

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**GEMİLERDE ORTAYA ÇIKAN YEREL TİTREŞİM PROBLEMLERİNİN
TEORİK VE DENEYSEL ANALİZİ**

**DOKTORA TEZİ
Adil YÜCEL**

Anabilim Dalı : Makina Mühendisliği

Programı : Makina Mühendisliği

HAZİRAN 2009

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**GEMİLERDE ORTAYA ÇIKAN YEREL TİTREŞİM PROBLEMLERİNİN
TEORİK VE DENEYSEL ANALİZİ**

DOKTORA TEZİ

**Adil YÜCEL
(503002203)**

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 24 Aralık 2008

Tezin Savunulduğu Tarih : 23 Haziran 2009

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. Alaeddin ARPACI (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Necati TAHRALI (YTÜ)
Prof. Dr. Osman KOPMAZ (UÜ)
Prof. Dr. Reha ARTAN (İTÜ)
Prof. Dr. Ata MUĞAN (İTÜ)**

HAZİRAN 2009

ÖNSÖZ

Bu çalışmanın başarıyla tamamlanmasını sağlayan ve tezin tüm aşamalarında desteğini esirgemeyen babam Engin YÜCEL, annem Başak YÜCEL ve çok değerli hocam Sayın Prof. Dr. Alaeddin ARPACI'ya teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca çalışmaya katkılarından dolayı Sayın Doç. Dr. Ekrem TÜFEKÇİ'ye de teşekkür ederim.

Haziran 2009

Adil YÜCEL

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖNSÖZ.....	iii
İÇİNDEKİLER	v
ÇİZELGE LİSTESİ.....	vii
ŞEKİL LİSTESİ.....	ix
SEMBOL LİSTESİ	xiii
ÖZET.....	xv
SUMMARY	xvii
1. GİRİŞ	1
1.1 Gemi Titreşimlerine Genel Bakış.....	1
1.2 Çalışmanın Amacı ve Kapsamı	5
1.3 Konuya İlişkin Çalışmalar.....	7
2. KIRLANGIÇ YAPILARININ TEORİK VE DENEYSEL ANALİZİ.....	13
2.1 Kırangıç Yapıları.....	13
2.2 Kırangıç Modelleri	14
2.3 Kırangıç Modellerinin Sonlu Eleman Yöntemiyle Analizi.....	17
2.3.1 [00–00] kodlu modele ait analiz sonuçları	19
2.3.2 [00–90] kodlu modele ait analiz sonuçları	22
2.3.3 [20–30] kodlu modele ait analiz sonuçları	25
2.3.4 [20–45] kodlu modele ait analiz sonuçları	28
2.3.5 [20–60] kodlu modele ait analiz sonuçları	31
2.3.6 [20–90] kodlu modele ait analiz sonuçları	34
2.3.7 [40–30] kodlu modele ait analiz sonuçları	37
2.3.8 [40–45] kodlu modele ait analiz sonuçları	40
2.3.9 [40–60] kodlu modele ait analiz sonuçları	43
2.3.10 [40–90] kodlu modele ait analiz sonuçları	46
2.3.11 Tüm modellerin sonlu eleman analizi sonuçları.....	49
2.4 Kırangıç Modellerinin Deneysel Modal Analiz Yöntemiyle İncelenmesi... 50	
2.4.1 Deney düzeneği	51
2.4.1.1 Deney standı.....	52
2.4.1.2 Gemi üstyapı modeli	52
2.4.1.3 Mesnetleme	52
2.4.1.4 İncelenecek modeller	53
2.4.1.5 Darbe çekici	54
2.4.1.6 Tek eksenli ivmeölçer	54
2.4.1.7 FFT analizörü.....	55
2.4.1.8 Modal analiz yazılımı	56
2.4.2 Deneyin hazırlanışı	57
2.4.2.1 Deney yazılımlarının hazırlanışı	58
2.4.2.2 Deney parçalarının hazırlanışı	59
2.4.3 Deneyin yapılışı.....	60
2.4.4 Deneyin sonuçları	62
2.5 Kırangıç Modellerinin Analitik Yöntemle İncelenmesi.....	64
2.6 Kırangıç Modelleri İçin Tüm Yöntemlerin Sonuçları ve Karşılaştırılması.. 73	

3. GLOBAL GEMİ TİTREŞİMİ ANALİZİ	77
3.1 Global Gemi Serbest – Serbest Titreşim Analizi	86
3.2 Global Gemi Su İçinde Serbest Titreşim Analizi	89
3.3 Global Gemi Serbest Titreşim Analizlerinin Karşılaştırılması	95
3.4 Global Gemi Zorlanmış Titreşim Analizi	96
4. SONUÇLAR	103
KAYNAKLAR.....	105
EKLER.....	111
ÖZGEÇMİŞ.....	115

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 2.1 : Kırılmaçı modelleri.....	15
Çizelge 2.2 : Analiz değeri.	18
Çizelge 2.3 : [00–00] kodlu modelin doğal frekansları.	20
Çizelge 2.4 : [00–90] kodlu modelin doğal frekansları.	23
Çizelge 2.5 : [20–30] kodlu modelin doğal frekansları.	26
Çizelge 2.6 : [20–45] kodlu modelin doğal frekansları.	29
Çizelge 2.7 : [20–60] kodlu modelin doğal frekansları.	32
Çizelge 2.8 : [20–90] kodlu modelin doğal frekansları.	35
Çizelge 2.9 : [40–30] kodlu modelin doğal frekansları.	38
Çizelge 2.10 : [40–45] kodlu modelin doğal frekansları.	41
Çizelge 2.11 : [40–60] kodlu modelin doğal frekansları.	44
Çizelge 2.12 : [40–90] kodlu modelin doğal frekansları.	47
Çizelge 2.13 : Tüm modellerin sonlu eleman yöntemiyle hesaplanmış doğal frekansları.	49
Çizelge 2.14 : Tek eksenli ivmeölçerin teknik özellikleri.	55
Çizelge 2.15 : Tüm modellerin deneysel modal analiz yöntemiyle hesaplanmış doğal frekansları.	64
Çizelge 2.16 : Bilinmeyenler.	71
Çizelge 2.17 : Sınır ve süreklilik şartları.	72
Çizelge 2.18 : Tüm modellerin analitik yöntemle hesaplanmış doğal frekansları. ..	73
Çizelge 2.19 : Tüm yöntemlerle hesaplanmış doğal frekansların karşılaştırılması. ..	74
Çizelge 3.1 : Modellenen geminin başlıca özellikleri.	80
Çizelge 3.2 : Sonlu eleman analiz değeri.	86
Çizelge 3.3 : Global doğal frekanslar.	86
Çizelge 3.4 : Sonlu eleman analiz değeri.	91
Çizelge 3.5 : Global doğal frekanslar.	92
Çizelge 3.6 : Doğal frekansların karşılaştırılması.....	95
Çizelge 3.7 : Kritik noktalardaki titreşim hızı değeri.	102

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 1.1 : Gemi hasarı.	1
Şekil 1.2 : Çeşitli kırlangıç yapıları.	6
Şekil 2.1 : Kırlangıçlı gemi.	14
Şekil 2.2 : Kırlangıç modeli teknik resmi.	15
Şekil 2.3 : Kırlangıç modelleri.	16
Şekil 2.4 : Sonlu eleman ağ yapısı.	18
Şekil 2.5 : [00–00] kodlu model mod 1 ($f = 55,06$ Hz).	19
Şekil 2.6 : [00–00] kodlu model mod 2 ($f = 82,35$ Hz).	19
Şekil 2.7 : [00–00] kodlu model mod 3 ($f = 334,92$ Hz).	19
Şekil 2.8 : [00–00] kodlu model mod 4 ($f = 497,64$ Hz).	20
Şekil 2.9 : [00–00] kodlu model mod 5 ($f = 822,87$ Hz).	20
Şekil 2.10 : [00–00] kodlu modelde yüksek modlardaki kesit çarpımları.	21
Şekil 2.11 : [00–90] kodlu model mod 1 ($f = 67,16$ Hz).	22
Şekil 2.12 : [00–90] kodlu model mod 2 ($f = 137,63$ Hz).	22
Şekil 2.13 : [00–90] kodlu model mod 3 ($f = 219,16$ Hz).	22
Şekil 2.14 : [00–90] kodlu model mod 4 ($f = 280,59$ Hz).	23
Şekil 2.15 : [00–90] kodlu model mod 5 ($f = 415,85$ Hz).	23
Şekil 2.16 : [00–90] kodlu modelde birleşik modlar.	24
Şekil 2.17 : [20–30] kodlu model mod 1 ($f = 94,41$ Hz).	25
Şekil 2.18 : [20–30] kodlu model mod 2 ($f = 319,84$ Hz).	25
Şekil 2.19 : [20–30] kodlu model mod 3 ($f = 429,54$ Hz).	25
Şekil 2.20 : [20–30] kodlu model mod 4 ($f = 481,04$ Hz).	26
Şekil 2.21 : [20–30] kodlu model mod 5 ($f = 547,64$ Hz).	26
Şekil 2.22 : [20–30] kodlu modelde destek profilinin uzama modu.	27
Şekil 2.23 : [20–30] kodlu modelde destek profilinin titreşmediği mod.	27
Şekil 2.24 : [20–45] kodlu model mod 1 ($f = 84,02$ Hz).	28
Şekil 2.25 : [20–45] kodlu model mod 2 ($f = 240,89$ Hz).	28
Şekil 2.26 : [20–45] kodlu model mod 3 ($f = 357,35$ Hz).	28
Şekil 2.27 : [20–45] kodlu model mod 4 ($f = 436,51$ Hz).	29
Şekil 2.28 : [20–45] kodlu model mod 5 ($f = 522,99$ Hz).	29
Şekil 2.29 : [20–45] kodlu modelde serbest ucun titreşmediği modlar.	30
Şekil 2.30 : [20–60] kodlu model mod 1 ($f = 71,80$ Hz).	31
Şekil 2.31 : [20–60] kodlu model mod 2 ($f = 130,94$ Hz).	31
Şekil 2.32 : [20–60] kodlu model mod 3 ($f = 192,23$ Hz).	31
Şekil 2.33 : [20–60] kodlu model mod 4 ($f = 339,09$ Hz).	32
Şekil 2.34 : [20–60] kodlu model mod 5 ($f = 464,31$ Hz).	32
Şekil 2.35 : [20–60] kodlu modelde serbest ucun eksenel davranışı.	33
Şekil 2.36 : [20–60] kodlu modelde bağlı bölümün eksenel davranışı.	33
Şekil 2.37 : [20–90] kodlu model mod 1 ($f = 74,45$ Hz).	34
Şekil 2.38 : [20–90] kodlu model mod 2 ($f = 141,45$ Hz).	34
Şekil 2.39 : [20–90] kodlu model mod 3 ($f = 210,47$ Hz).	34
Şekil 2.40 : [20–90] kodlu model mod 4 ($f = 357,79$ Hz).	35

Şekil 2.41 : [20–90] kodlu model mod 5 ($f = 477,50$ Hz).	35
Şekil 2.42 : [20–90] kodlu modelde serbest ucun rijit yerdeğiştirmesi.	36
Şekil 2.43 : [20–90] kodlu modelde bağlı bölümün eksenel davranışı.	36
Şekil 2.44 : [40–30] kodlu model mod 1 ($f = 103,44$ Hz).	37
Şekil 2.45 : [40–30] kodlu model mod 2 ($f = 160,20$ Hz).	37
Şekil 2.46 : [40–30] kodlu model mod 3 ($f = 471,15$ Hz).	37
Şekil 2.47 : [40–30] kodlu model mod 4 ($f = 652,78$ Hz).	38
Şekil 2.48 : [40–30] kodlu model mod 5 ($f = 862,42$ Hz).	38
Şekil 2.49 : [40–30] kodlu modelde yüksek modlardaki kesit çarpılmaları.	39
Şekil 2.50 : [40–45] kodlu model mod 1 ($f = 95,87$ Hz).	40
Şekil 2.51 : [40–45] kodlu model mod 2 ($f = 162,96$ Hz).	40
Şekil 2.52 : [40–45] kodlu model mod 3 ($f = 435,35$ Hz).	40
Şekil 2.53 : [40–45] kodlu model mod 4 ($f = 551,02$ Hz).	41
Şekil 2.54 : [40–45] kodlu model mod 5 ($f = 786,77$ Hz).	41
Şekil 2.55 : [40–45] kodlu modelde bağlı bölümün eksenel davranışı.	42
Şekil 2.56 : [40–45] kodlu modelde yüksek modlardaki kesit çarpılmaları.	42
Şekil 2.57 : [40–60] kodlu model mod 1 ($f = 87,55$ Hz).	43
Şekil 2.58 : [40–60] kodlu model mod 2 ($f = 159,63$ Hz).	43
Şekil 2.59 : [40–60] kodlu model mod 3 ($f = 306,13$ Hz).	43
Şekil 2.60 : [40–60] kodlu model mod 4 ($f = 339,61$ Hz).	44
Şekil 2.61 : [40–60] kodlu model mod 5 ($f = 521,86$ Hz).	44
Şekil 2.62 : [40–60] kodlu modelde ana kirişin davranışı.	45
Şekil 2.63 : [40–60] kodlu modelde yüksek modlardaki kesit çarpılmaları.	45
Şekil 2.64 : [40–90] kodlu model mod 1 ($f = 81,90$ Hz).	46
Şekil 2.65 : [40–90] kodlu model mod 2 ($f = 134,81$ Hz).	46
Şekil 2.66 : [40–90] kodlu model mod 3 ($f = 179,68$ Hz).	46
Şekil 2.67 : [40–90] kodlu model mod 4 ($f = 191,81$ Hz).	47
Şekil 2.68 : [40–90] kodlu model mod 5 ($f = 420,45$ Hz).	47
Şekil 2.69 : [40–90] kodlu modelde sadece destek profilinin eksenel modu.	48
Şekil 2.70 : [40–90] kodlu modelde sadece bağlı bölümün eksenel modu.	48
Şekil 2.71 : Frekans cevabı fonksiyonu blok diyagramı.	51
Şekil 2.72 : Deney standı ve üstyapı modeli.	52
Şekil 2.73 : Deney standı ile üstyapı modeli bağlantısı.	53
Şekil 2.74 : Üstyapı ile profil bağlantıları.	53
Şekil 2.75 : Kırılmaıç deney modeli.	53
Şekil 2.76 : Darbe çekici.	54
Şekil 2.77 : Tek eksenli ivmeölçer.	54
Şekil 2.78 : FFT analizörü ve ölçüm düzeneği.	55
Şekil 2.79 : Modal analiz yazılımı.	56
Şekil 2.80 : Ölçüm sistemi.	57
Şekil 2.81 : Düzlem içi ölçüm için veri toplama yazılımı ekranı.	58
Şekil 2.82 : Düzlem dışı ölçüm için veri toplama yazılımı ekranı.	59
Şekil 2.83 : Düzlem içi ölçüm için hazırlanmış deney modeli.	60
Şekil 2.84 : Düzlem dışı ölçüm için hazırlanmış deney modeli.	60
Şekil 2.85 : Ölçüm anı.	61
Şekil 2.86 : Düzlem içi ve düzlem dışı ikaz.	61
Şekil 2.87 : Modal analiz ekranı.	62
Şekil 2.88 : Modal analiz yöntemiyle elde edilen mod şekilleri.	63
Şekil 2.89 : Çubuk modeli.	64
Şekil 2.90 : Kırılmaıç analitik modeli.	70

Şekil 2.91 : Sınır ve süreklilik şartları.....	71
Şekil 3.1 : Rijit cisim modları.....	79
Şekil 3.2 : Modellenen gemi.....	80
Şekil 3.3 : Model genel görünüşü.....	81
Şekil 3.4 : Gemi çift-cidar detayı.....	81
Şekil 3.5 : Gövde kirişleri detayı.....	82
Şekil 3.6 : Kıç kasara detayı.....	82
Şekil 3.7 : Kıç kasara ve tank detayları.....	82
Şekil 3.8 : Tank ve baş kasara detayları.....	82
Şekil 3.9 : Kargo tankları.....	83
Şekil 3.10 : Global sonlu eleman modeli genel görünüşü.....	83
Şekil 3.11 : Global sonlu eleman modeli kesiti.....	84
Şekil 3.12 : Global sonlu eleman modeli baş kasara detayı.....	84
Şekil 3.13 : Global sonlu eleman modeli üstyapısı.....	84
Şekil 3.14 : Global sonlu eleman modeli gövde kirişleri detayı.....	85
Şekil 3.15 : Gemi titreşimleri analiz prosedürü.....	85
Şekil 3.16 : Global sonlu eleman modeli.....	86
Şekil 3.17 : Global mod şekilleri.....	87
Şekil 3.18 : Global yerdeğiştirmeler.....	88
Şekil 3.19 : Lokal mod.....	88
Şekil 3.20 : Su içinde global gemi sonlu eleman modeli.....	90
Şekil 3.21 : Global koordinatlar ve eksen takımı.....	91
Şekil 3.22 : Rijit cisim modları.....	91
Şekil 3.23 : Global gemi sonlu eleman modeli.....	92
Şekil 3.24 : Global mod şekilleri.....	93
Şekil 3.25 : Global yerdeğiştirmeler.....	94
Şekil 3.26 : Lokal modlar (anten).....	94
Şekil 3.27 : Lokal modlar (ana güverte).....	94
Şekil 3.28 : İkaz kuvveti uygulama noktası.....	99
Şekil 3.29 : X doğrultusundaki titreşim hızları (V1).....	100
Şekil 3.30 : Y doğrultusundaki titreşim hızları (V2).....	100
Şekil 3.31 : Z doğrultusundaki titreşim hızları (V3).....	101
Şekil 3.32 : Titreşim hızlarının ölçüldüğü üstyapı kritik noktaları.....	101
Şekil A.1 : [00–00] Kodlu kırlangıç deney modeli.....	111
Şekil A.2 : [00–90] Kodlu kırlangıç deney modeli.....	111
Şekil A.3 : [20–30] Kodlu kırlangıç deney modeli.....	112
Şekil A.4 : [20–45] Kodlu kırlangıç deney modeli.....	112
Şekil A.5 : [20–60] Kodlu kırlangıç deney modeli.....	112
Şekil A.6 : [20–90] Kodlu kırlangıç deney modeli.....	113
Şekil A.7 : [40–30] Kodlu kırlangıç deney modeli.....	113
Şekil A.8 : [40–45] Kodlu kırlangıç deney modeli.....	113
Şekil A.9 : [40–60] Kodlu kırlangıç deney modeli.....	114
Şekil A.10 : [40–90] Kodlu kırlangıç deney modeli.....	114

SEMBOL LİSTESİ

q_x, q_y, q_z	: Yayılı Kuvvet
m_x, m_y, m_z	: Yayılı Moment
F_x, F_y	: Kesme Kuvveti
F_z	: Eksenel Kuvvet
M_x, M_y	: Eğilme Momenti
M_z	: Burulma Momenti
$\gamma_x, \gamma_y, \gamma_z$	: Relatif Birim Kayma
$\omega_x, \omega_y, \omega_z$	: Relatif Birim Dönme
u, v, w	: Yerdeğiştirme
$\Omega_x, \Omega_y, \Omega_z$	: Dönme Açısı
I_x, I_y, I_z	: Atalet Momenti
μ	: Birim Boyun Kütlesi

GEMİLERDE ORTAYA ÇIKAN YEREL TİTREŞİM PROBLEMLERİNİN TEORİK VE DENEYSEL ANALİZİ

ÖZET

Gemi boyut ve hızlarındaki büyük artış, gemi titreşimlerini, gemi tasarımı ve yapımında büyük önem taşır hale getirmiştir. Deniz taşımacılığında artan talebi karşılamak için ihtiyaç duyulan bu yapıların daha esnek olması titreşim problemlerine neden olmaktadır. Aşırı gemi titreşimleri, yolcu konforunu ve mürettebat yaşamını önemli ölçüde etkilemekle birlikte makina ve cihazlarda bozulmalara ve yapısal elemanlarda yorulma hasarına neden olmaktadır. Gemilerde titreşim problemlerinin çözüm kaynağının erken safhadaki tasarım aşamasında belirlenmesinin önemi ve sonradan yapılacak olan düzeltmelerin çok ağır maliyetler gerektirdiği bilinmektedir. Tasarım aşamasında yapılacak olan bir takım basit çalışmalarla ileride ortaya çıkacak büyük titreşim problemlerinin önlenmesi sağlanabilmektedir. Bu çalışmada gemilerde ortaya çıkan titreşim problemleri yerel ve genel titreşimler olarak iki ayrı bölümde incelenmiştir.

Yerel titreşimler bölümünde titreşim açısından geminin en kritik bölgelerinden birini oluşturan ve “Kırlangıç” adı verilen köprüüstü uzantıları incelenmiştir. Bu uzantılar, çeşitli uzunluk ve destek açıları için çerçeve sistemleri şeklinde modellenerek sonlu eleman analizi ile doğal frekans ve mod şekilleri belirlenmiştir. Aynı modeller analitik yöntemle de çözülerek doğal frekans değerleri hesaplanmıştır. İncelenen kırlangıç yapılarının modelleri laboratuvar ortamında da hazırlanarak sonlu eleman analizi ve analitik yöntemlerle elde edilen sonuçlar deneysel modal analiz yöntemiyle de doğrulanmıştır. Ayrıca farklı tasarımlar için elde edilen sonuçlar karşılaştırılarak tasarım özelliklerinin sonuçlar üzerindeki etkileri üzerinde durulmuştur.

Global gemi titreşimlerinin incelendiği bölümde ise tüm geminin katı modelleme yazılımıyla üç boyutlu katı modeli oluşturularak sonlu eleman analizi ile doğal frekans ve mod şekillerinin tespiti gerçekleştirilmiştir. Bu şekilde geminin hangi frekanslarda rezonansa gireceği ve nasıl davranışlar sergileyeceği belirlenmiştir.

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL ANALYSIS OF LOCAL VIBRATION PROBLEMS APPEARING IN SHIPS

SUMMARY

With the increase of ship size and speed, shipboard vibration becomes a great concern in the design and construction of the vessels. The flexibility of vessels which are needed to meet the demand in sea transportation, causes ship vibrations. In addition to undesired effects on passenger comfort and crew habitability, excessive ship vibration may result in the fatigue failure of local structural members or malfunction of machinery and equipment. The importance of the solutions of vibration problems which are addressed at the earliest design stage and the great cost in later correction efforts are clear. It is possible to avoid great vibration problems by means of simple studies in the early design stage. In this study, ship vibration problems are studied under two sections, which are local and global vibrations.

In the local vibrations section, the bridge extensions called “Bridge Wing” which are one of the most critical areas of importance to ship vibration are studied. The natural frequencies and mode shapes of these extensions which are modelled as frame structures with different length and support angles, are determined with finite element analysis. The same models are solved with an analytical method and the natural frequencies are calculated. Furthermore, these bridge wing models are prepared in laboratory and the results obtained by finite element analysis and analytical method are verified by experimental modal analysis. Besides, the results obtained from different bridge wing designs are compared and effects of design properties on the results are emphasized.

In the section which the global vibrations are studied, a three-dimensional ship model is prepared using a solid modelling software and the natural frequencies and mode shapes are determined using finite element analysis. In this way, the resonance frequencies and behaviours of the ship are determined.

1. GİRİŞ

1.1 Gemi Titreşimlerine Genel Bakış

Gemi boyut ve hızlarındaki büyük artış nedeniyle gemi titreşimleri, gemi tasarımı ve yapımında büyük önem taşır hale gelmiştir. Gemi tasarımındaki son gelişmeler, daha büyük stroklu ve daha güçlü dizel motorların kullanıldığı, daha büyük boyutlarda, daha hafif, daha esnek teknelerin yapılmasına yol açmıştır. Deniz taşımacılığında artan talebi karşılamak için ihtiyaç duyulan bu yapıların daha esnek olması titreşim problemlerini de beraberinde getirmektedir.

Aşırı gemi titreşimleri, yolcu konforunu ve mürettebat yaşamını önemli ölçüde etkilemektedir. İnsan üzerindeki istenmeyen etkilerinin yanında, aşırı gemi titreşimleri, makina ve cihazlarda bozulmalara neden olmakla birlikte yapısal elemanlarda da yorulma hasarına neden olmaktadır. Şekil 1.1’de titreşimden dolayı global olarak hasara uğramış bir gemi görülmektedir.



Şekil 1.1 : Gemi hasarı.

Gemilerde ortaya çıkan titreşimlerin kaynakları genel olarak aşağıda belirtilen şekilde sınıflandırılabilir.

- Ana Makina
- Şaft Hattının Dinamik Davranışı
- Pervaneden Yayılan Basınç ve Yatak Kuvvetleri
- Havalandırma Sistemleri
- Enine İtici Birimler
- Manevra Cihazları
- Yük ve Demirleme Üniteleri
- Türbülanslı Akış
- Emme ve Egsoz Mekanizmaları
- Baş – Kıç Vurma Hareketleri

Gemi titreşimlerinin önüne geçilmesi için ilk olarak tasarım aşamasında henüz ayrıntılar geliştirilmeden önlem alınmalıdır. Tasarımın ilk aşamalarında basit kurallar (ampirik formüller) ve hesaplamalarla (sonlu eleman yöntemi) önemli titreşim problemlerinin önüne geçilebilir. Tasarımın başlangıç aşamasında mevcut teknolojileri kullanarak bu potansiyel problemleri belirlemek, gemi tasarımının başarılı olması açısından son derece önem taşımaktadır. Gemi tasarımının bu ilk aşaması “Konsept Tasarımı” olarak adlandırılmaktadır.

Konsept tasarımı, titreşimin engellenmesi sürecinin başladığı noktadır. Gemilerde tekrar eden şekilde ortaya çıkan ve deneylerle sabit olan titreşim problemlerinin çözüm kaynağının erken safhadaki tasarım aşaması olduğu açık olup, sonradan yapılacak olan düzeltmelerin çok ağır maliyetler gerektirdiği bilinmektedir. Önemli olan nokta, detaylandırmaya geçilmeden, erken safhada (konsept tasarımı aşamasında) titreşim planlaması yapılmasıdır. Tasarım aşamasında yapılacak olan bir takım basit çalışmalarla ileride ortaya çıkacak büyük titreşim problemlerinin önlenmesini sağlanabilmektedir. Olası büyük titreşim problemleri, tasarımın ham halinde mevcut bulunmaktadır. Bu noktaların tespiti, gemi tasarımının başarılı olması açısından büyük önem taşımaktadır. Gemilerde ortaya çıkan titreşimler ile ilgili önem teşkil eden dört ana unsur;

1. İkaz
2. Rijitlik
3. Frekans Oranı
4. Sönüm

olarak sıralanmaktadır. Aşağıda belirtilen işlemler, titreşimin azaltılmasına önemli ölçüde katkıda bulunmaktadır.

1. İkaz Kuvvetinin (F) Genliğini Azaltmak : Pervaneden kaynaklanan gemi titreşiminde, pervanenin kararsız hidrodinamik özellikleri değiştirilerek, ikaz kuvveti azaltılabilir. Bu durum, birtakım yapısal değişikliklerle iz akışının düzensizliğini azaltarak veya doğrudan pervanenin geometrisinde yapılacak değişikliklerle gerçekleştirilebilir.
2. Rijitliği (k) Artırmak : Rijitlikte yapılan değişikliklerle geminin doğal frekansında yapılması istenen değişiklik, rijitliğin artırılmasıyla sağlanır. Titreşimin azaltılması için rijitliğin azaltılması tercih edilen bir yol değildir.
3. Frekans Oranının (ω/ω_n) 1'e Yakın Değerlerinden (Rezonans Durumundan) Kaçınmak : Rezonans durumunda, ikaza sadece sönümle karşı konulur. Frekans oranı (ω/ω_n) değeri ya ikaz frekansı (ω) ya da doğal frekans (ω_n) değerlerinin değiştirilmesiyle değiştirilebilir. Frekans spektrumundaki değişiklik, ilgili dönen aksamın (ana makina, yardımcı makina, vb.) devir sayının değiştirilmesi veya pervane ikazlı titreşimde, pervane devir sayısı veya pervane kanat sayısının değiştirilmesiyle sağlanabilir. Yapının doğal frekans (ω_n) değeri ise ancak yapının kütle ve rijitlik değerlerinin değişmesiyle değişebilir. Genellikle tercih edilen yol yapının rijitliğinin artırılması olmaktadır.
4. Sönüm Oranını (ζ) Artırmak : Yapısal sistemlerde ve özellikle gemilerde oldukça küçüktür ($\zeta \ll 1$). Bu yüzden, rezonansa yakın durumlar dışında, titreşim neredeyse sönümsüzdür. Ayrıca gemi gibi yapılarda sönümün artırılması çok zor olup, sönüm oranı değeri, titreşim karakteristiklerinin belirlenmesi konusunda yukarıda sayılan dört unsur arasında tasarımcı açısından en az etkili olandır.

Geminin titreşim cevabının azaltılmasıyla ilgili yukarıdaki dört unsur öne çıkmaktadır. Titreşim cevabının tesbiti için bu dört unsurun da ölçülmesi gerekse de, konsept tasarımı safhasında sadece iki tanesinin titiz bir şekilde ele alınmasıyla yeterli sonuçlar elde edilebilmektedir. Bu iki unsur, ikaz ve frekans oranıdır. Bu unsurlarla ilgili aşağıdaki iki hedefin yerine getirilmesi, başarılı gemi tasarımlarının gerçekleşmesini sağlamaktadır. Bunlar, diğer tasarım parametreleri tarafından

koyulan kısıtlar çerçevesinde baskın titreşim ikazını minimize etmek ve baskın titreşim ikazının meydana geldiği bölgelerdeki alt sistemlerde ortaya çıkan rezonansı önlemek olarak sayılmaktadır.

Titreşim cevabının aksine, yukarıda sayılan durumlar için ikaz ve frekans oranı değerleri, büyük başarı oranıyla önceden tahmin edilebilmektedir. Gemi gövdesi ve temel alt sistemlerin doğal frekansları, genel olarak uygun modelleme ve modern sayısal analiz yöntemleriyle hesaplanabilmektedir.

Erken safhada elde edilen sonuçlar, tasarım aşamasında yapılacak temel değişikliklerle, titreşim azaltılması konusunda önemli rol oynayabilir. Gemi tasarımcısının başlıca işlevi, detaylı araştırma için geminin genel konseptini belirlemek ve ileriki safhalarda detaylı analizin gerekli olup olmadığına karar vermektir.

Konsept tasarımının kalitesi, kabul edilebilir nihai bir tasarım elde edilebilmesi için birçok detaylı aşamaya bağlıdır. Uzun süreli hesaplamalar ve model testleri gerektiren yüksek başarımlı bir konsept elde etmek için kritik noktaların tespiti açısından tasarımcı, birtakım basit metodolojilere ihtiyaç duymaktadır.

Deneyimler, büyük gemilerin konsept tasarımında titreşimle ilgili konularda genel olarak aşağıdaki unsurlar üzerinde durulduğunu göstermektedir.

1. Ana makinadan kaynaklanan düşey gövde giriş titreşimleri.
2. Pervaneden kaynaklanan ana makina ve şaft sistemi boyuna titreşimleri.
3. Düşey gövde giriş titreşimlerinden kaynaklanan üstyapı baş – kık titreşimleri ve itici sistemlerden kaynaklanan boyuna titreşimler.

Bunlara ek olarak, gemi seyir testlerinde, trabzanlar, antenler, kaplamalar vb. gibi birçok yerel bölgede titreşimler gözlemlenmektedir. Fakat bu tür yerel yapılarda meydana gelen titreşimler genelde küçük problemler olarak değerlendirilmekte ve yerel rijitleştirme işlemleri ile giderilme yoluna gidilmektedir. Gemi bünyesinde titreşim açısından incelenecek yapıların rezonans tehlikeleri normal olarak aşağıdaki adımlarla kontrol edilir:

1. İtici sistemin, ilgili ikaz frekanslarının belirlenmesi.
2. İlgili ikaz frekanslarının, doğal frekanslarla karşılaştırılması.
3. Eğer rezonans tehlikesi varsa, uygun yapısal değişikliklerin yapılması.

İlk adımda, geminin çeşitli bileşenlerinin doğal frekansları tahmin edilmelidir. İkinci adımda, ilgili ikaz frekanslarının tesbiti zor olabilir çünkü bu karar sürecinde maliyet/fayda saptaması yapmak her zaman zordur. Üçüncü adımda, hesaplanan doğal frekans, ikaz frekansı ile karşılaştırılmalı ve frekans farkının yeterli olup olmadığı tayin edilmelidir. Genellikle, rezonanstan kaçınmak için, kritik altı veya kritik üstü tasarım yaklaşımı seçilmelidir.

Kritik Altı Tasarım : Yapının doğal frekansı, ikaz frekansından daha yüksektir.

Kritik Üstü Tasarım : Yapının doğal frekansı, ikaz frekansından daha düşüktür.

Genelde, kritik altı tasarım yöntemi tercih edilmelidir. Deneyimler, yük gemilerinin tipik yavaş çalışan itici sistemleri için kritik altı yaklaşım, göreceli olarak daha kolay uygulanmakta olduğunu göstermektedir. Oysa, orta hızlı dizel makinalı itici sistemler (rijit monte edilmiş) veya nispeten yüksek pervane devir hızları düşünüldüğünde, kritik altı tasarım felsefesinin uygulanmasından elde edilen frekanslar, yapısal tasarım açısından pratik olarak gerçekleştirilemeyecek kadar yüksek olabilir. Bu durumlarda, kritik üstü tasarım felsefesi uygulanmalıdır.

1.2 Çalışmanın Amacı ve Kapsamı

Bu çalışmada gemi titreşimleri, lokal (yerel) titreşimler ve global (genel) titreşimler olmak üzere iki ana bölümde incelenmiştir.

Yerel titreşimler bölümünde, gemi bünyesinde bulunan ve titreşim açısından sorun yaratan yapılar, teorik olarak modellenerek hem analitik olarak hem de sonlu eleman yöntemiyle sayısal olarak çözülmüştür. Elde edilen analitik ve sayısal sonuçlar deneysel çalışmalarla doğrulanmıştır.

Bu çalışmada, esas olarak, gemi üzerinde yerel titreşim açısından en çok sorun yaratan bölümlerden biri olan ve “kırlangıç” olarak adlandırılan köprüüstü uzantıları üzerinde durulmuştur. Şekil 1.2’de gemilerde bulunan çeşitli kırlangıç yapıları ile ilgili örnekler gösterilmiştir. Bu yapılar, birleşik kiriş (çerçeve) sistemleri olarak modellenerek hem analitik hem de sonlu eleman yöntemiyle incelenmiş, sistemin doğal frekansları ve mod şekilleri belirlenmeye çalışılmıştır. Ayrıca bu sonuçların deneysel olarak da doğrulanması yoluna gidilmiştir.

Çalışmanın bu bölümünde, günümüzde geminin konsept tasarımı aşamasında ampirik yöntemlerle gerçekleştirilen birtakım yerel yapısal tasarımların, ileride

ortaya çıkabilecek muhtemel titreşim problemlerinin önüne geçilebilmesi için daha detaylı olarak teorik ve deneysel çalışmalarla incelenmesi hedeflenmiştir.



Şekil 1.2 : Çeşitli kırlangıç yapıları.

Çalışmanın diğer bölümünde ise gemi, titreşim açısından global olarak incelenerek, tüm geminin doğal frekanslarının ve mod şekillerinin belirlenmesine çalışılmıştır. Bu çalışma kapsamında tüm gemi en ince ayrıntısına kadar üç boyutlu olarak

modellenmiştir. Oluşturulan bu üç boyutlu model, sonlu eleman analizi yöntemiyle çözülerek, tüm geminin doğal frekansları ve mod şekilleri belirlenmiştir.

Doğru bir analiz için, üç boyutlu sonlu eleman modelinin, tekne, güverte, ambarlar, makina dairesi, üstyapı ve itici sistemler dahil olmak üzere tüm gemiyi temsil edecek şekilde oluşturulması gerekir. Ayrıca rijitlik açısından birinci derecede önem taşıyan enine ve boyuna profillerin de (kemeler) modellenmesi sonuçların sağlıklı çıkması açısından büyük önem taşımaktadır. Bunun yanında, sonlu eleman ağ yapısının oluşturulacağı eleman tipi ve boyutunun seçimi de analizin başarılı olması bakımından önemli bir unsurdur. Başka amaçlar için hazırlanmış modeller varsa, bu modellerin titreşim analizi için yeniden düzenlenmesi gerekmektedir. Bu çalışmada, üç boyutlu gemi modeli özel olarak sonlu eleman yöntemi kullanılarak yapılacak titreşim analizi için tamamen baştan hazırlanmıştır. Global gemi analizi bölümünde hedeflenen ise, gemi klasifikasyon kuruluşları tarafından belirli tonajın üzerindeki gemiler için istenen bu analizlerin seri olarak üretilen gemiler için bir kereye mahsus olarak yapılarak ön tasarım (konsept tasarımı) aşamasında gemi tasarımcılarına titreşim açısından kritik bölgeler için fikir vermektir.

1.3 Konuya İlişkin Çalışmalar

Genel gemi titreşimleri ile ilgili yapılan çalışmalar altı grupta sınıflandırılabilir [1].

- Deniz Koşulları
- Yapısal Analiz
- Makina Bileşenleri
- Gemi İtici Sistemleri
- Gemi Makinaları
- Özel Çalışmalar

Deniz Koşulları [2-23] : Bu başlık altında sayabileceğimiz çalışmalar, ilave kütle, lineer/non-lineer sönüm etkisi gibi hidrodinamik etkiler, hidroelastik titreşimler, rastgele titreşimler, yapısal dinamik analiz, lineer/non-lineer gemi hareketleri, deniz yükleri, vurma, yaylanma ve kalkma analizleri, akışkan-yapı (deniz-gemi) etkileşim problemleri, girdap kaynaklı titreşimler gibi faktörleri göz önüne alan çalışmalardır. Bu çalışmalarda, yapılar ve yapısal sistemler, üniform prizmatik kiriş, Timoshenko kirişi, plak, hidrofoil veya tekne olarak modellenmişlerdir. Matematiksel modeller,

analitik, sayısal veya deneysel olarak zaman veya frekans domeninde çözülmüştür. Çözüm yöntemleri arasında asimtotik genişleme yöntemi, benzeşimli hesap yöntemi, non-lineer tahmin yöntemi, modların süperpozisyonu prensibi, harmonik ivme yöntemi, sınır eleman yöntemi (BEM), sonlu eleman yöntemi (FEM) ve olasılık yoğunluk fonksiyonu (PDF) yer almaktadır.

Yapısal Analiz [24-36] : Bu başlık altındaki çalışmalar, zorlanmış titreşimler, enine serbest titreşimler, yerel titreşimler, belirsiz sistemlerde güç akışı analizi, hasar tespitleri ve yapısal kaynaklı gürültüyü konularını ele almaktadır. Bu çalışmalarda, gemi teknesi ve yapısal elemanlar, çeşitli sınır şartları için, Euler-Bernoulli kirişi, Timoshenko kirişi, dairesel veya dikdörtgensel plak, kabuk veya plak-kiriş/kabuk-plak birleşimleri olarak modellenmişlerdir. Problemler analitik, sayısal ve deneysel olarak çözülmüş, önerilen çözüm yöntemlerinin başında, altyapı metodu, sonlu eleman yöntemi (FEM), sınır eleman yöntemi (BEM) ve enerji yayılma metodu yer almaktadır.

Makina Bileşenleri [37-48] : Bu çalışmalar, gemi üzerinde bulunan vinçler, dizel jeneratörler, dizel motorlar veya gaz türbinleri, birleşik dizel-gaz itici sistemleri, yataklar, redüksiyon sistemleri ve pervane mili gibi birçok makina bileşeninin yarattığı titreşimleri ele almaktadır. Sualtı ses ve gürültü seviyesinin ölçülmesi, titreşimin yarattığı gürültü, dizel makinalar için titreşim izolasyon sistemleri, gemi üzerindeki vinç titreşimlerinin kontrolü, dönen millerin eğilme titreşimleri gibi konular bu başlık altında ele alınmıştır. Analitik, sayısal ve deneysel çalışmalar mevcuttur. Analizlerde ve çözümlerde sayısal simulasyon teknikleri, korelasyon analizleri ve sonlu eleman yöntemleri kullanılmıştır.

Gemi İtici Sistemleri [49-54] : Bu çalışmalar, burulma titreşimi analizi, fuzzy analizi, dinamik performans, kavitasyon, aşınma ve su altı basınç/gürültü problemlerini ele almaktadır. Sonlu eleman analizi, Holzer yöntemi, transfer matris yöntemi, hesaplamalı akışkan dinamiği, analitik-sayısal birleşik yöntemleri kullanılarak sonuçlar elde edilmiştir. Ayrıca deneysel çalışmaların da mevcut olduğu çalışmalar bu bölümde yer almaktadır.

Gemi Makinaları [55-61] : Makina titreşimleri, titreşim kontrolü, aktif kontrol sistemleri, titreşim performansı, su altına yayılan gürültü seviyesi, bilgisayar kodu geliştirme ve uluslararası standartlarla ilgili çalışmalar, bu başlık altında yer almaktadır. Matematik modellerin çözüm yöntemi olarak sonlu eleman yöntemi, sınır

eleman yöntemi, taşıma matrisi yöntemi ve istatistiksel enerji analizi gibi sayısal yöntemler sıkça kullanılmıştır. Bu çalışmalarda incelenen yapı ve yapısal sistemler, makinalı sallar, gemi ana makinası, gemi (tekne) modeli ve mühendislik yapıları (denizaltı pervaneleri, türbine kanatları, içten yanmalı motorlar) olarak sıralanabilir.

Özel Çalışmalar [62-65] : Bu bölümde ele alınan çalışmalar, su altı patlamaları nedeniyle gemilerde ortaya çıkan titreşimler, yolcu gemilerinde konfor şartlarının sağlanması ve çalışan sağlığı açısından gürültü ve titreşim kontrolü gibi konuları inceleyen çalışmalardır.

Yukarıda belirtilen genel gemi titreşimleri ile ilgili çalışmaların yanında global gemi sonlu eleman analizi ile ilgili özel çalışmalar da dikkati çekmektedir. Bu çalışmaların ilkinde [66] genel olarak geminin global titreşim analizi üzerinde durulmaktadır. Geminin gerçek dinamik karakteristikler gözönüne alınarak, yapısal model analiz edilmiştir. Örnek olarak, geminin kıç tarafı, güverte ve double-bottom kısımları kuple edilmiştir. Modelde ana yapısal bileşenler kabuk elemanlar yardımıyla temsil edilmiştir. Çalışmanın sonucunda ilk 30 doğal frekans hesaplanmıştır. İkaz kuvvetinin genliği, düşük kavitasyonlu pervaneden dolayı gemi kabuğuna etki eden basınç darbeleri ölçümleri kullanılarak hesaplanmıştır. İkaz frekansları palenin birinci ve ikinci harmoniğine eşit olarak alınmıştır. Belirli noktalardaki cevaplar, yerdeğiştirmeler ve ivmeler cinsinden hesaplanmıştır.

Genel gemi titreşimlerinin incelenmesinde kiriş teorisi kullanıldığında, özellikle yüksek modlarda, teorik hesaplarla deneysel ölçümler arasında büyük tutarsızlıklar ortaya çıkmıştır. Bu yüzden yüksek modlar söz konusu olduğunda kiriş teorisinin kullanılması sakıncalıdır. Global gemi sonlu eleman analizi ile ilgili bir diğer çalışmada ise [67], gemi titreşimlerinin hesaplanmasında, iki boyutlu sonlu eleman modeli uygulaması konu alınmaktadır. Geliştirilen bir çok elemanlı yapısal dinamik analiz programıyla, gemi A ve gemi B olmak üzere iki geminin titreşim analizi gerçekleştirilmiştir. Hesaplamaların sonunda ve gerçek deney sonuçlarıyla karşılaştırıldığında, iki boyutlu modelin geleneksel kiriş teorisinden çok daha doğru sonuçlar verdiği görülmüştür. Geleneksel kiriş modelinde 4. ve 5. modlardaki hata %20 iken iki boyutlu modelde ise %5'e kadar inmiştir. Ayrıca, iki boyutlu modelin oluşturması; kolaylık, düşük maliyet ve orta kapasiteli bir bilgisayarda rahatça oluşturulabilmesi açısından önem teşkil etmektedir. Bu yöntem özellikle ilk tasarım aşamalarında, geminin dinamik karakteristiklerinin analizi için çok uygundur.

Geminin analiz modelinin oluşturulmasıyla ilgili diğer bir çalışmada [68] detaylı olarak üç boyutlu model oluşturma aşamasında, geminin yapısal elemanlarının malzeme bilgisinin oluşturulması ve yapısal analiz modellerinin geliştirilmesi üzerinde durulmuştur. Kullanılan yöntemlerinin uygulanabilirliği 300.000 tonun üzerindeki büyük ham petrol tankerleri üzerinde gösterilmiştir. Bu çalışma yardımıyla, geliştirilen yöntemler, analiz modellerinin, çok hızlı bir şekilde konsept tasarımı aşamasında üretilebildiğini göstermektedir.

Tüm geminin yapısal ve titreşim analizi aşamasında, üç boyutlu gemi üretim modeli oluşturulmadan önce, tüm geminin sonlu eleman modelinin hazırlanması gerekmektedir. Gemi yapısı çok karmaşık yüzeylerden oluştuğundan, tüm geminin analiz modelinin oluşturulması uzun zaman alan bir işlemdir. Bu işleme destek olarak, başlangıçtaki tasarım bilgileri yardımıyla modelin oluşturulması için tekne formu ofset bilgisi ve bölme bilgileri üretilmiştir [69]. Bu bilgilerle, tasarım aşamasında esnek bir veri yapısına ulaşılması hedeflenmektedir. Ayrıca otomatik dörtgen mesh oluşturma algoritması kullanılarak, gemi yapısındaki kısıtların da sağlanması amaçlanmaktadır. Önerilen veriler ve mesh oluşturma algoritması ile farklı tipte gemiler için analiz modellerinin hazırlanabildiği gösterilmiştir.

Titreşim analizi konusuyla ilgili diğer bir çalışmada ise [70], geminin üç boyutlu sonlu eleman analizi için yeni bir rijitleştirilmiş plak eleman geliştirilmiştir. Bu eleman, istenilen sayıda ve rastgele yerleştirilmiş rijitleştiriciler barındırdığı gibi rijitleştiriciler boyunca mesh çizgilerinin kullanımını da önlemektedir. Bu yeni eleman, çok ekonomik ve kayıpsız olarak birkaç elemanla global gemi analizi gerçekleştirilmesini sağlamaktadır.

Tasarım optimizasyonunu konu alan bir çalışmada ise [71] NASTRAN harici analizörü ile genel optimizasyon algoritmalarını biraraya getirerek, gemi için titreşim açısından optimum tasarımın gerçekleştirilmesi hedeflenmiştir. Optimizasyonun, özellikle çok karmaşık ve büyük yapılar olan ticari gemilere kolay uygulanabilirliği söz konusudur. Çalışmada kullanılan optimizasyon algoritmaları, rastlantısal tabu arama metodu ve genetik algoritmadır. Algoritmanın performansının doğrulanması açısından, örnek olarak güvertedeki titreşim düzeyinin azaltılması gösterilmiştir. Sonuçlar titreşim hızları açısından %33,5'lük bir azalmayı göstermektedir. Bu da önerilen metodun etkin ve gerçek optimizasyonlarda uygulanabilir olduğuna işaret etmektedir.

Bir geminin seyire çıkabilmesi için uluslararası akreditasyona sahip gemi klasifikasyon kuruluşları (Class) tarafından denetlenip, çeşitli testlere tabi tutularak onay verilmesi gerekmektedir. Bu kuruluşların başında, ABS (Amerikan), Germanischer Lloyd (Alman), Lloyd’s Register (İngiliz), Bureau Veritas (Fransız) ve ClassNK (Japon) klas kuruluşları yer almaktadır. Bu kuruluşların, geminin tasarımından üretimine ve seyir testlerine kadar tüm safhaları kapsayan ve “Genel Yapısal Kurallar” adı verilen kitapçıkları mevcuttur. Bu çalışmanın sonlu eleman analizi ve deneysel ölçümler aşamalarında bu kurallar zincirinin titreşim ile ilgili bölümlerinden [72-74] yararlanılmıştır.

2. KIRLANGIÇ YAPILARININ TEORİK VE DENEYSEL ANALİZİ

Gemilerde titreşim açısından sorun yaratan yerel bölgelerin başlıcaları, kargo tankları, yakıt tankları, yaşam alanları, köprüüstü ve kırlangıç adı verilen köprüüstü uzantılarıdır. Gemi üzerinde yapılan titreşim ölçümleri, kırlangıçların titreşim açısından sorunlu bölgelerin başında geldiğini göstermiştir. Aşırı titreşimden dolayı kırlangıçlar üzerinde bulunan hassas cihazların performanslarının kötü yönde etkilenmesi açısından bu husus ayrıca önem kazanmaktadır.

Geminin global doğal frekansının ana makina tahrik frekansı ile çakıştığı veya manevralar sırasında ortaya çıkan rezonans durumunda bu yerel yapılarıdaki titreşim genlikleri çok yüksek boyutlarda kendisini göstermektedir. Bu durum, kargo ve yakıt tanklarında çalkalanma (sloshing), yaşam alanları ve köprüüstünde ise rahatsız edici aşırı gürültü ve sarsıntıya neden olmaktadır. Bu aşırı sarsıntı, köprüüstündeki tüm elektronik navigasyon sistemlerini olumsuz etkilemekte ve zaman zaman arızalanmalarına sebebiyet vermektedir. Köprüüstündeki titreşimler doğal olarak kırlangıç adı verilen köprüüstü uzantılarını da olumsuz yönde etkilemektedir.

Tez çalışmasının bu bölümünde, gemilerde ortaya çıkan yerel titreşim problemleri ile ilgili olarak kırlangıç yapıları üzerinde durulmuştur. Çalışmada, gemilerdeki kırlangıç yapıları, birkaç kirişin birleşmesinden oluşan çerçeve sistemleri olarak modellenerek, bu modellerin analitik ve sayısal çözümleri gerçekleştirilmiştir. Ayrıca sonuçlar laboratuvar ortamında gerçekleştirilen deneylerle doğrulanmıştır.

2.1 Kırlangıç Yapıları

Özellikle büyük tonajlı ham petrol tankerlerinde, güverte açıklığının fazla olmasından dolayı, köprüüstünün iki yanında kırlangıç (Bridge Wing) adı verilen uzantılar bulunmaktadır. Şekil 2.1’de bir kırlangıç örneği gösterilmektedir.

Bu yapıların amacı, gemi personelinin, manevralar sırasında geminin yan taraflarını görebilmesini ve çeşitli navigasyon işlemleri için yerleştirilmiş cihazları (repeater) kullanabilmesini sağlamaktır.

Uzun kırlangıç yapıları, geminin titreşim açısından en kritik bölgelerinden birini teşkil etmektedir. Uzun kırlangıç yapılarının ilk tasarımlarında, kırlangıç destek yapıları sadece statik yüklerin taşınması amacıyla konulmuştur. Fakat özellikle kritik devirlerde (ana makina ikaz frekansının geminin doğal frekansıyla çakıştığı devir aralığı) ortaya çıkan büyük titreşim problemleri, kırlangıçları desteklemek amacıyla yerleştirilen yapılarda ciddi değişiklikler yapılmasına neden olmuştur.



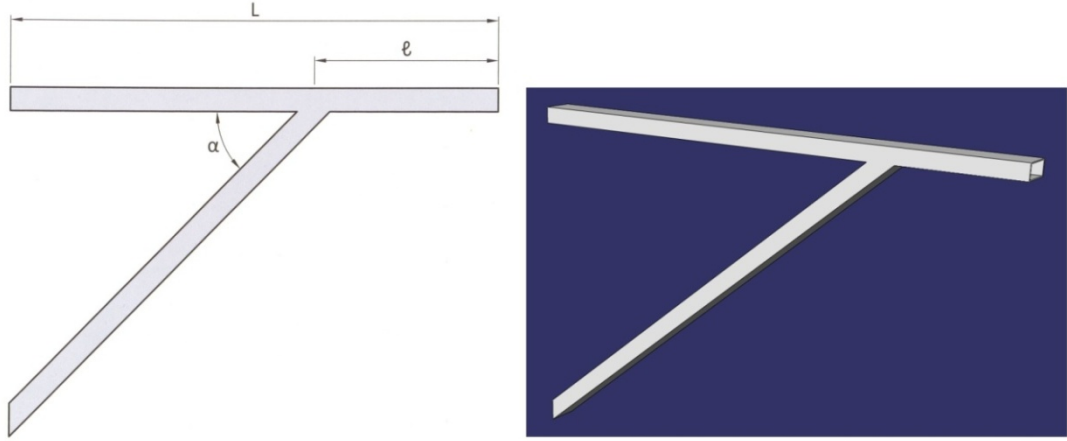
Şekil 2.1 : Kırlangıçlı gemi.

Kırlangıç yapılarının uzunluğu, gemi güverte açıklığına ve köprüüstü genişliğine bağlı olduğunu için, yapısal olarak uzunluk değerinde fazla bir esneklik söz konusu değildir. Titreşim açısından kararlılığı sağlamak için, belirli açılarda çapraz veya dik olarak yerleştirilen desteklerden faydalanılmaktadır. Bu çalışma kapsamında yapılan tüm teorik, sayısal ve deneysel çalışmalarda, sabit uzunluktaki kırlangıç yapıları, çeşitli açılardaki destek yapıları ile desteklenmiş şekilde çerçeve sistemleri olarak modellenmiştir.

2.2 Kırlangıç Modelleri

Çeşitli kırlangıç yapılarında da görüldüğü gibi, uzunluk değeri geminin yapısına bağlı olduğundan, çözüm, çeşitli açılardaki destek elemanlarıyla sağlanmıştır. Bu çalışmada, kırlangıç yapıları ve destek elemanları, 50x30 mm dikdörtgen kesitli, 2 mm et kalınlıklı, içi boş basit karbonlu çelik profillerle modellenmiştir. Sabit uzunluktaki kırlangıç profili ile çeşitli açılardaki destek profillerinin

birleştirilmesiyle oluşturulan çerçeve sistemleri, analitik yöntemler ve sonlu eleman analizi ile çözülerek deneysel olarak da doğrulanmıştır. Çizelge 2.1 ve Şekil 2.3’de, farklı destek açılarında hazırlanan kırlangıç modelleri gösterilmektedir.



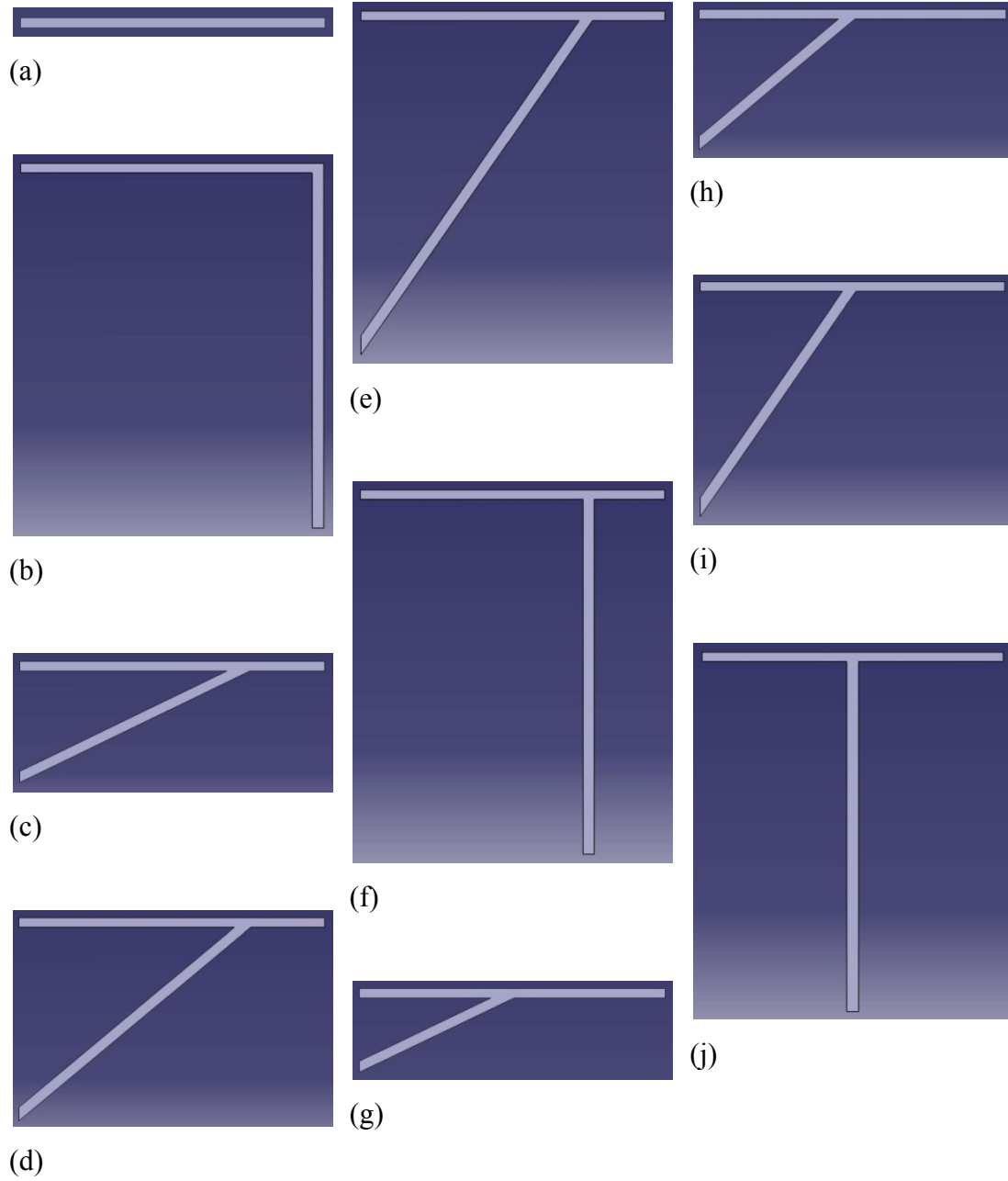
Şekil 2.2 : Kırlangıç modeli teknik resmi.

Çizelge 2.1 : Kırlangıç modelleri.

Model Kodu	l	α	Açıklama ($L = 80$ cm)
[00–00]	–	–	Desteksiz Kırlangıç Modeli – Şekil 2.3 (a)
[00–90]	0	90^0	En Uçtan 90^0 Destekli Kırlangıç Modeli – Şekil 2.3 (b)
[20–30]	20 cm	30^0	20 cm’de 30^0 Destekli Kırlangıç Modeli – Şekil 2.3 (c)
[20–45]	20 cm	45^0	20 cm’de 45^0 Destekli Kırlangıç Modeli – Şekil 2.3 (d)
[20–60]	20 cm	60^0	20 cm’de 60^0 Destekli Kırlangıç Modeli – Şekil 2.3 (e)
[20–90]	20 cm	90^0	20 cm’de 90^0 Destekli Kırlangıç Modeli – Şekil 2.3 (f)
[40–30]	40 cm	30^0	40 cm’de 30^0 Destekli Kırlangıç Modeli – Şekil 2.3 (g)
[40–45]	40 cm	45^0	40 cm’de 45^0 Destekli Kırlangıç Modeli – Şekil 2.3 (h)
[40–60]	40 cm	60^0	40 cm’de 60^0 Destekli Kırlangıç Modeli – Şekil 2.3 (i)
[40–90]	40 cm	90^0	40 cm’de 90^0 Destekli Kırlangıç Modeli – Şekil 2.3 (j)

[00–00] kodlu model pratikte karşılaşılan bir model değildir. Bu model destek profili içermediği için hem statik hem de dinamik olarak kırlangıç uygulamaları için uygun bulunmamaktadır. Bu modelin incelenmesinin sebebi, kırlangıç modellerinin

oluşturulduğu çerçeve sistemlerinde kullanılan destek profillerinin açı ve uzunluklarının yapıda oluşturduğu etkileri gözlemleyebilmektir.



Şekil 2.3 : Kırılma modelleri.

Hazırlanan bu modeller üzerinde öncelikle sonlu eleman analizi ve deneysel modal analiz yöntemleriyle doğal frekansların ve mod şekillerinin tespiti yapılmış daha sonra aynı modellerin analitik çözümleri gerçekleştirilmiştir. Sonlu eleman modellerinin hazırlanmasında CATIA, deneysel modal analiz geometrilerinin hazırlanmasında ise ME'scopeVES yazılımlarından yararlanılmıştır.

2.3 Kırılmaç Modellerinin Sonlu Eleman Yöntemiyle Analizi

Tez çalışmasının bu bölümünde, hazırlanan kırılmaç modellerinin sonlu eleman analizi yardımıyla doğal frekansları ve mod şekilleri tespit edilmiştir. Sonlu eleman analizi genel olarak, sonsuz serbestlik derecesine sahip sürekli sistemlerin sonlu sayıdaki elemanlardan oluşan bir sistem şeklinde tanımlanması ve bu sistemin sonlu serbestlik dereceli ayrık bir sisteme dönüştürülerek üzerinde statik ve dinamik analizlerin yapılması şeklinde tanımlanabilmektedir.

Çalışmanın bu bölümünde, sonlu eleman metodu yardımıyla kırılmaç modellerinin modal analizi (frekans analizi) gerçekleştirilmiştir. Modal analizin amacı, yapıların doğal frekanslarını ve mod şekillerini belirlemektir. Hesaplanan doğal frekanslar ve mod şekilleri yardımıyla yapıların hangi frekanslarda rezonansa gireceği ve ne tür bir davranış sergileyeceği hakkında bilgi sahibi olunabilmektedir.

Dış kuvvetlerin etki etmediği serbest titreşim durumunun incelenmesinde,

K : Rijitlik Matrisi

M : Kütle Matrisi

ω : Doğal Frekans

$\vec{\phi}$: Yerdeğiştirme Vektörü (Modal Vektör)

olmak üzere,

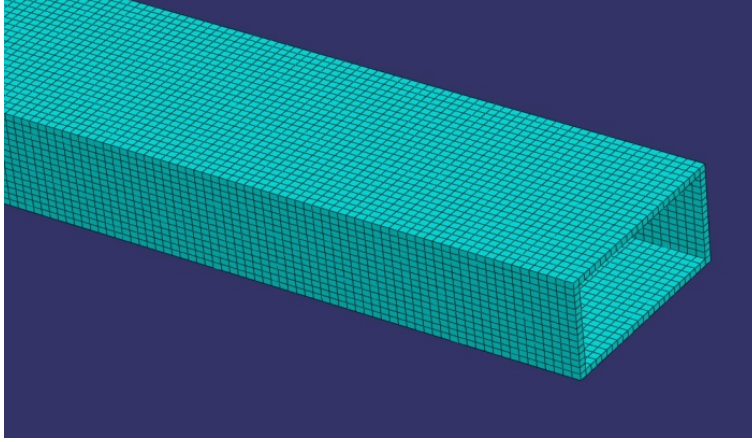
$$(K - \omega_i^2 M) \cdot \vec{\phi}_i = 0 \quad (2.1)$$

bağıntısından yararlanılır. Bu denklemin sıfırdan farklı çözümü için

$$\det (K - \omega_i^2 M) = 0 \quad (2.2)$$

olması gerekmektedir. Bu determinantın sıfıra eşitlenmesiyle ortaya ω^2 cinsinden karakteristik bir denklem çıkar. Bu karakteristik denklemin kökleri bize yapının doğal frekanslarını verir. Bu doğal frekansların (2.1) denkleminde sırasıyla yerine konulmasıyla o frekanstaki mod şekli elde edilir. Kullanılan sonlu eleman yazılımı, yapının modellenmesinde kullanılan eleman cinsine ve dizilişine göre sistemin rijitlik ve kütle matrislerini hesaplamaktadır. Daha sonra elde edilen karakteristik denklemin kökleri sayısal yöntemlerle hesaplanarak doğal frekansların elde edilmesi yoluna gidilmektedir. Bu çalışmada karakteristik denklemin köklerinin bulunmasında sayısal yöntem olarak Block-Lanczos algoritması kullanılmıştır. Yapıların tümü 2 mm

boyutunda 8 düğüm noktalı heksahedral elemanlarla modellenmiş olup profil et kalınlıkları tek elemanla geçilmiştir.. Şekil 2.4’de bir sonlu eleman ağ yapısı örneği gösterilmiştir.



Şekil 2.4 : Sonlu eleman ağ yapısı.

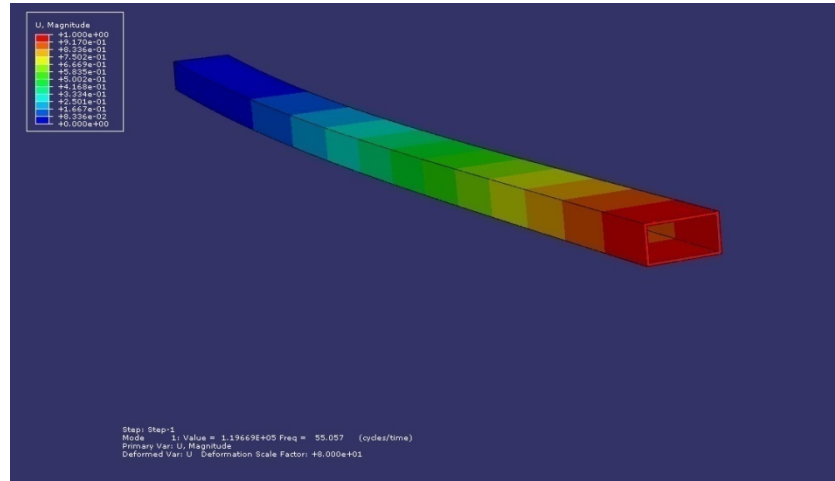
Doğal frekansların tespitinden sonra uygun bir sonişlemci kullanılarak mod şekillerinin elde edilmesi sağlanmıştır. Bu işlemlerin yapılmasında CATIA ve ABAQUS ticari sonlu eleman paket yazılımlarından yararlanılmış olup analiz değerleri tüm modeller için Çizelge 2.2’de listelenmiştir.

Çizelge 2.2 : Analiz değerleri.

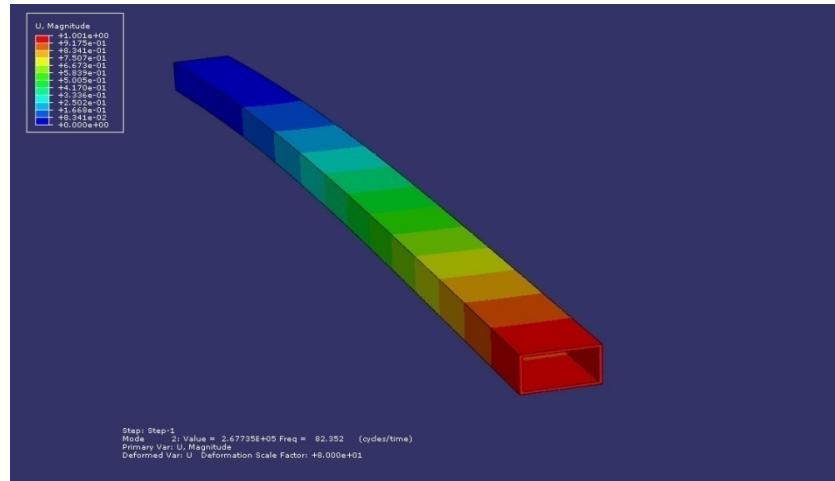
Model Kodu	Eleman Sayısı	Düğüm Noktası Sayısı	Toplam Değişken Sayısı	Toplam İşlemci Süresi (s)
[00–00]	201.687	64.321	192.963	253,10
[00–90]	482.180	153.954	461.862	627,30
[20–30]	366.870	117.364	352.092	433,80
[20–45]	419.504	132.834	398.502	498,60
[20–60]	497.460	159.101	477.303	657,50
[20–90]	478.154	153.187	459.561	624,60
[40–30]	309.930	98.968	296.904	375,50
[40–45]	345.837	109.373	328.119	413,90
[40–60]	399.055	127.338	382.014	485,10
[40–90]	472.969	152.204	456.612	588,90

Tüm kırılancığ modellerinin sonlu eleman analizi ile hesaplanmış ilk 5 modu aşağıda sunulmuş olup tüm modellerin mod animasyonları ekteki CD’de bulunmaktadır.

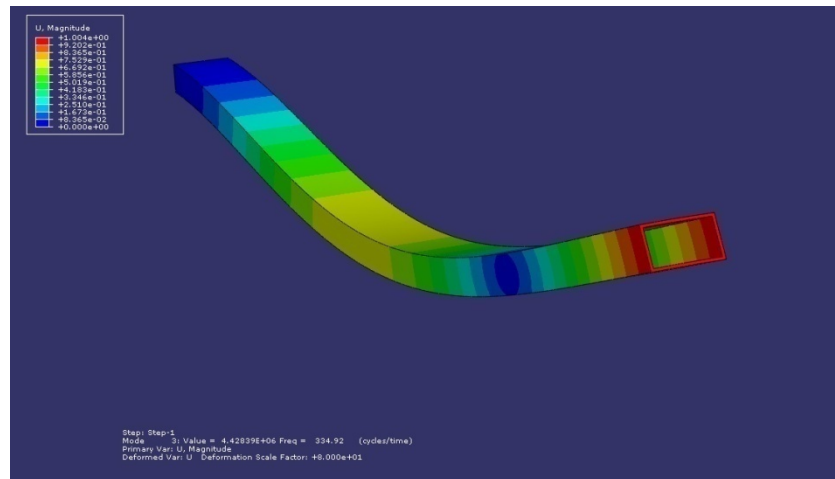
2.3.1 [00-00] kodlu modele ait analiz sonuçları



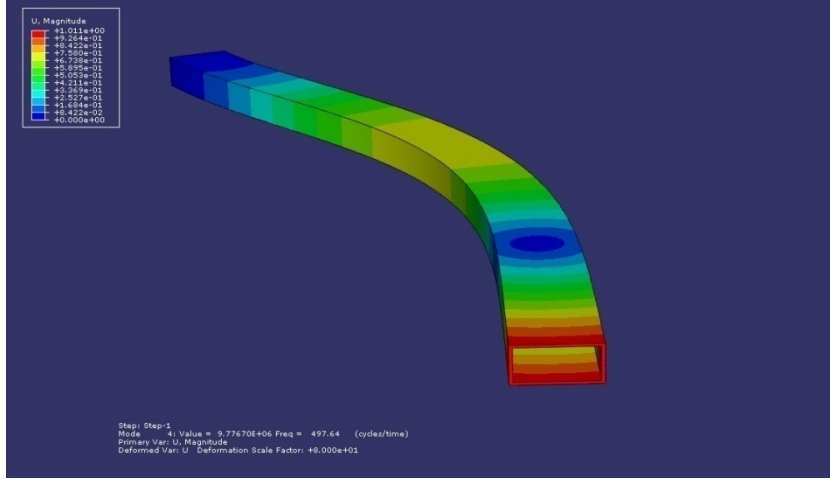
Şekil 2.5 : [00-00] kodlu model mod 1 ($f = 55,06$ Hz).



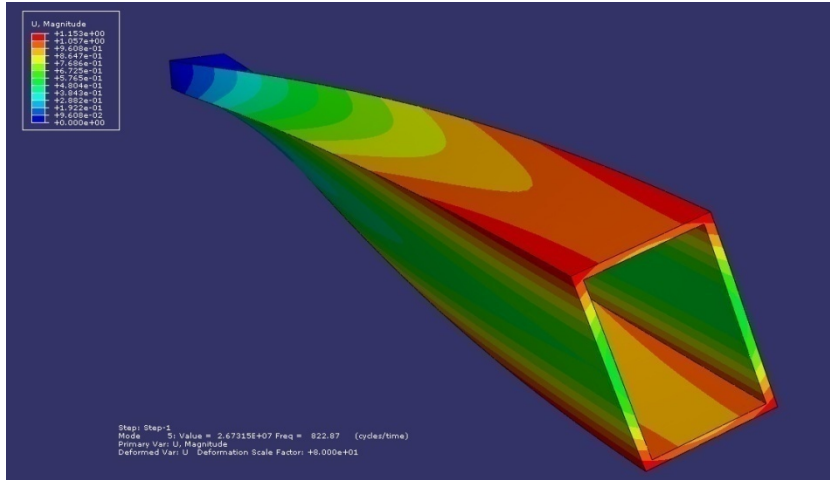
Şekil 2.6 : [00-00] kodlu model mod 2 ($f = 82,35$ Hz).



Şekil 2.7 : [00-00] kodlu model mod 3 ($f = 334,92$ Hz).



Şekil 2.8 : [00–00] kodlu model mod 4 ($f = 497,64$ Hz).



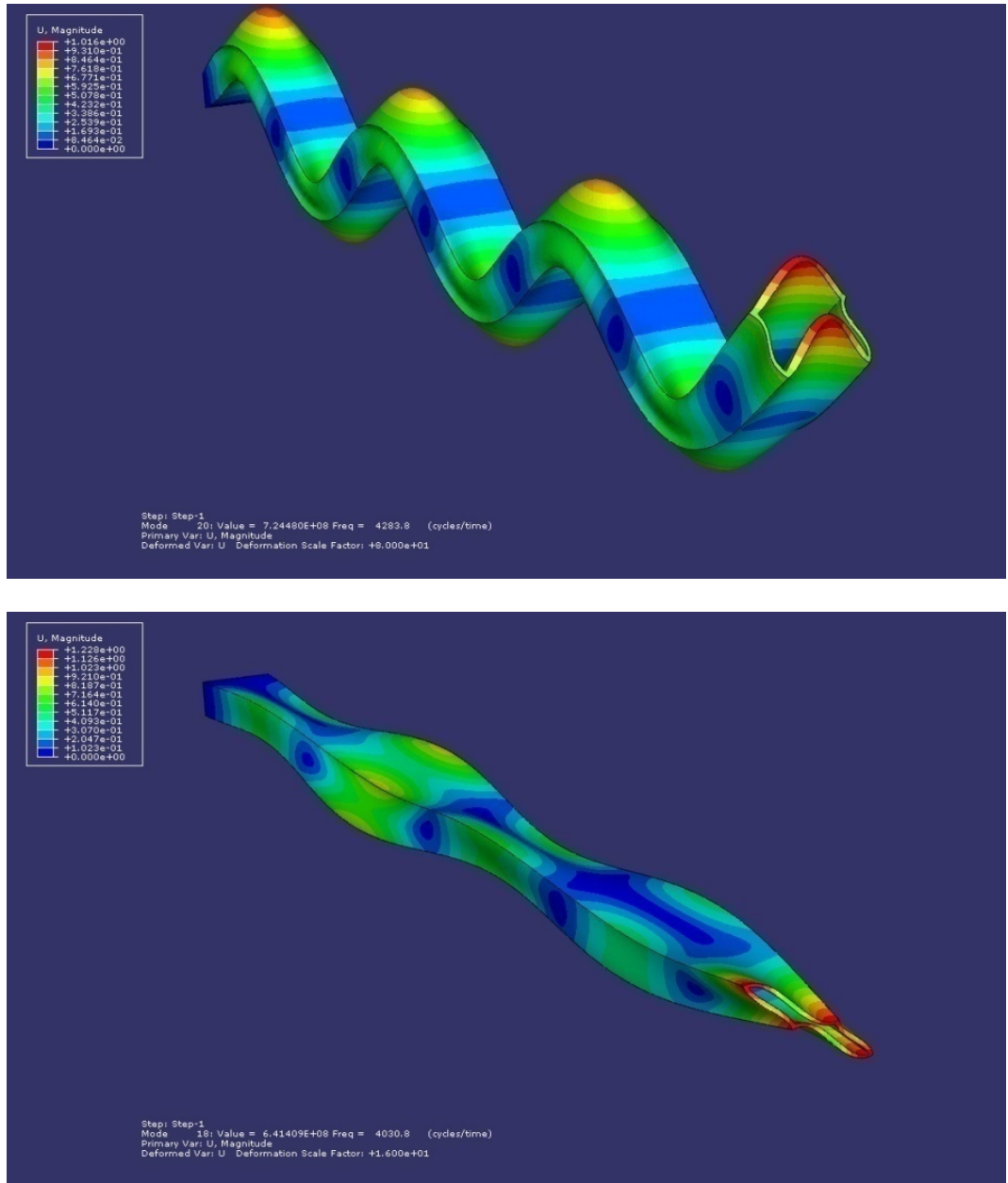
Şekil 2.9 : [00–00] kodlu model mod 5 ($f = 822,87$ Hz).

Çizelge 2.3 : [00–00] kodlu modelin doğal frekansları.

Mod No.	Doğal Frekans (Hz)
01	55,06
02	82,35
03	334,92
04	497,64
05	822,87
06	896,03
07	1321,90
08	1617,90
09	1647,30
10	2342,80

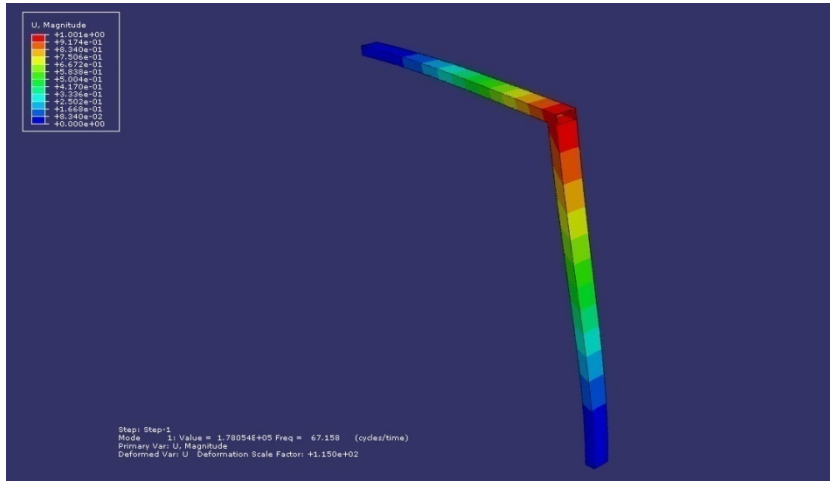
Mod No.	Doğal Frekans (Hz)
11	2420,80
12	2514,90
13	3254,10
14	3418,40
15	3640,00
16	3709,00
17	3874,20
18	4030,80
19	4131,70
20	4283,80

İlk beş mod sırasıyla, düşey düzlemde birinci eğilme modu, yatay düzlemde birinci eğilme modu, düşey düzlemde ikinci eğilme modu, yatay düzlemde ikinci eğilme modu ve birinci burulma modudur. İleriki modlarda ise ilerleyen eğilme, burulma ve uzama modları ortaya çıkmaktadır. 6., 9., 12., 14. ve 20. modlar düşey düzlemdeki eğilme modları olup 7., 11. ve 16. modlar ise yatay düzlemdeki eğilme modlarıdır. 8. mod ise birinci uzama (eksenel) modudur. 10., 13., 15., 17., 18. ve 19. modlar ise burulma modları olup özellikle yüksek burulma modlarında kesit çarpımlarının yüksek düzeyde olduğu gözlemlenmiştir. Şekil 2.10'da kesit çarpımlarının yüksek düzeyde görüldüğü bazı modlar gösterilmiştir.

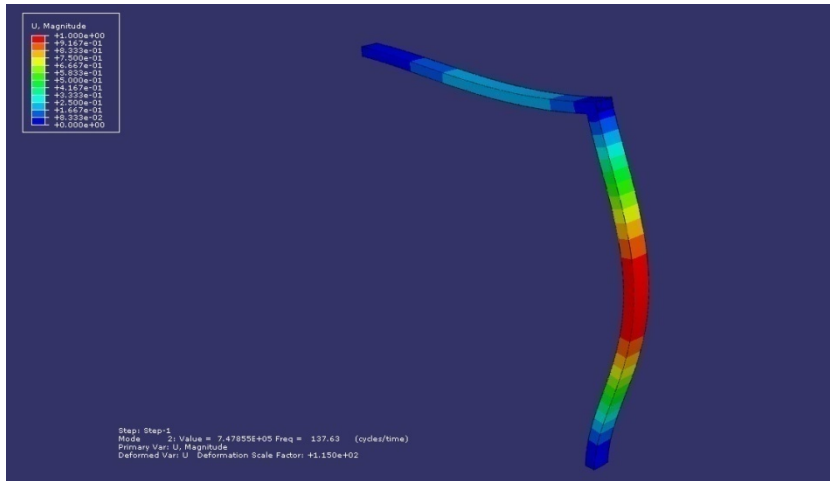


Şekil 2.10 : [00–00] kodlu modelde yüksek modlardaki kesit çarpımları.

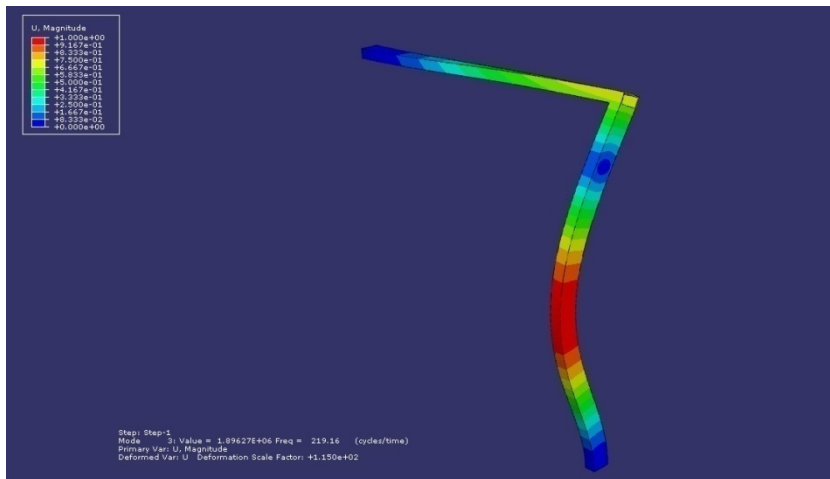
2.3.2 [00–90] kodlu modele ait analiz sonuçları



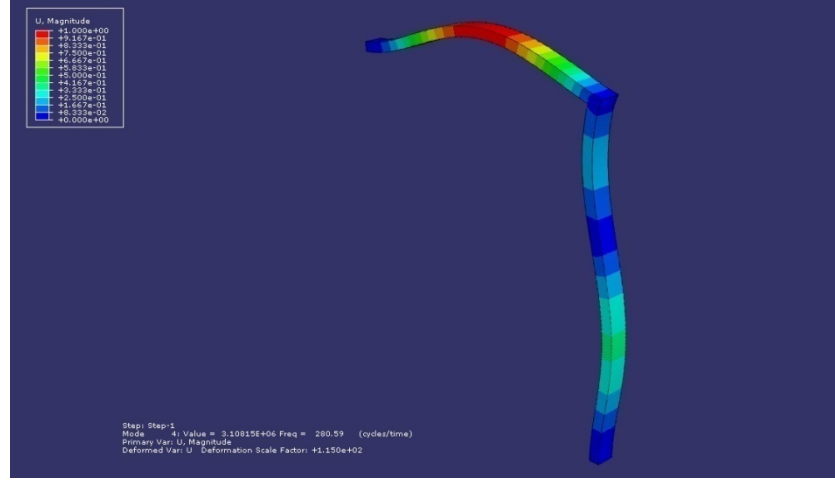
Şekil 2.11 : [00–90] kodlu model mod 1 ($f = 67,16$ Hz).



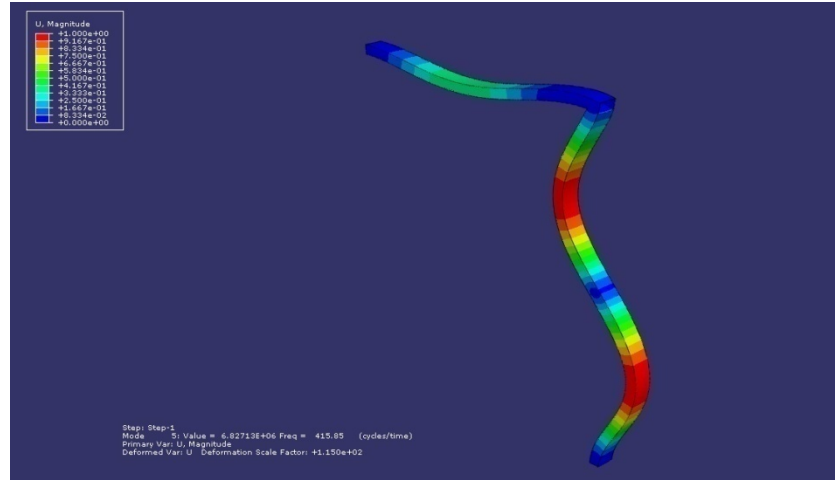
Şekil 2.12 : [00–90] kodlu model mod 2 ($f = 137,63$ Hz).



Şekil 2.13 : [00–90] kodlu model mod 3 ($f = 219,16$ Hz).



Şekil 2.14 : [00–90] kodlu model mod 4 ($f = 280,59$ Hz).



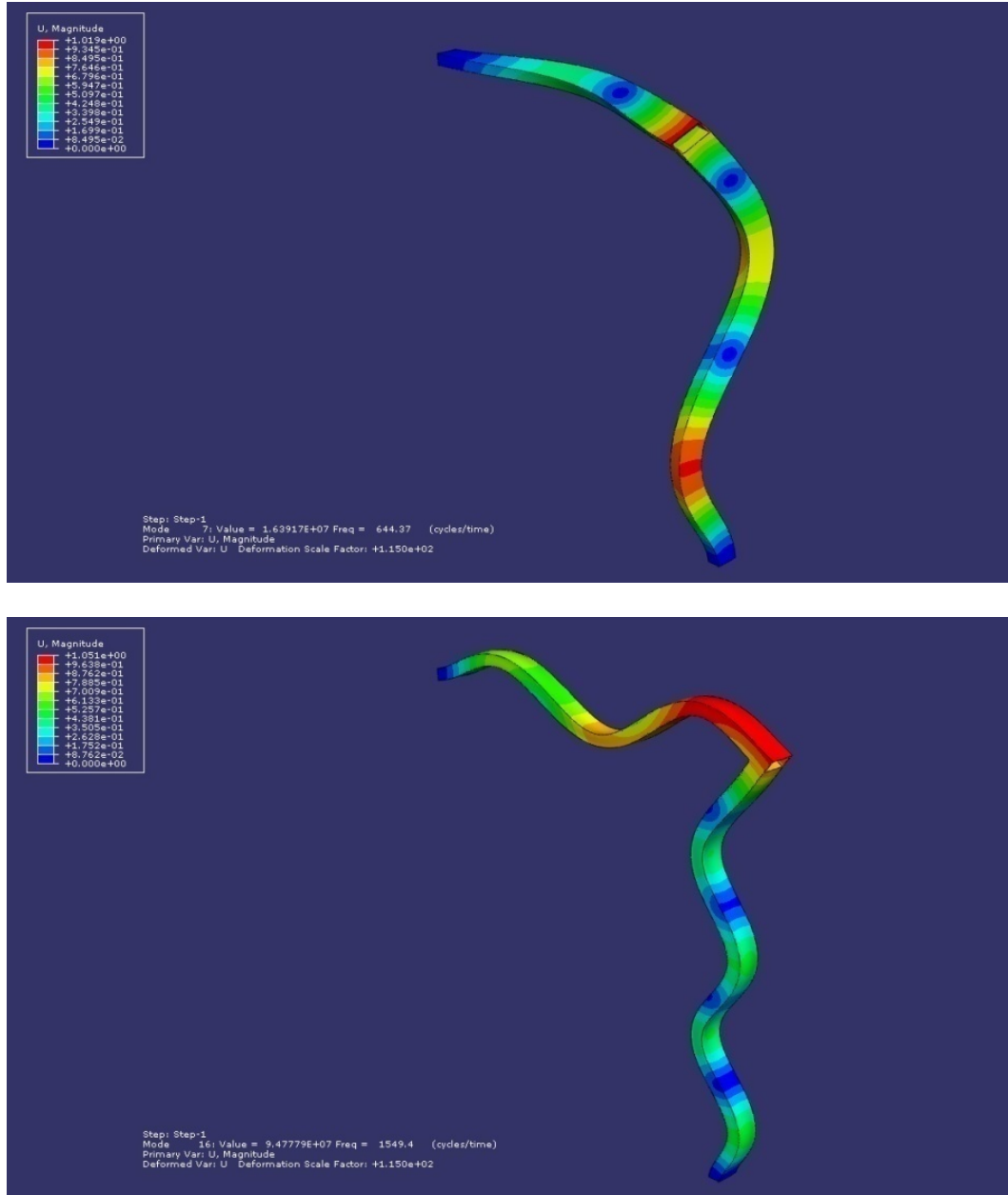
Şekil 2.15 : [00–90] kodlu model mod 5 ($f = 415,85$ Hz).

Çizelge 2.4 : [00–90] kodlu modelin doğal frekansları.

Mod No.	Doğal Frekans (Hz)
01	67,16
02	137,63
03	219,16
04	280,59
05	415,85
06	430,24
07	644,37
08	747,61
09	829,11
10	1047,20

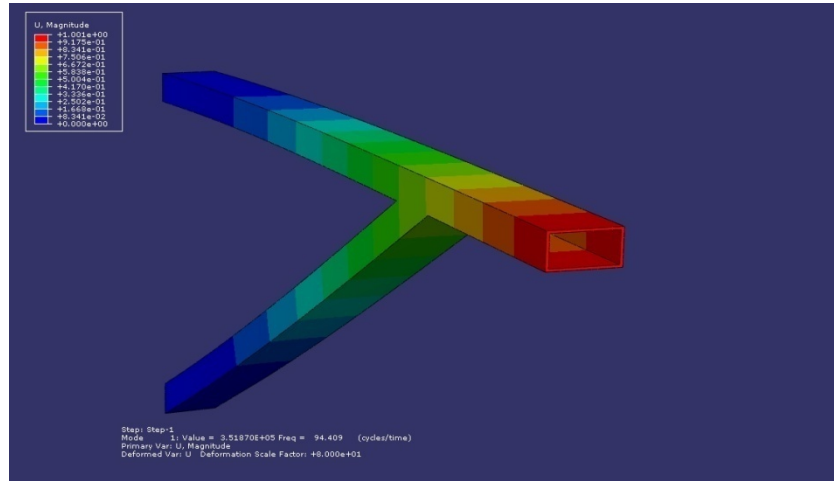
Mod No.	Doğal Frekans (Hz)
11	1102,80
12	1137,80
13	1247,80
14	1327,70
15	1437,80
16	1549,40
17	1597,70
18	1940,50
19	1956,80
20	2108,40

İlk modlarda ana kiriş ile destek kirişinin eş düzlemlerde eğilme modları gözlemlense de yüksek modlarda eğilme, burulma ve uzama modlarının birarada görüldüğü belirlenmiştir. Örneğin, 7. modda ana kirişte ve destek kirişinde burulma ve eğilme modları aynı anda ortaya çıkmaktayken, 16. modda ise destek profilinin düzlem içindeki eğilme titreşimine bağlı olarak ana kirişte uzama ve eğilme modları birarada gözlemlenmiştir. Şekil 2.16’da birleşik titreşim hallerinin gözlemlendiği birkaç mod gösterilmiştir.

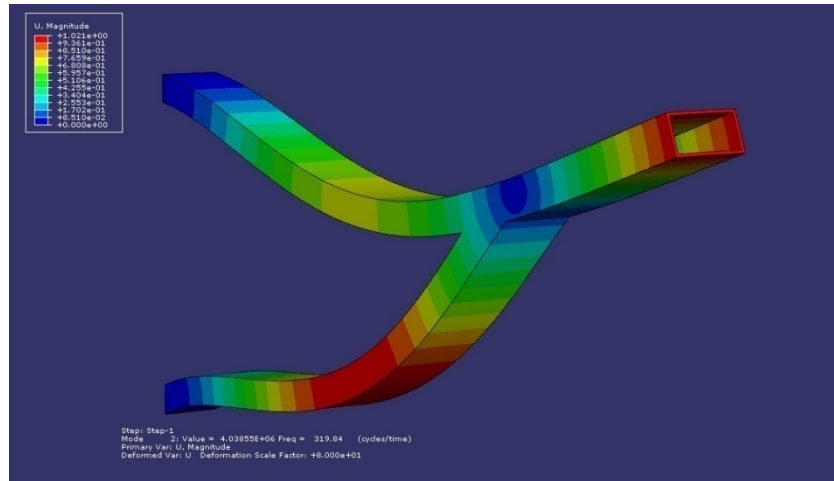


Şekil 2.16 : [00–90] kodlu modelde birleşik modlar.

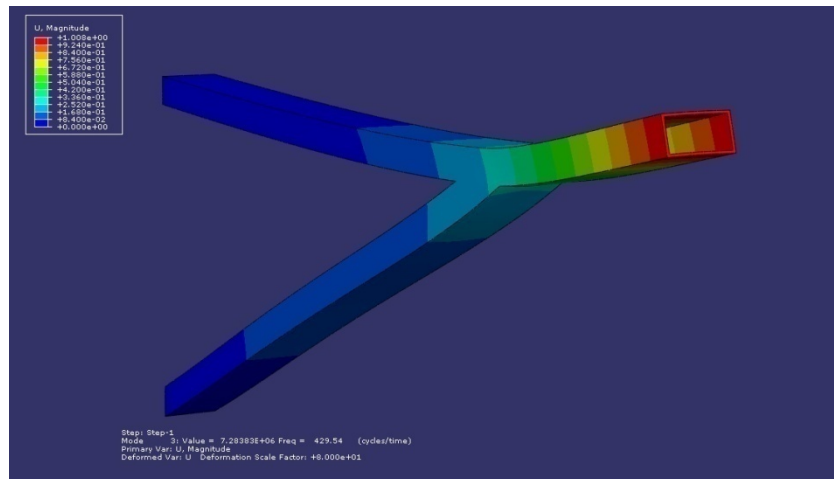
2.3.3 [20–30] kodlu modele ait analiz sonuçları



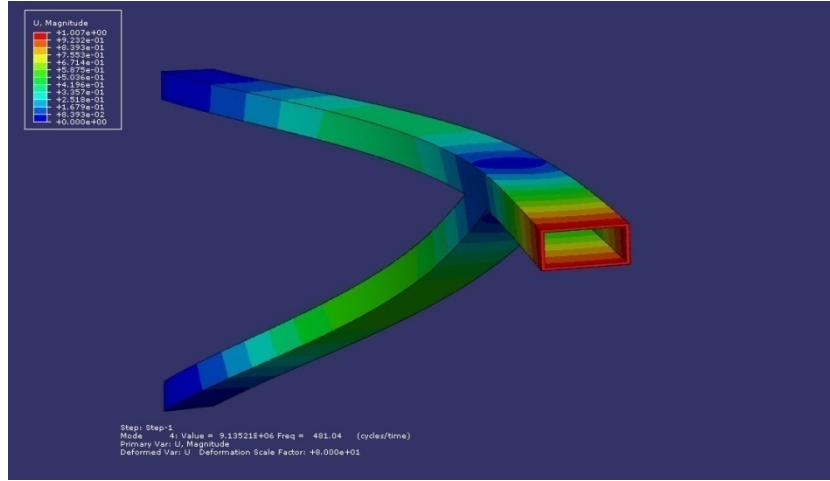
Şekil 2.17 : [20–30] kodlu model mod 1 ($f = 94,41$ Hz).



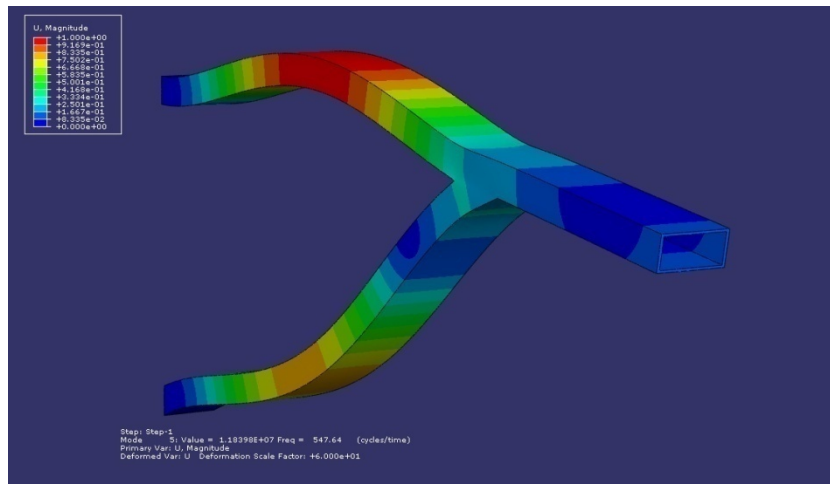
Şekil 2.18 : [20–30] kodlu model mod 2 ($f = 319,84$ Hz).



Şekil 2.19 : [20–30] kodlu model mod 3 ($f = 429,54$ Hz).



Şekil 2.20 : [20–30] kodlu model mod 4 ($f = 481,04$ Hz).



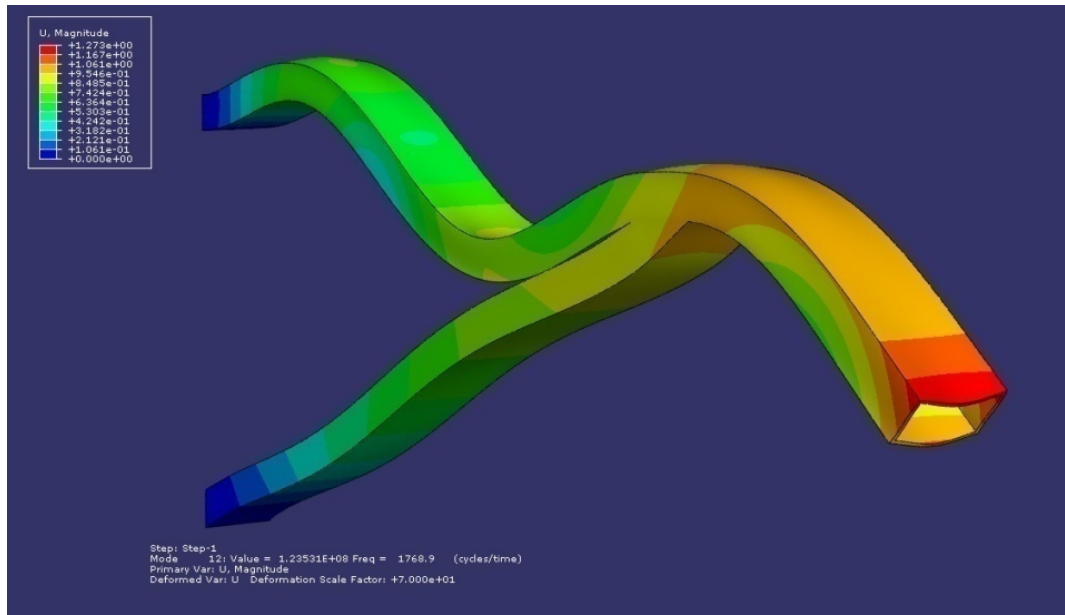
Şekil 2.21 : [20–30] kodlu model mod 5 ($f = 547,64$ Hz).

Çizelge 2.5 : [20–30] kodlu modelin doğal frekansları.

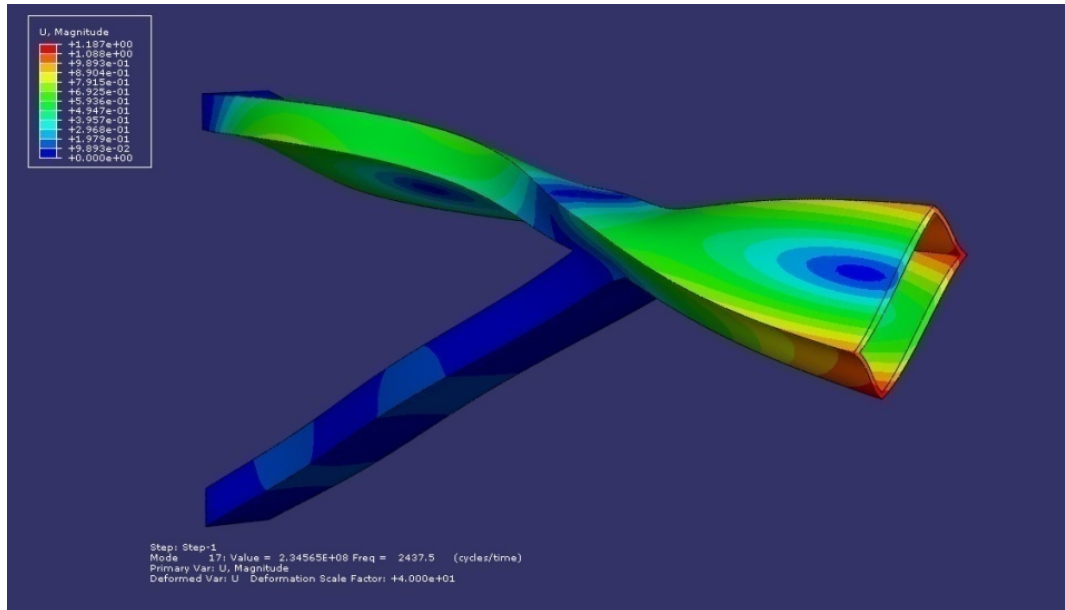
Mod No.	Doğal Frekans (Hz)
01	94,41
02	319,84
03	429,54
04	481,04
05	547,64
06	599,13
07	909,58
08	1221,90
09	1274,50
10	1303,60

Mod No.	Doğal Frekans (Hz)
11	1625,50
12	1768,90
13	1887,50
14	2002,40
15	2153,00
16	2381,40
17	2437,50
18	2650,30
19	3047,10
20	3138,70

Bu modelde ise ilk modlarda düşey ve yatay düzlemde eğilme modları ortaya çıkmış fakat yüksek modlarda destek profilinin belirgin burulma modları ile beraber ana kirişte burulma ve eğilme modları aynı anda gözlemlenmiştir. Ayrıca yüksek modlarda düşey düzlemdeki eğilme modları belirgin olarak kendisini göstermektedir. 12. modda ana kirişin yüksek eğilme moduna karşılık destek profilinin neredeyse sadece uzama davranışı sergilediği gözlemlenmiştir. 17. modda ise ana kirişin burulma modunda destek profilindeki titreşimin çok az olduğu belirlenmiştir.

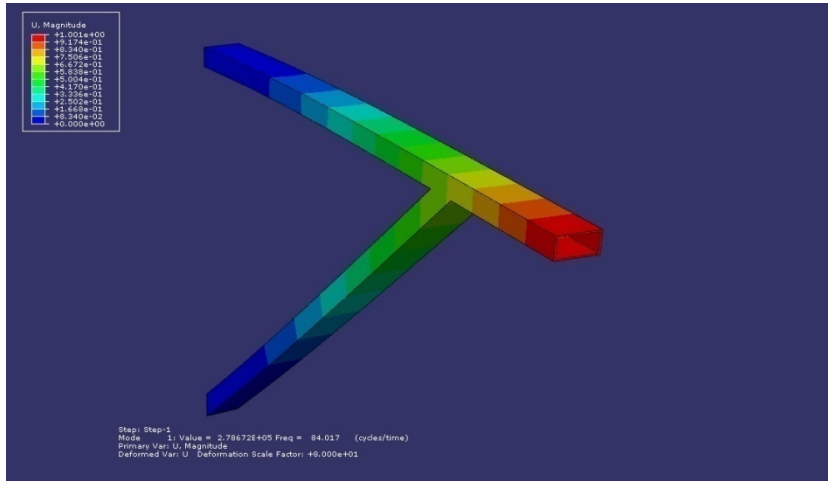


Şekil 2.22 : [20–30] kodlu modelde destek profilinin uzama modu.

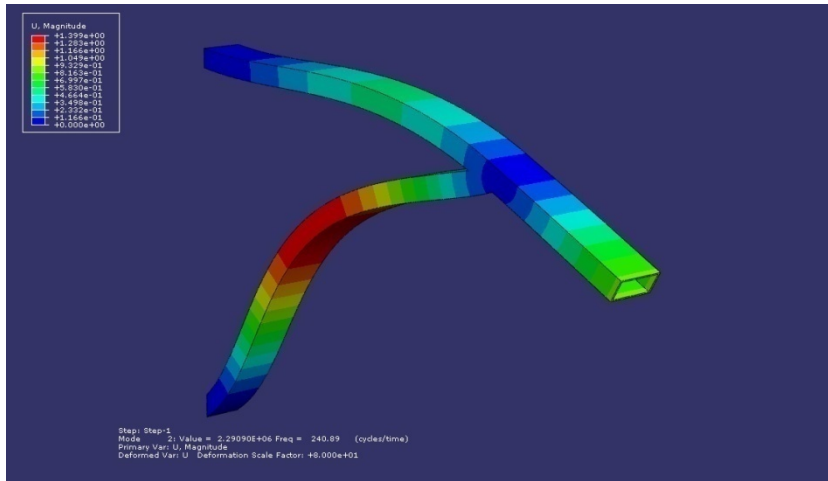


Şekil 2.23 : [20–30] kodlu modelde destek profilinin titreşmediği mod.

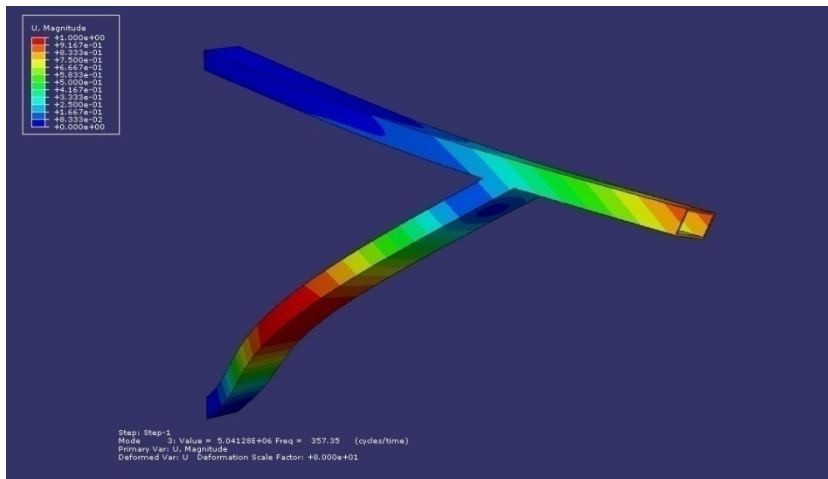
2.3.4 [20–45] kodlu modele ait analiz sonuçları



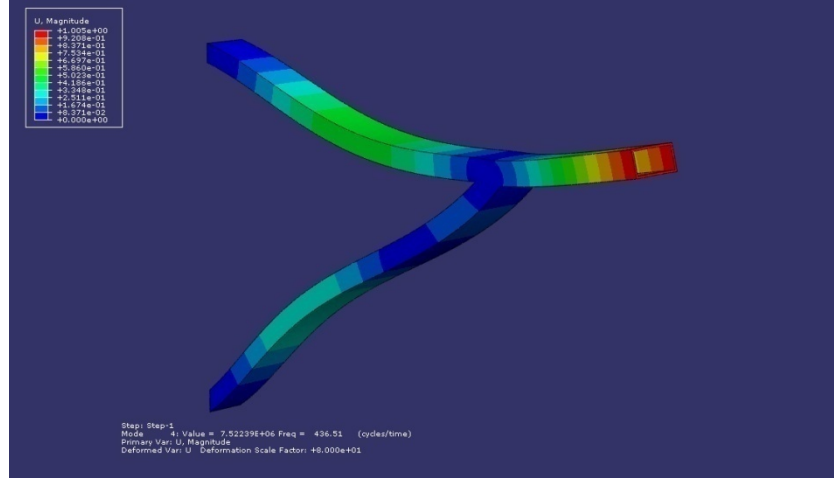
Şekil 2.24 : [20–45] kodlu model mod 1 ($f = 84,02$ Hz).



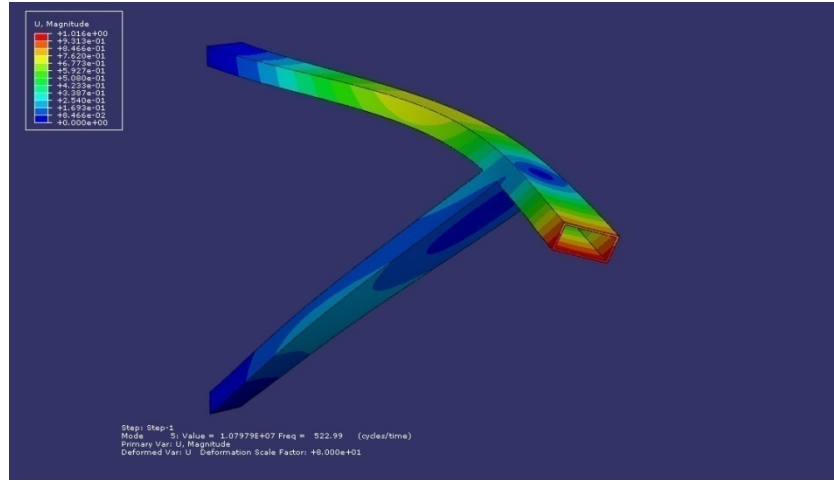
Şekil 2.25 : [20–45] kodlu model mod 2 ($f = 240,89$ Hz).



Şekil 2.26 : [20–45] kodlu model mod 3 ($f = 357,35$ Hz).



Şekil 2.27 : [20–45] kodlu model mod 4 ($f = 436,51$ Hz).



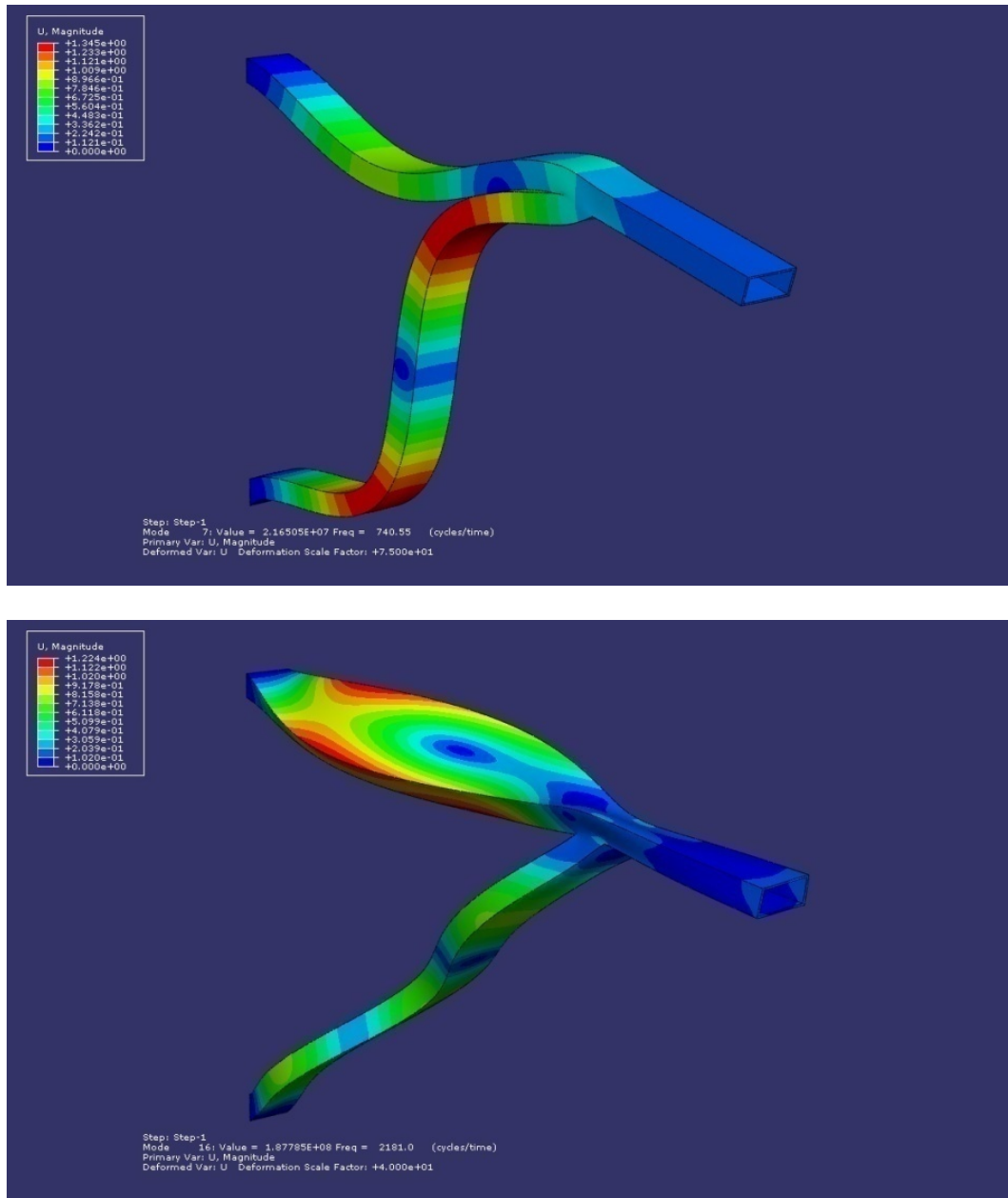
Şekil 2.28 : [20–45] kodlu model mod 5 ($f = 522,99$ Hz).

Çizelge 2.6 : [20–45] kodlu modelin doğal frekansları.

Mod No.	Doğal Frekans (Hz)
01	84,02
02	240,89
03	357,35
04	436,51
05	522,99
06	538,55
07	740,55
08	959,73
09	1059,90
10	1261,80

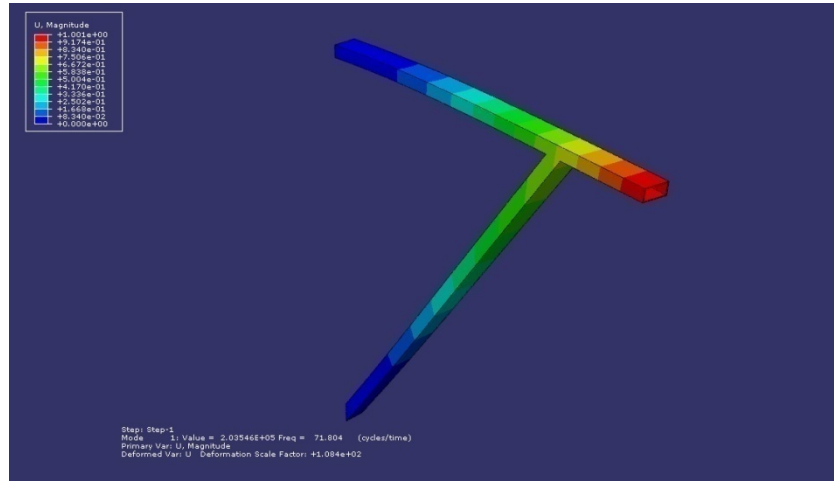
Mod No.	Doğal Frekans (Hz)
11	1464,20
12	1504,80
13	1616,50
14	1638,20
15	1677,80
16	2181,00
17	2266,10
18	2396,10
19	2494,60
20	2592,90

Bu modelin bir önceki model ile benzer modal davranışlar gösterdiği gözlemlenmiş olup bazı modlarda serbest ucun neredeyse hiç titreşmediği belirlenmiştir. Özellikle yüksek modlarda düşey düzlemde eğilme ve burulma modları birarada belirgin olarak ortaya çıkmakta ve kesit çarpılmaları meydana gelmektedir. Serbest ucun titreşmediği durumlar bu yapı üzerinde bulunan navigasyon cihazlarının sağlıklı çalışabilmesi açısından büyük önem taşımaktadır. Şekil 2.29’da serbest ucun titreşmediği bazı modlar gösterilmiştir.

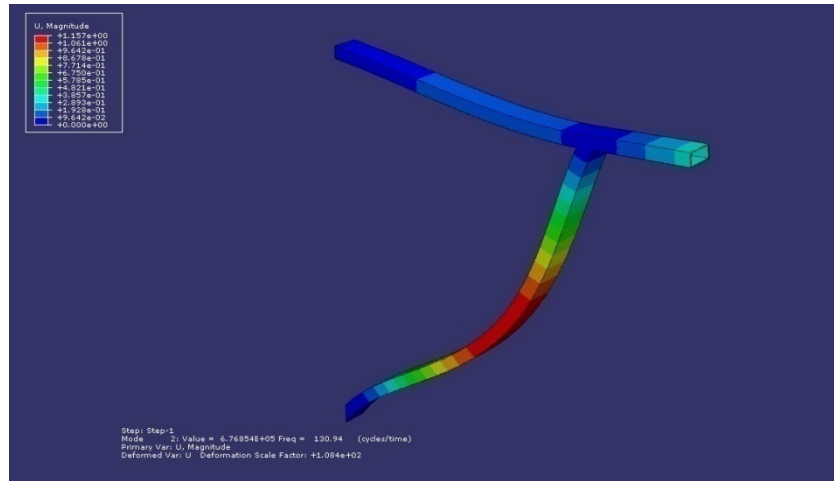


Şekil 2.29 : [20–45] kodlu modelde serbest ucun titreşmediği modlar.

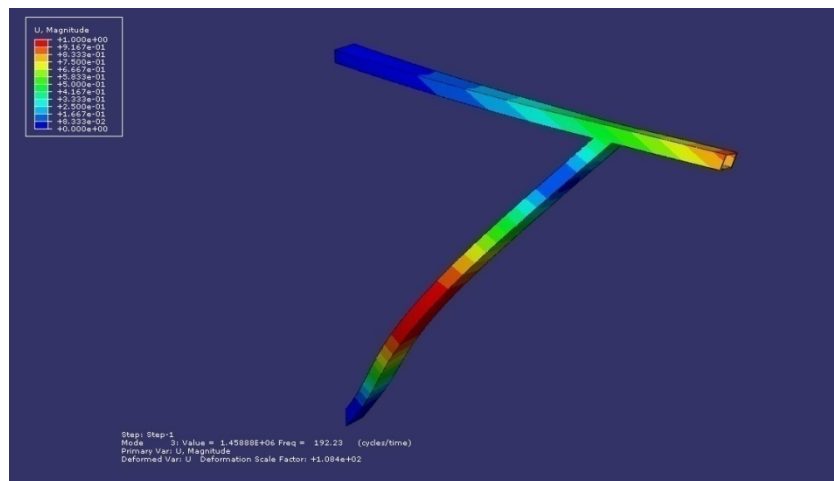
2.3.5 [20–60] kodlu modele ait analiz sonuçları



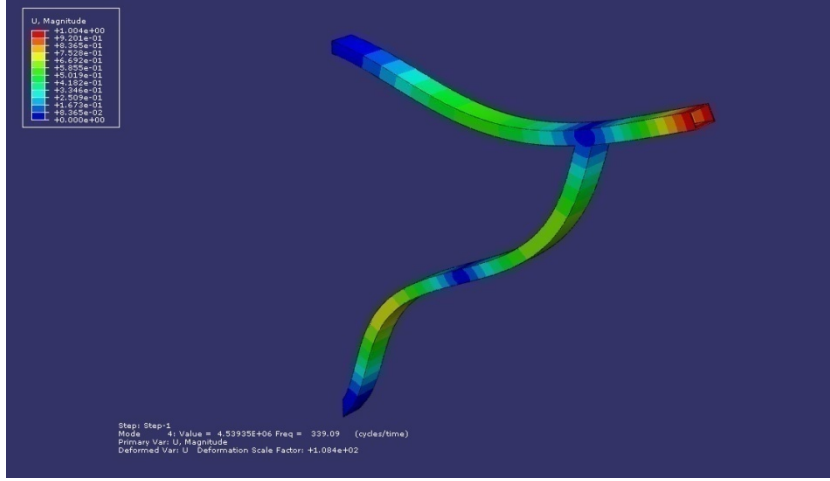
Şekil 2.30 : [20–60] kodlu model mod 1 ($f = 71,80$ Hz).



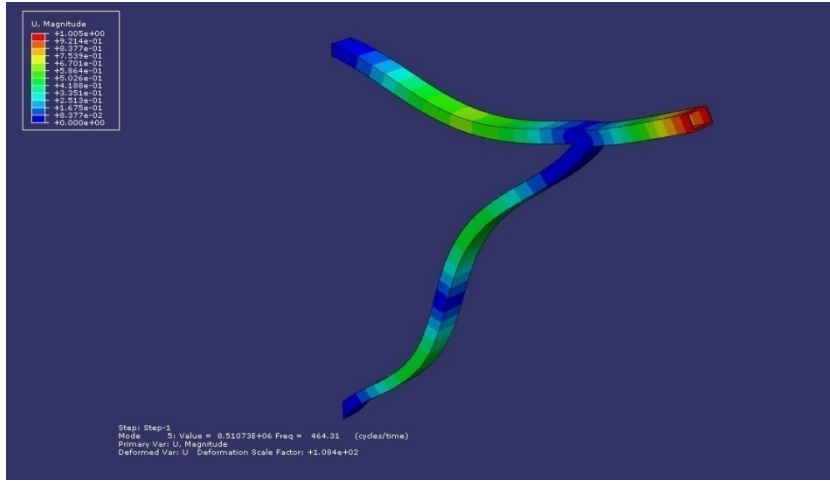
Şekil 2.31 : [20–60] kodlu model mod 2 ($f = 130,94$ Hz).



Şekil 2.32 : [20–60] kodlu model mod 3 ($f = 192,23$ Hz).



Şekil 2.33 : [20–60] kodlu model mod 4 ($f = 339,09$ Hz).



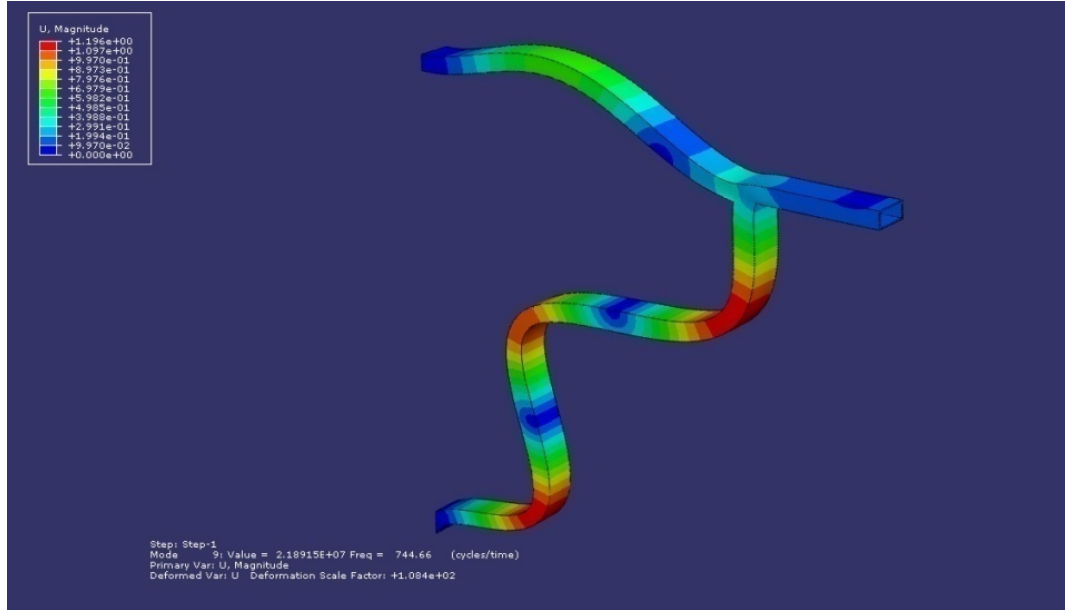
Şekil 2.34 : [20–60] kodlu model mod 5 ($f = 464,31$ Hz).

Çizelge 2.7 : [20–60] kodlu modelin doğal frekansları.

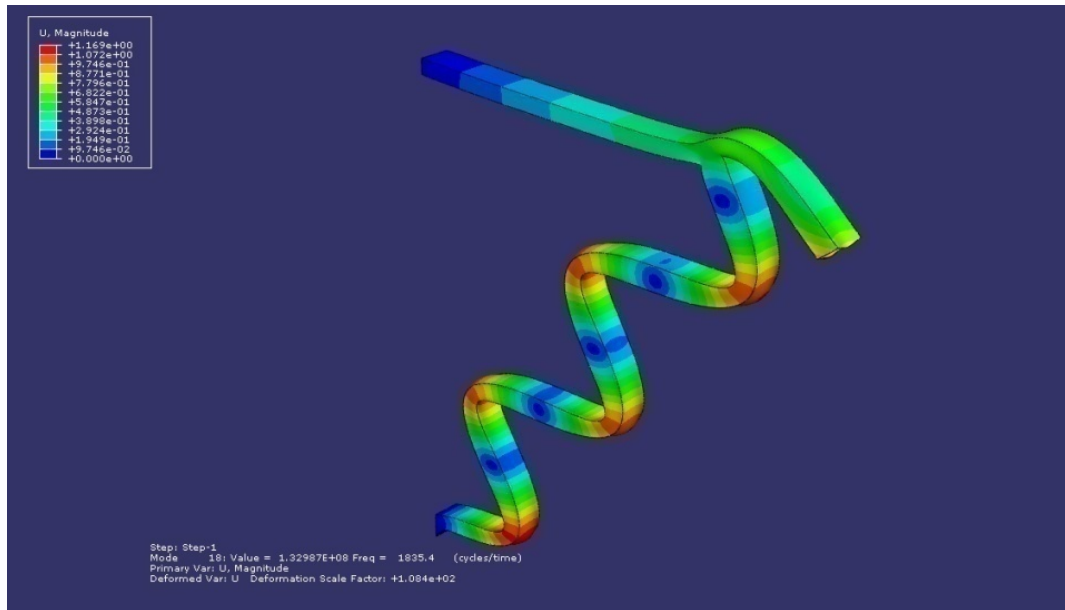
Mod No.	Doğal Frekans (Hz)
01	71,80
02	130,94
03	192,23
04	339,09
05	464,31
06	494,62
07	545,26
08	555,76
09	744,66
10	1002,50

Mod No.	Doğal Frekans (Hz)
11	1003,10
12	1092,60
13	1205,40
14	1306,40
15	1466,70
16	1558,30
17	1559,90
18	1835,40
19	1962,40
20	2113,20

Bu model, destek profilinin en uzun olduğu modeldir. İlk modlarda sadece düşey ve yatay düzlemde eğilme modları görülmüş, ilerleyen modlarda ise eğilme ile beraber belirgin burulma ve uzama modları gözlemlenmiştir. Bu modelin en önemli özelliği, bazı modlarda serbest ucun, bazı modlarda ise ankastre mesnetten destek profilinin kaynaklı olduğu noktaya kadarki (bağlı) bölümün sadece eksenel modda titreşmesidir. Bu iki duruma ait birer örnek Şekil 2.35 ve Şekil 2.36’da gösterilmiştir.

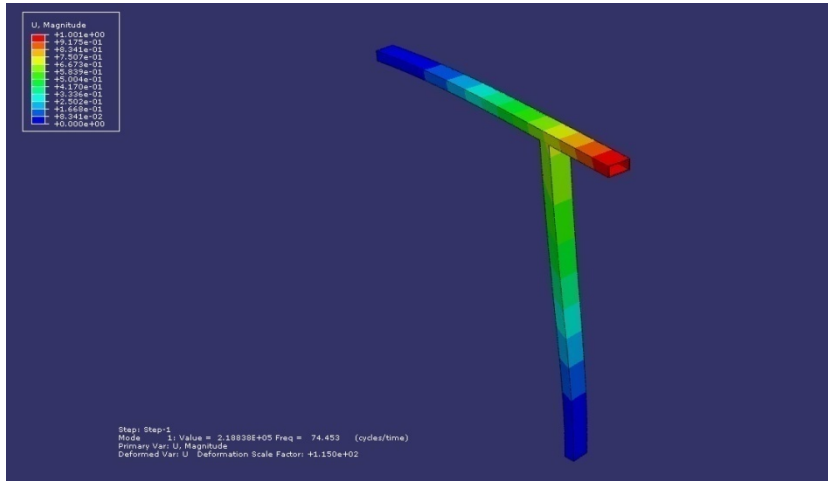


Şekil 2.35 : [20–60] kodlu modelde serbest ucun eksenel davranışı.

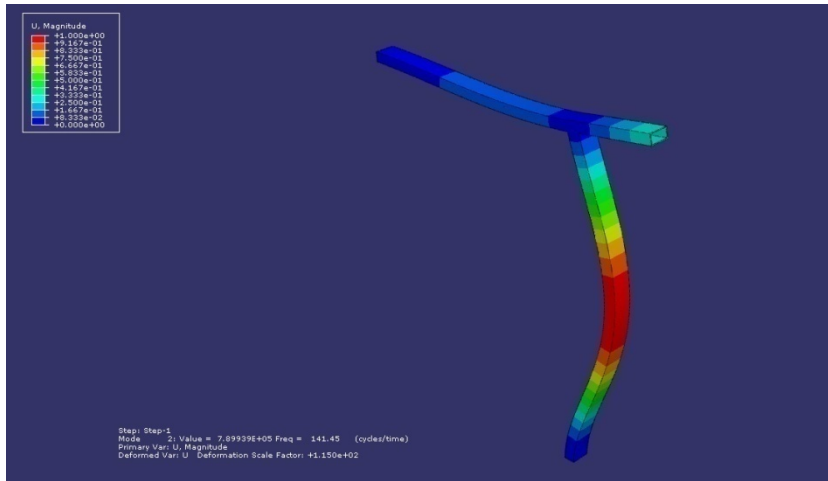


Şekil 2.36 : [20–60] kodlu modelde bağlı bölümün eksenel davranışı.

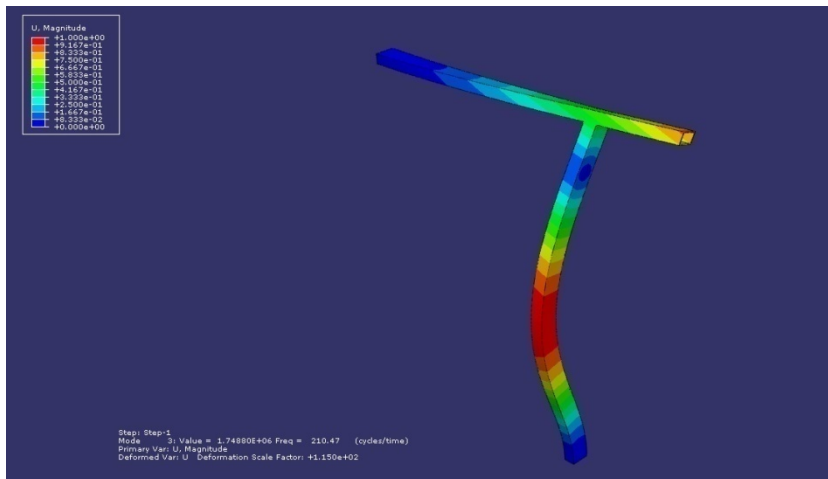
2.3.6 [20–90] kodlu modele ait analiz sonuçları



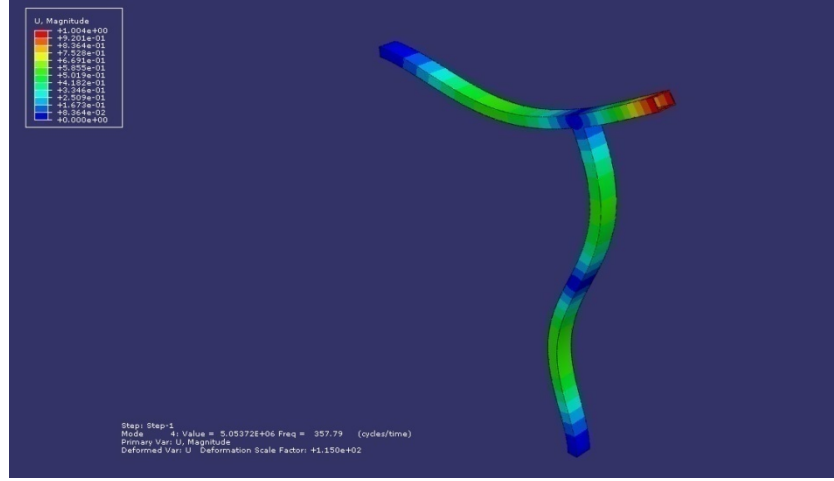
Şekil 2.37 : [20–90] kodlu model mod 1 ($f = 74,45$ Hz).



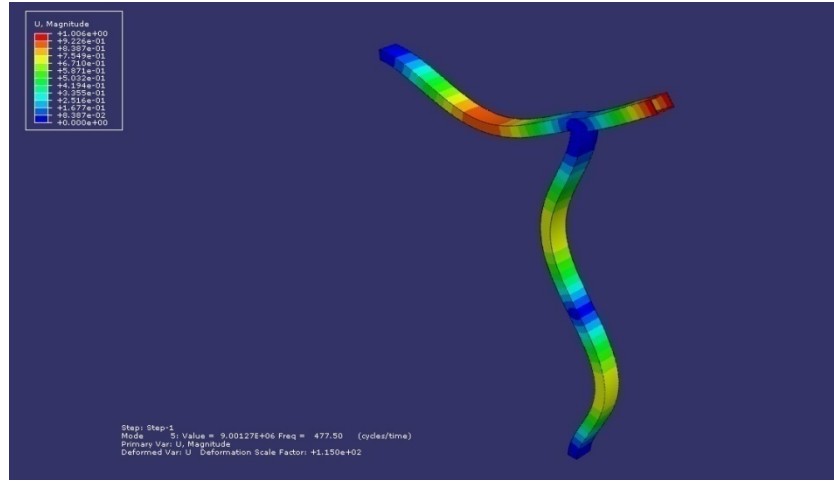
Şekil 2.38 : [20–90] kodlu model mod 2 ($f = 141,45$ Hz).



Şekil 2.39 : [20–90] kodlu model mod 3 ($f = 210,47$ Hz).



Şekil 2.40 : [20–90] kodlu model mod 4 ($f = 357,79$ Hz).



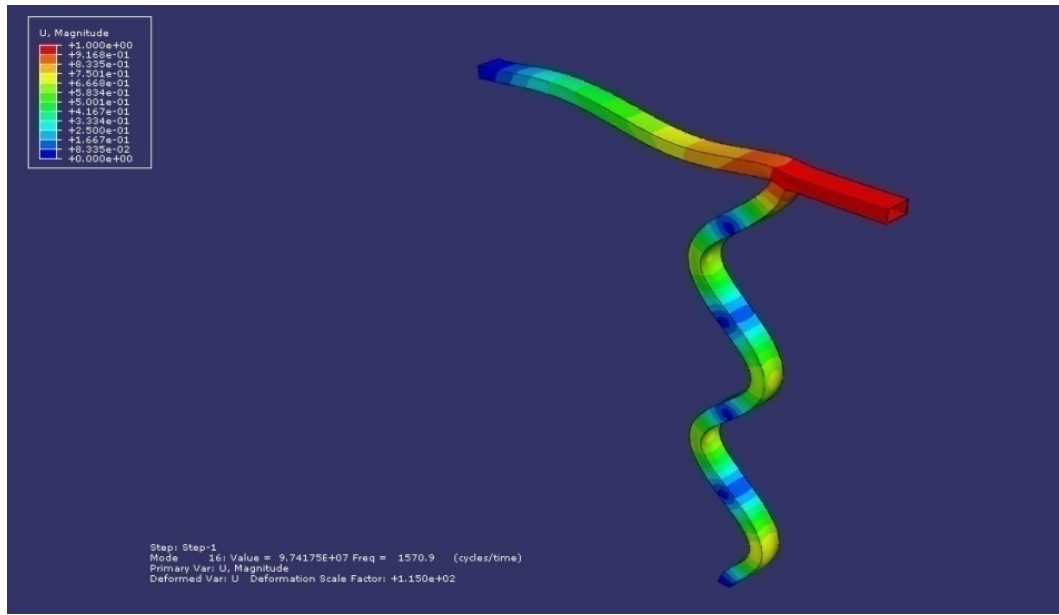
Şekil 2.41 : [20–90] kodlu model mod 5 ($f = 477,50$ Hz).

Çizelge 2.8 : [20–90] kodlu modelin doğal frekansları.

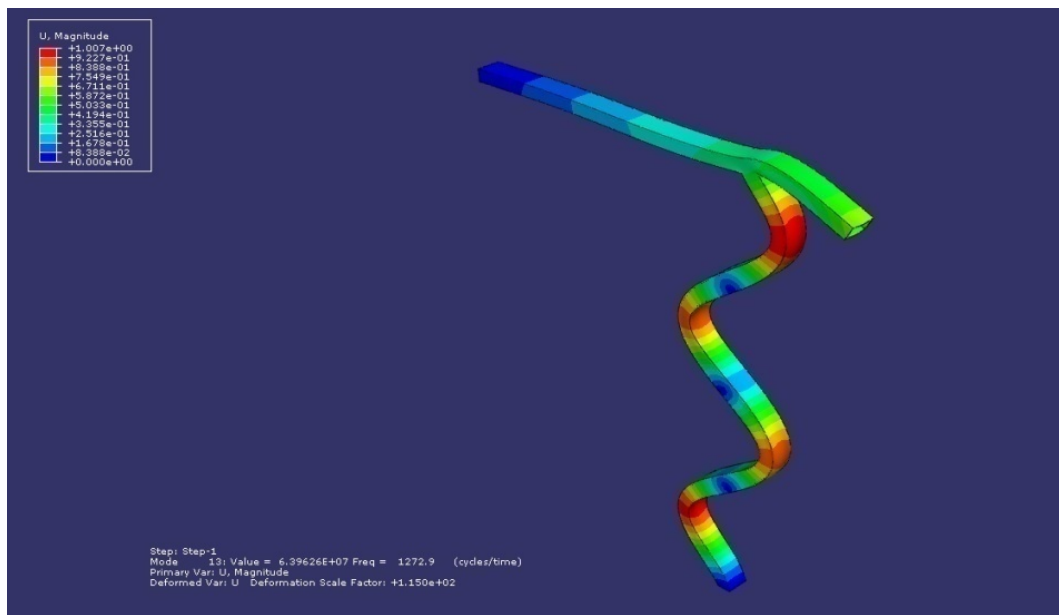
Mod No.	Doğal Frekans (Hz)
01	74,45
02	141,45
03	210,47
04	357,79
05	477,50
06	497,72
07	586,27
08	602,66
09	820,87
10	1040,70

Mod No.	Doğal Frekans (Hz)
11	1086,20
12	1148,80
13	1272,90
14	1323,10
15	1497,00
16	1570,90
17	1660,50
18	1947,70
19	2024,90
20	2198,30

Model, yapısının benzerliğinden dolayı ilk modlarda [00–90] modeli ile benzer davranışlar göstermekte olup, yüksek modlarda ana kirişin ve destek profilinin eğilme, burulma ve uzama modları birarada gözlemlenmiştir. Bu modelin [00–90] modelinden en büyük farkı serbest uç bölgesi barındırmasıdır. Bu modelde de bir önceki modelde olduğu gibi bazı yüksek modlarda serbest ucun sadece rijit olarak yerdeğiştirdiği, bazı modlarda ise ankastre mesnetten destek profilinin kaynaklı olduğu noktaya kadarki (bağlı) bölümün sadece aksenal modda titreştiği görülmüştür. Bu durum aşağıdaki mod şekillerinde gösterilmiştir.

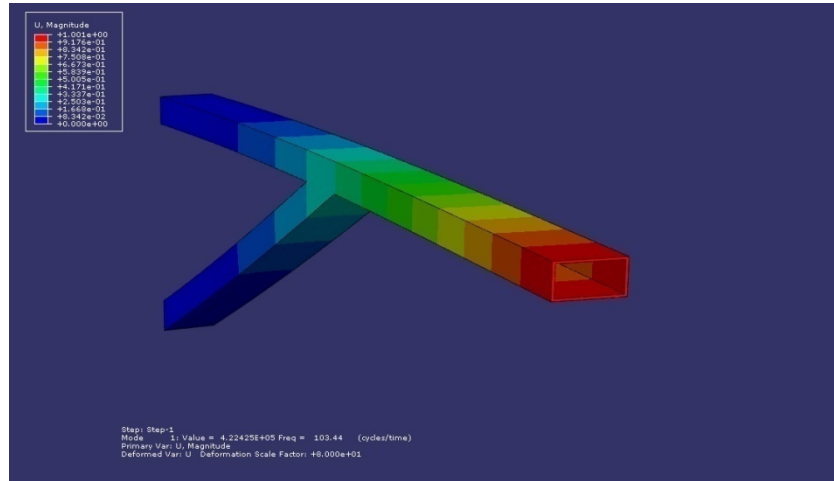


Şekil 2.42 : [20–90] kodlu modelde serbest ucun rijit yerdeğiştirmesi.

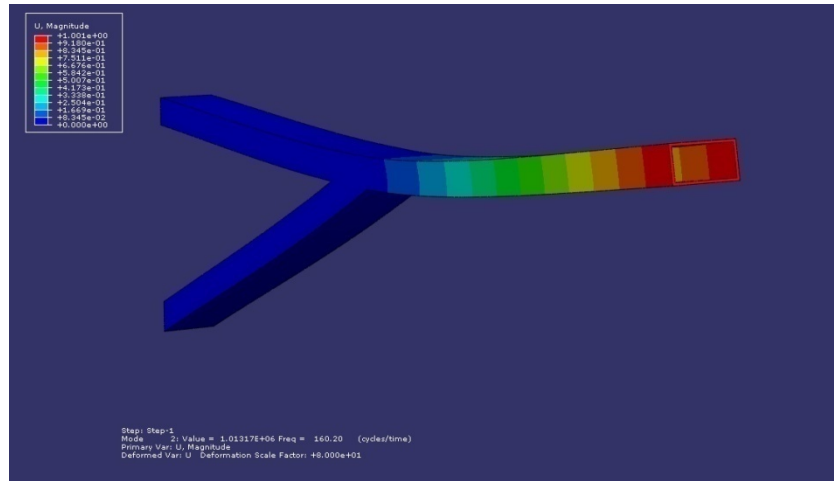


Şekil 2.43 : [20–90] kodlu modelde bağlı bölümün aksenal davranışı.

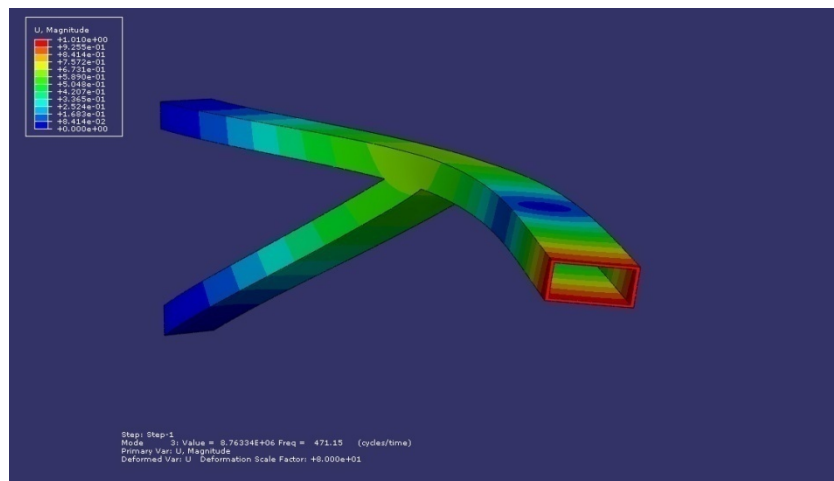
2.3.7 [40–30] kodlu modele ait analiz sonuçları



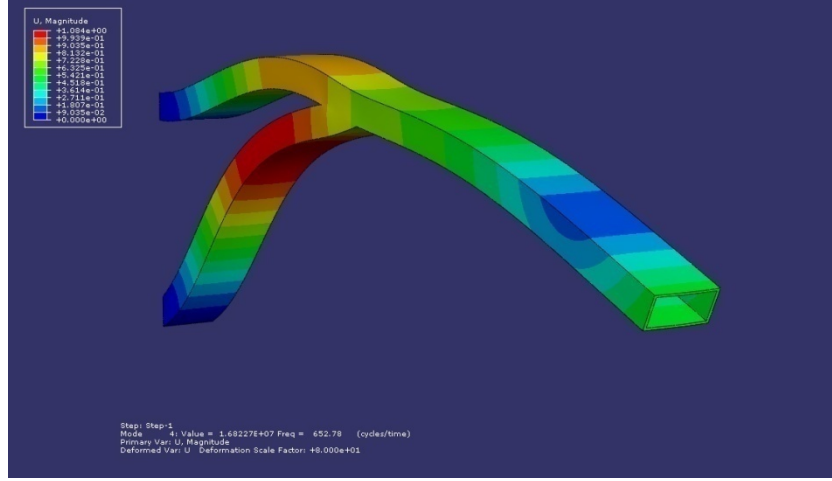
Şekil 2.44 : [40–30] kodlu model mod 1 ($f = 103,44$ Hz).



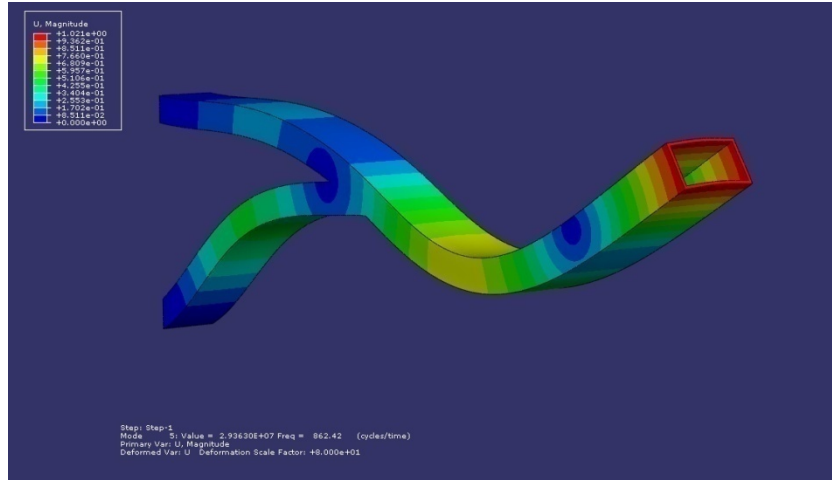
Şekil 2.45 : [40–30] kodlu model mod 2 ($f = 160,20$ Hz).



Şekil 2.46 : [40–30] kodlu model mod 3 ($f = 471,15$ Hz).



Şekil 2.47 : [40–30] kodlu model mod 4 ($f = 652,78$ Hz).



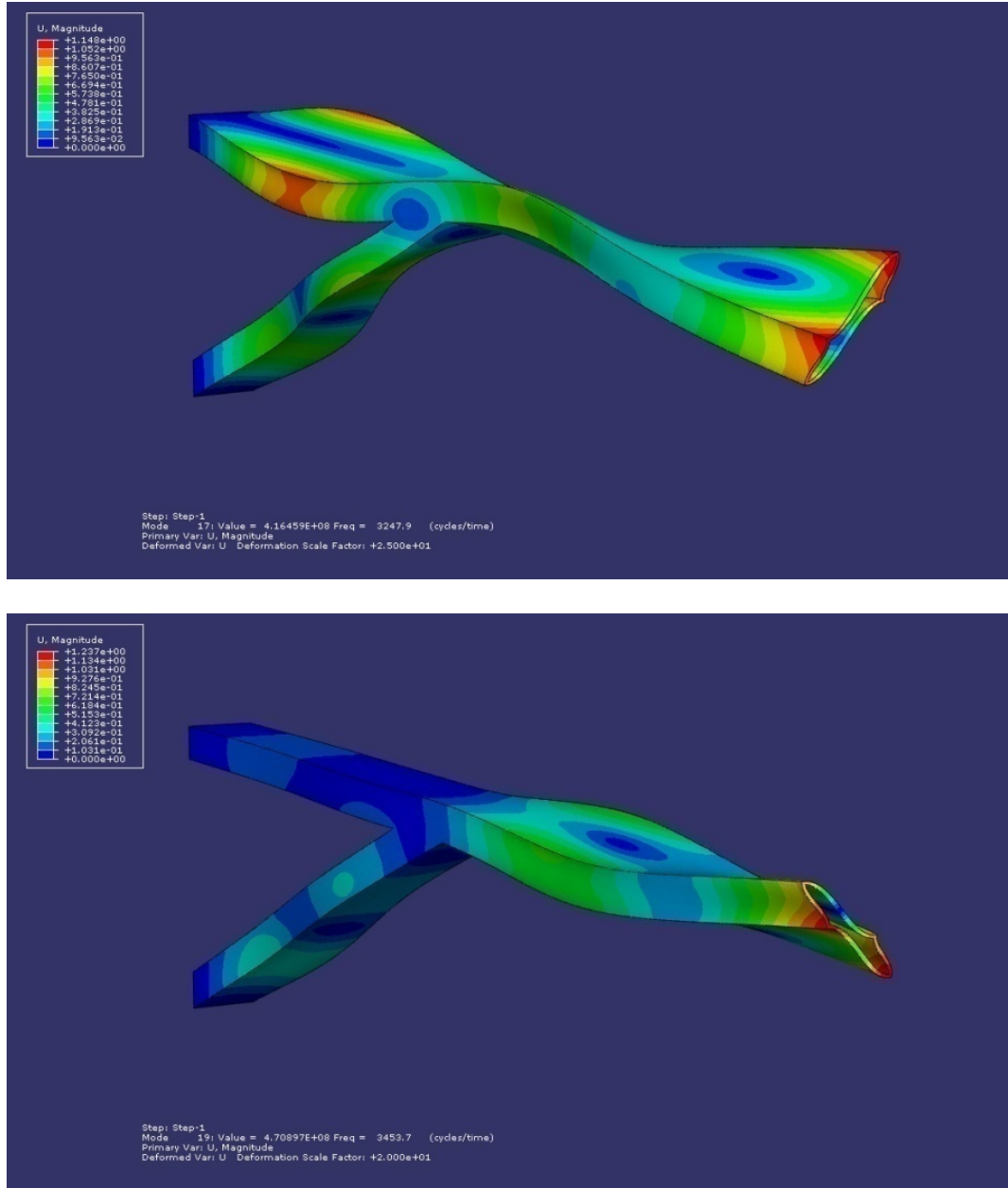
Şekil 2.48 : [40–30] kodlu model mod 5 ($f = 862,42$ Hz).

Çizelge 2.9 : [40–30] kodlu modelin doğal frekansları.

Mod No.	Doğal Frekans (Hz)
01	103,44
02	160,20
03	471,15
04	652,78
05	862,42
06	992,15
07	1191,20
08	1267,10
09	1606,60
10	1609,30

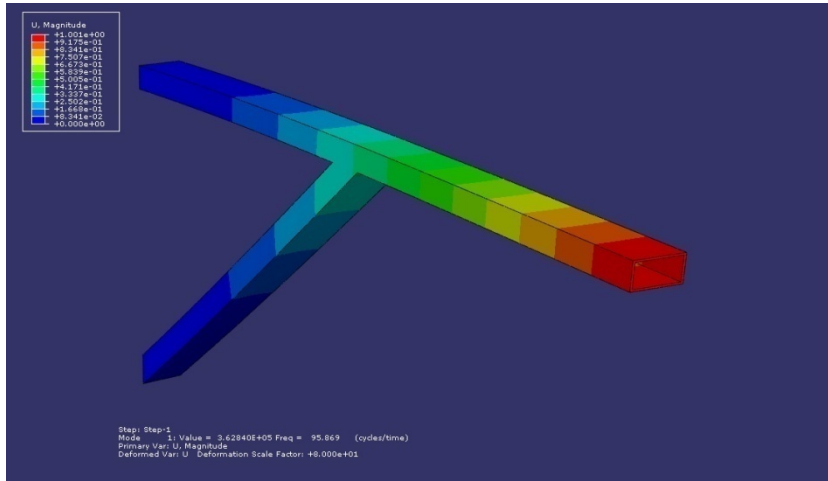
Mod No.	Doğal Frekans (Hz)
11	1980,70
12	2291,10
13	2314,20
14	2442,50
15	2798,00
16	2829,80
17	3247,90
18	3368,60
19	3453,70
20	3652,00

Bu model, destek profilinin en kısa olduğu model olup genellikle güverte açıklığının çok geniş olmadığı durumlarda tercih edildiği görülmüştür. İlk modlarda yatay ve düşey düzlemdeki basit eğilme titreşimleri ilerleyen modlarda burulma titreşimleri ile beraber kendisini göstermektedir. Belirgin bir eksenel modun gözlemlenmediği analizde, serbest ucun uzun olmasından dolayı yüksek modlarda serbest uçtaki kesit çarpılmalarının yüksek olduğu ortaya çıkmıştır. Aşağıdaki mod şekillerinde kesit çarpılmaları belirgin olarak görülebilmektedir.

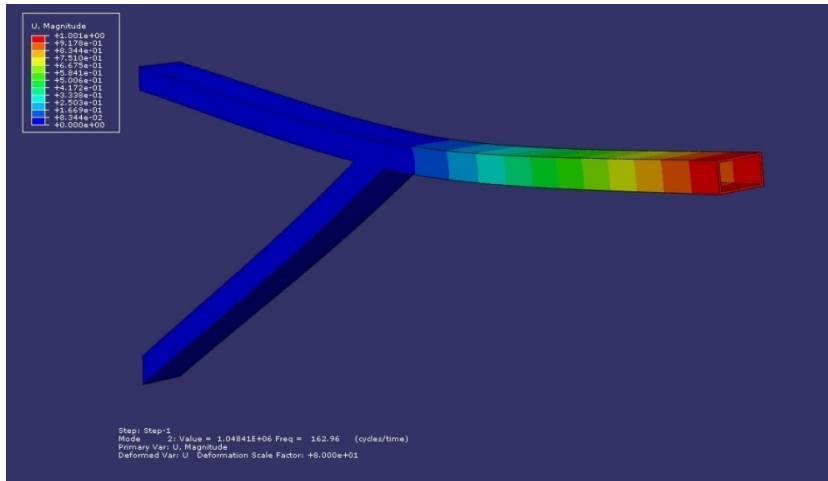


Şekil 2.49 : [40–30] kodlu modelde yüksek modlardaki kesit çarpılmaları.

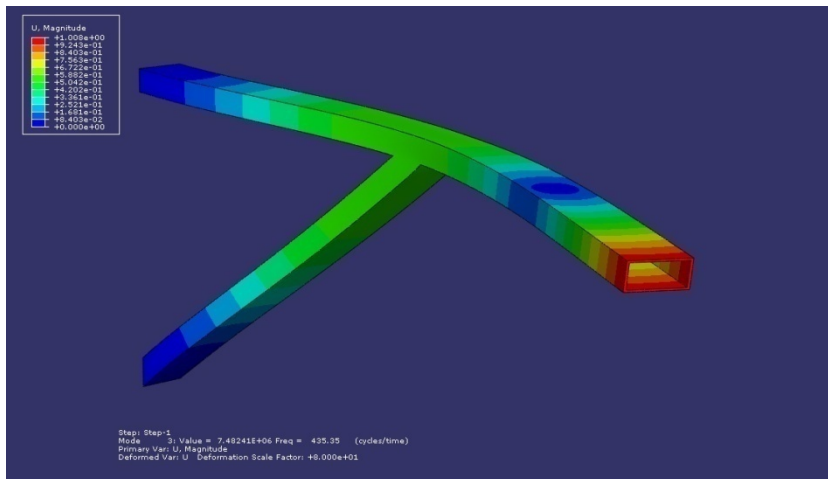
2.3.8 [40–45] kodlu modele ait analiz sonuçları



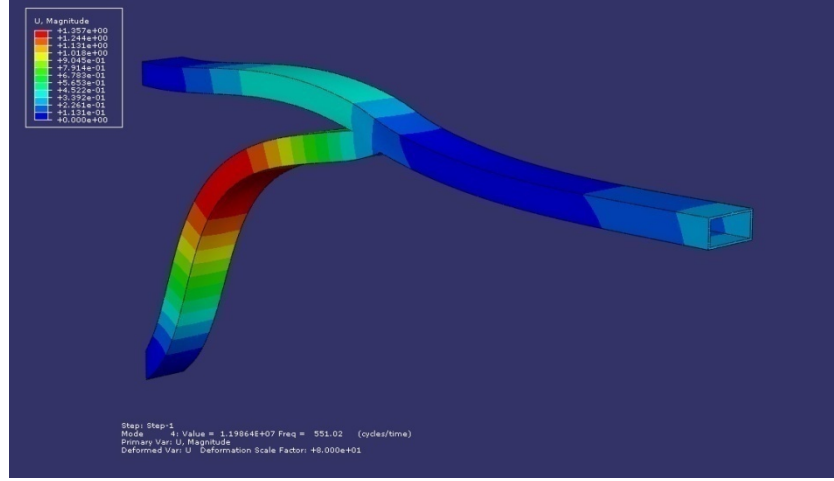
Şekil 2.50 : [40–45] kodlu model mod 1 ($f = 95,87$ Hz).



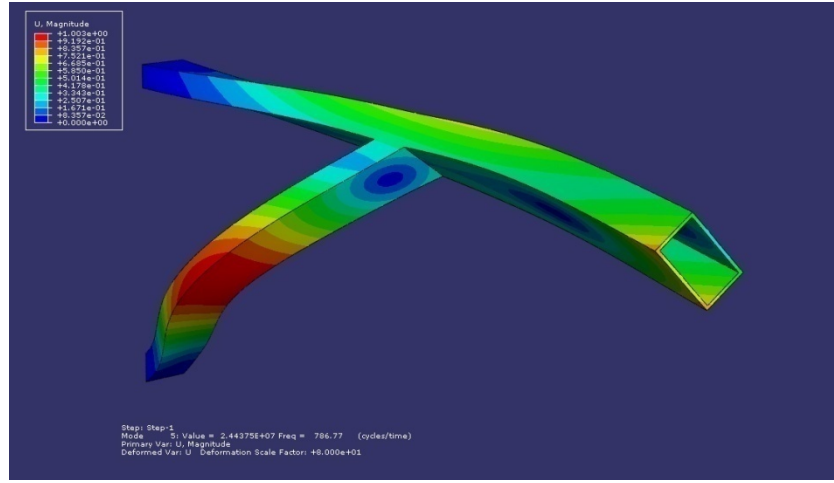
Şekil 2.51 : [40–45] kodlu model mod 2 ($f = 162,96$ Hz).



Şekil 2.52 : [40–45] kodlu model mod 3 ($f = 435,35$ Hz).



Şekil 2.53 : [40–45] kodlu model mod 4 ($f = 551,02$ Hz).



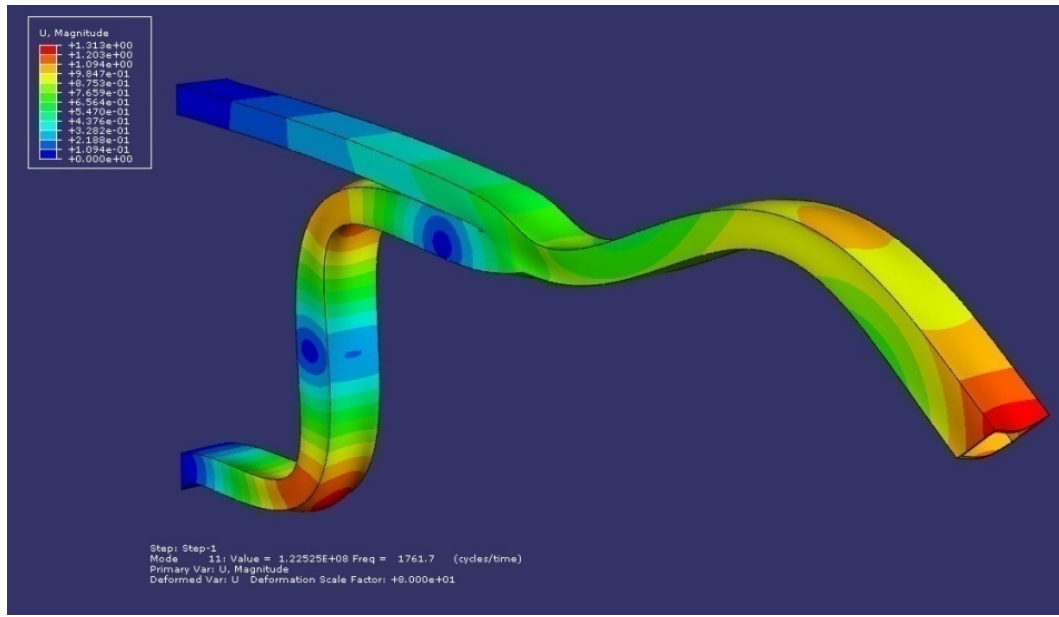
Şekil 2.54 : [40–45] kodlu model mod 5 ($f = 786,77$ Hz).

Çizelge 2.10 : [40–45] kodlu modelin doğal frekansları.

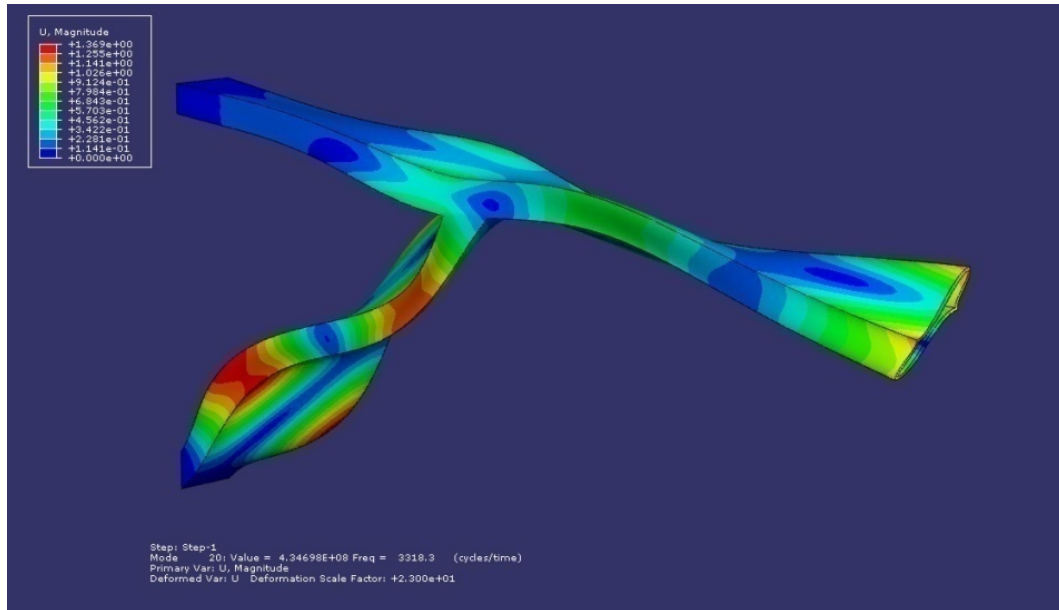
Mod No.	Doğal Frekans (Hz)
01	95,87
02	162,96
03	435,35
04	551,02
05	786,77
06	899,33
07	1010,10
08	1239,20
09	1417,00
10	1474,20

Mod No.	Doğal Frekans (Hz)
11	1761,70
12	1899,60
13	2017,30
14	2209,70
15	2481,80
16	2574,30
17	2823,20
18	2962,70
19	3254,90
20	3318,30

Destek profilinin daha uzun olmasından dolayı bu modelde, önceki modele nazaran eğilme ve burulma modlarının yanısıra daha belirgin uzama modları görülebilmektedir. Serbest ucun, uzun olmasından dolayı sadece rijit olarak yerdeğiştirdiği durumlar belirgin olarak tespit edilememiş olup bazı modlarda diğer modellerde de olduğu gibi ankastre mesnetten destek profilinin kaynaklı olduğu noktaya kadarki (bağlı) bölümün sadece aksenal modda titreştiği görülmüştür. Ayrıca yüksek modlardaki kesit çarpılmaları bu modelde de gözlemlenmiştir.

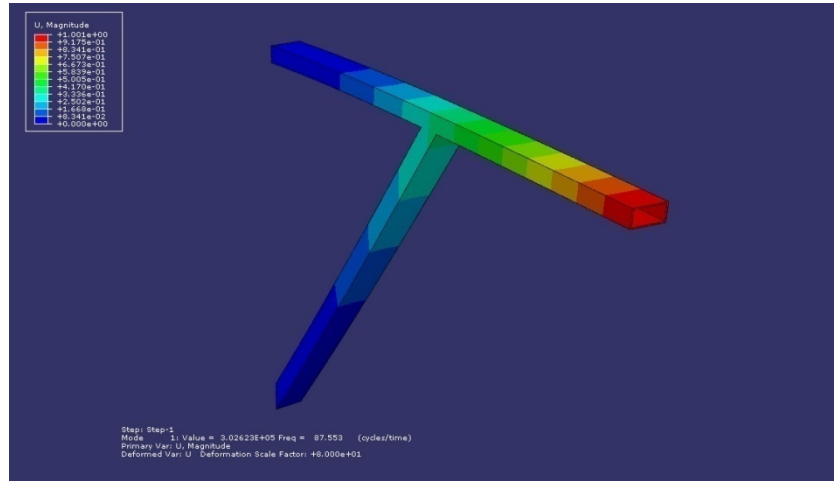


şekil 2.55 : [40–45] kodlu modelde bağlı bölümün aksenal davranışı.

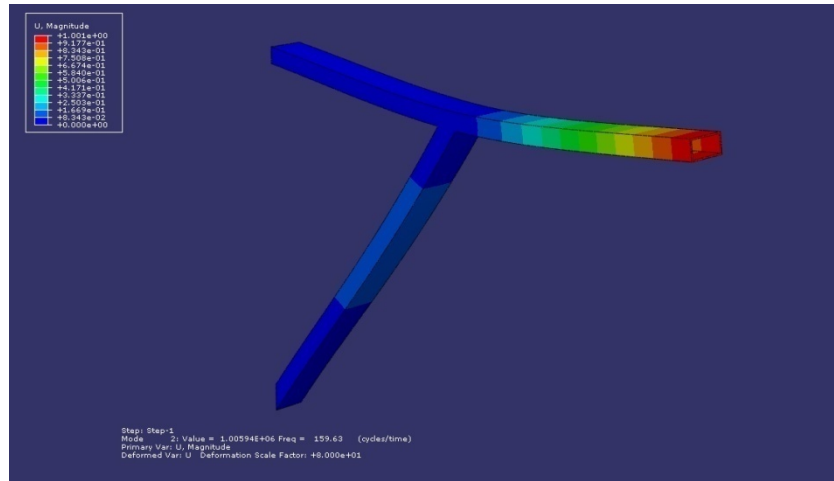


şekil 2.56 : [40–45] kodlu modelde yüksek modlardaki kesit çarpılmaları.

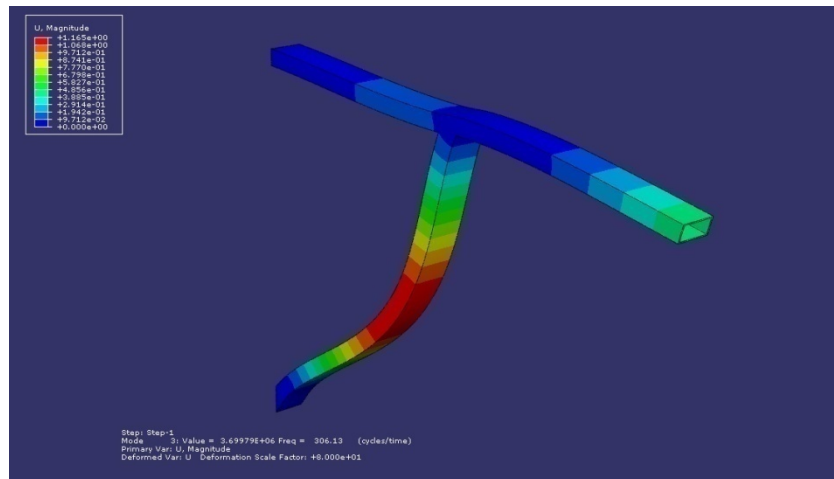
2.3.9 [40–60] kodlu modele ait analiz sonuçları



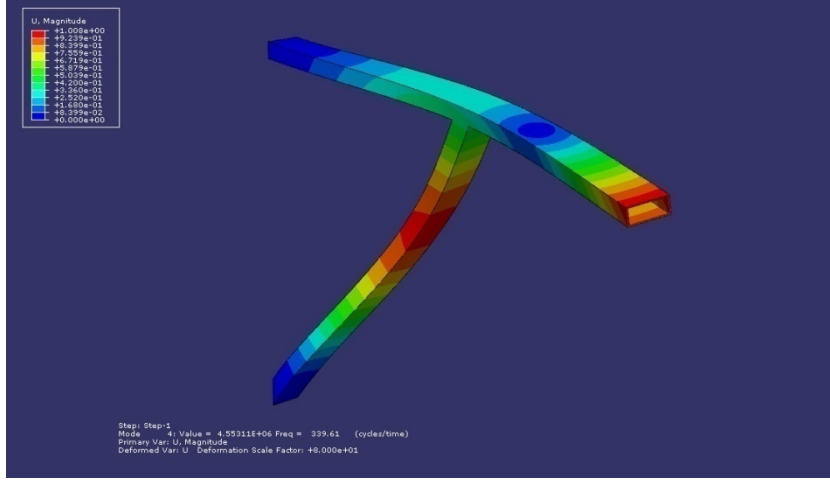
Şekil 2.57 : [40–60] kodlu model mod 1 ($f = 87,55$ Hz).



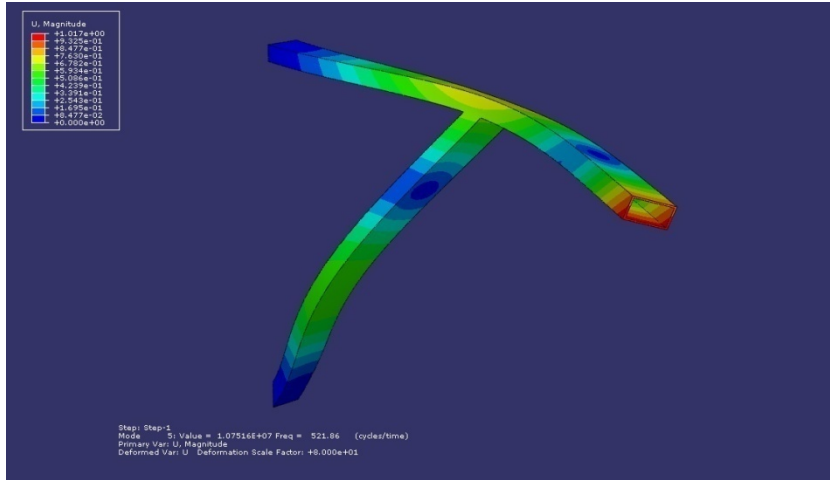
Şekil 2.58 : [40–60] kodlu model mod 2 ($f = 159,63$ Hz).



Şekil 2.59 : [40–60] kodlu model mod 3 ($f = 306,13$ Hz).



Şekil 2.60 : [40–60] kodlu model mod 4 ($f = 339,61$ Hz).



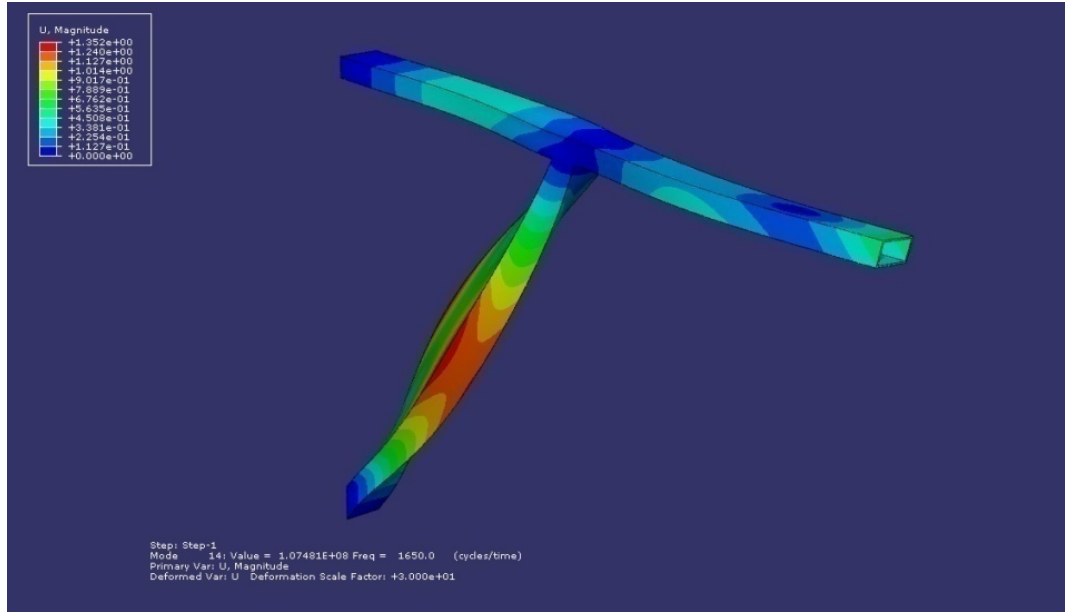
Şekil 2.61 : [40–60] kodlu model mod 5 ($f = 521,86$ Hz).

Çizelge 2.11 : [40–60] kodlu modelin doğal frekansları.

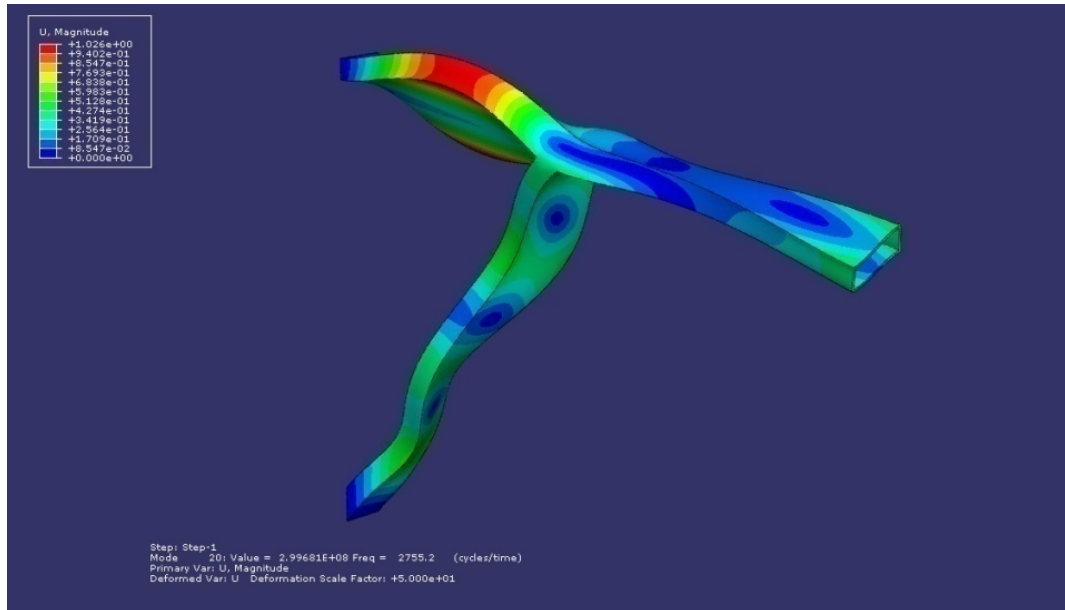
Mod No.	Doğal Frekans (Hz)
01	87,55
02	159,63
03	306,13
04	339,61
05	521,86
06	787,19
07	924,37
08	1027,60
09	1076,40
10	1280,40

Mod No.	Doğal Frekans (Hz)
11	1456,70
12	1480,70
13	1644,80
14	1650,00
15	1749,40
16	2108,30
17	2431,10
18	2456,40
19	2703,40
20	2755,20

Bu modelde de, ilk modlarda yatay ve düşey düzlemde eğilme titreşimleri görülmüş, ilerleyen modlarda ise eğilme ve burulmanın birarada görüldüğü davranışlar gözlemlenmiştir. Destek profilinin uzunluğundan dolayı bu modelde, serbest veya bağlı ucun sadece aksenal davranış sergilediği modlara rastlanmamıştır. Sadece bir modda destek profilinin burulma modunda ana kirişin çok az titreştiği belirlenmiştir. Bu durum Şekil 2.62’de gösterilmiştir. Diğer modellerde de olduğu gibi bu modelde de yüksek modlarda kesit çarpımları gözlemlenmiştir.

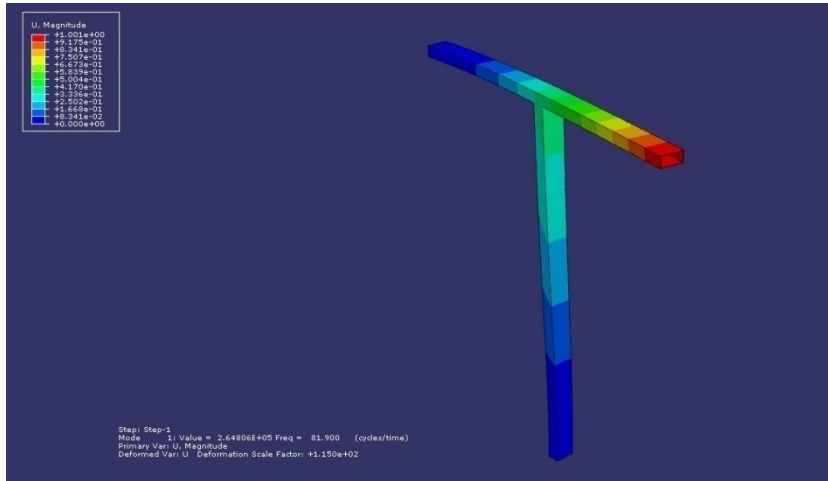


Şekil 2.62 : [40–60] kodlu modelde ana kirişin davranışı.

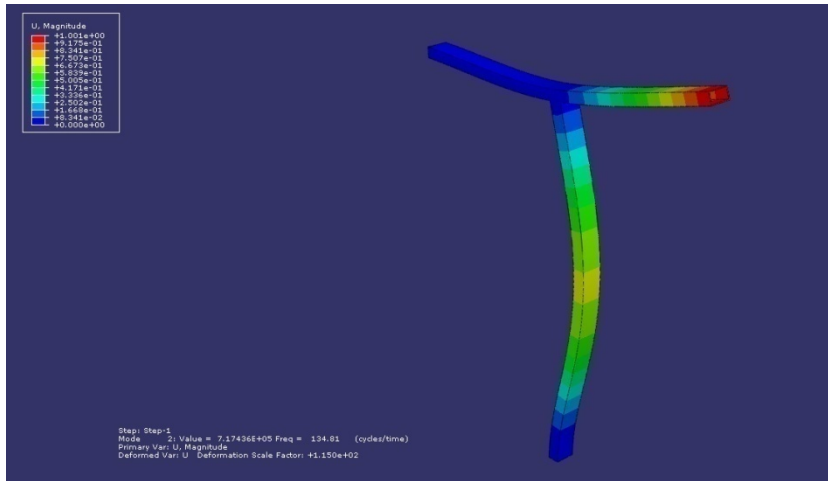


Şekil 2.63 : [40–60] kodlu modelde yüksek modlardaki kesit çarpımları.

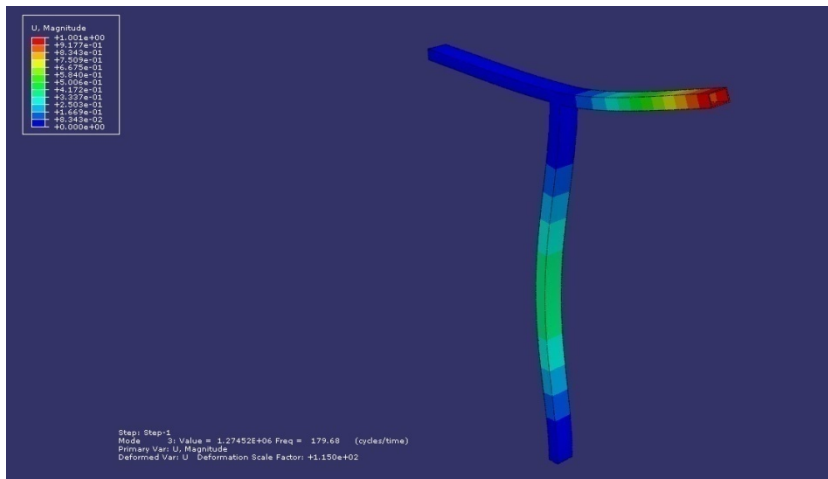
2.3.10 [40–90] kodlu modele ait analiz sonuçları



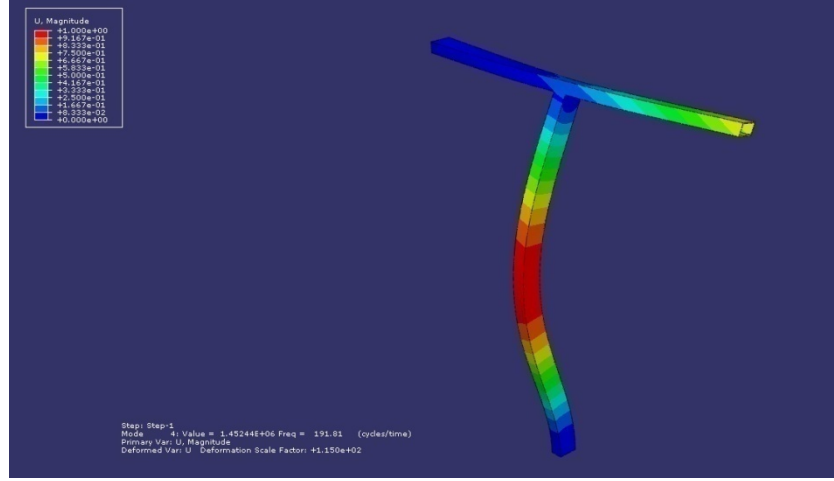
Şekil 2.64 : [40–90] kodlu model mod 1 ($f = 81,90$ Hz).



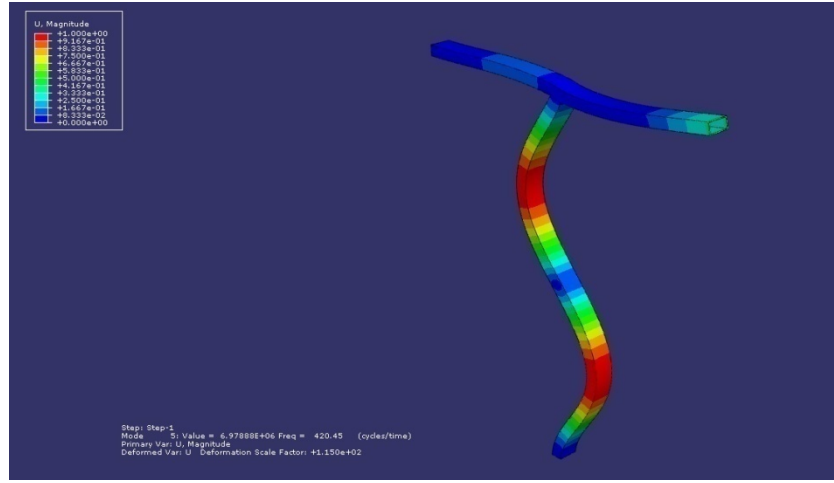
Şekil 2.65 : [40–90] kodlu model mod 2 ($f = 134,81$ Hz).



Şekil 2.66 : [40–90] kodlu model mod 3 ($f = 179,68$ Hz).



Şekil 2.67 : [40–90] kodlu model mod 4 ($f = 191,81$ Hz).



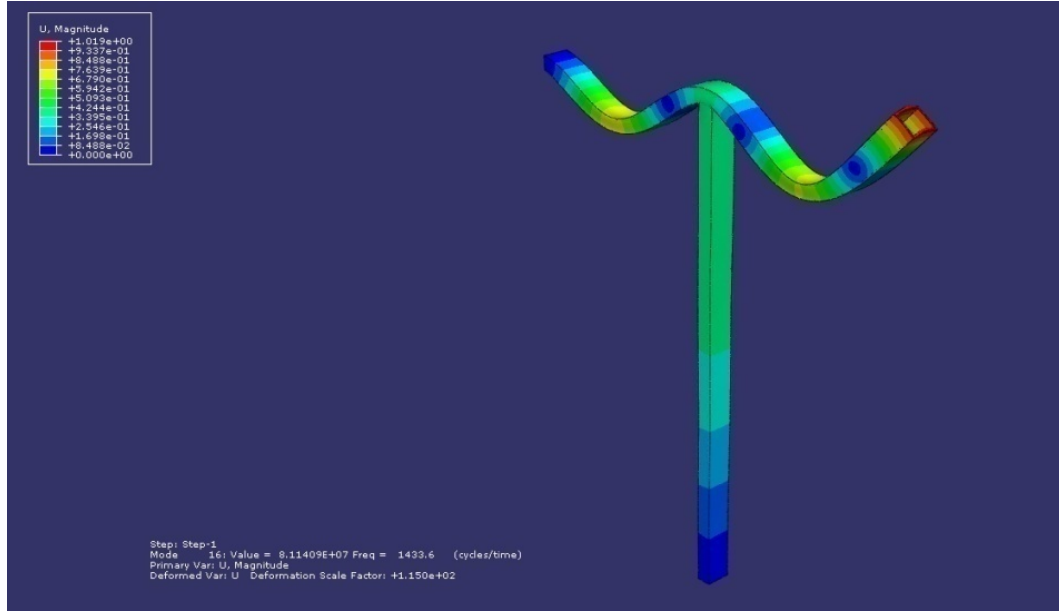
Şekil 2.68 : [40–90] kodlu model mod 5 ($f = 420,45$ Hz).

Çizelge 2.12 : [40–90] kodlu modelin doğal frekansları.

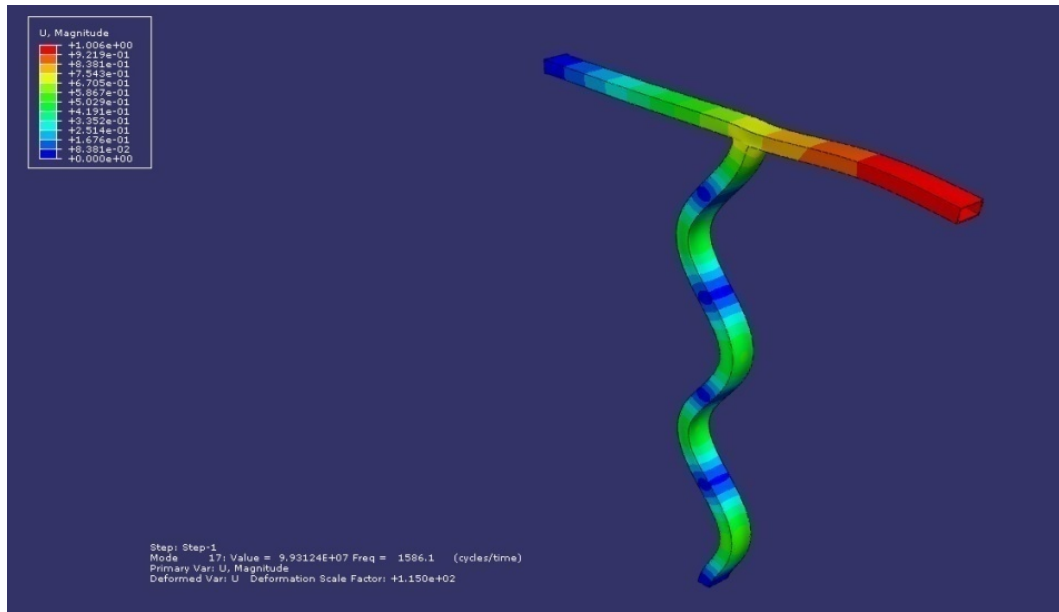
Mod No.	Doğal Frekans (Hz)
01	81,90
02	134,81
03	179,68
04	191,81
05	420,45
06	429,27
07	626,48
08	790,89
09	856,13
10	992,17

Mod No.	Doğal Frekans (Hz)
11	1109,10
12	1115,10
13	1301,30
14	1354,80
15	1416,50
16	1433,60
17	1586,10
18	1886,70
19	1928,40
20	2212,00

Yapısal benzerlikten ötürü [00–90] ve [20–90] modelleriyle benzer davranışları gösteren bu modelde, yüksek modlarda ana kirişin ve destek profilinin eğilme, burulma ve uzama modları birarada gözlemlenmiştir. Modelin bazı modlarında ankastre mesnetten destek profilinin kaynaklı olduğu noktaya kadarki (bağlı) bölüm, bazı modlarında ise destek profilinin sadece aksel davranış gösterdiği gözlemlenmiştir. Bu modlar aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 2.69 : [40–90] kodlu modelde sadece destek profilinin aksel modu.



Şekil 2.70 : [40–90] kodlu modelde sadece bağlı bölümün aksel modu.

2.3.11 Tüm modellerin sonlu eleman analizi sonuçları

Mod şekillerine bakıldığında [00–00] kodlu desteksiz model hariç tüm modellerin ilk modlarının yanal (düzlem dışı), ikinci modlarının ise düşey eğilme titreşimi modu olduğu gözlenmiştir. Bu da destek elemanlarının düşey eğilme modundan önce daha düşük frekansta yanal eğilme modlarını meydana getirdiğini ortaya koymuştur. Ayrıca destek profillerinin yüksek modlarda desteksiz yapılara göre belirgin bir frekans düşüşüne neden olduğu belirlenmiştir. Çizelge 2.13’de tüm modellerin sonlu eleman yöntemiyle hesaplanan ilk 20 modu belirtilmiştir.

Çizelge 2.13 : Tüm modellerin sonlu eleman yöntemiyle hesaplanmış doğal frekansları.

Mod No.	Doğal Frekanslar (Hz)									
	[00–00]	[00–90]	[20–30]	[20–45]	[20–60]	[20–90]	[40–30]	[40–45]	[40–60]	[40–90]
1	55,06	67,16	94,41	84,02	71,80	74,45	103,44	95,87	87,55	81,90
2	82,35	137,63	319,84	240,89	130,94	141,45	160,20	162,96	159,63	134,81
3	334,92	219,16	429,54	357,35	192,23	210,47	471,15	435,35	306,13	179,68
4	497,64	280,59	481,04	436,51	339,09	357,79	652,78	551,02	339,61	191,81
5	822,87	415,85	547,64	522,99	464,31	477,50	862,42	786,77	521,86	420,45
6	896,03	430,24	599,13	538,55	494,62	497,72	992,15	899,33	787,19	429,27
7	1321,90	644,37	909,58	740,55	545,26	586,27	1191,20	1010,10	924,37	626,48
8	1617,90	747,61	1221,90	959,73	555,76	602,66	1267,10	1239,20	1027,60	790,89
9	1647,30	829,11	1274,50	1059,90	744,66	820,87	1606,60	1417,00	1076,40	856,13
10	2342,80	1047,20	1303,60	1261,80	1002,50	1040,70	1609,30	1474,20	1280,40	992,17
11	2420,80	1102,80	1625,50	1464,20	1003,10	1086,20	1980,70	1761,70	1456,70	1109,10
12	2514,90	1137,80	1768,90	1504,80	1092,60	1148,80	2291,10	1899,60	1480,70	1115,10
13	3254,10	1247,80	1887,50	1616,50	1205,40	1272,90	2314,20	2017,30	1644,80	1301,30
14	3418,40	1327,70	2002,40	1638,20	1306,40	1323,10	2442,50	2209,70	1650,00	1354,80
15	3640,00	1437,80	2153,00	1677,80	1466,70	1497,00	2798,00	2481,80	1749,40	1416,50
16	3709,00	1549,40	2381,40	2181,00	1558,30	1570,90	2829,80	2574,30	2108,30	1433,60
17	3874,20	1597,70	2437,50	2266,10	1559,90	1660,50	3247,90	2823,20	2431,10	1586,10
18	4030,80	1940,50	2650,30	2396,10	1835,40	1947,70	3368,60	2962,70	2456,40	1886,70
19	4131,70	1956,80	3047,10	2494,60	1962,40	2024,90	3453,70	3254,90	2703,40	1928,40
20	4283,80	2108,40	3138,70	2592,90	2113,20	2198,30	3652,00	3318,30	2755,20	2212,00

2.4 Kırılmaç Modellerinin Deneyisel Modal Analiz Yöntemiyle İncelenmesi

Tez çalışmasının bu bölümünde, bir önceki bölümde sonlu eleman analizi yöntemiyle incelenen kırılmaç modellerinin deneyisel modal analiz yöntemiyle doğal frekansları ve mod şekilleri tespit edilmiştir.

Deneyisel modal analiz genel olarak, incelenecek yapının, bir ikaz sistemiyle ikaz edilerek, yapı üzerindeki ivmeölçerlerden elde edilen ivme (cevap) değerleri ile ikaz sistemindeki kuvvet sensöründen elde edilen kuvvet (ikaz) sinyalinin birbirine oranı olarak tanımlanan frekans cevabı fonksiyonlarının (FRF – Frequency Response Function) oluşturulması ve bu fonksiyonlar yardımıyla sistemin doğal frekans, sönüm ve mod şekillerinin belirlenmesidir.

Deneyisel modal analizde incelenecek olan yapı çeşitli şekillerde ikaz edilebilir. İkaz etme, bir sarsıcı sistem veya darbe çekici yardımıyla yapılabilmektedir. İkaz edilen sistem üzerine yerleştirilmiş olan ivmeölçerler yardımıyla ise sistemin cevabı ölçülür.

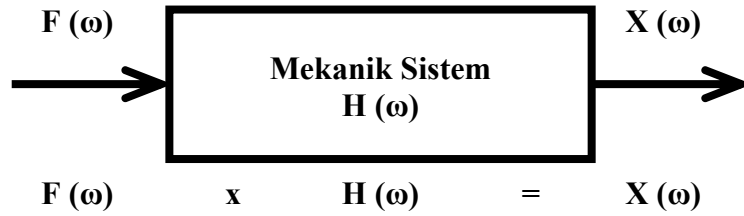
Deneyisel modal analizde genel olarak iki ana teknik kullanılır. İvmeölçerin sabit bir noktaya yerleştirilip, diğer noktaların darbe çekici ile ikaz edilmesine “Gezici Çekiç Darbe Testi” adı verilmekte olup uygulanabilme kolaylığı açısından en çok kullanılan deneyisel modal analiz tekniği budur. Yapının sabit noktadan bir sarsıcı ile sürekli ikaz edilerek, yapı üzerine yerleştirilmiş çok sayıdaki ivmeölçerden cevap alınması tekniği ise “Sarsıcı Testi” olarak adlandırılır. Bu çalışmada kırılmaç modellerinin deneyisel modal analizinde “Gezici Çekiç Darbe Testi” tekniği kullanılmıştır.

Gerek darbe çekici testi gerekse sarsıcı testinde, darbe çekicinin ve sarsıcının ucuna yerleştirilmiş olan bir kuvvet sensöründen uygulanan kuvvet değeri ölçülür. Kullanılan tekniğe göre yapı üzerine yerleştirilmiş bir ya da birden çok ivmeölçer yardımıyla ise sistemin cevabı elde edilir. Zaman kümesinde (time domain) elde edilen bu kuvvet ve ivme değerleri bir FFT analizörü (Fourier dönüşümü) yardımıyla frekans kümesine (frequency domain) dönüştürülür. Doğal olarak bu tür bir analiz için biri kuvvet (giriş sinyali) diğeri de ivme (çıkış sinyali) değerlerini dönüştürmesi için en az iki kanallı FFT analizörü kullanılması gerekmektedir. Daha önce de belirtildiği gibi cevap sinyalinin Fourier dönüşümünün (ivme, hız, yerdeğiştirme) kuvvet sinyalinin Fourier dönüşümüne oranı “Frekans Cevabı Fonksiyonu” olarak

tanımlanmaktadır. Şekil 2.71’de bir frekans cevabı fonksiyonu blok diyagramı gösterilmektedir. Frekans cevabı fonksiyonları, çıkış (cevap) sinyalinin cinsine göre çeşitli isimler almaktadır. Bunlar,

- Dinamik Kompliyans (Yerdeğiştirme / Kuvvet)
- Dinamik Rijitlik (Kuvvet / Yerdeğiştirme)
- Mobilite (Hız / Kuvvet)
- Reseptans (İvme / Kuvvet)
- Empedans (Kuvvet / Hız)

olarak tanımlanmaktadır.



Şekil 2.71 : Frekans cevabı fonksiyonu blok diyagramı.

FFT analizörü yardımıyla elde edilen frekans cevabı fonksiyonlarının bir modal analiz yazılımı kullanılarak analiz edilmesiyle incelenen mekanik sistemin doğal frekansları, sönüm oranları ve mod şekilleri belirlenir.

2.4.1 Deney düzeneği

Kırlangıç modellerinin deneysel modal analizinin gerçekleştirilmesinde kullanılan deney düzeneği,

- 1) Deney Standı
- 2) Gemi Üstyapı Modeli
- 3) Mesnetleme
- 4) İncelenecek Modeller
- 5) Darbe Çekici
- 6) Tek Eksenli İvmeölçer
- 7) FFT Analizörü
- 8) Modal Analiz Yazılımı

olarak belirtilen bileşenlerden oluşmaktadır.

2.4.1.1 Deney standı

Yapıların dinamik davranışları incelenirken, bu yapıların çevreden izole edilmesi gerekmektedir. Bu nedenle, deney düzeneğinin, titreşim yutucu lastik takozlarla zeminden izole edilmiş büyük bir kütle üzerine kurulması gerekmektedir. Kütlenin büyüklüğü, doğal frekansının düşük olmasından ötürü, çalışma bölgesinde rezonansa girmemesi açısından önemlidir.

2.4.1.2 Gemi üstyapı modeli

Bilindiği üzere gemilerde bulunan kırlangıç yapıları, geminin, üstyapı adı verilen ve yaşam alanları ile köprüüstünün bulunduğu bölümlere bağlıdır. Deneysel olarak incelenecek olan kırlangıç yapılarının da deney standı üzerinde bağlanabilmesi için gemideki üstyapıya benzer bir yapı gerekmektedir. Şekil 2.72’de deney standı ve üstyapı modeli monte edilmiş olarak görülmektedir. Tüm kırlangıç modellerinin kolayca bağlanabilmesi için üstyapı üzerine modellere uygun M10 vidalı delikler açılmıştır.



Şekil 2.72 : Deney standı ve üstyapı modeli.

2.4.1.3 Mesnetleme

Sistemin olabildiğince rijit olması açısından deney standı ile üstyapının bağlantısı 12 adet M16 civata ile gerçekleştirilmiştir. Şekil 2.73’de deney standı ve üstyapı modeli bağlantısı görülmektedir. Kırlangıç modellerinin bağlanabilmesi için üstyapı üzerine açılmış vidalı deliklere karşılık gelen 100x100 mm boyutundaki plakalar ve M10

civatalar kullanılarak profiller üstyapıya ankastre olarak mesnetlenmektedir. Şekil 2.74’de üstyapı ile profil bağlantıları gösterilmektedir.



Şekil 2.73 : Deney standı ile üstyapı modeli bağlantısı.



Şekil 2.74 : Üstyapı ile profil bağlantıları.

2.4.1.4 İncelenecek modeller

Çizelge 2.1 ve Şekil 2.3’de belirtilen tüm kırangıç modelleri deneysel modal analiz için ayrı ayrı hazırlanmıştır. Sonlu eleman analizinde olduğu gibi deneysel modal analizde de kırangıç yapıları ve destek elemanları, 50x30 mm dikdörtgen kesitli, 2 mm et kalınlıklı, içi boş basit karbonlu çelik profillerle hazırlanmıştır. Şekil 2.75’de deney için hazırlanan [20–45] kodlu kırangıç modeli gösterilmiştir. Tüm kırangıç modellerinin resimleri Ek A’da verilmiştir.



Şekil 2.75 : Kırangıç deney modeli.

2.4.1.5 Darbe çekici

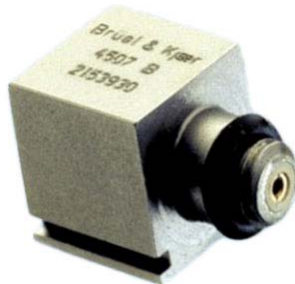
Deney yapılarının ikaz edilmesi ve darbe kuvvetinin ölçülmesi için B&K firması tarafından üretilen 8206 kodlu darbe çekici kullanılmıştır. Bu darbe çekici genel olarak küçük ve orta büyüklükteki yapıların ikaz edilmesi için tasarlanmıştır. 22.7 mV/N hassasiyetinde olan bu çekiç ayrıca yapısındaki ivme kompanzasyonundan dolayı çıkış sinyalindeki istenmeyen gürültüleri yok etme özelliğine sahiptir. Çekiç, alt ucunda bulunan BNC konnektör ile iki ucu BNC konnektörlü bir kablo yardımıyla FFT analizörüne kolayca bağlanabilmektedir.



Şekil 2.76 : Darbe çekici.

2.4.1.6 Tek eksenli ivmeölçer

Deney yapılarının cevabının ölçülebilmesi için B&K firması tarafından üretilen 4507B kodlu tek eksenli ivmeölçer kullanılmıştır. 100 mV/g hassasiyetindeki bu ivmeölçer yüksek hassasiyeti, düşük kütlesi ve küçük boyutlarından ötürü modal analiz için ideal bir üründür. Kablo konnektörü, ana ölçüm eksenine dik olan bu ivmeölçer, düşük kütleli titanyum muhafazasının içinde bir DeltaTron önyükseltici barındırmaktadır. Ayrıca TEDS özelliği sayesinde aynı özelliğe sahip bir analizöre bağlandığında seri numarası, hassasiyet, kütle gibi ivmeölçere ait değerler otomatik olarak analizöre yüklenmektedir. Çizelge 2.14’de ivmeölçere ait birkaç teknik özellik verilmiştir.



Şekil 2.77 : Tek eksenli ivmeölçer.

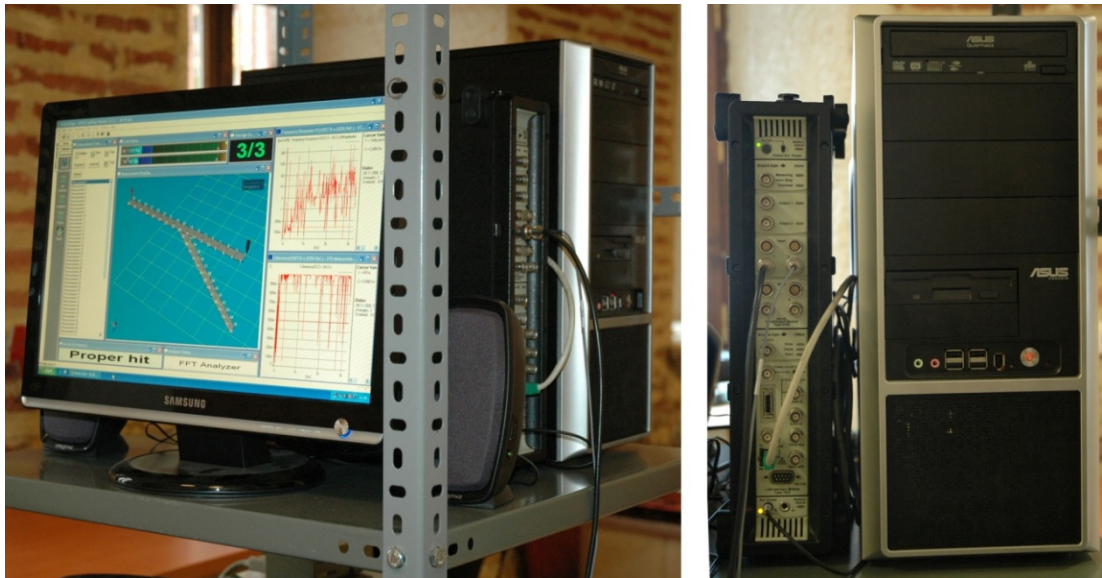
Çizelge 2.14 : Tek eksenli ivmeölçerin teknik özellikleri.

Frekans Aralığı	0.3 – 6000 Hz
Çalışma Sıcaklığı	-54 – 121 C
Ağırlık	4.8 gr
Hassasiyet	100 mV/g
Maksimum Çalışma Seviyesi	70g
Bağlantı Tipi	10-32 UNF
Rezonans Frekansı	18 kHz
TEDS ve Dahili Önyükseltici	Var

2.4.1.7 FFT analizörü

Darbe çekicinin kuvvet sensörü ile tek eksenli ivmeölçerin bağlanacağı analizör için sensörlerle uyumlu olması açısından yine B&K (Brüel & Kjær) firmasına ait PULSE adlı FFT analizörü tercih edilmiştir.

Normal olarak biri kuvvet (giriş) diğeri de ivme (çıkış) sinyalini kaydetmek üzere iki kanallı bir analizör yeterli olmasına rağmen bu deneyde laboratuvarımızda bulunan 5 kanallı PULSE analizörü kullanılmıştır. Şekil 2.78’de analizör ve bağlı olduğu bilgisayar gösterilmektedir.



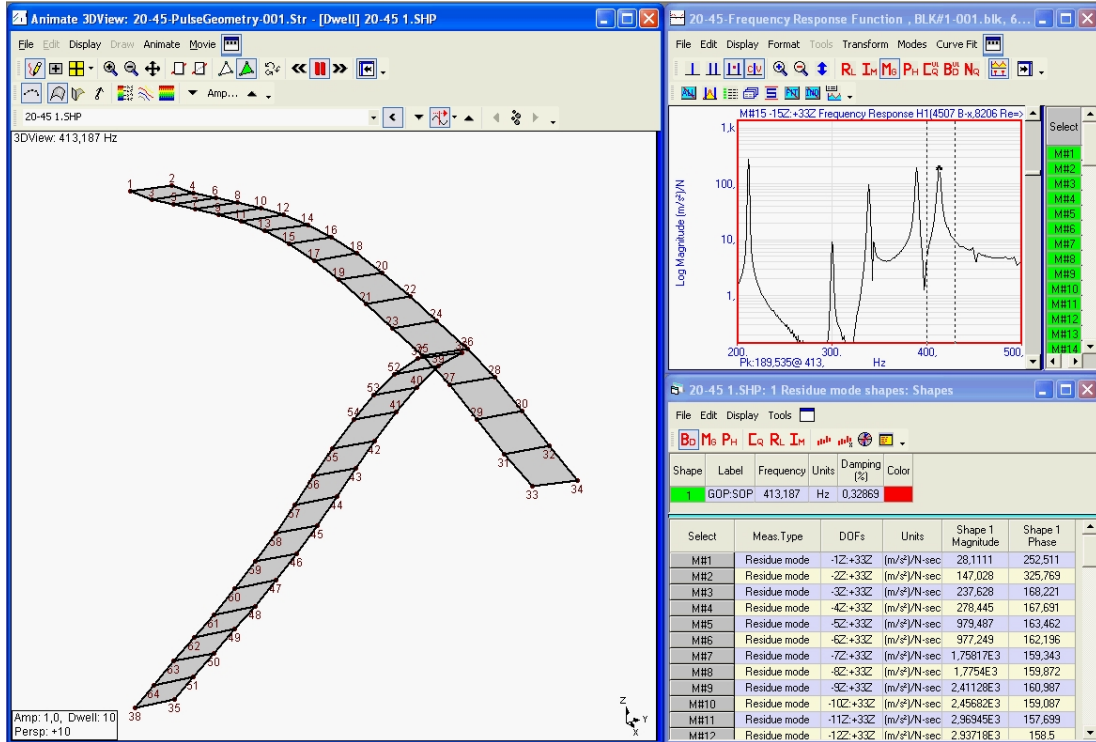
Şekil 2.78 : FFT analizörü ve ölçüm düzeneği.

Analizörün en önemli özelliği, hiçbir koşullandırıcı (conditioner) ve konnektör bloğuna ihtiyaç duymadan, darbe çekicinin ve ivmeölçerin doğrudan BNC

konnektörlerle cihaza bağlanabilmesidir. Böylece analizör ile sensörler arasında başka hiçbir cihaz yer almamaktadır. Ayrıca analizör doğrudan yerel ağ (ethernet) kablosu ile bilgisayara bağlanmakta ve veri transferi bu şekilde sağlanmaktadır. Sistemde ayrıca bir veri toplama kartına gereksinim duyulmamaktadır. Bu deneyde PULSE analizörünün tercih edilmesinin bir diğer sebebi de, analizörün, bir sonraki kısımda anlatılan ve modal analizin gerçekleştirildiği ME'scopeVES yazılımına doğrudan frekans cevabı fonksiyonlarını aktarabilmesidir. Bu şekilde, veri toplama sistemiyle modal analiz yazılımı arasında hatasız veri aktarımı sağlanmaktadır.

2.4.1.8 Modal analiz yazılımı

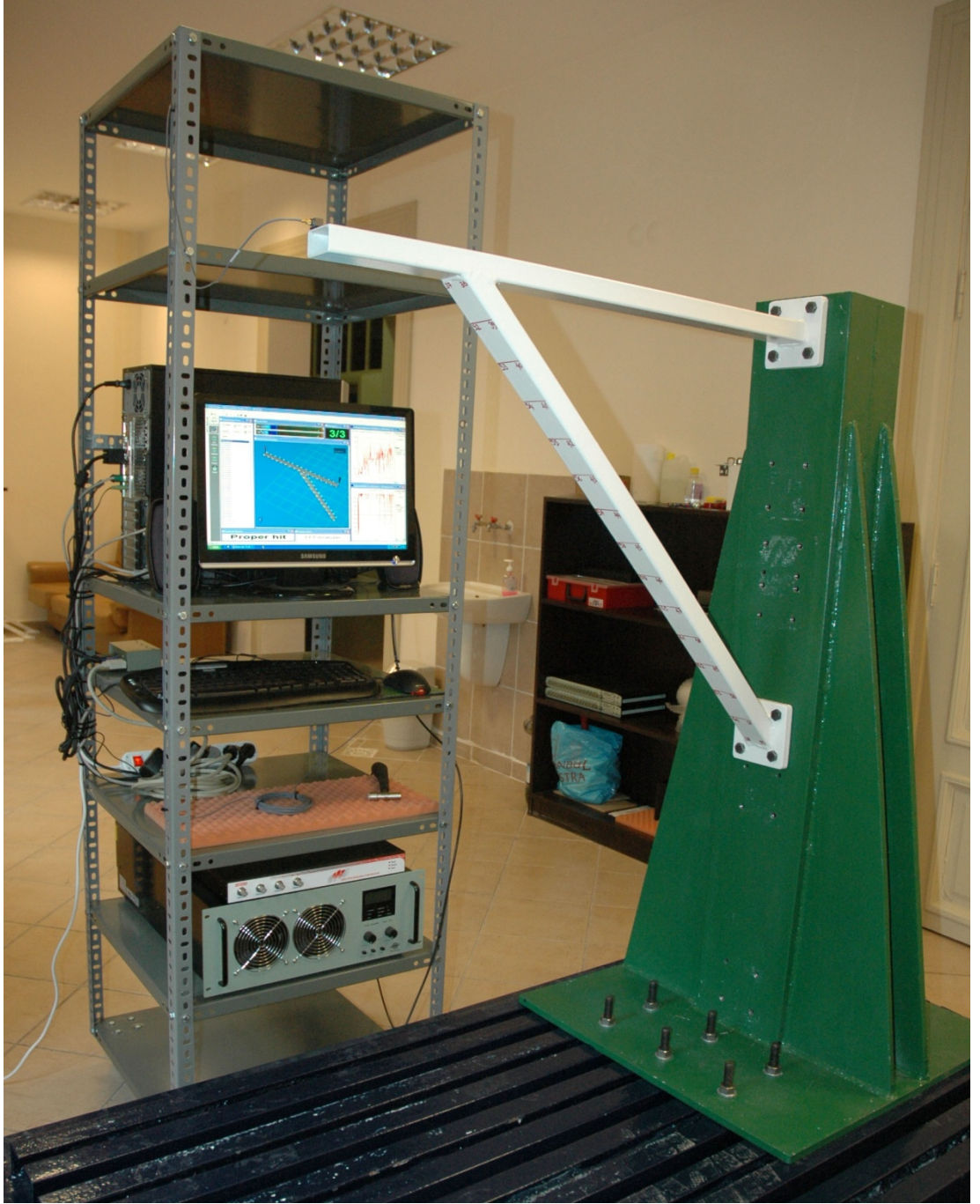
Modal analiz yazılımı olarak ME'scopeVES yazılımı tercih edilmiştir. Analizörle ilgili verilen bilgilerde de belirtildiği gibi yazılımın en önemli özelliği veri toplama sistemi (PULSE) ile doğrudan uyumlu olmasıdır. PULSE sisteminde hazırlanmış deney geometrisi ve ölçülen frekans cevabı fonksiyonları, eşleştirilmiş şekilde doğrudan bu yazılıma eksiksiz olarak aktarılabilmektedir. Verilerin aktarılmasından sonra yazılım içerisindeki modal analiz fonksiyonları kullanılarak, frekans cevabı fonksiyonları üzerinden doğal frekans, sönüm oranı ve mod şekillerinin tespiti gerçekleştirilmektedir. Şekil 2.79'da yazılımın içerisindeki örnek bir modal analiz ekranı gösterilmektedir.



Şekil 2.79 : Modal analiz yazılımı.

2.4.2 Deneyin hazırlanışı

Deneylerin gerçekleştirilmesinde, deney parçalarının hazırlanması kadar deneye yardımcı olan yazılım ve donanımların da hazırlanması büyük önem taşımaktadır. Deney sisteminin hazırlanışı, yazılımların ve parçaların hazırlanması olarak iki ayrı bölümde anlatılmıştır. Şekil 2.80’de tüm deneyin gerçekleştirildiği ölçüm sistemi gösterilmektedir. Bu şekilde hazırlanan ölçüm sisteminde, ölçümü yapan kişi aynı zamanda monitörden deney sürecini rahatlıkla takip edebilmektedir.



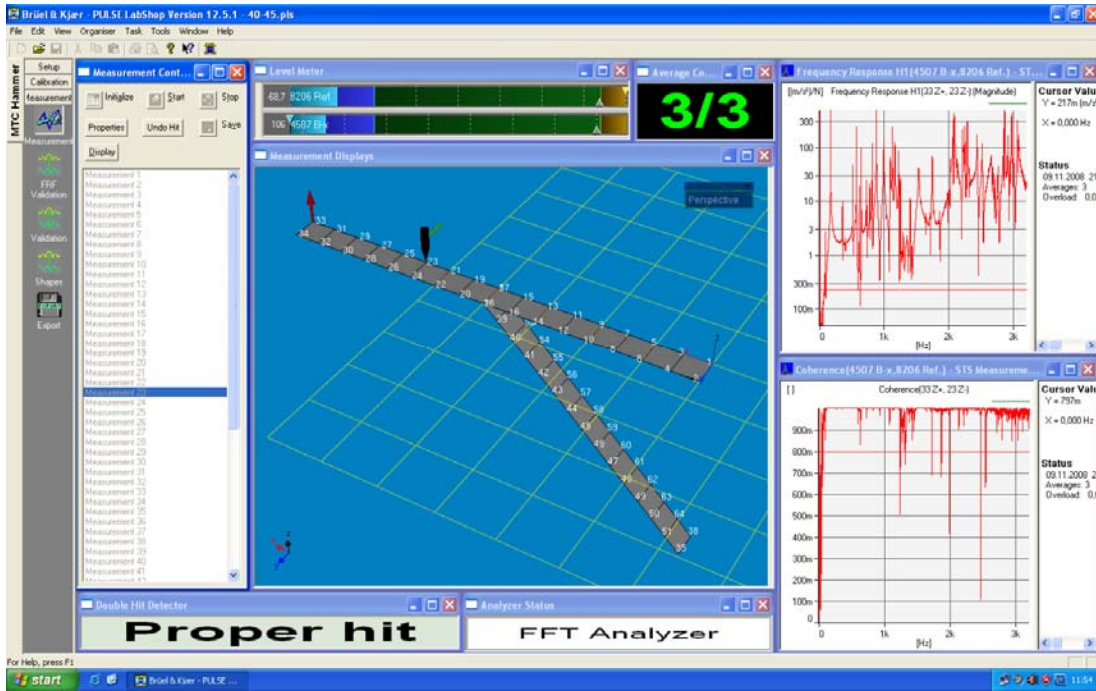
Şekil 2.80 : Ölçüm sistemi.

2.4.2.1 Deney yazılımlarının hazırlanışı

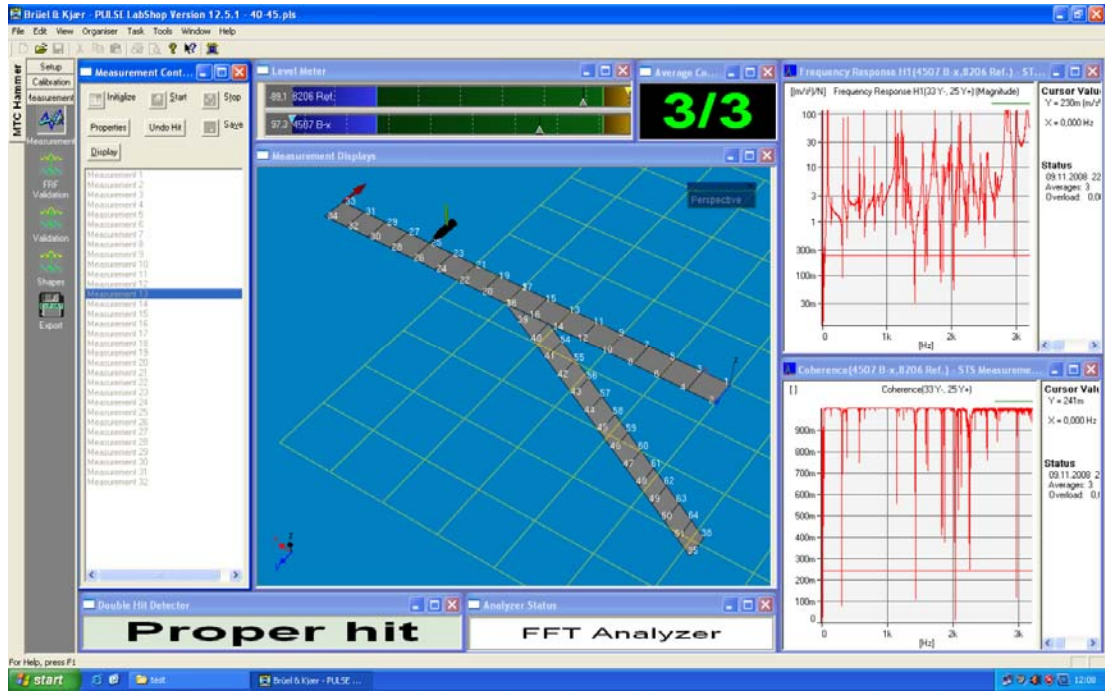
Deneylerin gerçekleştirilmesindeki en büyük yardımcı yazılım “Modal Test Consultant” adlı veri toplama yazılımıdır. PULSE yazılım sisteminin bir parçası olan “Modal Test Consultant” programı, deneylerin yapılışı ve frekans cevabı fonksiyonlarının modal analiz yazılımına aktarımı aşamalarında büyük kolaylık sağlamıştır.

Deneylere başlamadan önce her parçaya ait deney geometrisi bu programın (Modal Test Consultant) çizim arayüzü kullanılarak ayrı ayrı çizilmiştir. Bu analizde kırılmaç modelleri iki boyutlu levha sistemleri olarak tasarlanmıştır. Daha sonra çizilen bu geometriler üzerinde darbe çekicinin vurulacağı noktaların yeri ve vuruş yönleri ile ivmeölçerin konumu tanımlanmıştır. Darbe çekicinin ve ivmeölçerin sisteme tanıtılmasından sonra her geometri ayrı ayrı projeler olarak kaydedilerek deney için hazır hale getirilmiştir.

Kırılmaç modellerinin deneysel modal analizi “Düzlem İçi” ve “Düzlem Dışı” olmak üzere iki ayrı biçimde gerçekleştirilmiştir. [40–45] kodlu model için hazırlanmış düzlem içi ve düzlem dışı proje ekranları Şekil 2.81 ve Şekil 2.82’de gösterilmiştir.



Şekil 2.81 : Düzlem içi ölçüm için veri toplama yazılımı ekranı.



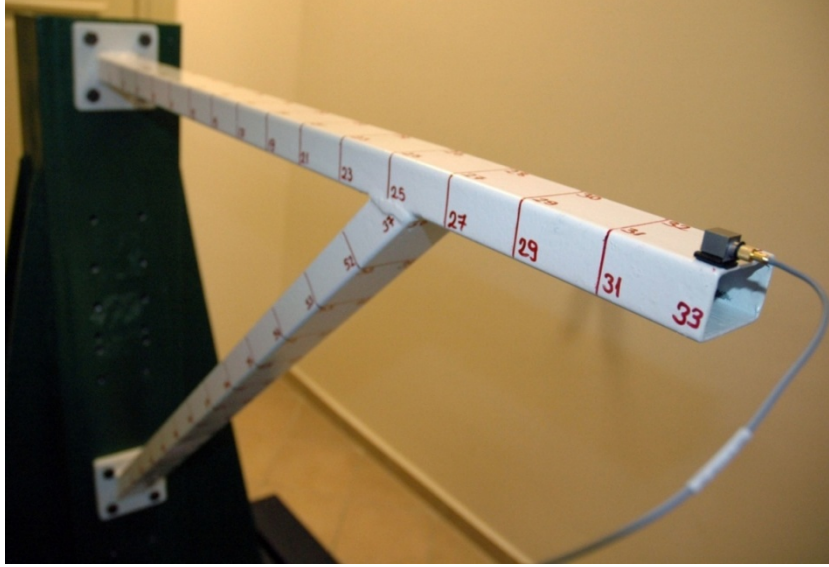
Şekil 2.82 : Düzlem dışı ölçüm için veri toplama yazılımı ekranı.

Şekil 2.81 ve Şekil 2.82'deki mavi fonlu geometri ekranlarındaki kırmızı oklar ivmeölçelerin ana ölçüm eksenini, siyah çekiç sembolleri ise çekiç vuruş yönlerini göstermektedir. Ölçüm ekranının sol tarafında o anda ölçülmekte olan noktanın numarası, sağ tarafında ise ölçülen noktaya ait frekans cevabı fonksiyonu ve tutarlılık çizelgesi bulunmaktadır. Her nokta için üç vuruş yapılarak bu vuruşların ortalamasının alınmasından dolayı cevaplar arasındaki tutarlılığı gösteren tutarlılık çizelgesi önem taşımaktadır. Böylece 10 adet kırılmaç modeli için düzlem içi ve düzlem dışı olmak üzere toplam 20 adet deney projesi hazırlanmıştır.

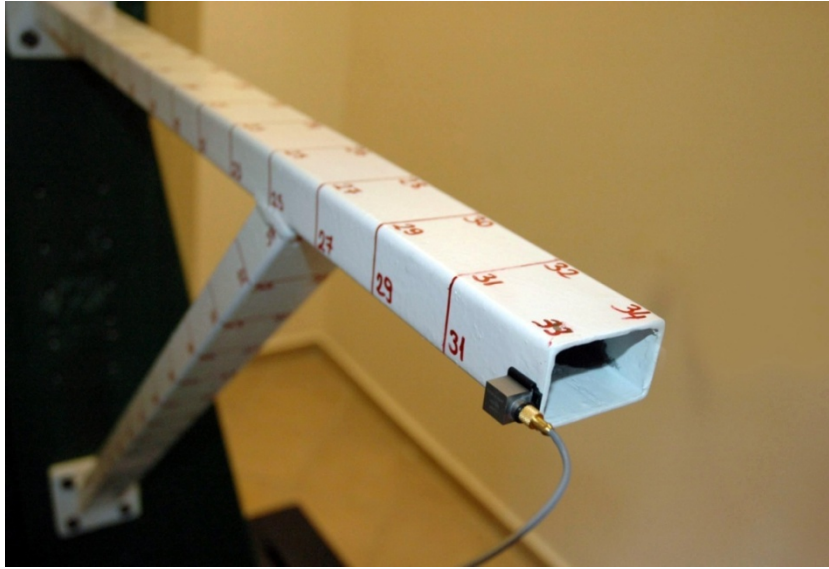
2.4.2.2 Deney parçalarının hazırlanışı

Her model için programda çizilmiş olan geometriler üzerinde tanımlanmış tüm vuruş noktaları, aynı numaraları taşıyacak şekilde deney parçaları üzerine de işaretlenmiştir. Deney sırasında ivmeölçer, programda konumlandırıldığı noktaya ve belirtilen yönde yerleştirilmiştir. Örnek olarak [20–45] kodlu modelin düzlem içi ve düzlem dışı ölçümleri için hazırlanmış deney modelleri Şekil 2.83 ve Şekil 2.84'de gösterilmiştir. Düzlem içi ölçüm için desteksiz modelde 34, 30°, 45°, 60° açılı modellerde 64, 90° açılı modellerde ise 76 vuruş noktası vardır. Düzlem dışı ölçümde ise desteksiz modelde 17, 30°, 45°, 60° açılı modellerde 32, 90° açılı modellerde 38 vuruş noktası belirlenmiştir. Noktalar, ana kiriş ve destek profili üzerinde eşit

aralıklarla işaretlenmiştir. Tüm ölçümlerde ivmeölçer 33 numaralı noktaya yerleştirilmiştir.



Şekil 2.83 : Düzlem içi ölçüm için hazırlanmış deney modeli.

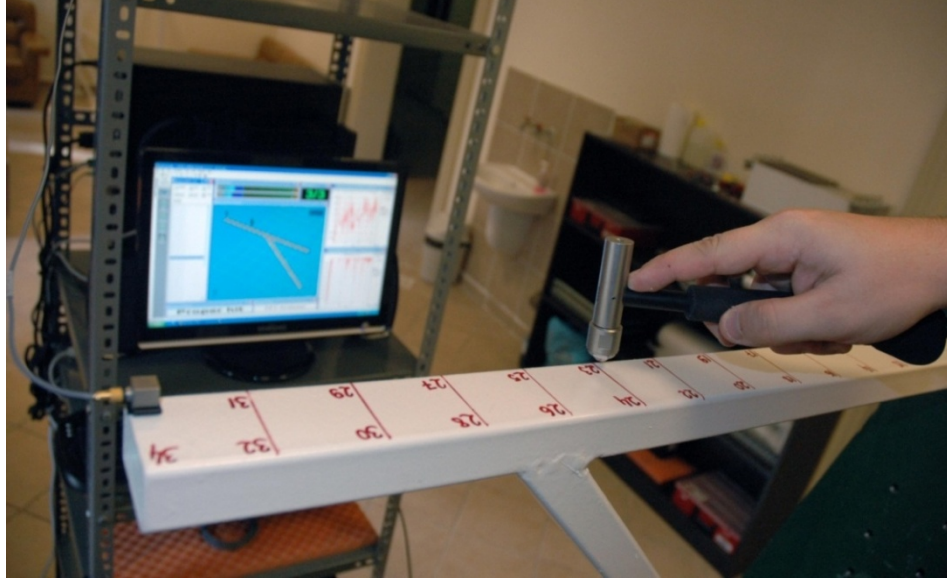


Şekil 2.84 : Düzlem dışı ölçüm için hazırlanmış deney modeli.

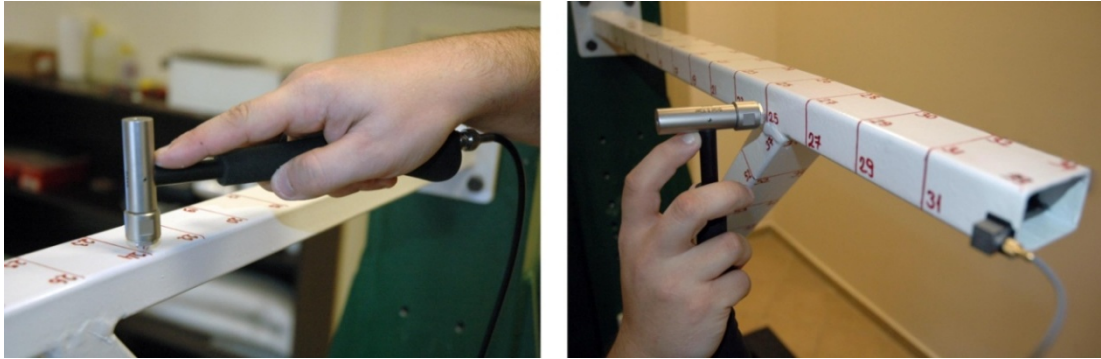
2.4.3 Deneyin yapılışı

Deneyin yapılışı öncelikle ölçülecek kırılmaç modelinin üstyapıya bağlanmasıyla başlar. Önceden veri toplama yazılımındaki vuruş noktalarının işaretlenmiş olduğu deney parçasının 33 numaralı noktasına ivmeölçer yapıştırılarak, parça ölçüm için hazır hale getirilir. Veri toplama yazılımda, seçilen deney parçası için tasarlanmış olan proje açılır ve bu proje dosyasında sıfırlama işlemi yapılarak program, ilk ölçümünün alınacağı (1 numaralı nokta) konuma getirilir. Daha sonra her noktaya 3 kez vurularak, program tarafından, analizöre giren 3 adet kuvvet ve 3 adet ivme

değerinin ortalaması alınır. Bu değerler yardımıyla hesaplanan frekans cevabı fonksiyonu, o nokta için kaydedilir ve otomatik olarak bir sonraki noktaya geçilir. [20–45] kodlu modelin ölçümü sırasındaki görüntü Şekil 2.85’de gösterilmiş.



Şekil 2.85 : Ölçüm anı.



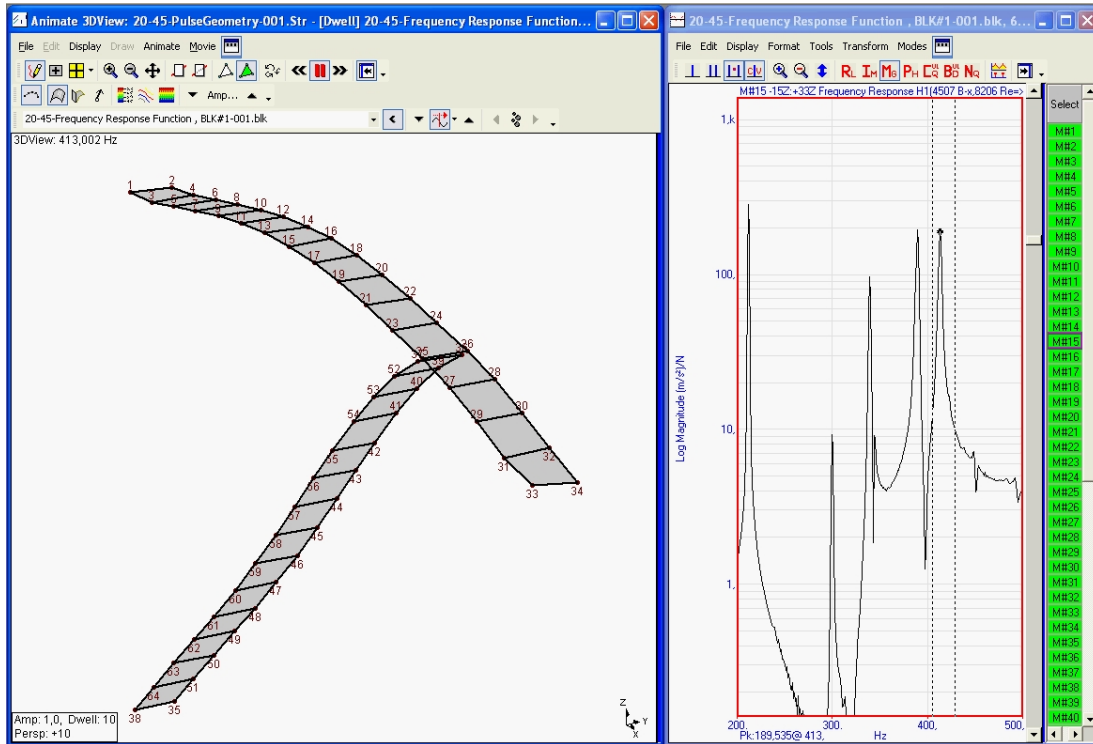
Şekil 2.86 : Düzlem içi ve düzlem dışı ikaz.

Programın en önemli özelliği “Double Hit Detector” denilen ve arka arkaya birden çok vuruşu (sektirme) algılayan bir sisteme sahip olmasıdır. Hatalı vuruşlarda bu sistem, deneyi yapanı sesli olarak uyararak o nokta için tekrar vurulması gerektiğini belirtir. Her noktaya gelindiğinde program ekranındaki geometri üzerinde de çekiç, vurulması gereken nokta üzerine gelir. Böylece hangi noktaya vurulacağı ekran üzerinden de takip edilebilmektedir. Tüm noktaların ölçümü tamamlandıktan sonra program otomatik olarak durur ve alınan tüm verileri kaydeder. Böylece tüm noktalar için nokta numaraları altında kaydedilmiş frekans cevabı fonksiyonlarından oluşan tek bir dosya elde edilmiş olur. Yine yazılım yardımıyla elde edilmiş olan frekans cevabı fonksiyonları, geometri ile beraber modal analiz yazılımına aktarılır ve

kaydedilir. Tüm bu deneyler, 10 adet kırılma modeli için düzlem içi ve düzlem dışı olmak üzere iki defa gerçekleştirilerek modal analiz yazılımı için toplam 20 adet dosya elde edilmiş olur.

2.4.4 Deneyin sonuçları

Deneyler sonucunda, biri düzlem içi diğeri düzlem dışı olmak üzere her model için iki dosya olacak şekilde tüm modal analiz dosyaları analiz için hazır hale getirilmiştir. Her dosyada modelin geometrisi ve noktalara atanmış frekans cevabı fonksiyonları bulunmaktadır. Her dosya sırayla ME'scopeVES modal analiz programında açılarak modal analiz prosedürleri gerçekleştirilmiştir. Frekans cevabı fonksiyonlarının tepe noktalarının en iyi şekilde görüldüğü bir nokta seçilerek o noktaya ait frekans cevabı fonksiyonundaki tüm tepe noktaları belirlenmiş ve bu noktalar için seçilen aralıklarda “Eğri Uydurma (Curve Fitting)” yöntemi kullanılarak doğal frekanslar ve mod şekilleri tespit edilmiştir. Modal analiz yazılımındaki örnek bir çalışma ekranı Şekil 2.87’de gösterilmiştir.



Şekil 2.87 : Modal analiz ekranı.

Her modelin düzlem içi ve düzlem dışı deneylerinin modal analiz dosyaları ayrı olduğundan, bu dosyalar ayrı ayrı analiz edilmiş daha sonra sonuçlar frekans sırasına

Çizelge 2.15 : Tüm modellerin deneysel modal analiz yöntemiyle hesaplanmış doğal frekansları.

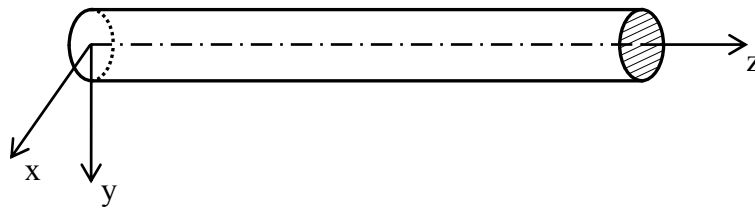
Mod No.	Doğal Frekanslar (Hz)									
	[00–00]	[00–90]	[20–30]	[20–45]	[20–60]	[20–90]	[40–30]	[40–45]	[40–60]	[40–90]
1	54	67	94	84	71	74	103	96	87	82
2	80	136	319	212	127	141	160	161	159	134
3	333	217	367	323	191	206	469	441	265	175
4	493	256	413	413	304	348	652	440	311	191
5	814	401	454	507	417	443	758	640	476	407
6	870	394	584	526	491	495	839	710	675	408
7	1322	612	782	637	521	573	915	852	794	621
8	1618	725	1017	935	532	519	1221	1132	879	737
9	1480	759	1104	945	620	816	1357	1220	948	624
10	2203	987	1156	1065	850	747	1307	1171	1153	905

2.5 Kırılmaç Modellerinin Analitik Yöntemle İncelenmesi

Çalışmanın bu bölümünde, Çizelge 2.1 ve Şekil 2.3’de belirtilen tüm kırılmaç modellerinin doğal frekansları, elastik çubukların genel teorisi kullanılarak analitik olarak hesaplanmıştır.

Bu teoride, çubukların yapıldıkları malzemenin, lineer elastik, homojen ve izotropik olduğu varsayılmıştır. Ayrıca yer ve şekil değiştirmelerin çok küçük oldukları gözönüne alınarak birinci mertebeden bir teori ortaya konulmuştur. Teorinin diğer bir esası da çubuk olarak kabul edilen profillerin iki boyutunun da (genişlik ve yükseklik) uzunluğunun yanında çok küçük olduğudur.

Çubuk eksenini doğrusal olduğundan dolayı genel teorideki teğet, normal ve binormal birim vektörler yerine sabit bir eksen takımı kullanılmıştır. Eksen takımında, x ve y eksenleri dik kesite paralel, z eksenini ise çubuk eksenini seçilmiştir.



Şekil 2.89 : Çubuk modeli.

q_x , q_y , q_z yayılı kuvvet ve m_x , m_y , m_z yayılı moment ifadeleri olmak üzere denge denklemleri aşağıdaki şekilde yazılır.

$$\frac{dF_x}{dz} + q_x = 0 \quad (2.3)$$

$$\frac{dF_y}{dz} + q_y = 0 \quad (2.4)$$

$$\frac{dF_z}{dz} + q_z = 0 \quad (2.5)$$

$$\frac{dM_x}{dz} - F_y + m_x = 0 \quad (2.6)$$

$$\frac{dM_y}{dz} + F_x + m_y = 0 \quad (2.7)$$

$$\frac{dM_z}{dz} + m_z = 0 \quad (2.8)$$

Birim uzunluktaki bir çubuk elemanı için tanımlanmış olan γ_x , γ_y , γ_z relatif birim kayma ve ω_x , ω_y , ω_z relatif birim dönme ifadeleri aşağıda belirtilmiştir.

$$\gamma_x = \frac{F_x}{GA/k_x} \quad (2.9)$$

$$\gamma_y = \frac{F_y}{GA/k_y} \quad (2.10)$$

$$\gamma_z = \frac{F_z}{EA} \quad (2.11)$$

$$\omega_x = \frac{d\Omega_x}{dz} \quad (2.12)$$

$$\omega_y = \frac{d\Omega_y}{dz} \quad (2.13)$$

$$\omega_z = \frac{d\Omega_z}{dz} \quad (2.14)$$

γ_x , γ_y , γ_z relatif birim kayma ve ω_x , ω_y , ω_z relatif birim dönme ifadelerinden faydalanılarak u , v , w yerdeğiştirme ve Ω_x , Ω_y , Ω_z dönme ifadeleri için ilgili uygunluk denklemleri yazılır.

$$\frac{du}{dz} - \Omega_y - \gamma_x = 0 \quad (2.15)$$

$$\frac{dv}{dz} + \Omega_x - \gamma_y = 0 \quad (2.16)$$

$$\frac{dw}{dz} - \gamma_z = 0 \quad (2.17)$$

$$\frac{d\Omega_x}{dz} - \omega_x = 0 \quad (2.18)$$

$$\frac{d\Omega_y}{dz} - \omega_y = 0 \quad (2.19)$$

$$\frac{d\Omega_z}{dz} - \omega_z = 0 \quad (2.20)$$

Denklem (2.9), (2.10) ve (2.11)'deki birim kayma ifadelerinden kuvvet değerlerinin çekilmesi ve ilgili denklemlerde yerine konulmasıyla ortaya çıkan denklemlerin yanısıra moment ifadelerinin de yazılmasıyla aşağıdaki kuvvet ve moment denklemleri ortaya çıkar.

$$F_x = \frac{GA}{k_x} \gamma_x \quad (2.21)$$

$$F_y = \frac{GA}{k_y} \gamma_y \quad (2.22)$$

$$F_z = EA \gamma_z \quad (2.23)$$

$$M_x = EI_x \frac{d\Omega_x}{dz} \quad (2.24)$$

$$M_y = EI_y \frac{d\Omega_y}{dz} \quad (2.25)$$

$$M_z = GI_b \frac{d\Omega_z}{dz} \quad (2.26)$$

Elde edilen kuvvet ve moment denklemlerinden yararlanılarak genel yerdeğiştirme ve dönme ifadelerinin türevleri yazılmış olur. Bu şekilde 3 yerdeğiştirme ve 3 dönme için olmak üzere aşağıda tanımlanmış olan ilk 6 diferansiyel denklem elde edilir.

$$\frac{du}{dz} - \Omega_y - \frac{F_x}{GA/k_x} = 0 \quad (2.27)$$

$$\frac{dv}{dz} + \Omega_x - \frac{F_y}{GA/k_y} = 0 \quad (2.28)$$

$$\frac{dw}{dz} - \frac{F_z}{EA} = 0 \quad (2.29)$$

$$\frac{d\Omega_x}{dz} = \frac{M_x}{EI_x} \quad (2.30)$$

$$\frac{d\Omega_y}{dz} = \frac{M_y}{EI_y} \quad (2.31)$$

$$\frac{d\Omega_z}{dz} = \frac{M_z}{GI_b} \quad (2.32)$$

Bu ifadelerin elde edilmesinden sonra D'Alembert prensibinden yararlanılarak q_x , q_y , q_z yayılı kuvvet ve m_x , m_y , m_z yayılı moment ifadeleri yazılır. Bu denklemlerdeki I_x , I_y , I_z değerleri ilgili eksenlere göre atalet momentlerini, μ ise birim boyun kütlesini ifade eder.

$$q_x = -\mu \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \quad (2.33)$$

$$q_y = -\mu \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \quad (2.34)$$

$$q_z = -\mu \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \quad (2.35)$$

$$m_x = -\mu \frac{I_x}{A} \frac{\partial^2 \Omega_x}{\partial t^2} \quad (2.36)$$

$$m_y = -\mu \frac{I_y}{A} \frac{\partial^2 \Omega_y}{\partial t^2} \quad (2.37)$$

$$m_z = -\mu \frac{I_z}{A} \frac{\partial^2 \Omega_z}{\partial t^2} \quad (2.38)$$

Tanımlanan bu değerler, kuvvet ve moment ifadelerinde yerlerine konulur. Böylece 3 kuvvet ve 3 moment için olmak üzere aşağıda tanımlanmış olan diğer 6 diferansiyel denklem elde edilir.

$$\frac{dF_x}{dz} - \mu\omega^2 u = 0 \quad (2.39)$$

$$\frac{dF_y}{dz} - \mu\omega^2 v = 0 \quad (2.40)$$

$$\frac{dF_z}{dz} - \mu\omega^2 w = 0 \quad (2.41)$$

$$\frac{dM_x}{dz} - F_y - \mu \frac{I_x}{A} \omega^2 \Omega_x = 0 \quad (2.42)$$

$$\frac{dM_y}{dz} + F_x - \mu \frac{I_y}{A} \omega^2 \Omega_y = 0 \quad (2.43)$$

$$\frac{dM_z}{dz} - \mu \frac{I_z}{A} \omega^2 \Omega_z = 0 \quad (2.44)$$

Tüm değerlerin cevabının harmonik olduğu kabul edilirse, yerdeğiştirme, dönme, kuvvet ve moment ifadeleri olmak üzere tüm fonksiyonların zamana bağlı hali aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$u(z, t) = u(z). e^{i\omega t} \quad (2.45)$$

$$v(z, t) = v(z). e^{i\omega t} \quad (2.46)$$

$$w(z, t) = w(z). e^{i\omega t} \quad (2.47)$$

$$\Omega_x(z, t) = \Omega_x(z). e^{i\omega t} \quad (2.48)$$

$$\Omega_y(z, t) = \Omega_y(z). e^{i\omega t} \quad (2.49)$$

$$\Omega_z(z, t) = \Omega_z(z). e^{i\omega t} \quad (2.50)$$

$$F_x(z, t) = F_x(z). e^{i\omega t} \quad (2.51)$$

$$F_y(z, t) = F_y(z). e^{i\omega t} \quad (2.52)$$

$$F_z(z, t) = F_z(z). e^{i\omega t} \quad (2.53)$$

$$M_x(z, t) = M_x(z). e^{i\omega t} \quad (2.54)$$

$$M_y(z, t) = M_y(z). e^{i\omega t} \quad (2.55)$$

$$M_z(z, t) = M_z(z). e^{i\omega t} \quad (2.56)$$

Sonuç olarak denklem (2.27 – 2.32) ve denklem (2.39 – 2.44)’de elde edilen türev ifadeleri kullanılarak, yerdeğiştirme, dönme, kuvvet ve moment türevlerinden oluşan

toplam 12 denklemden aşağıdaki katsayılar matrisi oluşturulur. Bu denklem takımı, $\vec{y}$ vektörü,

$$\vec{y} = \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \\ \Omega_x \\ \Omega_y \\ \Omega_z \\ F_x \\ F_y \\ F_z \\ M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix} \quad (2.57)$$

olmak üzere,

$$\frac{d}{dz} \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \\ \Omega_x \\ \Omega_y \\ \Omega_z \\ F_x \\ F_y \\ F_z \\ M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & \frac{k_x}{GA} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_y}{GA} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{EA} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{EI_x} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{EI_y} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{GI_b} \\ \mu\omega^2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \mu\omega^2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \mu\omega^2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \mu \frac{I_x}{A} \omega^2 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \mu \frac{I_y}{A} \omega^2 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \mu \frac{I_z}{A} \omega^2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \\ \Omega_x \\ \Omega_y \\ \Omega_z \\ F_x \\ F_y \\ F_z \\ M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix} \quad (2.58)$$

şeklinde yazılır. [A] katsayılar matrisi olmak üzere sistem aşağıdaki şekilde tanımlanabilir.

$$\frac{d\vec{y}(z)}{dz} = [A] \cdot \vec{y}(z) \quad (2.59)$$

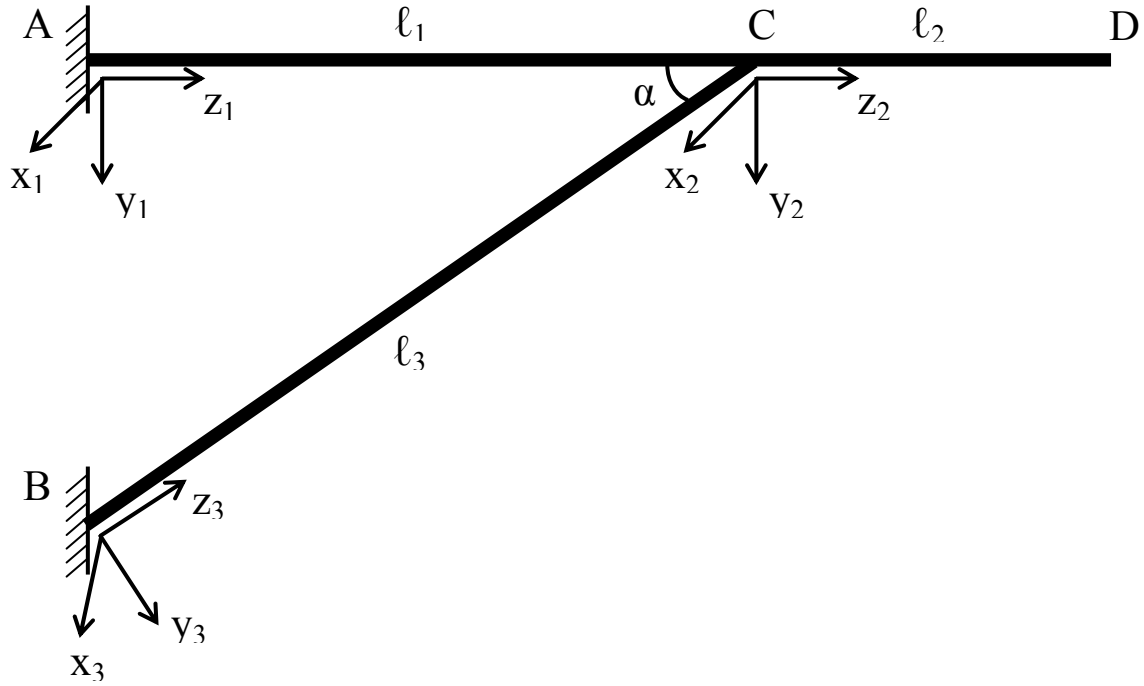
Bu denklem $\vec{y}(z_0) = \vec{y}_0$ başlangıç değerleri vektörü bilinmek üzere başlangıç değerleri yöntemi ile çözümlenir,

$$\vec{y}(z) = e^{[A]z} \cdot \vec{y}_0 \quad (2.60)$$

çözümü hesaplanmıştır. Denklem (2.60)'daki ifadenin çözümünden,

$$[f(\omega)]_{12 \times 12} \cdot [y_0(z)]_{12 \times 1} = [0]_{12 \times 1} \quad (2.61)$$

ifadesine ulaşılır. Burada sıfırdan farklı çözüm için $\det [f(\omega)] = 0$ olmalıdır. Determinantın sıfıra eşitlenmesiyle ω cinsinden karakteristik bir denklem ortaya çıkar. Bu denklemin çözümü bize doğal frekansları verir. İncelenecek kırılma modelleri analitik olarak 3 bölgeden oluşmaktadır. Şekil 2.90'da kırılma analitik modeli gösterilmektedir. Bu sistemde A ve B mesnetleri ankastre mesnet, D ise serbest uçtur.



Şekil 2.90 : Kırılma analitik modeli.

Denklem (2.59) ve (2.60)'daki ifadelerde $[A]$ matrisi sabit katsayılı ise tüm bölgeler için aşağıdaki çözüm ve başlangıç şartları geçerlidir.

$$\vec{y}_1(z_1) = e^{[A]z_1} \cdot \vec{y}_{01} \quad (2.62)$$

$$\vec{y}_2(z_2) = e^{[A]z_2} \cdot \vec{y}_{02} \quad (2.63)$$

$$\vec{y}_3(z_3) = e^{[A]z_3} \cdot \vec{y}_{03} \quad (2.64)$$

$$\vec{y}_{01} = \vec{y}_1(0) \quad (2.65)$$

$$\vec{y}_{02} = \vec{y}_2(0) \quad (2.66)$$

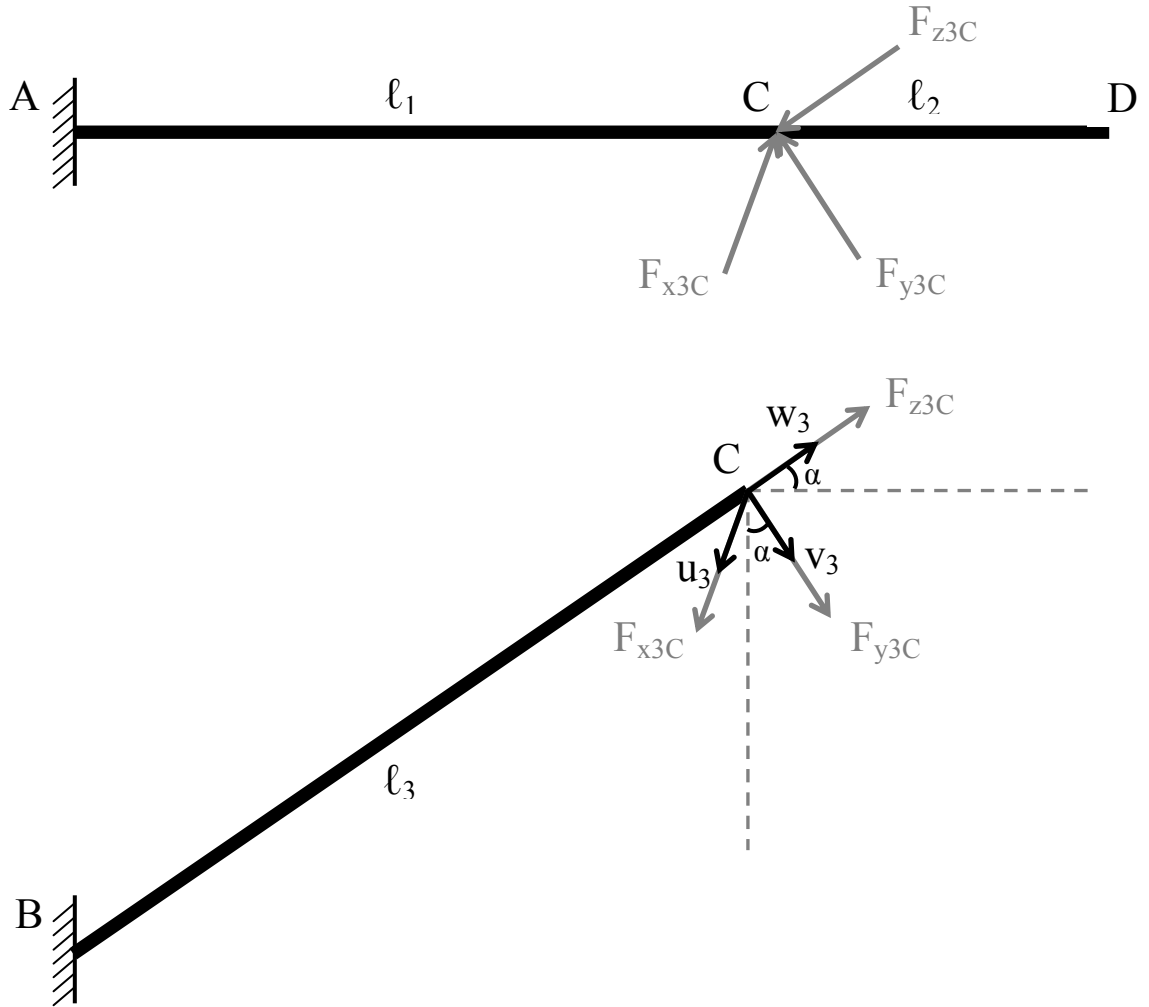
$$\vec{y}_{03} = \vec{y}_3(0) \quad (2.67)$$

Üç bölge için yerdeğiştirme, dönme, kuvvet ve moment olmak üzere ortaya çıkan bilinmeyenler Çizelge 2.16'da gösterilmiştir.

Çizelge 2.16 : Bilinmeyenler.

Eksen	x	y	z
Yerdeğiştirme	u	v	w
Dönme	Ω_x	Ω_y	Ω_z
Kuvvet	F_x	F_y	F_z
Moment	M_x	M_y	M_z
Bilinmeyen Sayısı	4	4	4
Bölge Sayısı	3		
Toplam Bilinmeyen Sayısı	36		

Çizelge 2.16’da belirtilen 36 adet bilinmeyi çözmek için 36 adet denklem gereklidir. Bu denklemler, sınır ve süreklilik şartlarından elde edilmiştir.



Şekil 2.91 : Sınır ve süreklilik şartları.

A ve B mesnetleri ankastre olduğundan bu mesnetlerdeki öteleme ve dönme serbestlikleri kısıtlanmıştır. A ve B mesnetlerinden, herbiri için 6 adet denklem (3

öteleme ve 3 dönme) olmak üzere toplam 12 denklem elde edilir. D ucu ise serbest uç olduğundan ve bu uca dış yük etki etmediğinden dolayı kesit tesir değerleri 0 (sıfır) olup bu noktadan da 6 adet denklem (3 kuvvet ve 3 moment) elde edilir. C noktası için ise 18 adet süreklilik şartı yazılmıştır. Bu sayede 36 adet denklem elde edilmiş olur.

Çizelge 2.17 : Sınır ve süreklilik şartları.

A Mesneti ($z_1 = 0$)	B Mesneti ($z_3 = 0$)	D Serbest Ucu ($z_2 = \ell_2$)
$u_A = u_1(0) = 0$	$u_B = u_3(0) = 0$	$F_{xD} = F_{x2}(\ell_2) = 0$
$v_A = v_1(0) = 0$	$v_B = v_3(0) = 0$	$F_{yD} = F_{y2}(\ell_2) = 0$
$w_A = w_1(0) = 0$	$w_B = w_3(0) = 0$	$F_{zD} = F_{z2}(\ell_2) = 0$
$\Omega_{xA} = \Omega_{x1}(0) = 0$	$\Omega_{xB} = \Omega_{x3}(0) = 0$	$M_{xD} = M_{x2}(\ell_2) = 0$
$\Omega_{yA} = \Omega_{y1}(0) = 0$	$\Omega_{yB} = \Omega_{y3}(0) = 0$	$M_{yD} = M_{y2}(\ell_2) = 0$
$\Omega_{zA} = \Omega_{z1}(0) = 0$	$\Omega_{zB} = \Omega_{z3}(0) = 0$	$M_{zD} = M_{z2}(\ell_2) = 0$
C Noktası İçin Süreklilik Şartları		
$u_1(\ell_1) = u_2(0)$		
$v_1(\ell_1) = v_2(0)$		
$w_1(\ell_1) = w_2(0)$		
$\Omega_{x1}(\ell_1) = \Omega_{x2}(0)$		
$\Omega_{y1}(\ell_1) = \Omega_{y2}(0)$		
$\Omega_{z1}(\ell_1) = \Omega_{z2}(0)$		
$u_1(\ell_1) = u_3(\ell_3)$		
$v_1(\ell_1) = v_3(\ell_3)\cos\alpha - w_3(\ell_3)\sin\alpha$		
$w_1(\ell_1) = v_3(\ell_3)\sin\alpha + w_3(\ell_3)\cos\alpha$		
$\Omega_{x1}(\ell_1) = \Omega_{x3}(\ell_3)$		
$\Omega_{y1}(\ell_1) = \Omega_{y3}(\ell_3)\cos\alpha - \Omega_{z3}(\ell_3)\sin\alpha$		
$\Omega_{z1}(\ell_1) = \Omega_{y3}(\ell_3)\sin\alpha + \Omega_{z3}(\ell_3)\cos\alpha$		
$F_{x1}(\ell_1) = F_{x2}(0) - F_{x3}(\ell_3)$		
$F_{y1}(\ell_1) = F_{y2}(0) - F_{y3}(\ell_3)\cos\alpha + F_{z3}(\ell_3)\sin\alpha$		
$F_{z1}(\ell_1) = F_{z2}(0) - F_{y3}(\ell_3)\sin\alpha - F_{z3}(\ell_3)\cos\alpha$		
$M_{x1}(\ell_1) = M_{x2}(0) - M_{x3}(\ell_3)$		
$M_{y1}(\ell_1) = M_{y2}(0) - M_{y3}(\ell_3)\cos\alpha + M_{z3}(\ell_3)\sin\alpha$		
$M_{z1}(\ell_1) = M_{z2}(0) - M_{y3}(\ell_3)\sin\alpha - M_{z3}(\ell_3)\cos\alpha$		

Sınır ve süreklilik şartlarının yazılmasıyla elde edilen 36 adet denklem kullanılarak 36x36 boyutundaki asal matris oluşturulmuş ve bu matris MATLAB yazılımı yardımıyla çözülerek tüm modeller için aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

Çizelge 2.18 : Tüm modellerin analitik yöntemle hesaplanmış doğal frekansları.

Mod No.	Doğal Frekanslar (Hz)									
	[00–00]	[00–90]	[20–30]	[20–45]	[20–60]	[20–90]	[40–30]	[40–45]	[40–60]	[40–90]
1	53,55	65,45	89,48	80,00	68,52	72,73	100,05	92,40	84,20	79,63
2	79,94	143,75	308,34	232,51	127,11	148,71	158,86	161,36	155,94	136,02
3	327,61	221,29	419,40	338,20	182,10	213,74	442,12	408,38	303,73	188,29
4	475,67	275,76	458,95	436,55	327,33	363,22	612,71	538,65	317,28	195,03
5	787,42	406,52	504,59	497,68	468,06	475,84	837,31	736,75	487,88	412,35
6	885,50	437,05	558,09	521,76	471,55	505,62	954,10	865,40	752,71	446,25
7	1233,66	643,72	855,27	709,06	512,16	589,79	1067,99	985,61	913,03	623,40
8	1546,47	740,93	1119,57	908,31	539,75	596,38	1186,41	1189,84	1019,27	820,21
9	1667,23	853,32	1188,20	1033,58	725,79	866,06	1469,81	1410,76	1023,40	833,78
10	2362,26	1019,11	1246,20	1151,28	946,08	1061,87	1546,46	1414,45	1205,62	1014,04

2.6 Kırılmaç Modelleri İçin Tüm Yöntemlerin Sonuçları ve Karşılaştırılması

Önceki bölümlerde, Çizelge 2.1 ve Şekil 2.3’de belirtilen tüm kırılmaç modellerinin doğal frekansları, sonlu eleman yöntemi, deneysel modal analiz yöntemi ve analitik yöntemle hesaplanmıştır. Sonlu eleman yöntemi ve deneysel modal analiz yönteminde ayrıca mod şekilleri de tespit edilmiştir. Tüm mod şekillerinin karşılaştırmalı olarak sunulduğu bir yazılım ekteki CD’de bulunmaktadır.

Çizelge 2.19’da tüm modellerin üç ayrı yöntemle hesaplanmış doğal frekansları, birbirlerine göre hatalarının da gösterildiği şekilde düzenlenmiştir. Tüm terimlerin tek çizelgede gösterilebilmesi için önceki bölümlerdekinin tersine mod numaraları yatay sırada gösterilmiş olup tüm kırılmaç modellerinin ilk 10 modu verilmiştir. Karşılaştırmalı sonuç çizelgesinde,

SEY : Sonlu Eleman Yöntemi

DMA : Deneysel Modal Analiz Yöntemi

ANA : Analitik Yöntem

SEY – DMA : Sonlu Eleman Yöntemi ile Deneysel Modal Analiz Yöntemi Farkı

SEY – ANA : Sonlu Eleman Yöntemi ile Analitik Yöntem Farkı

DMA – ANA : Deneysel Modal Analiz Yöntemi ile Analitik Yöntem Farkı

kısaltmaları kullanılmıştır.

Çizelge 2.19 : Tüm yöntemlerle hesaplanmış doğal frekansların karşılaştırılması.

Model	Yöntem ve Fark	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
[00–00]	SEY (Hz)	55,06	82,35	334,92	497,64	822,87	896,03	1321,90	1617,90	1647,30	2342,80
	DMA (Hz)	54,00	80,00	333,00	493,00	814,00	870,00	1322,00	1618,00	1480,00	2203,00
	ANA (Hz)	53,55	79,94	327,61	475,67	787,42	885,50	1233,66	1546,47	1667,23	2362,26
	SEY - DMA (%)	1,93	2,85	0,57	0,93	1,08	2,91	-0,01	-0,01	10,16	5,97
	SEY - ANA (%)	2,74	2,93	2,18	4,41	4,31	1,18	6,68	4,41	-1,21	-0,83
	DMA - ANA (%)	0,83	0,08	1,62	3,52	3,27	-1,78	6,68	4,42	-12,65	-7,23
[00–90]	SEY (Hz)	67,16	137,63	219,16	280,59	415,85	430,24	644,37	747,61	829,11	1047,20
	DMA (Hz)	67,00	136,00	217,00	256,00	401,00	394,00	612,00	725,00	759,00	987,00
	ANA (Hz)	65,45	143,75	221,29	275,76	406,52	437,05	643,72	740,93	853,32	1019,11
	SEY - DMA (%)	0,24	1,18	0,99	8,76	3,57	8,42	5,02	3,02	8,46	5,75
	SEY - ANA (%)	2,55	-4,45	-0,97	1,72	2,24	-1,58	0,10	0,89	-2,92	2,68
	DMA - ANA (%)	2,31	-5,70	-1,98	-7,72	-1,38	-10,93	-5,18	-2,20	-12,43	-3,25
[20–30]	SEY (Hz)	94,41	319,84	429,54	481,04	547,64	599,13	909,58	1221,90	1274,50	1303,60
	DMA (Hz)	94,00	319,00	367,00	413,00	454,00	584,00	782,00	1017,00	1104,00	1156,00
	ANA (Hz)	89,48	308,34	419,40	458,95	504,59	558,09	855,27	1119,57	1188,20	1246,20
	SEY - DMA (%)	0,43	0,26	14,56	14,14	17,10	2,53	14,03	16,77	13,38	11,32
	SEY - ANA (%)	5,22	3,60	2,36	4,59	7,86	6,85	5,97	8,37	6,77	4,40
	DMA - ANA (%)	4,81	3,34	-14,28	-11,13	-11,14	4,44	-9,37	-10,09	-7,63	-7,80
[20–45]	SEY (Hz)	84,02	240,89	357,35	436,51	522,99	538,55	740,55	959,73	1059,90	1261,80
	DMA (Hz)	84,00	212,00	323,00	413,00	507,00	526,00	637,00	935,00	945,00	1065,00
	ANA (Hz)	80,00	232,51	338,20	436,55	497,68	521,76	709,06	908,31	1033,58	1151,28
	SEY - DMA (%)	0,02	11,99	9,61	5,39	3,06	2,33	13,98	2,58	10,84	15,60
	SEY - ANA (%)	4,78	3,48	5,36	-0,01	4,84	3,12	4,25	5,36	2,48	8,76
	DMA - ANA (%)	4,76	-9,67	-4,71	-5,70	1,84	0,81	-11,31	2,85	-9,37	-8,10
[20–60]	SEY (Hz)	71,80	130,94	192,23	339,09	464,31	494,62	545,26	555,76	744,66	1002,50
	DMA (Hz)	71,00	127,00	191,00	304,00	417,00	491,00	521,00	532,00	620,00	850,00
	ANA (Hz)	68,52	127,11	182,10	327,33	468,06	471,55	512,16	539,75	725,79	946,08
	SEY - DMA (%)	1,11	3,01	0,64	10,35	10,19	0,73	4,45	4,28	16,74	15,21
	SEY - ANA (%)	4,57	2,93	5,27	3,47	-0,81	4,66	6,07	2,88	2,53	5,63
	DMA - ANA (%)	3,49	-0,09	4,66	-7,67	-12,24	3,96	1,70	-1,46	-17,06	-11,30
[20–90]	SEY (Hz)	74,45	141,45	210,47	357,79	477,50	497,72	586,27	602,66	820,87	1040,70
	DMA (Hz)	74,00	141,00	206,00	348,00	443,00	495,00	573,00	519,00	816,00	747,00
	ANA (Hz)	72,73	148,71	213,74	363,22	475,84	505,62	589,79	596,38	866,06	1061,87
	SEY - DMA (%)	0,60	0,32	2,12	2,74	7,23	0,55	2,26	13,88	0,59	28,22
	SEY - ANA (%)	2,31	-5,13	-1,55	-1,52	0,35	-1,59	-0,60	1,04	-5,51	-2,03
	DMA - ANA (%)	1,72	-5,47	-3,76	-4,37	-7,41	-2,15	-2,93	-14,91	-6,13	-42,15
[40–30]	SEY (Hz)	103,44	160,20	471,15	652,78	862,42	992,15	1191,20	1267,10	1606,60	1609,30
	DMA (Hz)	103,00	160,00	469,00	652,00	758,00	839,00	915,00	1221,00	1357,00	1307,00
	ANA (Hz)	100,05	158,86	442,12	612,71	837,31	954,10	1067,99	1186,41	1469,81	1546,46
	SEY - DMA (%)	0,43	0,12	0,46	0,12	12,11	15,44	23,19	3,64	15,54	18,78
	SEY - ANA (%)	3,28	0,84	6,16	6,14	2,91	3,84	10,34	6,37	8,51	3,90
	DMA - ANA (%)	2,86	0,71	5,73	6,03	-10,46	-13,72	-16,72	2,83	-8,31	-18,32
[40–45]	SEY (Hz)	95,87	162,96	435,35	551,02	786,77	899,33	1010,10	1239,20	1417,00	1474,20
	DMA (Hz)	96,00	161,00	441,00	440,00	640,00	710,00	852,00	1132,00	1220,00	1171,00
	ANA (Hz)	92,40	161,36	408,38	538,65	736,75	865,40	985,61	1189,84	1410,76	1414,45
	SEY - DMA (%)	-0,14	1,20	-1,30	20,15	18,65	21,05	15,65	8,65	13,90	20,57
	SEY - ANA (%)	3,62	0,98	6,20	2,24	6,36	3,77	2,42	3,98	0,44	4,05
	DMA - ANA (%)	3,75	-0,22	7,40	-22,42	-15,12	-21,89	-15,68	-5,11	-15,64	-20,79
[40–60]	SEY (Hz)	87,55	159,63	306,13	339,61	521,86	787,19	924,37	1027,60	1076,40	1280,40
	DMA (Hz)	87,00	159,00	265,00	311,00	476,00	675,00	794,00	879,00	948,00	1153,00
	ANA (Hz)	84,20	155,94	303,73	317,28	487,88	752,71	913,03	1019,27	1023,40	1205,62
	SEY - DMA (%)	0,63	0,39	13,44	8,42	8,79	14,25	14,10	14,46	11,93	9,95
	SEY - ANA (%)	3,83	2,31	0,78	6,58	6,51	4,38	1,23	0,81	4,92	5,84
	DMA - ANA (%)	3,22	1,92	-14,62	-2,02	-2,50	-11,51	-14,99	-15,96	-7,95	-4,56
[40–90]	SEY (Hz)	81,90	134,81	179,68	191,81	420,45	429,27	626,48	790,89	856,13	992,17
	DMA (Hz)	82,00	134,00	175,00	191,00	407,00	408,00	621,00	737,00	624,00	905,00
	ANA (Hz)	79,63	136,02	188,29	195,03	412,35	446,25	623,40	820,21	833,78	1014,04
	SEY - DMA (%)	-0,12	0,60	2,60	0,42	3,20	4,95	0,87	6,81	27,11	8,79
	SEY - ANA (%)	2,77	-0,90	-4,79	-1,68	1,93	-3,96	0,49	-3,71	2,61	-2,20
	DMA - ANA (%)	2,89	-1,51	-7,59	-2,11	-1,31	-9,38	-0,39	-11,29	-33,62	-12,05

Çizelgedeki hata (fark) terimleri,

$$Fark = \left(\frac{SEY - DMA}{SEY} \right) \cdot 100 \quad (2.68)$$

$$Fark = \left(\frac{SEY - ANA}{SEY} \right) \cdot 100 \quad (2.69)$$

$$Fark = \left(\frac{DMA - ANA}{DMA} \right) \cdot 100 \quad (2.70)$$

bağıntılarıyla hesaplanmıştır.

Genelde deneysel modal analiz ve analitik yöntemle elde edilen doğal frekans değerlerinin sonlu eleman yöntemiyle elde edilen değerlerden küçük olduğu gözlemlenmiştir. Sonlu eleman yönteminin daha yüksek sonuçlar vermesinin başlıca sebebi sonlu eleman analizinde sönümün olmamasıdır. Sönüm olmadığından dolayı doğal frekans değerleri diğer yöntemlere göre daha yüksek çıkmaktadır. Deneysel modal analiz sonuçlarının sonlu eleman analizine göre düşük çıkmasının başlıca nedeni ise deney parçalarının boyalı olmasıdır. Boya ciddi oranda sönüme neden olmaktadır. Bu sönüm de deneysel modal analizle elde edilen sonuçların düşük çıkmasına sebep olmuştur. Teorik yöntemler ile deneysel yöntem arasındaki sonuçların farklı olmasının bir diğer nedeni ise teoride kabul edilen malzeme özelliklerinin, deney parçalarının hazırlandığı malzeme özelliklerinden farklı olmasıdır. Mesnetlemeden kaynaklanan hatalar da sonuçların farklı çıkmasında küçük de olsa bir etken teşkil etmektedir.

3. GLOBAL GEMİ TİTREŞİMİ ANALİZİ

Gemi titreşimleri bakımından, yerel titreşim problemlerinin yanısıra geminin bütününde ortaya çıkan global titreşimler de gemi emniyeti açısından büyük önem taşımaktadır. Bu bakımdan, bu çalışmayla, gemi klasifikasyon kuruluşları tarafından belirli tonajın üzerindeki gemiler için istenen bu analizlerin seri olarak üretilen gemiler için bir kereye mahsus olarak yapılarak ön tasarım (konsept tasarımı) aşamasında gemi tasarımcılarına titreşim açısından kritik yerel bölgeler için fikir vermesi hedeflenmektedir.

Bir gemideki yapısal bileşenler, analitik çözümleri elde edilmiş bileşenler gibi modellenmelidir. Bir gemi konstrüksiyonunda üç tip yapısal bileşenden bahsedilebilir. Bunlar, plaklar, rijitleştiriciler ve paneller olarak sınıflandırılabilir.

Plaklar, rijitleştiriciler, kirişler veya duvarlarla sınırlandırılan ve desteklenen, döşemenin en küçük izotropik parçasıdır. Tasarım safhasında, doğal frekanslar, izotropik homojen plakların eğilme teorisine dayanan formüller kullanılarak hesaplanmaktadır. Rijitleştiriciler, yapısal sistemin ikincil elemanları olarak ele alınırlar. Rijitleştiriciler, plaklara destek verirler ve birincil elemanlar veya duvarlar tarafından desteklenirler. Paneller, birincil çerçeve sistemin (postalar) enine veya boyuna elemanlarından (kemerele) oluşur. Duvarlarla veya direklerle desteklenirler. Rijitleştiricilere ve plaklara destek verirler. Modern gemilerin boyuna elemanlarının (girder), kiriş benzeri düşey titreşim modları aşağıda belirtilen iki hususta önem kazanmaktadır.

1. Bu titreşim modları, düşük hızlı dizel ana makinaların baskın düşük frekanslı tahriki ile ikaz edilebilirler.
2. Pervane ikazından kaynaklanan düşey kiriş modları, üstyapı baş – kık titreşimlerinin ana ikaz kaynağını oluşturmaktadır.

Pervane genelde tek başına tüm gemi kiriş titreşim modlarını yüksek düzeyde ikaz edecek özelliğe sahip değildir. Bunun ana sebebi, pervane ikazının belirgin olduğu aralığa düşen yüksek düşey gemi kiriş titreşim modlarının düşük uyarılabilirliğe sahip olmasıdır. Buna rağmen, doğrudan pervaneden veya dolaylı olarak şaft

yataklama sisteminden kaynaklanan düşük seviyeli gemi kiriş titreşimleri, pervane ikaz frekansı ile rezonansa olan üstyapı ve bağlı alt sistemler için bir destek ikazı şeklinde kendisini gösterir. Geleneksel bir geminin iki düğümlü düşey eğilme doğal frekansı Kumai'nin [75] aşağıda belirtilen formülüyle ampirik olarak hesaplanabilir.

$$N_2 = 3,07 \cdot 10^6 \sqrt{\frac{I}{\Delta_i L^3}} \quad (3.1)$$

$$\Delta_i = \left(1,2 + \frac{1}{3} \frac{B}{T_m}\right) \Delta \quad (3.2)$$

N_2 : İki düğümlü düşey eğilme modunun doğal frekansı (1/dk)

I : Kesit atalet momenti (m^4)

Δ : Geminin taşıdığı suyun ağırlığı (ton)

Δ_i : Eklenmiş su kütlesi ile beraber geminin taşıdığı suyun ağırlığı (ton)

L : Dikeyler arası mesafe (m)

B : Gemi orta kesit genişliği (m)

T_m : Ortalama su kesimi (m)

İki düğüm noktalı düşey eğilme modunun doğal frekansı normalde ana makina ve pervanenin tehlikeli ikaz frekanslarının epeyce altında kalmaktadır. Bu ikaz frekanslarının genelde daha yüksek düğüm noktalı düşey eğilme modlarını ikaz ettiği bilinmektedir. Genelde ana makina ikazıyla 4 veya 5 düğüm noktalı düşey eğilme modları, pervane ikazı ile ise 7 düğüm noktalı düşey eğilme modları üzerindeki modlar ikaz edilmektedir. Büyük gemilerin tam yükte pervane ikaz frekansı 8 – 12 Hz arasındadır. Genelde 1 – 2 Hz arasında olan iki düğüm noktalı düşey eğilme doğal frekansı normal işletme şartlarında tehlike sınırının çok altındadır. Johannessen ve Skaar [76] tarafından verilen aşağıdaki formül ise iki düğüm noktalı düşey modun doğal frekansı cinsinden ilk birkaç düşey doğal frekansı hesaplamak için kullanılmaktadır.

$$N_n \cong N_2(n - 1)^\alpha \quad (3.3)$$

N_n : n düğümlü düşey eğilme modunun doğal frekansı (1/dk)

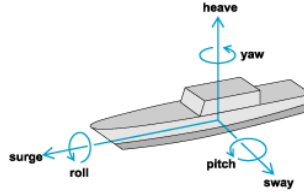
n : Düğüm sayısı

α : 0,845 (Genel yük gemileri için)

α : 1,0 (Dökme yük gemileri için)

α : 1,02 (Tankerler için)

Gemi yapıları genelde düşey eğilme, yatay eğilme, burulma, uzama, yatay eğilme ve burulma kuplajı modlarında titreşir. Serbest titreşim analizi (özdeğer analizi) genelde pervane kanat frekansının iki katına kadar yapılmakta olup ilk 6 mod rijit cisim modudur. Bu modlar Pitch, Roll, Yaw, Surge, Heave ve Sway (baş – kık vurma, yalpalama ve batıp – çıkma hareketleri) olarak adlandırılmakla birlikte 3 öteleme ve 3 dönme hareketi olmak üzere Şekil 3.1'de gösterildiği biçimde ortaya çıkarlar.



Şekil 3.1 : Rijit cisim modları.

Gemi yapıları aşırı karmaşık yapılar olup ancak gemi yapısıyla ilgili birtakım sadeleştirmeler ve birçok basitleştirici kabullerle sonlu eleman analizi gerçekleştirilebilmektedir. Sonlu eleman analizi için güverteler ve itici sistemler dahil tüm gemiyi temsil edecek bir model oluşturulması gerekmektedir. Titreşim analizi açısından, geminin ana yapısının yanında, paneller, plaklar, profiller, bölmeler, trabzanlar vb. gibi yerel yapılar da tanımlanmalıdır. Genelde bağlı bulundukları ana yapıdan kaynaklanan ikazlardan dolayı titreşim açısından en çok sorun yaşanan bölgelerin başından bu yerel yapılar gelmektedir. Eğer gerilme analizi vb. gibi başka analizler için hazırlanmış modeller var ise bu modeller titreşim analizi için yeniden düzenlenmelidir. Ağırlık dağılımı, titreşim analizinde çok önemli bir unsur teşkil etmektedir. Tüm ağır ekipmanlar, kütle elemanlar olarak ağırlık merkezleri ve kütle değerleri dikkate alınarak modellenmelidir. Titreşim analizde önemli bir diğer unsur ise yükleme durumudur. Genelde tam yük durumu ve balast durumu olmak üzere geminin tasarlanan hızda işletildiği durumlar için analizler gerçekleştirilmektedir. Yük durumunu temsil etmek için sonlu eleman modelindeki kargo tanklarının içerisindeki yük kütle elemanlarla modellenmektedir.

Çalışmanın ilk bölümünde gemi, serbest – serbest (susuz) ve su içinde olmak üzere serbest titreşim açısından global olarak incelenerek, tüm geminin doğal frekanslarının ve mod şekillerinin belirlenmesine çalışılmıştır. Bu analiz için öncelikle bir katı modelleme yazılımı yardımıyla tüm geminin üç boyutlu katı modeli oluşturulmuştur. Daha sonra oluşturulan bu katı modelin, bir sonlu eleman programı kullanılarak modal (frekans) analizi gerçekleştirilmiştir. Son olarak modal analiz

sonucunda hesaplanan doğal frekanslar bir sonişlemci yazılımı ortamında işlenerek mod şekilleri belirlenmiştir. Doğru bir analiz için, üç boyutlu sonlu eleman modelinin, tekne, güverte, ambarlar, makina dairesi, üstyapı ve itici sistemler dahil olmak üzere tüm gemiyi temsil edecek şekilde oluşturulması gerekir. Ayrıca rijitlik açısından birinci derecede önem taşıyan enine ve boyuna profillerin de (kemereleler) modellenmesi sonuçların sağlıklı çıkması açısından büyük önem taşımaktadır. Bunun yanında, sonlu eleman ağ yapısının oluşturulacağı eleman tipi ve boyutunun seçimi de analizin başarılı olması bakımından önemli bir unsurdur. Başka amaçlar için hazırlanmış modeller varsa, bu modellerin titreşim analizi için yeniden düzenlenmesi gerekmektedir. Bu çalışmada, üç boyutlu gemi modeli özel olarak sonlu eleman yöntemi kullanılarak yapılacak titreşim analizi için tamamen baştan hazırlanmıştır. Bu alışma için İstanbul – Tuzla’da bulunan ADİK tersanesinde üretilmiş olan ve şekil 3.2’de resmi gösterilen “Procida”adlı 18.000 DWT’luk bir kimyasal tanker seçilmiş olup seçilen geminin başlıca özellikleri izelge 3.1’de belirtilmiştir.

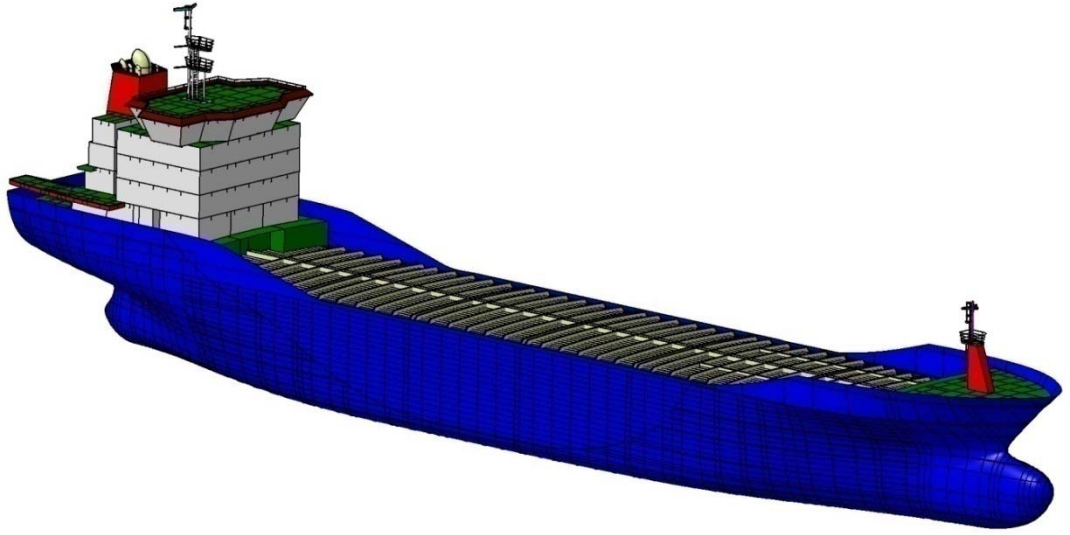


şekil 3.2 : Modellenen gemi.

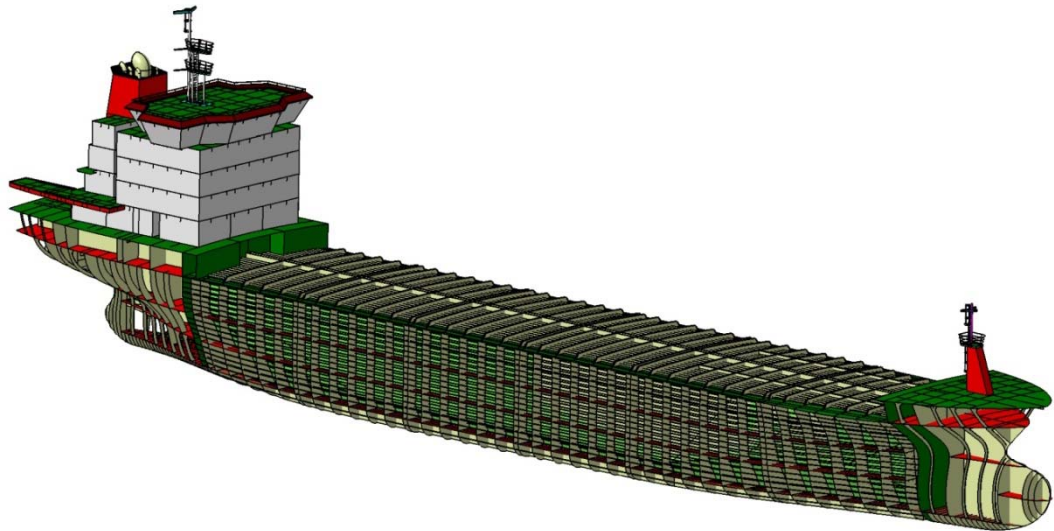
Çizelge 3.1 : Modellenen geminin başlıca özellikleri.

Adı	PROCIDA
Üretim Kodu	CT75
Tipi	KİMYASAL TANKER
Tonajı	18.000 DWT
Boy	149,108 m
Genişliği	22,399 m
Ortalama Su Kesimi	2,329 m
Trimi	3,901 m
Ağırlık Merkezi Konumu (Boyuna)	59,469 m
Ağırlık Merkezi Konumu (Enine)	0,034 m
Ağırlık Merkezi Konumu (Düşey)	9,560 m
Orijin	DÜMEN EKSENİ
Servis Hızı	14,5 knot
Pervane Devir Hızı ve Kanat Sayısı	173 rpm / 4
Ana Makina Tipi	MAN 8S35MC – 8 SİLİNDİRLİ – 2 ZAMANLI
Ana Makina Gücü	5920 kW

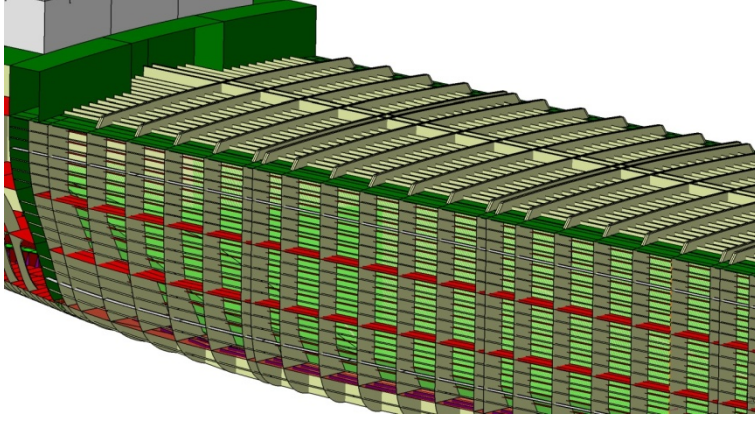
Analizin ilk aşamasında, CATIA katı modelleme ortamında tüm geminin katı modeli oluşturulmuştur. İki boyutlu konstrüksiyon resimlerinden yola çıkılarak tüm geminin sonlu eleman modeli, tekne, ana güverte, baş ve kış kasaralar, kargo tankları, postalar, kirişler, üstyapı ve makina dairesi olmak üzere tüm gemiyi temsil edecek şekilde oluşturulmuştur. Ayrıca tüm katı model parametrik olarak hazırlanmış olup, modelin herhangi bir bölümünde yapılan değişiklik sonucunda tüm model kendisini tekrar düzenlemektedir. Bu şekilde sonlu eleman analizi için hatasız bir model elde edilmiştir. Şekil 3.3, Şekil 3.4, Şekil 3.5, Şekil 3.6, Şekil 3.7, Şekil 3.8 ve Şekil 3.9'da, hazırlanmış olan modele ait çeşitli görünüş ve kesit resimleri gösterilmektedir.



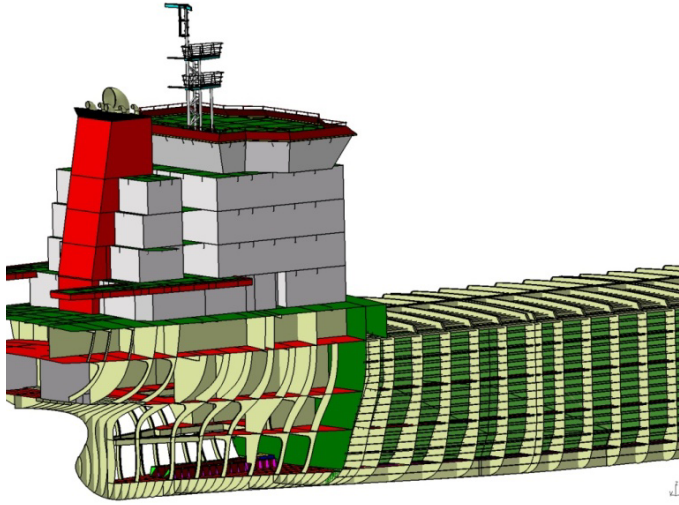
Şekil 3.3 : Model genel görünüşü.



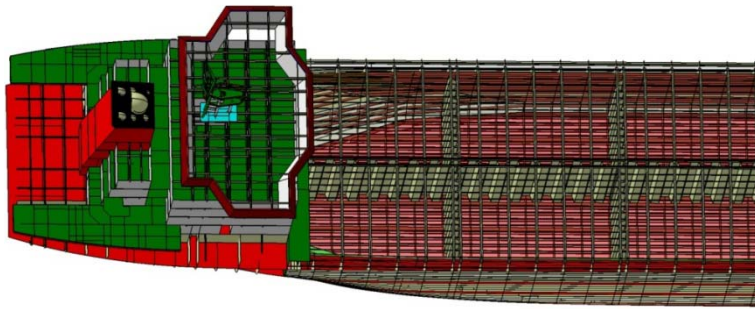
Şekil 3.4 : Gemi çift-cidar detayı.



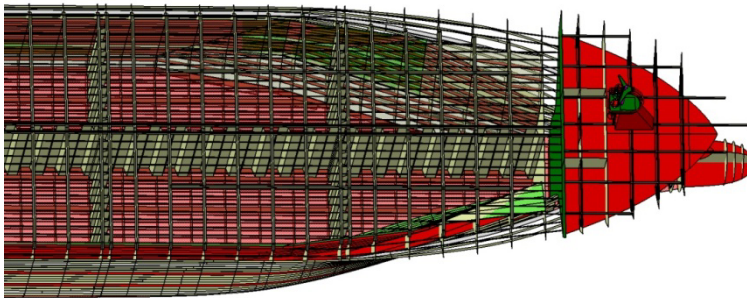
Şekil 3.5 : Gövde kirişleri detayı.



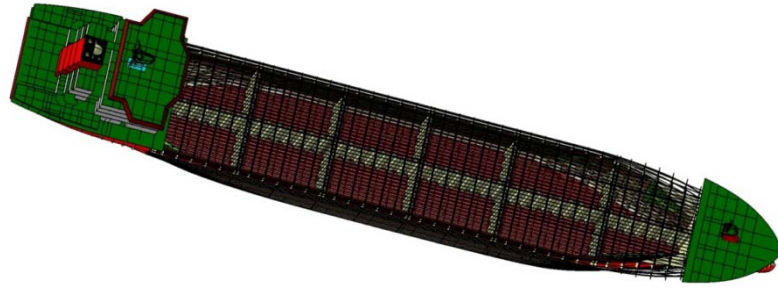
Şekil 3.6 : K ıç kasara detayı.



Şekil 3.7 : K ıç kasara ve tank detayları.



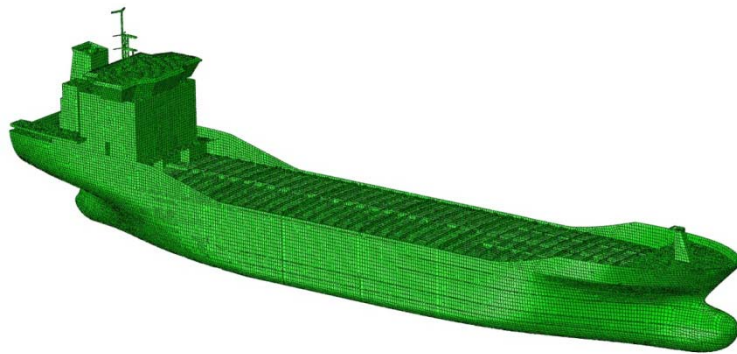
Şekil 3.8 : Tank ve baş kasara detayları.



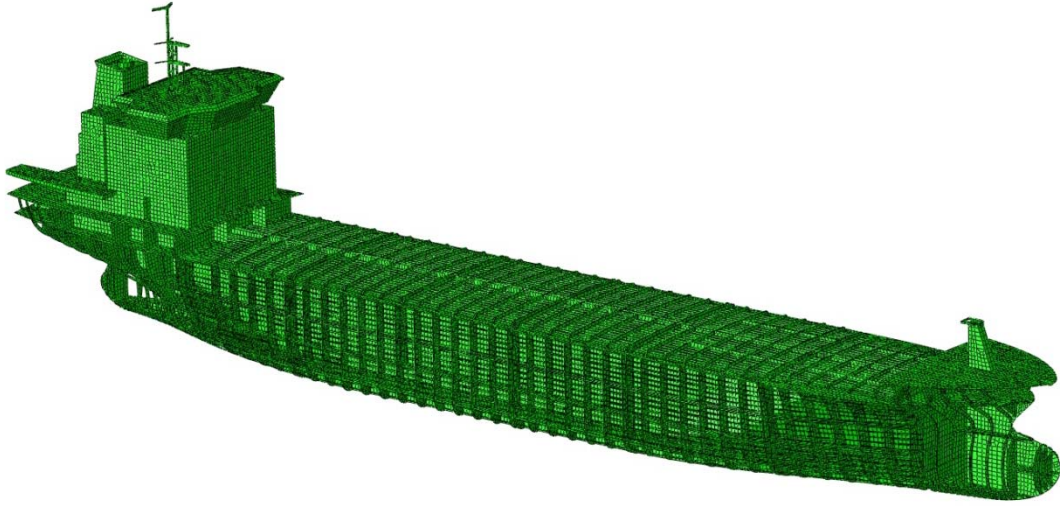
Şekil 3.9 : Kargo tankları.

Geminin ana yapısı posta (frame) adı verilen omurga şeklindeki parçalardan oluşur. Gemi, çift cidarlı tasarlanmış olup postaların dış yüzeyi dış cidarı, iç yüzeyi ise iç cidarı oluşturur. Postalar iç yüzeylerinden kemere adı verilen uzun profillerle birbirlerine bağlıdır. Bu kemerele aynı zamanda iç cidarın omurgasını oluşturarak kargo tanklarının sınırlarını meydana getirirler. Geminde toplam 12 adet kargo tankı bulunmaktadır. Bu tanklar özel bir forma sahip duvarlarla birbirlerinden ayrılırlar. Baş ve kıç kasaraların yanında ana makinanın mesnetlendiği taban (engine foundation) da modellenmiştir. Geminin başüstü, kıç güvertesi ve ana güvertesi 11 mm kalınlığında levhalardan oluşmuştur. Geminin teknesi ise 10 ile 14 mm arasında değişen levhalarla kaplıdır. Ana güvertenin üzerinde mukavemeti artırması açısından enine ve boyuna kemerele kullanılmıştır. Bu kemerele ise 17 mm genişliğinde Hollanda profili adı verilen yapılarla oluşturulmuştur. Posta kalınlıkları ise 12 mm olup tekne toplam 48 postadan oluşmaktadır.

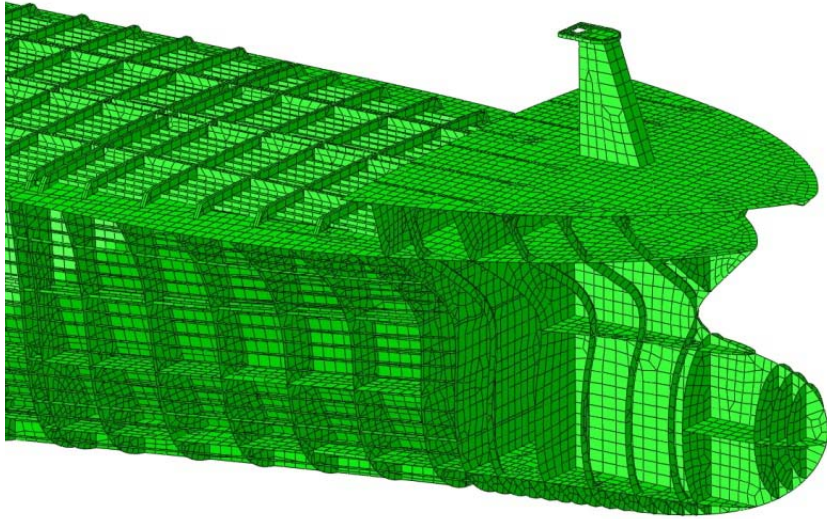
CATIA yazılım ortamında oluşturulan üç boyutlu gemi modelinin ağ yapısı (mesh) HYPERMESH sonlu eleman programında oluşturulmuştur. Tüm parçalar, ortalama boyutu 500 mm olan doğrusal dörtgen plak (quadrilateral) elemanlarla ve yapısal metodla ayrı ayrı modellenmiş olup daha sonra gemi yapısına uygun olarak birbirleriyle temas ettirilmişlerdir. Oluşturulmuş global ağ yapısı detayları Şekil 3.10, Şekil 3.11, Şekil 3.12, Şekil 3.13 ve Şekil 3.14'de gösterilmektedir.



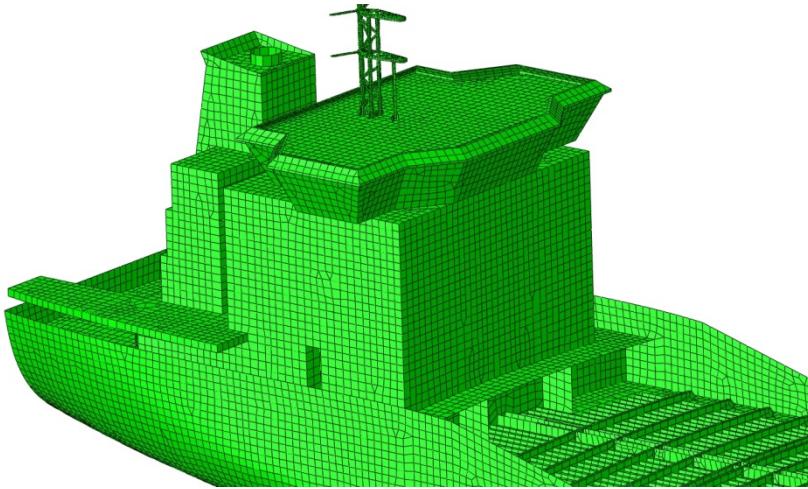
Şekil 3.10 : Global sonlu eleman modeli genel görünüşü.



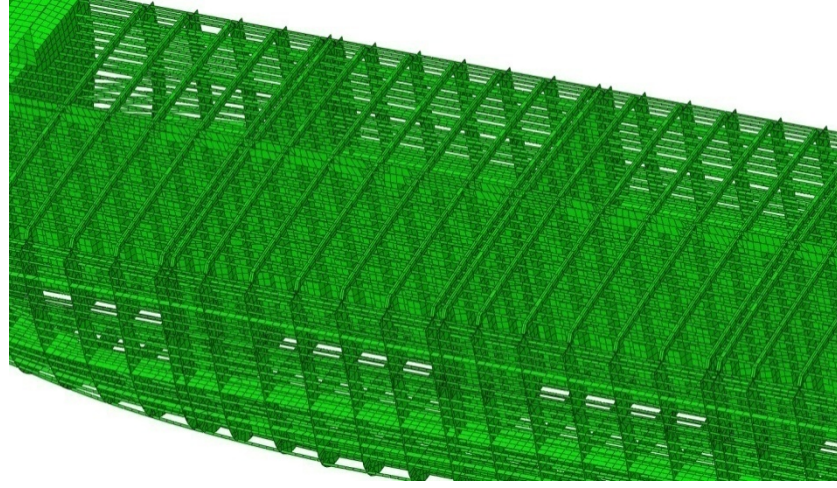
Şekil 3.11 : Global sonlu eleman modeli kesiti.



Şekil 3.12 : Global sonlu eleman modeli baş kasara detayı.

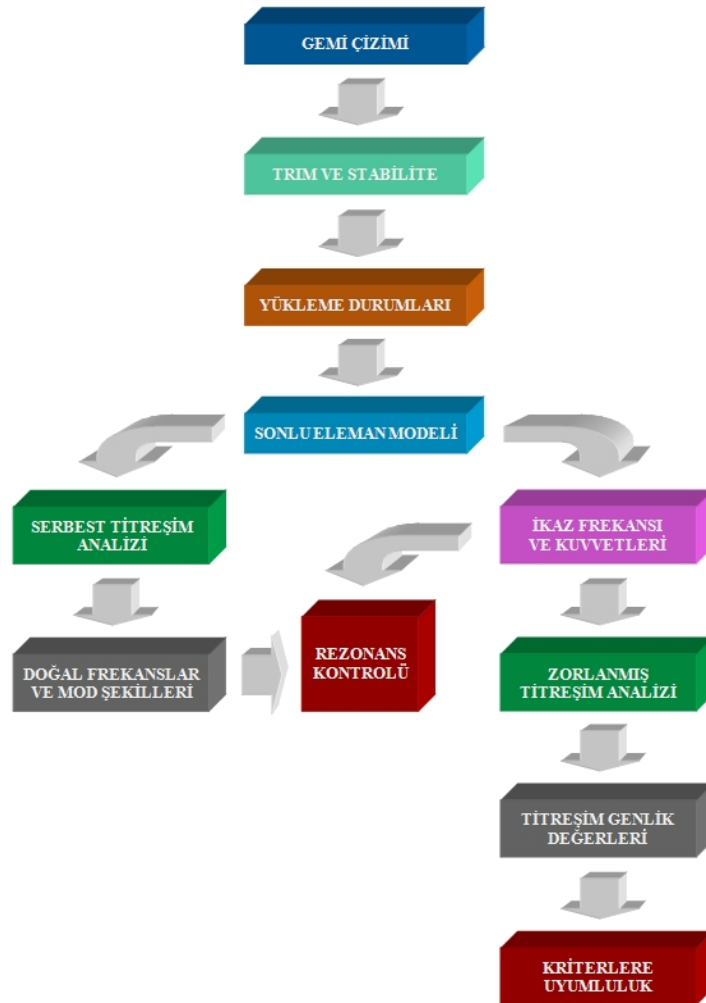


Şekil 3.13 : Global sonlu eleman modeli üstyapısı.



Şekil 3.14 : Global sonlu eleman modeli gövde kirişleri detayı.

Çalışmada, global gemi sonlu eleman modelinin ve ağ yapısının oluşturulmasından sonra sırasıyla serbest – serbest titreşim analizi, su içinde titreşim analizi ve pervane kaynaklı zorlanmış titreşim analizleri gerçekleştirilmiştir. Global gemi titreşimlerinin analizinde genel olarak Şekil 3.15'de gösterilen yol takip edilmektedir.



Şekil 3.15 : Gemi titreşimleri analiz prosedürü.

3.1 Global Gemi Serbest – Serbest Titreşim Analizi

Çalışmanın bu bölümünde gemi serbest – serbest olarak kabul edilmiş ve bu şekilde serbest titreşim analizi gerçekleştirilerek doğal frekans ve mod şekilleri tespit edilmiştir. Özdeğerlerin (doğal frekansların) elde edildiği karakteristik ifadenin köklerinin bulunmasında sayısal yöntem olarak Block-Lanczos algoritması kullanılmıştır. Şekil 3.16'da global sonlu eleman modeli, Çizelge 3.2'de ise analiz ile ilgili değerler verilmiştir.

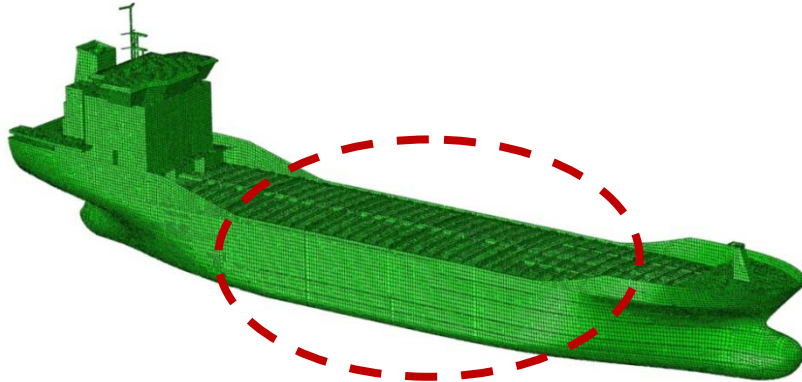
Çizelge 3.2 : Sonlu eleman analiz değerleri.

Eleman Sayısı	185.029
Düğüm Noktası Sayısı	166.159
Kullanıcı Tarafından Tanımlanan Düğüm Noktası Sayısı	166.159
Toplam Değişken Sayısı	996.954
Toplam Analiz Süresi	69.071 s (19 saat)

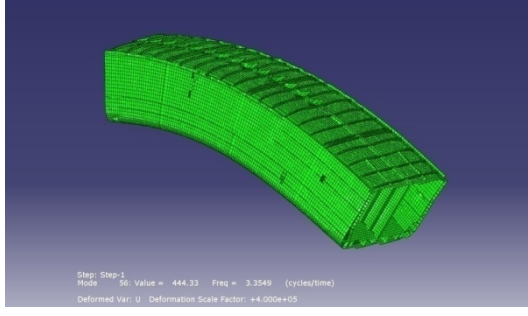
İlk 6 rijit cisim modundan sonra gelen ilk 8 global doğal frekans değeri Çizelge 3.3'de, mod şekilleri ise Şekil 3.17'de sunulmuştur.

Çizelge 3.3 : Global doğal frekanslar.

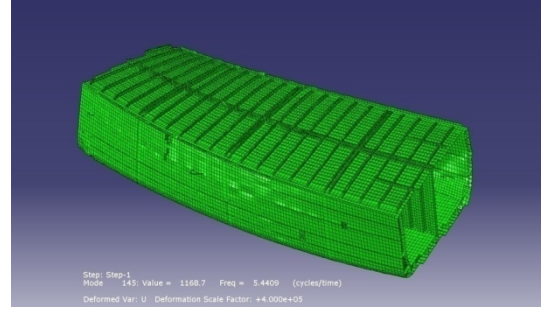
Global Mod No.	Açıklama (Düğüm Sayısı)	Doğal Frekans (Hz)
1	Düşey Eğilme Modu (2)	3,3549
2	Yanal Eğilme (2) + Burulma Modu (1)	5,4409
3	Düşey Eğilme Modu (3)	6,8837
4	Yanal Eğilme (3) + Burulma Modu (2)	11,175
5	Düşey Eğilme Modu (4)	11,314
6	Burulma Modu (2)	12,056
7	Düşey Eğilme Modu (4)	14,009
8	Burulma Modu (3)	16,389



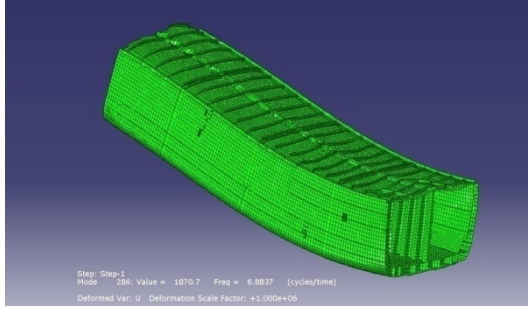
Şekil 3.16 : Global sonlu eleman modeli.



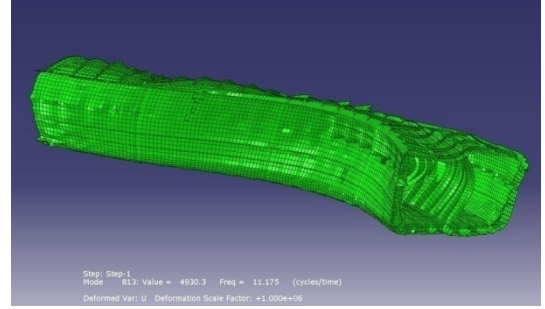
(a) Global mod 1



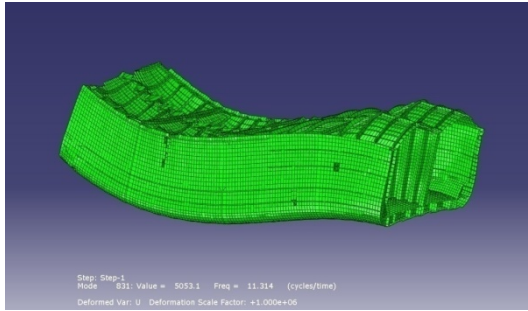
(b) Global mod 2



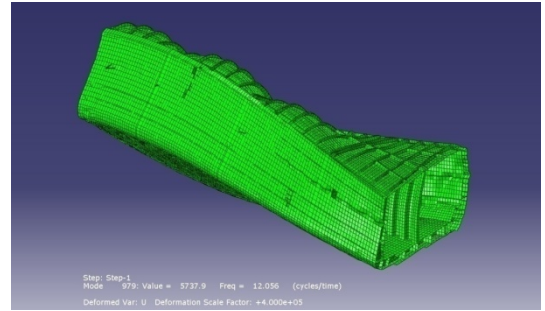
(c) Global mod 3



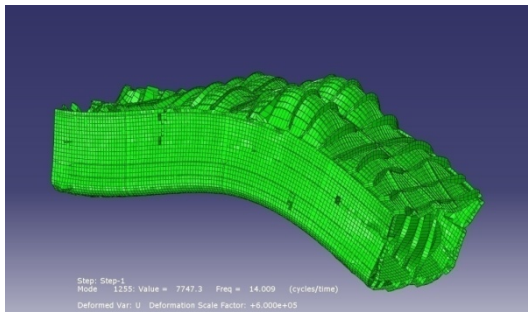
(d) Global mod 4



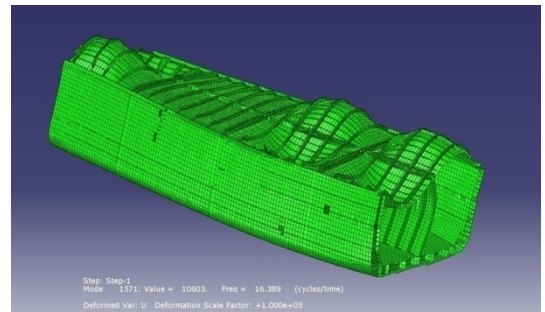
(e) Global mod 5



(f) Global mod 6



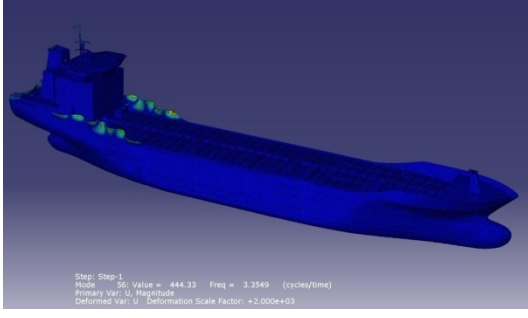
(g) Global mod 7



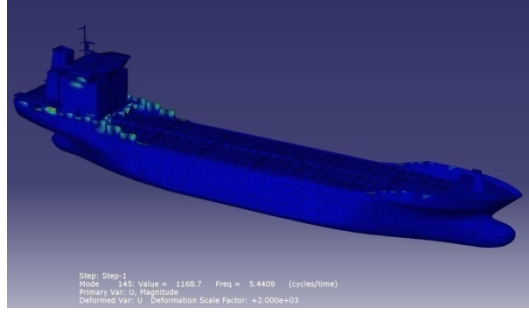
(h) Global mod 8

Şekil 3.17 : Global mod şekilleri.

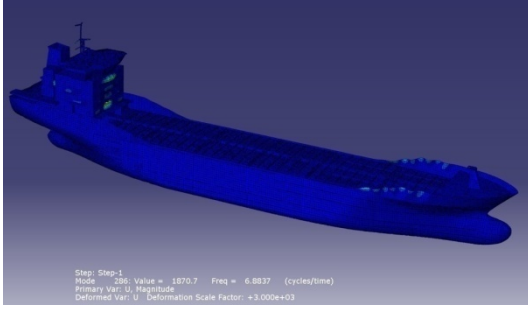
Yukarıda gövde kiriş yapılarının global modları sergilenmiştir. Ayrıca ilk 4 mod için tüm gemi üzerindeki global yerdeğiştirmeleri gösteren modlar Şekil 3.18'de gösterilmiştir.



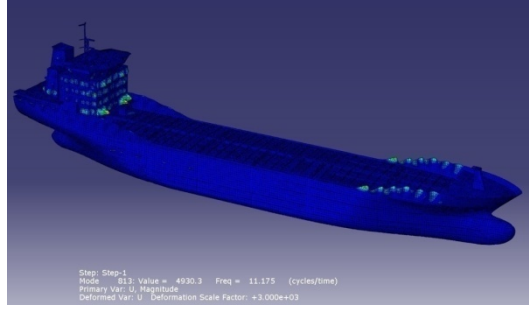
(a) Mod 1



(b) Mod 2



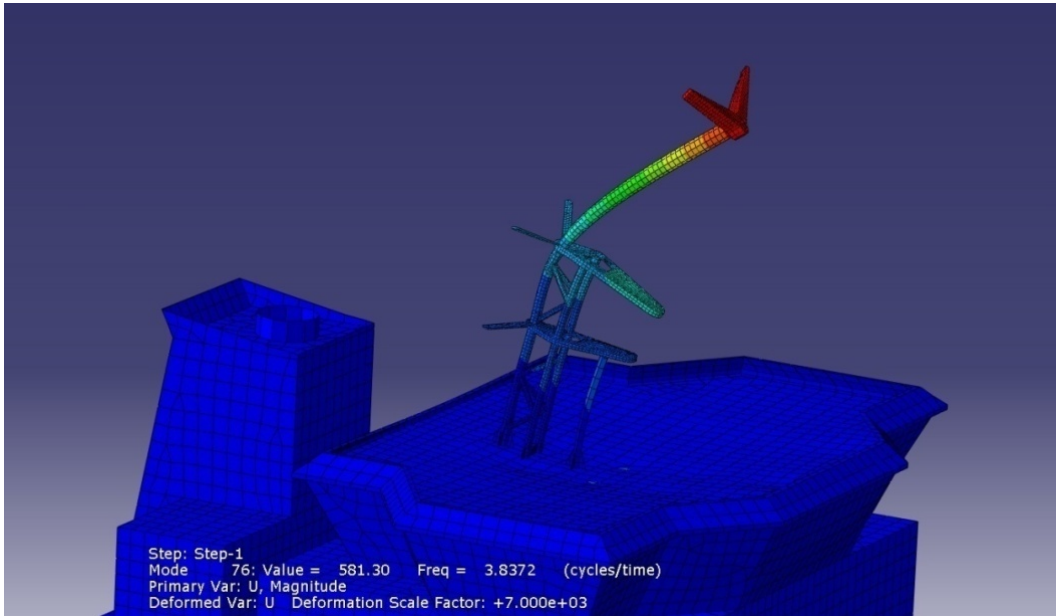
(c) Mod 3



(d) Mod 4

Şekil 3.18 : Global yerdeğiştirmeler.

Analiz sonucunda global modların yanında filika güvertesi, ara bölmeler, trabzanlar, direkler ve antenler gibi birçok lokal mod da tespit edilmiştir. Özellikle elektronik ekipmanların sağlıklı çalışabilmesi açısından bu lokal bölgelerdeki modlar büyük önem taşımaktadır. Köprüüstü üzerindeki anteni etkileyen bir mod Şekil 3.19'da gösterilmiştir.



Şekil 3.19 : Lokal mod.

3.2 Global Gemi Su İçinde Serbest Titreşim Analizi

Çalışmanın bu bölümünde gemi su içinde modellenmiş ve serbest titreşim analizi gerçekleştirilerek doğal frekans ve mod şekilleri tespit edilmiştir. Bir önceki analiz için hazırlanmış olan gemi ağ yapısı aynen kullanılmış olup su ise akustik elemanlarla modellenmiştir.

Akustik elemanlarla serbest titreşim analizinde, en kısa akustik dalgaboyunun belirlenmesi zor olup, bu değerin tespiti için en yüksek frekans değeri veya öngörölmüş sınır şartlarını kullanmak mümkündür. “Düğömlerarası Mesafe” bir elemanın bir düğüm noktasının en yakın komşu düğüm noktasına uzaklığı olarak tanımlanmakta olup bu değeri, doğrusal bir eleman için eleman boyutunu, ikinci dereceden bir eleman için eleman boyutunun yarısını temsil eder. Sabit bir düğömlerarası mesafe değeri için, ikinci dereceden elemanlar, doğrusal elemanlara göre daha hassaslardır.

Akustik dalgaboyu artan frekans değeriyle azalmakta olup belirli bir sonlu eleman ağ yapısı için frekans üst sınırı bulunmaktadır. L_{max} bir elemanın ağ yapısı içerisindeki maksimum düğömlerarası mesafesi, n_{min} akustik dalgaboyu başına düğömlerarası aralık, f_{max} ikaz frekansı ve c_f akışkan (deniz suyu) içerisindeki ses hızı olmak üzere, maksimum doğrusal eleman boyutu,

$$L_{max} \leq \frac{c_f}{n_{min} \cdot f_{max}} \quad (3.4)$$

bağıntısı, akışkan içerisindeki ses hızı değeri ise,

$$c_f = \sqrt{\frac{K_f}{\rho_f}} \quad (3.5)$$

bağıntısıyla hesaplanır. Deniz suyu için genel olarak kullanılan,

$K_f = 2306,35 \text{ Mpa}$ ve $\rho_f = 1,025 \cdot 10^{-9} \text{ ton/mm}^3$ değeri için,

$c_f = 1500032,52 \text{ mm/s} \approx 1500 \text{ m/s}$

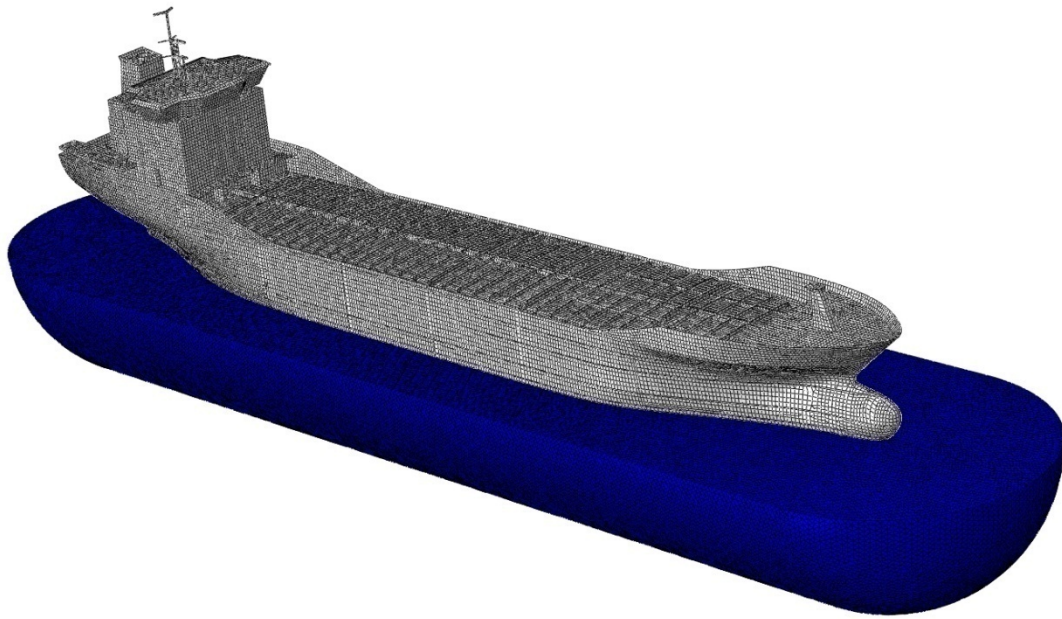
olarak hesaplanır. $n_{min} = 8$ olmak üzere, maksimum doğrusal eleman boyutu,

$$L_{max} \leq \frac{1500}{8 \cdot 40}$$

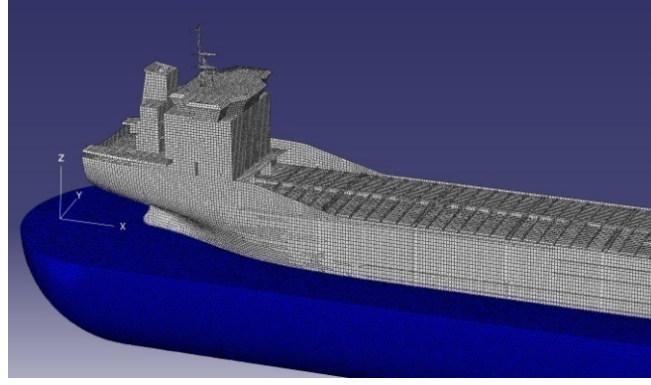
$$L_{max} \leq 4,6875 \text{ m}$$

olarak bulunur. Bu analizde ise ortalama doğrusal eleman boyutu 600 mm olarak seçilmiş olup seçilen değer L_{max} değerinin çok altında bulunmaktadır. HYPERMESH kullanılarak yapılan modellemede genel olarak aşağıdaki yol takip edilmiş olup elde edilen sonlu eleman modeli Şekil 3.20'de gösterilmiştir. Şekil 3.21'de ise kabul edilen global koordinat sistemi tanıtılmıştır.

1. Suyun tanımlanması için iki çeyrek küre ve bu küreler arasına bir yarım silindir oluşturuldu.
2. Oluşturulan bu yüzeyler denizin atmosfere açık (free) yüzeyleri olduğundan üstleri kapatıldı.
3. Oluşturulan bu yüzeyler ile gemi su kesimi yüzeyleri kesiştirildi.
4. Elde edilen yüzeyler için tetrahedron elemanlarla ağ yapısı (mesh) oluşturuldu.
5. Oluşturulan model ABAQUS yazılımında çözdürülmek üzere transfer edildi.
6. ABAQUS'deki model üzerinde su elemanlarına "AC3D4" kodlu, lineer ve dört düğümlü akustik eleman tipi uygulandı.
7. Suyun malzeme özellikleri yazılıma tanıtıldı.
8. Geminin dış cidarını oluşturan tüm yüzey elemanlarının yüzey normallerinin suya doğru bakması sağlanarak su ağ yapısı ile gemi ağ yapısı birleştirildi.
9. Su dış yüzeylerine (atmosfere açık yüzey hariç) yansıtmayan (non-reflecting) sınır koşulları uygulandı.
10. Suyun atmosfere açık yüzeyine "0" (sıfır) basınç sınır şartı uygulandı.



Şekil 3.20 : Su içinde global gemi sonlu eleman modeli.



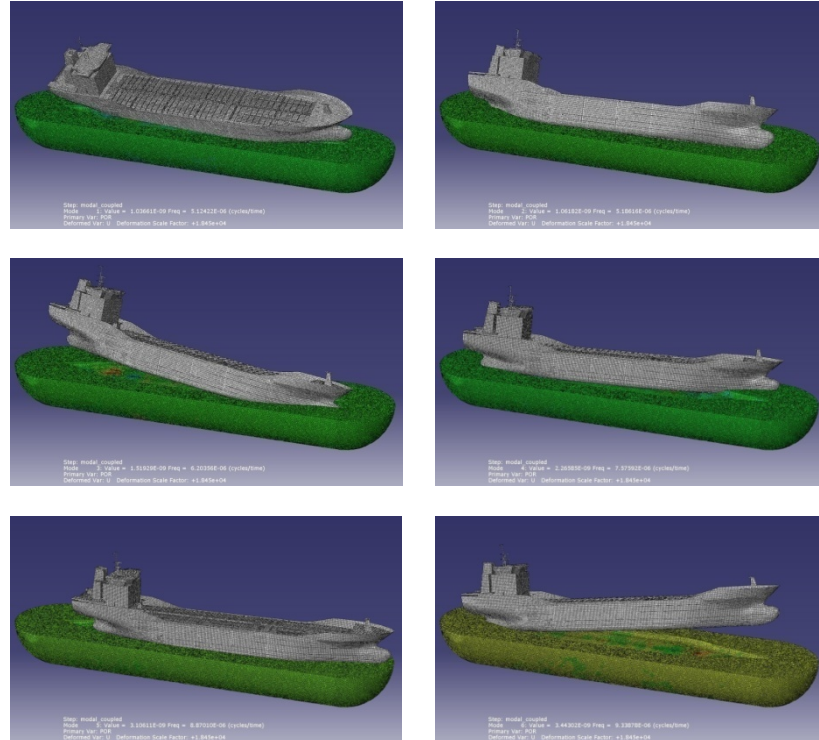
Şekil 3.21 : Global koordinatlar ve eksen takımı.

Yukarıda belirtilen adımlarla elde edilen model ABAQUS yazılımı kullanılarak çözülmüş ve Çizelge 3.4'de analiz ile ilgili değerler verilmiştir.

Çizelge 3.4 : Sonlu eleman analiz değerleri.

Eleman Sayısı	970.452
Kullanıcı Tarafından Tanımlanan Eleman Sayısı	970.562
Düğüm Noktası Sayısı	319.497
Kullanıcı Tarafından Tanımlanan Düğüm Noktası Sayısı	319.497
Toplam Değişken Sayısı	1.610.306
Toplam Analiz Süresi	202.309 s (56 saat)

İlk 6 rijit cisim modu Şekil 3.22'de gösterilmiştir.

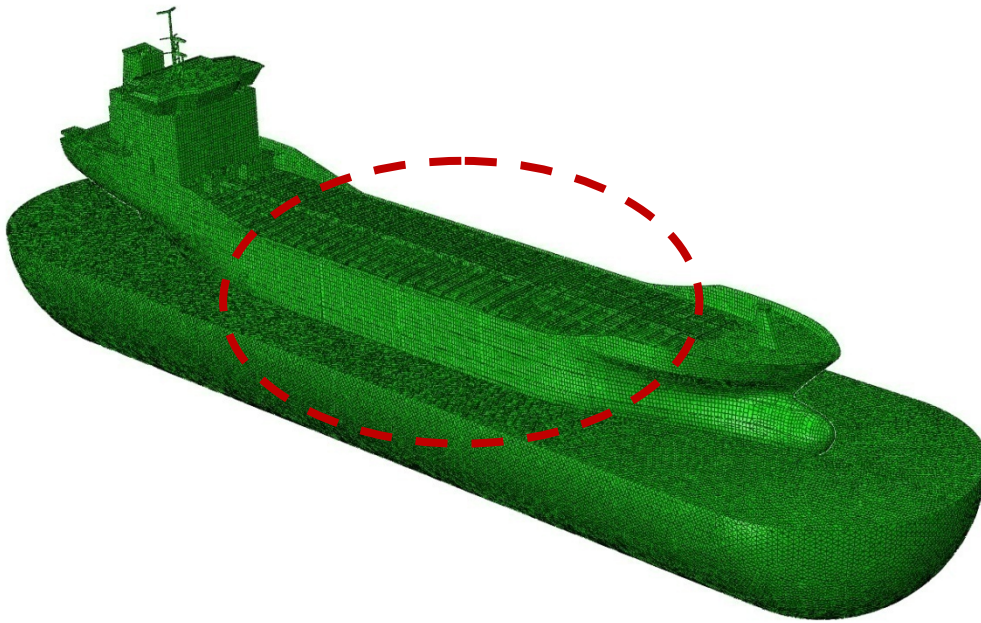


Şekil 3.22 : Rijit cisim modları.

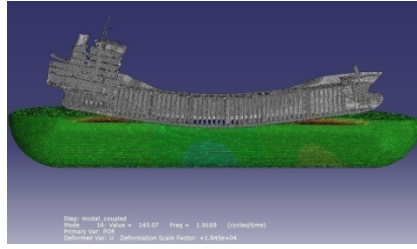
Şekil 3.23'deki global modelin ilk 6 rijit cisim modunun dışında kalan ilk 12 global doğal frekans değeri Çizelge 3.5'de, mod şekilleri ise Şekil 3.24'de sunulmuştur.

Çizelge 3.5 : Global doğal frekanslar.

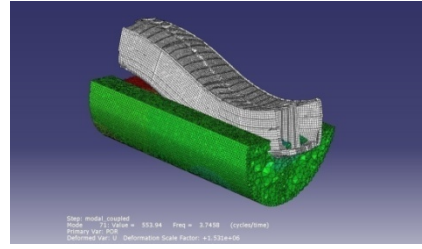
Global Mod No.	Açıklama (Düğüm Sayısı)	Doğal Frekans (Hz)
1	Düşey Eğilme Modu (2)	1,9169
2	Düşey Eğilme Modu (3)	3,7458
3	Yanal Eğilme (2) + Burulma Modu (1)	4,8353
4	Düşey Eğilme Modu (4)	5,2817
5	Yanal Eğilme (3) + Burulma Modu (1)	5,4145
6	Düşey Eğilme Modu (4)	5,6903
7	Yanal Eğilme (2) + Burulma Modu (2)	5,7154
8	Burulma Modu (2)	6,7115
9	Düşey Eğilme Modu (5)	6,8863
10	Düşey Eğilme Modu (5)	7,6108
11	Yanal Eğilme (3) + Burulma Modu (2)	8,0828
12	Uzama Modu	14,6700



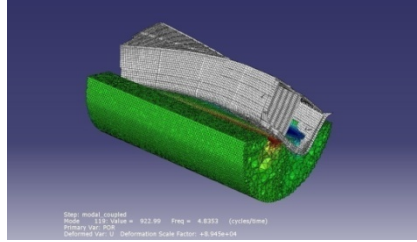
Şekil 3.23 : Global gemi sonlu eleman modeli.



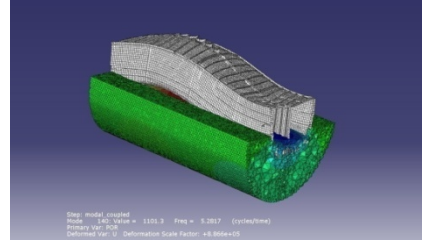
(a) Global mod 1



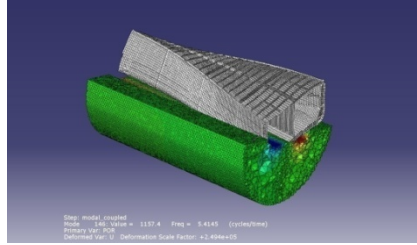
(b) Global mod 2



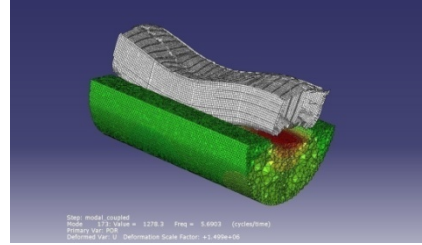
(c) Global mod 3



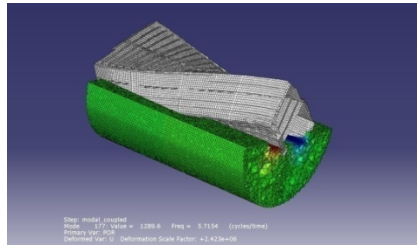
(d) Global mod 4



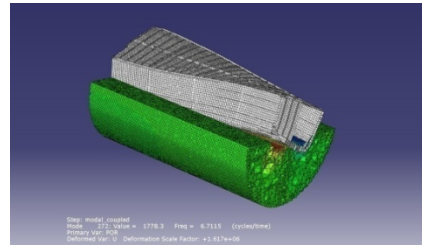
(e) Global mod 5



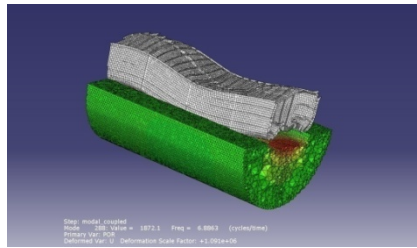
(f) Global mod 6



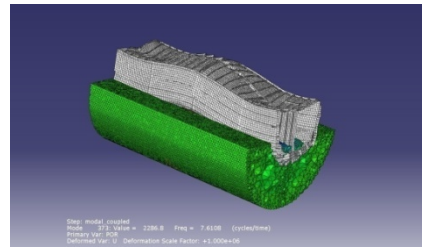
(g) Global mod 7



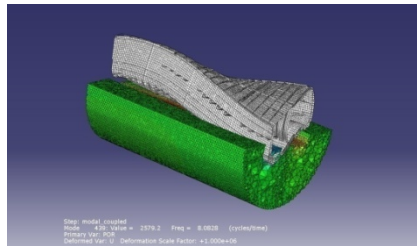
(h) Global mod 8



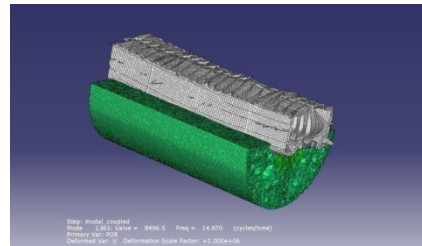
(i) Global mod 9



(j) Global mod 10



(k) Global mod 11



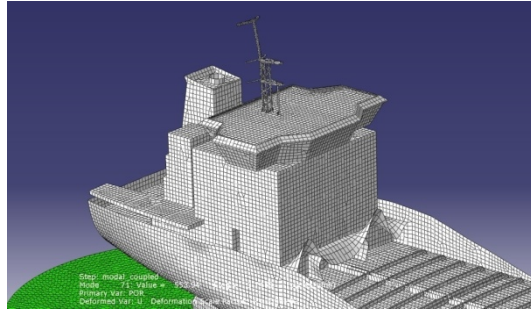
(l) Global mod 12

Şekil 3.24 : Global mod şekilleri.

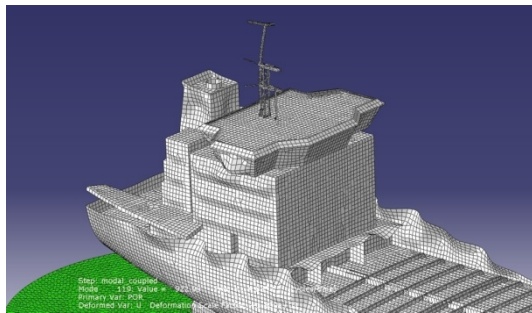
Bu analiz için de gövde kiriş modlarının yanısıra ilk 4 mod için tüm gemi üzerindeki global yerdeğiştirmeleri gösteren modlar Şekil 3.25'de gösterilmiştir.



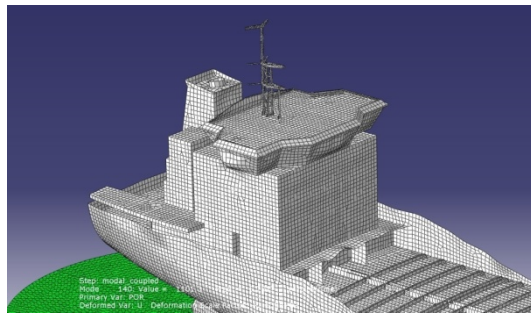
(a) Mod 1



(b) Mod 2



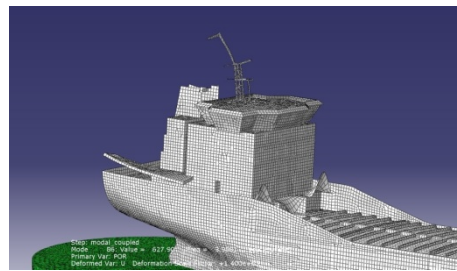
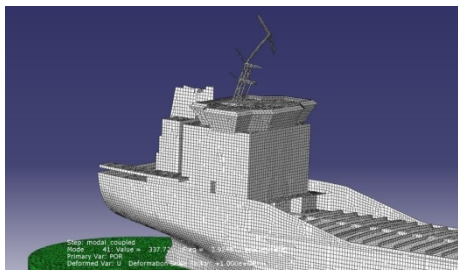
(c) Mod 3



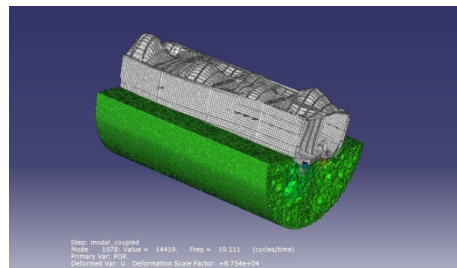
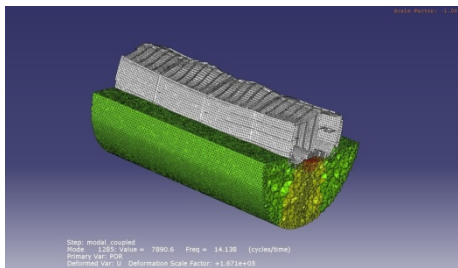
(d) Mod 4

Şekil 3.25 : Global yerdeğiştirmeler.

Bu analiz sonucunda da global modların yanında birçok lokal mod da tespit edilmiştir. Köprüüstü üzerindeki anteni etkileyen modlar Şekil 3.26'da, ana güvertenin plak davranışını sergileyen modlar ise Şekil 3.27'de gösterilmiştir.



Şekil 3.26 : Lokal modlar (anten).



Şekil 3.27 : Lokal modlar (ana güverte).

3.3 Global Gemi Serbest Titreşim Analizlerinin Karşılaştırılması

Önceki bölümde su içinde global serbest titreşim analizi yapılmış ve global doğal frekans değerleri tespit edilmiştir. Bu bölümde ise düşey titreşim doğal frekanslarını veren ve ilk bölümde açıklanan Kumai'nin ampirik formülüyle (basit kiriş yaklaşımı) ilk 4 düşey doğal frekans değeri hesaplanarak sonlu eleman analizi sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Kumai [75] ve Johannessen-Skaar [76] tarafından verilen ampirik formüller için,

$$I : 44,534 \text{ m}^4$$

$$\Delta : 5088,87 \text{ ton}$$

$$\Delta_i : 22414,32 \text{ ton}$$

$$L : 140 \text{ m}$$

$$B : 22,4 \text{ m}$$

$$T_m : 2,33 \text{ m}$$

olmak üzere,

$$N_2 \text{ (İki düğümlü düşey eğilme modunun doğal frekansı)} : 1,3768 \text{ Hz}$$

$$N_3 \text{ (Üç düğümlü düşey eğilme modunun doğal frekansı)} : 2,7920 \text{ Hz}$$

$$N_4 \text{ (Dört düğümlü düşey eğilme modunun doğal frekansı)} : 4,2222 \text{ Hz}$$

$$N_5 \text{ (Beş düğümlü düşey eğilme modunun doğal frekansı)} : 5,6620 \text{ Hz}$$

olarak hesaplanır. Çizelge 3.6'da sonlu eleman analizi ve ampirik formüller ile hesaplanmış olan doğal frekans değerlerinin karşılaştırılması verilmektedir.

Çizelge 3.6 : Doğal frekansların karşılaştırılması.

Düşey Mod	Ampirik Formül (Hz)	Sonlu Eleman Analizi (Hz)	Fark (%)
Düşey Mod 1 (2 Düğümlü)	1,3768	1,9169	28,18
Düşey Mod 2 (3 Düğümlü)	2,7920	3,7458	25,48
Düşey Mod 3 (4 Düğümlü)	4,2222	5,2817	20,06
Düşey Mod 4 (5 Düğümlü)	5,6620	6,8863	17,78

Yapılan karşılaştırmada sonlu eleman analizinin ampirik formüllere göre her zaman daha yüksek sonuçlar verdiği gözlemlenmektedir.

3.4 Global Gemi Zorlanmış Titreşim Analizi

Gemi yapısı, deniz koşullarında istenilen işletme gereksinimlerini karşılamak üzere genel olarak dayanımı meydana getiren dış kaplama ve dahili elemanlardan oluşmaktadır. Gemi yapısı, dinamik yükler altında serbest – serbest olarak titreşir. İtici sistemlerden kaynaklanan titreşim, gemi titreşimlerinin esas kaynağıdır. Bu şekilde ortaya çıkan titreşimler, şaft sisteminden kaynaklanan dinamik kuvvetlerin yataklar aracılığıyla gövdeye iletilmesi veya pervaneden kaynaklanan basınç darbelerinin gemi yüzeyinde oluşturduğu yüzey kuvvetleri şeklinde kendisini gösterir. Ayrıca, ana ve yardımcı makineler ise mesnetleri üzerinden gemiye ilettikleri dinamik kuvvetlerden dolayı titreşime neden olmaktadır. Bu dinamik etkiler, gemi kirişlerinde, güvertelerde, üstyapıda ve diğer yerel bölgelerde titreşime neden olurlar. Gemilerde titreşim kaynağının belirlenmesinde, ikaz frekansı ile şaft açısal hızı arasındaki bağıntının kurulması büyük önem taşımaktadır. Ana makineden kaynaklanan dengesiz ikazlara ise, düşük devirli ana makinelerin birincil ve ikincil serbest kuvvet ve momentleri neden olmaktadır.

Gemi titreşimi konusunda, pervane, kıç bölgedeki aşırı titreşimlerin kaynağı olarak büyük önem taşımaktadır. Ayrıca uzun süreli tekrar eden titreşimden dolayı ciddi yorulma problemleri ortaya çıkmaktadır. Aşırı titreşim seyir sırasında mekanik ve elektronik aksamda ciddi sorunlar yaratabilmektedir. Daha uzun ve daha geniş gemi gövde kirişlerinin artan esnekliği titreşime olan duyarlılığı artırmaktadır. Ayrıca üretim ve maliyet kaygılarından dolayı gemi üzerindeki ağırlık ve malzeme dağılımındaki iyileştirme çalışmalarından dolayı gemi yapılarındaki titreşime olan eğilimi yükseltmektedir. Yüksek seyir hızlarına olan talepten dolayı yüksek itici güçlere ihtiyaç duyulmakta olup bu da pervane üzerindeki dinamik yükleri artırarak pervane ikazlı titreşimde artışa sebebiyet vermektedir. Bu ikaz problemleri genel olarak pervane kanat yüzeyleri üzerindeki kavitelemlerin gemi yüzeyi üzerinde yarattığı basınç dalgalanmaları oluşturmaktadır. Modern pervane tasarımı yaklaşımında, yüksek itici güç taleplerinin karşılanması için bir miktar kaviteasyona göz yumulmaktadır. Pervane ikazlı titreşimin tespiti çok kolay değildir. Bunu için hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD), sonlu eleman yöntemi (FEM) ve akışkan kaviteasyon analizi gibi çalışmaların ortak yürütülmesi gerekmektedir. Pervane ikazlı titreşimin belirlenmesinde, kıçtaki akışın tahmin edilmesi ana unsur oluşturmaktadır. Bu unsurun belirlenmesi için düzensiz kıç akışı ve pervane-gövde

etkileşimi konularıyla ilgili detaylı bilgi gerektirmektedir. Genellikle gemi tasarımı ve analizlerinde bu değerlerin belirlenmesi için ampirik formüllerden yararlanılır.

Pervaneden kaynaklanan ikaz kuvvetleri, şaft hattı üzerinden doğrudan gemiye veya basınç dalgaları şeklinde pervane üstündeki gemi yüzeyine etki ederler. Her ne kadar, şaft hattının titreşiminde yatak kuvvetleri büyük rol oynasa da gemi titreşiminde en büyük etken gemi yüzeyine etkiyen basınç dalgalanmaları (gemi yüzey kuvvetleri) olmaktadır.

Pervaneden kaynaklanan titreşimde, titreşim hızlarının %10'u yatay kuvvetlerinden meydana gelirken %90'ı basınç dalgalanmalarından (gemi yüzey kuvvetleri) kaynaklanmaktadır. Deneyimler pervane üzerindeki basınç değerinin, tek başına, pervanenin ikaz karakteristiğini belirlemek için yeterli olmadığı göstermekle birlikte, bu değerler, sadece iletilen güç, pervane toleransı vb. gibi teknik kısıtlara değil aynı zamanda verim ve basınç dalgalanması arasındaki geometriye bağlı uyum da önem taşımaktadır. Bununla beraber, pervane kanat frekansında doğrudan pervane üzerindeki alana etki eden basınç değerleri, sırasıyla, 1 – 2 kPa için düşük, 2 – 8 kPa için orta ve 8 kPa üzeri için yüksek olarak sınıflandırılmaktadır. Pervane kanat frekansında, basınç değerinden entegre edilerek bulunan toplam düşey kuvvet değeri küçük gemiler için 10 kN'dan başlamakta olup yüksek performanslı büyük gemilerde 1000 kN'a kadar çıkmaktadır.

Basınç dalgalanmalarından oluşan yüzey kuvvetleri ampirik, ileri düzeyde teorik veya deneysel yolla hesaplanabilmektedir. Bu doğrultuda en çok kullanılan ampirik formül Holden [77] yöntemidir. Bu yöntem 72 adet gemi üzerinde yapılan deney sonuçlarına dayanmaktadır. Pervane üzerindeki alana etki eden basınç değeri, kavitasyon dışı durum için,

$$P_0 = \frac{(ND)^2}{70} \frac{1}{z^{1,5}} \left(\frac{K_0}{d/R} \right) \quad (3.6)$$

kavitasyon durumunda ise,

$$P_c = \frac{(ND)^2}{160} \frac{V_s(w_{Tmax} - w_e)}{\sqrt{h_a + 10,4}} \left(\frac{K_c}{d/R} \right) \quad (3.7)$$

formülü ile hesaplanmaktadır. Yukarıda belirtilen ve pervane üzerindeki alana etki eden basınç değerlerini veren formüllerde,

- N : Pervane devir sayısı (rpm)
 D : Pervane çapı (m)
 V_s : Gemi hızı (m/s)
 Z : Pervane kanat sayısı
 R : Pervane yarıçapı (m)
 d : Kanat üst ölü noktadayken 0,9R ile su içindeki tekne üzerindeki bir nokta arasındaki mesafe (m)
 w_{Tmax} : Pervane diskindeki maksimum Taylor iz katsayısı
 w_e : Ortalama etkin Taylor iz katsayısı
 h_a : Şaft merkez hattının derinliği
 K₀ : 1,8 + 0,4 (d/R) d/R ≤ 2 için
 K_c : 1,7 + 0,7 (d/R) d/R < 1 için
 K_c : 1,0 d/R > 1 için

değerlerini ifade etmektedir. Kavitasyon durumu ve kavitasyon dışı basınç bileşenlerinin bileşkesinin alınmasıyla oluşan toplam basınç değeri aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$P_z = \sqrt{P_0^2 + P_c^2} \quad (3.8)$$

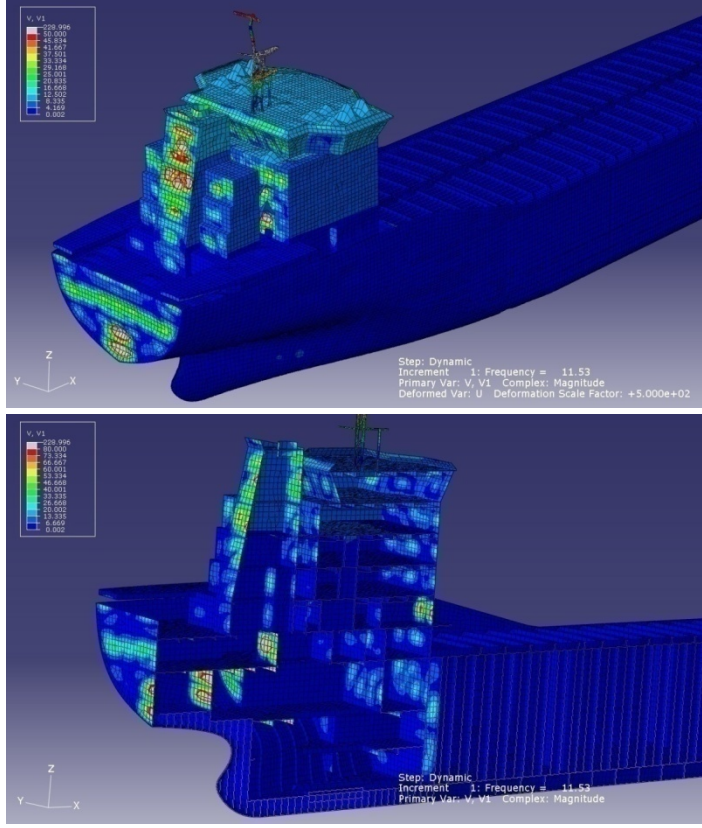
Yukarıda verilen basınç değerlerinin hesabı için gemiye ait değerler aşağıda verilmiştir.

- N : 173 rpm
 D : 4,25 m
 V_s : 7,46 m/s
 Z : 4
 R : 2,125 m
 d : 2,58 m
 w_{Tmax} : 0,298
 w_e : 0,059
 h_a : 3 m
 K₀ : 2,286
 K_c : 1,0

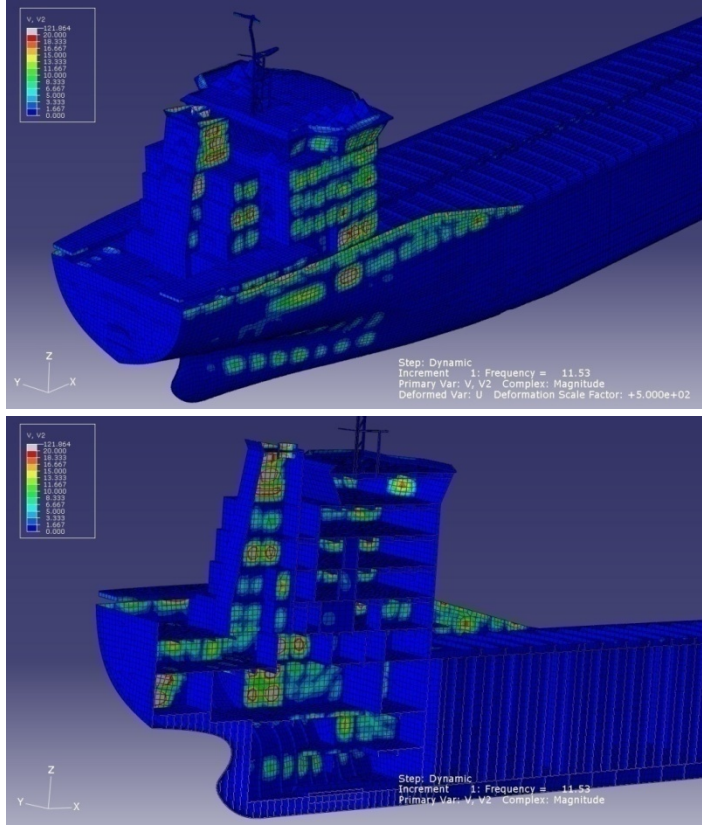
Bu değerler için P₀, P_c ve P_z hesaplanacak olursa,

$$P_z = 2267,34 \text{ N/mm}^2$$

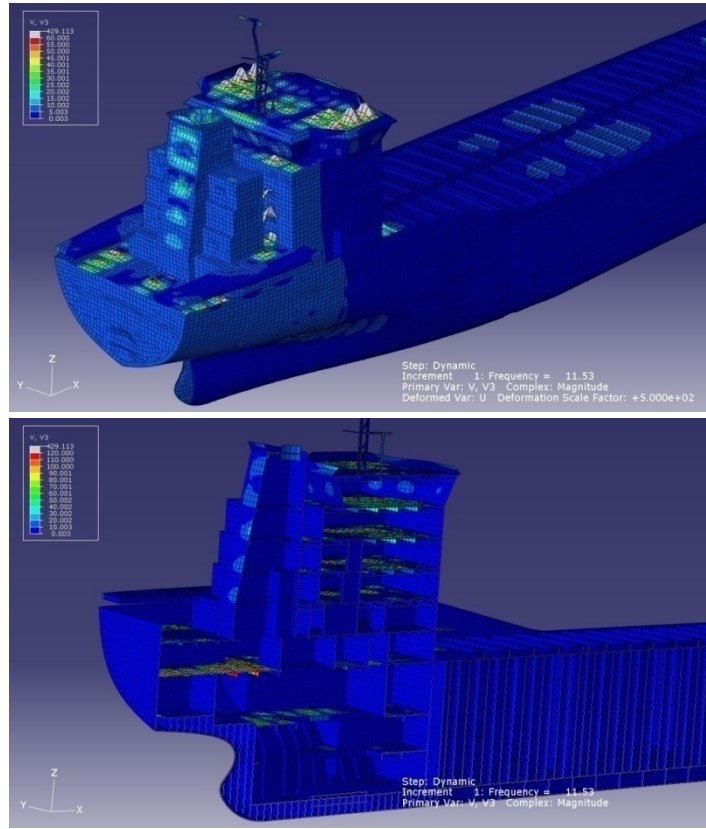
99



Şekil 3.29 : X doğrultusundaki titreşim hızları (V1).

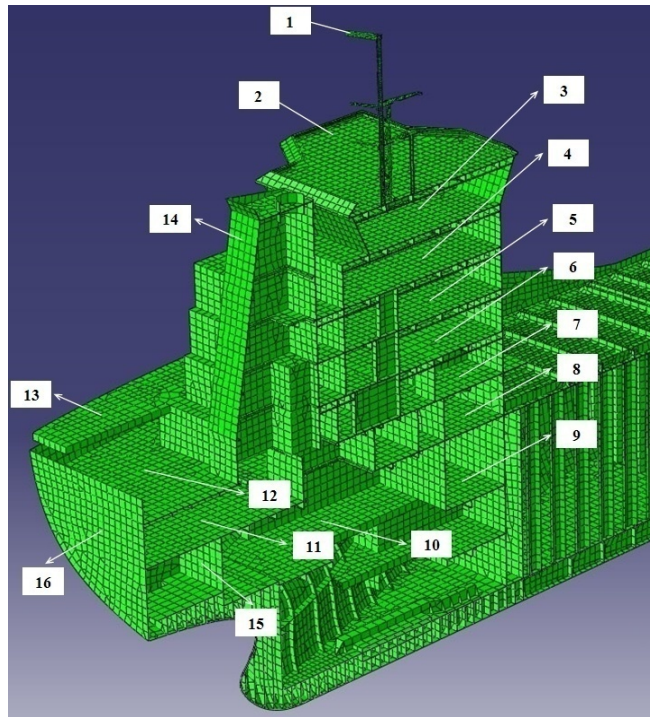


Şekil 3.30 : Y doğrultusundaki titreşim hızları (V2).



Şekil 3.31 : Z doğrultusundaki titreşim hızları (V3).

ISO standartları ve class kuruluşları tarafından gemi titreşim hızları esas alındığından analiz sonuçlarından elde edilen birtakım kritik noktaların titreşim hızı değerleri Şekil 3.32 ve Çizelge 3.7'de gösterilmiştir.



Şekil 3.32 : Titreşim hızlarının ölçüldüğü üstyapı kritik noktaları.

Çizelge 3.7 : Kritik noktalardaki titreşim hızı değerleri.

Nokta	V_x (mm/s)	V_y (mm/s)	V_z (mm/s)
1	50,8401	4,6778	24,4326
2	10,2054	0,3286	228,9610
3	8,0873	0,1100	126,9220
4	6,6947	0,0985	122,6420
5	5,2620	0,0725	167,0880
6	3,9025	0,0481	113,6760
7	2,6865	0,0127	5,4783
8	1,9068	0,2650	4,5171
9	1,4532	0,0466	0,5298
10	1,5421	0,8152	48,9489
11	2,3346	0,8880	323,3170
12	2,7745	0,1255	89,4936
13	3,3355	0,3477	2,1349
14	77,9465	0,1909	14,4173
15	102,8100	0,2916	5,4196
16	90,2826	0,2418	5,7030

ISO standartlarına göre yaşam mahallerindeki titreşim hızlarının 9 mm/s değerini aşmaması gerekmektedir. Çizelgeye bakıldığında, titreşim hızlarının, yaşam mahallerinde 9 mm/s değerinin altında kaldığı fakat dış noktalarda çok yüksek değerlere ulaştığı gözlemlenmektedir.

4. SONUÇLAR

Gemilerde ortaya çıkan yerel ve global titreşimlerin incelendiği tez çalışmasında teorik ve deneysel bağlamda birçok sonuç elde edilmiştir.

Çalışmanın birinci kısmında gemilerde ortaya çıkan yerel titreşim problemlerinin başında gelen kırlangıç titreşimleri ele alınmış ve bu yapılar hem teorik (sonlu eleman analizi ve analitik çözüm) hem de deneysel çalışmalarla incelenmiştir. Bu çalışmalardan aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

- Desteksiz kırlangıç modeli dışındaki tüm modellerin ilk modlarının yanal (düzlem dışı), ikinci modlarının ise düşey eğilme titreşimi modu olduğu gözlenmiştir. Bu da destek elemanlarının düşey eğilme modundan önce daha düşük frekansta yanal eğilme modlarını meydana getirdiği sonucunu ortaya koymuştur.
- Destek profillerinin yüksek modlarda belirgin bir frekans düşüşüne neden olduğu belirlenmiştir.
- Ortadan destekli yapılarda destek açısı arttıkça doğal frekansın düştüğü saptanmış olup uçtan dik destekli yapıların doğal frekanslarının büyük oranda çapraz destekli yapılara göre düşük olduğu görülmüştür.
- İlk modlarda teorik ve deneysel sonuçların örtüştüğü, yüksek modlarda ise farkların düşük modlara nazaran daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir.
- Genelde deneysel modal analiz ve analitik yöntemle elde edilen doğal frekans değerlerinin sonlu eleman yöntemiyle elde edilen değerlerden küçük olduğu tespit edilmiştir. Deneysel modal analiz sonuçlarının sonlu eleman analizine göre düşük çıkmasının, deney parçalarının boyalı olmasından dolayı ortaya çıkan aşırı sönümden kaynaklandığı düşünülmektedir. Teoride kabul edilen malzeme özelliklerinin, deney parçalarının hazırlandığı malzeme özelliklerinden farklı olması da teorik yöntemler ile deneysel yöntem arasındaki sonuçların farklı olmasının bir diğer nedeni olarak görülmüştür. Mesnetlemeden kaynaklanan hataların da sonuçların farklı çıkmasında ayrıca bir etken teşkil ettiği düşünülmektedir.

Global gemi titreşimlerinin incelendiği diğer bölümde yapılan çalışmalardan ise aşağıdaki sonuçlara varılmıştır.

- Çalışmanın ilk safhalarında geminin üstyapısı ve gövde kirişleri bulunmamakta idi. Geminin üst yapı (superstructure), gövde kirişleri (girders), ara bölmeler (bulkheads), rijitleştirici profiller (stiffeners), ana makina mesneti (foundation), direk ve antenler gibi diğer bölümlerinin eklenmesinde sonra doğal frekans değerleri ve mod şekillerinde belirgin değişiklikler gözlemlenmiştir.
- Geminin gerçek hidrostatik değerlere uygun olarak gerçekleştirilmiş olan su içinde serbest titreşim analizi sonucu ortaya çıkan sonuçların susuz ortamda gerçekleştirilmiş sonuçlara göre ciddi farklılıklar gösterdiği ortaya çıkmıştır.
- Genelde gemi hesaplarında kullanılan ve kiriş teorisine dayanan ampirik formüllerle hesaplanan doğal frekans değerleri ile sonlu eleman yöntemiyle hesaplanan değerler arasında %30'a yakın farklılıklar tespit edilmiştir. Bu sonuç da sonlu eleman yöntemiyle yapılan analizlerin gerekliliğini vurgulamaktadır.
- Pervane ikazlı zorlanmış titreşim analizi sonucu genelde yaşam mahallerinde standartların altında çıkan titreşim hızı değerlerinin dış yapısal elemanlarda çok yüksek değerlere vardığı, bunun da yorulma dayanımı açısından büyük sorunlar yaratabileceği ortaya konulmuştur.

KAYNAKLAR

- [1] **Özsoysal, R.**, 2004, "A Review of Recent Ship Vibration Papers", *The Shock and Vibration Digest*, Vol. **36**, No. 3, 207–214.
- [2] **Aryanpour, M., and Ghorashi, M.**, 2001, "Heave and Pitch Motions of a Ship Due to Moving Masses and Forces," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. **241**, No. 2, 185–195.
- [3] **Bereznitski, A.**, 2001, "Slamming: The Role of Hydro-Elasticity," *International Shipbuilding Progress*, Vol. **48**, No. 4, 333–351.
- [4] **Domnisoru, L., and Domnisoru, D.**, 2000, "Experimental Analysis of Springing and Whipping Phenomena," *International Shipbuilding Progress*, Vol. **47**, No. 450, 129–140.
- [5] **Falzarano, J.M., Claque, R.E., and Kota, R.S.**, 2001, "Application of Non-Linear Normal Mode Analysis to the Non-Linear and Coupled Dynamics of a Floating Offshore Platform with Damping," *Non-Linear Dynamics*, Vol. **25**, No. 1–3, 255–274.
- [6] **Gounaris, G.D., Papazoglou, V.J., and Anifantis, N.K.**, 2001, "Dynamics of Fractured Timoshenko Beams Moving in Wavy Fluids," *Computers and Structures*, Vol. **79**, No. 4, 431–439.
- [7] **Johnson, G.A., Pran, K., Sagvolden, G., Farsund, O., Haysgard, G.B., Wang, G., and Jense, A.E.**, 2000, "Surface Effect Ship Vibro-Impact Monitoring With Distributed Arrays of Fiber Bragg Gratings," in Proceedings of the 18th International Modal Analysis Conference, IMAC, San Antonio, TX, Vol. **2**, 1406–1411.
- [8] **Matveev, K.I.**, 2002, "Tone Generation on a Hydrofoil of a High-Speed Ship," *Ocean Engineering*, Vol. **29**, No. 10, 1283–1293.
- [9] **Polidori, D.C., and Papadimitriou, C.**, 2000, "A New Stationary PDF Approximation for Non-Linear Oscillators," *International Journal of Non-Linear Mechanics*, Vol. **35**, No. 4, 657–673.
- [10] **Przyborski, M.**, 2002, "Possible Determinism and the Real World Data," *Physica A: Statistical Mechanics and its Applications*, Vol. **309**, No. 3–4, 297–303.
- [11] **Ramos, J., Incecik, A., and Soares, C.G.**, 2000, "Experimental Study of Slam-Induced Stresses in a Container Ship," *Marine Structures*, Vol. **13**, No. 1, 25–51.
- [12] **Roberts, J.B., and Vasta, M.**, 2000, "Markov Modeling Stochastic Identification for Non-Linear Ship Rolling in Random Waves," *Philosophical Transactions of the Royal Society of London, Series A – Mathematical Physical and Engineering Sciences*, Vol. **358**, No. 1771, 1917–1941.

- [13] **Rohr, U., and Moller, P.**, 2001, "Hydroelastic Vibration Analysis of Wetted Thin-Walled Structures by Coupled FE-BE Procedure," *Structural Engineering and Mechanics*, Vol. **12**, No. 1, 101–118.
- [14] **Senjanović, I., Parunov, J., and Tomasevic, S.**, 2000, "Contribution to Ship Slamming and Whipping Analysis," *Brodogradnja*, Vol. **48**, No. 3, 203–214.
- [15] **Senjanović, I., Tomasevic, S., and Parunov, J.**, 2001, "Numericki Postupak za Analizu Podrhtavanja Broda (Numerical Procedure for Ship Whipping Analysis)," *Brodogradnja*, Vol. **49**, No. 2, 171–180 (in Serbian, English).
- [16] **Senjanović, I., Tomasevic, S., and Parunov, J.**, 2001, "Analytical Solution of Pontoon Transient Vibration Related to Investigation of Ship Whipping Due to Slamming," *International Shipbuilding Progress*, Vol. **48**, No. 4, 305–331.
- [17] **Senjanović, I., and Parunov, J.**, 2001, "Slamming and Whipping Analysis of Large Container Ship," in Proceedings of the 11th International Offshore and Polar Engineering Conference (ISOPE), Stavanger, Norway, Vol. **4**, 343–348.
- [18] **Tao, Z., and Incecik, A.**, 2000, "Non-Linear Ship Motion and Global Bending Moment Predictions in Regular Head Seas," *International Shipbuilding Progress*, Vol. **47**, No. 452, 353–378.
- [19] **Wu, F., Dong, W.-C., and Gua, R.-X.**, 2002, "Experimental Investigation on Vibration Reduction of Hull Model by Bubbly Layer," *Journal of Ship Mechanics*, Vol. **6**, No. 3, 76–84.
- [20] **Xia, L., Wu, W.-Q., Weng, C.-J., and Jin, X.-D.**, 2000, "Analysis of Fluid Structure Coupled Vertical Vibration for High-Speed Ships," *Journal of Ship Mechanics*, Vol. **4**, No. 3, 43–50.
- [21] **Xing, J.T., and Price, W.G.**, 2000, "Theory of Non-Linear Elastic Ship-Water Interaction Dynamics," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. **230**, No. 4, 877–914.
- [22] **Zhang, X.-C., Sima, C., and Y.-S.**, 2000, "Analysis of the Vortex Induced Vibration of Hydrofoil in Turbulent Field," *Ocean Engineering*, Vol. **4**, No. 3, 15–24.
- [23] **Zong, Z., and Lam, K.Y.**, 2000, "Hydrodynamic Influence on Ship-Hull Vibration Close to Water Bottom," *Journal of Engineering Mathematics*, Vol. **37**, No. 4, 363–374.
- [24] **Bambill, D.V., Escanes, S.J., and Rossit, C.A.**, 2003, "Forced Vibrations of a Clamped-Free Beam with a Mass at the Free End with an External Periodic Disturbance Acting on the Mass with Applications in Ships' Structures," *Ocean Engineering*, Vol. **30**, No. 8, 1065–1077.
- [25] **Cabos, C., and Matthies, H.G.**, 2000, "Method for the Prediction of Structure Borne Noise Propagation in Ships," *Shock and Vibration Digest*, Vol. **32**, No. 1, 33–34.

- [26] **Grice, R.M., and Pinnington, R.J.**, 2000, "Method for the Vibration Analysis of Built-Up Structures, Part I: Introduction and Analytical Analysis of the Plate-Stiffened Beam," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. **230**, No. 4, 825–849.
- [27] **Gua, L., Wu, S.-C., Zhu, S.-C., and He, F.-J.**, 2000, "Prediction of Local Vibration Characteristics of Naval Ship Structures," *Journal of Ship Mechanics*, Vol. **4**, No. 6, 69–83.
- [28] **Hadden, G.D., Bergstorm, P., Vachtsevanos, G., Bennett, B.H., and Van Dyke, J.**, 2000, "Shipboard Machinery Diagnostics and Prognostics/ Condition Based Maintenance: A Progress Report," IEEE Aerospace Conference Proceedings, Big Sky, MT, Vol. **6**, 277–292.
- [29] **Li, X., and Chen, Y.**, 2002, "Free Vibration Analysis of Orthotropic Circular Cylindrical Shell Under External Hydrostatic Pressure," *Journal of Ship Research*, Vol. **46**, No. 3, 201–207.
- [30] **Sinha, G.**, 2000, "Transverse Free Vibration of Stiffened Plates/Shells with Elastically Restrained Edges by FEM," *International Shipbuilding Progress*, Vol. **47**, No. 450, 191–214.
- [31] **Wang, Z.H., Xing, J.T., and Price, W.G.**, 2002, "Power Flow Analysis of Indeterminate Rod/Beam Systems Using a Substructure Method," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. **249**, No. 1, 3–22.
- [32] **Wang, Z.H., Xing, J.T., and Price, W.G.**, 2002, "An Investigation of Power Flow Characteristics of L-shaped Plates Adopting a Substructure Approach," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. **250**, No. 4, 627–648.
- [33] **Wu, T.M.**, 2001, "Engineering Analysis on Vibration Characteristics of Merchant Vessels with Theoretical and Onboard Test Approaches," *Marine Technology and SNAME News*, Vol. **38**, No. 4, 241–249.
- [34] **Yu, M., Wu, Y.-X., and Lu, S.-J.**, 2001, "An Experimental Investigation on Vibrational Similarity of Stiffened Cylindrical Shells," *Journal of Ship Mechanics*, Vol. **5**, No. 3, 84–88.
- [35] **Zubaydi, A., Haddara, M.R., and Swamidas, A.S.J.**, 2000, "Random Decrement Technique For Damage Identification of Stiffened Plates," in Proceedings of the International Modal Analysis Conference (IMAC), San Antonio, TX, Vol. **2**, 1399–1405.
- [36] **Zubaydi, A., Haddara, M.R., and Swamidas, A.S.J.**, 2002, "Damage Identification in a Ship's Structure Using Neural Networks," *Ocean Engineering*, Vol. **29**, No. 10, 1187–1200.
- [37] **Aleyaasin, M., Ebrahimi, M., and Whalley, R.**, 2001, "Flexural Vibration of Rotating Shafts by Frequency Domain Hybrid Modeling," *Computers and Structures*, Vol. **79**, No. 3, 319–331.
- [38] **Bos, J.J.**, 2000, "Design and Testing of a Low Noise Marine Gear," *Gear Technology*, Vol. **17**, No. 3, 20–25.

- [39] **Chin, C., Nayfeh, A.H., and Mook, D.T.**, 2001, "Dynamics and Control of Ship-Mounted Cranes," *Journal of Vibration and Control*, Vol. **7**, No. 6, 891–904.
- [40] **Dadone, P., and Vanlandingham, H.F.**, 2002, "Load Transfer Control for a Gantry Crane with Arbitrary Delay Constraints," *Journal of Vibration and Control*, Vol. **8**, No. 2, 135–158.
- [41] **Henry, R.J., Masoud, Z.N., Nayfeh, A.H., and Mook, D.T.**, 2001, "Cargo Pendulation Reduction on Ship-Mounted Cranes Via Boom–Luff Angle Actuation," *Journal of Vibration and Control*, Vol. **7**, No. 8, 1253–1264.
- [42] **Kaipa, K.V., and Balachandran, B.**, 2002, "Suppression of Crane–Load Oscillations Using Shape-Controlled Mechanical Filters," *Journal of Vibration and Control*, Vol. **8**, No. 2, 121–134.
- [43] **Kimiaghalam, B., Homaifar, A., Bikdash, M., and Hunt, B.R.**, 2002, "Feedforward Control Law for a Shipboard Crane with Maryland Rigging System," *Journal of Vibration and Control*, Vol. **8**, No. 2, 159–188.
- [44] **Klyaus, K.M., Maliutun, A.A., and Sukhanov, S.O.**, 2000, "Noise and Vibration Control in Ship Diesel-Generator Power Plant," *Shock and Vibration Digest*, Vol. **32**, No. 1, 31.
- [45] **Malinowski, S., and Gloza, I.**, 2002, "Underwater Noise Characteristics of Small Ships," *Acta Acustica (Stuttgart)*, Vol. **88**, No. 5, 718–721.
- [46] **Shiraishi, S., Suzuki, T., Hiraishi, T., Kawahara, H., Horichi, T., and Nishihara, N.**, 2001, "Study on a System for Decreasing Vibration of a Hang Hook of Floating Crane," in *Proceeding of the International Offshore and Polar Engineering Conference*, Stavanger, Norway, Vol. **1**, 53–60.
- [47] **Wang, J., Peng, J., Yu, J., and Zhou, Z.**, 2001, "Design of Water Lubricated Plastic Alloy Bearings," in *Proceedings of the International Conference on Mechanical Transmissions (ICMT)*, Chongqing, China, 572–575.
- [48] **Wang, Y., Hua, H.X., and Shen, R.**, 2001, "Model Updating and Design Optimization of a Mounting System for Ship Power Equipment Using FRF Sensitivity," in *Proceedings of the 19th International Modal Analysis Conference (IMAC)*, Kissimmee, FL, Vol. **1**, 186–192.
- [49] **Duttweiler, M.E., and Brennen, C.E.**, 2002, "Surge Instability on Cavitating Propeller," *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. **458**, 133–152.
- [50] **Hua, J., and Shyu, R.**, 2000, "Application of Wavelet Method in Signal Analysis – Two Case Studies," in *Proceeding of the 10th International Offshore and Polar Engineering Conference*, Seattle, WA, Vol. **4**, 472–477.
- [51] **Kua, H., Wu, L.J., and Chen, J.H.**, 2002, "Neural-Fuzzy Fault Diagnosis in a Marine Propulsion Shaft System," *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. **122**, No. 1, 12–22.

- [52] **Veikonheimo, T., and Turtiainen, M.**, 2003, "Turning Point: CRP Azipod® Gives a Boost to Marine Propulsion Efficiency," *ABB Review*, Vol. 1, 6–11.
- [53] **Verkuly, J.B., and Raven, H.C.**, 2003, "Joint Effort for Validation of Full-Scale Viscous-Flow Predictions," *Naval Architect*, pp. 41–43.
- [54] **Wu, J.S., and Hsieh, M.**, 2001, "Torsional Vibration of a Damped Shaft System Using the Analytical and Numerical Combined Method," *Marine Technology and SNAME News*, Vol. 38, No. 4, 250–260.
- [55] **Gilroy, L., and Brennan, D.**, 2002, "Meeting International Standards for Low Frequency Underwater-Radiated Noise from Ships" *Canadian Acoustics –Acoustique Canadienne*, Vol. 30, No. 3, 86–87.
- [56] **Jha, A., Nikolaidis, E., and Gangadharan, S.**, 2000, "Vibration of Dynamic Systems under Cyclostationary Excitations," *AIAA Journal*, Vol. 38, No. 12, 2284–2291.
- [57] **Lai, J.C., and Wang, C.**, 2000, "Prediction of Noise Radiation from Induction Motors," *Shock and Vibration Digest*, Vol. 32, No. 1, 21
- [58] **Nakano, K., Suda, Y., Nakadai, S., and Koike, Y.**, 2001, "Anti-Rolling System for Ships with Self-Powered Active Control," *JSME International Journal, Series C: Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing*, Vol. 44, No. 3, 587–593.
- [59] **Thompson, B.D., and Waincott, B.**, 2002, "Systematic Evaluation of U.S. Navy LM2500 Gas Turbine Condition," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 124, No. 3, 580–585.
- [60] **Zhang, X.-C., Li, G.-H., and Pan, J.-Q.**, 2001, "Calculation of Power Flow Transmission for a Common Floating Raft Shared by Several Ship Machines," *Journal of Ship Mechanics*, Vol. 5, No. 3, 89–94.
- [61] **Zheng, H., Liu, G.R., Tao, J.S., and Lam, K.Y.**, 2001, "FEM/BEM Analysis of Diesel Piston-Slap Induced Ship Hull Vibration and Underwater Noise," *Applied Acoustics*, Vol. 62, No. 4, 341–358.
- [62] **Bhattacharyya, S.K., Vendhan, C.P., and Sudarsan, K.**, 2000, "Finite Element Method for Hydro-Elastic Instability of Underwater Towed Cylindrical Structures," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 237, No. 1, 119–143.
- [63] **Kim, S. and Park, Y.**, 2001, "On-Line Fundamental Frequency Tracking Method for Harmonic Signal and Application to ANC," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 241, No. 4, 681–691.
- [64] **Rajendran, R., and Narasimhan, K.**, 2000, "Underwater Shock Response of Circular HSLA Steel Plates," *Shock and Vibration*, Vol. 7, No. 4, 251–262.
- [65] **Tamura, Y., Horiyasu, T., Sano, Y., Chonan, K., Kawada, T. Sasazawa, Y., Kuroiwa, M., and Suzuki, S.**, 2002, "Habituation of Sleep to a Ship's Noise as Determined by Actigraphy and a Sleep Questionnaire," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 250, No. 1, 107–113.

- [66] **Ionas, R., Chirica, I.**, 2006, “Global Ship Vibration Analysis”.
- [67] **Zhong, W., He, Q., Xue, H., Young, P.**, 1983, “A Study On Ship Vibration Using Finite Element Method,” *Applied Mathematics and Mechanics*, Vol. **4**, No.1.
- [68] **Roh, M. I., Lee, K. Y., Choi, W. Y.**, 2008, “Improvement of ship design practice using a 3D CAD model of a hull structure,” *Robotics And Computer-Integrated Manufacturing*, Vol. **24**, Issue 1, 105–124.
- [69] **Kim, I.**, 2006, “A development of data structure and mesh generation algorithm for whole ship analysis modeling system,” *Advances in Engineering Software*, Vol. **37**, Issue 2, 85–96.
- [70] **Kumar Y. V. S., Mukhopadhyay M.**, 2000, “Finite element analysis of ship structures using a new stiffened plate element,” *Applied Ocean Research*, Vol. **22**, Issue 6, 361–374.
- [71] **Kong, Y., Choi, S., Song, J., Yang, B.**, 2006, “A New Optimization Framework And Its Application To Optimum Design Of Ship Structure,” *Struct Multidisc Optim*, **32**: 397–408.
- [72] **American Bureau of Shipping**, 2006, “Guidance Notes on Ship Vibration”.
- [73] **Asmussen, I., Menzel, W., Mumm, H.**, 2001, “Ship Vibration”, *Germanischer Lloyd*.
- [74] **Carlton, J. S., Vlastic, D.**, 2005, “Ship Vibration And Noise: Some Topical Aspects,” *Lloyd’s Register Technical Papers*.
- [75] **Kumai, T.**, 1968, “On the Estimation of Natural Frequencies of Vertical Vibration of Ships,” *Report of Research Institute for Applied Mechanics*, Vol. **16**, No. 54.
- [76] **Johannessen, H., and Skaar, K.T.**, 1980, “Guidelines for Prevention of Excessive Ship Vibration,” *SNAME Transactions*, Vol. **88**.
- [77] **Holden, K.O., Fagerjord, O., Frostad, R.**, 1980, “Early design-stage approach to reducing hull surface force due to propeller cavitation,” *SNAME Trans*.
- [78] **American Bureau of Shipping**, 2006, “Propeller-Induced Hull Vibration – Analytical Methods,” Proceedings of the 2nd International Ship Noise and Vibration Conference, London, UK.

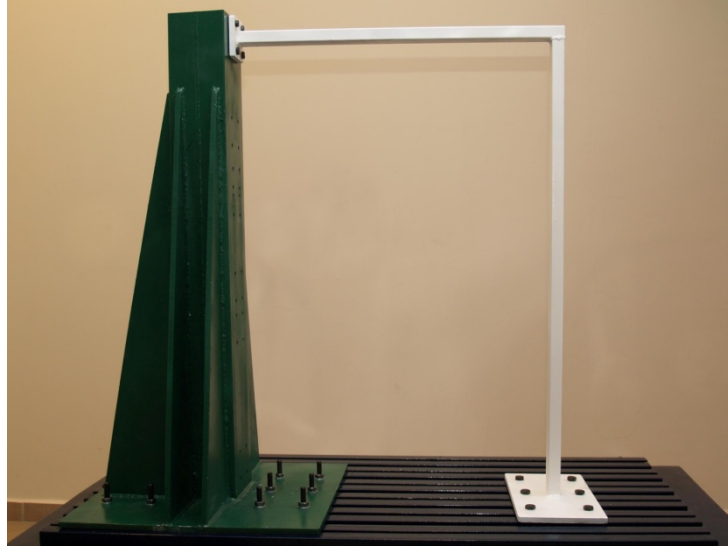
EKLER

Ek A

Deneysel modal analiz yöntemiyle incelenen tüm kırılmaç modellerine ait deney parçalarının resimleri aşağıda gösterilmiştir.



Şekil A.1 : [00-00] Kodlu kırılmaç deney modeli.



Şekil A.2 : [00-90] Kodlu kırılmaç deney modeli.



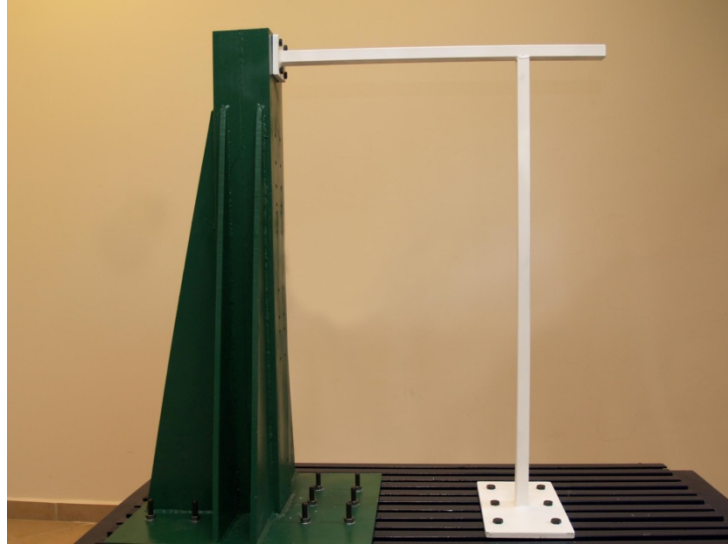
Şekil A.3 : [20–30] Kodlu kırılmaç deney modeli.



Şekil A.4 : [20–45] Kodlu kırılmaç deney modeli.



Şekil A.5 : [20–60] Kodlu kırılmaç deney modeli.



Şekil A.6 : [20–90] Kodlu kırlangıç deney modeli.



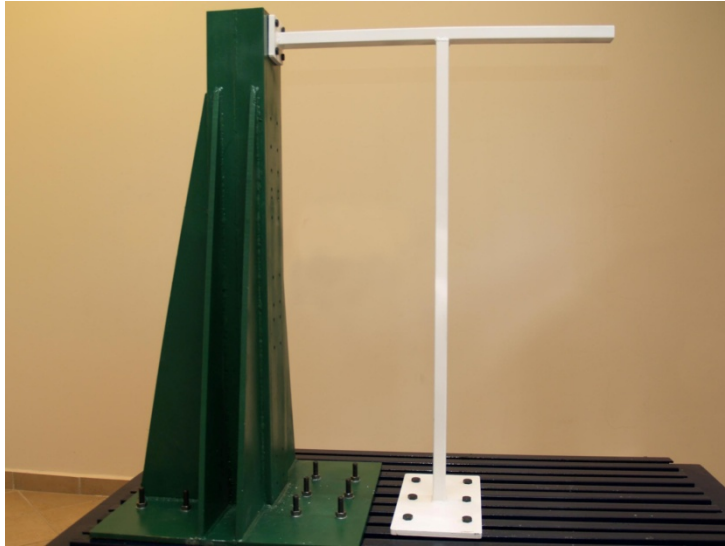
Şekil A.7 : [40–30] Kodlu kırlangıç deney modeli.



Şekil A.8 : [40–45] Kodlu kırlangıç deney modeli.



Şekil A.9 : [40–60] Kodlu kırılma deney modeli.



Şekil A.10 : [40–90] Kodlu kırılma deney modeli.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad : Adil Yücel
Doğum Yeri ve Tarihi : İstanbul / 23.01.1975
Lisans Üniversite : İTÜ Makina Fakültesi
E. Posta Adresi : adil.yucel@gmail.com

Yayın Listesi :

Yücel, A., Tüfekçi, E., Arpacı, A., 2009, “Gemilerdeki Kırılmalı Yapılarının Timoshenko Yaklaşımı ile Teorik ve Deneysel Modal Analizi,” 14. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu Bildirisi, Güzelyurt, Kuzey Kıbrıs Türk Cumhuriyeti, 59–74.