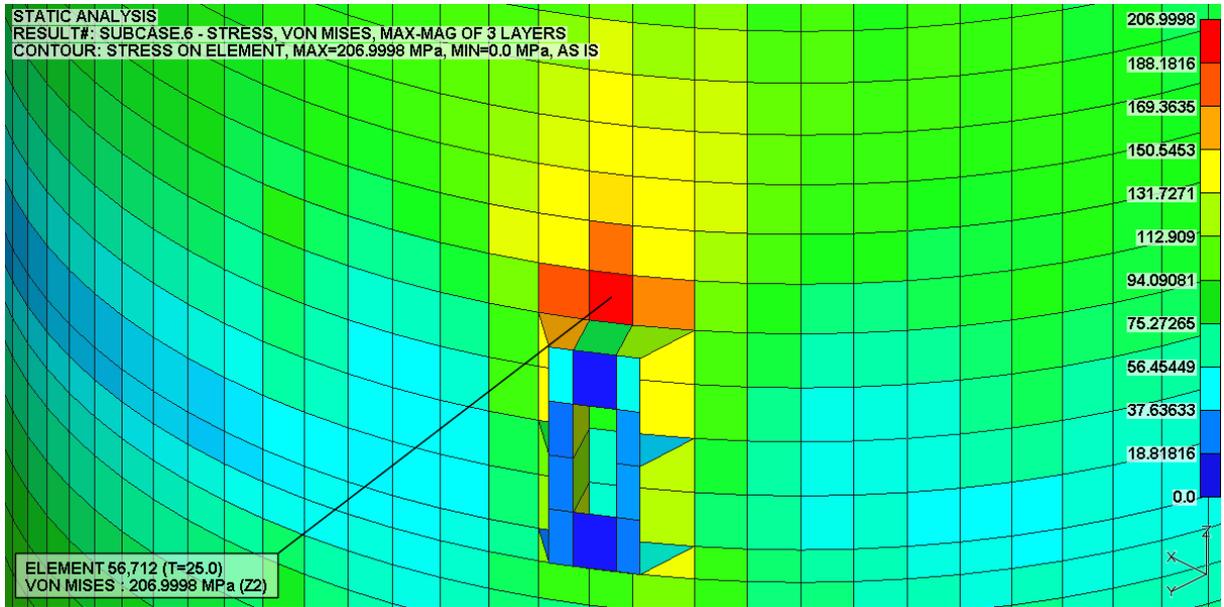


Figure D-172. Max. Von-Mises Stress Plot

D.87. LC 11-7 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.7 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=131.1848 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

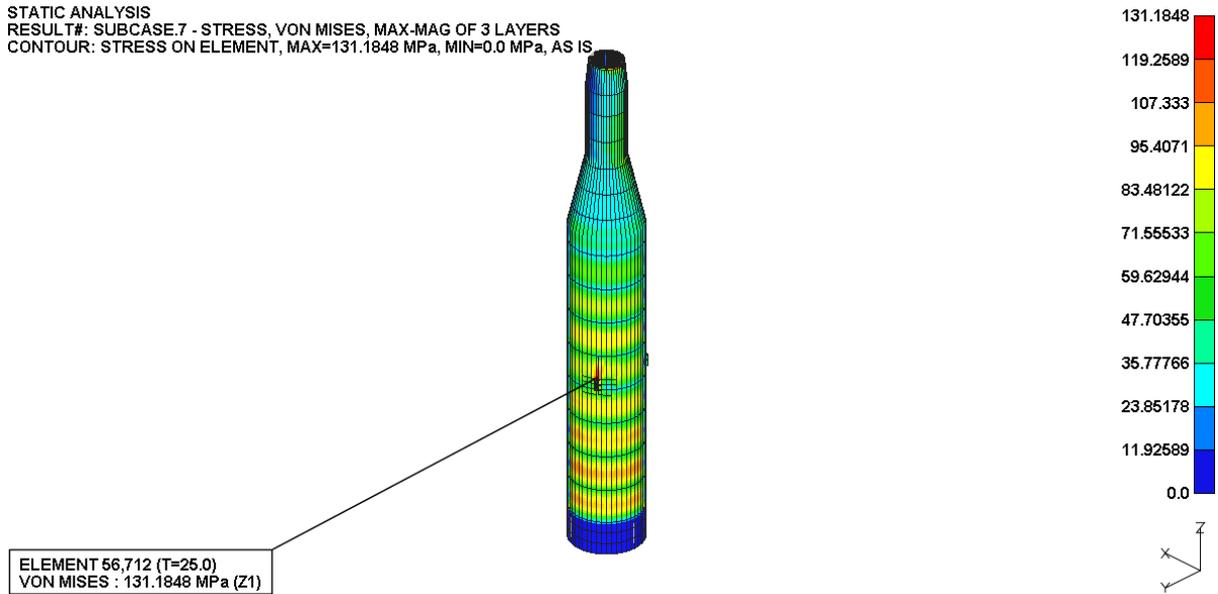


Figure D-173. Von-Mises Stress Plot

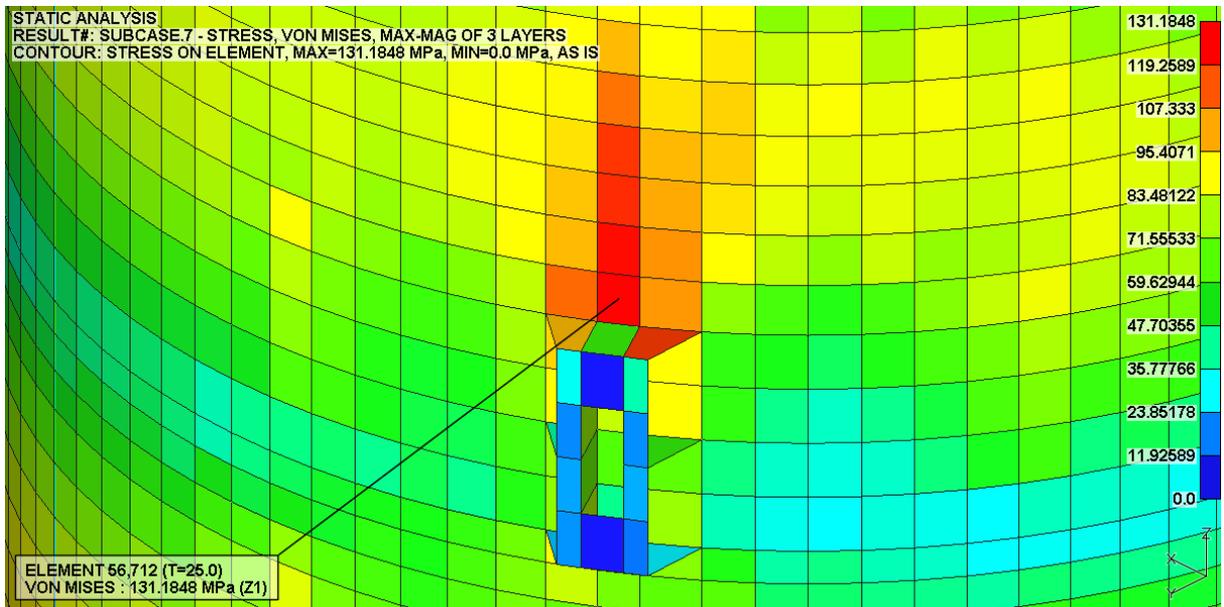


Figure D-174. Max. Von-Mises Stress Plot

D.88. LC 11-8 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.8 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=191.2623 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

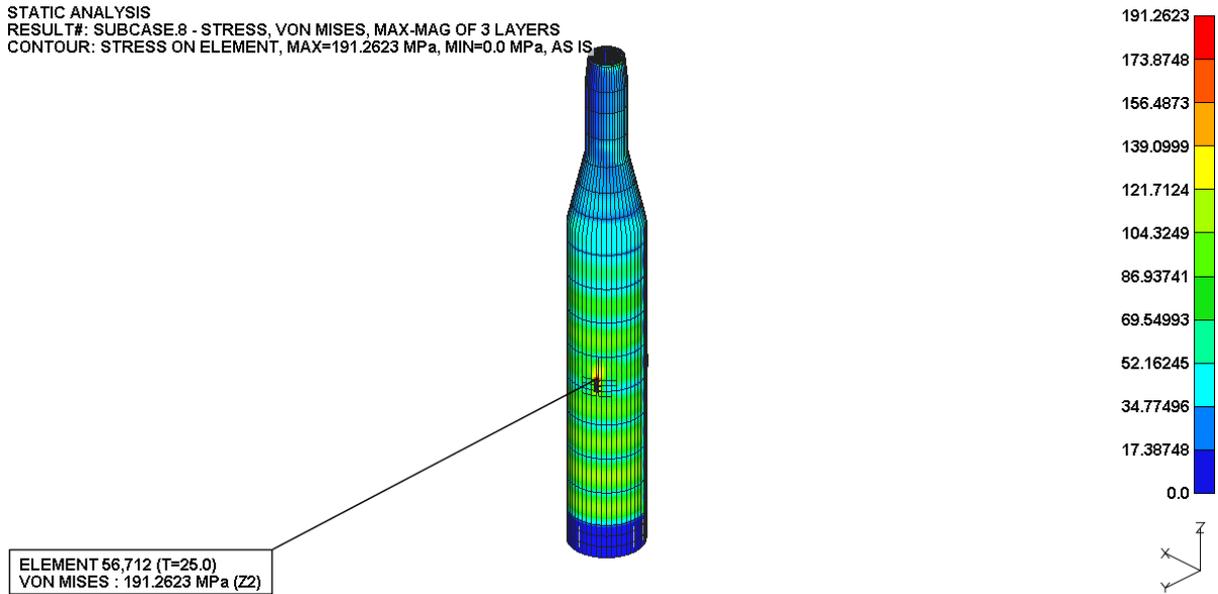


Figure D-175. Von-Mises Stress Plot

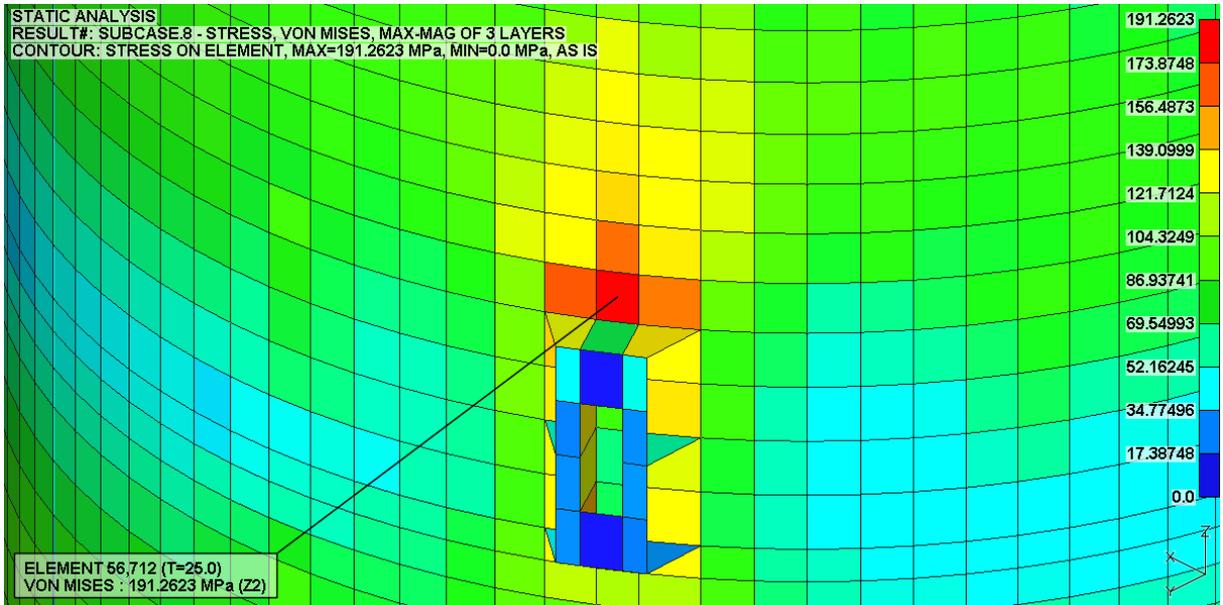


Figure D-176. Max. Von-Mises Stress Plot

D.89. LC 12-1 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.1 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=141.6455 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

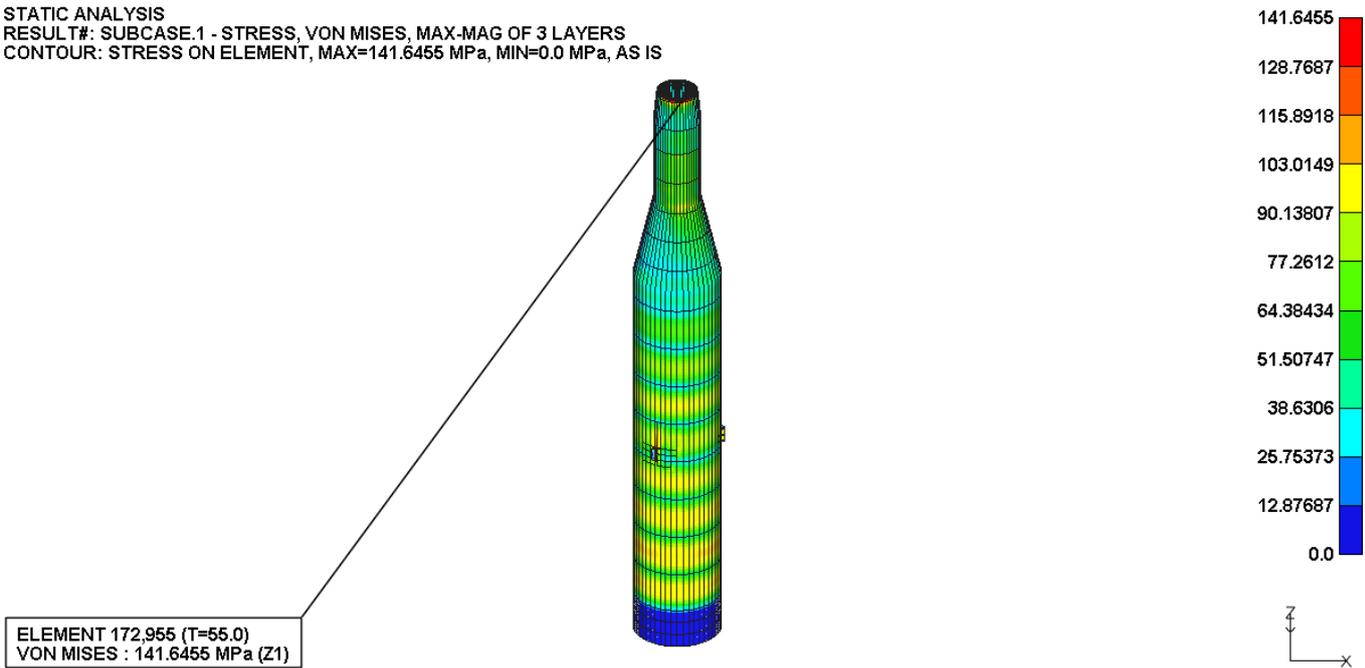


Figure D-177. Von-Mises Stress Plot

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.1 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=141.6455 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

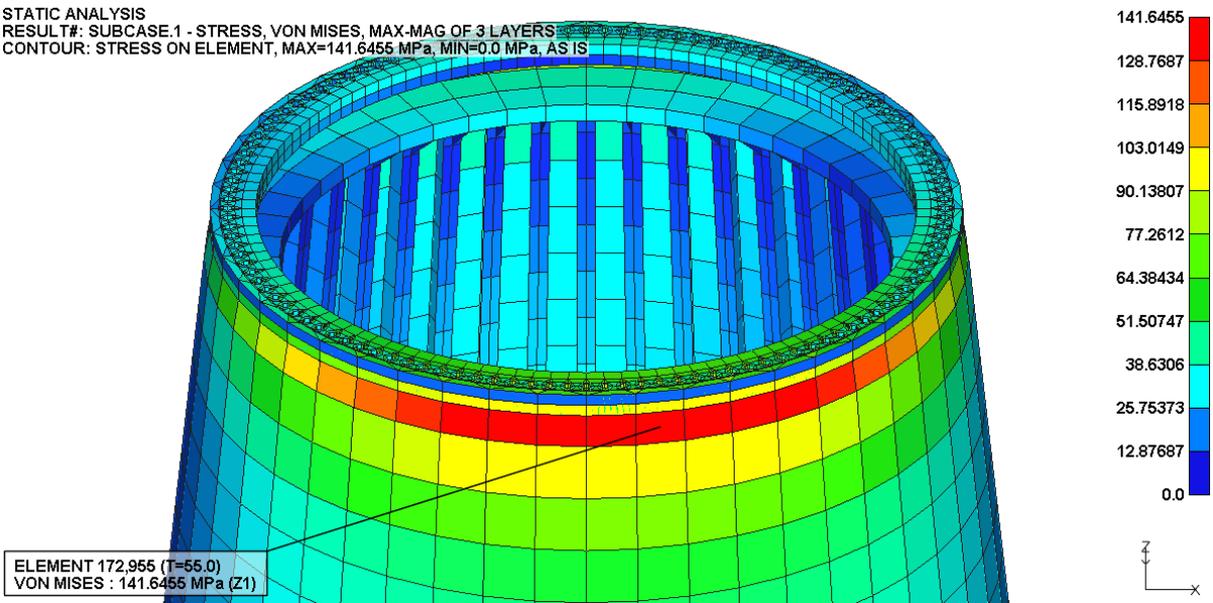


Figure D-178. Max. Von-Mises Stress Plot

D.90. LC 12-2 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.2 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=180.6867 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

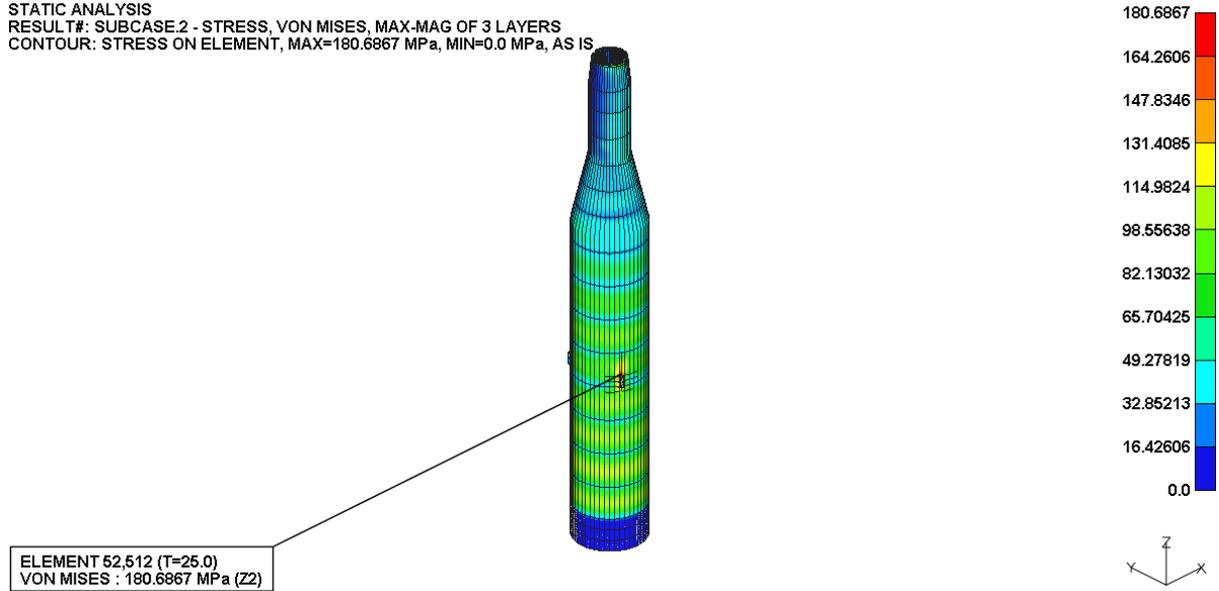


Figure D-179. Von-Mises Stress Plot

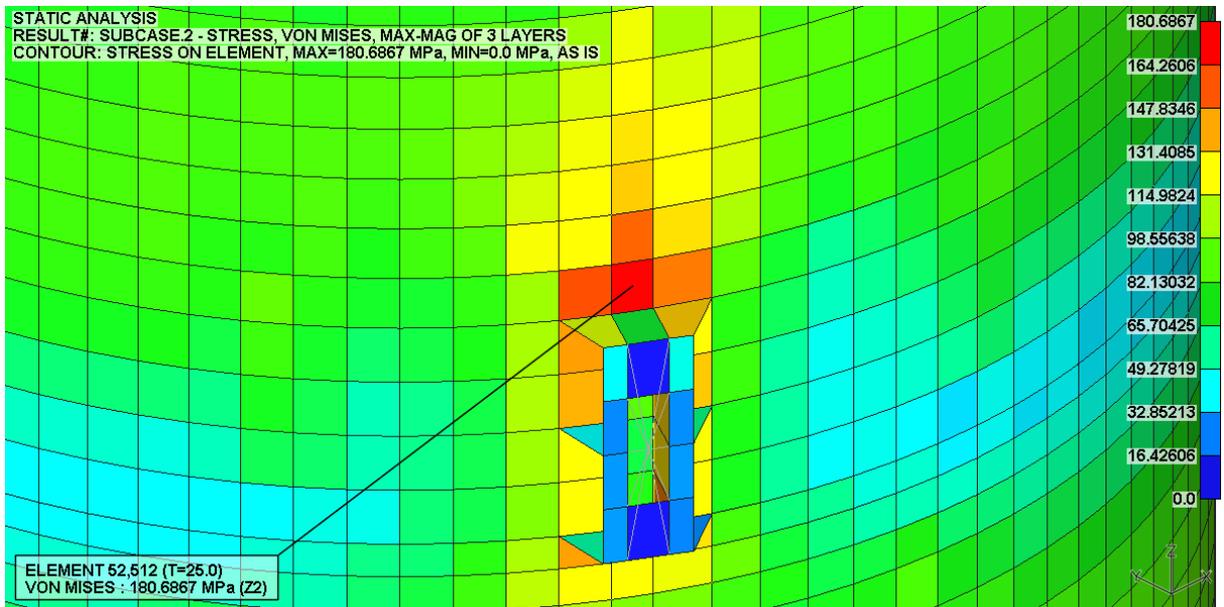


Figure D-180. Max. Von-Mises Stress Plot

D.91. LC 12-3 Result

STATIC ANALYSIS
 RESULT#: SUBCASE.3 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
 CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=171.4154 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

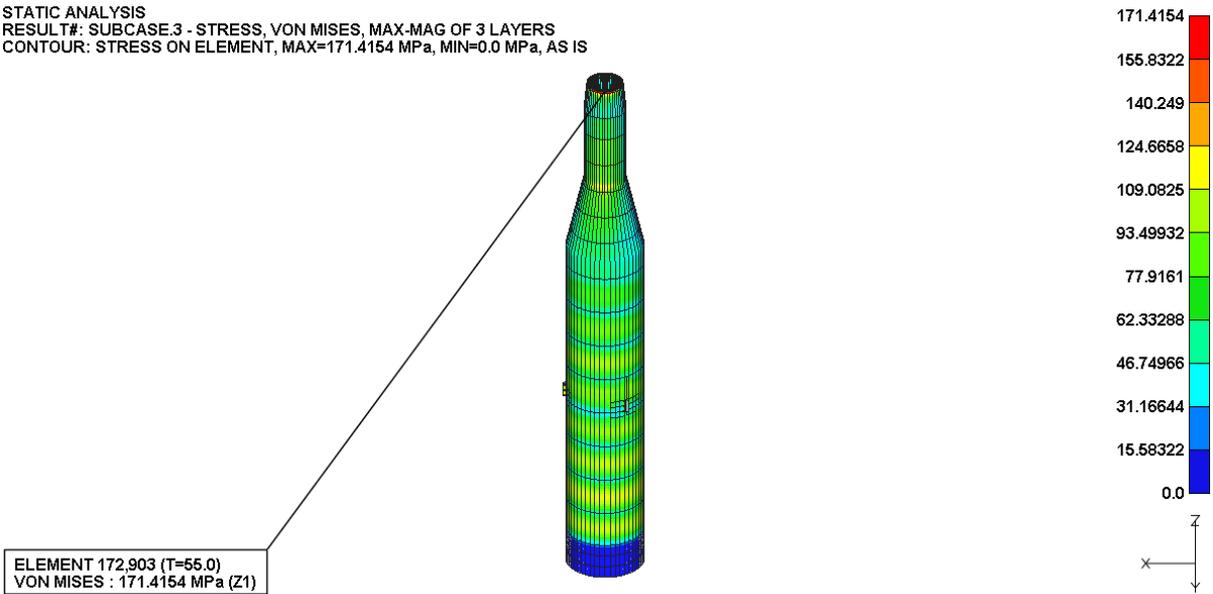


Figure D-181. Von-Mises Stress Plot

STATIC ANALYSIS
 RESULT#: SUBCASE.3 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
 CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=171.4154 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

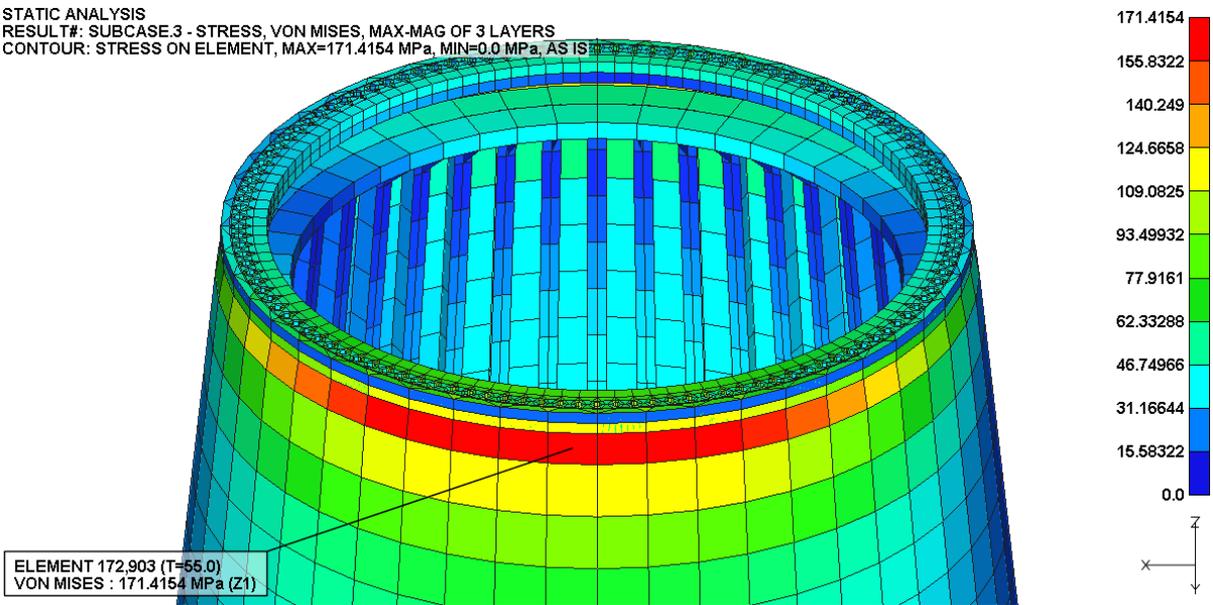


Figure D-182. Max. Von-Mises Stress Plot

D.92. LC 12-4 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.4 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=214.789 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

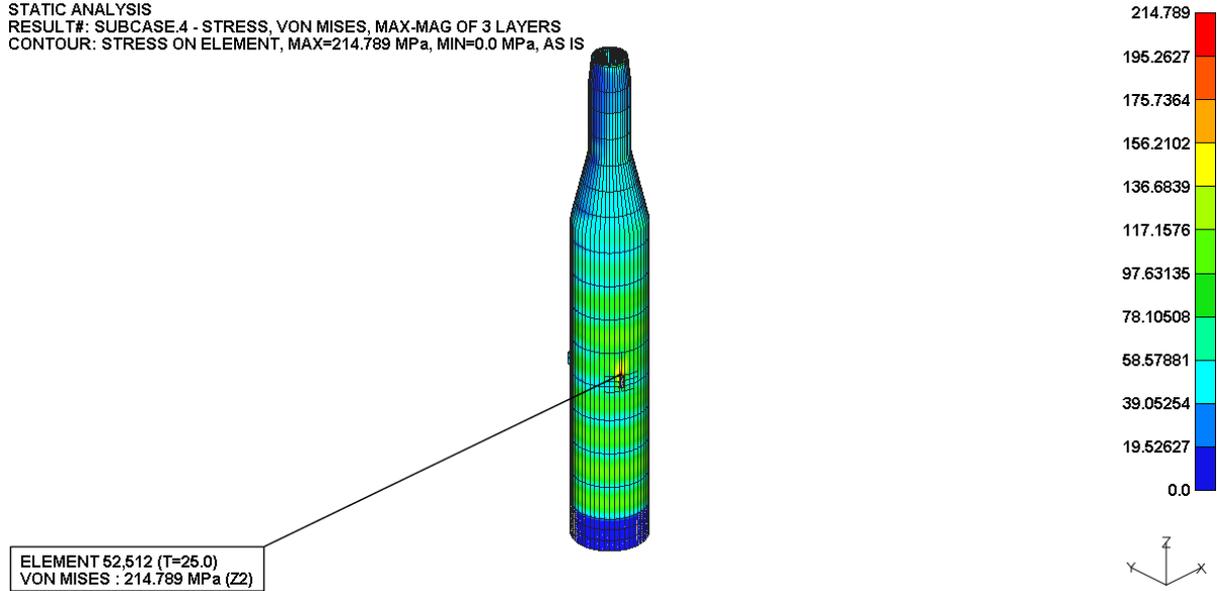


Figure D-183. Von-Mises Stress Plot

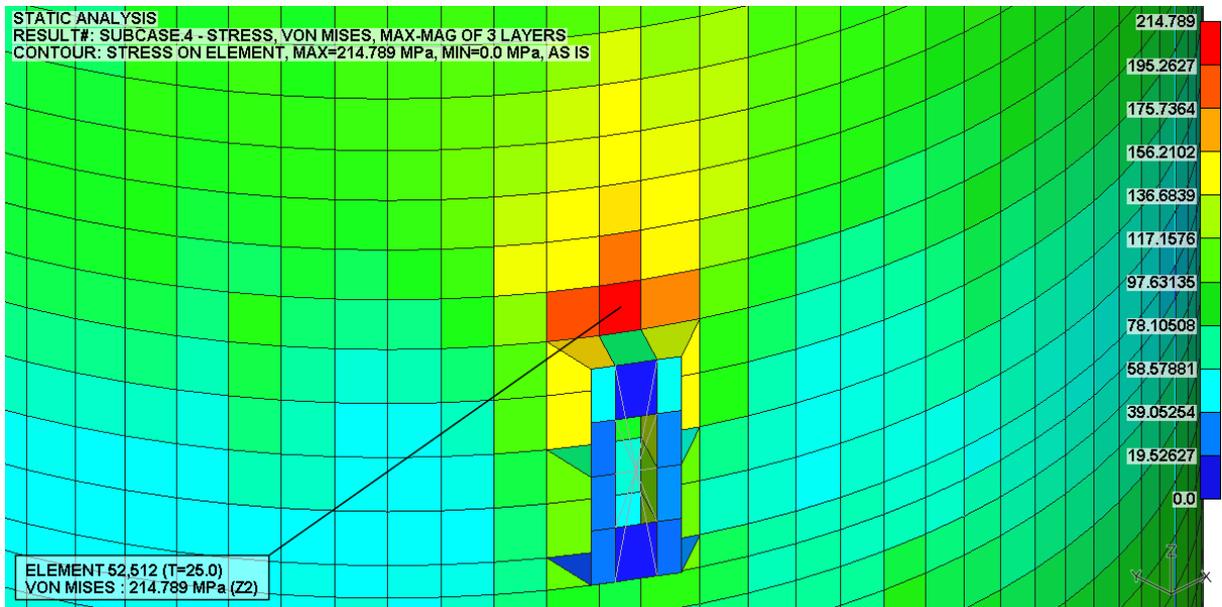


Figure D-184. Max. Von-Mises Stress Plot

D.93. LC 12-5 Result

STATIC ANALYSIS
 RESULT#: SUBCASE.5 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
 CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=145.4726 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

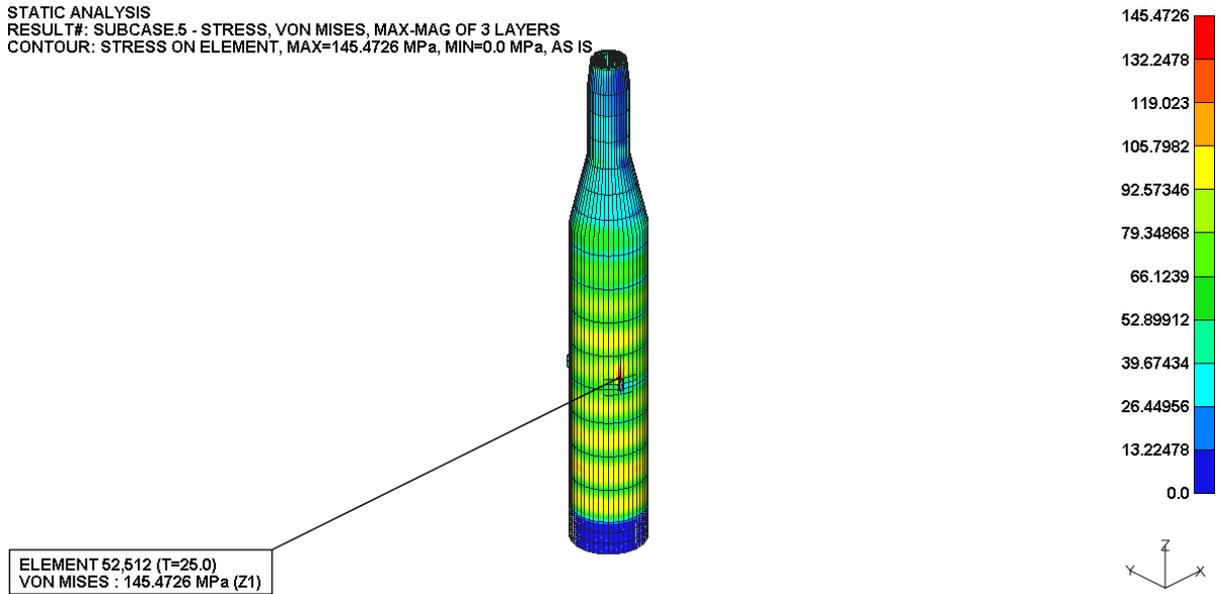


Figure D-185. Von-Mises Stress Plot

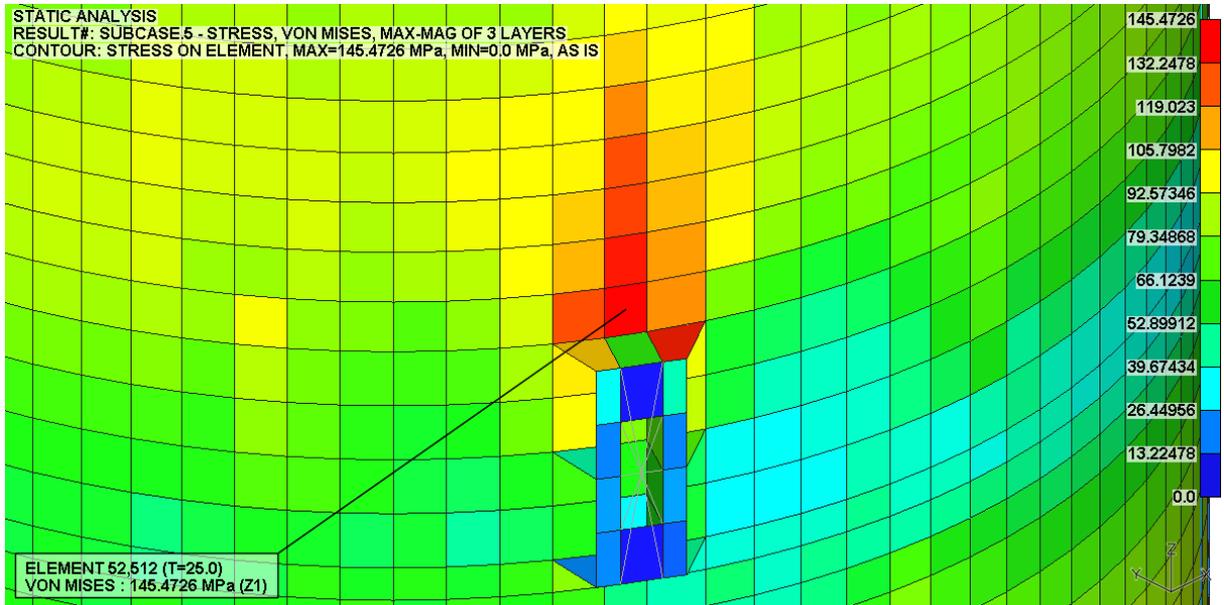


Figure D-186. Max. Von-Mises Stress Plot

D.94. LC 12-6 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.6 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=203.3879 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

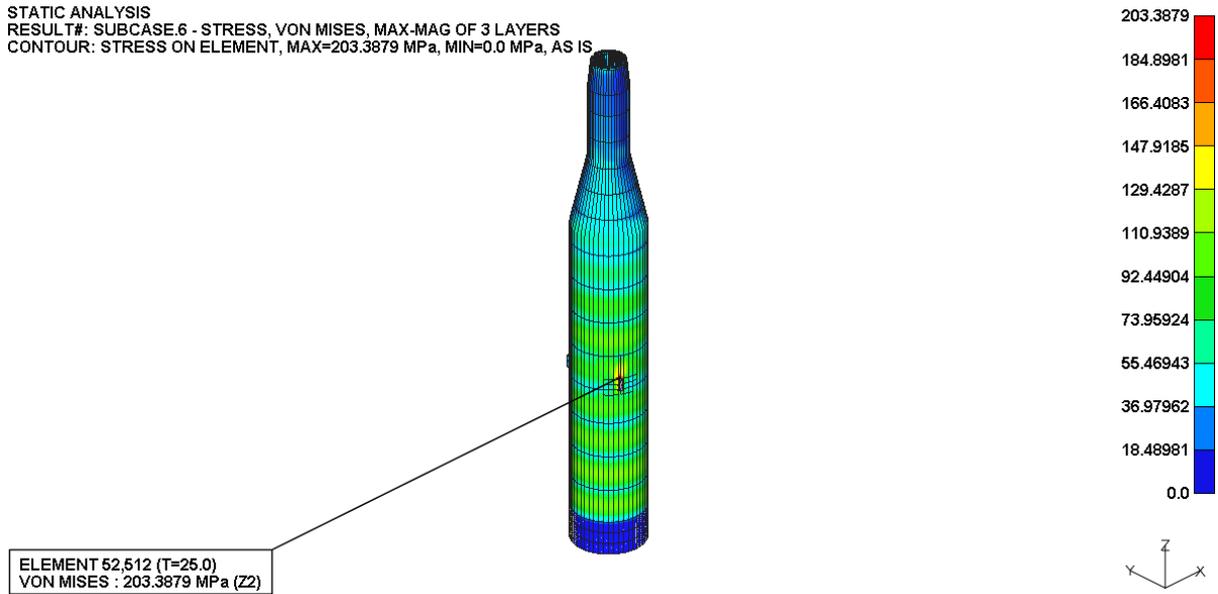


Figure D-187. Von-Mises Stress Plot

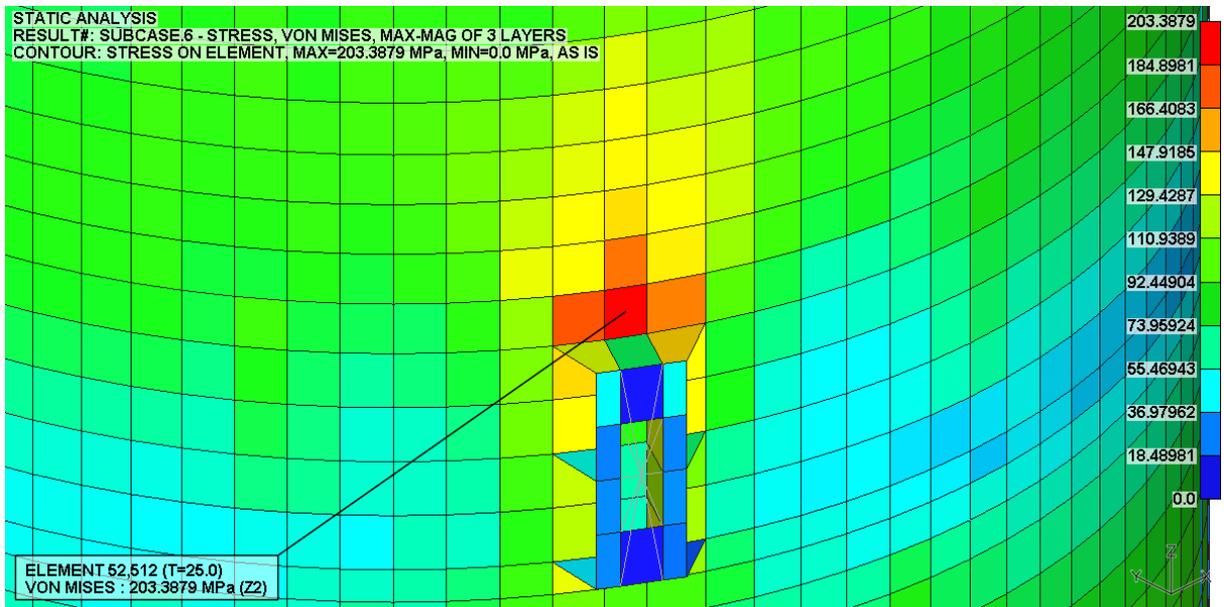


Figure D-188. Max. Von-Mises Stress Plot

D.95. LC 12-7 Result

STATIC ANALYSIS
 RESULT#: SUBCASE.7 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
 CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=132.202 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

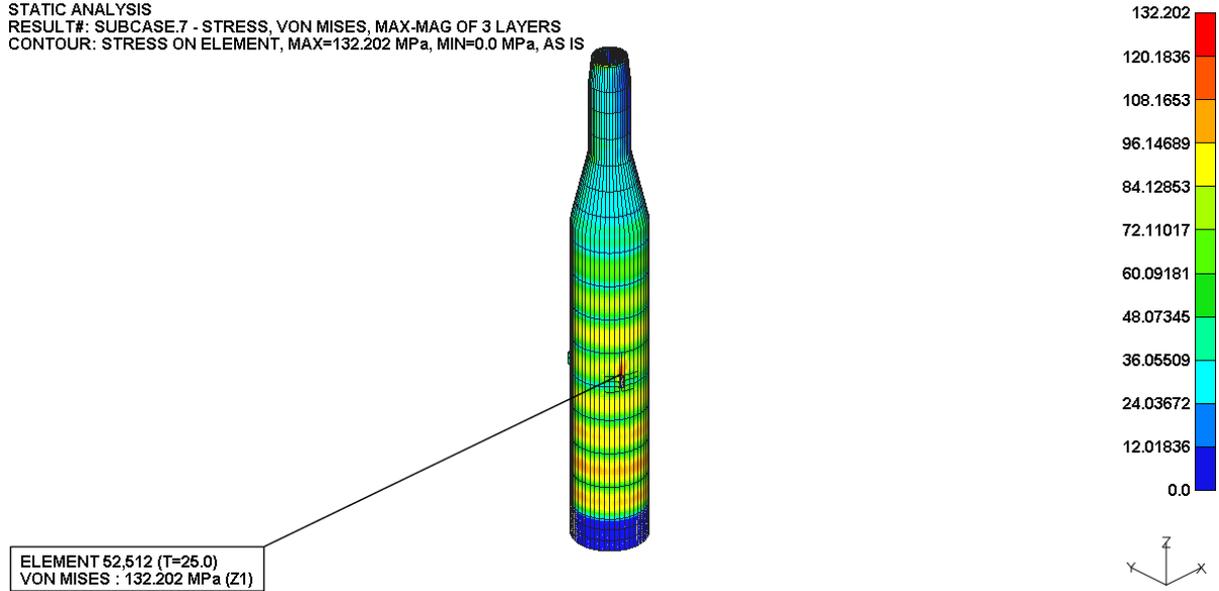


Figure D-189. Von-Mises Stress Plot

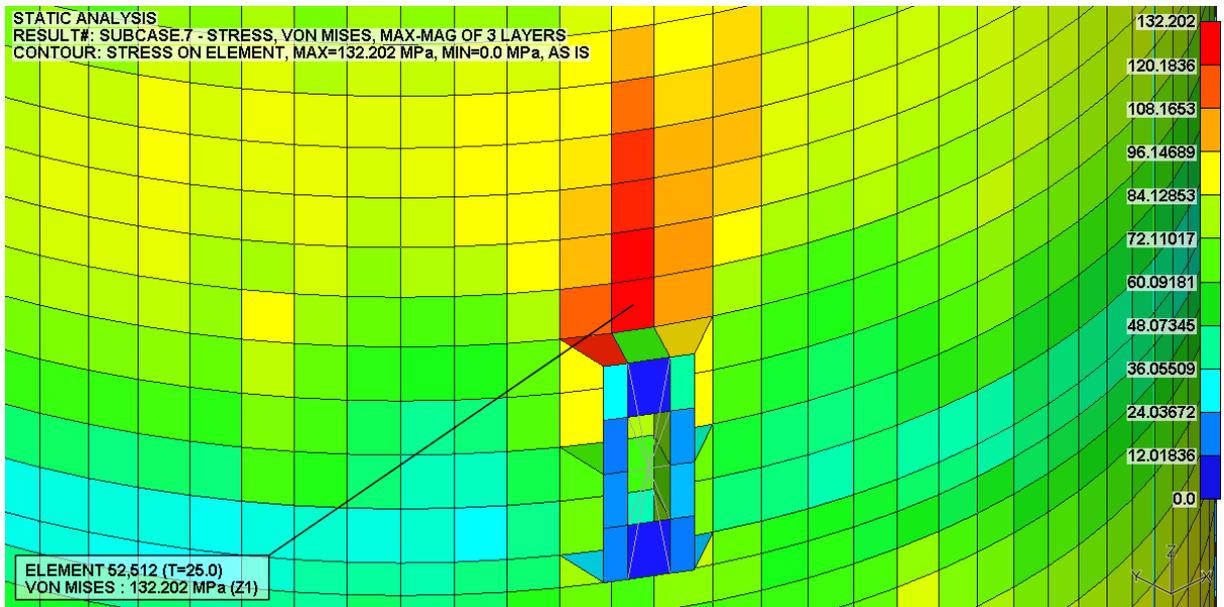


Figure D-190. Max. Von-Mises Stress Plot

D.96. LC 12-8 Result

STATIC ANALYSIS
RESULT#: SUBCASE.8 - STRESS, VON MISES, MAX-MAG OF 3 LAYERS
CONTOUR: STRESS ON ELEMENT, MAX=192.1268 MPa, MIN=0.0 MPa, AS IS

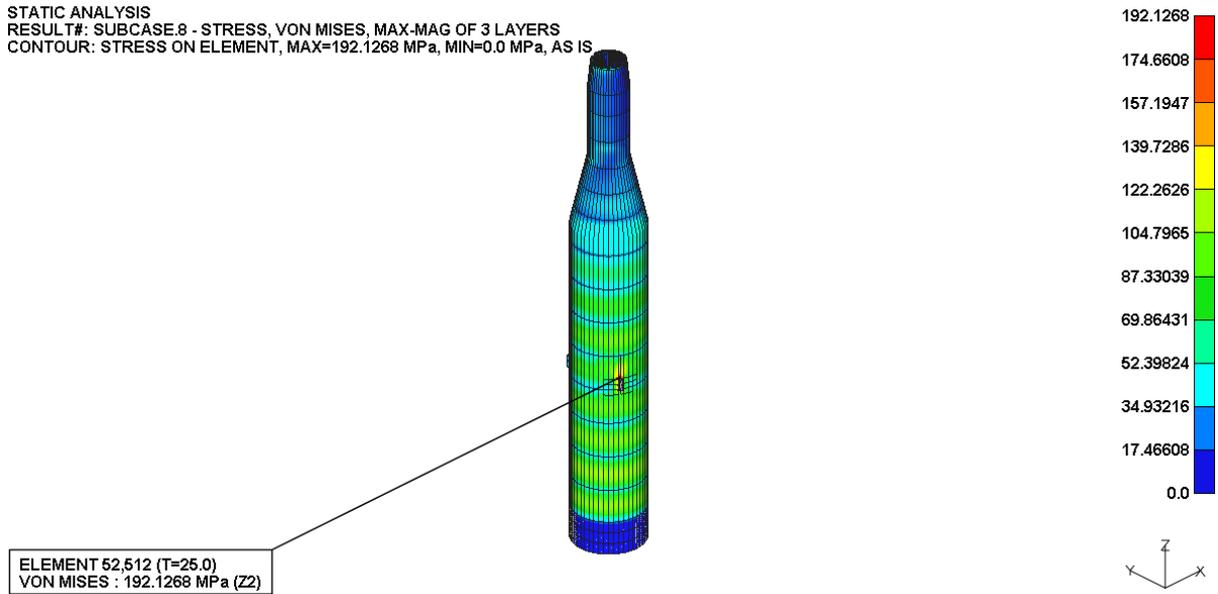


Figure D-191. Von-Mises Stress Plot

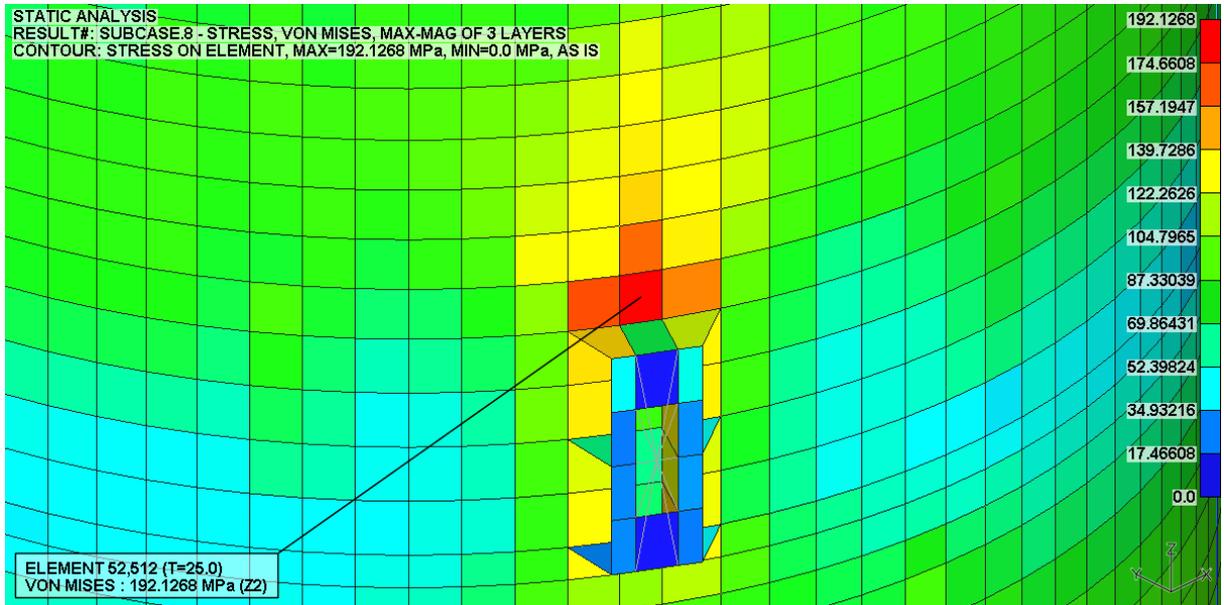


Figure D-192. Max. Von-Mises Stress Plot