

İÇİNDEKİLER

Özgür ÖZGÜÇ

VESSEL IMPACT ANALYSIS FOR RISER PROTECTION FRAME AND PROTECTION NET SUPPORTS ON SEMI-SUBMERSIBLE OFFSHORE STRUCTURES

3

Mehmet S. MERDİVENCİ, A. Gültekin AVCI and Barış BARLAS

EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS OF ACCELERATIONS AND VIBRATIONS ON VEHICLES AND BOATS

23

Savaş SEZEN, Süleyman DUMAN, Ozan KAPLAN ve Yalçın ÜNSAN, Emin KORKUT

DENİZ SEKTÖRÜNDE KULLANILAN KOMPOZİT MALZEMELERİN MEKANİK ÖZELLİKLERİNİN BELİRLENMESİ İÇİN BASİT BİR DENEY DÜZENEGİ

41

Hakan AKYILDIZ

HAVA VEYA GAZ İLE ŞİŞİRİLEBİLEN BALONLARLA DENİZE İNDİRME YÖNTEMLERİNİN TEKNİK VE EKONOMİK YÖNDEN İNCELENMESİ

63

GiDB|DERGi

KÜNYE

İMTİYAZ SAHİBİ

Prof.Dr. Ahmet ERGİN
(GiDB Fakültesi Dekanı)

YAYIN KURULU

Prof.Dr. Hakan AKYILDIZ
(Başkan)

EDİTÖRLER KURULU

Y.Doç.Dr. Yalçın ÜNSAN
Doç.Dr. Ebru SARIÖZ
Doç.Dr. Şebnem HELVACIOĞLU
Y.Doç.Dr. Şafak Nur ERTÜRK BOZKURTOĞLU
Öğr.Gör.Dr. Serdar A. KÖROĞLU

İÇİNDEKİLER

Özgür ÖZGÜÇ

VESSEL IMPACT ANALYSIS FOR RISER PROTECTION FRAME AND PROTECTION NET SUPPORTS
ON SEMI-SUBMERSIBLE OFFSHORE STRUCTURES

3

Mehmet S. MERDİVENCİ, A. Gültekin AVCI and Barış BARLAS

EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS OF ACCELERATIONS AND VIBRATIONS ON VEHICLES AND
BOATS

23

Savaş SEZEN, Süleyman DUMAN, Ozan KAPLAN ve Yalçın ÜNSAN, Emin KORKUT

DENİZ SEKTÖRÜNDE KULLANILAN KOMPOZİT MALZEMELERİN MEKANİK ÖZELLİKLERİNİN
BELİRLENMESİ İÇİN BASİT BİR DENEY DÜZENEGİ

41

Hakan AKYILDIZ

HAVA VEYA GAZ İLE ŞİŞİRİLEBİLEN BALONLARLA DENİZE İNDİRME YÖNTEMLERİNİN
TEKNİK VE EKONOMİK YÖNDEN İNCELENMESİ

63

VESSEL IMPACT ANALYSIS FOR RISER PROTECTION FRAME AND PROTECTION NET SUPPORTS ON SEMI-SUBMERSIBLE OFFSHORE STRUCTURES

Özgür ÖZGÜÇ*

**INPEX Exploration and Production, South Korea*

ABSTRACT

The objective of this paper is to assess the collision strength of the riser protection frame (RPF) and protection net (PN) supports of CPF (Central Processing Facility) of Semi-Submersible types. The RPF and PN supports are assessed for their collision strength when they are being collided by a supply vessel. The vessel colliding from north-side is assumed to be 18,000 tons and the one colliding from east/west side is assumed to be 7000 tons. The focus of this paper is placed on general methodology and design of accident scenarios for CPF using more sophisticated tools such as the non-linear FEM which predicts the structural responses during and after a collision more precisely. There are two different designs for the RPF and PN supports and thus there are four structures i.e. RPF-01, RPF-02, PN-01 and PN-02. The expected kinetic energy for the collision from the north side is 20MJ. The collision energy from east/west side is 14MJ for side collision and 11MJ for bow/stern collision. With collision energy and plastic strain criteria, the collision capacities of the RPF and PN supports are estimated along the span of the structures for the given collision energies.

Keywords: Collision, Accident scenarios, Non-linear FEM, Riser Protection Frame (RPF), Protection Net (PN)

1. Introduction

There are some limited reports on ship-to-platform collision and the consequential risks to the damaged structures. Experts recognize that ship collisions are not likely to cause the push-over failure of collided platforms that lose some individual structural members, especially in a benign environment. However, minimum structures may see rapid deterioration of the overall structural integrity if impact damages are left unrepaired [2].

Vessel collision during normal operations is one of the accidental loading possibilities. Such a scenario for platforms in the Gulf of Mexico is possible when 1,000-ton supply vessel collides, either head-on or broadside, with the platform at a speed of 0.5 m/s. The vessel is chosen to represent typical OSVs in the U.S. Gulf of Mexico [4, 5]. This API RP [1] requires that the platform survive the initial collision, and meet the post-impact criteria. During the described collision, the offshore structure absorbs energy primarily from localized plastic deformation of the tubular wall, elastic/plastic bending, and elongation of the member. In addition, if the fendering device is fitted, then there is global platform deformation, in addition to ship deformation and/or rotation. After collision, the damaged platform should retain sufficient residual strength to withstand environmental storm loads for one-year in addition to normal

operation loads. In the North Sea (see, e.g., ISO 2005a), the collision is described as one from a vessel of 5,000 tons with a drifting speed of 2.0 m/s. The collision energy is 14 MJ for a broad-side collision and 11 MJ for a head-on collision [3, 7].

In an analysis of a collision between a supply vessel and an FPSO in West Africa, Oh et al [10] assumed that a collision could occur in three places: on the riser, the protector, and the deflector. They selected to look into collisions that induce large deformations on the framed structure at a colliding speed of 1 m/s. They estimated that the speed was a result of marine equipment failure, or human error.

Lin et al [6] showed how FEM is used to simulate the collision process of two semi submersibles. Stress and strain distributions, collision forces, and plastic energy absorption are obtained. The motion lag of the struck submersible in the collision process is discussed and it is found that it is sensitive to impact velocity which increases with the increasing velocity.

The objective of this analysis is to assess the collision strength of the riser protection frame (RPF) and protection net (PN) supports of Ichthys Inpex CPF. The riser protection frame and protection net supports are assessed for their collision strength when they are being collided by a supply vessel. The colliding vessel from north-side is assumed to be of 18,000 tons and from east/west side it is 7000 tons.

The finite element model is developed using MSC/PATRAN and analysis is performed in LS-DYNA. The element size used in the FE model is one-longitudinal spacing away from the concerned location. In the concerned location it is 100mm× 100mm. In the concerned location only shell elements are used. There are two different designs for the RPF and PN supports and thus there are four structures i.e. RPF-01, RPF-02, PN-01 and PN-02. The expected kinetic energy for the collision from the north side is 20MJ. The collision energy from east/west side is 14MJ for side collision and 11MJ for bow/stern collision.

The material assumed is EW420 which has a minimum yield strength of 380MPa and a tensile strength of 530MPa. Initially the collision analysis is performed with an objective of achieving zero plastic strain on the CPF column structure that is supporting the RPF and PN supports, but later it is realized that practically it is not possible to achieve no plastic strain for the given collision energy. Hence a plastic strain of 5% on the outer shell of the CPF column structure is assumed to be acceptable. Since the final objective is to check any kind of leakage into the CPF column due to the collision, it is important to control the plastic strain on the outer shell of the column. Since the plastic strain of the internal members of the column, RPF and PN structures, doesn't cause any leakage inside the column, it is proposed to have no criterion for the plastic strain of these structural members [8, 9].

Thus with the above collision energy and plastic strain criteria, the collision capacities of the/-RPF and PN supports are estimated along the span of the structures for the given collision energies.

2. Project Description

In 1998, INPEX Exploration and Production acquired the petroleum exploration permit WA-285-P, located in the Browse Basin, off the north-west coast of Western Australia and

approximately 820 kilometers south-west of Darwin. During 2000 to 2001, three exploratory wells resulted in the discovery of an extremely promising gas and condensate field now known as the Ichthys Field. The field was named after the classical Greek word for “fish”. Most likely resource estimates are 12.8 trillion cubic feet of gas and 527 million barrels of condensate to be produced over an operational life of more than 40 years.

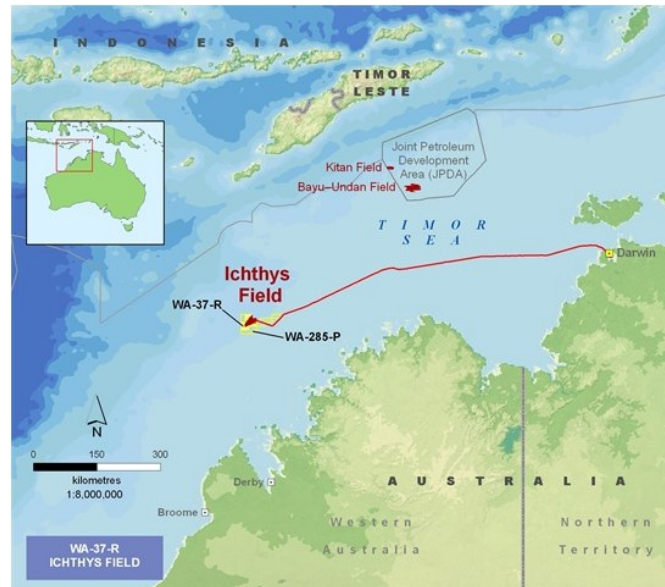


Figure 1. Project field location

Gas from the Ichthys Field will undergo preliminary processing at the offshore central processing facility (CPF) to remove water and raw liquids, including a large proportion of the condensate. This condensate will be pumped to a floating production, storage and offloading (FPSO) facility anchored nearby, from which it will be transferred to tankers for delivery to markets. These FPSO facilities include mercury removal from condensate, flash gas compression, MEG regeneration / reclamation and produced water treatment facilities.

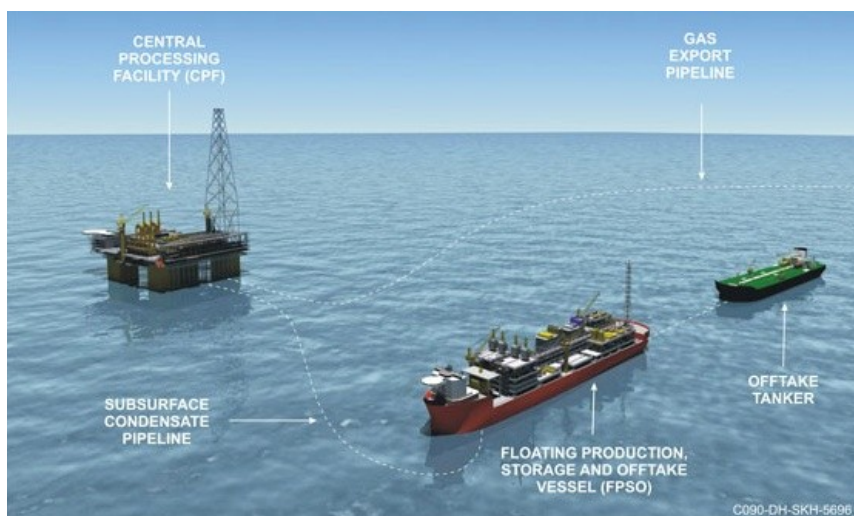


Figure 2. Offshore facilities layout

3. CPF Design

The CPF is a column-stabilized, offshore semi-submersible production unit supporting hydrocarbon processing systems and utilities, as well as living quarters for about 200 people.

INPEX's CPF will be the world's largest semi-submersible platform. It is being constructed in South Korea at the Samsung Heavy Industries shipyard.

Once constructed, the facility will be towed about 6,000 kilometers to the Ichthys Field in the Browse Basin, offshore Western Australia. It will be permanently moored near the Field for the life of the Project by 28 mooring lines, representing more than 25,000 tons of anchor chain.

The main dimensions on the hull are given from Table 1 to Table 3 as follows.

Table 1. Main Dimensions – General

Operation draught (from keel)	26.00 m
Height, keel to underside Toppides BOS	48.00 m
Height, keel to main deck, TOS	62.00 m
Hull outer dimension excluding Guide Tube Box	110.30 m
Hull outer dimension incl. Guide Tube Box	118.675 m
Column spacing (center to center), (longitudinal and transverse)	83.65 x 83.65 m

Table 2. Main Dimensions – Pontoon (rectangular ring)

Breadth	26.65 m
Height	11.875 m
Bilge radius	1.25 m
Breadth, Guide Tube Box	8.375 m
Height, Guide Tube Box	5.22/6.25 m
Length, Guide Tube Box	103.00 m

Table 3. Main Dimensions – Columns (rectangular types)

Number of columns	4
Width	26.65 m
Corner radius	6.20 m
Height from keel to top of column	48.00 m

A computerized hull structural and finite element (FE) models are demonstrated on Figure 3 and Figure 4.

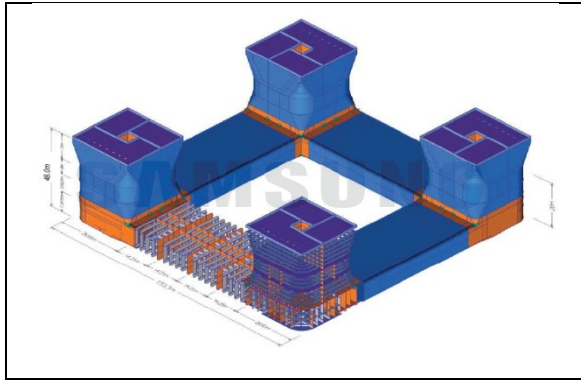


Figure 3. Hull Main Dimensions

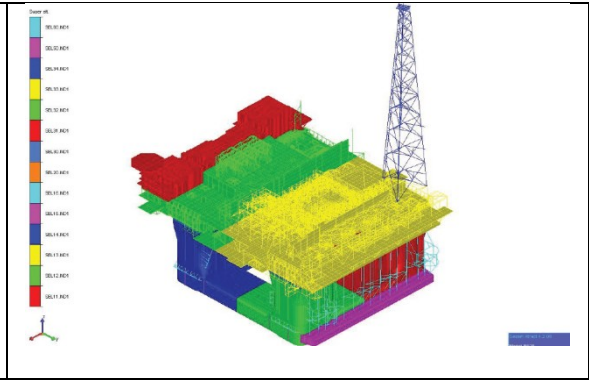


Figure 4. Computer FE model

3.1 Layout Details

Layout details and relevant drawings of RPF and PN structures of CPF are shown from Figure 5 to Figure 9.

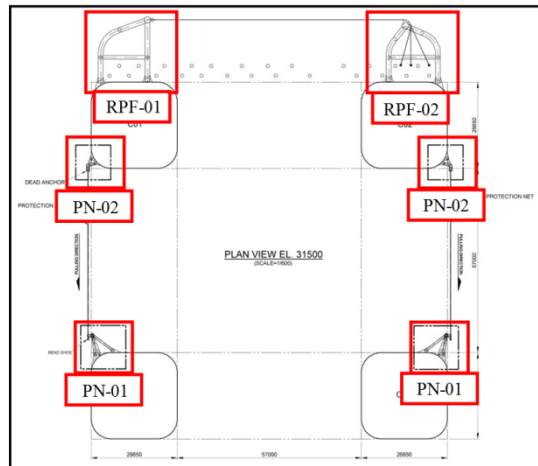


Figure 5. Layout of CPF showing the RPF and PN structure

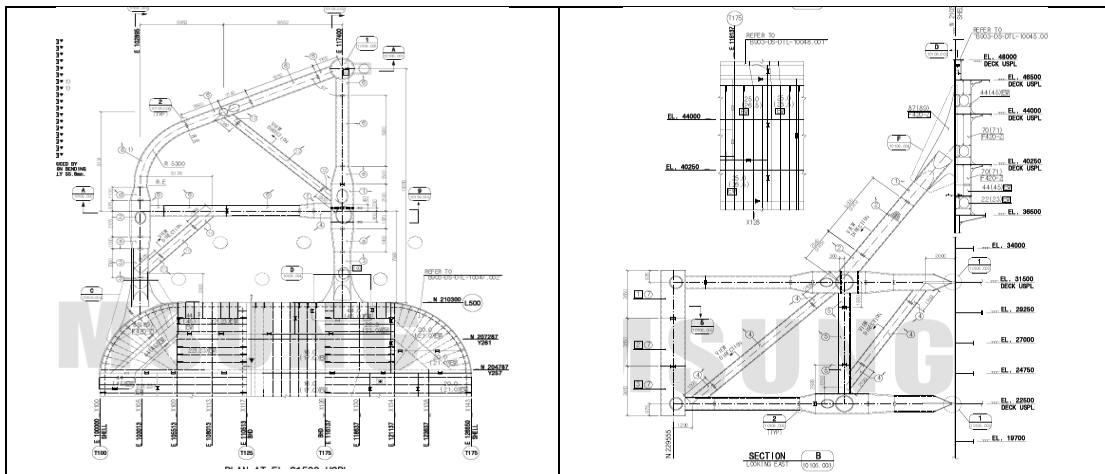


Figure 6. Drawing of RPF-01 of CPF

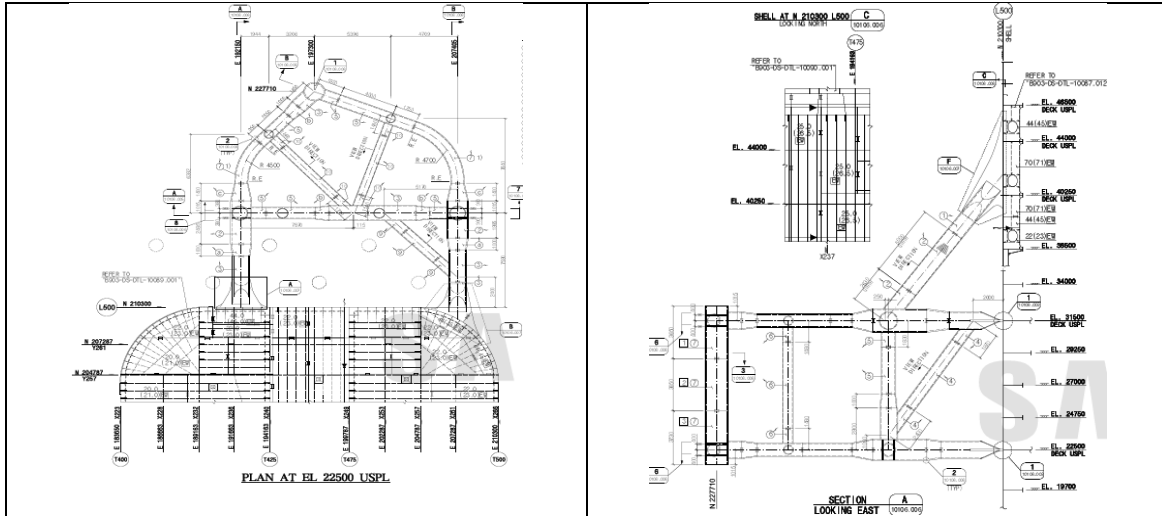


Figure 7. Drawing of RPF-02 of CPF

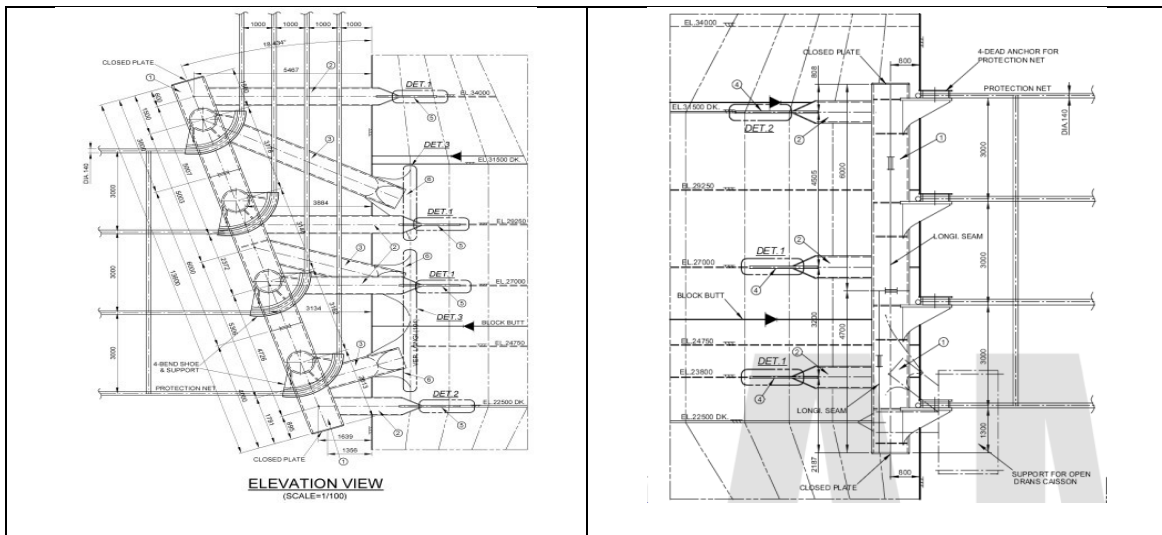


Figure 8. Drawing of PN-01 of CPF

Figure 9. Drawing of PN-02 of CPF

4. FE Model

Figures 10 ~ 13 show the FE models of the RPF and PN supports of CPF. The finite element model is developed using MSC/PATRAN and analysis is performed in LS-DYNA. The element size used in the FE model is one-longitudinal spacing away from the concerned location. In the concerned location it is 100mm× 100mm. In the concerned location only 2-D shell elements are used where as in the other locations both 1-D bar elements and 2-D shell elements are use [11].

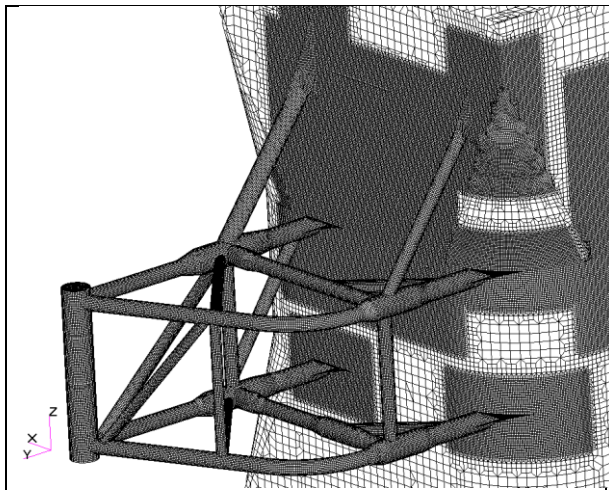


Figure 10. FE model of RPF-01 of CPF

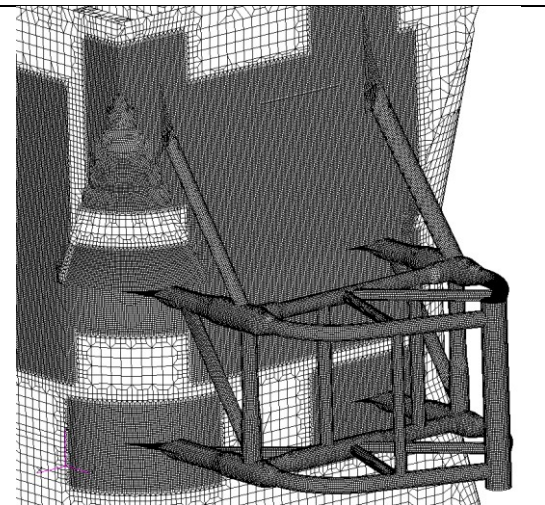


Figure 11. FE model of RPF-02 of CPF

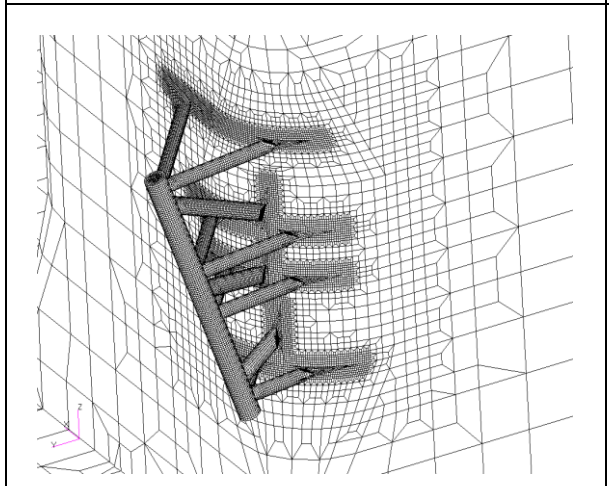


Figure 12. FE Model of PN-01 of CPF

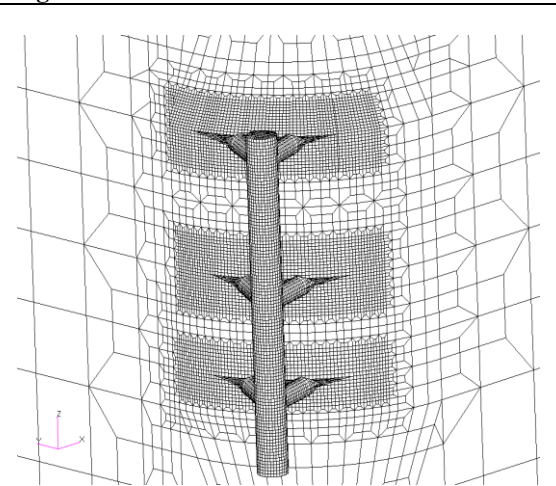


Figure 13. FE Model of PN-02 of CPF

4.1. Material Properties and Allowable Criteria

The material properties assumed in the present analysis is EW420 and its properties are given in Table 3.1.

Table 4. Material properties of EW420

Young's modulus, E, MPa	Poisson's ratio, ν	Density, Kg/m ³	Yield strength MPa	Tensile strength MPa
$2,05 \times 10^5$	0,3	7850	380	530

Material nonlinearity i.e. PIECEWISE LINEAR PLASTIC property as defined in the

material library of LS-DYNA is defined for the RPF, PN supports and the CPF Column structure. The striking vessel is assumed to be rigid and thus RIGID property as defined in the material library of LS-DYNA is defined for the striking vessel.

By assuming the striking vessel to be rigid, the colliding energy of the striking vessel is completely transferred to the struck vessel i.e. RPF support, PN support and the CPF

Column structure, thus the results obtained with this assumption is conservative. Initially the collision analysis is performed with an objective of achieving zero plastic strain on the CPF column structure that is supporting the RPF and PN supports but later it is realized that it is practically not possible to design the structures with no plastic strain for the given colliding energies. Hence a plastic strain of 5% on the outer shell of the CPF column structure is assumed to be acceptable. Since the final objective is to check any kind of leakage into the CPF column due to the collision, it is important to control the plastic strain on the outer shell of the column. Since the plastic strain of the internal members of the column, RPF and PN structures, doesn't cause any leakage inside the column, there is no criterion for the plastic strain of these structural members.

4.2. Loads and Boundary Conditions

The expected kinetic energy for the collision from the north side is 20MJ. The collision energy from east/west side is 14MJ for side collision and 11MJ for bow/stern collision.

To check whether the collision simulations are carried out properly, both the kinetic energy of the striking vessel and the absorbed internal energy of FPSO hull structure are plotted based on time history. It is confirmed that for the all cases the kinetic energy starts from the required energy level and the internal energy is exactly same as initial kinetic energy level of striking vessel. From the analysis results summarized below, it is proven that the collision loadings are properly applied and the simulations are carried out reasonably.

For the collision from north-side:

Mass of supply vessel is 18,000 tons and the expected collision energy from north side is 20MJ. By considering the DNV rules (DNV-OS-A101), the added mass is taken into account and thus the required velocity of the striking vessel is calculated so as to obtain the kinetic energy of 20MJ on the striking vessel.

For the collision from east/west side:

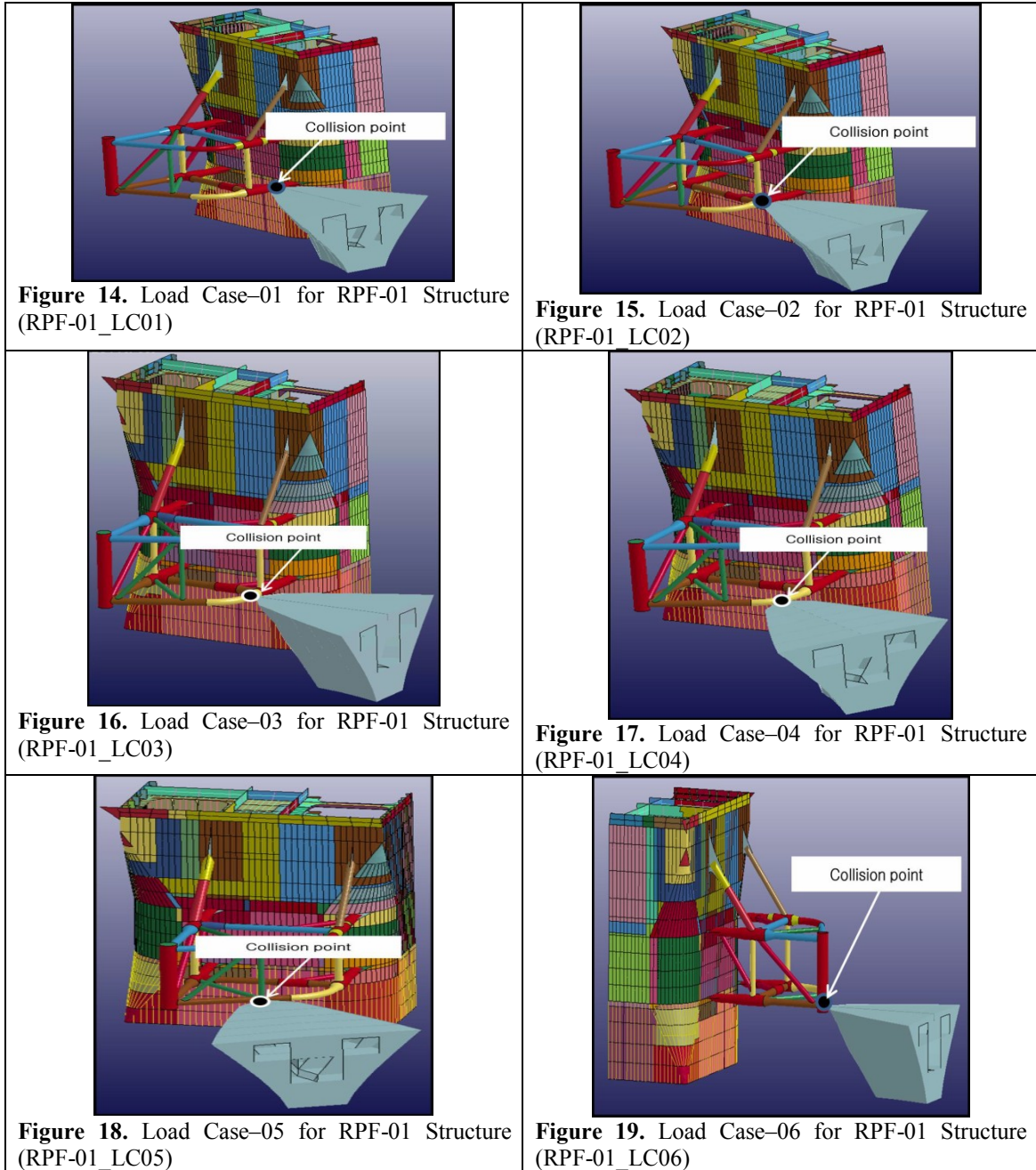
The mass of the striking vessel from east/west side is 7,000tons. The kinetic energy for collision from east/west side is 14MJ (for side collision) and 11MJ (for bow/stern collision) as per DNV-OS-A101.

The boundary conditions on the FE model are appropriately given to constrain any kind of rigid body motion.

Load Cases:

The collision capacities of the RPF and PN supports are estimated along the span of these structures and hence different load cases are considered for each structure, in which each load case defines the collision scenario at different points of collision. Figure 14~24 show

different load cases on RPF-01 and RPF-02 supports at different points of collision. Figure 25 ~ 36 show different load cases on PN-01 and PN-02 supports at different points of collision.



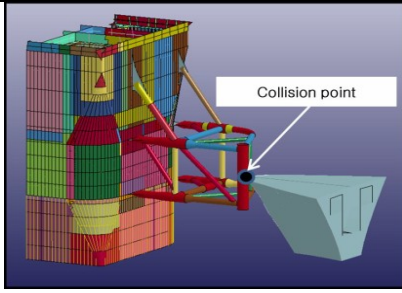


Figure 20. Load Case-07 for RPF-01 Structure (RPF-01_LC07)

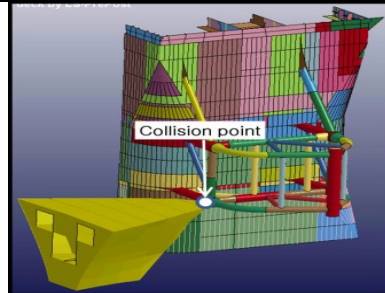


Figure 21. Load Case-02 for RPF-02 Structure (RPF-02_LC02)

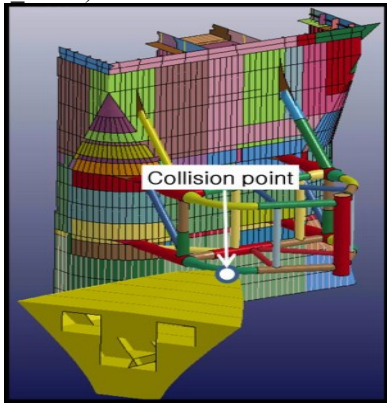


Figure 22. Load Case-03 for RPF-02 Structure (RPF-02_LC03)

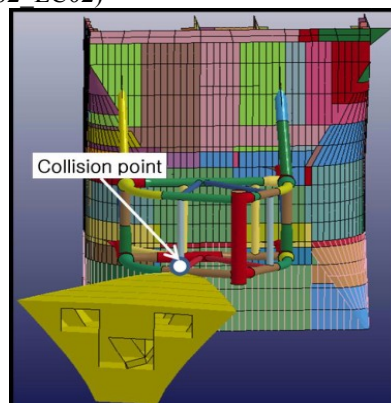


Figure 23. Load Case-04 for RPF-02 Structure (RPF-02_LC04)

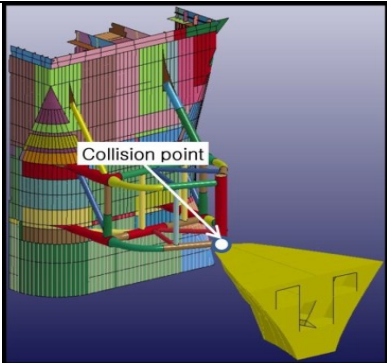


Figure 24. Load Case-05 for RPF-02 Structure (RPF-02_LC05)

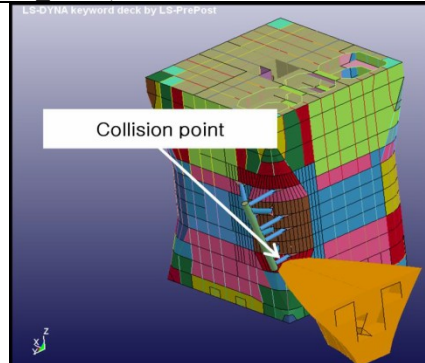


Figure 25. Load Case-01 for PN-01 Structure (PN-01_LC01)

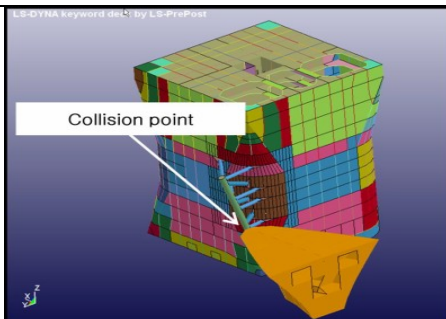


Figure 26. Load Case-02 for PN-01 Structure (PN-01_LC02)

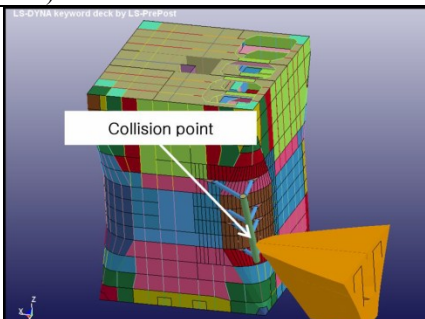


Figure 27. Load Case-03 for PN-01 Structure (PN-01_LC03)

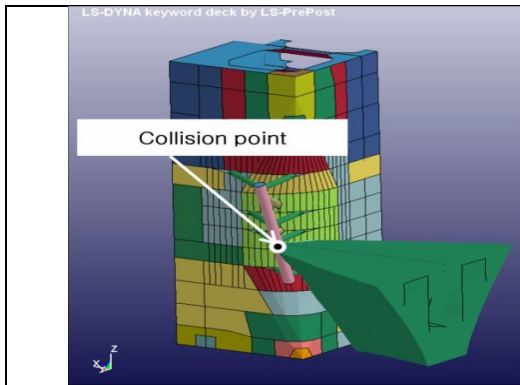


Figure 28. Load Case-04 for PN-01 Structure (PN-01_LC04)

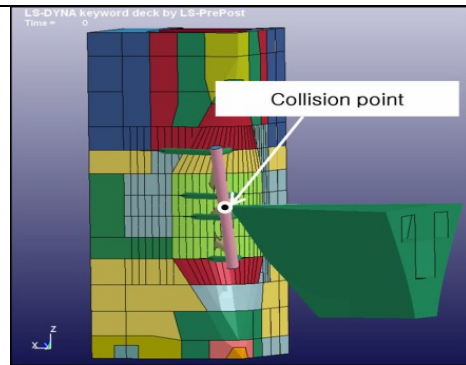


Figure 29. Load Case-05 for PN-01 Structure (PN-01_LC05)

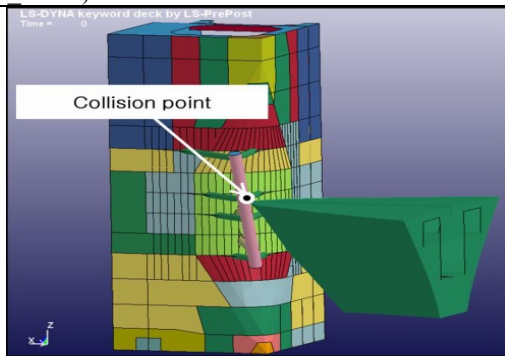


Figure 30. Load Case-06 for PN-01 Structure (PN-01_LC06)

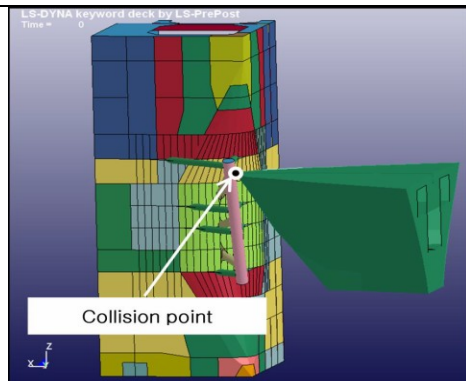


Figure 31. Load Case-07 for PN-01 Structure (PN-01_LC07)

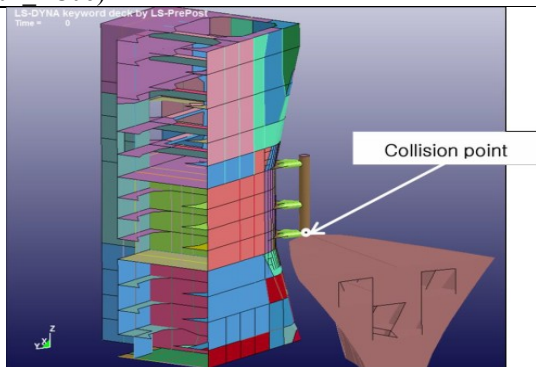


Figure 32. Load Case-01 for PN-02 Structure (PN-02_LC01)

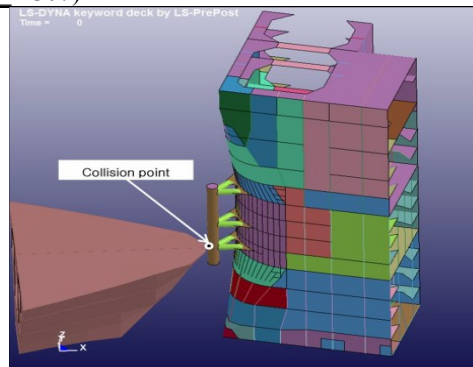


Figure 33. Load Case-02 for PN-02 Structure (PN-02_LC02)

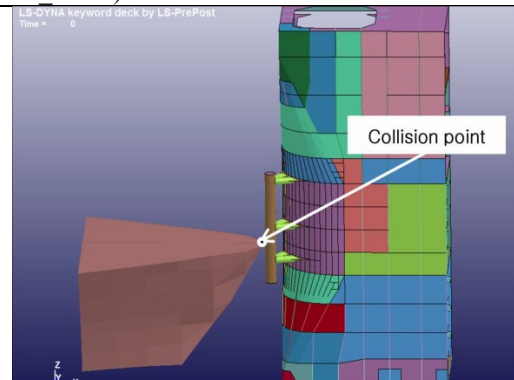
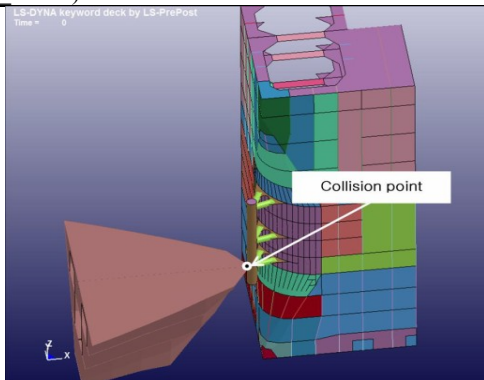
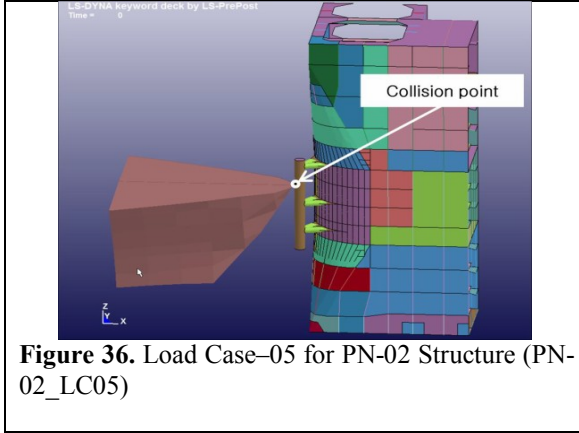


Figure 34. Load Case-03 for PN-02 Structure (PN-02_LC03)**Figure 36.** Load Case-05 for PN-02 Structure (PN-02_LC05)**Figure 35.** Load Case-04 for PN-02 Structure (PN-02_LC04)**Table 5.** Load cases of RPF and PN Structures.

Structure	Load Cases	Load Cases	Load Cases
RPF-01	RPF-01_LC01	RPF-01_LC02	RPF-01_LC03
	RPF-01_LC04	RPF-01_LC05	RPF-01_LC06
	RPF-01_LC07		
RPF-02	RPF-02_LC01	RPF-02_LC02	RPF-02_LC03
	RPF-02_LC04	RPF-02_LC05	
PN-01	PN-01_LC01	PN-01_LC02	PN-01_LC03
	PN-01_LC04	PN-01_LC05	PN-01_LC06
	PN-01_LC07		
PN-02	PN-02_LC01	PN-02_LC02	PN-02_LC03
	PN-02_LC04	PN-02_LC05	

It is to be noted that the colliding vessel is assumed to be completely rigid structure i.e. no absorption of any fraction of the collision energy. Thus the complete kinetic energy during collision is assumed to be absorbed by the RPF/PN supports and the CPF column only.

In all the collision scenarios, the collision is a point-contact and not line-contact, which gives conservative results. Thus it can be said that the obtained results are very conservative.

5. FE Collision Analysis Results

With described loads and boundary conditions collision analysis is performed for all the four structures by using LS-DYNA. Table 6 ~ 9 show the results of the collision analysis on RPF-

01, RPF-02, PN-01 and PN-02 structures, respectively.

Figures 37 ~ 40 show the plastic strain on the CPF column due to collisions at different points of the RPF and PN supports. Figures 41 ~ 46 show the displacements of the RPF and PN supports after collisions. Appendix B shows the capacities of the CPF column for collisions at different points of the RPF and PN supports. Figures 47 - 54 show the stress distribution plot of the CPF column due to collision at different points of the RPF and PN supports. Figures 55 ~ 62 show the strain distribution plot of the CPF column due to collision at different points of the RPF and PN supports.

Table 6. Results of the collision analysis of RPF-01 Structure

Load Case	Disp (mm)	% Plastic strain on	% Plastic strain on	Capacity (No plastic strain)
		Outer-shell – 20MJ	Outer-shell – 14MJ	
RPF-01_LC01	175 (14MJ)	-	4.5%	0 MJ
RPF-01_LC02	150 (14MJ)	-	0.5%	7 MJ
RPF-01_LC03	250 (20MJ)	0.25%	No strain	13 MJ
RPF-01_LC04	750 (20MJ)	No strain	No strain	20 MJ
RPF-01_LC05	400 (20MJ)	No strain	No strain	20 MJ
RPF-01_LC06	<50 (20MJ)	No strain	No strain	20 MJ
RPF-01_LC07	250 (20MJ)	No strain	No strain	20 MJ

The plastic strain for RPF-01_LC01 for 14MJ is 4.5%, since the point of collision is very close to CPF column. Appendix B shows the detailed graph from which the amount of colliding energy for 5% plastic strain can be obtained. It is to be noted that the load cases RPF-01_LC01~LC02 are the load cases where the collision points are very close to the CPF column and hence the collision capacities are very low i.e. less than 14MJ and hence the collision results for higher kinetic energy i.e. 20MJ is irrelevant and hence not calculated.

Table 7. Results of the collision analysis of RPF-02 Structure

Load Case	Disp. (mm)	% Plastic strain on	% Plastic strain on	Capacity (No plastic strain)
		Outer-shell – 20MJ	Outer-shell – 14MJ	
RPF-02_LC01	200 (20MJ)	3.90%	0.90%	0 MJ
RPF-02_LC02	185 (20MJ)	1.40%	0.65%	6 MJ
RPF-02_LC03	500 (20MJ)	No strain	No strain	20 MJ
RPF-02_LC04	590 (20MJ)	No strain	No strain	20 MJ
RPF-02_LC05	520 (20MJ)	No strain	No strain	20 MJ

The plastic strain for PN-01_LC01 for 14MJ is high (about 6.8%) since the point of collision is very close to CPF column. From the results it can be understood that the capacity of collision at this point is less than 14MJ and to achieve 0.0% plastic strain the energy should

not be more than 3MJ. Figures show the detailed graph from which the amount of colliding energy for 5% plastic strain can be obtained.

Table 8. Results of the collision analysis of PN-01 Structure

Load Case	Disp. (mm) (14MJ)	% Plastic strain on Outer-shell – 14MJ	% Plastic strain on Outer-shell – 11MJ	Capacity (No plastic strain)
PN-01_LC01	2000	6.8%	3.50%	3MJ
PN-01_LC02	1500	5.0%	3.75%	5MJ
PN-01_LC03	1350	3.5%	1.0%	1MJ
PN-01_LC04	520	1.6%	0.8%	4MJ
PN-01_LC05	700	1.2%	0.5%	7MJ
PN-01_LC06	700	2.5%	1.0%	9MJ
PN-01_LC07	1500	2.2%	1.2%	6MJ

Table 9. Results of the collision analysis of PN-02 Structure

Load Case	Disp. (mm) (14MJ)	% Plastic strain on Outer-shell – 14MJ	% Plastic strain on Outer-shell – 11MJ	Capacity (No plastic strain)
PN-02_LC01	1000	No strain	No strain	11MJ
PN-02_LC02	200	No strain	No strain	11MJ
PN-02_LC03	180	No strain	No strain	11MJ
PN-02_LC04	420	1.15%	0.26%	8MJ
PN-02_LC05	800	No strain	No strain	11MJ

Even though the plastic strain in the internal members of the CPF column is found to be high, it does not cause any leakage of the outer shell of the CPF column structure. It should also be noted that the present analysis is performed with an assumption that the total collision energy will be absorbed only by the struck vessel i.e. CPF column and the striking vessel doesn't take any amount of the collision energy, which is a very conservative approach. In practical situations there is always some percentage of energy which is absorbed by the striking vessel also and some percentage of energy is also released during collision of the striking and the struck vessels.

In practical situations a minimum of 40% of the colliding energy is expected to be absorbed by the striking vessel itself which can bring down the plastic strain of the internal members to much lower values. Hence it can be said that plastic strain of the internal members of the CPF

column will also drop down within the tolerable limits in the practical working conditions.

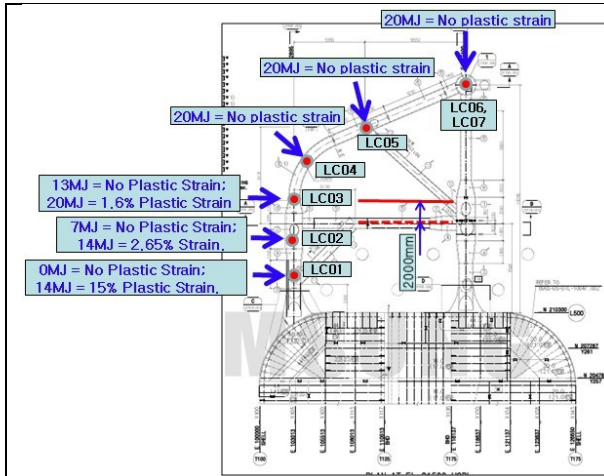


Figure 37. Collision capacity of RPF-01 w.r.t plastic strain on the CPF column

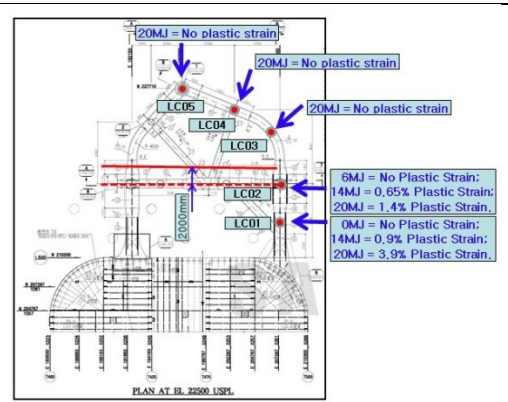


Figure 38. Collision capacity of RPF-02 w.r.t plastic strain on the CPF column

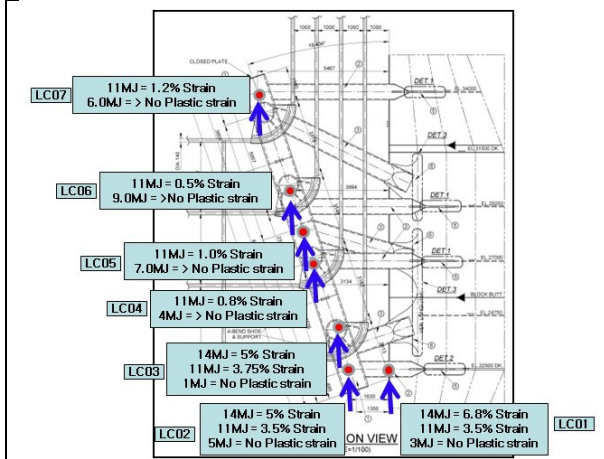


Figure 39. Collision capacity of PN-01 w.r.t plastic strain on the CPF column

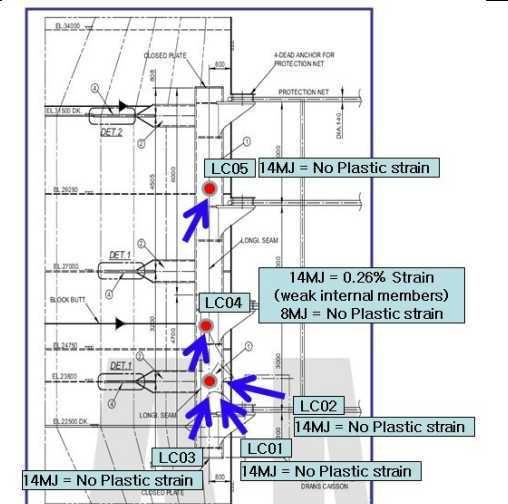


Figure 40. Collision capacity of PN-02 w.r.t plastic strain on the CPF column

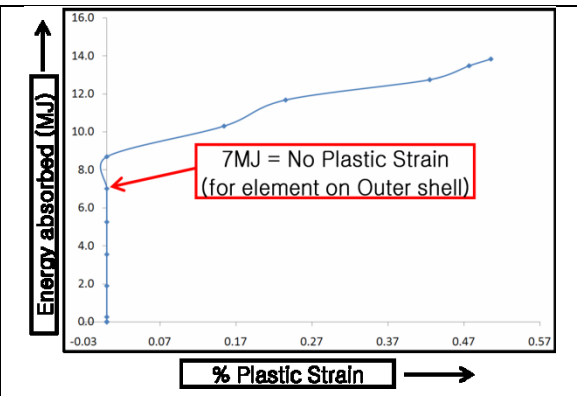
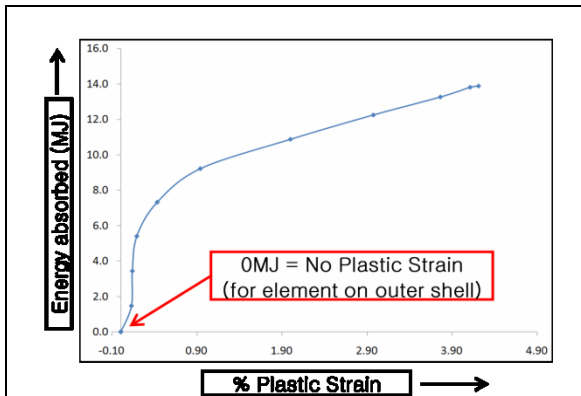


Figure 41. Collision capacity of the outer shell of CPF column for RPF01 (LC01)

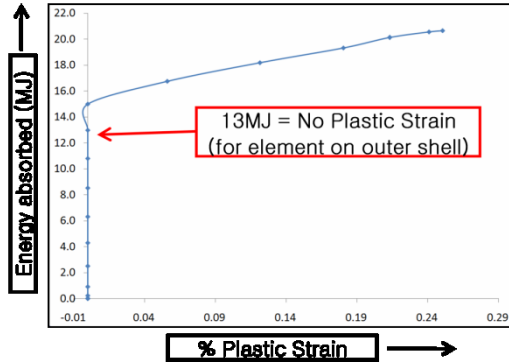


Figure 43. Collision capacity of the outer shell of CPF column for RPF01 (LC03)

Figure 42. Collision capacity of the outer shell of CPF column for RPF01 (LC02)

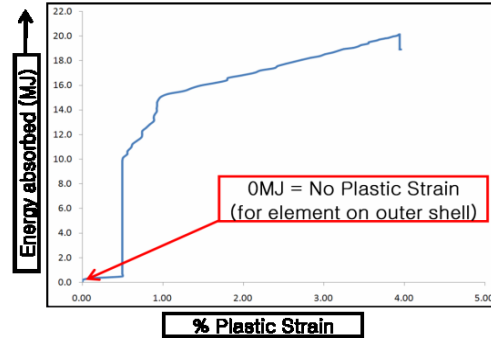


Figure 44. Collision capacity of the outer shell of CPF column for RPF02 (LC01)

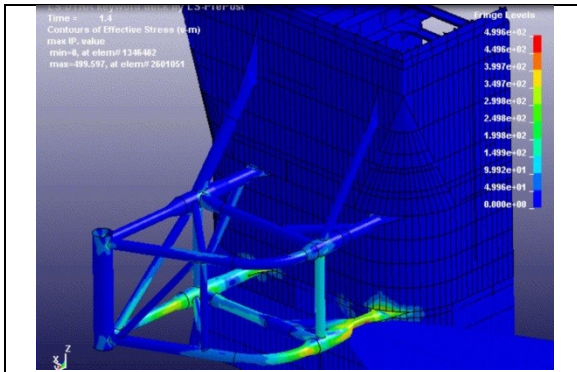


Figure 47. Stress distribution plot of CPF column externals for RPF01 (LC01)

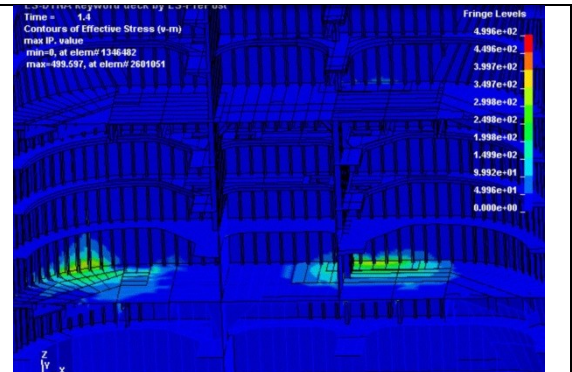


Figure 48. Stress distribution plot of CPF column internals for RPF01 (LC01)

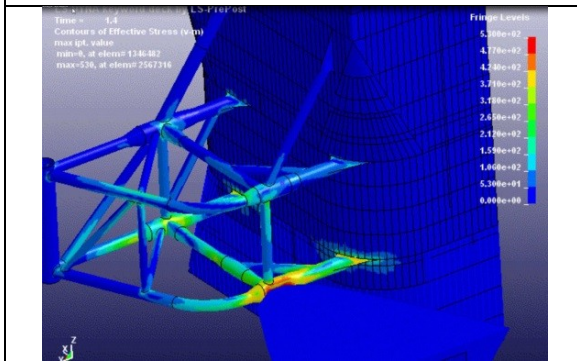


Figure 49. Stress distribution plot of CPF column externals for RPF01 (LC02)

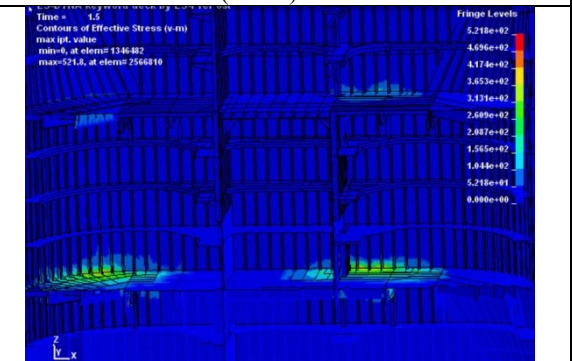


Figure 50. Stress distribution plot of CPF column internals for RPF01 (LC02)

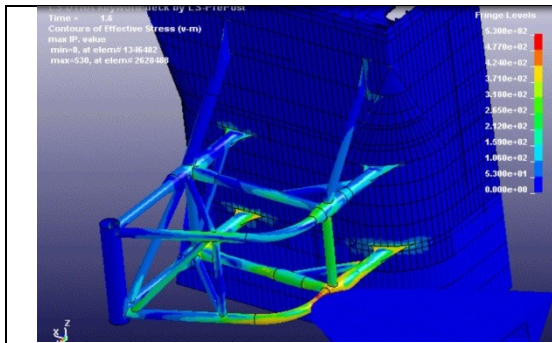


Figure 51. Stress distribution plot of CPF column externals for RPF01 (LC03)

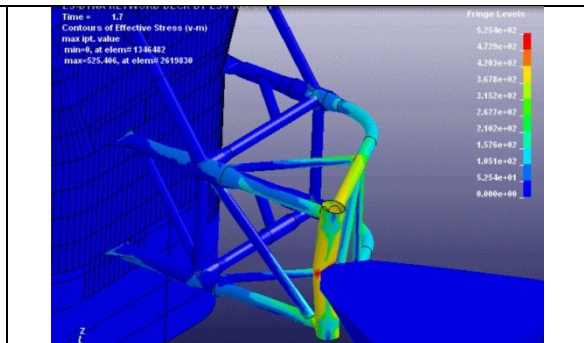


Figure 52. Stress distribution plot of CPF column externals for RPF01 (LC07)

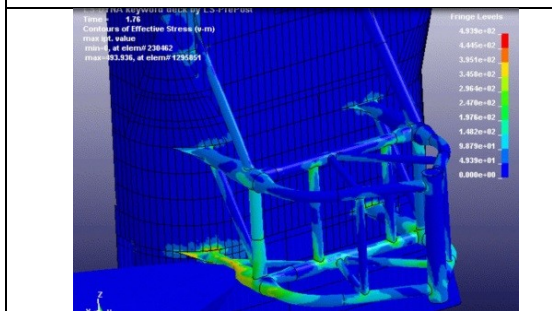


Figure 53. Stress distribution plot of CPF column externals for RPF02 (LC01)

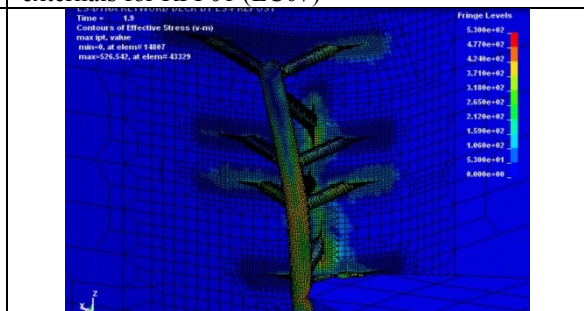


Figure 54. Stress distribution plot of CPF column externals for PN01 (LC01)

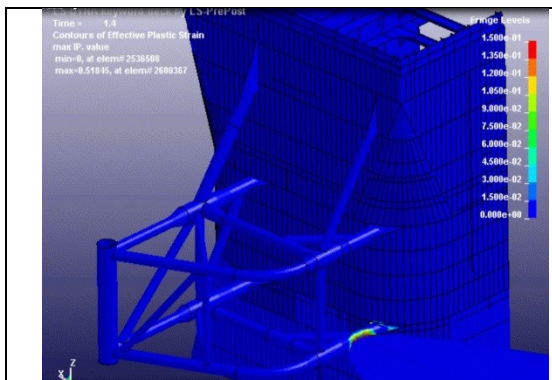


Figure 55. Strain distribution plot of CPF column externals for RPF01 (LC01)

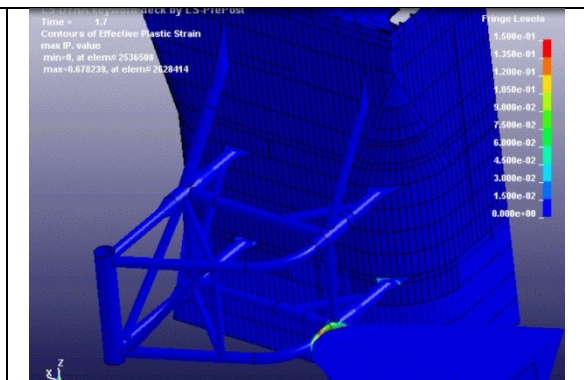


Figure 56. Strain distribution plot of CPF column externals for RPF01 (LC03)

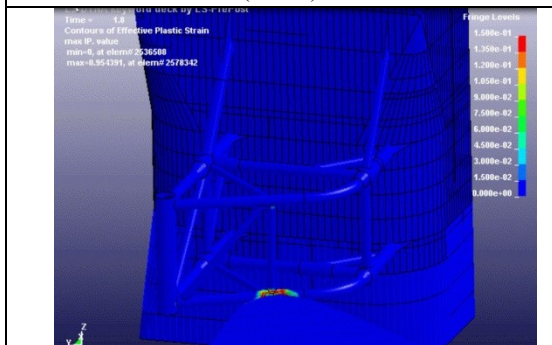


Figure 57. Strain distribution plot of CPF column externals for RPF01 (LC05)

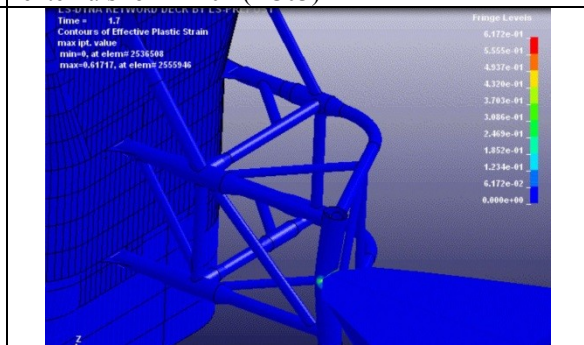


Figure 58. Strain distribution plot of CPF column externals for RPF01 (LC07)

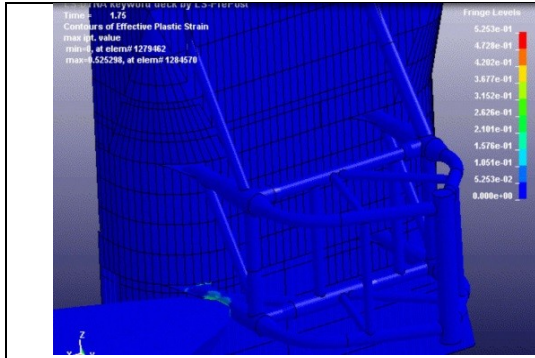


Figure 59. Strain distribution plot of CPF column externals for RPF02 (LC01)

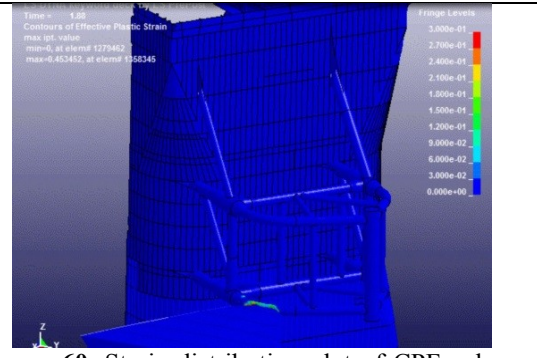


Figure 60. Strain distribution plot of CPF column externals for RPF02 (LC03)

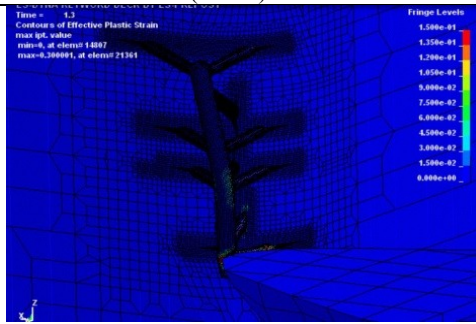


Figure 61. Strain distribution plot of CPF column externals for PN01 (LC02)

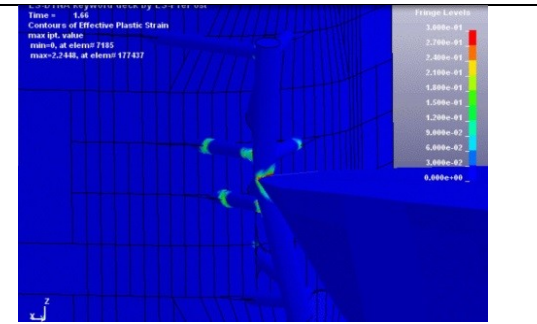


Figure 62. Strain distribution plot of CPF column externals for PN01 (LC05)

6. Conclusion

Collision analysis of the riser protection frame (RPF) and protection net (PN) supports of CPF is performed and presented in this paper.

Initially the collision analysis is performed with an objective of achieving zero plastic strain on the CPF column structure that is supporting the RPF and PN supports but later it is observed that it is very difficult to achieve it. Hence a plastic strain of 5% on the outer shell of the CPF column structure is agreed to be acceptable.

The objective of this analysis is to avoid any kind of leakage into the CPF column due to the collision, so it is important to control the plastic strain on the outer shell of the column. Since the plastic strain of the internal members of the column, RPF and PN structures, doesn't cause any leakage inside the column, there is no criterion for the plastic strain of these structural members.

Thus with the above collision energy and plastic strain criteria, the collision capacities of the RPF and PN supports are estimated along the span of the structures for the given collision energies.

Acknowledgement

The views expressed in this study are this of the author and is not necessarily that of the company with which the author is affiliated.

References

- [1] API Recommended Practice 2A-WSD: Recommended Practice for Planning, Designing and Constructing Fixed Offshore Platforms - Working Stress Design, American Petroleum Institute, 2000.
- [2] Grewal, G. and Lee, M.S., 2004. Strength of minimum structure platforms under ship impact, *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, pp. 368-375.
- [3] HSE, www.hse.gov.uk, Health and Safety Executive, UK, 2003.
- [4] ISSC, Collision and Grounding. 15th international ship and offshore structures congress, Committee Vol.3, San Diego, USA, 2003.
- [5] ISSC, 16th International ship and offshore structures congress, Vol.2, Committee V.1, Collision and Grounding, Southampton, UK, 20-25 August 2006.
- [6] Lin Y., Feng G., Ren H., and Yu H., 2010. Research on collision strength for deep sea submersible structures, *Proceedings of OMAE*, 20665.
- [7] MMS, MMS OCS spill database, Minerals Management Service, USA, 2000.
- [8] NORSOK Standard, Design of steel structure N-004, Rev.2 October 2004.
- [9] NORSOK Standard, Materials selections M-001, Rev.4 August 2004.
- [10] Oh M., Kim J.H., Jang Y.S. and Bird E., 2005. Impact Analysis of Greater Plutonio FPSO considering ship collision, *International Offshore and Polar Engineering Conference (ISOPE)*; Seoul, Korea.
- [11] Ozguc O., Das P.K., Barltrop N.D.P., 2006. A comparative study on the structural integrity of single and double side skin bulk carriers under collision damage. *Marine Structures*, Vol.18 (7-8). pp. 511-547.

EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS OF ACCELERATIONS AND VIBRATIONS ON VEHICLES AND BOATS

Mehmet S. MERDİVENÇİ, A. Gültekin AVCI and Barış BARLAS
Istanbul Technical University, Faculty of Naval Architecture and Ocean Engineering

ABSTRACT

The first objective of this study is to measure the hydrodynamic accelerations of Istanbul AFAD's inflatable boats. They use these boats for life saving purposes at Black Sea coasts and beaches of Istanbul. These types of boats running at high speed in rough seas experience six degrees of freedom (heave, surge, sway, yaw, roll and pitch) which is highly complex and dangerous. The reasons of the accelerations and pressures on the boat are, the wave impact, dead rise angle of the boat, running trim, displacement, speed of the boat and the incident wave heights. All the combination of the parameters make the hydrodynamic problem very complicated. An inertial measurement unit (IMU), was used to measure the accelerations of the boat cruising at rough seas. The second objective is to examine the quality of roads in ITU Ayazaga campus with a car and an ambulance all the while identifying the environmental factors affecting individual susceptibility to motion sickness during the road transport. The second experiment was designed to analyze the quality of roads in Istanbul Technical University Ayazaga Campus while cruising with a car in a convenient speed and measure the accelerations on the stretcher for a sick person during the cruise of ambulance in the event of an emergency case.

Key Words: Vibration Dose Value; IMU Device; Rigid Inflatable Boats; Hydrodynamic Accelerations.

1. Introduction

The mission of the Istanbul AFAD is to ensure the safety of life within its area. These inflatable boats have an important role on this mission. Our study was to measure the dynamic accelerations of these boats at high speed in rough sea conditions. In any urgent case, level of dynamic acceleration is very significant point on motion sicknesses especially while carrying injured person on board to the coast. During this journey comfort of injured person is so important and preventing from any possible motion sickness can save life. Our main object was to measure this hydrodynamic acceleration and at the end to suggest a better design for decreasing it. The second objective of this research was to identify environmental factors affecting individual susceptibility to motion sickness during the road transport.

There are numerous works in the literature investigating the accelerations on land vehicles. Nowadays, the dynamic accelerations of water crafts can also be investigated. Blood et al. [1] measured whole-body vibration exposures in front-end loader operators, and evaluated the effects of traction chains and work tasks on their whole-body vibration exposures.

Allen et al. [2] studied on the shocks and the impacts encountered on small high-speed craft exceed the limits set for safe working practice according to current standards. They set out to highlight the vibration dose values that can be expected during typical transits onboard high-speed craft and attempts to clarify some of the controversy currently surrounding vibration dose measurement in such circumstances. Dawkins et al. [3] investigated the effectiveness of using fractals for generating artificial terrains which can be used for vehicle simulations. Shoop et al. [4] explored a methodology that could quantify the impact of various vehicles, tires, driving speeds and maneuvers on the snow road conditions. Basic maneuvers were used to isolate the impact of turning, acceleration, braking and speed using spirals, circles, and straight-line testing on a flat, smooth snow pavement. Fallah-Fini et al. [5] discussed a dynamic efficiency measurement model for evaluating the performance of high way maintenance policies where the inter-temporal dependencies between consumption of inputs and realization of outputs were explicitly captured. Chan et al. [6] utilized the Tennessee Pavement Management System and Accident History Database to investigate the relationship between accident frequency and pavement distress variables. Shah et al. [7] evaluated two methods for priority ranking of road maintenance; ranking based on subjective rating and ranking based on economic indicator. Erdogan et al. [8] focused on the development and experimental evaluation of a novel adaptive feed forward vibration cancellation based friction estimation system. Nila et al. [9] focused on the hydrodynamic impact of bodies onto the water surface which is a problem of great importance in the design of off-shore and naval structures (wave energy converters, off-shore platforms, high speed boats, etc). Wines [10] focused on an issue for high speed craft that they in general are subject to high levels of vibration. Such vibrations may be harmful to the human body on-board and may reduce the situational awareness. An 11m hull RIB has been investigated experimentally for very high Froude numbers. Having recognized the problems that will most likely occur in calm water and in waves, the actual RIB was instrumented and a series of tests were conducted regarding vibration and maneuverability. Wertheim et al. [11] tested the traditional assumption that sea sickness is uniquely provoked by heave motion characteristics, with pitch and roll movements being ineffective. In an experiment with a ship motion simulator, subjects were exposed to pitch and roll motions in combination with rather weak heave motions that have no motion sickness inducing potential.

Turner and Griffin [12] identified personal and environmental factors influencing individual susceptibility to motion sickness during road transport. A questionnaire survey of 3256 coach travelers was conducted. Diaz et al. [13] presents the design of a monovariable robust controller with quantitative feedback theory (QFT) for reducing the vertical movement on a high-speed ferry. Kim et al. [14] investigated the response of the human body to the amounts, frequencies, directions, and exposure times of exerted forces. Processes have been developed to standardize these factors, and the typical examples are ISO 2631-1 and BS 6841, which are related to whole-body vibration and ISO 5349-1, which is related to hand transmitted vibration. Ahn [15] focused on discomfort of vertical whole-body shock-type vibration in the frequency range of 0.5 to 16 Hz. In this experimental study, various shock signals were systematically produced using the response of a one degree-of-freedom vibration model to hanning-windowed half-sine force input. Zhao and Schindler [16] investigated the evaluation of the WBV (Whole-body-vibration) exposure using ISO 2631-1 and ISO2631-5 standards and the results were compared in their study. Turkey and Akcay [17] utilized the response of the vehicle to profile imposed excitation with randomly varying traverse velocity and variable vehicle forward velocity with using the quarter car model. Misol et al. [18] investigated the different active structural acoustic control (ASAC) concepts for the reduction of interior noise in an automobile passenger compartment. For the control experiments, a medium-class test car was used, which had been equipped with

an active windshield. Belgacem et al. [19] focused on the cancellation of road noise, from the analysis of vibration transmission paths for an automotive suspension to the design of an active control system using inertial actuators on a suspension to reduce the vibrations transmitted to the chassis. Matilainen and Tuononen [20] determined the tyre contact length on dry and wet roads measuring the accelerations of the inner liner with a three-axial accelerometer. Aranda et al. [21] improved the design of a multivariable robust controller so that it will be able to reduce incidences of motion sickness on high speed ferries. Kuznetsov et al. [22] analyzed an improved suspension system with the incorporated inerter device of the quarter-car model to obtain optimal design parameters for maximum comfort level for a driver and passengers. Ahn [15] focused on the discomfort of vertical whole-body shock-type vibration in the frequency range of 0.5 to 16 Hz. Kim et al. [14] evaluated driven two passenger cars at several speeds over several road profiles to evaluate the subjective rating of ride comfort.

The first objective of this study is to measure the hydrodynamic accelerations of Istanbul AFAD's inflatable boats. The measurements in seas can lead the future researchers to design proper hull shapes and seating that can help people from severe impact injuries. The second objective of this research is to identify the environmental factors affecting individual susceptibility to motion sickness during the road transport. The measurements can be used to analyze the quality of roads.

2. Vibration Analyses

For generations, boaters have experienced the danger of slamming at high speeds in rough conditions. Currently, a number of national and international regulatory and certification organizations have published specific standards intended to limit impact exposure on boat passengers and operators. While it is well known in the scientific community that acute injury in slamming events results from impact, not from vibration, most of these standards are based on different methods of reducing complex whole-body vibration (WBV) exposure data to simple single-figure values.

There is no doubt that being exposed to vibration is healthy. Vibration can cause various health problems including accelerated aging of spinal disks and cartilage. Those problems contribute to cumulative injuries that can weaken structures and increase the risk of acute injury. However acute injury is most commonly triggered by impacts.

The most severe injuries caused by slamming in high-speed boats include fractures in vertebrae and extremities, and ruptures of intervertebral disks including those in the neck. A fast boat in motion even on a relatively calm sea is bafflingly dynamic, making it difficult to accurately predict the slamming loads passengers in a particular boat in particular conditions will be exposed to. It is safe to say that risk of acute injury is proportional to the level of energy absorbed from a particular slam but accurately predicting the magnitude of any slam is practically impossible.

2.1 Motion Sickness

By definition motion sickness or kinetosis is a condition in which a disagreement exists between visually perceived movement and the sensory system's sense of movement. It may be caused by different type of motion environments (e.g., cars, boats, planes, funfair rides, etc.). Factors which are conducting motion sickness sensitivity can be divided into two groups:

- Those related to inducement, ie. motion type and provocative property of inducement,
- Those related to the persons themselves, ie. orientation, sensitization, hypersensitivity or individual differences.

The last years innovation of transport and industry have extended the range of provocative motion environments, to cars, tilting trains, aircrafts and high speed boats. This general term “motion sickness” is best applied across all of those stimulus specific terms such as travel sickness, car sickness, air sickness or sea sickness.

2.2 Analyzing Accelerations

To measure the dynamics of a moving craft, it is the best option the measurement device at a position where we expect the least (smallest) transients accelerations. This is typically close to the centre of gravity (CG) of the craft since any rotations around the centre of gravity into centripetal accelerations at any point of rotation, which is usually close to the CG. There are some existing standards that might help boat designers and builders determine limits for “how much” and “what kind of exposure” is safe or dangerous.

Some of the existing standards are,

- European Union Directive 2002/44/EC,
- ISO 2631-1 [23],
- ISO 2631-5 [24],
- Annex 10 of 2000 HSC CODE,
- Root mean square (RMS) value,
- The acceleration dose,
- Vibration dose value (VDV),
- Crest Factor,
- Impact Count Index (ICI),
- Sed 8,
- Peak Over Threshold (POT)

2.3 Vibration Dose Values

Vibration Dose Values (VDV) were determined for each axis the VDV was calculated by

$$VDV = \int_0^T a^4(t) dt^{1/4} \quad (1)$$

where T is the duration of the exposure and a is the frequency weighted acceleration.

The unit of measure of VDV is $\text{ms}^{-1.75}$. The weightings used were W_d for the X and Y axes, and W_b for the Z axis. The combined VDV in all axes was determined by

$$VDV_{xyz} = (VDV_x^4 + VDV_y^4 + VDV_z^4)^{1/4} \quad (2)$$

and the total VDV of both trials by,

$$VDV_{TOTAL} = (VDV_1^4 + VDV_2^4)^{1/4} \quad (3)$$

where VDV_1 and VDV_2 are the combined axis VDV of trials 1 and 2, respectively, as given by Equation 2. Since VDV is sensitive to both shocks and vibration, it is interesting to note the estimated contribution to VDV of vibration alone, i.e., without the effects of impacts, and to determine the dosage a person would have received had they been on the boat in calm water with the engine running for the same length of time as the trials.

3. Experiment

Inertial Measurement Unit (IMU) is an electronic device that measures and reports on a body's velocity, orientation, and gravitational forces, using a combination of accelerometers and gyroscopes. It works by detecting the current rate of acceleration using one or more accelerometers, and detects changes in rotational attributes like pitch, roll and yaw using one or more gyroscopes. General view of Body Rotation of IMU Device is shown in Figure 1. All the experiment steps have been discussed below.

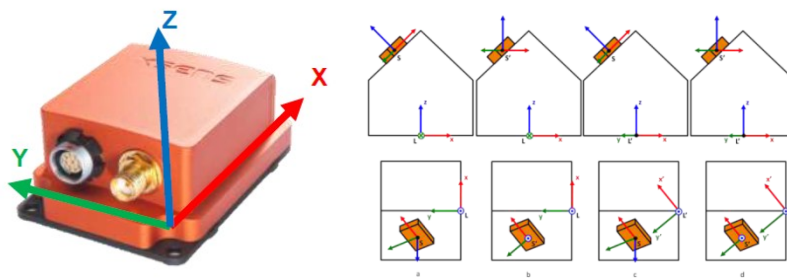


Figure 1: Body Rotation of IMU Device

3.1 Measuring The Impacts On ITU Campus Roads

Both an automobile and an ambulance on ITU Ayazaga Campus roads were undertaken on board. The duration of each trial was approximately 10 minutes. Both trials contained very hard and rough road conditions. On the car, one passenger accompanied with the driver. On the ambulance, three passengers, two was in the stretcher compartment, accompanied with the driver. The average speed during the car cruise is 20.5 km/h and the average speed during the ambulance cruise is the 25.9 km/h.

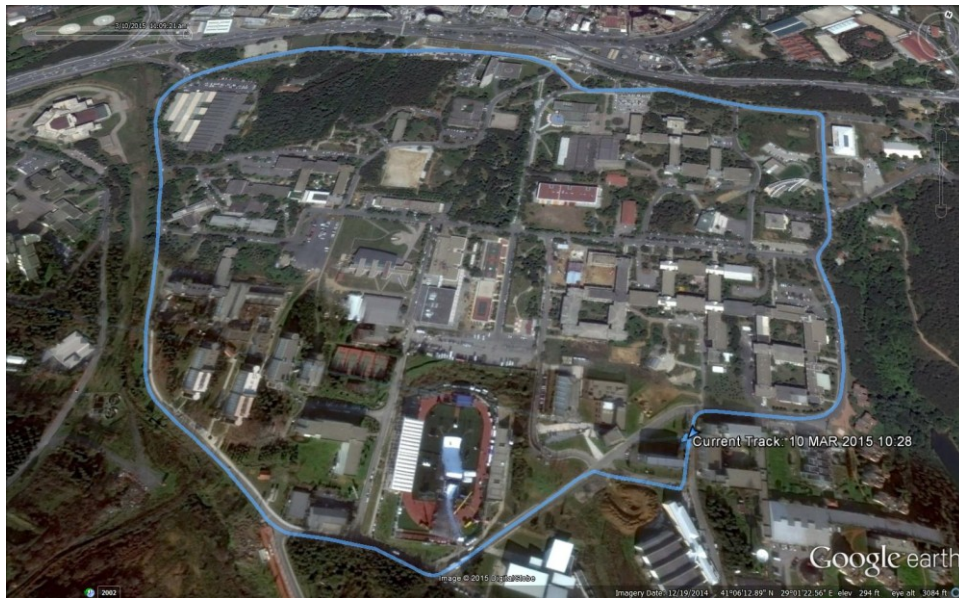
3.1.1 Automobile trial

Our experiment had done with a car (VW Passat Variant) on ITU Ayazaga Campus. The aim was to measure the accelerations during the cruise on the campus roads. The car was equipped with a tri-axial accelerometer (Xsens GT700). The axes of the accelerometer were aligned such that the Z axis measured vertical acceleration or heave, the Y axis measured transverse or lateral acceleration and the X axis fore-aft accelerations. The X, Y and Z axes of the rate gyros were aligned to measure roll, pitch and yaw, respectively. Basic vehicle parameters of the car are given in Table 1.

Table 1: The specifications of VW Passat Variant

Engine Output	85.75 kW
Wheelbase	2709 mm
Tire Size	205/55 R16
Front Suspension	The depreciated rack
Rear Suspension	Helical spring

The main objective of our experiments was to analyse the quality of roads in Istanbul Technical University Ayazaga campus with a car. During our cruise in ITU campus we have met 14 of speed bump and we turned 15 road bends. The loop for driving over different road surfaces is shown in Figure 2. The road sections include asphalt, only some parts of it has rough gravel surface and short slopes. The length of the loop is around 3.5 km. The speed bumps were fixed on a smooth asphalt road. All speed bumps have the same dimensions. The height of the obstacle is 0.08 m; the width is 0.5 m; and the length is 5m as shown in Figure 3. During our cruise on 10th of March 2015 in ITU campus we have met 14 speed bumps. While passing by on different speed bumps we have met different acceleration values.

**Figure 2:** The aerial view of the test route at ITU Ayazaga Campus

During the trial, the peak acceleration magnitude for the Z axis was 14.79 m/s^2 - 1.508 g, while its rms value was 9.797 m/s^2 . While passing through the 1st speed bump, the maximum acceleration is 1.23 g which is 12.1 m/s^2 . The photograph and the real time accelerations on the 1st Speed Bump is given in Figure 6. The average speed was 20.5 km/h, the average speed while moving was 23.4 km/h, the minimum speed was 0.2 km/h and the maximum speed was 56 km/h during the cruise in the campus. The properties of campus track on 10th of March 2015 are given in Table 2, the Photograph of the 7th Speed Bump and the accelerations on the 7th Speed Bump is shown in Figure 3 respectively.

Table 2: The properties of campus track on 10th of March 2015

Property	Value
Elapsed Time (min/sec)	09:32
Moving Time (min/sec)	08:20
Distance (km)	3.3
Average Speed (km/h)	20.5
Average Moving Speed (km/h)	23.4
Minimum Speed (km/h)	0.2
Maximum Speed (km/h)	56.0

Table 3: The speed and maximum acceleration values of the speed bumps on 10th of March 2015 track.

Speed Bump	Speed before the bump [km/h]	Acceleration Z [m/s ²]	Acceleration Z in g
1 st Speed Bump	13	12.1	1.23
2 nd Speed Bump	20	14.2	1.45
3 rd Speed Bump	20	13.7	1.39
4 th Speed Bump	16	13.3	1.35
5 th Speed Bump	18	14.4	1.47
6 th Speed Bump	14	12.7	1.29
7 th Speed Bump	17	14.1	1.44
8 th Speed Bump	21	12.6	1.28
9 th Speed Bump	10	13.0	1.32



Figure 3: The Photograph and the accelerations of the 7th Speed Bump.

The speed before the bumps and maximum acceleration values of the speed bumps are given in Table 3. The acceleration values on the speed bumps directly related to the speed of the vehicle before the bump. If the speeds are higher, the acceleration values are getting higher. Trial 1 was the first 1.9 km of the track, and Trial 2 was the rest of the track as depicted in Figure 2. VDV of Mti700 in each axis and totals for both trials on 10th of March 2015 track is shown in Table 4. The total VDV are calculated using Equations (1)-(3). It can be seen that VDV due to vibration was calculated to be $5.02 \text{ ms}^{-1.75}$ and $5.47 \text{ ms}^{-1.75}$ for trials 1 and 2, respectively and the total VDV is 6.26.

Table 4: VDV of Mti700 in each axis and totals for both trials on 10th of March 2015 track.

VDV	Trial 1	Trial 2	Total
X-Axis	139.26	409.16	410.53
Y-axis	188.12	241.75	261.39
Z-axis	308.22	245.67	335.49
Total	5.02	5.47	6.26

3.1.2 Ambulance trial

The second experiment has done with an ambulance in ITU Ayazaga Campus. Our aim is to measure the accelerations on the stretcher for a sick person during the cruise of ambulance. The ambulance was equipped with two tri-axial accelerometers. The axes of the accelerometer were aligned such that the Z axis measured vertical acceleration or heave, the Y axis measured transverse or lateral acceleration and the X axis fore-aft accelerations. The X, Y and Z axes of the rate gyros were aligned to measure roll, pitch and yaw, respectively. Basic vehicle parameters of the ambulance are given in Table 5. Also experimental setup for the ambulance trial is shown in Figure 4 and the aerial view of the test route at ITU Ayazaga Campus is shown in Figure 5.

Table 5: Ambulance Specifications Ford Transit

Engine Output	99.29 kW
Wheelbase	3300 mm
Tire Size	215/55 R16
Front Suspension	Coil Spring
Rear Suspension	Leaf spring



Figure 4: Experimental setup for the ambulance trial.

The second main objective of the experiment was to analyse the quality of roads in Istanbul Technical University Ayazaga campus with an ambulance in an emergency situation. During the cruise on ITU campus roads, 16 speed bumps and 19 road bends have encountered. The road sections include asphalt, some parts has rough gravel surface and short slopes. The length of the loop is around 3.6 km. The photograph and accelerations of the 1st imperfection is shown in Figure 6, the maximum acceleration values of the speed bumps is given in Table 6. Besides VDV of Mti200 in each axis and total VDV for road trials is given in Table 7.

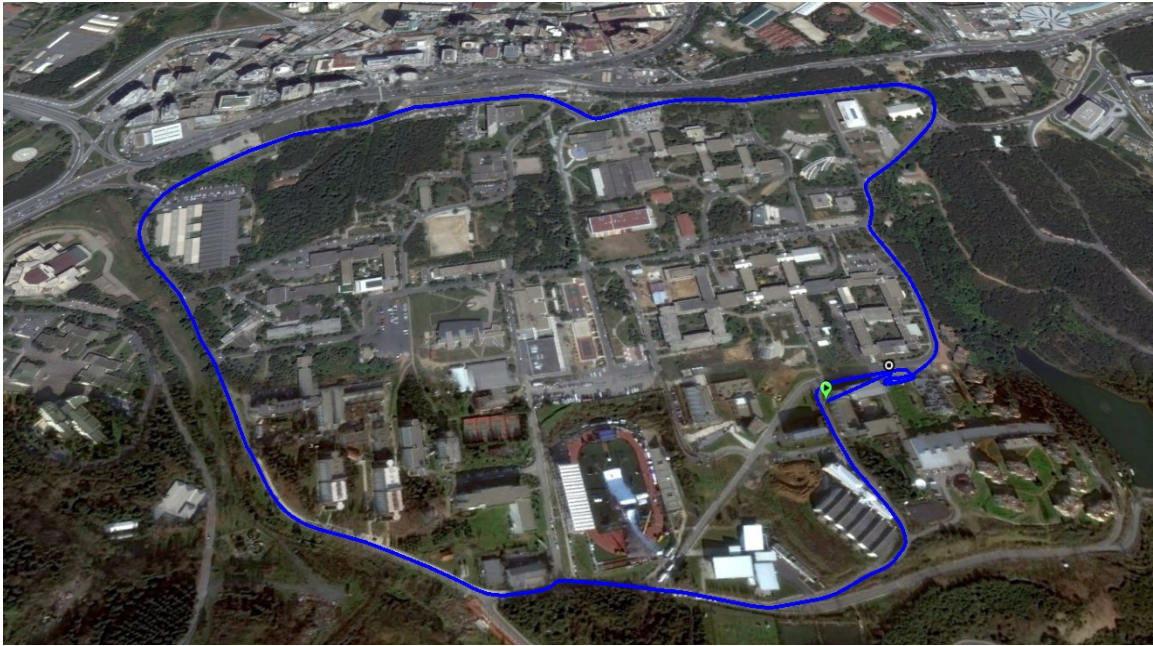


Figure 5: The aerial view of the test route at ITU Ayazaga Campus

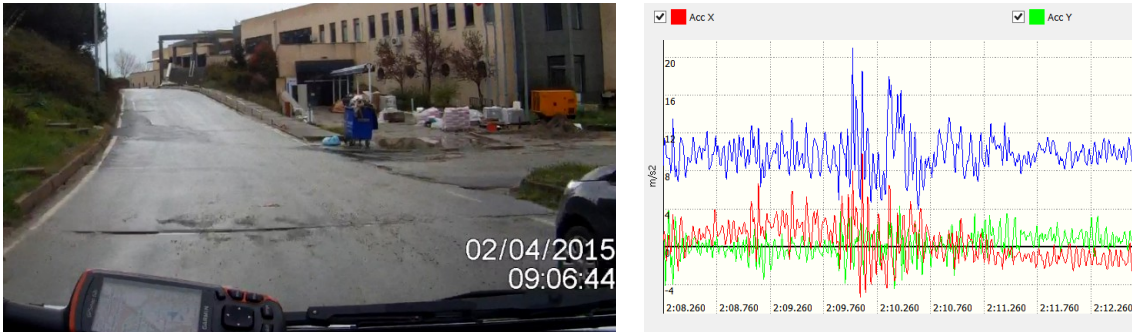


Figure 6: The Photograph and accelerations of the 1st Imperfection

Table 6: The maximum acceleration values of the speed bumps

Speed Bumper	Speed before the bump or imperfections [km/h]	Acceleration Z [m/s ²]	Acceleration Z in g
1 st Imperfection	34	22	2.24
2 nd Imperfection	48	25	2.55
3 rd Speed Bump	12	16	1.63
4 th Speed Bump & Imperf.	9	20	2.04
5 th Imperfection	50	35	3.56

Table 7: VDV in each axis and totals for both devices.

VDV	Mti 200[m/s ^{1.75}]	Mti 700[m/s ^{1.75}]	Total[m/s ^{1.75}]
X-Axis	2500.975	20120.73	20121.93
Y-axis	2049.075	24756.79	24757.08
Z-axis	43831.63	80178.02	81911.29
Total	14.831	18.805	20.41

The track is given in Figure 5 and VDV of Mti200 and Mti700 in each axis and totals on 2nd of April 2015 track is shown in Table 7. It can be seen that VDV due to vibration was calculated to be 14.83 ms^{-1.75} and 18.81 ms^{-1.75} for Mti200 and Mti700 respectively, and the total VDV is 20.41.

3.2 Measuring Impacts on 4.7m Inflatable Lifesaving Boat

The experiment has done with a rigid inflatable 4.70 meters Mercury boat of Istanbul AFAD at Marmara Sea. The boat was equipped with two tri-axial accelerometers. Two trials on the same day approximately five minutes apart were undertaken on board. The duration of each trial was approximately 7 and 8 minutes, respectively. Both trials contained a mixture of head, beam and following seas. The sea state was estimated to be 1 on both trials. Two passengers accompanied an experienced Istanbul AFAD pilot on both trials. The average speed in open water during both trials was between 15 knots and 20 knots depending on the direction of travel relative to the waves. The axes of the accelerometer were aligned such that the Z axis measured vertical acceleration or heave, the Y axis measured transverse or lateral acceleration and the X axis fore-aft accelerations. The X, Y and Z axes of the rate gyros were aligned to measure roll, pitch and yaw, respectively. Basic vehicle parameters of the boat are given in Table 8. Similar measurements can be found on Riley[25] and Ullman [26].

Table 8: Boat Specifications Heavy-Duty 470 XS

Specification	Value
Engine Output	25 kw
Overall length	470 cm
Length inside	332 cm
Overall beam	216 cm
Maximum Load	1200 kg
Boat's Weight	160 kg
Beam Inside	108 cm
Tube Diameter	54 cm

The total VDV of $12.10 \text{ ms}^{-1.75}$ experienced by the crew during the trials far exceeded the action limit of $15 \text{ ms}^{-1.75}$ recommended in BS and the maximum daily dose of $21 \text{ ms}^{-1.75}$ permitted by the European Directive. The higher VDV of the first trial in comparison to that of the second was to be expected given the increased sea state during the former. It is also interesting to note that the total VDV's were dominated by the VDV of the Z axis and that the impacts in Y axis had very little effect on the VDV despite the relative importance suggested by anecdotal evidence that lateral impacts have on discomfort. This would appear to support the argument that, although it is generally held to be measure of discomfort, based on translational accelerations alone, VDV does not adequately represent the level of discomfort reported onboard high-speed craft. During our cruise on 14th of April 2015 on Ağaçlı, Black Sea coast of Istanbul, the maximum acceleration value on z direction is around 35 m/s^2 which is almost 3.6 g. The real time accelerations of the cruise is given in Figure 7 and Figure 8 respectively. It can be seen from the figures that, when the boat speed is getting high, the measured acceleration values in z direction is getting high as expected. The properties of sea trial is given in Table 9.

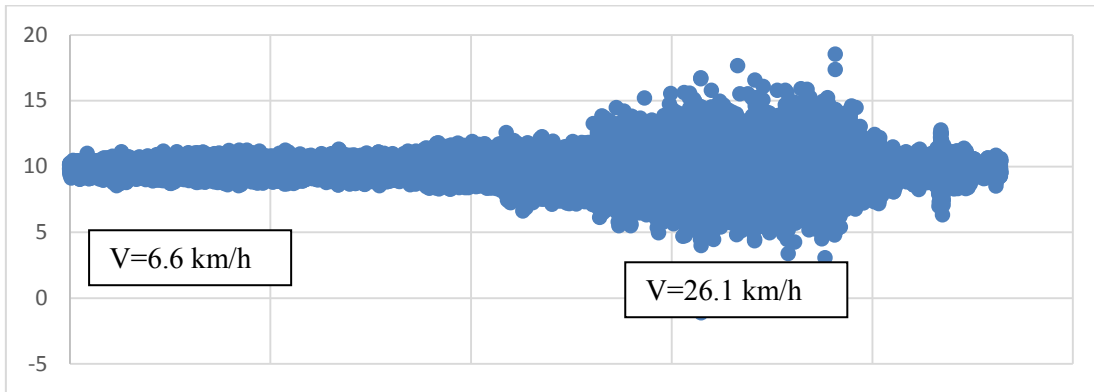


Figure 7: The first part plots of the raw accelerometer signal of z direction.

The boat travelled around the coast of Ağaçlı and during the cruise, the sea state was 1 and there was no significant waves which would affect our acceleration measurements. We increased the speed at every 20 seconds in first trial and additionally we have moved on a curvy line 6 times at our second trial. Approximately 15 minutes after the start of the trial, the boat returned to the starting point.

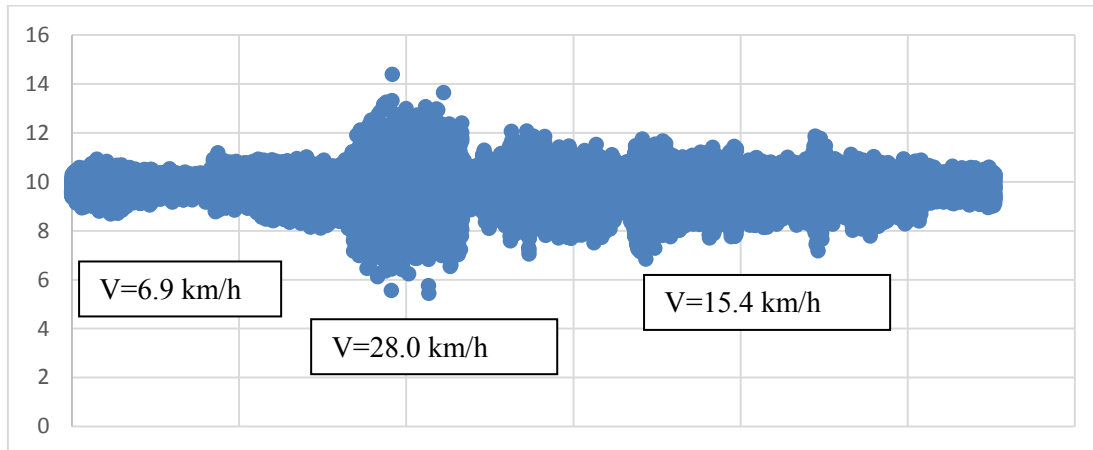


Figure 8: The second part plots of the raw accelerometer signal of z direction.

The average speed was 12.1 km/h, the average speed while moving was 12.2 km/h, the minimum speed was 0.2 km/h and the maximum speed was 32 km/h during the cruise on the sea. increasing speed, a mechanical failure or handling error will introduce an increasing risk of capsizing with increasing speed. To ensure safe operations, the following essential moments should be considered. VDV of Mti700 and Mti200 in each axis and totals for both trials are given in Tables 10-12.

Table 9: The properties of sea trial.

Property	Value
Elapsed Time (min/sec)	13:36
Moving Time (min/sec)	13:27
Distance (km)	2.7
Average Speed (km/h)	12.1
Average Moving Speed (km/h)	12.2
Minimum Speed (km/h)	0.2
Maximum Speed (km/h)	32.0

Table 10: VDV of Mti700 in each axis and totals for both trials.

VDV	Trial 1	Trial 2	Total
X-Axis	1080.886	541.474	1097.52
Y-axis	2927.196	382.441	2927.41
Z-axis	8438.258	3742.779	8518.75
Total	10.5623	8.265	11.44

Table 11: VDV of Mti200 in each axis and totals for both trials.

VDV	Trial 1	Trial 2	Total
X-Axis	272.806	293.322	337.28
Y-axis	107.436	299.165	300.40
Z-axis	3031.841	313.885	3031.93
Total	7.643	5.487	8.11

Table 12: VDV in each axis and totals for both trials.

VDV	Trial 1-Avg	Trial 2-Avg	Total-Avg
X-Axis	1097.52	337.28	1099.96
Y-axis	2927.41	300.40	2927.49
Z-axis	8518.75	3031.93	8552.72
Total	11.44	8.11	12.10

4. Conclusions

This paper has highlighted the Vibration Dose Values (VDV) that can be expected on a car, an ambulance and a RIB high speed marine craft, and how these values relate to limits set by current standards and legislation. By comparing the impacts encountered to the boat motions, it has been possible to determine which are the more dominant axes and show that it is not

necessary to weight axes and show that it is not necessary to weight certain axes more than others. In further work, the experiments should be repeated in higher sea states. Also different type of boats can be used. The magnitudes of impacts reported in this work are lower than those in other works. However, it is not clear how their data were collected and analysed, and therefore it is not easy to gauge the accuracy of their results. It is reasonable to assume though that the impacts encountered would have been larger due to the higher sea states. It is also possible to evaluate an impact formula for RIB high speed marine crafts by using the parametric sea tests. It is also intended to apply the algorithms and analysis reported here to a series of model tank test experiments involving a variety of hull forms. From these experiments it should be possible to determine each hull's VDV and motion characteristics in a variety of sea conditions, which could prove useful to naval architects designing RIBs that exhibit better performance regarding the new legislation.

Acknowledgement

The authors would like to thank Istanbul AFAD for their contribution to the boat experiments. They are also grateful to Istanbul Technical University for using their ambulance.

References

- [1] Blood, R.P., Rynell, W.P., Johnson, W.P. Whole-body vibration in heavy equipment operators of a front-end loader: Role of task exposure and tire configuration with and without traction chains, *Journal of Safety Research*, 2012, 43(5-6): 357-364.
- [2] Allen, D.P., Taunton, D.J., Allen, R. A study of shock impacts and vibration dose values onboard highspeed marine craft, *International Journal of Maritime Engineering*, 2008, 150: 10.
- [3] Dawkins, J.J., Bevly, D.M., Jackson, R.L. Evaluation of fractal terrain model for vehicle dynamic simulations, *Journal of Terramechanics*, 2012, 49(6): 299-307.
- [4] Shoop, S., Knuth, M., Wieder, W. Measuring vehicle impacts on snow roads, *Journal of Terramechanics*, 2013, 50(1): 63-71.
- [5] Fallah-Finni, S., Triantis, K., Rahmandad, H., Garza, J.M. Measuring dynamic efficiency of highway maintenance operations, *Omega - The International Journal of Management Science*, 2015, 50: 18-28.
- [6] Chan, Y.C., Huang, B., Yan, X., Richards, S. Investigating effects of asphalt pavement conditions on traffic accidents in Tennessee based on the pavement management system (PMS), *Journal Of Advanced Transportation*, 2010, 44 : 150-161.

- [7] Shah, Y.U., Jain, S.S., Parida, M. Evaluation of prioritization methods for effective pavement maintenance of urban roads, *International Journal of Pavement Engineering*, 2014, 15(3): 238-250.
- [8] Erdogan, G., Alexander, L., Rajamani, R.. Adaptive Vibration Cancellation for Tire-Road Friction Coefficient Estimation on Winter Maintenance Vehicles, *IEEE Transactions On Control Systems Technology*, 2010, 18(5): 1023-1032.
- [9] Nila, A., Vanlanduit, S., Vepa, S., Van Paepegem, W. A PIV-based method for estimating slamming loads during water entry of rigid bodies, *Measurement Science And Technology*, 2013, 24(4).
- [10] Wines, C. Stability and Safety Issues for High Speed Operation of Rigid Inflatable Boats, 11th International Conference on Fast Sea Transportation, Hawaii, 2011, 844-849.
- [11] Wertheim, A.H., Bos, J.E., Bles, W. Contributions of roll and pitch to sea sickness, *Brain Research Bulletin*, 1998, 47(5): 517-524.
- [12] Turner, M., Griffin, M.J. Motion sickness in public road transport: passenger behaviour and susceptibility, *Ergonomics*, 1999, 42(3): 444-461.
- [13] Diaz, J.M., Dormido, S., Aranda, J. Interactive computer-aided control design using quantitative feedback theory: the problem of vertical movement stabilization on a high-speed ferry, *International Journal of Control*, 2005, 78(11): 813-825.
- [14] Kim, M.S., Kim, K.W., Yoo, W.S. Method To Objectively Evaluate Subjective Ratings Of Ride Comfort, *International Journal of Automotive Technology*, 2011, 12(6): 831-837.
- [15] Ahn, S.J. Discomfort Of Vertical Whole-Body Shock-Type Vibration In The Frequency Range Of 0.5 To 16 Hz, *International Journal of Automotive Technology*, 2010, 11(6): 909-916.
- [16] Zhao, X., Schindler, C. Evaluation of whole-body vibration exposure experienced by operators of a compact wheel loader according to ISO 2631-1:1997 and ISO 2631-5:2004, *International Journal of Industrial Ergonomics*, 2014, 44(6): 840-850.
- [17] Turkay, S., Akcay, H. A study of random vibration characteristics of the quarter-car model, *Journal of Sound and Vibration*, 2005, 282(1-2): 111-124.
- [18] Misol, M., Algermissen, S., Monner, H.P. Experimental investigation of different active noise control concepts applied to a passenger car equipped with an active windshield, *Journal of Sound and Vibration*, 2012, 331(10): 2209-2219.

- [19] Belgacem, W., Berry, A., Masson, P. Active vibration control on a quarter-car for cancellation of road noise disturbance, *Journal of Sound and Vibration*, 2012, 331(14): 3240-3254.
- [20] Matilainen, M., Tuononen, A., 2014. Tyre contact length on dry and wet road surfaces measured by three-axial accelerometer, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2015, 52-53: 548-558.
- [21] Aranda, J., Cruz, J.M., Diaz, J.M. Design of a multivariable robust controller to decrease the motion sickness incidence in fast ferries, *Control Engineering Practice*, 2004, 13: 985-999.
- [22] Kuznetsov, A., Mammadov, M., Sultan, I., Hajilarov, E. Optimization of improved suspension system with inerter device of the quarter-car model in vibration analysis, *Archive of Applied Mechanics*, 2011, 81(10): 1427-1437.
- [23] TS ISO 2631-1 Mechanical vibration and shock -- Evaluation of human exposure to whole-body vibration, Part1 (2013).
- [24] TS ISO 2631-5 Mechanical vibration and shock -- Evaluation of human exposure to whole-body vibration, Part 5 (2013).
- [25] Riley, M.R.. Analysing Accelerations, *Professional Boat Builder*, 2013, 141: 36-48.
- [26] Ullman, J. Slamming Standards, *Professional Boat Builder*, 2014, 149:48-55.

DENİZ SEKTÖRÜNDE KULLANILAN KOMPOZİT MALZEMELERİN MEKANİK ÖZELLİKLERİNİN BELİRLENMESİ İÇİN BASİT BİR DENEY DÜZENEGİ

Savaş SEZEN*, Süleyman DUMAN*, Ozan KAPLAN* ve Yalçın ÜNSAN*, Emin KORKUT*
**İTÜ Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi*

ÖZET

Bu çalışmada, kompozit malzeme çeşitleri ve üretim aşamalarından bahsedilerek uygun deney düzeneği tasarımları araştırılarak en uygun sistemin seçiminin yapılması anlatılmıştır. Farklı örgü ve gramajlara sahip cam elyaf malzemesinden elle yatırma tekniği ile deney numunelerinin nasıl üretildiği üzerinde durulmuştur. Ayrıca mekanik özelliklerin belirlenmesi için deneyin yapılabileceği çekme deney düzeneği imal edilerek kompozit numunelerin kopma gerilmeleri ölçülmüştür. Bu deney düzeneği çoğu işletmede ucuz ve kolay kurulabilecek bir sistem amaçlanarak geliştirilmiştir.

Anahtar kelimeler: Kompozit, Cam Elyaf, Çekme Deney Cihazı Tasarımı, Üretim Tekniği, Belirsizlik Analizi.

1. Giriş

Sürekli değişen günümüz koşullarında mühendislik alanında gerçekleşen yeni gelişmelerin biz mühendisler için faydalı olması araştırma ve bilgi birikimiyle mümkün olmaktadır. Edinilen bu bilgi ve birikimler doğru metotlar uygulanarak mühendislik temelinin gelişmesine ışık tutmaktadır [1].

İTÜ Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi Yüksek Lisans Programı kapsamında açılan, ‘Applied Experimental Methods in Naval Architecture’ dersinin kapsamında yapılan çalışmalar mühendislik hayatımızın temelini oluşturarak bizlere yol gösterici olmuştur. Hocalarımızın bizlere verdiği fikirler ve bizlerin yaptığı araştırmalarla hem ekonomik hem de çözüm odaklı çalışmak birinci hedefimiz olmuştur. Dersin temelinde yatan amaç bir deneyin nasıl yapılacağını, deneyi yapılacak konunun hangi problemin çözümü için kullanılacağını açıklamak ve sonuçlarının doğuracağı etkilerin tartışılarak en iyi şekilde analiz edilmesini sağlamaktır [2].

Bu ders çerçevesinde kurulan ÇEK-BAS grubu olarak deneyimize ait çalışmaların başlangıcından itibaren bir takım olarak çalışma duygusunu benimsemiş ve birbirimize aktardığımız bilgi ve birikimler sayesinde gerekli araştırmalarımız ve çalışmamız sonucunda ortaya koyduğumuz bu deney çalışmalarımızın meyvesi olmuştur. Deney konumuzun belirlenmesinden sonra gerek piyasa araştırmamız gerekse akademik açıdan yaptığımız araştırmalar değişik fikirlerin oluşmasına neden olmuştur. Deneyimizde kullandığımız malzemeler, üretim aşamaları ve bu malzemelerin testlerinin yapılması için tasarladığımız düzenek, bizlerin araştırmaları ve çalışmalarını sonucunda üretilebilirlik ve ekonomik açıdan en uygun olacak şekilde seçilmiştir [2].

2. Kompozit Malzemeler

İki veya daha fazla sayıdaki aynı veya farklı gruptaki malzemelerin, en iyi özelliklerini bir araya toplamak ya da ortaya yeni bir özellik çıkarmak amacıyla, bu malzemelerin makro seviyede birleştirilmesiyle oluşan malzemelere “Kompozit Malzeme” denir. Başka bir deyişle birbirlerinin zayıf yönünü düzelterek üstün özellikler elde etmek amacı ile bir araya getirilmiş değişik tür malzemelerden veya fazlardan oluşan malzemeler olarak da adlandırılabilir [3-4].

3. Kompozit Malzeme Çeşitleri

Kompozit malzemeler yapım metotlarına ve yapılarını oluşturan malzemelere göre iki ayrı şekilde sınıflandırılmıştır [5]. Bunlar Bölüm 3.1 ve 3.2 ‘ de özetlenmiştir.

3.1. Yapılarını Oluşturan Malzemelere Göre Kompozitler

Yapılarını oluşturan malzemelere göre kompozit malzemeler aşağıdaki başlıklar altında toplanabilir;

- Plastik - Plastik Kompozitler
- Plastik – Cam Elyaf Kompozitler
- Plastik – Metal Fiber Kompozitler
- Plastik – Köpük Kompozitler
- Metal Matrisli Kompozitler
- Seramik Kompozitler
- Kâğıt

3.2. Yapım Şekillerine Göre Kompozitler

Yapım şekillerine göre kompozit malzemeler aşağıdaki başlıklar altında sınıflandırılabilir;

- Karışık Malzeme ve Sinterleme
- Yüzey Kaplamaları
- Lif Takviyesi
- Karbon Fiber Üretimi

4. Kompozit Malzemelerin Avantajları ve Dezavantajları

Kompozit malzemeler bazı özelliklerinden dolayı diğer malzemelere göre avantajlı olurken, sahip olduğu bazı özellikler sebebiyle de dezavantajları mevcuttur [3,6].

4.1. Kompozit Malzemelerin Avantajları

Kompozit malzemelerin avantajları aşağıdaki gibi özetlenebilir:

Yüksek Mukavemet Kompozit malzemelerin çekme ve eğilme mukavemetleri, birçok metalik malzemeye göre çok daha yüksektir.

Kolay Şekillendirme Kompozit malzeme kullanılarak yapılan büyük ve karmaşık parçalar, tek işleme bir parça halinde kalıplanabilir. Bu ise malzeme ve işçilikten kazanç sağlar.

Elektriksel Özellikler Uygun malzemelerin seçilmesiyle, çok üstün elektriksel özelliklere sahip kompozit ürünler elde edilebilir.

Isıya ve Ateşe Dayanıklılık Isı iletim katsayısı düşük malzemelerden oluşan kompozitlerin ısıya dayanıklılık özellikleri, yüksek ısı altında kullanılabilmesine olanak tanımaktadır. Bazı özel katkı maddeleri ile kompozit malzemenin ısıya dayanımı artırılabilir.

Titreşim Sönümlenme Kompozit malzemelerin sünekliği nedeniyle, doğal bir titreşim sönümlenme ve şok yutabilme özelliği vardır. Bu sayede çatlak yürümesi de engellenmiş olur.

Korozyona ve Kimyasal Etkilere Karşı Dayanıklılık Kompozit malzemeler, hava etkilerinden, korozyondan ve çoğu kimyasal etkilerden zarar görmezler. Bu özellikleri nedeniyle kompozit malzemeler; kimyevi madde tankları, boru ve aspiratörleri, tekne ve deniz araçları yapımında güvenle kullanılmaktadır.

4.2. Kompozit Malzemelerin Dezavantajları

Kompozit malzemelerin dezavantajları aşağıdaki gibi özetlenebilir:

Hammaddenin pahalı olması; örneğin uçaklarda kullanılacak kalitede karbonun m² lik kumaşının maliyeti yaklaşık 60 \$' dir.

Lamine edilmiş kompozitlerin özellikleri her zaman ideal değildir, kalınlık yönünde düşük dayanıklılık ve katlar arası düşük kesime dayanıklılık özelliği bulunmaktadır.

Malzemenin kalitesi üretim yöntemlerinin kalitesine bağlıdır, standartlaşmış bir kalite yoktur.

Kompozitler kırılğan (gevrek) malzeme olmalarından dolayı kolaylıkla zarar görürler, onarılmaları yeni problemler yaratabilir.

5. Kompozit Malzemelerin Kullanım Alanları

Gelişen dünya ile birlikte birçok alanda daha dayanıklı ve hafif malzemeler tercih edilmeye başlanmıştır. Bununla birlikte kompozit malzemelerin oldukça geniş bir kullanım alanı vardır [3]. Bunlar aşağıdaki gibi sıralanabilir;

- Havacılık,
- Denizcilik,
- Spor Araçları,
- Korozyona Dayanıklı Ürünler,
- Sağlık,
- Ulaşım,
- Formula 1 Arabaları,
- Müzik aletleri,
- Yapı Sektörü, vs.

6. Kompozit Malzeme Üretim Teknikleri

6.1. Elle Yatırma (Hand Lay-Up) Yöntemi

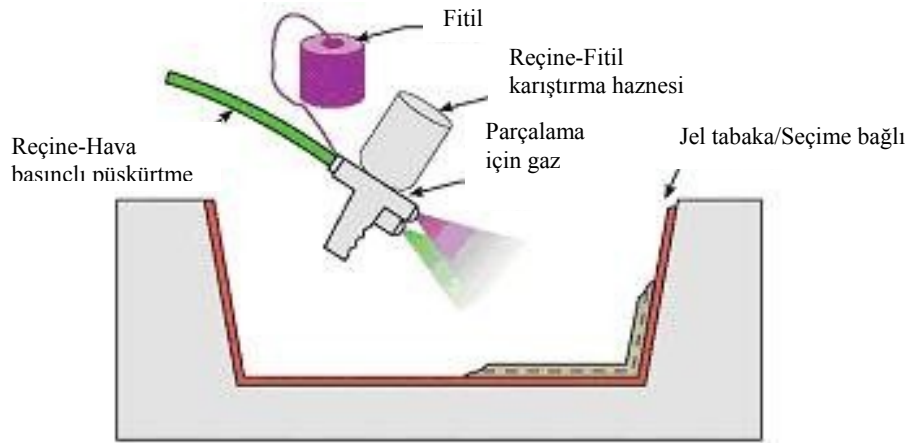
Dokuma veya kırılmış elyaflarla hazırlanmış takviye kumaşları hazırlanmış olan kalıp üzerine elle yatırılarak üzerine sıvı reçine elyaf katmanlarına emdirilir [3,7,8]. Şekil 1’de yöntemin uygulaması görülmektedir.



Şekil 1. Elle yatırma yöntemi.

6.2. Püskürtme (Spray-Up) Yöntemi

Püskürtme yöntemi elle yatırma yöntemini aletli gerekli olarak kabul edilebilir. Kırılmış elyaflar kalıp yüzeyine, içine sertleştirici katılmış reçine ile birlikte özel bir tabanca ile püskürtülür [3,7,8]. Şekil 2’de uygulamaya ait bir şema görülmektedir



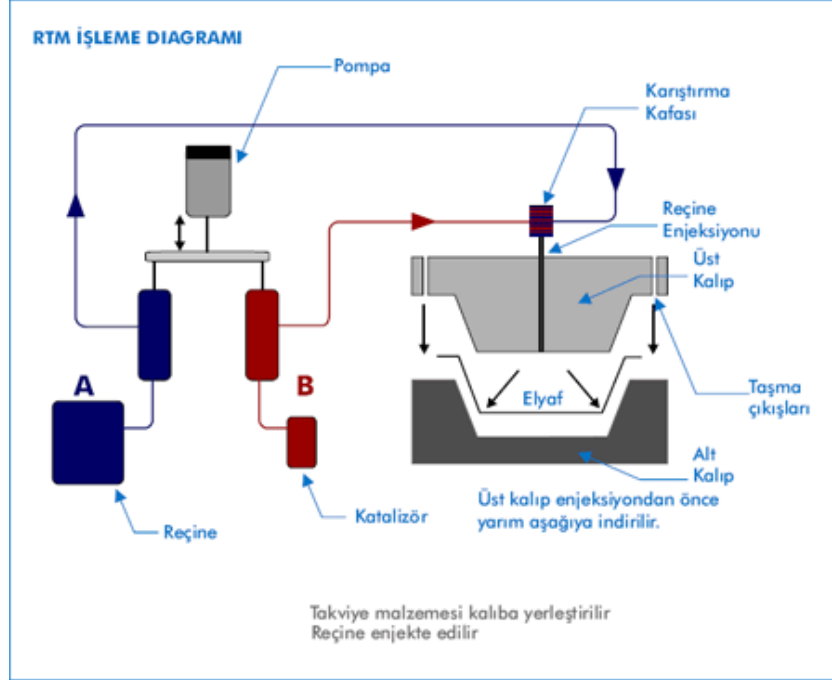
Şekil 2. Püskürtme yöntemi. [7]

6.3. Elyaf Sarma (Filament Winding) Yöntemi

Bu yöntem özel biçime sahip ürünlerin seri üretimine uygundur [3,7,8].

6.4. Reçine Transfer Kalıplama RTM / Reçine Enjeksiyonu Yöntemi

Bu kompozit üretim yönteminde elle yatırma sistemlere (bkz. Şekil 3) daha hızlı ve uzun ömürlü olmakla birlikte iki parçalı kalıp kullanmak gereklidir. Kalıbın kompozit malzemeyle yapılması çelik kalıp maliyetine göre daha düşük kalmasına neden olmaktadır [3,7,8].



Şekil 3. RTM işlemi. [7]

6.5. Profil Çekme / Pultruzyon (pultrusion) Yöntemi

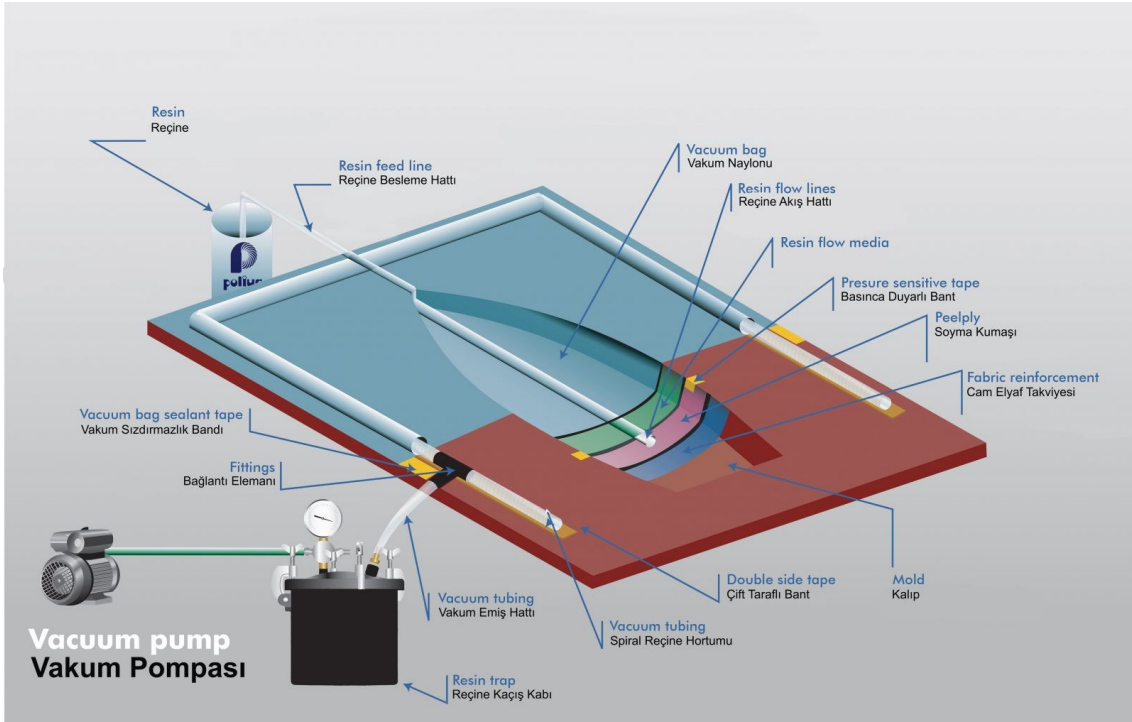
Pultruzyon işlemi sürekli sabit kesitli kompozit profil ürünlerin üretilebildiği düşük maliyetli seri üretim yöntemidir [3,7,8].

6.6. Hazır Kalıplama / Compression Molding (SMC, BMC) Yöntemi

Hazır kalıplama bünyesinde cam elyafı, reçine, katkı ve dolgu malzemeleri içeren kalıplamaya hazır, hazır kalıplama bileşimleri olarak adlandırılan kompozit malzemelerin (SMC, BMC) sıcak baskı kalıplarla ürüne dönüştürülmesidir [3,7,8].

6.7. Vakum Torbalama / Vakum Bagging Yöntemi

Kompozit malzeme (genellikle geniş sandviç yapılar) önce bir kalıba yerleştirilir, ardından bir vakum torbası en üst katman olarak yerleştirilir. İçerideki havanın emilmesiyle vakum torbası, yatırılan malzemenin üzerine 1 atmosferlik basınç uygulayarak aşağıya çekilir. Sonraki aşamada tüm bileşim bir fırına yerleştirilerek reçinenin kür işlemi için ısıtılır. Bu yöntem sıklıkla elyaf sarma ve yatırma teknikleri ile bağlantılı olarak uygulanır. Kompozit malzeme tamir işlemlerinde de vakum bagging yöntemi (bkz. Şekil 4) kullanılmaktadır [3,7,8,9].



Şekil 4. Vakum torbalama işlemi. [8]

6.8. Otoklav / Autoclave Bonding Yöntemi

Termoset kompozit malzemelerin performanslarını artırmak için elyaf/reçine oranını artırmak ve malzeme içinde oluşabilecek hava boşluklarını tamamen gidermek gerekmektedir. Bunun sağlanması için malzemeyi yüksek ısı ve basınca uygulayarak sağlanabilir [3,7,8].

6.9. Preslenebilir Takviyeli Termoplastik/Glass Mat Reinforced Thermoplastics (GMT)

Keçe türünde elyaf takviyesi içeren termoplastik reçine ile yapılmış plaka şeklinde preslenebilir kalıplamaya hazır özel amaçlı bir takviyeli termoplastik çeşidini tanımlamaktadır. GMT' nin hazırlanması SMC ye benzemektedir. Ekstrude ederken çekilen bir termoplastik levha üzerine yumuşak haldeyken bir elyaf takviyesi yerleştirilir. Bu katmanların üzerine bir diğer termoplastik levhada yumuşakken yerleştirilerek soğuk haddenin arasından geçirilir. Sertleşen plakalar kesilerek preslenmeye hazır duruma getirilir [3,7,8].

7. Deneyde Kullanılan Numunelerin Tanıtılması

ÇEK-BAS grubu olarak deneyimizde kullandığımız cam elyaf lifine sahip malzemelerimiz aşağıdaki gibi farklı matrislere sahiptir [10]. Bu malzemeler aşağıdaki gibidir ve Şekil 5-8'de gösterilmiştir;

- +/- 45° Biaxial Cam Elyaf, 450 gr/m²
- 0° / 90° Biaxial Cam Elyaf, 300 gr/m²
- 0° / 90° Biaxial Cam Elyaf, 200 gr/m²
- +/- 45° Biaxial Cam Elyaf, 300 gr/m²



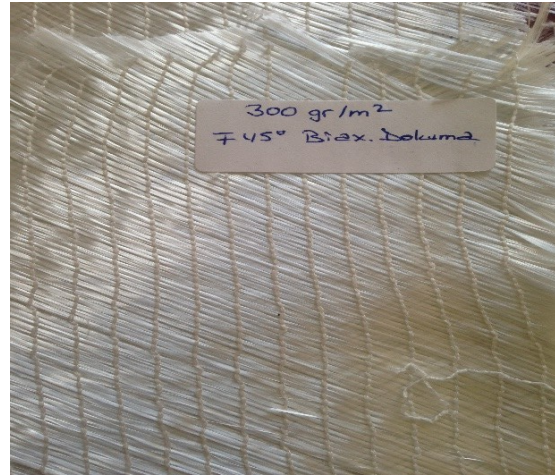
Şekil 5. 0°/90° Biaxial Cam Elyaf, 200 gr/m².



Şekil 6. +/- 45° Biaxial Cam Elyaf, 450 gr/m².



Şekil 7. +/- 45° Biaxial Cam Elyaf, 450 gr/m².



Şekil 8. +/- 45° Biaxial Cam Elyaf, 300 gr/m².

8. Deneyde Kullanılan Numunelerin Üretim Aşamaları

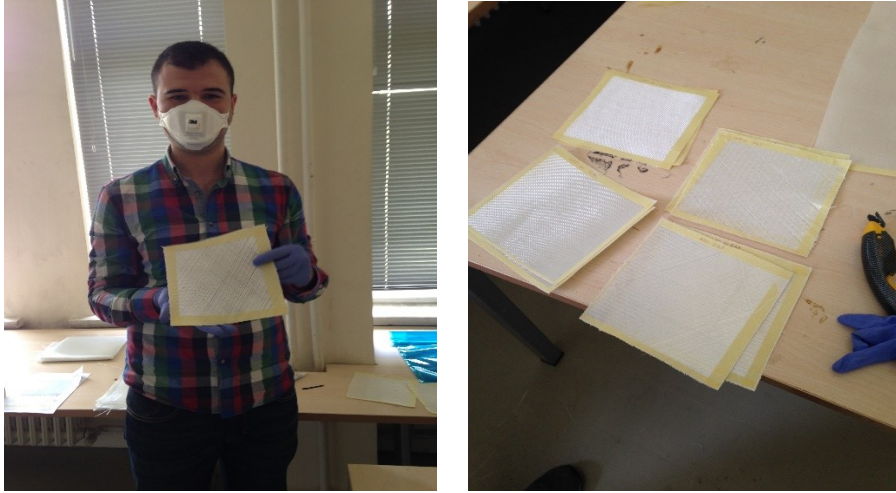
Kompozit malzeme üretiminde kullanılan elyaf tipi cam elyafıdır. Elle yatırma yöntemi özellikle az miktarda numune üretimi için uygun ve verimli sonuçlar vermektedir. Numunelerimiz sırasıyla vakum makinesinin ölçülerine uygun olarak ölçülmüş ve düz bir zemin üzerinde elyaf iplikçiklerinin dağılmadığı ve düzgün olan bölgeleri işleme sokulmuştur.

İplikçiklerin düzgün olduğu bölgeler tespit edildikten sonra kesimin daha kolay ve düzgün olması açısından uygun olan 180x200 ölçülerine göre işaretlenmiştir [11]. Bu işlem Şekil 9'da görülmektedir.



Şekil 9. Numunelerin uygun ölçülerde işaretlenmesi.

Bu işaretlenen kısım özel elyaf kesme makinasıyla dikkatli bir şekilde kesilmiştir. Kesimin düzgün bir şekilde yapılması elyaf iplikçilerinin dağılmaması açısından çok önemlidir. Kesim işlemi dört farklı numune için yapılmıştır (Şekil 10).



Şekil 10. Numunelerin uygun ölçülerde kesilmesi.

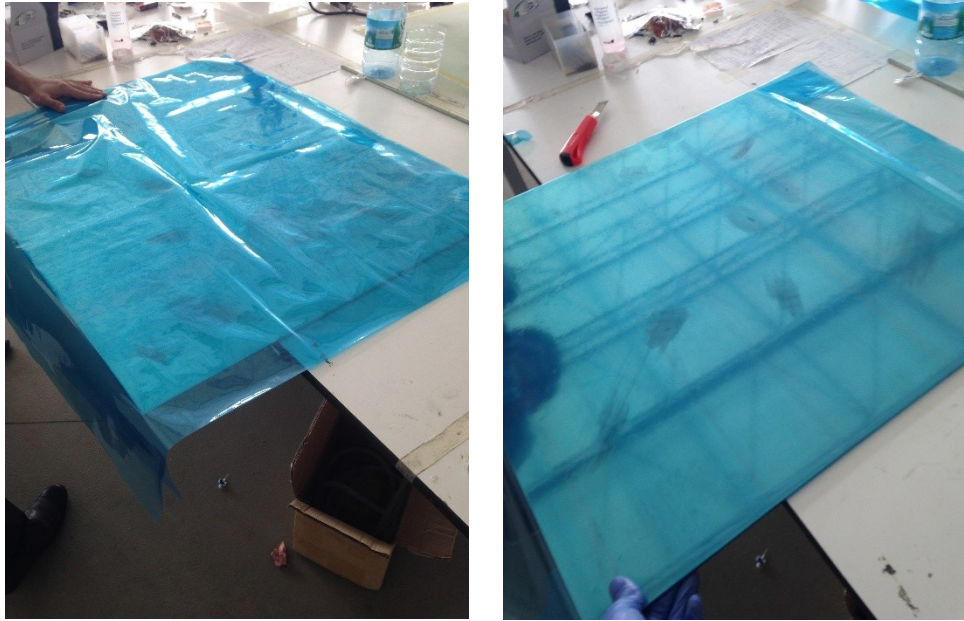
Numunelerin her birinin belirlenen ölçülerde kesilmesi aşamasından sonra sıra reçine ve sertleştirici oranının ayarlanarak el yatırma yöntemine geçilmesi olmuştur.

Öncelikle terazinin darası alındıktan sonra kumaşlar tartılmış ve reçine firmasının vermiş olduğu hacimce 1/5 oranı ayarlanarak plastik kap içerisine koyulmuştur. Ağırlık olarak toplam elyaf ağırlığı gerekli işlemlerden sonra 1/5,5 oranında belirlenerek terazi yardımıyla ölçülmüştür (Şekil 11). Buradaki yapılması gerekirken yapılmayan unsur; her bir numune için ayrı reçine-sertleştirici hazırlanmaması olmuştur [12].



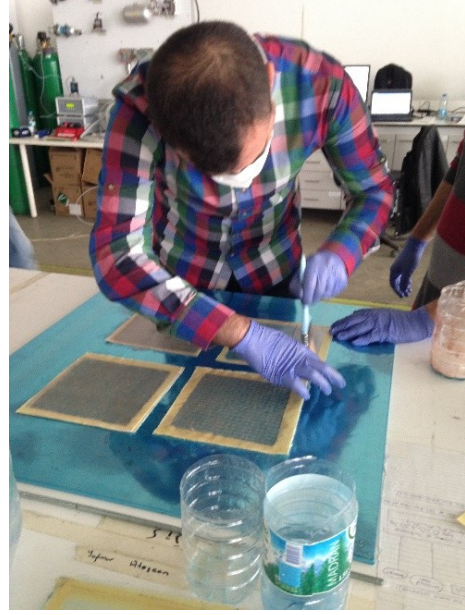
Şekil 11. Numuneler için reçine-sertleştirici oranının ayarlanması.

Belirlenen reçine-sertleştirici oranı ayarlandıktan sonra numuneler vakum makinesine alınmıştır. Öncelikle vakum makinesine koyacağımız numuneler için ihtiyaç duyacağımız alüminyum tabakalar vakum naylonu ile içerisinde hava kalmayacak şekilde özel vakum bandı ile bantlanmıştır (Şekil 12).



Şekil 12. Alüminyum tablaların vakum naylonu ile kaplanması.

Vakum naylonu ile kaplama bittikten sonra reçine-sertleştirici karışımı numunelere el yatırma yöntemiyle dikkatli ve iyi emdirilerek sürülmüştür (Şekil 13).



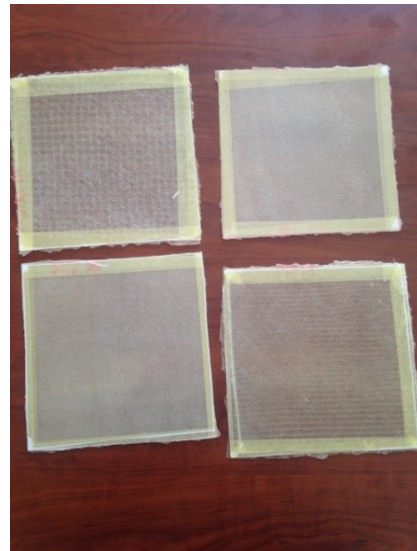
Şekil 13. El-yatırma yönteminin uygulanması.

Reçine-sertleştirici karışımı numunelere iyi bir şekilde işlendikten sonra vakum makinası için hazır duruma getirilmiştir. Daha sonra üzerine diğer tabaka kapatılarak hava almaması için cam elyaf türünden bez parçası üzerine konularak vakumlamaya hazır hale getirilmiştir.

Vakum makinesine bırakılan malzemelerimiz 12 saat sonra fırından çıkararak deneye hazır hale gelmiştir (Şekil 14-15).



Şekil 14. Vakumlama işlemleri.



Şekil 15. Üretimi tamamlanan numuneler.

9. Çekme DeneY Düzenİğİnİn Tasarımı

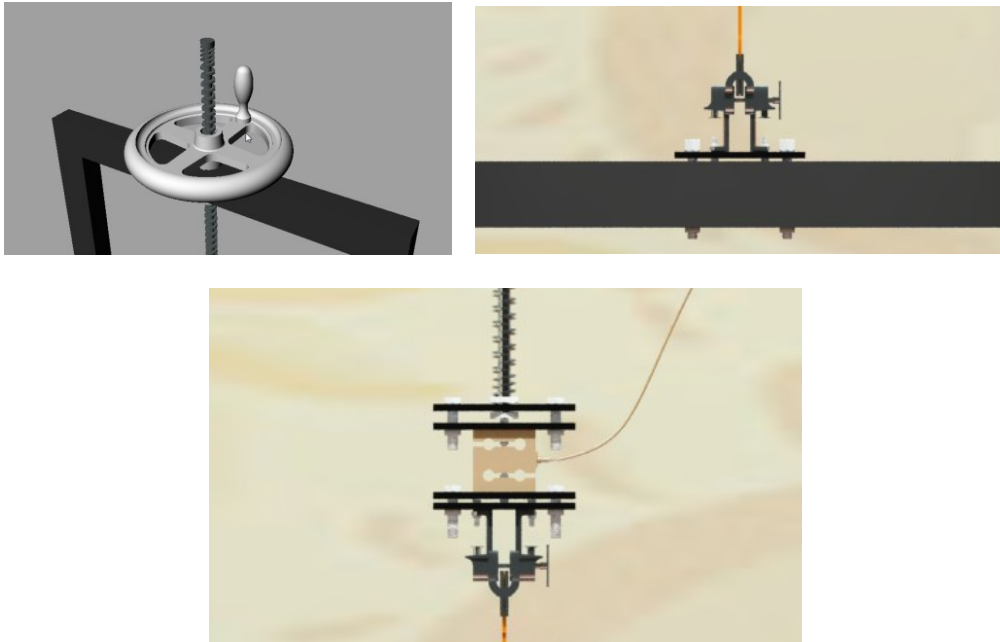
9.1. Çekme Cihazı Tasarımı

Çekme cihazının tasarımı için daha önce yapılmış amatör ve profesyonel çekme cihazları araştırılmış ve bunlardan esinlenerek bir tasarım yapılmıştır. Cihazın 3 boyutlu görselleri bilgisayar ortamında hazırlanmıştır. 3 boyutlu tasarım hangi malzemelere ihtiyaç duyulacağı ve montajın nasıl yapılacağı hakkında fikir oluşturmuştur.

Tasarlanan ilk cihaz, çift taraflı güç vidaları ile aksel hareket verilecek ve aynı zamanda sabitlenmiş olacak bir sisteme sahiptir. Çerçevenin en üst noktasına bağlanacak bir motor ile dişli çark sistemi aracılığıyla dikey güç vidaları döndürülecek ve buna bağlı olan üst tabla da dikey doğrultuda hareket edecektir.

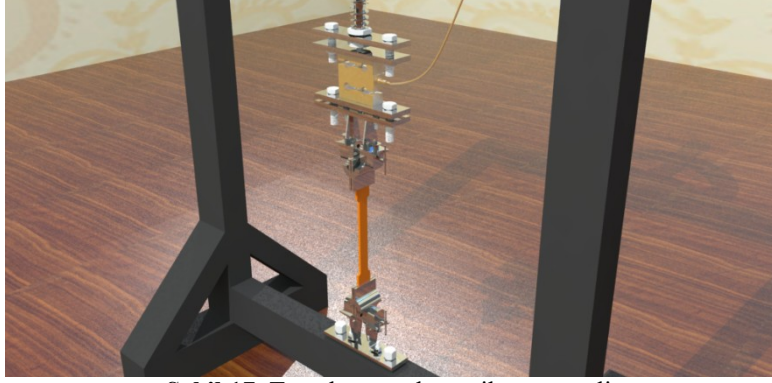
Bu cihazın ölçekli üretimi, zamanın yetersizliğinden dolayı gerçekleştirilememiştir. Cihazın üst (hareketli) ve alt (sabit) tablasının döküm olması gerekmiştir. Fakat bu durumda cihaz çok ağır ve maliyetli olacağı öngörülmüştür. Çerçevenin en üst noktasına konması gereken motorun 500 kgf kuvveti verebilmesi ve step motor veya hidrolik motor olması gerekmektedir. Bu da maliyeti istenmeyen düzeyde arttırmıştır. Bu sebeplerden dolayı, fiziksel olarak üretilmesi zor ve maliyeti fazla olan bu modelden vazgeçilmiştir. Ancak ilerideki aşamalarda bir TUBİTAK projesi ile bilgisayar kontrollü bir cihaz üzerinde çalışma yapılması planlanmaktadır.

Zamanın yeterli olabileceği öngörüsü ile tasarlanan ikinci cihaz, yükü manuel olarak bir güç vidasının döndürülmesi ile verecek şekilde tasarlanmıştır. Güç vidasının ucuna loadcell yük ölçüm elemanı ve onun altına da malzemenin tutturulacağı bir mengene düşünülmüştür. Çerçevenin alt kısmına da güç vidası ekseninde bir mengene tasarlanmıştır. Ekipman Şekil 16'da verilmiştir. Cihazın çerçevesinin üst kısmına yerleştirilecek bir volan yardımı ile güç vidasının döndürülmesi hedeflenmiştir.



Şekil 16. Bilgisayar ortamında tasarlanan çekme cihazı.

Tasarlanan sistemde numuneye verilen yükün ölçümü S-tipi loadcell ile yapılmıştır. Loadcell, ölçtüğü yükü analog olarak bir indikatöre yollamış, indikatör de bu veriyi RS 232 bağlantısı ile bilgisayara iletmıştır. Bilgisayara iletilen veriler “Hyper Terminal” ara yüzü ile görüntülenip, kayıt yapılmıştır. Tasarımın bilgisayar ortamındaki 3 boyutlu görüntüsü Şekil 17’deki gibidir.



Şekil 17. Tasarlanan çekme cihazı görseli.

9.2. Gerekli Malzemelerin Araştırılması ve Temin Edilmesi

Deneyin yapılabilmesi için aşağıdaki ekipmanlar hazırlanmış ve biraraya getirilmiştir:

Çerçeve: Üretilecek olan çekme cihazı için öncelikle taşıyıcı bir çerçeveye ihtiyaç duyulmuştur. Çerçeve boyutları:

- Çerçevenin içten içe ölçüsü : 500 mm x 700 mm
- Döküm demir kalınlığı : 3 mm
- Kare profil boyutları : 40 mm x 60 mm
- Destek ayakların boyu : 300 mm

Güç Vidası: Malzemeye yük vermek için metrik 16 güç vidası seçilmiştir.

Bağlantı Cıvataları: Loadcell’in numune ile bağlantıları ve mengene bağlantıları için metrik 10 vida kullanılması yeterli bulunmuştur.

Yük Ölçümü ve Veri Kaydı: Yük ölçümü için 500 kg’a kadar ölçüm yapabilen S-tipi loadcell uygun görülmüştür. Verilerin bilgisayara transfer edilmesi için loadcell’den gelen analog sinyalleri bilgisayara transfer edecek bir indikatöre ihtiyaç duyulmuştur. İndikatör, üretici firma tarafından 100 g hassasiyette kalibre edilmiştir.

Mengene: Numunelerin sabitleneceği mingeneler, YTÜ Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi Temel İşlem Atölyesi’nde grup ÇEK-BAS eşliğiyle teknikerler tarafından üretilmiştir. Dışarıdan hazır bir mengene alınmamıştır.

9.3. Montaj

Taşıyıcı çerçeve, demirci atölyesinde yaptırılmıştır. Cihazın tamamen tasarımını yapmak üzere çeşitli atölyeler ile konuşulmuş ve fiyat istenmiştir. Montaj için istenen fiyatlar çok yüksek olduğundan montaj ÇEK-BAS tarafından yapılmıştır.

Çekme deney cihazının montajı, YTÜ Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi Temel İşlem Atölyesi'nde teknikerlerin yardımıyla yapılmıştır. Cihazın üretimine, ilk önce çerçeveye metrik 16 güç vidasının hareket edeceği yuvanın açılması ile başlanmıştır. Yuva, freze ile açılmıştır. Vida yatağı açıldıktan sonra metrik 16 güç vidası bu yatağa geçirilmiş ve hareket sağlayabilmek için çerçeveye bir adet somun kaynak edilmiştir. Çekme cihazının imalatı Şekil 18'de verilmiştir.



Şekil 18. Çekme cihazının imalatı.

Daha sonra loadcell'in güç vidası ile ve numuneyi tutacak olan mengene ile bağlantısı üretilmiştir. Loadcell bağlantıları üretildikten sonra güç vidasının üst ucuna tork verebilmek için metal bir boru kaynatılmıştır. Bu işlem yapılmadan önce güç vidasının ihtiyaç duyulmayacak olan fazlalık kısımları kesilmiştir (Şekil 19).



Şekil 19. İmal edilen çekme cihazı.

Üretilen bağlantılar ile Loadcell sabitlenmiş ve mengene üretimine geçilmiştir. Numunelerin tutturulacağı mangelere, karşılıklı sabit duran iki adet metal plakadan oluşturulmuştur. Bu plakaların bir tanesine diş açılmıştır. Numune, sabit duran metal plakalar arasına geçirildikten sonra serbest halde başka 2 metal levha numunenin her iki yanına yerleştirilmiştir. Vida dişi

açılan metal levhadan metrik 10 vida geçirilmiş ve bu serbest parçalar sıkıştırılmıştır. Numunenin uç kısımlarına yerleştirilen zımparalar sayesinde numune sabitlenmiştir. Bütün parçalar birleştirildikten sonra çekme deney cihazı son halini almıştır. Bu aşamadan sonra numuneler mengelere tutturulmuş ve çekme deneyine başlanmıştır.

10. Çekme Deneyinin Yapılışı

10.1. Numunelerin Sabitlenmesi ve Yük Verilmesi

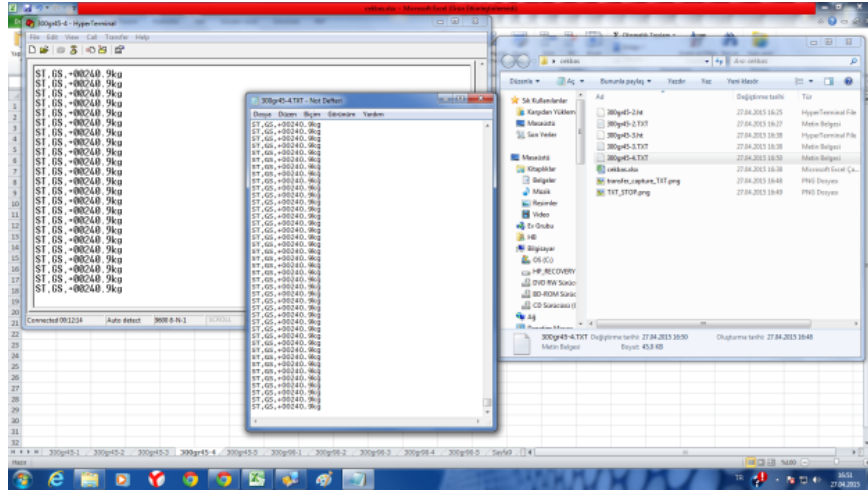
Numuneler sabit mengeler arasına geçirildikten sonra serbest 2 metal levha çift taraftan numunelere yanaştırılır. Diş açılmış olan mengene levhasından bir cıvata sıkılarak serbest levhalar sıkıştırılır. Böylece numune de sıkıştırılmış olur. Numunenin kaymaması için metal plakalar çizilmiş olup ayrıca zımpara da koyulmuştur. Numuneler sabitlendikten sonra metrik 16 güç vidasına kaynak edilen kol sayesinde malzeme dikey yönde zorlanmıştır (Şekil 20).



Şekil 20. Numunelerin mengelerce tutturulması.

10.2. Deney Verilerinin Kaydedilmesi

Numune üzerine binen yükler, loadcell'den indikatöre oradan da bilgisayara aktarılmıştır. Ölçüm hassasiyeti 100 gramdır. Veriler bilgisayara kurulan "Hyper Terminal" programı ile gersel hale getirilmiş ve kaydedilmiştir. Hyper Terminal yazılımında "transfer" sekmesi altında "capture/text" seçeneği ile ölçülen bütün veriler "text" dosyasına yazdırılmıştır. Kopma gerçekleşikten sonra ölçüm verilerinin kaydına son vermek için yine aynı sekmeden "capture/text/stop" seçilmiştir (Şekil 21).



Şekil 21. Deneysel verilerin bilgisayara kaydedilmesi.

10.3. Deneysel Verilerin Elde Edilmesi

Deneysel 4 adet numune grubu için beşer kez, toplamda 20 kez tekrar edilmiştir. Numunelerin kopma değerleri Tablo 1’de verilmiştir:

Tablo 1. Deneysel verilerin elde edilmesi.

450 GRAM 45° ÖRGÜ AÇILI NUMUNELERİN KOPMA DEĞERLERİ (kg)				
Deneysel 1	Deneysel 2	Deneysel 3	Deneysel 4	Deneysel 5
299,4	307,1	285,3	272,9	276,1
300 GRAM 45° ÖRGÜ AÇILI NUMUNELERİN KOPMA DEĞERLERİ (kg)				
Deneysel 1	Deneysel 2	Deneysel 3	Deneysel 4	Deneysel 5
147,1	154,1	154,5	170,6	138,9
200 GRAM 90° ÖRGÜ AÇILI NUMUNELERİN KOPMA DEĞERLERİ (kg)				
Deneysel 1	Deneysel 2	Deneysel 3	Deneysel 4	Deneysel 5
259,5	248,9	267	292,3	269,9
300 GRAM 90° ÖRGÜ AÇILI NUMUNELERİN KOPMA DEĞERLERİ (kg)				
Deneysel 1	Deneysel 2	Deneysel 3	Deneysel 4	Deneysel 5
523,1	421,6	510	495,5	513,6

11. Deneysel Verilerin Yorumlanması

Üretilen kompozit malzemelere ait kalınlıkların 1 mm olması dolayısıyla ve yapılan literatür taraması sonucunda cam elyaf kompozit malzemeye ait bu kalınlıkta herhangi bir veri bulunmadığından, yanlış yorumlamaya mahal vermemek adına deneysel sonuçları üzerinden yorum yapılmıştır.

Tablo 1’de belirtilen gram ve örgü açıları farklı olan 4 adet malzeme için yapılan ve 5 defa tekrarlanan deney sonuçları kıyaslanmıştır. İlk olarak örgü açıları aynı, gramajları farklı olan malzemeler incelendiğinde, Deney-1 için 450 gram 45 derece örgü açısına sahip malzemeye ait kopma değerinin 149,7 MPa, 300 gram 45 derece örgü açısına sahip malzemeye ait kopma değerinin ise 73,55 MPa olduğu görülmektedir. Bu sonuçlar da bize aynı örgü açısındaki kompozit malzemelerin gramajları arttıkça kopma noktası değerlerinin arttığını göstermektedir. Diğer 4 deneye ait verileri kıyaslanacak olunursa da bu sonuca varılması mümkündür.

Diğer bir kıyaslama ise, gramajları ve örgü açıları farklı iki malzemenin kopma değerleridir. Bu defa Deney-2 verileri üzerinden kıyaslama yapılacak olunursa, 200 gram 90 derece örgü açısına sahip malzemenin kopma değerinin 129,75 MPa, 300 gram 45 derece örgü açısına sahip kompozit malzemenin ise kopma değerinin 77,05 MPa olduğu görülmektedir. Yani, gramajı düşük fakat 90 derecelik örgü açısına sahip malzemenin kopma değeri, gramajı yüksek fakat 45 derecelik örgü açısına sahip malzemenin kopma değerinden daha yüksektir (Şekil 22). Bu karşılaştırmadan, örgü açılarının cam elyaf kompozit malzeme üzerinde ne kadar önemli olduğunu bize göstermektedir.



Şekil 22. Numunelerin kopma şekilleri.

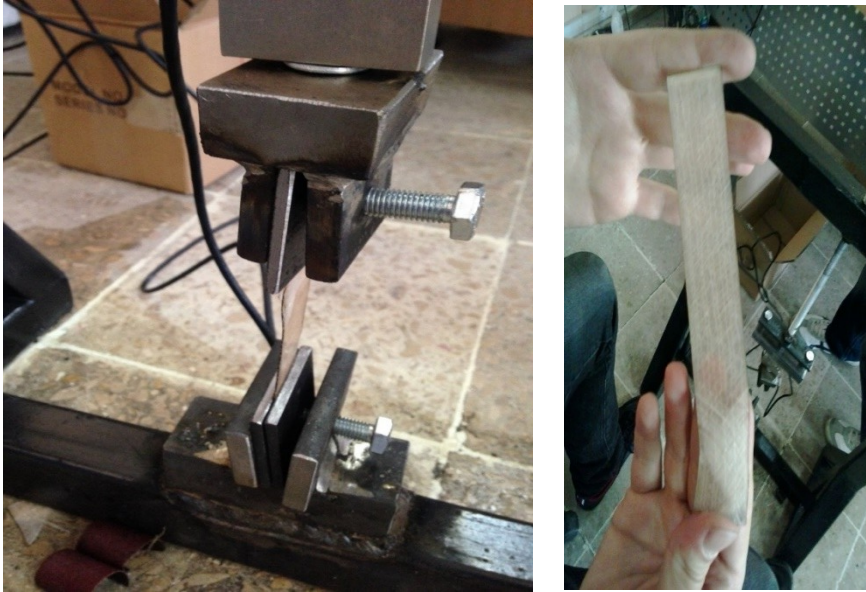
Tasarlanan çekme deney düzeneğinde ilk olarak 45 derece örgü açısına sahip kompozit malzemelerin testi, daha sonra ise 90 derece örgü açısına sahip kompozit malzemenin testi yapılmıştır. Deneyler sonucunda 90 örgü açısına sahip malzemenin 45 derece örgü açısına sahip malzemeye göre yukarıdaki deney sonucunda elde edilen değerlerden de anlaşılacağı gibi kopma değeri daha yüksektir. Bu da bize bu malzemenin kopma dayanımının daha yüksek olduğunu gösterir. Diğer bir sonuç ise aynı örgü açılı numunelerden yüksek gramaja sahip olanın kopma değerinin daha yüksek olduğu görülmüştür.

12. Deneyde Karşılaşılan Pratik Problemler

İlk olarak 450 gram 45 derece örgü açısına sahip kompozit malzemeyi çekme deney düzeneğindeki mengene levhaya, iki adet serbest levhayı da malzemeyi daha iyi sıkıştırabilmek için her iki tarafına koyup vida ile sıkma işlemi uygulanmıştır. Bu durumda; alt mengene levhasının çerçeveyle temas ettiği tek tarafından kaynatma işlemi uygulandığı için vida döndükçe mengene levhanın esneme yaptığı ve sıkma işlemine devam edildikçe vida ucunun serbest levhayı aşındırdığı için de daha fazla burulmaya maruz kaldığı tespit edilmiştir.

Daha sonra malzeme ve loadcell düzeneği üzerinden sökülerek, mengene levhaya düzeltme işlemi uygulandıktan sonra çerçeveye temas eden diğer yüzüne de kaynatma işlemi uygulandıktan sonra deneye kalınan yerden devam edilmiştir.

Diğer karşılaşılan problem; yine 450 gram 45 derece örgü açısına sahip kompozit malzemeyi serbest levha yardımıyla sıkıştırıldıktan sonra güç kolunun döndürülerek çekme deneyine başlandığında, indikatör üzerinden uygulanan yükün yaklaşık 60 MPa olduğu değerinde malzemenin kopma sesinin geldiği duyulmuş, ve indikatörün de o değerinde donduğu görülmüştür. Fakat, malzeme yerinden çıkarıldığında kopmadığı sadece esnemenin kaynaklı deformasyona uğradığı görülmüş ve zannedilen kopma sesinin de çekme esnasında malzemenin serbest levha yüzeyinde kaymasından kaynaklı geldiği tespit edilmiştir. Kopma Şekil 23’de verilmiştir.



Şekil 23. Numunelerin kopma şekilleri.

Karşılaşılan diğer problem ise, deney düzeneğinin alt tarafına iki adet mengene levhalarının deformasyona uğramasıdır. Levhalar karşılıklı kaynatıldıktan sonra üstüne soğuk su dökülerek kaynak yerinin çabuk soğuması sağlanmıştır. Yaklaşık 5 dakika beklendikten sonra malzemeyi mengene levhaya sıkıştırıp çekme testine başlandığında indikatörün yaklaşık 27,5 MPa kuvvet değerine ulaştığında donduğu görülmüş ve malzeme söküldüğünde mengene levhanın kaynaktan dolayı hali hazırda soğumadığı ve ısıdan dolayı da malzemenin deformasyona uğradığı tespit edilmiştir.

13. Belirsizlik Analizi

13.1. Hata Analizinde Kullanılan Terimler

Hata analizlerinde kullanılan terimler aşağıdaki gibi özetlenmiştir:

Ölçüm Ölçümün amacı, tanımlanmış ölçüm niceliğinin değerini belirlemektir. Bu nedenle ölçüm, ölçülecek niceliğin, ölçüm işleminin ve ölçüm yönteminin uygun bir şekilde tanımıyla başlar [13].

Doğruluk (Accuracy) Okunan değer kalibre edilmiş değerden veya gerçek değerden sapmasıdır.

Keskinlik (Precision) Art arda okunan değerlerin tekrar edilebilirliğidir. Art arda yapılan okumalar için farkın ne kadar küçük olduğudur.

Hata, etki ve düzeltme Genelde ölçüm, sonuçlarda hatalara neden olan, bir takım mükemmellikten uzak unsurlar içerir. Geleneksel olarak hata unsuru iki bileşenden oluşur, bunlar raslantısal ve sistematik bileşendir.

Raslantısal hata, ölçülen değeri etkileyen niceliklerin, önceden kestirilemeyen, stokastik (kaderci), temporal (hayali olmayan) veya spatial (uzayda) değişimleridir.

Sistematik hatalar da raslantısal hatalar gibi tamamen yok edilemez fakat onların değeri de düşürülebilir. Eğer sistematik hata, ölçümü etkileyen niceliğin bilinen bir etkisinden kaynaklanıyorsa bu etki saptanabilir ve bu etkiyi dengelemek için düzeltme veya düzeltme faktörü uygulanır.

Belirsizlik (Uncertainty) Ölçülen değerlerin belli bir olasılıkla ortalama değer etrafında bulunduğu aralığı tanımlar. Belirsizlik genelde bir rakam olarak verilirken, mutlak veya göreceli olabilir. Bir ölçümün sonucunda verilen belirsizlik, ölçülen değer tam olarak bilinmemesinden kaynaklanır [13].

13.2. Belirsizlik Analizi

Farklı örgü açılarında ve farklı gramaj değerlerine sahip olan cam elyaf kompozit malzemelerin kopma değerlerinin karşılaştırılması amacıyla yapılan deney için sistematik hatayı (bias error) rastlantısal hata (precision error) analizi her bir malzeme değerleri için hesaplanmıştır [13].

$$U^2 = P^2 + B^2$$

Burada U toplam belirsizliği (hata), P rastlantısal hatayı, B de sistematik hatayı göstermektedir.

13.2.1. Rastlantısal (Precision) Hatanın Bulunması

Rastlantısal hatanın bulunmasında aşağıdaki bağıntılar kullanılmıştır:

$$P = \frac{K S_{deviation}}{\sqrt{N}} \quad S_{deviation} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (P_i - P_{av})^2}{N-1}}$$

Burada K=2 (student's "t" distribution-t dağılımına göre), S_{deviation}; standart sapma ve N'de tekrar sayısıdır. Örnek hata hesabı Tablo 2 -5'de verilmiştir.

Tablo 2. 450 gr 45° örgü açılı cam elyaf malzeme için rastlantısal hata değeri.

	Ölçülen kuvvet değerleri (MPa)	$\Delta P = P - P_{av}$	$(\Delta P)^2$
1	149,7	5,63	31,697
2	153,55	9,48	89,87
3	142,65	-1,42	2,016
4	136,45	-7,62	58,064
5	138	-6,07	36,845
P_{av}	144,07		

$$S_{deviation} = \sqrt{1/4(31,697 + 89,87 + 2,016 + 58,064 + 36,845)}$$

$$S_{deviation} = 7,39 \text{ (Standard deviation)}$$

$$P = \frac{2 \times 7,39}{\sqrt{5}} = 6,6 \text{ (katsayı 2 alındığından \%95 olasılıkla)}$$

$$\frac{P}{P_{av}} = \frac{6,6}{144,07} = 0,045 = \%4,5 \text{ (rastlantısal hata değeri)}$$

Tablo 3. 300 gr 45° örgü açılı cam elyaf malzeme için rastlantısal hata değeri.

	Ölçülen kuvvet değerleri (MPa)	$\Delta P = P - P_{av}$	$(\Delta P)^2$
1	73,55	-2,96	8,762
2	77	0,49	0,24
3	77,25	0,74	0,548
4	85,3	8,79	77,264
5	69,45	-7,06	49,844
P_{av}	76,51		

$$S_{deviation} = \sqrt{1/4(8,762 + 0,24 + 0,548 + 77,264 + 49,844)}$$

$$S_{deviation} = 5,845 \text{ (Standard deviation)}$$

$$P = \frac{2 \times 5,845}{\sqrt{5}} = 5,228 \text{ (katsayı 2 alındığından \%95 olasılıkla)}$$

$$\frac{P}{P_{av}} = \frac{5,228}{76,51} = 0,068 = \%6,8 \text{ (rastlantısal hata değeri)}$$

Tablo 4. 200 gr 90° örgü açılı cam elyaf malzeme için rastlantısal hata değeri.

	Ölçülen kuvvet değerleri (MPa)	$\Delta P = P - P_{av}$	$(\Delta P)^2$
1	129,75	-4,01	16,08
2	124,45	-9,31	86,676
3	133,5	-0,26	0,068
4	146,15	12,39	153,512
5	134,95	1,19	1,416
P_{av}	133,76		

$$S_{deviation} = \sqrt{1/4(16,08 + 86,676 + 0,068 + 153,512 + 1,416)}$$

$$S_{deviation} = 8,027 \text{ (Standard deviation)}$$

$$P = \frac{2 \times 8,027}{\sqrt{5}} = 7,18 \text{ (katsayı 2 alındığından \%95 olasılıkla)}$$

$$\frac{P}{P_{av}} = \frac{7,18}{133,76} = 0,054 = \%5,4 \text{ (rastlantısal hata değeri)}$$

Tablo 5. 300 gr 90° örgü açılı cam elyaf malzeme için rastlantısal hata değeri.

	Ölçülen kuvvet değerleri (MPa)	$\Delta P = P - P_{av}$	$(\Delta P)^2$
1	261,55	15,17	230,129
2	210,8	-35,58	1265,936
3	255	8,62	74,304
4	247,75	1,37	1,877
5	256,8	10,42	108,576
P_{av}	246,38		

$$S_{deviation} = \sqrt{1/4(230,129 + 1265,936 + 74,304 + 1,877 + 108,576)}$$

$$S_{deviation} = 20,499 \text{ (Standard deviation)}$$

$$P = \frac{2 \times 20,499}{\sqrt{5}} = 18,335 \text{ (katsayı 2 alındığından \%95 olasılıkla)}$$

$$\frac{P}{P_{av}} = \frac{18,335}{246,38} = 0,074 = \%7,4 \text{ (rastlantısal hata değeri)}$$

13.2.2. Sistemik Hatanın Bulunması

Deney sırasında sistemik hatayı oluşturan bazı bileşenler bulunmaktadır. Bunlar:

- Kalibrasyon hataları
- Numunenin sabitlenmesi sırasındaki eksenel sapmalar

Kalibrasyon Hataları Loadcell kalibrasyonu yapıldıktan sonra mevcut kontrol ağırlıkları ile ölçümler yapılmış ve buradaki hata oranı hesaplamalar sonucunda $B_1 = \%0.04$ bulunmuştur.

Numunenin Sabitlenmesi Sırasındaki Eksenel Sapmalar Numunenin loadcell ve demir çerçeve ile bağlantılarının kaynak noktalarına etkiyen kuvvetler sonucu eğilmesiyle eksen kaçıklıkları meydana gelmiştir. Yapılan ölçümlerdeki aynı numuneye ait değerler referans alınarak birbirini takip eden deneyler sonucunda bulunan yaklaşık hata değeri $B_2 = \%1.5$ olarak tespit edilmiştir.

Bu değerlere göre toplam sistematik hata: $B = \sqrt{B_1^2 + B_2^2} = \%1,5005$

13.2.3. Toplam Belirsizlik (Hata)

U toplam belirsizlik, rastlantısal ve sistematik hatalara göre Tablo 6’da verilmiştir.

Tablo 6. Rastlantısal ve sistematik toplam hata değerleri.

Malzeme Tipi	P(%)	B(%)	U(%)
300 gr 45 ⁰	6,8	1,6005	6,964
450 gr 45 ⁰	4,5	1,5005	4,744
200 gr 90 ⁰	5,4	1,5005	5,605
300 gr 90 ⁰	7,4	1,5005	7,551

14. Sonuç

Tasarlanan çekme deney düzeneğinde 45 derece ve 90 derece örgü açılına sahip cam elyaf kompozit malzemeden üretilmiş farklı gramajlarda numuneler bir dizi çekme testine tabi tutulmuştur. Deneyde kullanılan numunelerin özellikleri aşağıdaki gibidir:

- +/- 45° Biaxial Cam Elyaf, 450 gr/m²
- 0°/ 90° Biaxial Cam Elyaf, 300 gr/m²
- 0°/ 90° Biaxial Cam Elyaf, 200 gr/m²
- +/- 45° Biaxial Cam Elyaf, 300 gr/m²

Deney sonuçlarına göre aynı örgü açılı numunelerden gramajı yüksek olanın kopma değerinin daha yüksek olduğu saptanmıştır. Diğer bir yaklaşım ise aynı gramajlı ve farklı örgü açısına sahip numunelerden 90 derece örgü açılı olanların 45 dereceliklere göre daha yüksek kopma dayanımına sahip oldukları görülmüştür.

Bu çalışmada temel amaç bir ölçme sistemi tasarlamak, deney parçaları üretmek, deneyin yapılmasındaki zorlukları algılamak ve sonuçları belirsizlik analizi de kullanarak yorumlamak idi. Bu temelden hareketle en basit bir ölçme sisteminin tasarlanması ve deneylerin yapılmasının ne kadar ciddi bir bilimsel çalışma olduğunun farkına varılmıştır.

Kaynaklar:

- [1] <http://www.ito.org.tr/Dokuman/Sektor/1-45.pdf>
 [2] Applied Experimental Methods in Naval Architecture Ders Notları
 [3] http://kisi.deu.edu.tr//mehmet.zor/composite%20materials/2-Genel_bilgiler.pdf [4]

- [4] <https://compositesuk.co.uk/composite-materials>
- [5] <http://webb.deu.edu.tr/ansys/tezler/lisans/12.pdf>
- [6] [http://www.ae.metu.edu.tr/~ae469/Advantages%20and%20Disadvantages%20of%20Compos
ite%20Materials_Resin%20Systems.pdf](http://www.ae.metu.edu.tr/~ae469/Advantages%20and%20Disadvantages%20of%20Compos%20Materials_Resin%20Systems.pdf)
- [7] <http://www.ito.org.tr/Dokuman/Sektor/1-57.pdf>
- [8] https://www.poliya.com/tr/products/materials/infusion_vacuum_bagging/
- [9] http://www.mmo.org.tr/resimler/dosya_ekler/b70e8fe62e40c57_ek.pdf?dergi=96
- [10] <http://www.gurit.com/reinforcements-vacuum-consumables-and-ancillaries.aspx>
- [11] İTÜ Uzay Bilimleri Fakültesi Vakum Makinesi Ölçü Standartları
- [12] <http://www.gurit.com/adhesives-1.aspx>
- [13] Ünsan, Y. ve Korkut, E., 2015, Applied Experimental Methods in Naval Architecture Ders Notları

HAVA VEYA GAZ İLE ŞİŞİRİLEBİLEN BALONLARLA DENİZE İNDİRME YÖNTEMLERİNİN TEKNİK VE EKONOMİK YÖNDEN İNCELENMESİ

Hakan AKYILDIZ*

*İTÜ Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi

ÖZET

Klasik yöntemlerden farklı olarak, balonla denize indirme yöntemi günümüzde uygulanan bir yöntemdir. Bu yöntemde, balonlar belirli bir sisteme göre gemi altına yerleştirilir. Gemi, tamamen balonların üstüne oturduktan sonra ilk hareket verilerek denize inme işlemi gerçekleştirilir. Balonla denize indirme yönteminde gerekli fiziksel koşulların sağlanması, gemi ve balon hazırlıklarının en iyi şekilde tamamlanması güvenli bir iniş açısından son derece önemlidir. Güvenliğin ön planda tutulması koşulu ile yöntemin getirdiği kolaylıklar ve ekonomik avantajlar bu yöntemin giderek daha fazla tercih edileceğini göstermektedir.

Anahtar kelimeler: Denize indirme, Balonla denize indirme, Balon ve kızak yapısı

1. Giriş

Yapımı tamamlanan ve denize inme aşamasına getirilen gemiler çeşitli yöntemlerle denize indirilebilir. Bu yöntemlerden biri de gemi altına yerleştirilen balonlarla gerçekleştirilen yöntemdir. İlk olarak Çin’de uygulanan bu yöntemin temel amacı, düz ya da eğimli bir zeminde ve her koşulda gemiyi 2-3 gün içinde ek bir harcamaya gerek kalmadan denize indirebilmektir. Küçük ve orta ölçekli tersanelerin verimliliğini artırarak zamandan ve iş gücünden tasarruf sağlayan, operasyonlarda esneklik ve ekonomik fayda oluşturan bu yöntem, güvenli bir denize indirme yöntemi olarak gemi inşaatı sektöründe umut verici teknolojik bir gelişme şeklinde değerlendirilebilir. Dolayısıyla, balonla denize indirme yöntemi kolay, güvenli, daha az maliyetli ve çevreye saygılı bir yöntem olarak ortaya çıkmaktadır. Bu özellikleri ile, balonla denize indirme yöntemi daha fazla tercih edilen alternatif bir yöntem olmuştur. Ayrıca, klasik denize indirme yönteminde kullanılan ağaçların gemi denize inerken parçalandığı ve ağaçların kaydırılması için kullanılan tonlarca özel yağın yaklaşık %25’inin denize karıştığı dikkate alınır, balonla denize indirme yönteminin, ağaç israfı olmayan ve denizi kirletmeyen çevreci bir yöntem olduğu da anlaşılmaktadır.

Bu yöntemde, balonlar belirli bir sisteme göre gemi altına yerleştirilir. Gemi, tamamen balonların üstüne oturduktan sonra ilk hareket verilerek denize inme işlemi gerçekleştirilir. Böylece, standart denize indirmede gerekli olan uzun hazırlık zamanı bu yöntemle birkaç güne inmektedir. Balonla denize indirme yönteminde, yukarıda bahsedilen avantajların oluşması için gerekli fiziksel koşulların sağlanması, gemi ve balon hazırlıklarının en iyi şekilde tamamlanması güvenli bir iniş açısından son derece önemlidir.

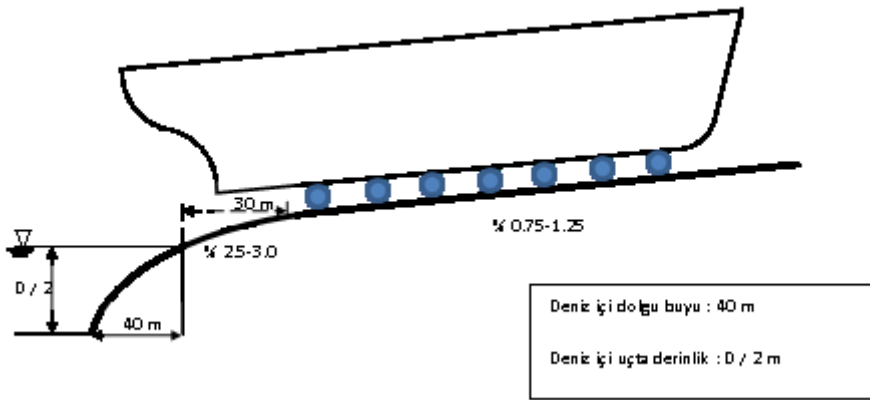
Balonla denize indirme yönteminde, gemi büyüklüğüne göre değişen maliyetler ortaya çıkar. Çoğunlukla, kullanılan balonların sayısına göre oluşacak bu maliyetler, standart gemi indirme yöntemine göre daha ekonomik olmaktadır. Gemi tipine göre maliyetler hemen hemen aynı ya da daha düşük oluşmakta, en büyük avantaj ise kullanımda ortaya çıkmaktadır. Balonların özenle ve kurallara uygun saklanması şartıyla yaklaşık 10-15 kez tekrar kullanılması

mümkündür. Dolayısıyla, başlangıç maliyetleri aynı olsa bile uzun vadede ekonomik fayda ön plana çıkmaktadır.

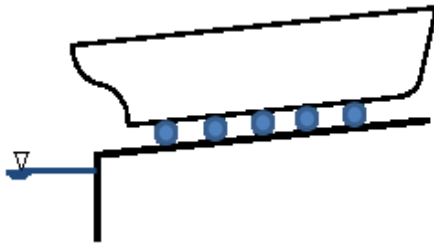
Balonla denize indirme yönteminin temel malzemesi balonlar olduğu için balonun yapısının ve teknik özelliklerinin iyi bilinmesi oldukça önemlidir. Ayrıca, denize iniş aşamalarında uyulması gereken kuralların ve standartların iyi anlaşılması güvenli iniş için hayati öneme sahiptir. Bu çalışmada, gemilerin güvenli bir şekilde denize indirilmesi için gereken kurallar ve standartlar ekonomik ve teknik yönden incelenmiştir.

2. Denize iniş öncesi hazırlıklar ve uyulması gereken kurallar

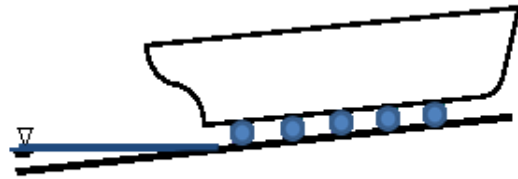
Yapımı ve dış kaplama boyası biten bir geminin balonla denize indirilebilmesi için kızak eğimi ve deniz içi dolgunun kurallara uygun bir hale getirilmesi en fazla önem taşıyan unsurlardır. Balonla denize indirme yönteminde, ideal kızak eğimi % 0.75 ila % 1.25 arasında olmalıdır. Ayrıca, kızakın sonlarında, kızak boyutlarına bağlı olarak ek bir eğimin olması da pratik açıdan yararlı olacaktır. Şekil 1, Şekil 2.1 ve Şekil 2.2 'de yaklaşık bir ideal kızak yapısı örnek olarak verilmiştir.



Şekil 1. Balonla denize indirmede kullanılacak ideal kızak yapısı.



Şekil 2 Hatalı kızak yapısı



Şekil 3 Uygun kızak yapısı

Türkiye'deki mevcut tersaneler bu gereksinimleri karşılayamayacak durumda ise ek tedbirler alınmak suretiyle balonla denize indirme yöntemi uygulanabilir. Geminin güvenli bir şekilde denize inebilmesi için, gemi üzerinde, kızakta ve kullanılacak araçlarda aşağıda tanımlanmış olan çeşitli hazırlıkların tamamlanmış olması gereklidir [1, 2].

- Dizayn su hattının altında kalan alanlar için tüm çalışmalar tamamlanmış ve kontroller yapılmış olmalıdır.
- Gemi yüzeyinde kesinlikle çapak, kaynak artıkları ve benzeri pürüzlülükler bulunmamalı. Bütün dış kaplama kaynaklarının kontrolü ve sızdırmazlık testi yapılmış olmalıdır.
- Gemi ana boyutları ve bunlara göre yerleştirilmiş kana rakamları kontrol edilmelidir.
- Geminin inişi esnasında, iniş hattından sapmaması ve dümen altına girecek balonların patlama riskini azaltmak için dümen sabitlenmelidir.
- Kızak yüzeyi üzerinde balonlara zarar verebilecek inşaat demirleri, demir parçaları ve sivri beton parçaları temizlenmelidir.
- Kızak yolu yatay yönde pürüzsüz hale getirilmeli ve kot farkı 80 mm'yi aşmamalıdır. Ayrıca, kızak yolunun yük taşıma kapasitesi uniform olmalıdır.
- Gemi iniş yolu, sıkıştırılmış kum zemin ya da beton zemin vb. olabilir. Ancak, zeminin dayanma kapasitesi en az balonların çalışma basınçlarının iki katı olmalıdır.
- Kızak yolu eğimli düz, eğrisel ya da bunların birleşimi şeklinde olabilir. Ayrıca, eğim geminin boyutlarına göre saptanmalıdır ve genel olarak 1/7 değerinden büyük olmamalıdır. Balonla denize indirme yöntemi düz zeminlerde de uygulanabilen bir yöntem olmasına rağmen kızak eğiminin % 0.75 – 1.25 arasında olması tercih edilmelidir (Şekil 1.).
- Kızak boyu deniz içinde de belli bir mesafe devam etmelidir. Kızak sonu deniz derinliğinin minimum D/2 olması gereklidir. Aksi takdirde iniş sırasında geminin kık tarafı mastoriyi geçmeden karaya oturabilir ve gemi askıda kalabilir.
- Gemi altında, vinç rayları gibi kaldırılamayacak tipte yapılar varsa bu alanlar çakıl ile doldurularak balonların rahat dönmesi sağlanmalıdır.
- Balonlar yerleştirilmeye başlamadan önce kompresör vanalarının gemi çevresi boyunca yerleştirildiğinden emin olunmalıdır. Gerekli durumda havası indirilen balonun acil olarak şişirilmesi gerekebilir.
- Gemi baş tarafına, balonlar şişirildikten sonra, gemiyi tutmak için kaynatılan mapaların montaj ve kaynağının sağlam olduğuna dikkat edilmelidir. Gerekirse mapa kaynaklarının UT'sinin kontrolü yapılmalıdır.
- Mapalara bağlanacak halatların kalınlığı 50 mm'den aşağı olmamalıdır. Yeni halat kullanılmasına özen gösterilmelidir.
- Takaryalar gemi altından çekilirken takarya yerleri gözden geçirilmeli, herhangi bir çapakla karşılaşırsa taş motoru ile temizlenmelidir.
- Geminin baş ırgat donanımı kesinlikle çalışıyor durumda olmalıdır.

3. Balonlarla ilgili standartlar

Balonun ham maddesi kauçuk olup üzerinde güçlendirilmiş naylon katmanlar bulunur. Gerilme dayanımı ≥ 205.8 N/pc'dir. Balon, katmanların birbiri üzerine tek tek sarılması yöntemi ile üretilir. Balonlar ile ilgili teknik gereksinimler aşağıda özetlenmiştir [3, 4]:

a) Balonlar CB/T düzenlemelerine göre kontrolden geçmeli, her kullanımdan önce yüksüz hava dolmuş testi yapılmalıdır. Bu test, balon çapına karşı gelen çalışma basıncının 1.25 katı iç basınçla yapılmalıdır.

b) Kullanılacak balon sayısı genellikle şu formülle hesaplanır:

$$N = K_1 \times \frac{W \times g}{C_B \times R \times L_d} + N_1 \quad (1)$$

Burada;

- N: Balon sayısı
 K1: Sabit bir sayı, 1.2~1.3
 W: Gemi iniş ağırlığı (ton)
 g: Yerçekimi ivmesi (m/s²)
 CB: Blok katsayısı
 R: Birim boya düşen en büyük kuvvet (kN/m)
 Ld: Orta kesitte gemi ve balonun temas uzunluğu
 N1: Değiştirilecek olan balon sayısı. 2~4 arasında olabilir.

c) Balonların merkezleri arası uzaklık, geminin yapısal mukavemeti dikkate alınarak ve balonların çarpışması ya da üst üste binmesi engellenecek şekilde aşağıdaki formüllerle hesaplanır.

$$\frac{L}{N-1} \leq 6 \quad (2)$$

$$\frac{L}{N-1} \geq \frac{\pi D}{2} + 0.5 \quad (3)$$

Burada;

- L: Gemi boyu (m), (Boy olarak temas uzunluğu alınmalıdır.)
 N: Balon Sayısı
 D: Nominal balon çapı(m)

Düşey prizmatik katsayısı düşük olan ya da baş ve kış formları narin olan gemilerde, yukarıdaki formüllerde kullanılan gemi boyu, narin olan baş ve kış kesitlerin boyu çıkartılarak kullanılabilir. Yapısal mukavemet açısından özel durumu olan gemilerde balonlar arası mesafe ihtiyaçlara göre belirlenebilir.

d) Balonlar tek sıra halinde dizilir; ancak genişliği çok fazla olan gemilerde, bu genişliği karşılayabilmek için iki sıralı dizim yapılabilir.

e) Deplasmanı ve blok katsayısı küçük olan römorkör ve balıkçı tekneleri gibi gemilerde hareket halinde iyi bir stabilite sağlamak amacıyla balonların ucu geminin iki tarafından uzatılabilir. İki taraftan uzatılan kısımlar minimum balon çapı uzunluğu kadar olmalıdır.



Şekil 4. Denize indirmede kullanılan balon.

3.1 Hava kompresörü

- Balonların toplam hacmi, hava dolumu için gereken zaman ve basınca göre kompresör tipi ve kapasitesi seçilir.
- Kompresörün gaz tankı için uygun basınç sınırlandırıcı valf kullanılmalıdır.
- Balonlar yerleştirilmeye başlamadan önce kompresör vanalarının gemi çevresi boyunca yerleştirildiğinden emin olunmalıdır. Bazı durumlarda havası indirilen balonun acil olarak tekrar şişirilmesi gerekebilir.
- Eğer birden fazla balon için aynı kompresör kullanılacaksa dağıtım manifoldu kullanılmalıdır.

3.2 Balonların bakım-tutumu

Balonlar, onarılamayacak kadar büyük hasarlara maruz kalmadıkları sürece ortalama 10-15 kez kullanılabilirler. Balon dış duvarında önemli bir hasar tespit edildiğinde zaman geçirmeden onarılmalıdır. Hasar bölgesine genelde sıcak yamalama işlemi uygulanır. Balon başlarına takılan basınç ölçerler ve balon kapakları her iniş öncesi kontrol edilmelidir. Hava kaçakları sonucu yaşanacak herhangi bir basınç azalması inişi riske atabilir. Balonların uygun koşullarda saklanabilmesi için aşağıdaki koşulların sağlanması gereklidir:

- Balon, havası indirildikten sonra uygun şekilde katlanarak, oda sıcaklığında ve nemsiz bir ortamda muhafaza edilmelidir. Böylece, çürümesi engellenmiş olacaktır.
- Balonun, asit-alkalin çözeltiler ve petrol bazlı kimyasallarla uzun süre temasından kaçınılmalıdır.
- Balon üzerinde ağır malzemelerin bulundurulmamasına özen gösterilmelidir.

3.3 Balonların performansa göre sınıflandırılması

Aşağıdaki örnek tablolar, kataloglarından alınmış olup, farklı boyutlardaki balonlar için performans ve güvenli çalışma koşullarına göre balonların sınıflandırması verilmiştir [3, 4].

Tablo 1. Balon tipleri ve çalışma basınçları

TİP	ÇALIŞMA BASINCI					
	D= 0.8 m (D=2.62 ft)	D= 1.0 m (D=3.28 ft)	D= 1.2 m (D=3.94 ft)	D=1.5 m (D=4.92 ft)	D= 1.8 m (D=5.90 ft)	D= 2.0 m (D=6.56 ft)
CL-3	0.13 Mpa (18.85 psi)	0.10 Mpa (14.50 psi)	0.09 Mpa (13.05 psi)	0.07 Mpa (10.15 psi)	0.06 Mpa (8.70 psi)	0.05 Mpa (7.25 psi)
CL-4	0.17 Mpa (24.66 psi)	0.13 Mpa (18.85 psi)	0.11 Mpa (15.95 psi)	0.09 Mpa (13.05 psi)	0.08 Mpa (11.60 psi)	0.07 Mpa (10.15 psi)
CL-5	0.21 Mpa (30.46 psi)	0.17 Mpa (24.66 psi)	0.14 Mpa (20.31 psi)	0.11 Mpa (15.95 psi)	0.09 Mpa (13.05 psi)	0.08 Mpa (11.60 psi)
CL-6	0.25 Mpa (36.26 psi)	0.20 Mpa (29.01 psi)	0.17 Mpa (24.66 psi)	0.13 Mpa (18.85 psi)	0.11 Mpa (15.95 psi)	0.10 Mpa (14.50 psi)

Tablo 2. Farklı tiplerdeki balonların farklı basınçlarda birim boya düşen taşıma kapasiteleri.

ÇAP	ÇALIŞMA YÜKSEKLİĞİ	BİRİM BOYA DÜŞEN TAŞIMA KAPASİTESİ (ton/m)			
		CL-3	CL-4	CL-5	CL-6
D = 0,8 m (D = 2,62 ft)	0,5 m (1,640 ft)	6,87	8,9768	11,08576	13,21
	0,4 m (1,312 ft)	9,15	11,96496	14,78848	17,60
	0,3 m (0,984 ft)	11,45	14,96432	18,48	22,01
	0,2 m (0,656 ft)	13,73	17,9536	22,18272	26,40
D = 1,0 m (D = 3,28 ft)	0,6 m (1,968 ft)	7,04	9,15264	11,97616	14,09
	0,5 m (1,640 ft)	8,80	11,43744	14,96432	17,60
	0,4 m (1,312 ft)	10,56	13,72336	17,9536	21,13
	0,3 m (0,984 ft)	12,33	16,01936	20,95296	24,64
	0,2 m (0,656 ft)	14,09	18,30416	23,95232	28,17
D = 1,2 m (D = 3,94 ft)	0,7 m (2,296 ft)	7,92	9,68016	12,32784	14,96
	0,6 m (1,968 ft)	9,50	11,61328	14,78848	17,95
	0,5 m (1,640 ft)	11,09	13,55872	17,25024	20,95
	0,4 m (1,312 ft)	12,68	15,49184	19,71088	23,94
	0,3 m (0,984 ft)	14,26	17,42608	22,18272	26,93
	0,2 m (0,656 ft)	15,84	19,3592	24,64448	29,93
D = 1,5 m (D = 4,92 ft)	0,9 m (2,952 ft)	7,39	9,50432	11,62448	13,73
	0,8 m (2,624 ft)	8,63	11,08576	13,55872	16,02
	0,7 m (2,296 ft)	9,86	12,67952	15,49184	18,30
	0,6 m (1,968 ft)	11,09	14,26096	17,42608	20,60
	0,5 m (1,640 ft)	12,33	15,84352	19,3592	22,89
	0,4 m (1,312 ft)	13,56	17,42608	21,30464	25,17
	0,3 m (0,984 ft)	14,79	19,00752	23,23776	27,46
	0,2 m (0,656 ft)	16,02	20,60128	25,172	29,99

Tablo 3. Farklı tiplerdeki balonların farklı basınçlarda birim boya düşen taşıma kapasiteleri.

ÇAP	ÇALIŞMA YÜKSEKLİĞİ	BİRİM BOYA DÜŞEN TAŞIMA KAPASİTESİ (ton/m)			
		CL-3	CL-4	CL-5	CL-6
D = 1,8 m (D = 5,90 ft)	1,1 m (3,608 ft)	6,90	9,86608	11,09696	13,55
	1,0 m (3,280 ft)	7,88	11,2728	12,67952	15,48
	0,9 m (2,952 ft)	8,88	12,67952	14,26096	17,43
	0,8 m (2,624 ft)	9,86	14,08512	15,84352	19,36
	0,7 m (2,296 ft)	10,84	15,49184	17,42608	21,30
	0,6 m (1,968 ft)	11,82	16,89856	19,00752	23,24
	0,5 m (1,640 ft)	12,81	18,31536	20,60128	25,17
	0,4 m (1,312 ft)	13,80	19,6672	22,18272	27,11
	0,3 m (0,984 ft)	14,79	20,23616	23,76528	29,05
	0,2 m (0,656 ft)	15,77	22,52432	25,34784	30,98

D = 2,0 m (D = 6,56 ft)	1,2 m (3,936 ft)	7,04	9,86608	11,2728	14,09
	1,1 m (3,608 ft)	7,92	11,09696	12,67952	15,84
	1,0 m (3,280 ft)	8,80	12,32784	14,08512	17,60
	0,9 m (2,952 ft)	9,68	13,55872	15,49184	19,36
	0,8 m (2,624 ft)	10,56	14,78848	16,89856	21,13
	0,7 m (2,296 ft)	11,44	16,01936	18,30416	22,89
	0,6 m (1,968 ft)	12,33	17,25024	19,71088	24,64
	0,5 m (1,640 ft)	13,21	18,48	21,1176	26,40
	0,4 m (1,312 ft)	14,09	19,73328	22,5344	28,16
	0,3 m (0,984 ft)	14,96	20,98544	23,94112	29,92
0,2 m (0,656 ft)	15,84	22,5344	25,36912	31,69	

Tablo 4. Tüm CL Modelleri: Balon Hacimleri

BOY (m)	BALON HACMİ (Teorik Değer)					
	D= 0.8 m (D=2.62 ft)	D= 1.0 m (D=3.28 ft)	D= 1.2 m (D=3.94 ft)	D=1.5 m (D=4.92 ft)	D= 1.8 m (D=5.90 ft)	D= 2.0 m (D=6.56 ft)
5	2.75m ³	4.38m ³	6.44m ³	10.36m ³	15.37m ³	19.33m ³
6	3.25m ³	5.17m ³	7.57m ³	12.13m ³	17.91m ³	22.47m ³
7	3.75m ³	5.95m ³	8.70m ³	13.90m ³	20.45m ³	25.62m ³
8	4.25m ³	6.74m ³	9.83m ³	15.67m ³	23.00m ³	28.76m ³
9	4.76m ³	7.52m ³	10.96m ³	17.43m ³	25.54m ³	31.90m ³
10	5.26m ³	8.31m ³	12.09m ³	19.20m ³	28.09m ³	35.04m ³
11	5.76m ³	9.09m ³	13.22m ³	20.97m ³	30.63m ³	38.18m ³
12	6.26m ³	9.88m ³	14.35m ³	22.73m ³	33.18m ³	41.32m ³
13	6.77m ³	10.66m ³	15.49m ³	24.50m ³	35.72m ³	44.46m ³
14	7.27m ³	11.45m ³	16.62m ³	26.27m ³	38.27m ³	47.61m ³
15	7.77m ³	12.23m ³	17.75m ³	28.04m ³	40.81m ³	50.75m ³
16	8.27m ³	13.02m ³	18.88m ³	29.80m ³	43.36m ³	53.89m ³
17	8.78m ³	13.80m ³	20.01m ³	31.57m ³	45.90m ³	57.03m ³
18	9.28m ³	14.59m ³	21.14m ³	33.34m ³	48.45m ³	60.17m ³

Tablo 5. CL-3 model: Balon Ağırlığı

BOY (m)	BALON AĞIRLIĞI (Teorik Değer)					
	D= 0.8 m (D=2.62 ft)	D= 1.0 m (D=3.28 ft)	D= 1.2 m (D=3.94 ft)	D=1.5 m (D=4.92 ft)	D= 1.8 m (D=5.90 ft)	D= 2.0 m (D=6.56 ft)
5	78 kg	100 kg	125 kg	163 kg	204 kg	233 kg
6	91 kg	117 kg	145 kg	187 kg	234 kg	267 kg
7	104 kg	134 kg	165 kg	212 kg	263 kg	300 kg
8	117 kg	150 kg	185 kg	237 kg	293 kg	333 kg
9	130 kg	166 kg	203 kg	262 kg	323 kg	366 kg
10	144 kg	183 kg	223 kg	287 kg	353 kg	399 kg

11	157 kg	199 kg	243 kg	312 kg	383 kg	432 kg
12	170 kg	216 kg	263 kg	337 kg	413 kg	465 kg
13	183 kg	232 kg	283 kg	362 kg	443 kg	498 kg
14	196 kg	249 kg	303 kg	387 kg	473 kg	531 kg
15	209 kg	266 kg	323 kg	412 kg	503 kg	564 kg
16	222 kg	283 kg	343 kg	437 kg	533 kg	597 kg
17	235 kg	300 kg	363 kg	462 kg	563 kg	630 kg
18	248 kg	317 kg	383 kg	487 kg	593 kg	663 kg

Tablo 6. CL-4 model: Balon Ağırlığı

BOY (m)	BALON AĞIRLIĞI (Teorik Değer)					
	D= 0.8 m (D=2.62 ft)	D= 1.0 m (D=3.28 ft)	D= 1.2 m (D=3.94 ft)	D=1.5 m (D=4.92 ft)	D= 1.8 m (D=5.90 ft)	D= 2.0 m (D=6.56 ft)
5	89 kg	112 kg	143 kg	187 kg	234 kg	268 kg
6	105 kg	131 k	166 kg	216 kg	269 kg	307 kg
7	120 kg	150 kg	188 kg	245 kg	303 kg	345 kg
8	135 kg	168 kg	211 kg	273 kg	337 kg	383 kg
9	150 kg	191 kg	234 kg	301 kg	372 kg	421 kg
10	165 kg	210 kg	257 kg	330 kg	406 kg	459 kg
11	181 kg	229 kg	280 kg	359 kg	441 kg	497 kg
12	196 kg	249 kg	303 kg	388 kg	476 kg	535 kg
13	211 kg	268 kg	326 kg	417 kg	511 kg	573 kg
14	226 kg	288 kg	349 kg	446 kg	546 kg	611 kg
15	241 kg	307 kg	372 kg	475 kg	581 kg	649 kg
16	256 kg	326 kg	395 kg	504 kg	616 kg	687 kg
17	271 kg	344 kg	418 kg	533 kg	651 kg	725 kg
18	286 kg	364 kg	441 kg	562 kg	686 kg	763 kg

Tablo 7. CL-5 model: Balon Ağırlığı

BOY (m)	BALON AĞIRLIĞI (Teorik Değer)					
	D= 0.8 m (D=2.62 ft)	D= 1.0 m (D=3.28 ft)	D= 1.2 m (D=3.94 ft)	D=1.5 m (D=4.92 ft)	D= 1.8 m (D=5.90 ft)	D= 2.0 m (D=6.56 ft)
5	107 kg	138 kg	171 kg	223 kg	281 kg	321 kg
6	125 kg	161 kg	198 kg	258 kg	322 kg	367 kg
7	143 kg	184 kg	226 kg	292 kg	363 kg	412 kg
8	161 kg	206 kg	253 kg	326 kg	404 kg	458 kg
9	180 kg	229 kg	280 kg	361 kg	445 kg	504 kg
10	198 kg	252 kg	308 kg	395 kg	486 kg	550 kg
11	216 kg	275 kg	335 kg	429 kg	527 kg	596 kg

12	234 kg	298 kg	362 kg	463 kg	568 kg	642 kg
13	252 kg	321 kg	389 kg	497 kg	609 kg	688 kg
14	270 kg	344 kg	416 kg	531 kg	650 kg	734 kg
15	288 kg	367 kg	443 kg	565 kg	691 kg	780 kg
16	306 kg	390 kg	470 kg	599 kg	732 kg	826 kg
17	324 kg	413 kg	497 kg	633 kg	773 kg	872 kg
18	342 kg	436 kg	524 kg	667 kg	814 kg	918 kg

Tablo 8. CL-6 model: Balon Ağırlığı

BOY (m)	BALON AĞIRLIĞI (Teorik Değer)					
	D= 0.8 m (D=2.62 ft)	D= 1.0 m (D=3.28 ft)	D= 1.2 m (D=3.94 ft)	D=1.5 m (D=4.92 ft)	D= 1.8 m (D=5.90 ft)	D= 2.0 m (D=6.56 ft)
5	121 kg	157 kg	194 kg	254 kg	320 kg	365 kg
6	142 kg	183 kg	226 kg	293 kg	367 kg	417 kg
7	163 kg	209 kg	257 kg	332 kg	413 kg	469 kg
8	183 kg	235 kg	288 kg	371 kg	460 kg	521 kg
9	204 kg	260 kg	319 kg	410 kg	506 kg	573 kg
10	225 kg	286 kg	350 kg	449 kg	553 kg	625 kg
11	246 kg	312 kg	381 kg	488 kg	600 kg	677 kg
12	267 kg	338 kg	412 kg	527 kg	647 kg	729 kg
13	288 kg	364 kg	443 kg	566 kg	694 kg	781 kg
14	309 kg	390 kg	474 kg	605 kg	741 kg	833 kg
15	330 kg	416 kg	505 kg	644 kg	788 kg	885 kg
16	351 kg	442 kg	536 kg	683 kg	835 kg	937 kg
17	372 kg	468 kg	567 kg	722 kg	882 kg	989 kg
18	393 kg	494 kg	598 kg	761 kg	929 kg	1041 kg

4. Vinç ile ilgili kurallar

Vinçler, gemiyi, bir ucu gemi başına mapalarla tutturulmuş olan telleri sıkarak karaya sabitlemeye yardımcı olur. Kimi zaman iniş için ilk hareket, vinçlerin telleri yavaş yavaş bırakmasıyla sağlanır.

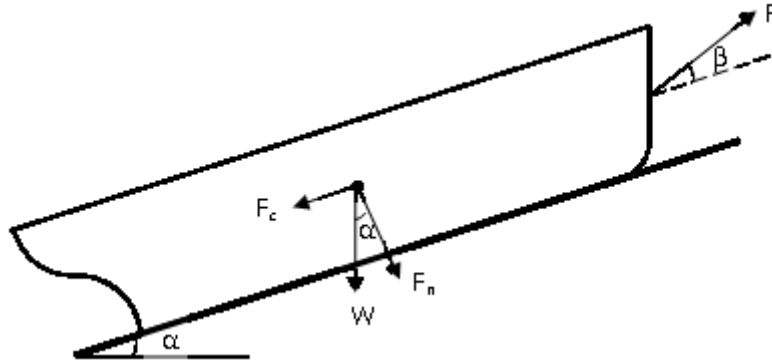
- Genel olarak, dönme hızı 9-13 m/dk olan yavaş vinçler kullanılır.
- Kayma kuvveti ve vincin çekme kuvveti aşağıdaki şekilde bulunur (Şekil 5).

$$F_c = W \times g \times \sin \alpha - \mu \times N \times g \times \cos \alpha + W \times \frac{V}{T} \quad (4)$$

$$F \geq \frac{K \times F_c}{N_c \times \cos \beta} \quad (5)$$

- F_c : Gemiye etkiyen kayma kuvveti (kN)
 α : Kızak eğimi (derece)
 μ : Sürtünme katsayısı
 V : Geminin hareket hızı (m/s)
 T : Vincin frenleme süresi (s)
 F : Vinç telinin çekme kuvveti (kN)
 K : Emniyet katsayısı ($k=1.2-1.5$)
 N_c : Çekme teli sayısı
 β : Vinç teli ile kızak eğimi arasındaki açı (6 dereceden büyük olmamalıdır).

- c) Vincin uyguladığı çekme kuvveti, gemi hızının 6 m/dak'dan büyük olmasını önleyecek şekilde ayarlanmalıdır. Eğer geminin ağırlığı 200 tondan az ise iniş hızı kontrollü olarak artırılabilir.
 d) Vinç teli yeterince dayanıklı olmalı, kontrolleri düzenli olarak yapılmalıdır. Gerekğinde yenilenmelidir.
 e) Operasyonlarda eğitilmiş vinç operatörleri görevlendirilmelidir.



Şekil 5. Gemiye kızak üzerinde etkiyen kuvvetler.

5. Balonla denize indirme işlemi

Gereken hazırlıklar tamamlandıktan sonra balonların gemi altına yerleştirilmesi belirli kurallar çerçevesinde yapılır. Gemi altına konacak balonlar mümkünse tek sıra halinde ve hareket yönüne dik olarak yerleştirilmelidir. Gemi formuna bağlı olarak balonlar iki sıra halinde de düzenlenebilir. Bu durumda, iki sıra halindeki balonlar arası mesafe 0.5 m'den küçük olmamalıdır. Geminin her iki tarafından çıkacak olan balon uçları ise balonun çapından büyük olmalıdır. Balon yerleşimi öncelikle orta kesimden başlar (Şekil 6). Gemi altındaki takaryalar arasına yerleştirilen balonlar 2-3 bar arası havayla şişirilir.



Şekil 6. Balonların gemi altına yerleştirilmesi.

Genel olarak, gemi altında takaryalar yerindeyken, gerçekte yerleştirilmesi gereken balon sayısının yarısı kadar balon yerleştirilerek şişirilir (Şekil 7).



Şekil 7. Balonların şişirilmesi ve kontrolü

Yerleştirilen balonlar şişirilince gemi balonlar üstüne oturarak takaryalar boşa çıkar (Şekil 8). Takaryaların kaldırılması işleminde, önce enine yönde merkezde bulunan bloklar sonra iskele ve sancak taraftaki bloklar kaldırılmalıdır. Bu durumda, geminin balonlar üzerine ani düşmesinden sakınılmalıdır. Gemi hareket etmeden önce, son dakika kaldırılmak üzere serbest olarak duran bloklar geminin her iki tarafına yerleştirilmelidir. Böylece, takaryalar üstüne halat bağlanarak kepçe ya da forklift yardımıyla balonlara temas etmeden dışarı alınır. Her takarya hattına, gemi altından çıkarıldıktan sonra yeni bir balon konulmalıdır. Takaryalar çıkarıldıkça gemi sadece balonlar üzerinde duracağından baş taraftan gemi halatlarla sağlam bir yere bağlanmalı, geminin denize kayması önlenmelidir.

Takaryalar çıkarıldıktan sonra balonlar 2-3 bar arası hava ile zeminin durumuna göre şişirilmelidir. Bu şişirme esnasında balonlarda herhangi bir kaçak tespit edilirse patlak balonlar yenisi ile değiştirilmelidir. Gemi altına yerleştirilen belli boydaki balonlara ek olarak, başta bir adet, kıçta bir adet ve paralel gövdede üç adet olmak üzere daha uzun balon kullanılarak iniş sırasında geminin iskele yada sancağa kaymasının önüne geçilmesi gereklidir. Gemi, kızak üzerindeyken balonlar yerleştirilmeli ve balonlara eşit oranda hava basılmalıdır. Bu arada, balon başlarının aynı hizada olmasına özen gösterilmelidir. Böylece, gemi iniş hattından sapmayacaktır. Eğer gemi düz bir zeminde kurulmuş ise; tüm balonlar eşit miktarda

şişirildikten sonra gemi altındaki balonlara biraz daha hava verilerek geminin eğiminin 1-1,5 dereceye gelmesi sağlanır. Böylece, gemi uygun hızda suya inecektir (Şekil 9).



Şekil 8. Gemi balonlar üzerinde otururken



Şekil 9. Geminin balonla denize indirilişi.

Kızak eğimini hesaplamak için, önce kış tarafta kaide ile zemin arasındaki yükseklik ölçülür. Daha sonra, baş tarafta kaide ile zemin arasındaki yükseklik ölçülür ve böylece verilen eğimin doğruluğu teyit edilir. Eğer eğim, sadece baş taraftaki balonlara fazla basınç verilerek yapılırsa, paralel gövdedeki ve kış taraftaki balonlara fazla yük bineceğinden balonların patlama riski artar. Bu yüzden, istenen eğim geminin kış tarafındaki balonlar hariç geri kalan tüm balonlara belli değerde hava verilerek sağlanmalıdır.

Gemi balonları üzerine oturduktan sonra baş taraftan bağlı olan geminin yükü sadece halatlara biner. İniş öncesi çevre güvenliği alındıktan sonra, baş taraftaki halat (bu halat 4000 tondan büyük gemiler için iki halata çıkarılmalıdır) şalama ile kesilerek geminin denize inişi başlamış olur. Yaklaşık 30-40 saniye süren bu inişte geminin baş tarafı suya girdikten sonra ve altındaki balonlar gemi yüzeyinden kurtulduktan sonra çapalar bırakılarak geminin hızının yavaşlaması sağlanır. Geminin suya girdiği noktada bulunan balonlar ile yüzmeye başladığında baş tarafta bulunan balonlar yüksek basınca dayanacak şekilde seçilmelidir. Daha sonra, römorkörler gemiyi tutarak geminin sabitlenmesini sağlarlar. Özellikle çapaların denize aynı anda atılması gereklidir.

6. Örnek bir geminin denize indirme işlemi

Örnek bir geminin balonla denize indirilmesi ile ilgili detaylı teknik bilgi aşağıda verilmiştir.

6.1 Denize İniş Öncesi Hazırlıklar

Örnek olarak, yapımı biten 7900 tonluk Ice Class IMO A1 tipi kimyasal bir tanker ele alalım. Tankerin dış kaplama boyası bittikten sonra balonla denize iniş için, balonların patlamasını önlemek amacıyla alınması gereken önlemler gözden geçirilerek ihtiyaç duyulan tedbirler alınmalıdır. Bu tedbirler aşağıda özetlenmiştir.

- Gemi dip kaplamasında kesinlikle çapak benzeri maddeler bulunmamalıdır.
- Kızak yüzeyi özellikle vinç yolları, inşaat demirleri, demir parçaları, yüzey üzerindeki sivri beton parçalarından arındırılmalıdır.
- Gemi altından kaldırılamayacak tipte vinç rayları gibi yapılar varsa, bu alanlar çakıl ile doldurularak balonların dönmesi sağlanmalıdır.
- Balonlar yerleştirilmeye başlamadan önce kompresör vanalarının gemi çevresi boyunca yerleştirildiğinden emin olunmalıdır. Gerekli durumda havası indirilen balonun acil olarak şişirilmesi gerekebilir.
- Gemi baş tarafına, balonlar şişirildikten sonra gemiyi tutmak için kaynatılan mapaların montaj ve kaynağının sağlam olduğuna dikkat edilmeli ve gerekirse mapa kaynaklarının UT sinin bakılmasına dikkat edilmelidir.
- Mapalara bağlanacak halatların kalınlığı 50 mm'den az olmamalıdır ve yeni halat kullanılmasına özen gösterilmelidir.
- Takaryalar gemi altından çekilirken takarya yerleri gözden geçirilmeli ve herhangi bir çapakla karşılaşılırsa taş motoru ile temizlenmelidir.
- Geminin baş ırgat donanımı çalışıyor durumda olmalıdır.
- Geminin iniş hattından sapsmasını önlemek ve dümen altına girecek balonların patlama riskini azaltmak için dümen sabitlenmelidir.

6.2 Balon Sayısının Hesaplanması

İniş öncesi, gemi altına kaç adet ve kaç ton kaldırma kapasiteli balon yerleştirileceği hesaplanmalıdır. Bunun için, gemi sac ağırlığı, boru devresi ağırlığı, ana makine ve yardımcı makinelerin ağırlığı, geminin ağırlık merkezinin boyuna konumu tespit edilmelidir. Böylece, örnek olarak aşağıdaki hesap yapılabilir;

$$\text{Balon sayısı} = \text{toplam ağırlık} / \text{balon kaldırma kapasitesi (birim/ton)}$$

$$\text{Balon sayısı} = 2200 \text{ ton} / 100 \text{ birim/ ton} = 22 \text{ adet balon olmalıdır.}$$

Ayrıca balonlar paralel gövdede eşit aralıklarla yerleştirilmelidir.

6.3 Balonların yerleştirilmesi

Balon başlarına takılan basınç ölçerler ve balon kapakları her iniş öncesi kontrol edilmelidir. Balonların yerleştirilmesi gemi ortasından başlamalıdır. Öncelikle, gemi altındaki takaryalar

arasına yerleştirilen balonlar 2-3 bar hava ile şişirilir. Balonlar şişirildikten sonra, gemi balonlar üstüne oturur ve böylece takaryalar boşa çıkar. Takaryalar, halatla ya da forklift yardımıyla balonlara temas etmeden dışarı alınır. Çıkarılan her takarya hattına yeni bir balon konulmalıdır. Bu arada, gemi sadece balonlar üzerinde duracağından baş taraftan gemi halatlarla sağlam bir yere bağlanmalı ve geminin denize kayması önlenmelidir.

Boyu 122 metre ve genişliği 14 metre olan bu kimyasal tanker için toplam 18 adet 10 metrelik balon ile başta 1 adet, kıçta 1 adet ve paralel gövdede 3 adet 16 metrelik balon kullanılarak iniş sırasında geminin güvenli bir şekilde inişi sağlanabilir. Eğer, gemi kıçta üzerinde belli bir meyil açısına sahipse balonlara bu meyil açısını düzeltecek şekilde eşit miktarda hava basılmalıdır. Ayrıca, balon başlarının aynı hizada olması sağlanmalıdır.

Eğer gemi düz bir zeminde inşa edilmişse tüm balonlar eşit miktarda şişirildikten sonra gemi altındaki balonlara biraz daha hava verilerek geminin eğiminin 1-1,5 derece olması ve uygun bir hızda suya girmesi sağlanmalıdır. Bu eğimin doğruluğunu teyit etmek için, kıç taraftan ve baş taraftan zemin ile baseline arasındaki yükseklik ölçülür. Sadece baş taraftaki balonlara fazla basınç verilerek bu işlem yapılırsa, paralel ve kıç taraftaki balonlara daha fazla yük bineceğinden balonların patlama riski artar. Dolayısıyla, eğim, kıç taraf hariç geri kalan tüm balonlara belli değerlerde hava verilerek sağlanmalıdır.

6.4 Denize İniş

Gemi, tamamen balonlar üzerine oturduktan sonra yük sadece halatlara biner. Baş taraftaki halat, çevre güvenliği alındıktan sonra şalama ile kesilerek geminin denize inişi başlatılmış olur. Geminin baş tarafı suya girdikten ve altındaki balonlar gemi yüzeyinden kurtulduktan sonra çapalar bırakılarak gemi hızının yavaşlaması sağlanır ve römorkörler yardımıyla gemi sabitlenir.

7. Örnek Hesaplamalar

7.1 Örnek Gemi 1

Gemi Özellikleri:

Kaimeler arası boy,	L _{pp} = 145 m
Genişlik,	B = 26.2 m
Blok katsayısı,	C _B = 0.81
İniş ağırlığı,	Δ = 7000 ton

Denize indirmede kullanılacak balonların özellikleri[2]:

Balon çapı,	D = 1.5 m
Balon temas boyu,	L = 18 m (toplam boy 20.59 m)
Çalışma basıncı,	P = 0.13 MPa
Çalışma yüksekliği,	h = 0.8 m

Hesaplanan balon sayısı:

$$N = K_1 \times \frac{W \times g}{C_B \times R \times L_d} + N_1 = 1.3 \times \frac{7000 \times 9.81}{0.81 \times 157.1 \times 18} + 0 = 38.97 \approx 40$$

Balonların merkezleri arası uzaklık:

$$\frac{L}{N-1} \leq 6 \Rightarrow \frac{145}{40-1} = 3.72 \text{ m} , \text{ dolayısıyla balonlar arası mesafe } 3 \sim 4 \text{ m olarak alınacaktır.}$$

Tahmini balon maliyeti:

$$\text{CL} - 6 \text{ tipi balon, } 1.5 \times 18 (20.59 \text{ m}) = 3900 \$ \times 40 = \mathbf{156000 \$}$$

7.2 Örnek Gemi 2

Gemi Özellikleri:

Kaimeler arası boy,	$L_{pp} = 147.3 \text{ m}$
Genişlik,	$B = 25.4 \text{ m}$
Blok katsayısı,	$C_B = 0.82$
İniş ağırlığı,	$\Delta = 8500 \text{ ton}$

Denize indirmede kullanılacak balonların özellikleri[2]:

Balon çapı,	$D = 1.8 \text{ m}$
Balon temas boyu,	$L = 18 \text{ m}$ (toplam boy 20.59 m)
Çalışma basıncı,	$P = 0.11 \text{ MPa}$
Çalışma yüksekliği,	$h = 0.9 \text{ m}$

Hesaplanan balon sayısı:

$$N = K_1 \times \frac{W \times g}{C_B \times R \times L_d} + N_1 = 1.3 \times \frac{8500 \times 9.81}{0.82 \times 170 \times 0.98 \times 18} + 0 = 42.95 \approx 43$$

Balonların merkezleri arası uzaklık:

$$\frac{L}{N-1} \leq 6 \Rightarrow \frac{147.3}{43-1} = 3.5 \text{ m} , \text{ dolayısıyla balonlar arası mesafe } 3 \sim 4 \text{ m olarak alınacaktır.}$$

Tahmini balon maliyeti:

$$\text{CL} - 6 \text{ tipi balon, } 1.8 \times 18 (20.59 \text{ m}) = 4000 \$ \times 43 = \mathbf{172000 \$}$$

7.3 Örnek Gemi 3

Gemi Özellikleri:

Kaimeler arası boy,	$L_{pp} = 124.3 \text{ m}$
Genişlik,	$B = 17.2 \text{ m}$
Blok katsayısı,	$C_B = 0.78$
İniş ağırlığı,	$\Delta = 3500 \text{ ton}$

Denize indirmede kullanılacak balonların özellikleri[2]:

Balon çapı,	$D = 1.5 \text{ m}$
Balon temas boyu,	$L = 16 \text{ m}$ (toplam boy 18.5 m)
Çalışma basıncı,	$P = 0.13 \text{ MPa}$
Çalışma yüksekliği,	$h = 0.9 \text{ m}$

Hesaplanan balon sayısı:

$$N = K_1 \times \frac{W \times g}{C_B \times R \times L_d} + N_1 = 1.3 \times \frac{3500 \times 9.81}{0.78 \times 134.69 \times 16} + 0 = 26.55 \approx 26$$

Balonların merkezleri arası uzaklık:

$$\frac{L}{N-1} \leq 6 \Rightarrow \frac{124.3}{26-1} = 4.9 \text{ m}, \text{ dolayısıyla balonlar arası mesafe } 4 \sim 5 \text{ m olarak alınacaktır.}$$

Tahmini balon maliyeti:

$$CL - 6 \text{ tipi balon, } 1.5 \times 16 (18.5 \text{ m}) = 3600 \$ \times 26 = \mathbf{93600 \$}$$

Yukarıda verilen ve hesaplamaların bir kısmını oluşturan örneklerde, gemilerin boyuna ağırlık merkezi genel olarak orta kesitten % 5-8 kış tarafında düşünülmüştür. Ağırlık merkezinin gerisindeki balonların merkezleri arasındaki mesafe güvenlik açısından düşürülmelidir. Bu mesafe, ağırlık merkezinden kış taraf için en az 0.5 m daha az alınmalıdır. Ayrıca, mevcut çalışma basınçları yine kış taraf için maksimum %20 artış olacak şekilde artırılmalıdır.

8. Sonuç ve öneriler

Balonla denize indirme yöntemi, gemileri en kısa sürede ve güvenli olarak denize indirebilme olanağı sağlayan bir yöntemdir. Klasik kızak sisteminin yalnız bir kullanıma izin verdiği ve buna karşı balonların iyi korunabildiği sürece 10-15 kez gemi inişi için kullanılabileceği düşünülürse, bu yöntemin ilk kullanımdan sonra tersaneyi kâra geçireceği açıktır. Balonla denize indirme yönteminin teknik ve ekonomik üstünlükleri aşağıda özetlenmiştir:

1. Balonla denize indirme işlemi için eğimi düşük olan kızaklara gereksinim duyulur. Bu tip kızakların inşaa maliyeti ve tamamlanma süreleri daha büyük eğimli kızaklara göre oldukça düşüktür.
2. Geminin inşaa tamamlandıktan sonra sistematik şekilde yerleştirilen balonlar şişirilerek geminin denize indirilmesi sağlanır. Böylece, zaman ve ekonomik açıdan tasarruf sağlanmış olur.
3. Bu işlem en fazla 1 ila 3 gün sürer ve gemi sahibi açısından işlerin önceden tamamlanıp bir an önce üretime geçme olanağı verdiği için bir zaman tasarrufu sağlanmış olur.
4. Balonla denize indirme sistemiyle gemiler yaklaşık bir ay kadar önce denize indirilebilir.
5. Örnek olarak, yirmi bin tonluk bir gemi için 35-40 adet balon kullanmak suretiyle yaklaşık 140 - 160 bin dolar maliyeti olan balonla denize indirme sistemi, balonların özenle saklanması şartıyla daha sonra tekrar kullanılabilir [5, 6].
6. Standart gemi indirme yönteminde ise benzer bir gemi için kızak maliyeti, yapılan hazırlıkların maliyeti ve yağ maliyeti olarak yaklaşık 100 - 120 bin dolara ihtiyaç vardır. Bu işlem için üç treyler dolusu ağaca ihtiyaç duyulur. Bu ağaçlar, gemi denize inerken parçalandığı için de tek kullanımlık ve ayrıca ağaçların kaydırılması için iki ton kadar özel yağ gerekir [5, 6].
7. Her iki yöntem için ilk maliyet hemen hemen aynı gibi görülmüşse de balonla indirmede çok kullanımlı avantajı ön plana çıkmaktadır.
8. Standart denize indirme yönteminde kullanılan yağın yaklaşık %25'i denize karışır ve bu durum çevre kirliliğine sebep olur. Bu yönüyle de balonla denize indirme yöntemi, hiç ağaç israfı olmadığı ve denizi kirletmediği için çevreci bir yöntem özelliği taşımaktadır.

9. Geminin denize indirilmesi işleminde enine stabilitenin oldukça önemli olduğunu biliyoruz. Klasik kızak sistemine nazaran balonla denize indirme yönteminde yükün balonlar tarafından tüm gemi genişliği boyunca taşındığı düşünülürse, geminin enine stabilitesi açısından da bir kazanç sağlanacağı görülmektedir.

Balonla denize indirme yönteminin bazı üstünlükleri yanında teknik açıdan dikkat edilmesi gereken bazı noktalar şöyledir:

1. Gemi ağırlığının omurga bloklarından balonlara iletilmesi esnasında hem balonların hem de geminin güvenliği açısından ani hareketlerden kaçınıp geminin büyük sarsıntılara maruz kalmasını önlemek oldukça önemlidir.
2. Geminin kış tarafının suya girişi sırasında tipping gibi tehlikeli durumların yaşanmaması için kızak eğiminin çok iyi ayarlanması ve deniz içi dolgunun gerektiği gibi yapılması çok önemlidir.
3. Tipping'i önlemek için gerektiğinde baş tarafa balast alınabilir.
4. Geminin kış tarafı suya girip yeterli sephiye oluştuktan sonra baş tarafın ani çarpmalarını önlemek için de baş tarafta ek balon kullanılabilir.
5. Özellikle kış ve baş bölgeleri daha narin olan gemilerde, özel eklemeler yaparak yükün dengeli yayılması sağlanabilir.

Sonuç olarak, balonla denize iniş işlemini yöneten personelin eğitimi ve tecrübeli olması alınabilecek önlemlerin en önemlisi olacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] Akyıldız, H. Gemi ve Deniz Yapıları Hidrostatığı ve Stabilitesi, Çözümlü Problemler. GMO Yayını, 2010.
- [2] Akyıldız, H. Balonla Denize İndirme, Gemi İnşaatı ve Deniz Teknolojisi Teknik Kongresi, Cilt 1, Kasım 2008, İstanbul.
- [3] CB/T 3837-1998 "Technological Requirements for Ship Upgrading or Launching Relying on Air-Bags, Shipbuilding Industry Standard", China State Shipbuilding Corporation, 1998.
- [4] CB/T 3795-1996 "Air Bag for Ship up to or down to Launching Way", China State Shipbuilding Corporation, 1996.
- [5] Akkuş, Ö. "Balonla Denize İndirme", Bitirme Ödevi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, 2008.
- [6] Sağlam, M. "Balonla ve Kızakla Denize İndirme Arasındaki Teknik ve Ekonomik Farklılıklar", Bitirme Ödevi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, 2010.