

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**GEMİLERDEKİ KIRLANGIÇ YAPILARIN
TEORİK VE DENEYSEL TİTREŞİM ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mehmet Ali YAMAN**

Anabilim Dalı : Makine Mühendisliği

Programı : Katı Cisimler Mekaniği

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Alaeddin ARPACI

Haziran 2011

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**GEMİLERDEKİ KIRLANGIÇ YAPILARIN
TEORİK VE DENEYSEL TİTREŞİM ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mehmet Ali YAMAN
(503091526)**

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 06 Mayıs 2011

Tezin Savunulduğu Tarih : 06 Haziran 2011

**Tez Danışmanı : Prof Dr. Alaeddin ARPACI (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Rahmi GÜÇLÜ (YTÜ)
Doç. Dr. Ekrem TÜFEKÇİ (İTÜ)**

Haziran 2011

ÖNSÖZ

Bu çalışmanın başarıyla tamamlanmasını sağlayan ve tezin tüm aşamalarında desteğini esirgemeyen sayın hocam Öğr. Gör. Dr. Adil YÜCEL'e, Makine Yüksek Mühendisi Gamze DEMİR'e teşekkür eder, çok değerli hocam Sayın Prof. Dr. Alaeddin ARPACI'ya saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Mayıs 2011

Mehmet Ali YAMAN
(Makine Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
ÇİZELGE LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	xi
ÖZET.....	xiii
SUMMARY	xv
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	1
1.2 Literatür Özeti	3
1.3 Hipotez	5
2. GEMİ TİTREŞİMLERİ.....	7
2.1 Gemi Titreşimlerinin İnsan Üzerindeki Etkileri.....	7
2.2 Gemilerde Titreşimlerin Mekanik Parçalar Üzerindeki Etkileri	8
2.3 Gemilerde Meydana Gelen Titreşimler Ve Sebepleri	9
3. KIRLANGIÇ YAPILARIN TEORİK VE DENEYSEL ANALİZİ	13
3.1 Kırangıç Yapıları.....	13
3.2 Kırangıç Modelleri	15
3.3 Kırangıç Modellerinin Sonlu Eleman Yöntemiyle Analizi.....	19
3.4 Yapısal Modal Analiz.....	21
3.5 Kırangıç Yapıya Ait Analiz Sonuçları	22
3.5.1 0 dereceli kırangıç yapıya ait analiz sonuçları	22
3.5.2 15 dereceli kırangıç yapıya ait analiz sonuçları	26
3.5.3 30 dereceli kırangıç yapıya ait analiz sonuçları.....	30
3.5.4 45 Dereceli kırangıç yapıya ait analiz sonuçları.....	33
3.5.5 60 Dereceli kırangıç yapıya ait analiz sonuçları.....	37
3.5.6 75 Dereceli kırangıç yapıya ait analiz sonuçları.....	48
3.5.7 90 Dereceli kırangıç yapıya ait analiz sonuçları.....	53
3.5.8 Tüm modellerin sonlu eleman yöntemiyle hesaplanmış doğal frekansları.....	55
4. KIRLANGIÇ MODELLERİNİN DENEYSEL MODAL ANALİZ YÖNTEMİYLE İNCELENMESİ.....	55
4.1 Darbe çekici.....	56
4.2 İvme ölçer.....	57
4.3 PULSE analizörü.....	58
4.4 Modal analiz yazılımı.....	59
5. SONUÇLAR	61
KAYNAKLAR	63

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 3.1 : 0 derece modelin doğal frekansları	26
Çizelge 3.2 : 15 derece modelin doğal frekansları.	29
Çizelge 3.3 : 30 derece modelin doğal frekansları.	33
Çizelge 3.4 : 45 derece modelin doğal frekansları.	37
Çizelge 3.5 : 60 derece modelin doğal frekansları	42
Çizelge 3.6 : 75 derece modelin doğal frekansları.	48
Çizelge 3.7 : 90 derece modelin doğal frekansları.	53
Çizelge 3.8 : Tüm modellerin sonlu eleman yöntemiyle hesaplanmış doğal frekansları	54
Çizelge 4.1 : Deneysel modal analiz sonuçları	60
Çizelge 5.1 : Deneysel modal analiz ve sonlu eleman analizi sonuçları.....	61

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Çeşitli kırılma yapıları	2
Şekil 2.1 : Gemi hasarı-1	8
Şekil 2.2 : Gemi hasarı-2	8
Şekil 2.3 : Gemi hasarı-3	9
Şekil 3.1 : Kırılma yapıdan çekilen görüntü.	14
Şekil 3.2 : Cumhuriyet tankeri.....	15
Şekil 3.3 : 0° Kırılma modeli	16
Şekil 3.4 : 15° Kırılma modeli	16
Şekil 3.5 : 30° Kırılma modeli	17
Şekil 3.6 : 45° Kırılma modeli	17
Şekil 3.7 : 60° Kırılma modeli	18
Şekil 3.8 : 75° Kırılma modeli	18
Şekil 3.9 : 90° Kırılma modeli	19
Şekil 3.10 : Sonlu eleman ağı yapısı.....	21
Şekil 3.11 : 30 derece kırılma yapının gerçeğe uygun ölçüleri.....	21
Şekil 3.12 : 0° Mod 1 ($f=20,391$ Hz).	22
Şekil 3.13 : 0° Mod 2 ($f=32,834$ Hz).	23
Şekil 3.14 : 0° Mod 3 ($f=126,52$ Hz).	23
Şekil 3.15 : 0° Mod 4 ($f=128,48$ Hz).	23
Şekil 3.16 : 0° Mod 5 ($f=139,15$ Hz).	24
Şekil 3.17 : 0° Mod 6 ($f=192,00$ Hz).	24
Şekil 3.18 : 0° Mod 7 ($f=328,48$ Hz).	24
Şekil 3.19 : 0° Mod 8 ($f=358,46$ Hz).	25
Şekil 3.20 : 0° Mod 9 ($f=388,29$ Hz).	25
Şekil 3.21 : 0° Mod 10 ($f=419,35$ Hz).	25
Şekil 3.22 : 10° Mod 1 ($f=29,362$ Hz).	26
Şekil 3.23 : 15° Mod 2 ($f=33,975$ Hz).	27
Şekil 3.24 : 15° Mod 3 ($f=129,70$ Hz).	27
Şekil 3.25 : 15° Mod 4 ($f=135,92$ Hz).	27
Şekil 3.26 : 15° Mod 5 ($f=144,13$ Hz).	28
Şekil 3.27 : 15° Mod 6 ($f=157,28$ Hz).	28
Şekil 3.28 : 15° Mod 7 ($f=283,68$ Hz).	28
Şekil 3.29 : 15° Mod 8 ($f=301,93$ Hz).	29
Şekil 3.30 : 15° Mod 9 ($f=337,21$ Hz).	29
Şekil 3.31 : 15° Mod 10 ($f=365,82$ Hz).	29
Şekil 3.32 : 30° Mod 1 ($f=34,375$ Hz).	30
Şekil 3.33 : 30° Mod 2 ($f=41,645$ Hz).	30
Şekil 3.34 : 30° Mod 3 ($f=124,52$ Hz).	30
Şekil 3.35 : 30° Mod 4 ($f=133,42$ Hz).	31
Şekil 3.36 : 30° Mod 5 ($f=138,49$ Hz).	31

Şekil 3.37 : 30^0 Mod 6 ($f=154,10$ Hz).	31
Şekil 3.38 : 30^0 Mod 7 ($f=208,13$ Hz).	32
Şekil 3.39 : 30^0 Mod 8 ($f=225,68$ Hz).	32
Şekil 3.40 : 30^0 Mod 9 ($f=317,86$ Hz).	32
Şekil 3.41 : 30^0 Mod 10 ($f=336,94$ Hz).	33
Şekil 3.42 : 45^0 Mod 1 ($f=31,461$ Hz).	33
Şekil 3.43 : 45^0 Mod 2 ($f=50,897$ Hz).	34
Şekil 3.44 : 45^0 Mod 3 ($f=97,459$ Hz).	34
Şekil 3.45 : 45^0 Mod 4 ($f=111,05$ Hz).	34
Şekil 3.46 : 45^0 Mod 5 ($f=123,82$ Hz).	35
Şekil 3.47 : 45^0 Mod 6 ($f=141,50$ Hz).	35
Şekil 3.48 : 45^0 Mod 7 ($f=163,40$ Hz).	35
Şekil 3.49 : 45^0 Mod 8 ($f=200,62$ Hz).	36
Şekil 3.50 : 45^0 Mod 9 ($f=263,48$ Hz).	36
Şekil 3.51 : 45^0 Mod 10 ($f=274,13$ Hz).	36
Şekil 3.52 : 60^0 Mod 1 ($f=27,137$ Hz).	37
Şekil 3.53 : 60^0 Mod 2 ($f=45,996$ Hz).	38
Şekil 3.54 : 60^0 Mod 3 ($f=57,605$ Hz).	38
Şekil 3.55 : 60^0 Mod 4 ($f=65,145$ Hz).	39
Şekil 3.56 : 60^0 Mod 5 ($f=105,09$ Hz).	39
Şekil 3.57 : 60^0 Mod 6 ($f=123,68$ Hz).	40
Şekil 3.58 : 60^0 Mod 7 ($f=137,11$ Hz).	40
Şekil 3.59 : 60^0 Mod 8 ($f=157,46$ Hz).	41
Şekil 3.60 : 60^0 Mod 9 ($f=166,06$ Hz).	41
Şekil 3.61 : 60^0 Mod 10 ($f=188,33$ Hz).	42
Şekil 3.62 : 75^0 Mod 1 ($f=18,673$ Hz).	43
Şekil 3.63 : 75^0 Mod 2 ($f=20,259$ Hz).	43
Şekil 3.64 : 75^0 Mod 3 ($f=32,693$ Hz).	44
Şekil 3.65 : 75^0 Mod 4 ($f=37,486$ Hz).	44
Şekil 3.66 : 75^0 Mod 5 ($f=56,592$ Hz).	45
Şekil 3.67 : 75^0 Mod 6 ($f=70,827$ Hz).	45
Şekil 3.68 : 75^0 Mod 7 ($f=97,499$ Hz).	46
Şekil 3.69 : 75^0 Mod 8 ($f=97,632$ Hz).	46
Şekil 3.70 : 75^0 Mod 9 ($f=112,19$ Hz).	47
Şekil 3.71 : 75^0 Mod 10 ($f=116,56$ Hz).	47
Şekil 3.72 : 90^0 Mod 1 ($f=17,859$ Hz).	48
Şekil 3.73 : 90^0 Mod 2 ($f=18,061$ Hz).	49
Şekil 3.74 : 90^0 Mod 3 ($f=32,604$ Hz).	49
Şekil 3.75 : 90^0 Mod 4 ($f=38,032$ Hz).	50
Şekil 3.76 : 90^0 Mod 5 ($f=50,314$ Hz).	50
Şekil 3.77 : 90^0 Mod 6 ($f=64,211$ Hz).	51
Şekil 3.78 : 90^0 Mod 7 ($f=93,721$ Hz).	51
Şekil 3.79 : 90^0 Mod 8 ($f=106,53$ Hz).	52
Şekil 3.80 : 90^0 Mod 9 ($f=107,91$ Hz).	52
Şekil 3.81 : 90^0 Mod 10 ($f=115,78$ Hz).	53
Şekil 4.1 : Blok diyagramı.	56
Şekil 4.2 : Darbe çekici.	57
Şekil 4.3 : Tek eksenli sismik ivme ölçer.	58
Şekil 4.4 : PULSE analizörü.	59
Şekil 4.5 : Modal analiz yazılımı.	60

GEMİLERDEKİ KIRLANGIÇ YAPILARIN TEORİK VE DENEYSEL TİTREŞİM 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 hasara 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 titreşimler olarak incelenmiştir.

Yerel titreşimler açısından geminin en kritik bölgelerinden birini oluşturan ve “Kırlangıç” adı verilen köprüüstü uzantıları incelenmiştir. Bu uzantılar, çeşitli destek açıları için modellenerek sonlu eleman analizi ile doğal frekans ve mod şekilleri belirlenmiştir. İncelenen kırlangıç yapılarının modelleri bilgisayar ortamında da hazırlanarak sonlu eleman analizi ile elde edilen sonuçlar deneysel modal analiz yöntemiyle de doğrulanmıştır. Ayrıca farklı tasarımlar için elde edilen sonuçlar karşılaştırılarak tasarım özelliklerinin sonuçlar üzerindeki etkileri üzerinde durulmuştur.

TEORITICAL AND EXPERIMENTAL VIBRATION ANALYSIS OF BRIDGEWINGS 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 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 local vibrations.

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 with different angles, are determined with finite element analysis. Furthermore, these bridge wing models are prepared in computer and the results obtained by finite element analysis 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.

1. GİRİŞ

Dünyada artan nüfus ile büyük insan nüfusunun taşıma araçlarından beklediği kapasite, taşıma hızı gibi değerler de artmaktadır. Bu sebepten ötürü daha yüksek kapasite ile mesafeleri daha kısa sürede katetmek için motor güçlerinde ve taşıma kapasitelerinde arttırıma gidilmektedir.

Artan bu değişkenlerden ötürü, gemilerde meydana gelen titreşimler daha da önemli bir noktaya gelmiştir. Tez çalışmasında bir gemideki kırlangıç yapıda bu titreşimler ele alınmıştır.

1.1 Tezin Amacı

İstenmeyen büyüklükte gemi titreşimleri, seyahat edenlerin konforunu ve sağlığını etkilemektedir. Olayın temel nedeni, gemide meydana gelen titreşimlerin insan vücudunun doğal titreşim frekansları ile birbirine çok yakın veya aynı değerlere sahip olmasından kaynaklanmaktadır [1]. Titreşim ortamıyla insan vücudu arasındaki bu frekans çelişkisi gemilerde de artarak önem kazanmaktadır.

Bu çalışmada kırlangıç yapıdaki titreşimler incelenmiştir.

Yerel titreşimler, titreşim açısından sorun yaratan yapılardan olan kırlangıç yapı teorik olarak modellenerek sonlu elemanlar yöntemiyle sayısal olarak çözülmüş ve yapılan deneysel çalışmanın sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Şekil 1.1’de gemilerde bulunan çeşitli kırlangıç yapıları ile ilgili örnekler gösterilmiştir. Bu yapılar modellenerek sonlu eleman yöntemiyle incelenmiş, sistemin doğal frekansları ve mod şekilleri belirlenmeye çalışılmıştır. Ayrıca bu sonuçların deneysel olarak doğrulanması yoluna gidilmiştir.

Çalışmada, günümüzde geminin konsept tasarımı aşamasında birtakım yerel yapısal tasarımların, ileride ortaya çıkabilecek muhtemel titreşim problemlerinin önüne geçilebilmesi için daha detaylı olarak teorik ve deneysel çalışmalarla incelenmesi hedeflenmiştir.



Şekil 1.1 : Çeşitli kırlangıç yapıları

1.2 Literatür Özeti

Genel gemi titreşimleri ile ilgili yapılan çalışmalar altı grupta sınıflandırılabilir [6]:

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

Deniz Koşulları [7-8] : 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 [9-10] : 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 [11-12] : 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 simülasyon teknikleri, korelasyon analizleri ve sonlu eleman yöntemleri kullanılmıştır.

Gemi İtici Sistemleri [13-14] : 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 [15-16] : 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 [17-18] : 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.

Geminin analiz modelinin oluşturulmasıyla ilgili diğer bir çalışmada [19] 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.

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 [20-21] yararlanılmıştır.

1.3 Hipotez

Titreşim açısından geminin en kritik bölgelerinden birini oluşturan ve “kırlangıç” adı verilen köprüüstü uzantıları incelenmiştir. Bu uzantılar, çeşitli destek açıları için modellenerek sonlu eleman analizi ile doğal frekans ve mod şekilleri belirlenmiştir. İncelenen kırlangıç yapılardan 30 derece modeli, gerçek ortamında da hazırlanarak sonlu eleman analizi ile elde edilen sonuçlar deneysel modal analiz yöntemiyle de doğrulanmıştır. Ayrıca farklı tasarımlar için elde edilen sonuçlar karşılaştırılarak tasarım özelliklerinin sonuçlar üzerindeki etkileri üzerinde durulmuştur.

2. GEMİ TİTREŞİMLERİ

2.1 Gemi Titreşimlerinin İnsan Üzerindeki Etkileri

Dünyada artan nüfus ile büyük insan nüfusunun taşıma araçlarından beklediği kapasite, taşıma hızı gibi değerlerde artmaktadır. Bu sebepten ötürü daha yüksek kapasite ile mesafeleri daha kısa sürede katetmek için motor güçlerinde ve taşıma kapasitelerinde arttırıma gidilmektedir.

Artan bu değişkenlerden ötürü gemilerde meydana gelen titreşimler daha da önemli bir noktaya gelmiştir. İstenmeyen büyüklükte gemi titreşimleri, seyahat edenlerin konforunu ve sağlığını etkilemektedir. Olayın temel nedeni gemiden yolculara iletilen titreşimlerle insan vücudu doğal titreşim frekanslarının birbirine çok yakın veya aynı değerlere sahip olmasından kaynaklanmaktadır [1]. Titreşim ortamıyla insan vücudu arasındaki bu frekans çelişkisi gemilerde de artarak önem kazanmaktadır.

İnsan vücudunun titreşim frekansları, vücudun titreşim etkisinde 4 rezonans bölgesine ayrılabilir. Bu bölgeler;

- 3-6 Hz.'lik frekanslarda bel,mide,
- 20- 30 Hz.'lik frekanslarda baş, boyun, omuz,
- 60-90 Hz.'lik frekanslarda göz küreleri,
- 100-200 Hz.'lik frekanslarda bacaklara ve kollara ait rezonans frekanslarıdır.

Bunlardan insan için en olumsuz 1. bölgedeki 3-6 Hz. arasındaki titreşim frekanslarıdır. Çünkü bu bölgedeki titreşimlere karşı insanın hem duyarlılığı yüksek, hem de bu frekanslarda titreşim yalıtım olanakları kısıtlıdır. Diğer rezonans bölgelerindeki titreşimlerin insan vücudu tarafından absorbe edilme olanağı yüksek ve kolaydır [1].

2.2 Gemilerde Titreşimlerin Mekanik Parçalar Üzerindeki Etkileri

Aşırı gemi titreşimleri, insan üzerindeki istenmeyen etkilerinin yanında, makina ve cihazlarda bozulmalara da neden olmaktadır. Örnek verilmesi gerekirse kritik titreşimlere maruz kalan kırlangıç yapıların üzerindeki cihazlar arıza yapmaktadır.

Bu sebeplerden ötürü gemilerde tasarım aşamasında, titreşim analizleri yapılır. İnsanlar ve konstrüksiyon açısından en ideal titreşim düzeyleri imalat sonunda elde edilmeye çalışılır. şekil 2.1, şekil 2.2 ve şekil 2.3’de titreşimden dolayı global olarak hasara uğramış üç gemi görölmektedir.



şekil 2.1 : Gemi hasarı 1



şekil 2.2 : Gemi hasarı 2



Şekil 2.3 : Gemi hasarı 3

2.3 Gemilerde Meydana Gelen Titreşimler Ve Sebepleri

Gemilerde ki gürültü ve titreşim kaynakları genellikle mekanik bileşenlerdir. Bu titreşim kaynaklarını sıralarsak:

- Dizel Motor
- Motordan Pervaneye Gücün İletimini Yapan Aktarma Organları
- Yanaşma Esnasında Kullanılan Yan İtici
- Dümen
- Türbülanslı Akış
- Emme ve Egsoz Mekanizmaları
- Yanaşmalarda İskeleye Vurma

Gemiler suya indirildikten sonra alınacak önlemlerin uygulanması hem daha zor hem daha maliyetli olmaktadır. Bu sebepten gemi daha tasarım aşamasında iken, gerekli

hesaplamalar yapılarak kalıcı hasarlara karşı önlem alınmaktadır. Bu hesaplamalar tasarımın en başında ampirik formüller olabilmektedir. Fakat ileri tasarım aşamalarında imalat endüstrisinde de aktif şekilde kullanılan bilgisayar destekli mühendislik (CAE: Computer Aided Engineering) uygulamaları, daha iyi ürün geliştirme ve maliyetlerin azaltılması konusunda güçlü ve son derece yararlı uygulamalar olarak kullanım alanımızda olmaktadır. Bir makina sisteminin tasarım-imalat süreci içerisinde sanal ortamda gerçekleştirilen tasarım çalışmaları ve makina elamanlarının çalışma ortamlarının gerçeğe uygun şekilde simüle edilmesi, prototip aşamasından önceki en iyi değerlendirme ortamlarından biri olarak yorumlanabilir.

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 sayısının 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 arttırılması çok zor olup, sönüm oranı değeri, titreşim karakteristiklerinin belirlenmesi konusunda yukarıda sayılan dört unsur arasında tasarımcı açısından en az etkili olandır [2].

Geminin titreşim cevabının azaltılmasıyla ilgili yukarıda ki dört unsur öne çıkmaktadır. Titreşim cevabının tesbiti için bu dört unsurun da ölçülmesi gereksede, 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 frekansıyla 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 gerçekleştiremeyecek kadar yüksek olabilir. Bu durumlarda, kritik üstü tasarım felsefesi uygulanmalıdır.

3. KIRLANGIÇ YAPILARIN 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 yapılarındaki 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 [2].

Tez çalışmasında, gemilerde ortaya çıkan yerel titreşim problemleri ile ilgili olarak kırlangıç yapıları üzerinde durulmuştur. Çalışmada, gemilerdeki kırlangıç yapıları, çeşitli açılarda modellenerek, bu modellemelerin analizi gerçekleştirilmiştir. Gemiye gidilerek orjinal kırlangıç yapıdan ölçümler yapılmıştır.

3.1 Kırlangıç Yapıları

Özellikle büyük tonajlı ham petrol tankerlerinde, güverte açıklığının fazla olmasından dolayı, köprüüstünün iki yanında kırlangıç (Bridge Wing) adı verilen uzantılar bulunmaktadır. Şekil 3.1’de kırlangıç yapıdan çekilen kaptan köşkünün resmi gösterilmektedir ve şekil 3.2’de modellemede esas alınan Cumhuriyet Tankeri’nin resmi gösterilmektedir.

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



Şekil 3.1 : Kırlangıç yapıdan çekilen görüntü

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 3.2 : Cumhuriyet tankeri

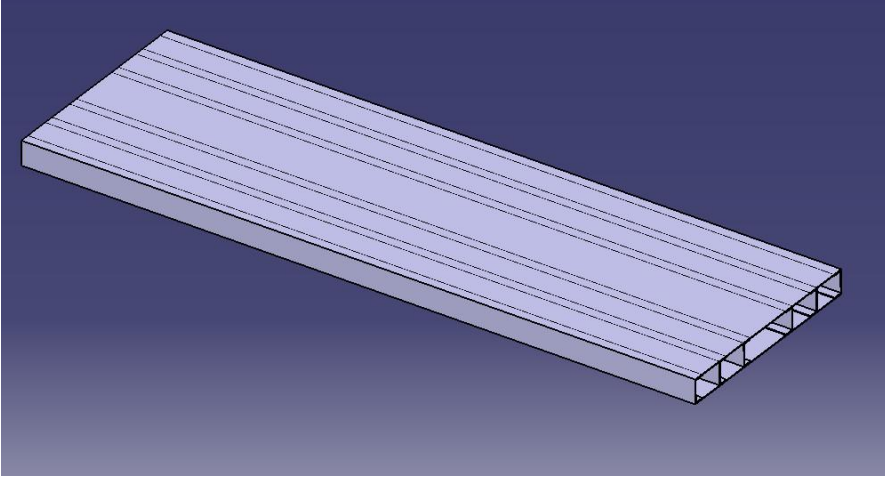
Kırlangıç yapılarının uzunluğu, gemi güverte açıklığına ve köprüüstü genişliğine bağlı olduğunu için, yapısal olarak uzunluk değerinde fazla bir esneklik söz konusu değildir. Titreşim açısından kararlılığı sağlamak için, belirli açılarda çapraz veya dik olarak yerleştirilen desteklerden faydalanılmaktadır.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

3.2 Kırlangıç Modelleri

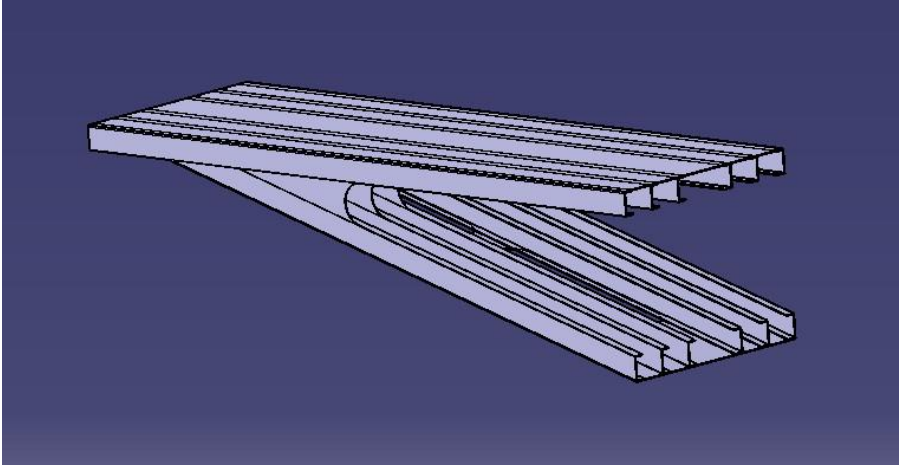
Çeşitli kırlangıç yapılarında da görüldüğü gibi, uzunluk değeri geminin yapısına bağlı olduğundan, çözüm, çeşitli açılardaki destek elemanlarıyla sağlanmıştır. Sabit uzunluktaki kırlangıç profili ile çeşitli açılardaki destek profillerinin birleştirilmesiyle oluşturulan sistemleri ve sonlu eleman analizi ile çözülerek deneysel olarak da doğrulanmıştır.

Şekil 3.3 te görülen 0^0 açılı model pratikte karşılaşılan bir model değildir. Bu model destek profili içermediği için hem statik hem de dinamik olarak kırlangıç

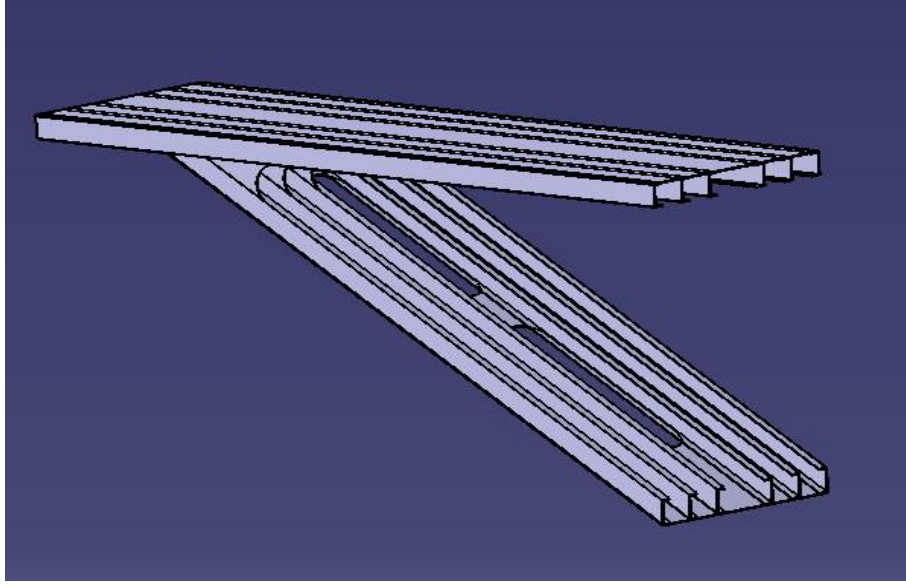
uygulamaları için uygun bulunmamaktadır. Bu modelin incelenmesinin sebebi, kırılmalı modellerinin oluşturulduğu sistemlerinde kullanılan destek profillerinin açısı ve uzunluklarının yapıda oluşturduğu etkileri gözlemleyebilmektir.



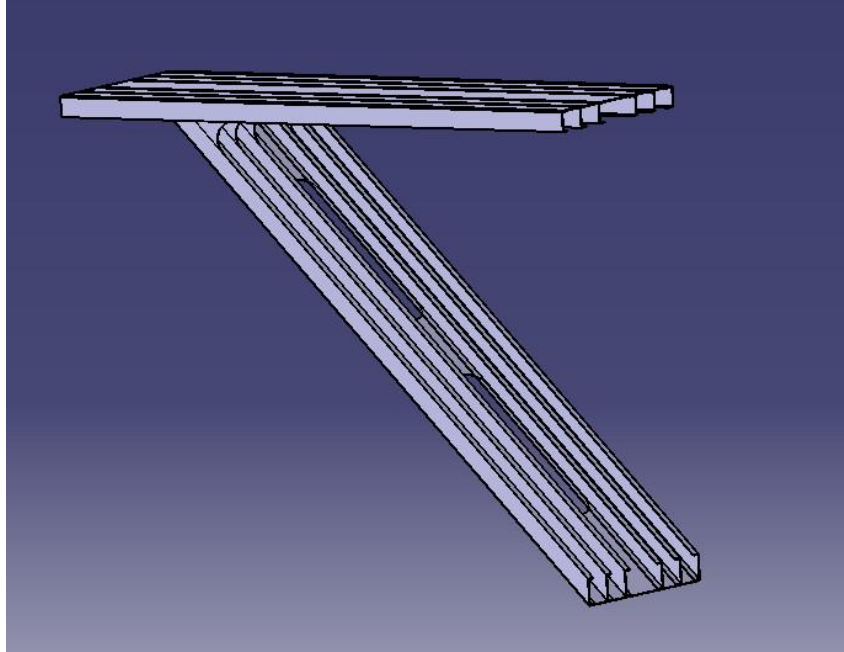
Şekil 3.3 : 0^0 Kırılmalı modeli



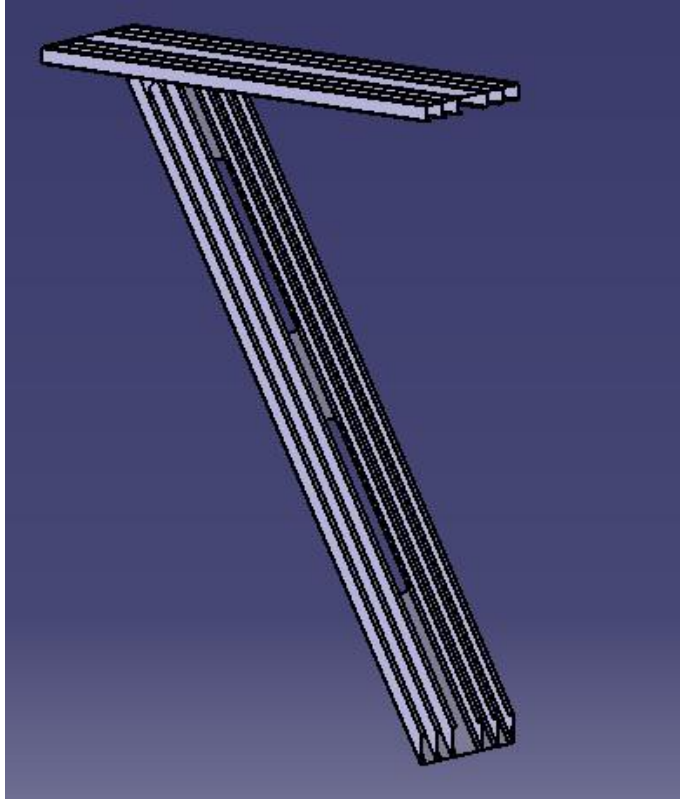
Şekil 3.4 : 15^0 Kırılmalı modeli



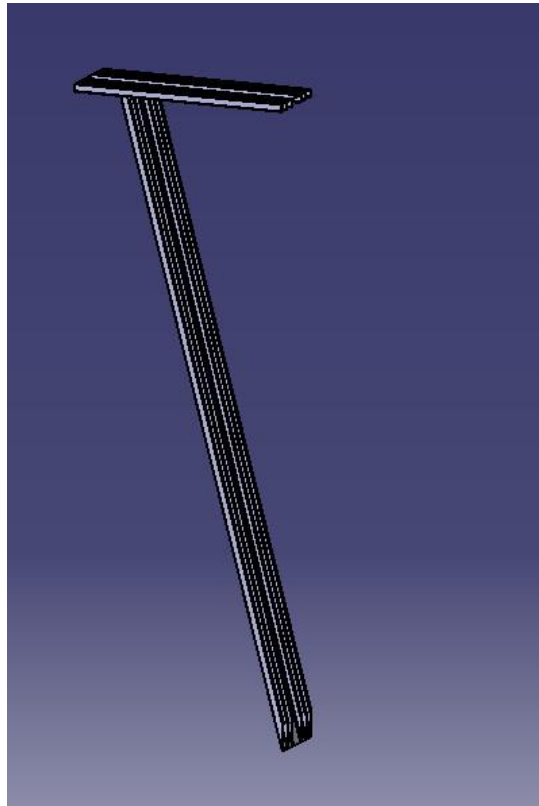
Şekil 3.5 : 30° Kırlangıç modeli



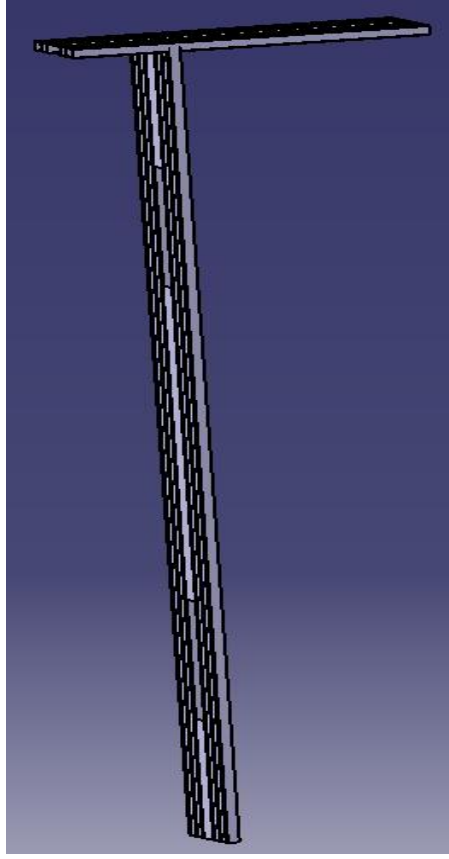
Şekil 3.6 : 45° Kırlangıç modeli



Şekil 3.7 : 60^0 Kırılmaç modeli



Şekil 3.8 : 75^0 Kırılmaç modeli



Şekil 3.9 : 90° Kırılmaç modeli

Hazırlanan bu modeller üzerinde öncelikle sonlu eleman analizi ve deneysel modal analiz yöntemleriyle doğal frekansların ve mod şekillerinin tespiti yapılmıştır. Sonlu eleman modellerinin hazırlanmasında CATIA, analiz kısmında Abaqus, deneysel modal analiz geometrilerinin hazırlanmasında ise ME'scopeVES yazılımından yararlanılmıştır.

3.3 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)

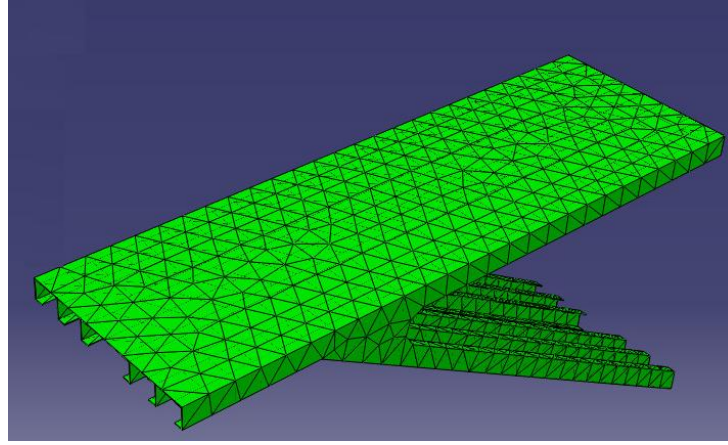
olmak üzere,

$$\left((K - \omega_i^2 M) \cdot \vec{\phi}_i \right) = 0 \quad (3.1)$$

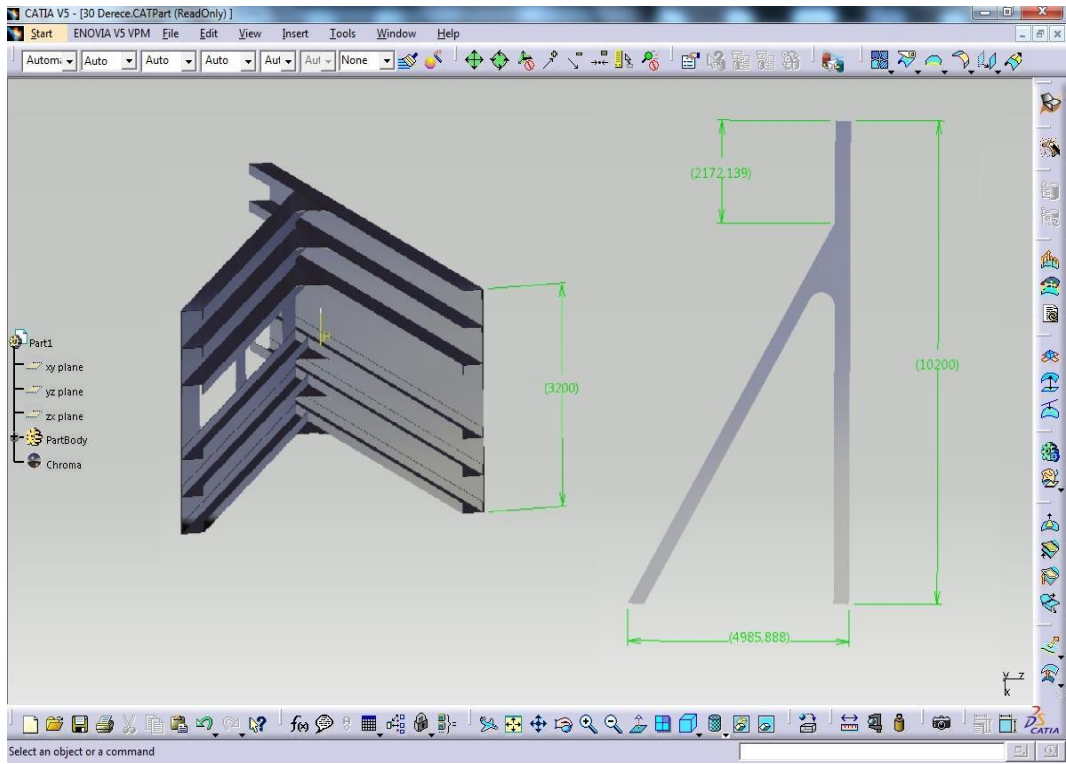
bağıntısından yararlanılır. Bu denklemin sıfırdan farklı çözümü için

$$\det(K - \omega_i^2 M) = 0 \quad (3.2)$$

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. Yapıların tümü 510 mm boyutunda 8 düğüm noktalı tetrahedron elemanlarla modellenmiş olup profil et kalınlıkları tek elemanla geçilmiştir. Şekil 3.10'da bir sonlu eleman ağ yapısı örneği gösterilmiştir.



Şekil 3.10 : Sonlu eleman ağ yapısı



Şekil 3.11 : 30 derece kırılma yapının gerçeğe uygun ölçüleri

Doğal frekansların tespitinden sonra uygun bir sonuçlandırıcı kullanılarak mod şekillerinin elde edilmesi sağlanmıştır. Bu işlemlerin yapılmasında CATIA ve ABAQUS ticari sonlu eleman paket yazılımlarından yararlanılmıştır.

3.4 Yapısal Modal Analiz

Bir dinamik sistemin doğal frekanslarının ve mod şekillerinin bulunması veya diğer adıyla frekans analizi, yapının karakteristiklerini ortaya koyması, yükler altında nasıl

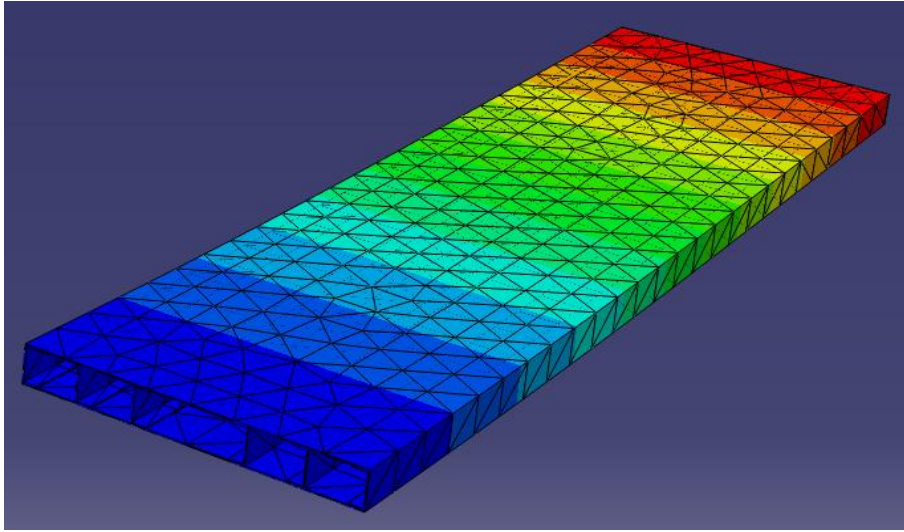
bir cevap vereceğinin belirlenmesi açısından önemlidir. Karmaşık bir dinamik sistem olan taşıtların, günlük hayatımızda ayrı bir önemi vardır.

Tüm malzemeler, fiziksel özelliklerinden kaynaklanan rezonanslara sahiptirler. Rezonans frekanslarının ve bu frekanslardaki sönümlenme değerlerinin bilinmesi ürün tasarımı açısından önemlidir. Bir malzemeye rezonans frekansında çok küçük bir tahrik kuvveti uygulayarak, yüksek titreşimler elde edilebilmektedir. Modal analiz, malzemelerin doğal frekansını, sönümünü ve mod biçimi değerlerini ortaya çıkarmak için yapılan bir çalışmadır. Bu analizde, malzeme üzerinde belirli noktalardan çekiç veya sarsıcı ile tahrik kuvveti uygulanır ve malzemenin cevabı ölçülerek aradaki transfer fonksiyonu elde edilmeye çalışılır. Uygulanan tahrik kuvveti bir kuvvet transdüseri ile, cevap ise modal tek veya üç eksenli ivmeölçer ile ölçülmektedir.

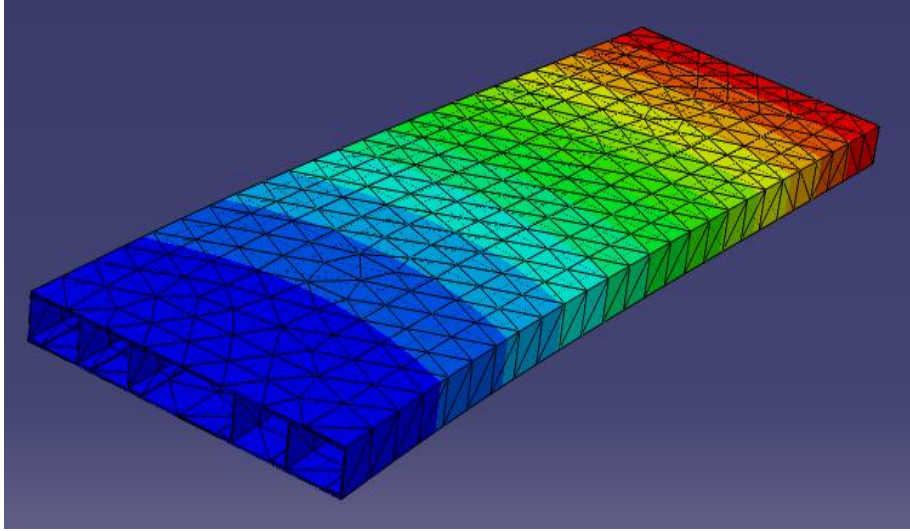
3.5 Kırılmaç Yapıya Ait Analiz Sonuçları

Bu bölümde Catia ile modellenen kırılmaç yapılar Abaqus ile analiz edilmiştir.

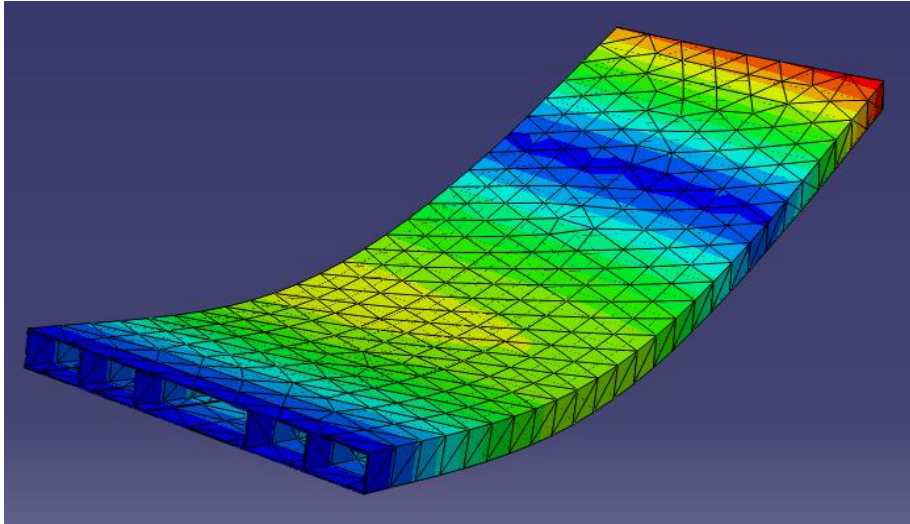
3.5.1 0 dereceli kırılmaç yapıya ait analiz sonuçları



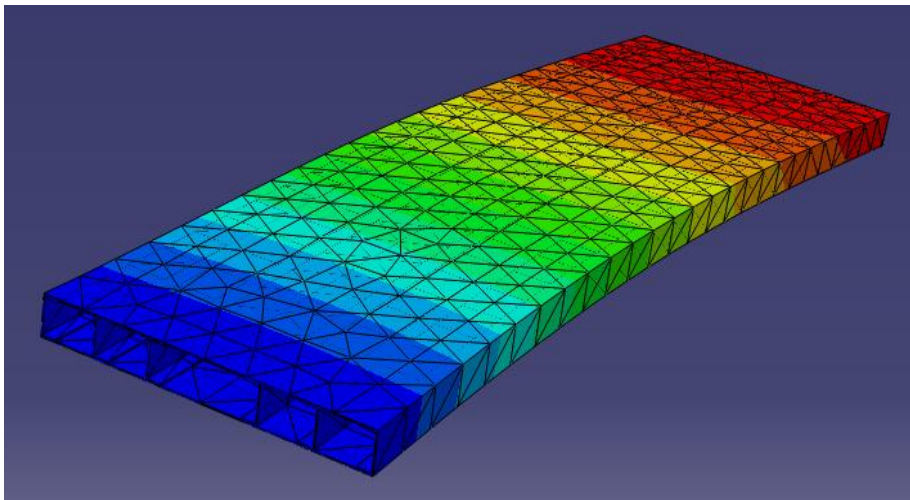
Şekil 3.12 : 0 Derece mod 1 ($f = 20,391$ Hz).



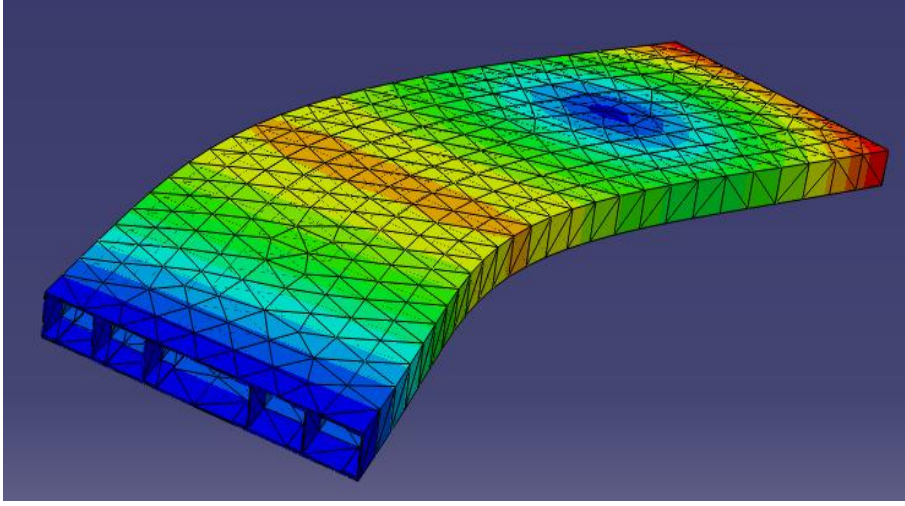
Şekil 3.13 : 0 Derece mod 2 ($f = 32,834$ Hz)



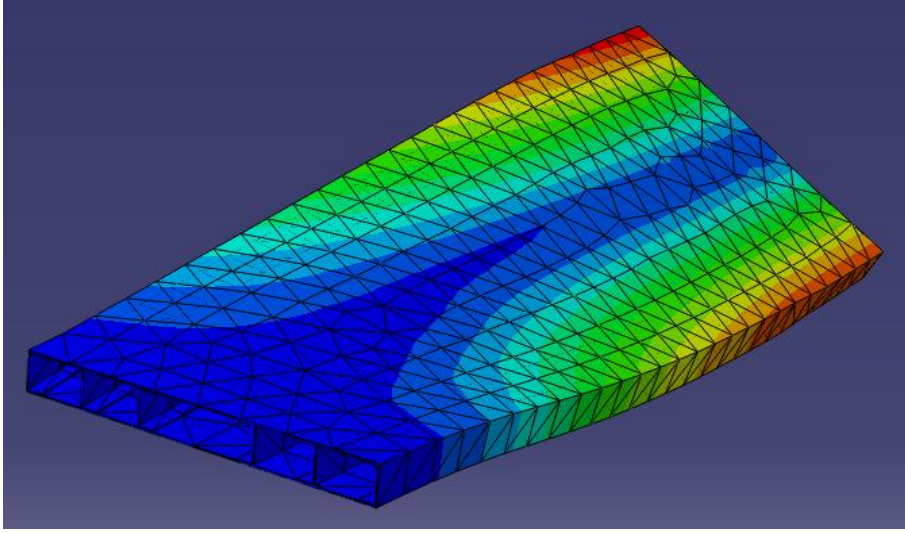
Şekil 3.14 : 0 Derece mod 3 ($f = 126,52$ Hz).



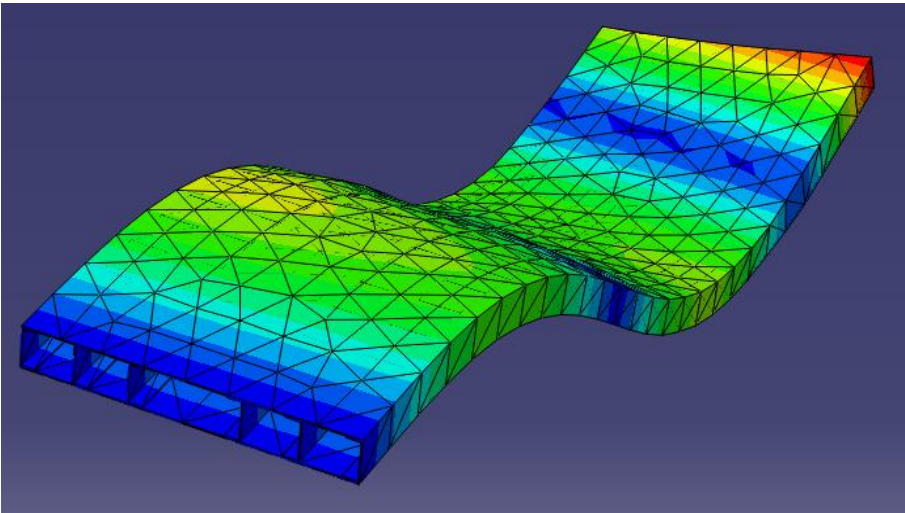
Şekil 3.15 : 0 Derece mod 4 ($f = 128,48$ Hz)



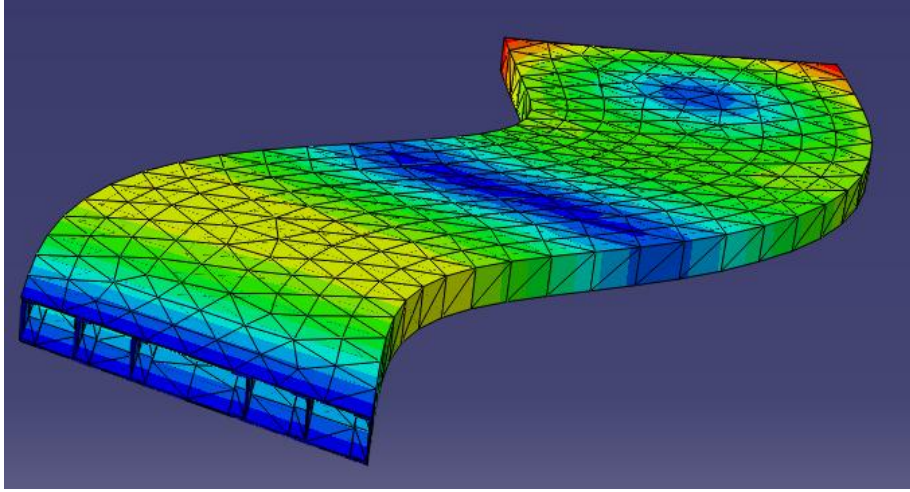
Şekil 3.16 : 0 Derece mod 5 ($f = 139,15$ Hz).



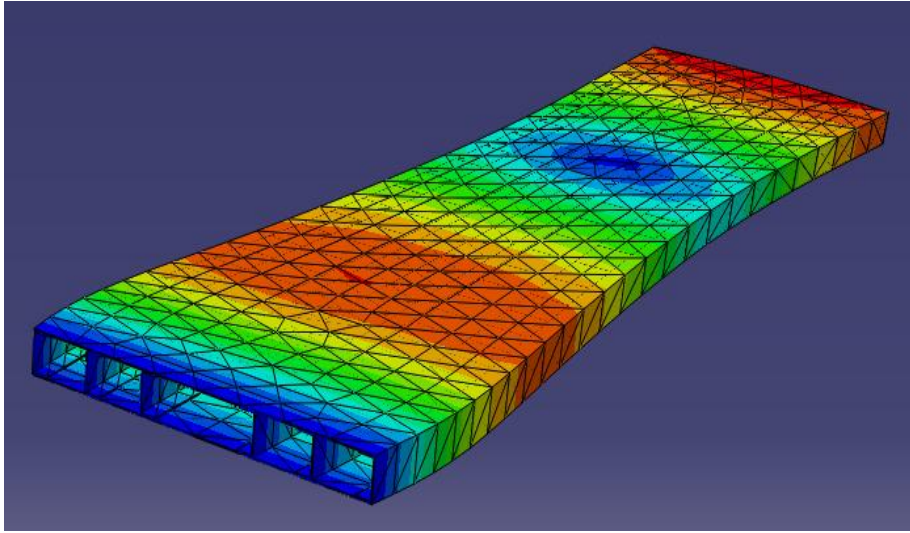
Şekil 3.17 : 0 Derece mod 6 ($f = 192,00$ Hz).



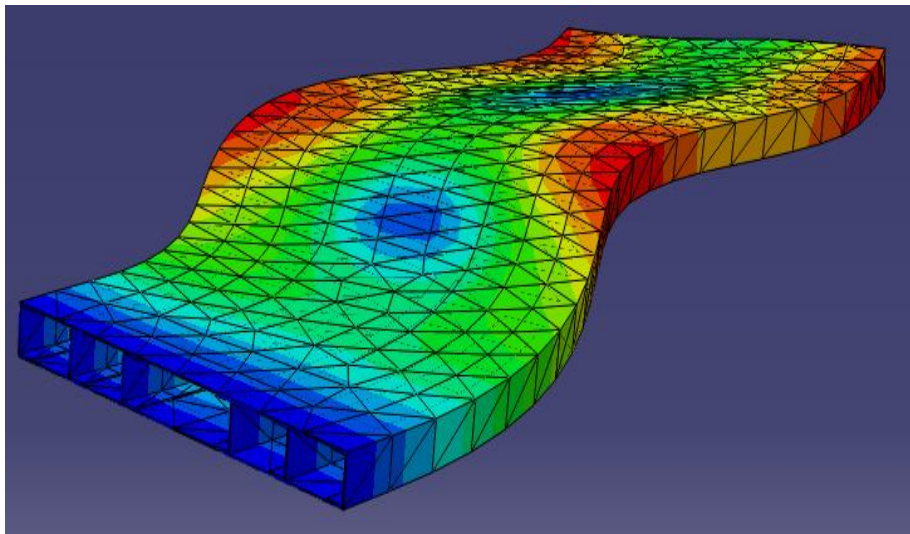
Şekil 3.18 : 0 Derece mod 7 ($f = 328,48$ Hz).



Şekil 3.19 : 0 Derece mod 8 ($f = 358,46$ Hz).



Şekil 3.20 : 0 Derece mod 9 ($f = 388,29$ Hz).

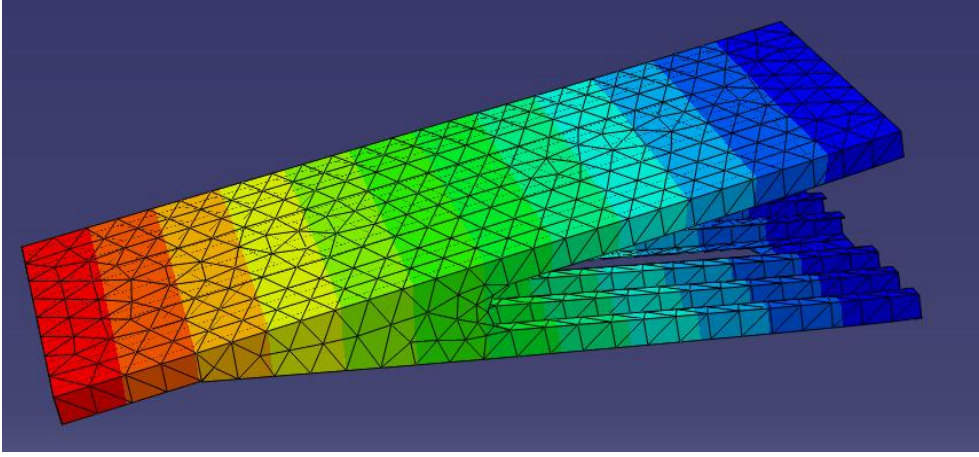


Şekil 3.21 : 0 Derece mod 10 ($f = 419,35$ Hz)

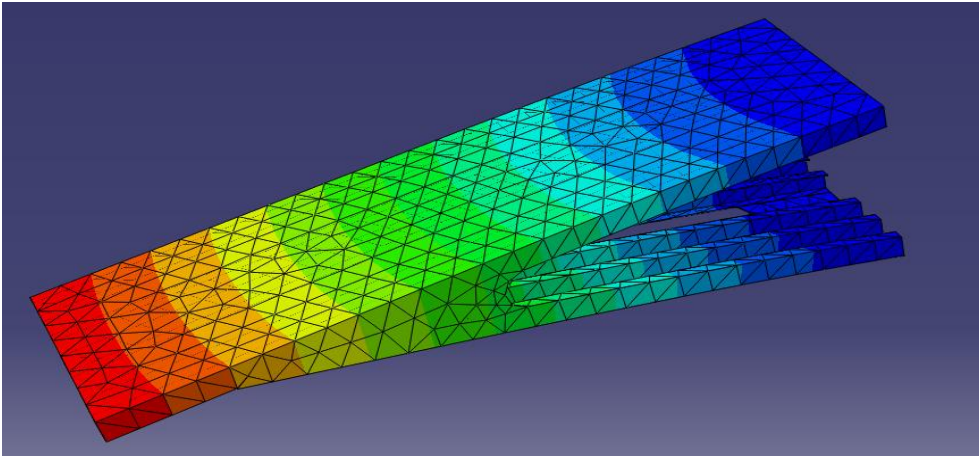
Çizelge 3.1 : 0 Derece modelin doğal frekansları

Mod No.	Doğal Frekans (Hz)
01	20,391
02	32,834
03	126,52
04	128,48
05	139,15
06	192,00
07	328,48
08	358,46
09	388,29
10	419,35

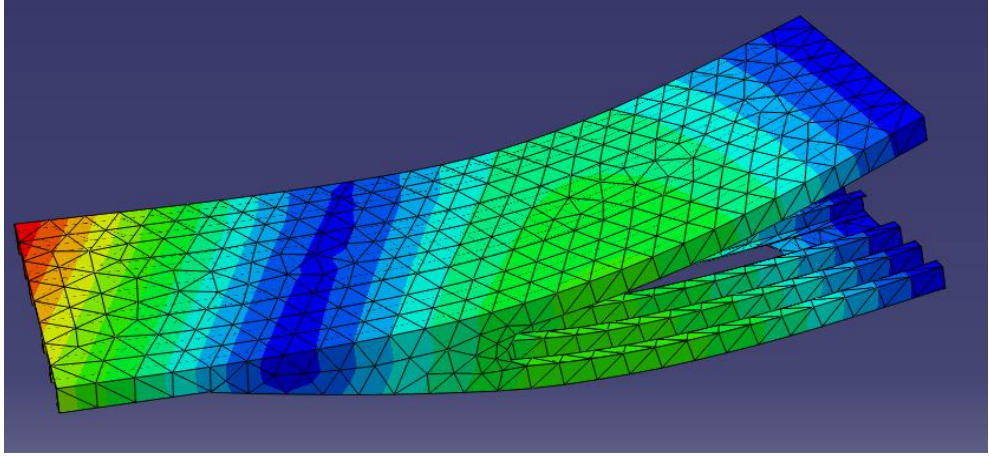
3.5.2 15 dereceli kırılma yapıya ait analiz sonuçları



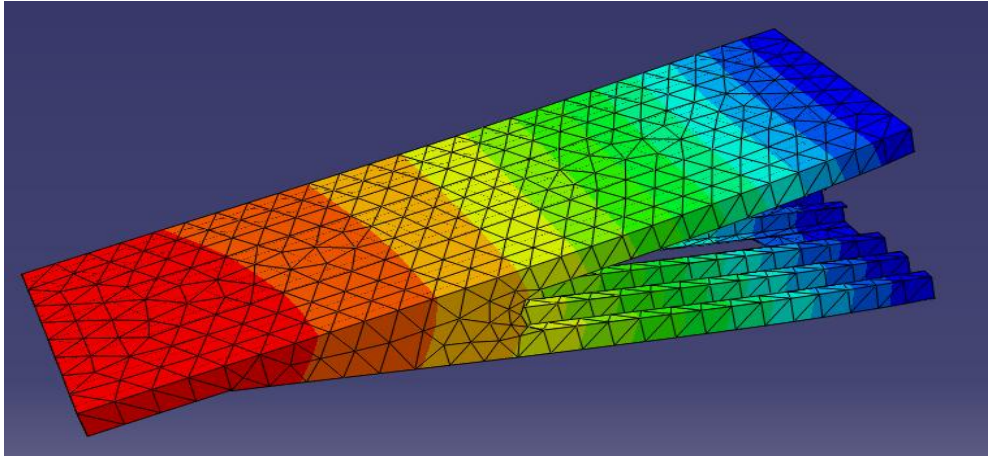
Şekil 3.22 : 15 Derece mod 1 ($f = 29,362$ Hz).



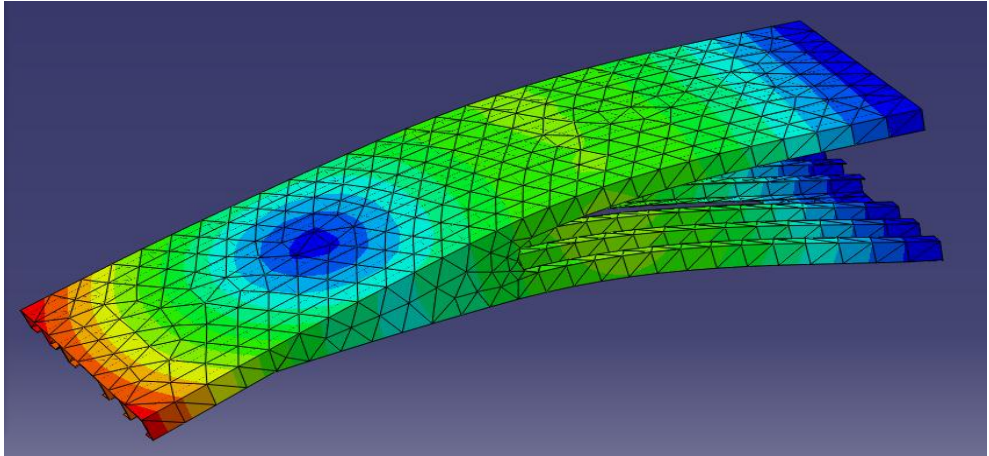
Şekil 3.23 : 15 Derece mod 2 ($f = 33,975$ Hz).



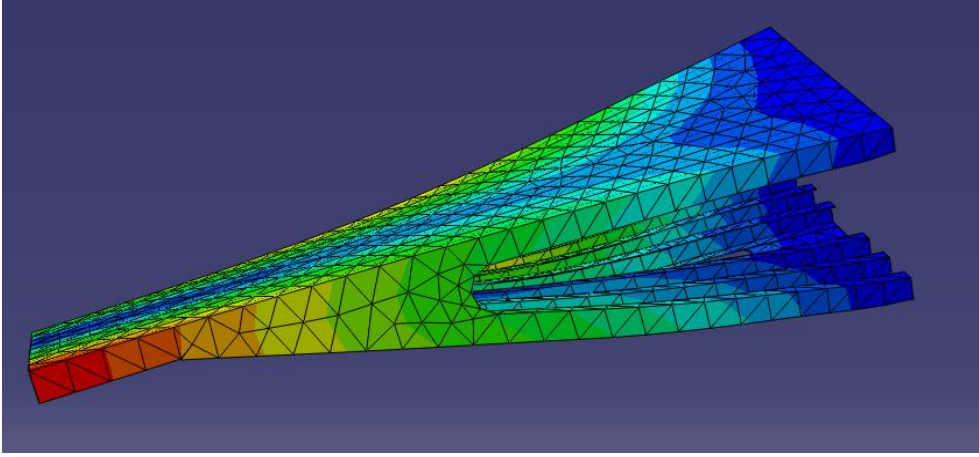
Şekil 3.24 : 15 Derece mod 3 ($f = 129,70$ Hz).



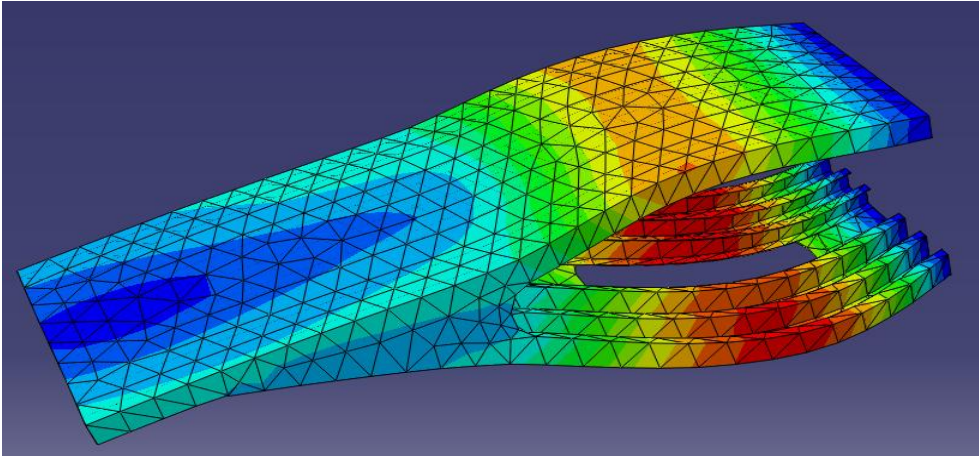
Şekil 3.25 : 15 Derece mod 4 ($f = 135,92$ Hz)



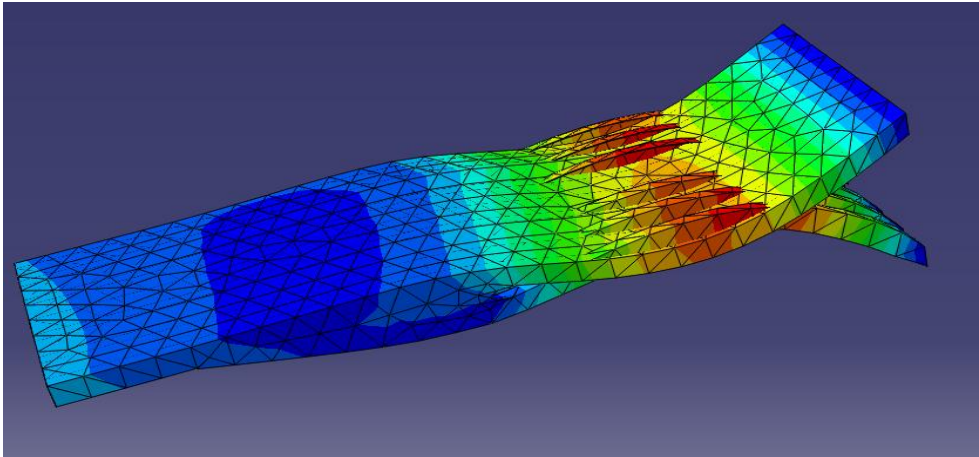
Şekil 3.26 : 15 Derece mod 5 ($f = 144,13$ Hz).



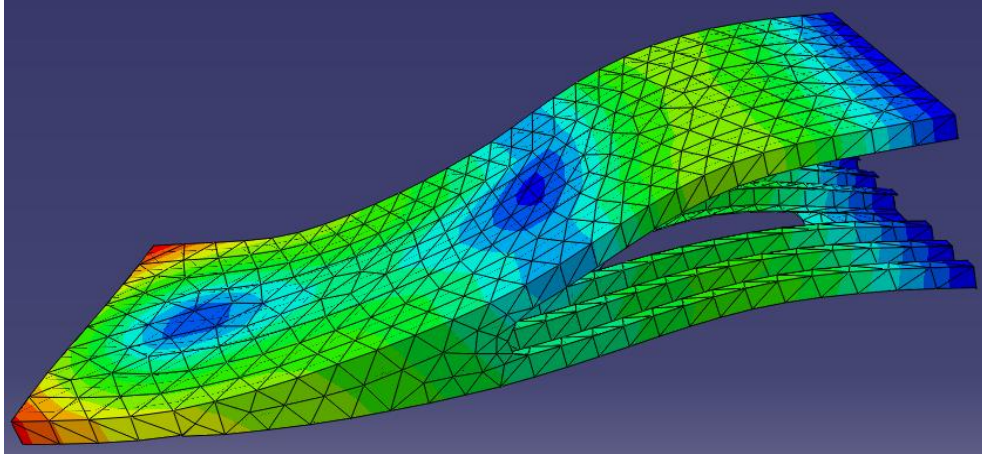
Şekil 3.27 : 15 Derece mod 6 ($f = 157,28$ Hz).



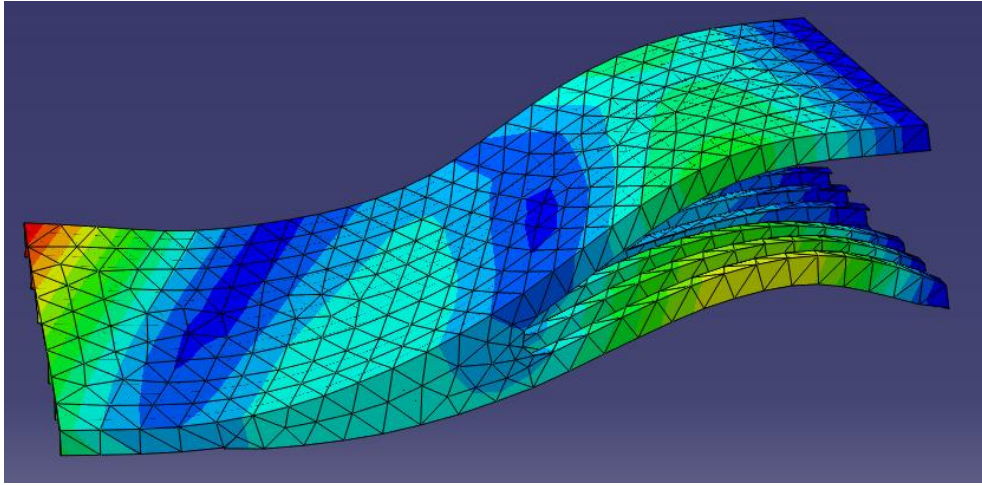
Şekil 3.28 : 15 Derece mod 7 ($f = 283,68$ Hz).



Şekil 3.29 : 15 Derece mod 8 ($f = 301,93$ Hz).



Şekil 3.30 : 15 Derece mod 9 ($f = 337,21$ Hz).

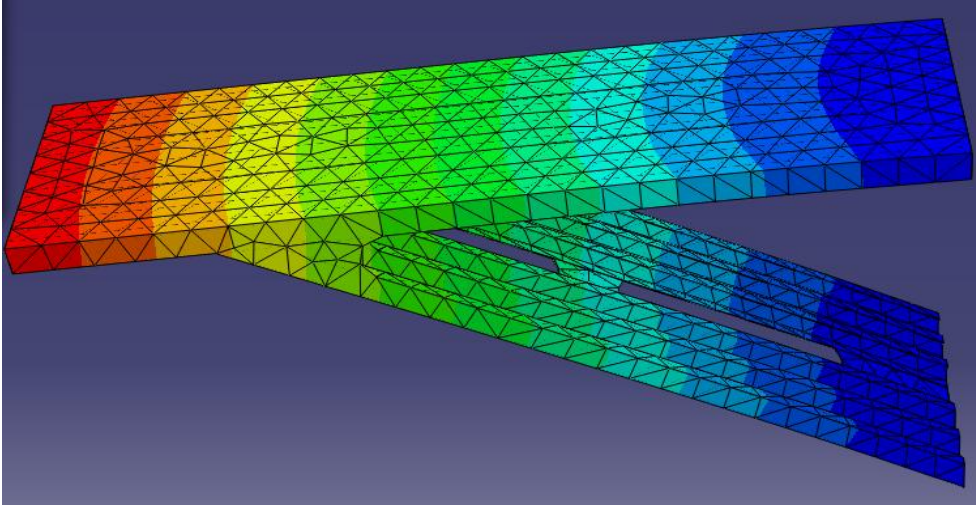


Şekil 3.31 : 15 Derece mod 10 ($f = 365,82$ Hz).

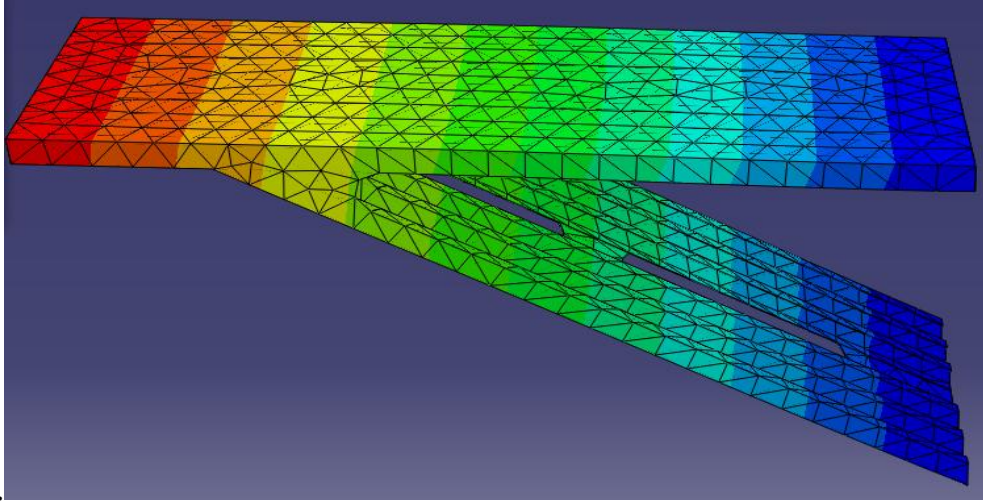
Çizelge 3.2 : 15 Derece modelin doğal frekansları

Mod No.	Doğal Frekans (Hz)
01	29,362
02	33,975
03	129,70
04	135,92
05	144,13
06	157,28
07	283,68
08	301,93
09	337,21
10	365,82

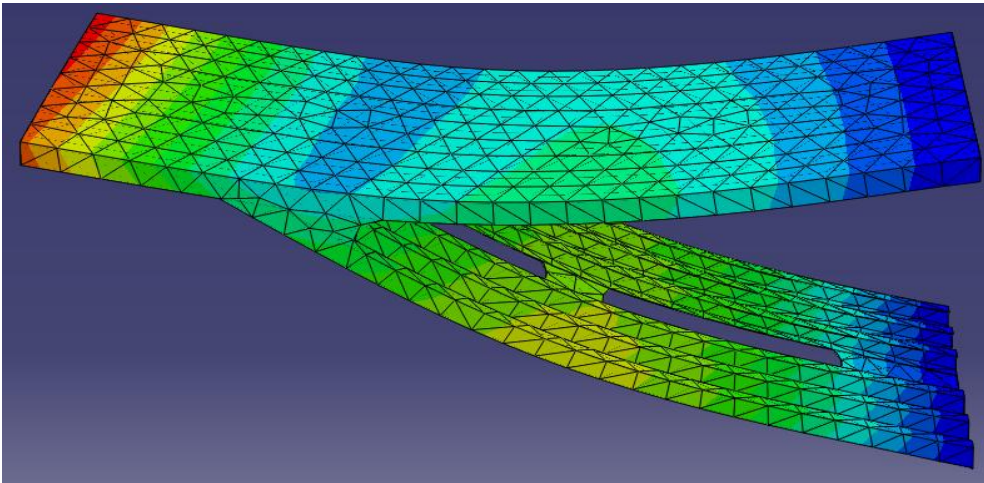
3.5.3 30 dereceli kırılma yapıya ait analiz sonuçları



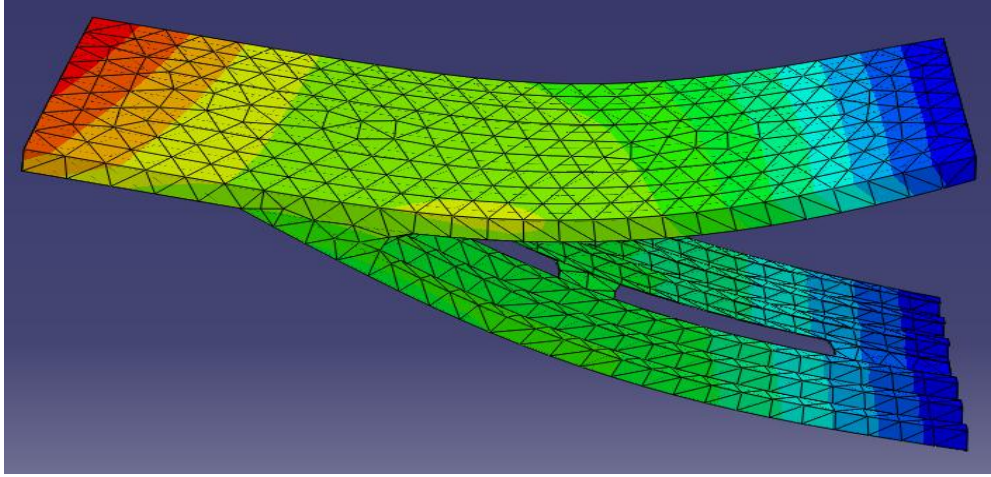
Şekil 3.32 : 30 Derece mod 1 ($f = 34,375$ Hz)



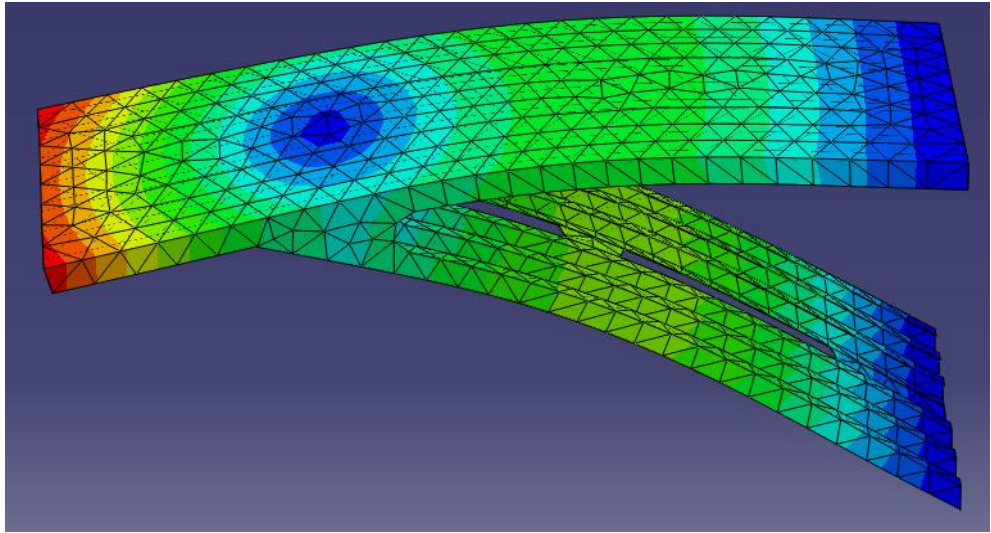
Şekil 3.33 : 30 Derece mod 2 ($f = 41,645$ Hz).



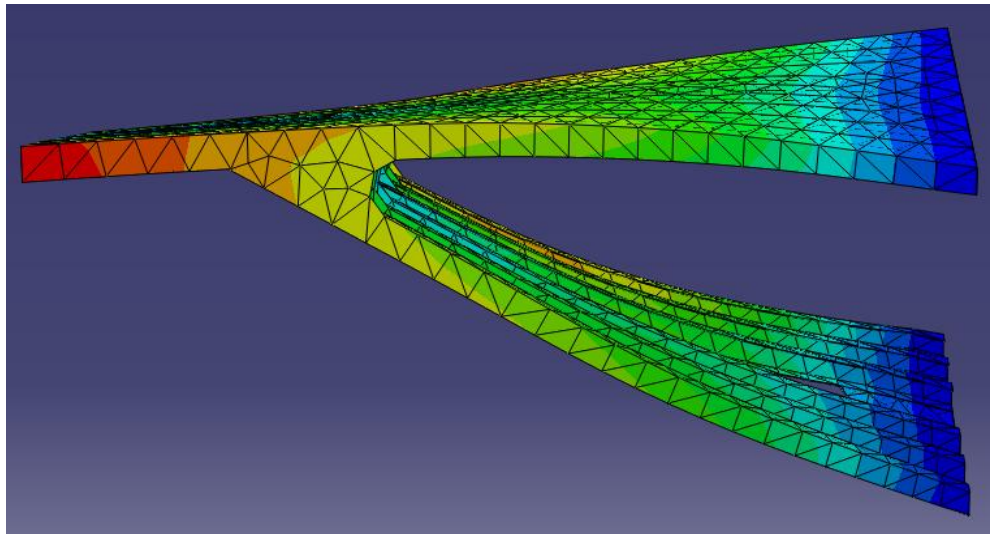
Şekil 3.34 : 30 Derece mod 3 ($f = 124,52$ Hz).



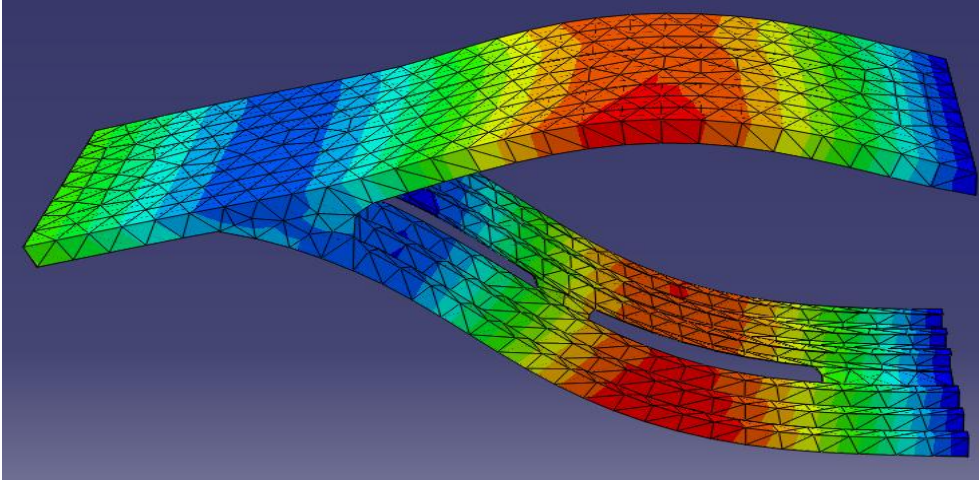
Şekil 3.35 : 30 Derece mod 4 ($f = 133,42$ Hz).



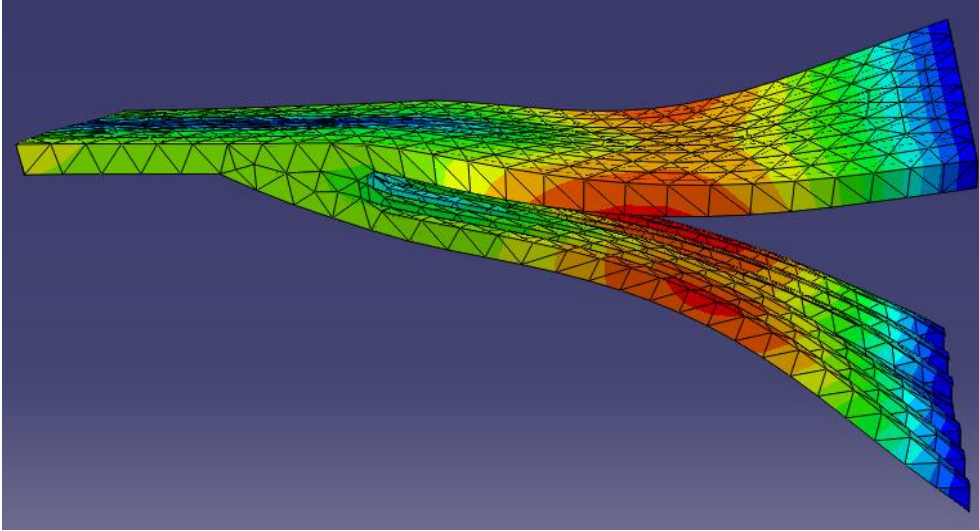
Şekil 3.36 : 30 Derece mod 5 ($f = 138,49$ Hz).



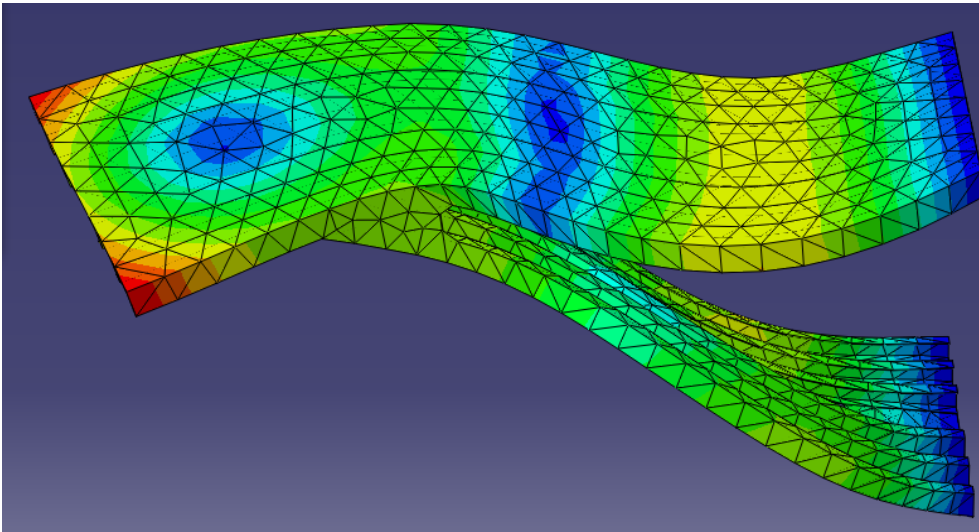
Şekil 3.37 : 30 Derece mod 6 ($f = 154,10$ Hz).



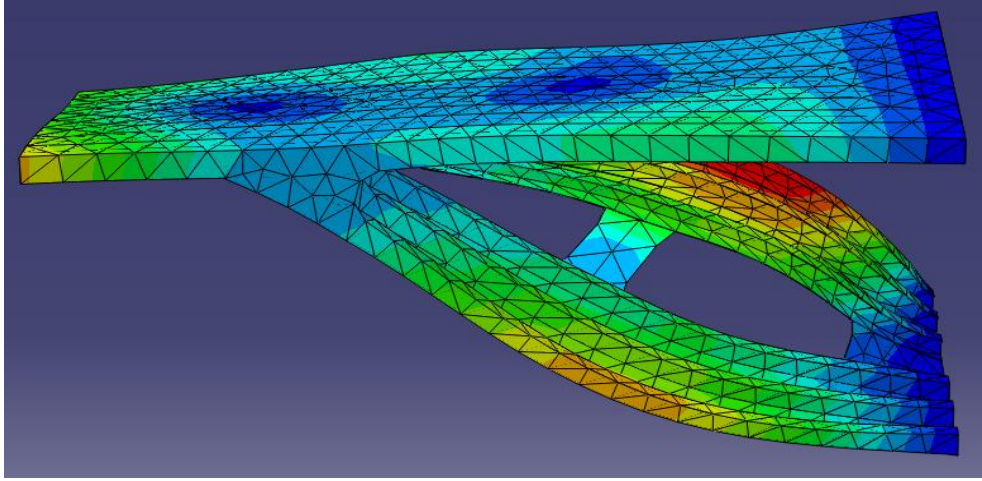
Şekil 3.38 : 30 Derece mod 7 ($f = 208,13$ Hz).



Şekil 3.39 : 30 Derece mod 8 ($f = 225,68$ Hz).



Şekil 3.40 : 30 Derece mod 9 ($f = 317,86$ Hz).

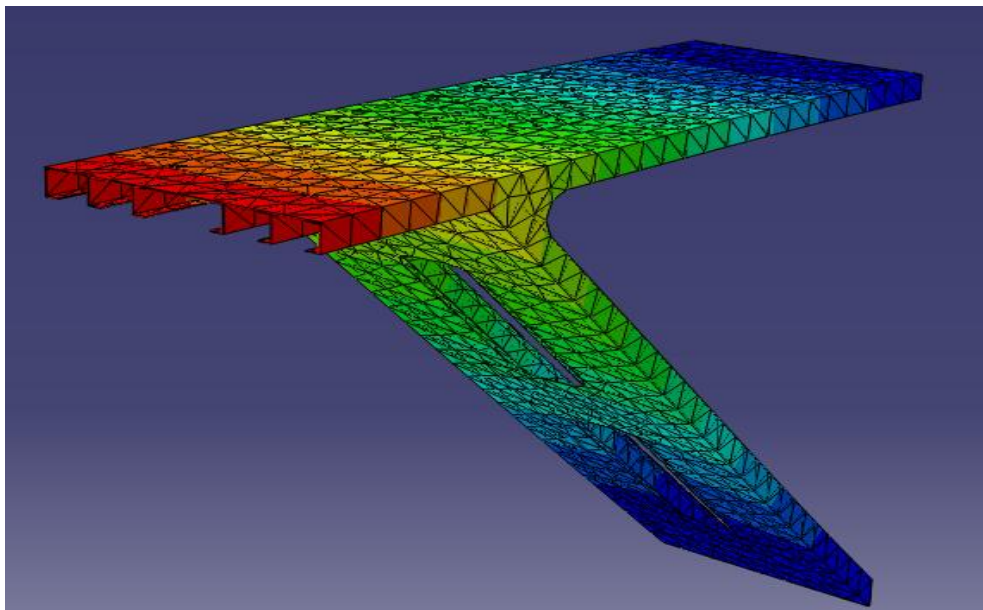


Şekil 3.41 : 30 Derece mod 10 ($f = 336,94$ Hz).

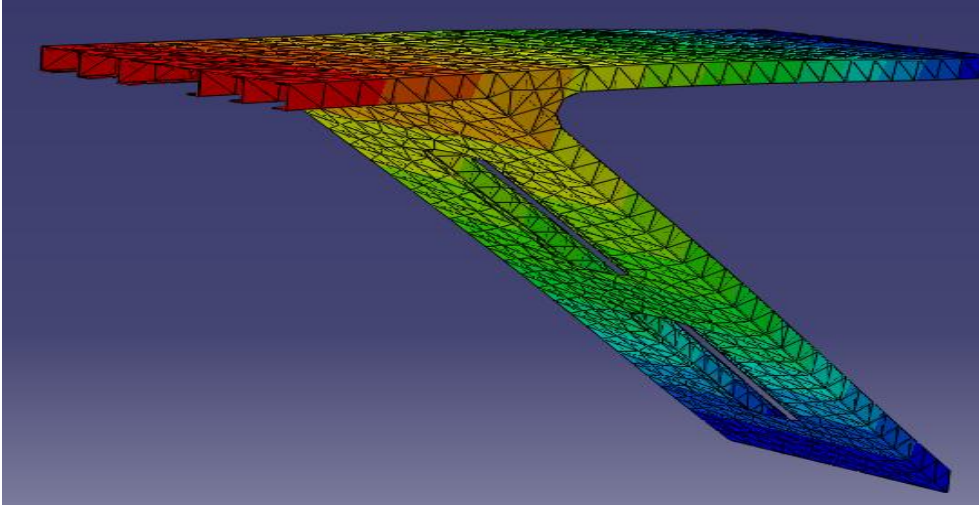
Çizelge 3.3 : 30 Derece modelin doğal frekansları.

Mod No.	Doğal Frekans (Hz)
01	34,375
02	41,645
03	124,52
04	133,42
05	138,49
06	154,10
07	208,13
08	225,68
09	317,86
10	336,94

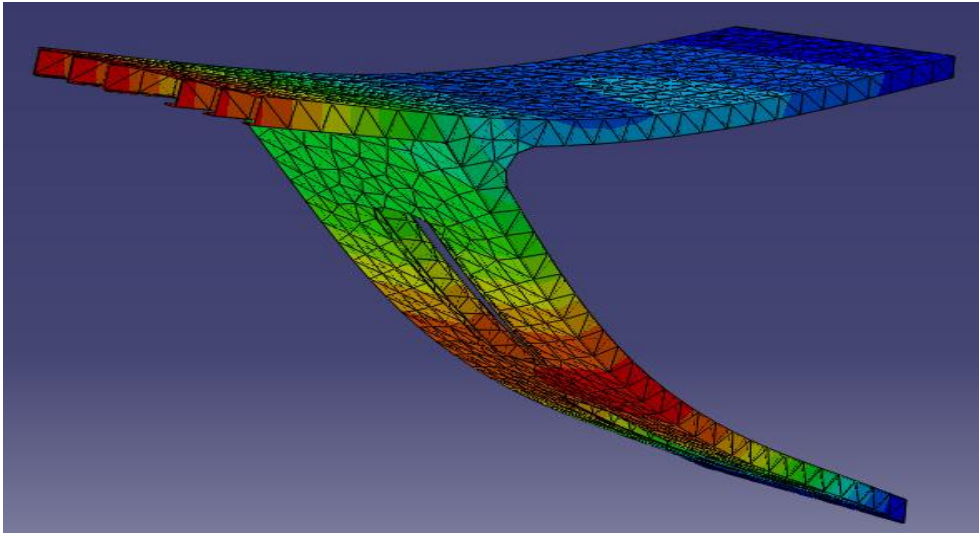
3.5.4 45 Dereceli kırlangıç yapıya ait analiz sonuçları



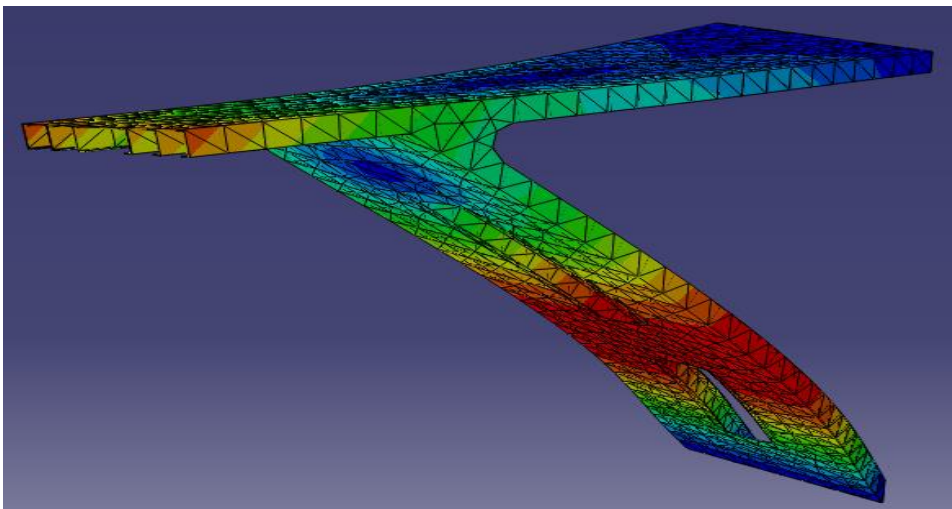
Şekil 3.42 : 45 Derece mod 1 ($f = 31,461$ Hz).



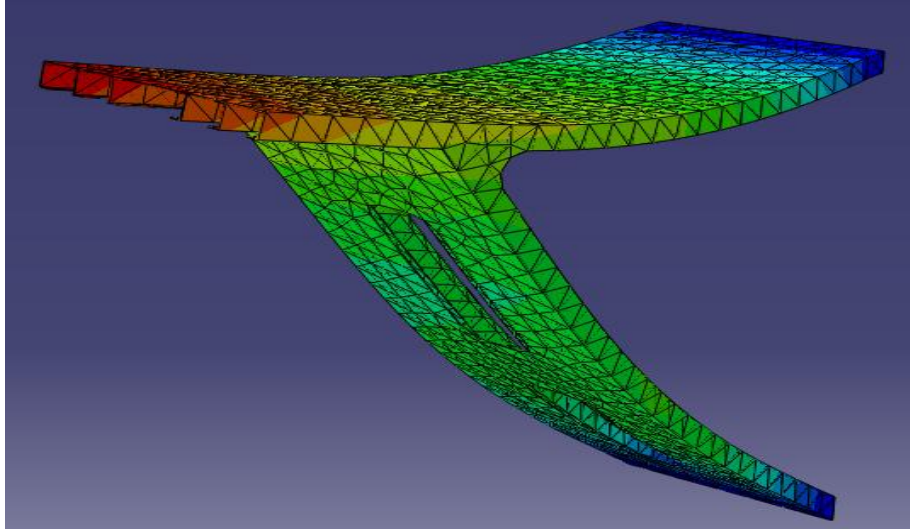
Şekil 3.43 : 45 Derece mod 2 ($f = 50,897$ Hz).



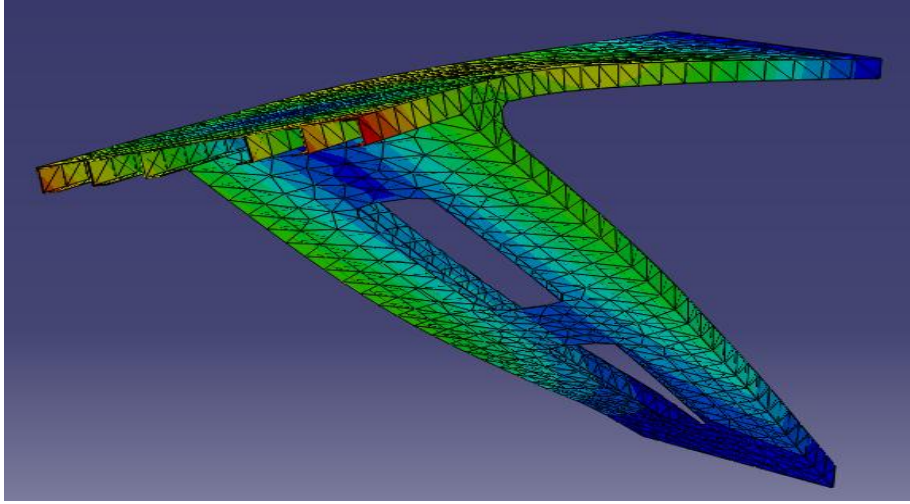
Şekil 3.44 : 45 Derece mod 3 ($f = 97,459$ Hz).



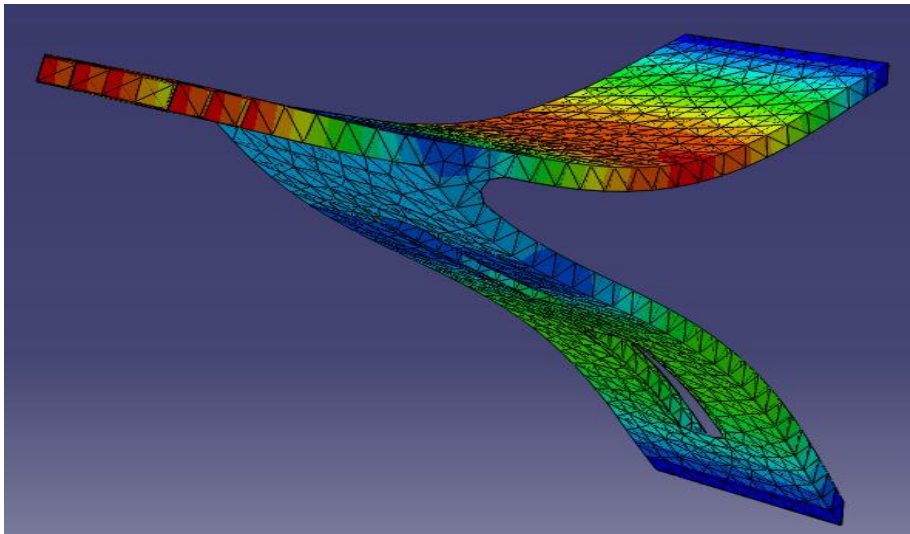
Şekil 3.45 : 45 Derece mod 4 ($f = 111,05$ Hz).



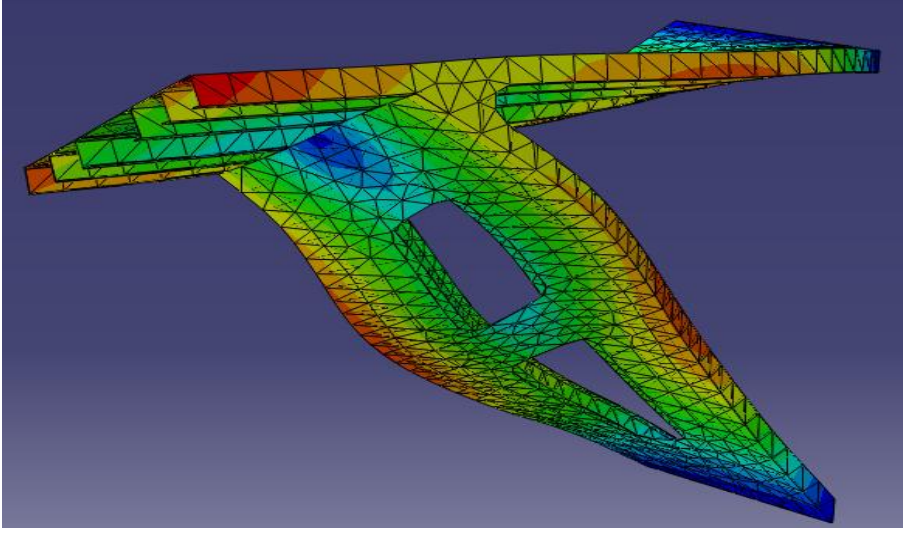
Şekil 3.46 : 45 Derece mod 5 ($f = 123,82$ Hz).



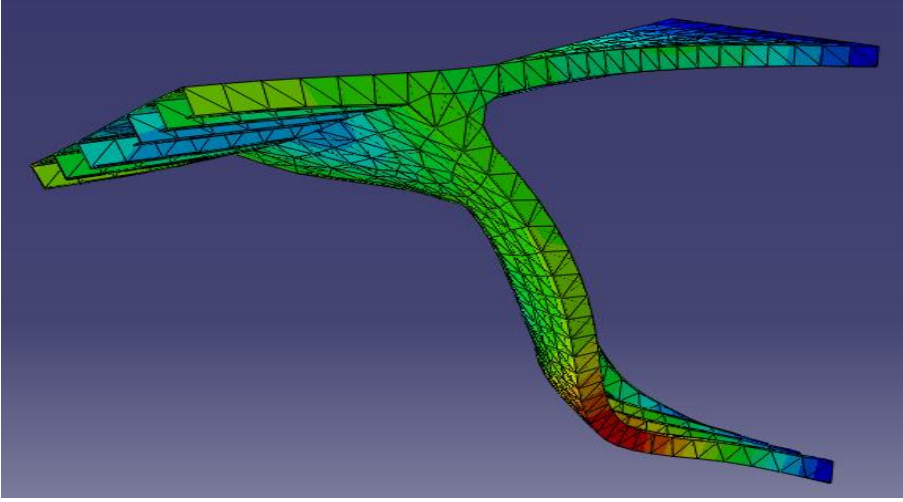
Şekil 3.47 : 45 Derece mod 6 ($f = 141,50$ Hz).



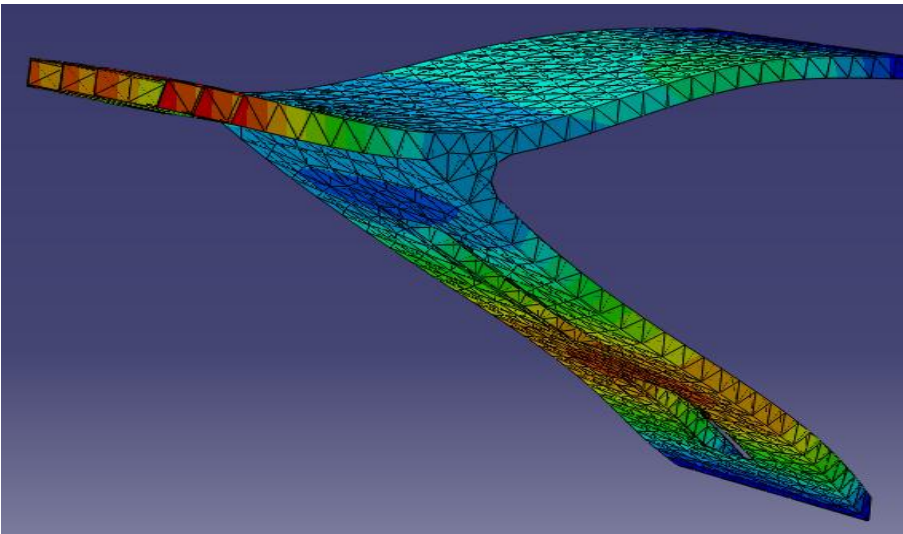
Şekil 3.48 : 45 Derece mod 7 ($f = 163,40$ Hz).



Şekil 3.49 : 45 Derece mod 8 ($f = 200,62$ Hz).



Şekil 3.50 : 45 Derece mod 9 ($f = 263,48$ Hz).

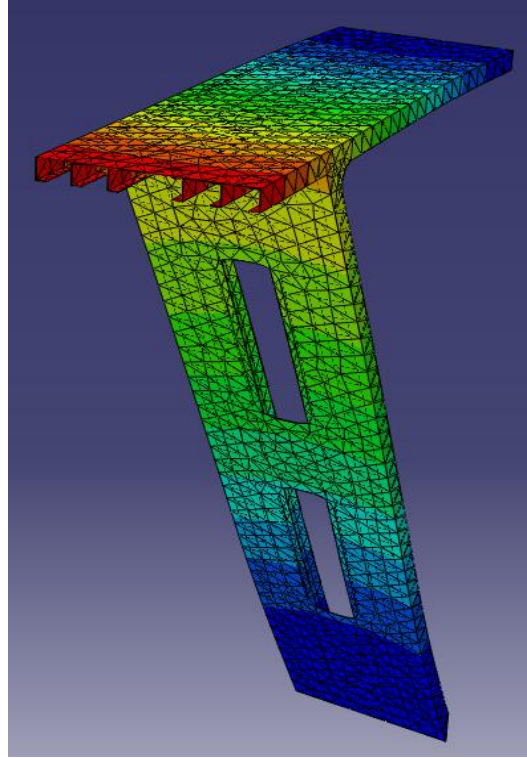


Şekil 3.51 : 45 Derece mod 10 ($f = 274,13$ Hz).

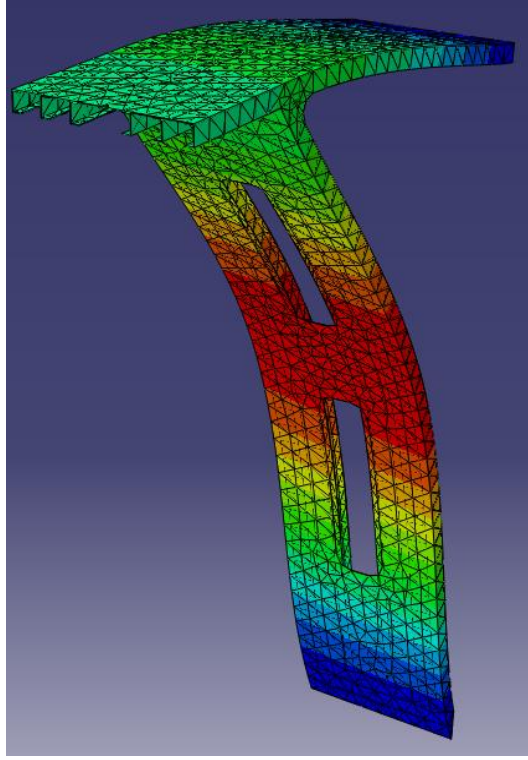
Çizelge 3.4 : 45 derece modelin doğal frekansları

Mod No.	Doğal Frekans (Hz)
01	31,461
02	50,897
03	97,459
04	111,05
05	123,82
06	141,50
07	163,40
08	200,62
09	263,48
10	274,13

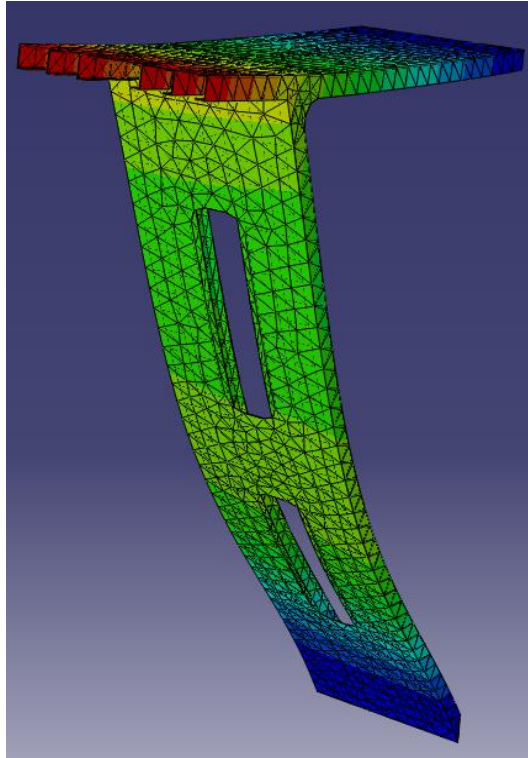
3.5.5 60 Dereceli kırlangıç yapıya ait analiz sonuçları



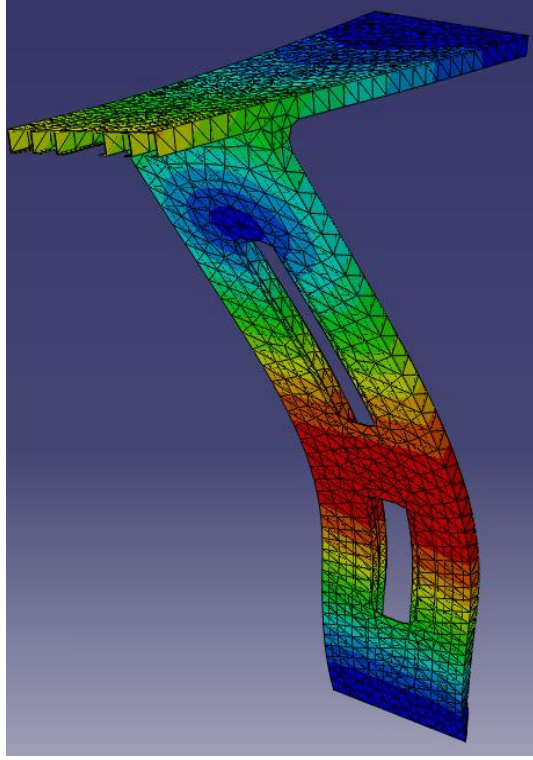
Şekil 3.52 : 60 Derece mod 1 ($f = 27,137$ Hz).



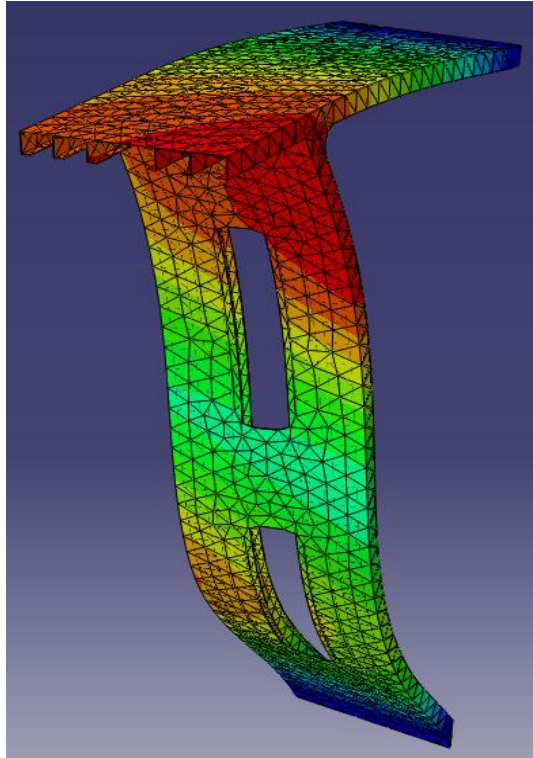
Şekil 3.53 : 60 Derece mod 2 ($f = 45,996$ Hz).



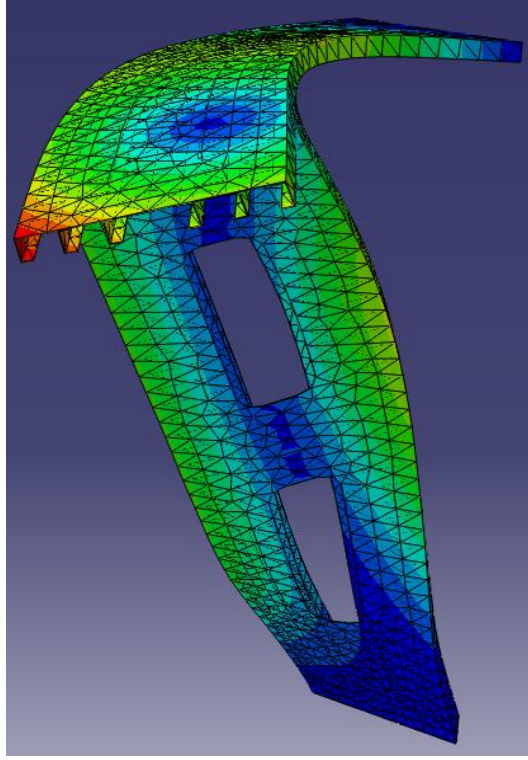
Şekil 3.54 : 60 Derece mod 3 ($f = 57,605$ Hz).



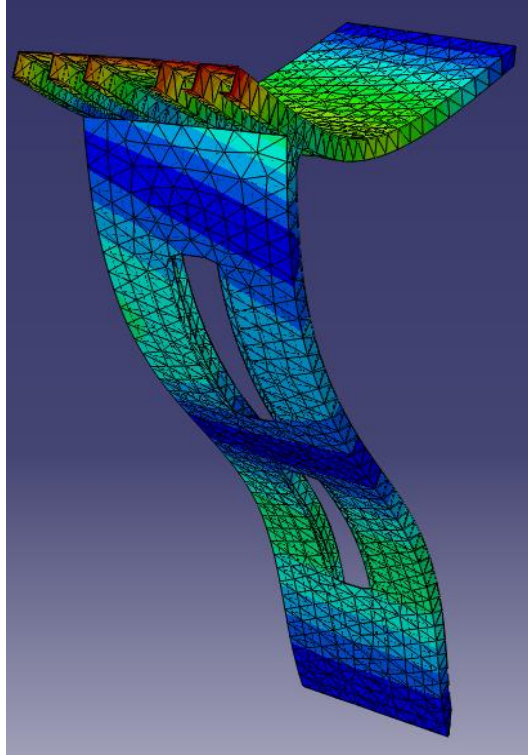
Şekil 3.55 : 60 Derece mod 4 ($f = 65,145$ Hz).



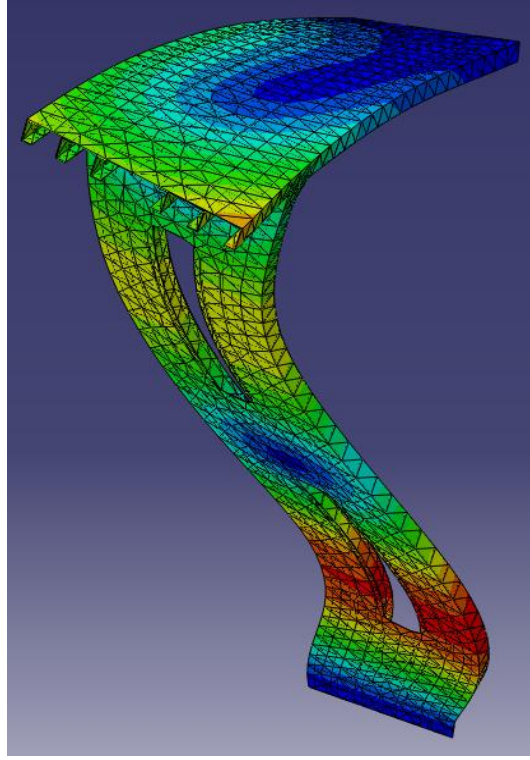
Şekil 3.56 : 60 Derece mod 5 ($f = 105,09$ Hz).



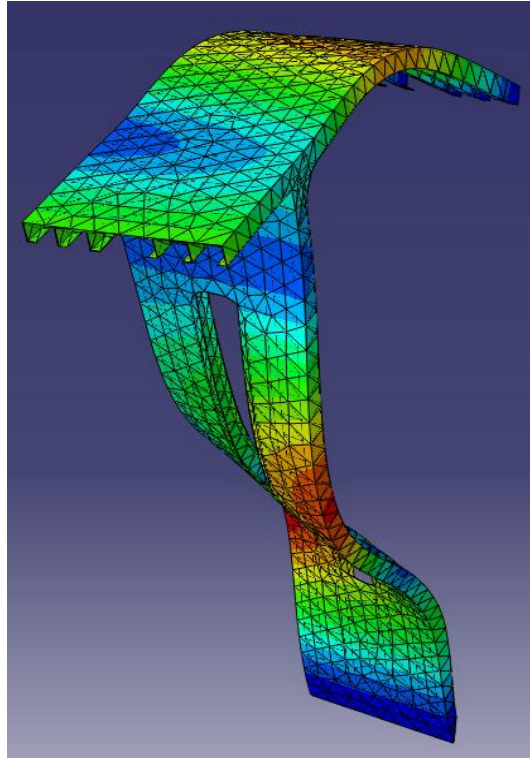
Şekil 3.57 : 60 Derece mod 6 ($f = 123,68$ Hz).



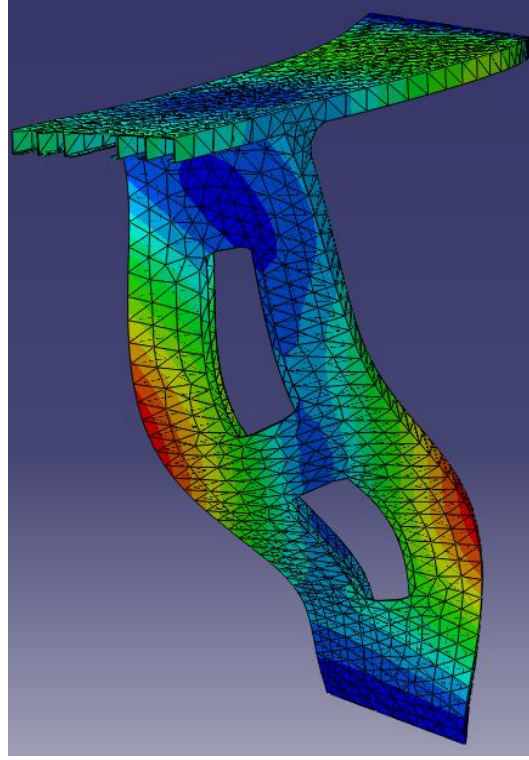
Şekil 3.58 : 60 Derece mod 7 ($f = 137,11$ Hz).



Şekil 3.59 : 60 Derece mod 8 ($f = 157,46$ Hz).



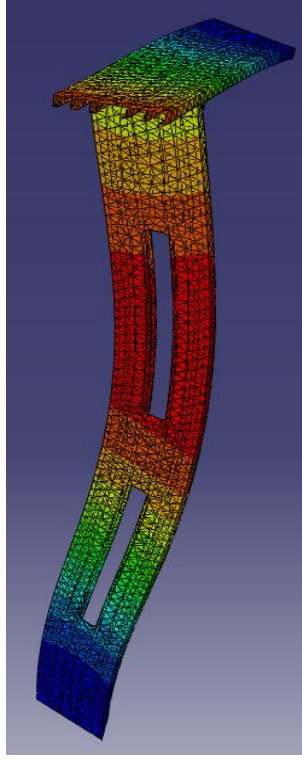
Şekil 3.60 : 60 Derece mod 9 ($f = 166,06$ Hz).



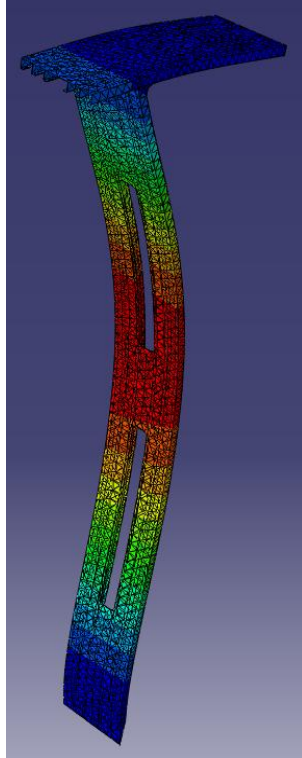
Şekil 3.61 : 60 Derece mod 10 ($f = 188,33$ Hz).

Çizelge 3.5 : 60 Derece modelin doğal frekansları.

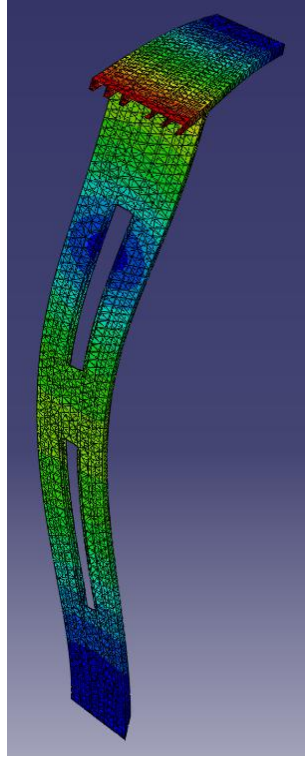
Mod No.	Doğal Frekans (Hz)
01	27,137
02	45,996
03	57,605
04	65,145
05	105,09
06	123,68
07	137,11
08	157,46
09	166,06
10	183,33



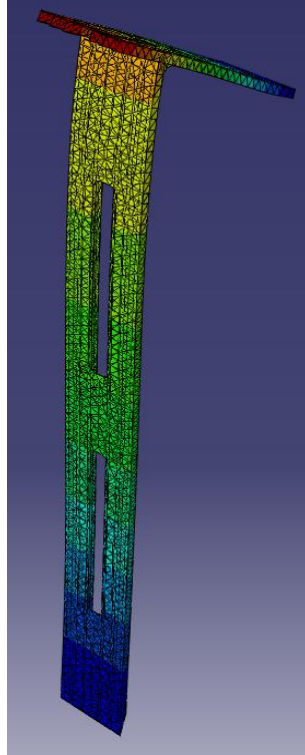
Şekil 3.62 : 75 Derece mod 1 ($f = 18,673$ Hz).



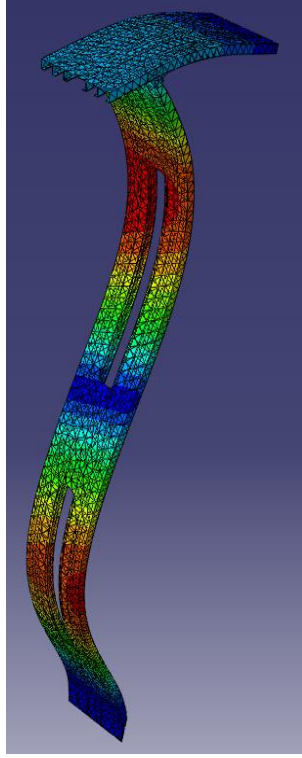
Şekil 3.63 : 75 Derece mod 2 ($f = 20,259$ Hz).



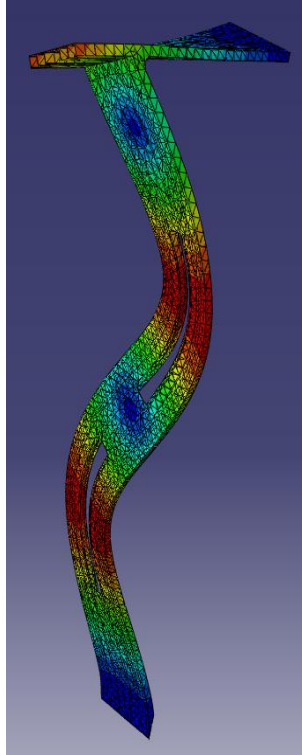
Şekil 3.64 : 75 Derece mod 3 ($f = 32,693$ Hz).



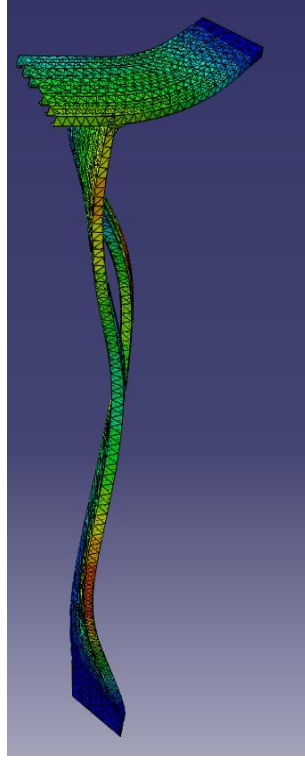
Şekil 3.65 : 75 Derece mod 4 ($f = 37,486$ Hz).



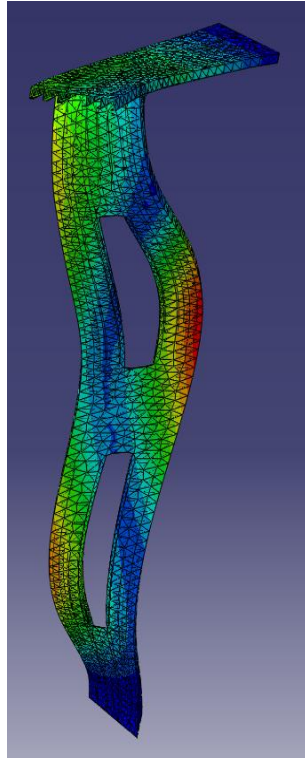
Şekil 3.66 : 75 Derece mod 5 ($f = 56,592$ Hz).



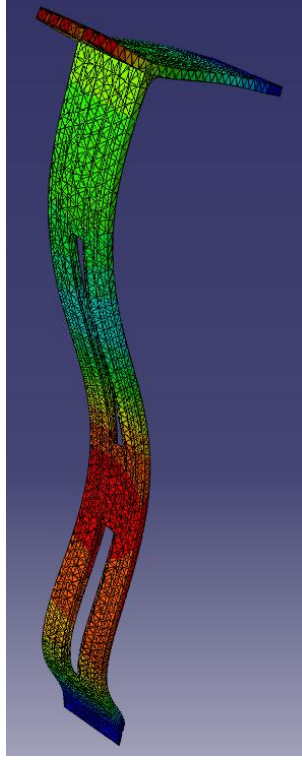
Şekil 3.67 : 75 Derece mod 6 ($f = 70,827$ Hz).



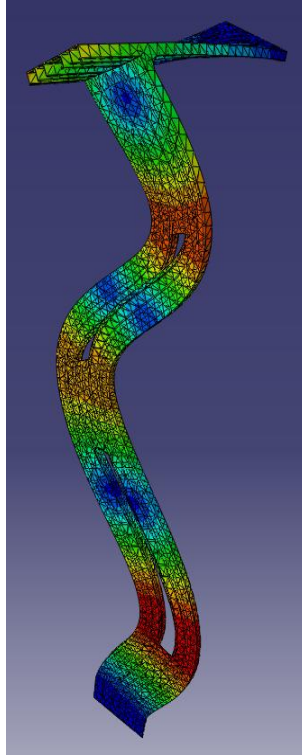
Şekil 3.68 : 75 Derece mod 7 ($f = 97,499$ Hz).



Şekil 3.69 : 75 Derece mod 8 ($f = 97,632$ Hz).



Şekil 3.70 : 75 Derece mod 9 ($f = 112,19$ Hz).

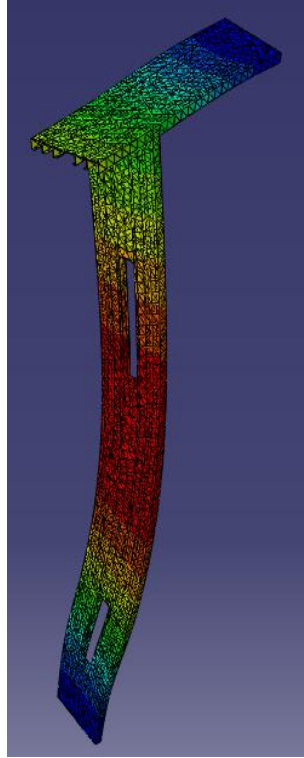


Şekil 3.71 : 75 Derece mod 10 ($f = 116,56$ Hz).

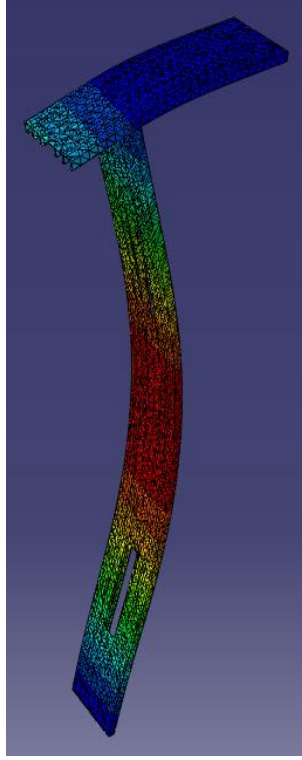
Çizelge 3.6 : 75 Derece modelin doğal frekansları.

Mod No.	Doğal Frekans (Hz)
01	18,673
02	20,259
03	32,693
04	37,486
05	56,592
06	70,827
07	97,499
08	97,632
09	112,19
10	116,56

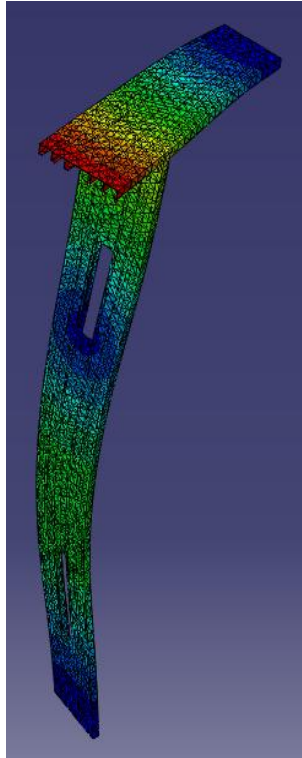
3.5.6 90 Dereceli kırlangıç yapıya ait analiz sonuçları



Şekil 3.72 : 90 Derece mod 1 ($f = 17,859$ Hz).



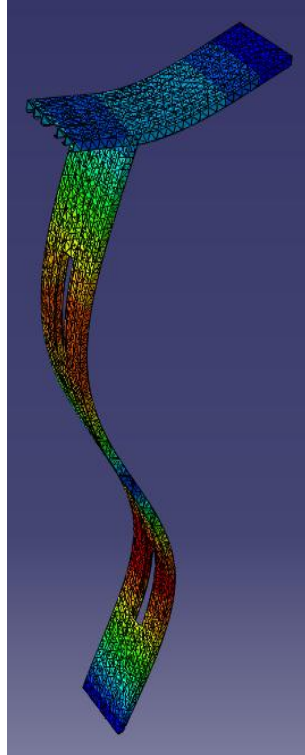
Şekil 3.73 : 90 Derece mod 2 ($f = 18,061$ Hz).



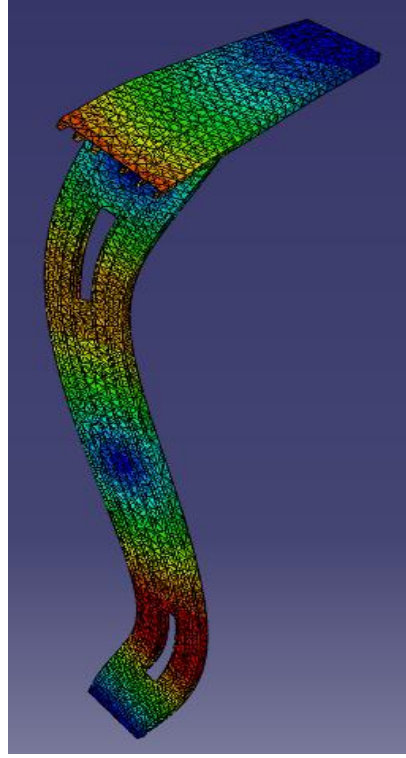
Şekil 3.74 : 90 Derece mod 3 ($f = 32,604$ Hz).



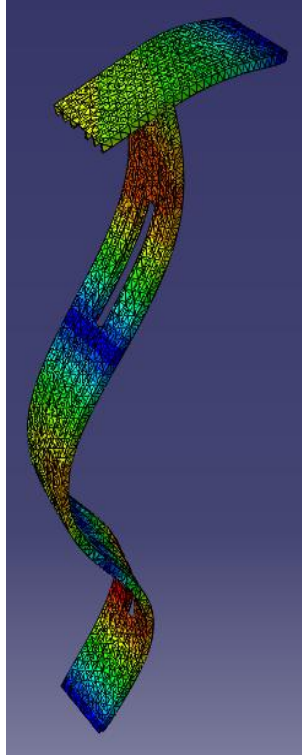
Şekil 3.75 : 90 Derece mod 4 ($f = 38,032$ Hz).



Şekil 3.76 : 90 Derece mod 5 ($f = 50,314$ Hz).



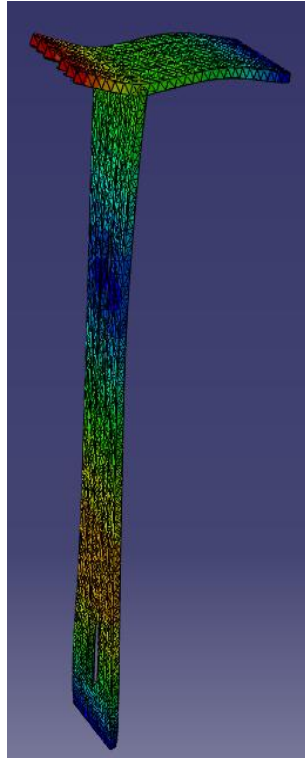
Şekil 3.77 : 90 Derece mod 6 ($f = 64,211$ Hz).



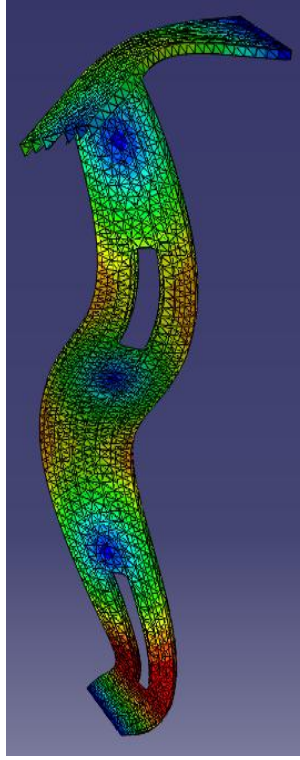
Şekil 3.78 : 90 Derece mod 7 ($f = 93,721$ Hz).



Şekil 3.79 : 90 Derece mod 8 ($f = 106,53$ Hz).



Şekil 3.80 : 90 Derece mod 9 ($f = 107,91$ Hz).



Şekil 3.81 : 90 Derece mod 10 ($f = 115,78$ Hz).

Çizelge 3.7 : 90 Derece modelin doğal frekansları.

Mod No.	Doğal Frekans (Hz)
01	17,859
02	18,061
03	32,604
04	38,032
05	50,314
06	64,211
07	93,721
08	106,53
09	107,91
10	115,78

3.5.7 Tüm modellerin sonlu eleman yöntemiyle hesaplanmış doğal frekansları

Mod şekillerine bakıldığında 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. Aşağıdaki tabloda tüm modellerin sonlu eleman yöntemiyle hesaplanan ilk 10 modu belirtilmiştir.

Çizelge 3.8 : Tüm modellerin sonlu eleman yöntemiyle hesaplanmış doğal frekansları.

Mod No.	Doğal Frekanslar (Hz)						
	0 Derece	15 Derece	30 Derece	45 Derece	60 Derece	75 Derece	90 Derece
1	20,391	29,362	34,375	31,461	27,137	18,673	17,859
2	32,834	33,975	41,645	50,897	45,996	20,259	18,061
3	126,52	129,70	124,52	97,459	57,605	32,693	32,604
4	128,48	135,92	133,42	111,05	65,145	37,486	38,032
5	139,15	144,13	138,49	123,82	105,09	56,592	50,314
6	192,00	157,28	154,10	141,50	123,68	70,827	64,211
7	328,48	283,68	208,13	163,40	137,11	97,499	93,721
8	358,46	301,93	225,68	200,62	157,46	97,632	106,53
9	388,29	337,21	317,86	263,48	166,06	112,19	107,91
10	419,35	365,82	336,94	274,13	183,33	116,56	115,78

4. KIRLANGIÇ MODELLERİNİN DENEYSEL MODAL ANALİZ YÖNTEMİYLE İNCELENMESİ

Tez çalışmasının bu bölümünde, bir önceki bölümde sonlu eleman analizi yöntemiyle incelenen kırlangıç modellerinden birinin gemi üzerinde deneysel modal analiz yöntemiyle doğal frekansları ve mod şekilleri tespit edilmiştir.

Deneysel 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.

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

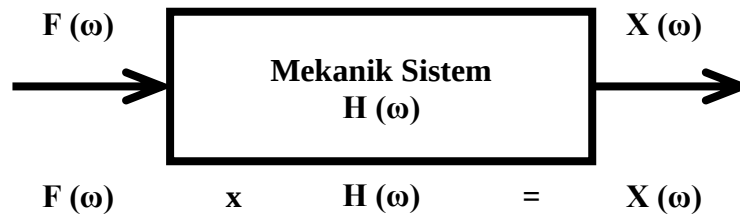
Deneysel modal analizde genel olarak iki ana teknik kullanılır. İvmeölçerin sabit bir noktaya yerleştirilip, diğer noktaların darbe çekici ile ikaz edilmesine “Gezici Çekiç Darbe Testi” adı verilmekte olup uygulanabilme kolaylığı açısından en çok kullanılan deneysel modal analiz tekniği budur. Yapının sabit noktadan bir sarsıcı ile sürekli ikaz edilerek, yapı üzerine yerleştirilmiş çok sayıdaki ivmeölçerden cevap alınması tekniği ise “Sarsıcı Testi” olarak adlandırılır. Bu çalışmada kırlangıç modellerinin deneysel 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. Aşağıda 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 4.1 : 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.

4.1 Darbe çekici

Deney yapılarının ikaz edilmesi ve darbe kuvvetinin ölçülmesi için B&K firması tarafından üretilen 8210 kodlu darbe çekici (balyoz) kullanılmıştır. Bu darbe çekici genel olarak büyük yapıların ikaz edilmesi için tasarlanmıştır. 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 4.2 : Darbe çekici

4.2 İvme ölçer

Deney yapılarının cevabının ölçülebilmesi için B&K firması tarafından üretilen 8340 kodlu tek eksenli sismik ivmeölçer kullanılmıştır. 10 V/g hassasiyetindeki bu ivmeölçer yüksek hassasiyetinden ötürü büyük yapıların modal analizi için ideal bir üründür. Kablo konektörü, 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.



Şekil 4.3 : Tek eksenli sismik ivmeölçer

4.3 PULSE analizörü

Darbe çekicinin kuvvet sensörü ile sismik 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. 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.

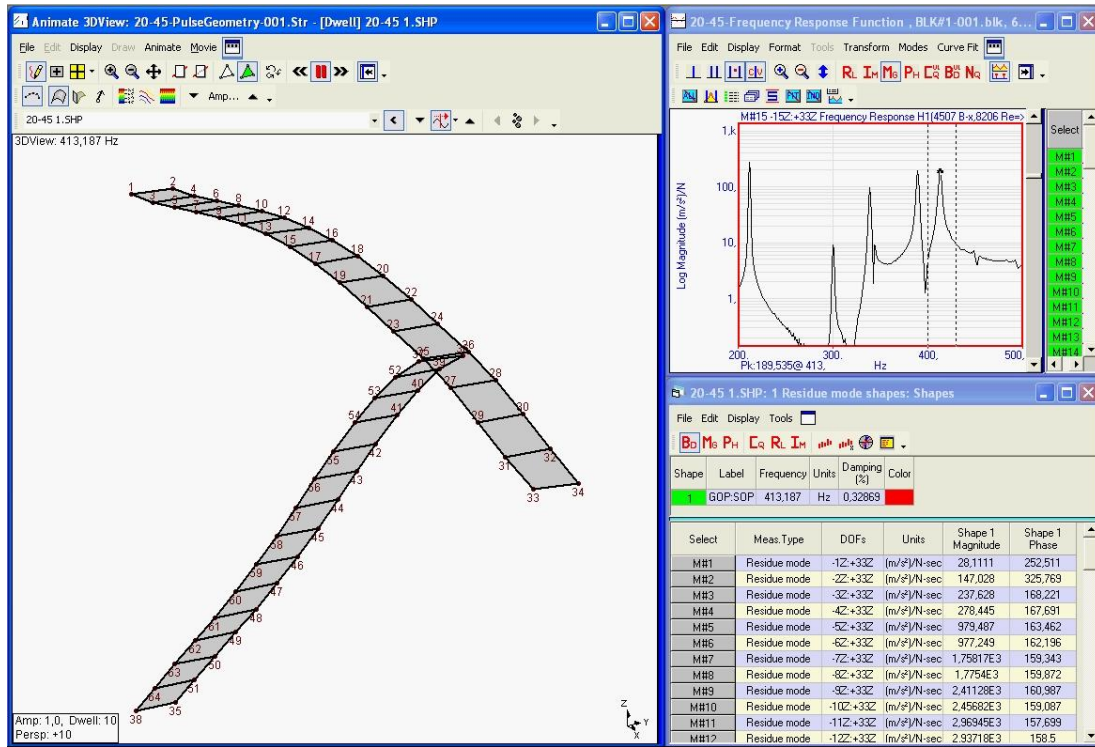


Şekil 4.4 : Pulse analizörü

4.4 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. Aşağıda yazılımın içerisindeki örnek bir modal analiz ekranı gösterilmektedir.

Gemi üzerindeki yapı sonlu eleman modellerinden 30 derece destekli modele uymaktadır. Deneysel modal analiz sonuçları Çizelge 4.1 de belirtilmiştir.



Şekil 4.5 : Modal analiz yazılımı

Çizelge 4.1 : Deneysel modal analiz sonuçları

Mod No.	Doğal Frekans (Hz)
01	34,75
02	42,25
03	126,25
04	135,75
05	142,50

5. SONUÇLAR

30 derece destekli model için deneysel modal analiz ve sonlu eleman analizi sonuçları aşağıdaki tabloda karşılaştırılmıştır.

Çizelge 5.1 : Deneysel modal analiz ve sonlu eleman analizi sonuçları

Mod No.	Sonlu Eleman Yöntemi (Hz)	Deneysel Modal Analiz (Hz)	Hata (%)
1	34,375	34,75	1,08
2	41,645	42,25	1,43
3	124,52	126,25	1,37
4	133,42	135,75	1,72
5	138,49	142,50	2,81

Yapılan çalışma sonucunda aşağıdaki birtakım sonuçlara varılmıştır.

- Deneysel modal analiz ile sonlu eleman analizi sonuçlarının karşılaştırılmasında hatanın çok düşük olduğu gözlemlenmiş olup bu da hazırlanan sonlu eleman modellerinin doğruluğunu ortaya koymuştur.
- Desteksiz kırılma modeli dışındaki tüm modellerin ilk modlarının yanal (düzlem dışı), ikinci modlarının ise düşey eğilme titreşimi modu olduğu gözlemlenmiştir. Bu da destek elemanlarının düşey eğilme modundan önce daha düşük frekansta yanal eğilme modlarını meydana getirdiği sonucunu ortaya koymuştur.
- Sonlu eleman analizi sonucu ortaya çıkan mod şekillerine bakıldığında, ilk modlarda ana giriş ile destek girişinin eş düzlemlerde eğilme modları gözlemlense de yüksek modlarda eğilme, burulma ve uzama modlarının birarada görüldüğü gözlemlenmiştir. Ayrıca çok yüksek modlarda düşey düzlemdeki eğilme modları belirgin olarak kendisini göstermektedir.
- 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.

- Levha olarak modellenmiş kırılma yapılarının birleşik giriş yöntemiyle yapılmış modellerle benzer mod şekillerine sahip olduğu gözlemlenmiştir.
- Doğal frekans tablosuna bakıldığında 45 derecelik modellere kadar doğal frekans değerlerinin artan açı değerlerinde artış gösterdiği, 45 dereceden sonra ise tekrar azalma gösterdiği belirlenmiştir.
- İlk modlarda teorik ve deneysel sonuçların örtüştüğü, yüksek modlarda ise farkların düşük modlara nazaran daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] **Özgener, L.**, 2002: Bir Kamyon Kabininde Yol Düzgünsüzlükleri Sonucu Oluşan Titreşiminin Bilgisayar Yardımıyla Modellenmesi, Analizinin Yapılması ve Konstrüktif Önlemlerinin Alınması.
- [2] **Yücel, A.**, 2009: Gemilerde Ortaya Çıkan Yerel Titreşim Problemlerinin Teorik ve Deneysel Analizi.
- [3] **Savran, B.**, 2009. İletim Yolu Analizi Metodunun Bir Araç Üzerinde Uygulanması
- [4] **Url-1** <www.elektrik.gen.tr/icerik/alg%C4%B1lay%C4%B1c%C4%B1lar>, alındığı tarih 29.06.2006.
- [5] **Url-2** <<http://www.proplan.com.tr>>, alındığı tarih 29.06.2006.
- [6] **Özsoysal, R.**, 2004: A Review of Recent Ship Vibration Papers, *The Shock and Vibration Digest*, Vol. 36, No. 3, 207–214.
- [7] **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.
- [8] **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.
- [9] **Bambill, D. V., Escanes, S. J., and Rosit, 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.
- [10] **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
- [11] **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.
- [12] **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.
- [13] **Duttweiler, M. E., and Brennen, C. E.**, 2002: Surge Instability on Cavitating Propeller. *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 458, 133–152.
- [14] **Wu, J. S., and Hsieh, M.**, 2001, Torsional Vibration of a Damped Shaft.

- [15] **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.
- [16] **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.
- [17] **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.
- [18] **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.
- [19] **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.
- [20] **American Bureau of Shipping**, 2006: Guidance Notes on Ship Vibration.
- [21] **Carlton, J. S., Vlasic, D.**, 2005: Ship Vibration And Noise: Some Topical Aspects. *Lloyd's Register Technical Papers*.
- [22] **Url-3** <<http://www.bksv.com/bksv/tbimg/3865/1.jpg>>, alındığı tarih 29.06.2006.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Mehmet Ali YAMAN
Doğum Yeri ve Tarihi: İstanbul 11.12.1986
Adres: İstanbul Teknik Üniversitesi
Lisans Üniversitesi: Sakarya Üniversitesi

