



**MODAL TEST VE SONLU ELEMANLAR
METODU İLE BİR BİYELİN**

TİTREŞİM ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Bahri Şamil KORKMAZ

Danışman

**Prof. Dr. Abdurrahman KARABULUT
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

Temmuz 2023

AFYON KOCATEPE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**MODAL TEST VE SONLU ELEMANLAR METODU İLE BİR
BİYELİN TİTREŞİM ANALİZİ**

Bahri Şamil KORKMAZ

Danışman

Prof. Dr. Abdurrahman KARABULUT

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Temmuz 2023

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

MODAL TEST VE SONLU ELEMANLAR METODU İLE BİR BİYELİN TİTREŞİM ANALİZİ

Bahri Şamil KORKMAZ

Afyon Kocatepe Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Abdurrahman KARABULUT

Bu çalışmada dört zamanlı dört silindire sahip benzinli bir motora ait biyelin titreşim özellikleri modal analiz yöntemi ile tespit edilmiştir. Literatür taraması incelendiğinde, modal analizin doğal frekanslar, sönüm oranları ve mod şekilleri gibi titreşimi ifade eden üç temel değişkenin elde edildiği çalışmalar olduğu görülmektedir. Bu kapsamda bu üç özellik deneysel modal analiz ve sonlu elemanlar metodu aracılığıyla elde edilmiştir. Deneysel modal analiz, deneyde kullanılan ip sayısında ve biyelin ölçüm konumlarında değişiklikler yapılarak gerçekleştirilmiştir. Bununla beraber, titreşim özellikleri elde edilecek malzemenin herhangi bir yöne hareketi kısıtlanmamış 6 serbestlik dereceli uzayda bulunduğu var sayıldığı için, sonlu elemanlar metodunda elastik ip bağlama metodu kullanılmamaktadır. Sonlu elemanlar metodu ve deneysel modal analiz ile elde edilen doğal frekans, mod şekli ve sönüm oranı değerleri karşılaştırılmıştır. Tasarlanan algoritma yardımıyla deneysel modal analize ait mod şekilleri elde edilmiştir. Sonlu elemanlar metodu için mod şekilleri de tasarlanan algoritma ile belirlenmiştir ve deneysel modal analizden elde edilen mod şekilleri ile karşılaştırılmıştır. Modal güvence matrislerinin eldesinde deneysel modal analize ait veri çiftleri için AutoMAC yöntemi kullanılmıştır. Deneysel modal analiz ile sonlu elemanlar metoduna ait verilerin karşılaştırması için ise CrossMAC yöntemi ile modal güvence matrisleri hesaplanmıştır. Sonuç olarak, söz konusu biyele ait titreşim özellikleri çeşitli metotlarla belirlenmiş ve bu metotların kendi içlerinde karşılaştırmaları yapılmıştır. Deneysel modal analiz ve FEM ile elde edilen doğal

frekans değerlerinin ilk üç mod için birbirine oldukça yakın olduğu görölmüştür. Ayrıca, elde edilen doğal frekansların, bir motorun kullarımdaki devir aralıklarıyla çakışmadığı tespit edilmiştir. Böylelikle motorun herhangi bir çalışma devrinde rezonans söz konusu olmayacağı anlaşılmıştır. Deneysel modal analiz ve FEM ile elde edilen sönüm oranları arasındaki fark, yerçekimsiz ve kısıtsız şartlar ile maddesel ortamdaki malzemenin yapabileceğı sönümün önemli ölçüde farklı olacağını göstermektedir. Pratikte kullanılabilecek sönüm oranı değerlerinin, deneysel modal analizden elde edilen sönüm oranları olması gerekir, çünkü bir biyelin maddesel ortamda sahip olduğu titreşim karakteristikleri, kullanım durumundaki karakteristiklerine daha yakındır. Elde edilen çok sayıda veri ve yapılan değerlendirmeler ışığında bir biyele ait tüm bu özelliklerin pratikte ne anlama geldikleri bu tezin içerisinde detaylıca açıklanmıştır.

2023, xix + 125 sayfa

Anahtar Kelimeler: Modal Analiz, Biyel, Frekans Cevap Fonksiyonu, Sonlu Elemanlar Metodu, Modal Güvence Matrisi

ABSTRACT

M.Sc. Thesis

VIBRATION ANALYSIS OF A CONNECTING ROD USING MODAL TEST AND FINITE ELEMENT METHOD

Bahri Şamil KORKMAZ

Afyon Kocatepe University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Abdurrahman KARABULUT

In this study, the vibrational characteristics of a connecting rod that belongs to a four-stroke four-cylinder gasoline engine are examined. According to the literature review, modal analysis is a study that obtains the three main vibrational characteristics as natural frequencies, damping ratios, and mode shapes. In this context, these three main characteristics are obtained with experimental modal analysis and the finite element method. Experimental modal analysis is carried out with the changes in the number of elastic strings and the placement of the connecting rod and then the results are evaluated. However, since the test object is assumed to be hung in space with 6 degrees of freedom and also anything does not restrict its movement, the finite element method does not include an elastic spring binding method. Natural frequency, damping ratio, and mode shape values which are obtained with experimental modal analysis and the finite element method are compared. Mode shapes that belong to the experimental modal analysis results are obtained with a constructed algorithm. Mode shapes that belong to the finite element method are also obtained with the same algorithm and these mode shapes are compared with the ones that belong to experimental modal analysis. For the pair of data from the experimental modal analysis, modal assurance criterion matrixes are obtained with the AutoMAC method. Comparison of the data belong experimental modal analysis and the finite element method is carried out with modal assurance matrixes obtained with the CrossMAC method. In conclusion, the vibrational characteristics of the aforementioned connecting rod are examined with various methods and the results from these results are compared. It is seen that natural

frequency values obtained with experimental modal analysis and FEM are reasonably close to each other for the first three modes. Besides, it is determined that obtained natural frequencies are not overlapped with any of the revolution numbers of a running engine. Therefore the resonance in any of the revolution numbers does not occur. The difference between the damping ratios obtained from experimental modal analysis and FEM shows that the damping that occurred in the conditions without gravity or restraining and the ordinary conditions would be significantly different from each other. In practice, damping ratios obtained from the experimental modal analysis ought to be used, since the vibrational characteristics that the connecting rod has in ordinary conditions are close to the characteristics when it is in the running engine. In light of the obtained data and evaluations, it is explained in detail what the significance of these characteristics is.

2023, xix + 125 pages

Keywords: Modal Analysis, Frequency Response Function, Finite Element Method, Modal Assurance Criterion.

TEŞEKKÜR

Bu çalışmada, her zaman yanımda olan, destek ve hoşgörüyü benden hiç esirgemeyen aileme öncelikli ve ayrıcalıklı olarak teşekkür ederim. Çalışmanın her aşamasında beni yönlendiren danışmanım Prof. Dr. Abdurrahman KARABULUT'a, bilimsel argümanlar ve tez hazırlama hususlarında fikirlerine başvurduğum tüm hocalarıma ve çalışma arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Bahri Şamil KORKMAZ

Afyonkarahisar 2023

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

	Sayfa
ÖZET	i
ABSTRACT	iii
TEŞEKKÜR	v
İÇİNDEKİLER DİZİNİ.....	vi
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	x
ŞEKİLLER DİZİNİ	xii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xvii
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR BİLGİLERİ	6
3. MATERYAL ve METOT	17
3.1 Deney Modal Analiz	17
3.1.1 Tahrik Uygulayıcı Cihaz	17
3.1.2 Güç Çevirici (Transducer).....	18
3.1.3 Sinyal Dönüştürücüler.....	18
3.1.4 Analizör.....	19
3.2 Deney Ekipmanları	19
3.2.1 DataPhysics Quattro.....	19
3.1.2 SignalCalc 240 Dynamic Signal Analyzer Yazılımı.....	20
3.2.3 İvmeölçerler	20
3.2.4 Darbe Çekici.....	21
3.3 Modal Analiz Matematiksel Modellenmesi.....	22
3.3.1 Tek Serbestlik Dereceli Sönümsüz Sistem	26
3.3.2 Frekans Cevap Fonksiyonu (FRF)'nün Nitelikleri	27
3.3.3 Frekans Cevap Fonksiyonu (FRF)'nün Alternatif Formları	30
3.3.4 Çok Serbestlik Dereceli Sönümsüz Sistemler.....	31
3.4 Pencere Fonksiyonları.....	35
3.5 İvmeölçer ve Darbe Çekici Gezdirme Metotları.....	37
3.5.1 İvmeölçer Gezdirme Metodu	38
3.5.2 Darbe Çekici Gezdirme Metodu	38
3.6 Test Numunesi Sabitleme Metotları	38

3.7 Sönüm Oranı Hesabı	39
3.8 Modal Güvence Matrisi (MAC)	41
3.8.1 AutoMAC Yöntemi.....	42
3.8.2 CrossMAC Yöntemi	42
3.9 Sonlu Elemanlar Metodu ile Modal Analliz	42
4. BULGULAR	44
4.1 Deneysel Modal Analiz Sonuçları	44
4.1.1 Tek İp ile Yapılan Standart Deneysel Modal Analiz	46
4.1.1.1 Konum 1’de Sabit Tutulan İvmeölçer	47
4.1.1.2 Konum 2’de Sabit Tutulan İvmeölçer	48
4.1.1.3 Konum 3’te Sabit Tutulan İvmeölçer	50
4.1.1.4 Konum 4’te Sabit Tutulan İvmeölçer	51
4.1.1.5 Konum 5’te Sabit Tutulan İvmeölçer	53
4.1.1.6 Konum 6’da Sabit Tutulan İvmeölçer	54
4.1.2 Çift Elastik İp Kullanılarak Yapılan Standart Deneysel Modal Analiz	56
4.1.2.1 Konum 1’de Sabit Tutulan İvmeölçer	57
4.1.2.2 Konum 3’de Sabit Tutulan İvmeölçer	59
4.1.2.3 Konum 4’te Sabit Tutulan İvmeölçer	60
4.1.3 İvmeölçerin Biyel Üzerine x-ekseni Etrafında 180° Döndürülerek Yerleştirildiği Durumda Alınan Ölçümler	61
4.1.3.1 Konum 1’de Sabit Tutulan İvmeölçer	63
4.1.3.2 Konum 3’de Sabit Tutulan İvmeölçer	65
4.1.3.3 Konum 4’de Sabit Tutulan İvmeölçer	66
4.1.4 İvmeölçerin ve Darbe Çekicinin Biyel Üzerine x-ekseni Etrafında 90° Döndürülerek Konumlandırıldığı Durumda Alınan Ölçümler	68
4.1.4.1 Konum 1’de Sabit Tutulan İvmeölçer	69
4.1.4.2 Konum 2’de Sabit Tutulan İvmeölçer	71
4.1.4.3 Konum 3’de Sabit Tutulan İvmeölçer	72
4.1.5 Çift Elastik İp ile İvmeölçerin ve Darbe Çekicinin Biyel Üzerine x-ekseni Etrafında 90° Döndürülerek Konumlandırıldığı Durumda Alınan Ölçümler	74
4.1.5.1 Konum 1’de Sabit Tutulan İvmeölçer	75

4.1.5.2 Konum 2’de Sabit Tutulan İvmeölçer	76
4.1.5.3 Konum 3’de Sabit Tutulan İvmeölçer	78
4.2 Sonlu Elemanlar Metodu ile Modal Analiz Sonuçları	79
4.3 Deneysel Modal Analiz ile Elde Edilen Sönüm Oranları	84
4.3.1 Tek İp ile Yapılan Standart Deneysel Modal Analiz	84
4.3.2 Çift Elastik İp Kullanılarak Yapılan Standart Deneysel Modal Analiz	87
4.3.3 İvmeölçerin Biyel Üzerine x-ekseni Etrafında 180° Döndürülerek Yerleştirildiği Durumda Alınan Ölçümler	89
4.3.4 İvmeölçerin ve Darbe Çekicinin Biyel Üzerine x-ekseni Etrafında 90° Döndürülerek Konumlandırıldığı Durumda Alınan Ölçümler.....	91
4.3.5 Çift Elastik İp ile İvmeölçerin ve Darbe Çekicinin Biyel Üzerine x-ekseni Etrafında 90° Döndürülerek Konumlandırıldığı Durumda Alınan Ölçümler	92
4.4 Sonlu Elemanlar Metodu ile Elde Edilen Sönüm Oranları	94
4.5 Deneysel Modal Analiz ile Elde Edilen Mod Şekilleri ve MAC Matrisleri	94
4.5.1 Tek İp ile Yapılan Standart Deneysel Modal Analiz	95
4.5.1.1 Konum 1’de Sabit Tutulan İvmeölçer	95
4.5.1.2 Konum 2’de Sabit Tutulan İvmeölçer	96
4.5.1.3 Konum 3’de Sabit Tutulan İvmeölçer	97
4.5.1.4 Konum 4’de Sabit Tutulan İvmeölçer	98
4.5.1.5 Konum 5’de Sabit Tutulan İvmeölçer	99
4.5.1.6 Konum 6’de Sabit Tutulan İvmeölçer	100
4.5.2 Çift Elastik İp Kullanılarak Yapılan Standart Deneysel Modal Analiz	101
4.5.2.1 Konum 1’de Sabit Tutulan İvmeölçer	101
4.5.2.2 Konum 3’de Sabit Tutulan İvmeölçer	102
4.5.2.3 Konum 4’de Sabit Tutulan İvmeölçer	103
4.5.3 Genel Değerlendirme	104
4.6 Sonlu Elemanlar Metodu ile Elde Edilen Mod Şekilleri ve Karşılaştırmalı MAC Matrisleri	105
4.6.1 Tek İp ile Yapılan Standart Deneysel Modal Analiz ile Elde Edilen Karşılaştırmalı MAC Matrisleri	109
4.6.2 Çift Elastik İp Kullanılarak Yapılan Standart Deneysel Modal Analiz ile	

Elde Edilen Karşılaştırmalı MAC Matrisleri	112
4.6.3 Genel Değerlendirme	113
4.7 Tüm Bulgular	114
5. TARTIŞMA ve SONUÇ	117
6. KAYNAKLAR.....	120
ÖZGEÇMİŞ.....	125



SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

m	Sonsuz rijit sabit bir kütle
k	İdeal kütleli sabit yay sertliği
c	İdeal kütleli sıvıli titreşim damperinin sönüm katsayısı
$f(t)$	Zamana bağıli tahrir kuvveti
$x(t)$	Zamana bağıli deplasman cevabı
$\dot{x}(t)$	Zamana bağıli hız cevabı
$\ddot{x}(t)$	Zamana bağıli ivme cevabı
s	Laplace değışkeni
X	Hareket denklemi sabiti
$s_{1,2}$	Karakteristik denklemin kökleri
C_1	Sistemin başlangıç şartlarına göre belirlenen sabit
C_2	Sistemin başlangıç şartlarına göre belirlenen sabit
ω_n	Doğal frekans
c_c	Kritik sönüm katsayısı
ξ	Sönüm oranı
F	Harmonik tahrir kuvvetinin genliğı
$\bar{X}$	Fazör, karmaşık genlik
R	Herhangi bir karmaşık sayının modülü
θ	Bir karmaşık sayının argümenti
$H(\omega)$	Frekans cevap fonksiyonu
f	Tahrir kuvvetinin sabiti
x	Zamana bağıli deplasman cevabı sabiti
$\alpha(\omega)$	Receptance
$Y(\omega)$	Mobility
$A(\omega)$	Accelerance
$[M]$	Kütle matrisi
$[K]$	Rijitlik matrisi
$\{\psi_r\}$	Her r modu için sistemin mod şekilleri
$[I]$	Özdeşlik (identity) matrisi
$\{\phi\}$	Normalleştirilmiş modal kütle matrisi
$q(t)$	Modal koordinatlar
$2WR$	Ana lob genişliğı
R	Dalgalanma oranı
S	Yan lob azalma oranı
N	Terim sayısı
n	Geçerli terim
η	Kayıp Faktörü
Q	Kalite Faktörü
$MAC(r,q)$	Modal Güvence Matrisi

Kısaltmalar

BIW	Body in White
CFRP	Karbon Fiber Takviyeli Polimer

Kısaltmalar (Devam)

DMA	Deneysel Modal Analiz
FEM	Sonlu Elemanlar Metodu
FFT	Hızlı Fourier Dönüşümü
FIR	Sonlu İmpuls Cevabı
FRF	Frekans Cevap Fonksiyonu
HFM	Yüksek Duyarlılıklı Modelleme
IIR	Sonsuz İmpuls Cevabı
ITD	İbrahim Time Domain
MAC	Modal Güvence Matrisi
OMA	Operasyonel Modal Analiz
RMS	Root Mean Square
SDOF	Tek Serbestlik Dereceli Sistem
SPCC	Soğuk Haddeli Çelik
SPRA	Geleneksel Olasılık Risk Analizi
UAS	İnsansız Hava Aracı
X-FEM	Extended Finite Element Method

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 1.1 Zamana bağlı (mavi) ve frekansa bağlı (kırmızı) genlik artışı grafiği (İnt. Kyn. 1).....	4
Şekil 2.1 More ve Mishra (2017)'nin çalışmalarında kullanılan deney düzeneği.....	8
Şekil 2.2 More ve Mishra (2017)'nin çalışmalarında darbe çekici vuruş pozisyonu.....	8
Şekil 3.1 Bir piezoelektrik güç çeviricinin çalışma prensibi (İnt. Kyn. 6).....	18
Şekil 3.2 DataPhysics Quattro veri toplama cihazı (Int. Kyn. 8).	19
Şekil 3.3 Dytran Model: 3225M24 ivmeölçerin teknik özellikleri (Int Kyn. 10).	20
Şekil 3.4 Dytran Model: 3225M24 ivmeölçer (Int Kyn. 11).	20
Şekil 3.5 Dytran Model: 3225M24 ivmeölçer teknik detayları (Int Kyn. 12).	21
Şekil 3.6 PCB Model:086C03 darbe çekici (Int Kyn. 13).....	21
Şekil 3.7 PCB Model:086C03 darbe çekici teknik özellikleri (Int Kyn. 13).	22
Şekil 3.8 Tek serbestlik dereceli sistem modeli (Int Kyn. 14).	23
Şekil 3.9 Genlik ve fazın frekans ile değişim grafiği (Int. Kyn. 15).	28
Şekil 3.10 Genliğe ait reel ve imajiner değerlerin frekans ile değişim grafiği (Int. Kyn. 15).....	29
Şekil 3.11 Frekans cevabının Nyquist grafiği (Int. Kyn. 15).	30
Şekil 3.12 Tipik bir pencerenin logaritmik genlik spektrumunda gösterimi.....	35
Şekil 3.13 Kalite Faktörü hesabı için gerekli parametreler.	39
Şekil 4.1 Deneysel modal analiz modeli ve bu çalışmada kullanılan koordinat sistemi.44	
Şekil 4.2 Tek ip ile yapılan standart deneysel modal analiz modeli	46
Şekil 4.4 Konum 1 için 1.mod şekline ait grafik.....	47
Şekil 4.5 Konum 1 için 2.mod şekline ait grafik.....	47
Şekil 4.6 Konum 1 için 3.mod şekline ait grafik.....	48
Şekil 4.7 Konum 2 için 1.mod şekline ait grafik.....	48
Şekil 4.8 Konum 2 için 2.mod şekline ait grafik.....	49
Şekil 4.9 Konum 2 için 3.mod şekline ait grafik.....	49
Şekil 4.10 Konum 3 için 1.mod şekline ait grafik.....	50
Şekil 4.11 Konum 3 için 2.mod şekline ait grafik.....	50
Şekil 4.12 Konum 3 için 3.mod şekline ait grafik.....	51
Şekil 4.13 Konum 4 için 1.mod şekline ait grafik.....	51

Şekil 4.14 Konum 4 için 2.mod şekline ait grafik.....	52
Şekil 4.15 Konum 4 için 3.mod şekline ait grafik.....	52
Şekil 4.16 Konum 5 için 1.mod şekline ait grafik.....	53
Şekil 4.17 Konum 5 için 2.mod şekline ait grafik.....	53
Şekil 4.18 Konum 5 için 3.mod şekline ait grafik.....	54
Şekil 4.19 Konum 6 için 1.mod şekline ait grafik.....	54
Şekil 4.20 Konum 6 için 2.mod şekline ait grafik.....	55
Şekil 4.21 Konum 6 için 3.mod şekline ait grafik.....	55
Şekil 4.22 Çift ip kullanılarak yapılan modal analiz modeli.....	56
Şekil 4.23 Biyel üzerinde ivmeölçerin yerleştirildiği ve darbe çekici ile vuruş yapılan konumlar.....	57
Şekil 4.24 Konum 1 için 1.mod şekline ait grafik.....	57
Şekil 4.25 Konum 1 için 2.mod şekline ait grafik.....	58
Şekil 4.26 Konum 1 için 3.mod şekline ait grafik.....	58
Şekil 4.27 Konum 3 için 1.mod şekline ait grafik.....	59
Şekil 4.28 Konum 3 için 2.mod şekline ait grafik.....	59
Şekil 4.29 Konum 3 için 3.mod şekline ait grafik.....	60
Şekil 4.30 Konum 4 için 1.mod şekline ait grafik.....	60
Şekil 4.31 Konum 4 için 2.mod şekline ait grafik.....	61
Şekil 4.32 Konum 4 için 3.mod şekline ait grafik.....	61
Şekil 4.33 İvmeölçerin darbe çekicinin vurulduğu düzleme zıt olarak konumlandırıldığı durumda modal analiz modeli.	62
Şekil 4.34 Biyel üzerinde ivmeölçerin yerleştirildiği ve darbe çekici ile vuruş yapılan konumlar.....	63
Şekil 4.35 Konum 1 için 1.mod şekline ait grafik.....	63
Şekil 4.36 Konum 1 için 2.mod şekline ait grafik.....	64
Şekil 4.37 Konum 1 için 3.mod şekline ait grafik.....	64
Şekil 4.38 Konum 3 için 1.mod şekline ait grafik.....	65
Şekil 4.39 Konum 3 için 2.mod şekline ait grafik.....	65
Şekil 4.40 Konum 3 için 3.mod şekline ait grafik.....	66
Şekil 4.41 Konum 4 için 1.mod şekline ait grafik.....	66
Şekil 4.42 Konum 4 için 2.mod şekline ait grafik.....	67

Şekil 4.43 Konum 4 için 3.mod şekline ait grafik.....	67
Şekil 4.44 İvmeölçerin ve darbe çekicinin vuruş yönünün biyelin normal düzlemine dik düzlemde konumlandırıldığı modal analiz modeli.	68
Şekil 4.45 Biyel üzerinde ivmeölçerin yerleştirildiği ve darbe çekici ile vuruş yapılan konumlar.....	69
Şekil 4.46 Konum 1 için 1.mod şekline ait grafik.....	69
Şekil 4.47 Konum 1 için 2.mod şekline ait grafik.....	70
Şekil 4.48 Konum 1 için 3.mod şekline ait grafik.....	70
Şekil 4.49 Konum 2 için 1.mod şekline ait grafik.....	71
Şekil 4.50 Konum 2 için 2.mod şekline ait grafik.....	71
Şekil 4.51 Konum 2 için 3.mod şekline ait grafik.....	72
Şekil 4.52 Konum 3 için 1.mod şekline ait grafik.....	72
Şekil 4.53 Konum 3 için 2.mod şekline ait grafik.....	73
Şekil 4.54 Konum 3 için 3.mod şekline ait grafik.....	73
Şekil 4.55 Çift ip kullanılarak ivmeölçerin ve darbe çekicinin vuruş yönünün biyelin normal düzlemine dik düzlemde konumlandırıldığı modal analiz modeli. .	74
Şekil 4.56 Biyel üzerinde ivmeölçerin yerleştirildiği ve darbe çekici ile vuruş yapılan konumlar.....	74
Şekil 4.57 Konum 1 için 1.mod şekline ait grafik.....	75
Şekil 4.58 Konum 1 için 2.mod şekline ait grafik.....	75
Şekil 4.59 Konum 1 için 3.mod şekline ait grafik.....	76
Şekil 4.60 Konum 2 için 1.mod şekline ait grafik.....	76
Şekil 4.61 Konum 2 için 2.mod şekline ait grafik.....	77
Şekil 4.62 Konum 2 için 3.mod şekline ait grafik.....	77
Şekil 4.63 Konum 3 için 1.mod şekline ait grafik.....	78
Şekil 4.64 Konum 3 için 2.mod şekline ait grafik.....	78
Şekil 4.65 Konum 3 için 3.mod şekline ait grafik.....	79
Şekil 4.66 Konum 1 için mod şekillerine ait grafik.	80
Şekil 4.67 Konum 2 için mod şekillerine ait grafik.	80
Şekil 4.68 Konum 3 için mod şekillerine ait grafik.	81
Şekil 4.69 Konum 4 için mod şekillerine ait grafik.	81
Şekil 4.70 Konum 5 için mod şekillerine ait grafik.	82

Şekil 4.71 Konum 6 için mod şekillerine ait grafik.	82
Şekil 4.72 Konum 1 için tüm modlara ait mod şekilleri.	95
Şekil 4.73 Konum 1 için MAC matrisi grafiği.	96
Şekil 4.74 Konum 2 için tüm modlara ait mod şekilleri.	96
Şekil 4.75 Konum 2 için MAC matrisi grafiği.	97
Şekil 4.76 Konum 3 için tüm modlara ait mod şekilleri.	97
Şekil 4.77 Konum 3 için MAC matrisi grafiği.	98
Şekil 4.78 Konum 4 için tüm modlara ait mod şekilleri.	98
Şekil 4.79 Konum 4 için MAC matrisi grafiği.	99
Şekil 4.80 Konum 5 için tüm modlara ait mod şekilleri.	99
Şekil 4.81 Konum 5 için MAC matrisi grafiği.	100
Şekil 4.82 Konum 6 için tüm modlara ait mod şekilleri.	100
Şekil 4.83 Konum 6 için MAC matrisi grafiği.	101
Şekil 4.84 Konum 1 için tüm modlara ait mod şekilleri.	101
Şekil 4.85 Konum 1 için MAC matrisi grafiği.	102
Şekil 4.86 Konum 3 için tüm modlara ait mod şekilleri.	102
Şekil 4.87 Konum 3 için MAC matrisi grafiği.	103
Şekil 4.88 Konum 4 için tüm modlara ait mod şekilleri.	103
Şekil 4.89 Konum 4 için MAC matrisi grafiği.	104
Şekil 4.90 FEM sonuçlarında tüm konumlar için ilk üç moda ait mod şekilleri.	105
Şekil 4.91 ANSYS'ten tüm vuruş konumları için elde edilen 1. moda ait mod şekli sonucu.	106
Şekil 4.92 ANSYS'ten tüm vuruş konumları için elde edilen 2. moda ait mod şekli sonucu.	106
Şekil 4.93 ANSYS'ten tüm vuruş konumları için elde edilen 3. moda ait mod şekli sonucu.	107
Şekil 4.94 ANSYS'ten tüm vuruş konumları için elde edilen 4. moda ait mod şekli sonucu.	107
Şekil 4.95 ANSYS'ten tüm vuruş konumları için elde edilen 5. moda ait mod şekli sonucu.	108
Şekil 4.96 ANSYS'ten tüm vuruş konumları için elde edilen 6. moda ait mod şekli sonucu.	108

Şekil 4.97 Konum 1 için MAC matrisi grafiği.	109
Şekil 4.98 Konum 2 için MAC matrisi grafiği.	109
Şekil 4.99 Konum 3 için MAC matrisi grafiği.	110
Şekil 4.100 Konum 4 için MAC matrisi grafiği.	110
Şekil 4.101 Konum 5 için MAC matrisi grafiği.	111
Şekil 4.102 Konum 6 için MAC matrisi grafiği.	111
Şekil 4.103 Konum 1 için MAC matrisi grafiği.	112
Şekil 4.104 Konum 3 için MAC matrisi grafiği.	112
Şekil 4.105 Konum 4 için MAC matrisi grafiği.	113



ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 4.1 Konum 1 için doğal frekans değerleri.....	48
Çizelge 4.2 Konum 2 için doğal frekans değerleri.....	49
Çizelge 4.3 Konum 3 için doğal frekans değerleri.....	51
Çizelge 4.4 Konum 4 için doğal frekans değerleri.....	52
Çizelge 4.5 Konum 3 için doğal frekans değerleri.....	54
Çizelge 4.6 Konum 3 için doğal frekans değerleri.....	55
Çizelge 4.7 Konum 1 için doğal frekans değerleri.....	58
Çizelge 4.8 Konum 3 için doğal frekans değerleri.....	60
Çizelge 4.9 Konum 4 için doğal frekans değerleri.....	61
Çizelge 4.10 Konum 1 için doğal frekans değerleri.....	64
Çizelge 4.11 Konum 3 için doğal frekans değerleri.....	66
Çizelge 4.12 Konum 4 için doğal frekans değerleri.....	67
Çizelge 4.13 Konum 1 için doğal frekans değerleri.....	70
Çizelge 4.14 Konum 2 için doğal frekans değerleri.....	72
Çizelge 4.15 Konum 3 için doğal frekans değerleri.....	73
Çizelge 4.16 Konum 1 için doğal frekans değerleri.....	76
Çizelge 4.17 Konum 2 için doğal frekans değerleri.....	77
Çizelge 4.18 Konum 3 için doğal frekans değerleri.....	79
Çizelge 4.19 Tüm konumlar için doğal frekans değerleri.....	83
Çizelge 4.20 Tüm konumlar için doğal frekans değerlerinin devir/dakika cinsinden ifadesi.....	84
Çizelge 4.21 Konum 1 için kalite faktörü, kayıp faktörü, sönüm oranı değerleri ve bu değerlerin hesabında kullanılan frekans ve genlik parametreleri.	84
Çizelge 4.22 Konum 2 için kalite faktörü, kayıp faktörü, sönüm oranı değerleri ve bu değerlerin hesabında kullanılan frekans ve genlik parametreleri.	85
Çizelge 4.23 Konum 3 için kalite faktörü, kayıp faktörü, sönüm oranı değerleri ve bu değerlerin hesabında kullanılan frekans ve genlik parametreleri.	85
Çizelge 4.24 Konum 4 için kalite faktörü, kayıp faktörü, sönüm oranı değerleri ve bu değerlerin hesabında kullanılan frekans ve genlik parametreleri.	86

Çizelge 4.25	Konum 5 için kalite faktörü, kayıp faktörü, sönüm oranı değerleri ve bu değerlerin hesabında kullanılan frekans ve genlik parametreleri.	86
Çizelge 4.26	Konum 6 için kalite faktörü, kayıp faktörü, sönüm oranı değerleri ve bu değerlerin hesabında kullanılan frekans ve genlik parametreleri.	87
Çizelge 4.27	Konum 1 için kalite faktörü, kayıp faktörü, sönüm oranı değerleri ve bu değerlerin hesabında kullanılan frekans ve genlik parametreleri.	87
Çizelge 4.28	Konum 3 için kalite faktörü, kayıp faktörü, sönüm oranı değerleri ve bu değerlerin hesabında kullanılan frekans ve genlik parametreleri.	88
Çizelge 4.29	Konum 4 için kalite faktörü, kayıp faktörü, sönüm oranı değerleri ve bu değerlerin hesabında kullanılan frekans ve genlik parametreleri.	88
Çizelge 4.30	Konum 1 için kalite faktörü, kayıp faktörü, sönüm oranı değerleri ve bu değerlerin hesabında kullanılan frekans ve genlik parametreleri.	89
Çizelge 4.31	Konum 3 için kalite faktörü, kayıp faktörü, sönüm oranı değerleri ve bu değerlerin hesabında kullanılan frekans ve genlik parametreleri.	90
Çizelge 4.32	Konum 4 için kalite faktörü, kayıp faktörü, sönüm oranı değerleri ve bu değerlerin hesabında kullanılan frekans ve genlik parametreleri.	90
Çizelge 4.33	Konum 1 için kalite faktörü, kayıp faktörü, sönüm oranı değerleri ve bu değerlerin hesabında kullanılan frekans ve genlik parametreleri.	91
Çizelge 4.34	Konum 2 için kalite faktörü, kayıp faktörü, sönüm oranı değerleri ve bu değerlerin hesabında kullanılan frekans ve genlik parametreleri.	91
Çizelge 4.35	Konum 3 için kalite faktörü, kayıp faktörü, sönüm oranı değerleri ve bu değerlerin hesabında kullanılan frekans ve genlik parametreleri.	92
Çizelge 4.36	Konum 1 için kalite faktörü, kayıp faktörü, sönüm oranı değerleri ve bu değerlerin hesabında kullanılan frekans ve genlik parametreleri.	92
Çizelge 4.37	Konum 2 için kalite faktörü, kayıp faktörü, sönüm oranı değerleri ve bu değerlerin hesabında kullanılan frekans ve genlik parametreleri.	93
Çizelge 4.38	Konum 3 için kalite faktörü, kayıp faktörü, sönüm oranı değerleri ve bu değerlerin hesabında kullanılan frekans ve genlik parametreleri.	93
Çizelge 4.39	Sonlu elemanlar metodu için kalite faktörü, kayıp faktörü, sönüm oranı değerleri ve bu değerlerin hesabında kullanılan frekans ve genlik parametreleri.	94
Çizelge 4.40	Tek ip ile yapılan standart deneysel modal analize ait özet bulgular.....	114

Çizelge 4.41	Çift ip kullanılarak yapılan deneysel modal analize ait özet bulgular. ...	115
Çizelge 4.42	İvmeölçerin biyel üzerine x-ekseni etrafında 180° döndürülerek yerleştirildiği durumda yapılan deneysel modal analize ait özet bulgular.	115
Çizelge 4.43	İvmeölçerin ve darbe çekicinin biyel üzerine x-ekseni etrafında 90° döndürülerek konumlandırıldığı durumda alınan ölçümler yapılan deneysel modal analize ait özet bulgular.	116
Çizelge 4.44	Çift elastik ip ile ivmeölçerin ve darbe çekicinin biyel üzerine x-ekseni etrafında 90° döndürülerek konumlandırıldığı durumda yapılan deneysel modal analize ait özet bulgular.	116
Çizelge 4.45	Sonlu elemanlar metodu ile yapılan modal analize ait özet bulgular.....	116

1. GİRİŞ

İçten yanmalı motorlar, çeşitli türden yakıtlardaki kimyasal enerjiyi genelde sistemin çıktısı olarak dönen bir mil vasıtasıyla mekanik enerjiye dönüştüren motorlara verilen isimdir.

Modern içten yanmalı motorların gelişimi 1800'lü yılların ikinci yarısında otomobil endüstrisinin de gelişimiyle aynı zamana denk gelir. Daha ilkel içten yanmalı motorların ve kendinden tahrikli taşıtların ilk örneklerinin 1600'lü yıllara uzandığı bilgisine, tarihi kayıtlarda rastlanmaktadır. Buhar makinesinin 1700'lerin sonları ve 1800'lerin başlarında lokomotiflerde kullanımı ve hemen ardından tren yollarının dünyada yaygınlaşması bu konuda oldukça önemli gelişmelerdir. 20. Yüzyılda balina yağı, hava gazı, madeni yağlar, kömür ve barut gibi yakıtlara alternatif olarak petrol endüstrisinin oluşması, içten yanmalı motorların geliştirilmesi açısından önemlidir (Pulkrabek 2007). Nikolaus Otto'nun atmosferik gaz makinesi adı verilen motoru imal etmesi ve sonraları motorda dört zamanlı çalışma yöntemini uygulaması; bununla beraber Rudolf Diesel'in gazları sıkıştırarak yanma odasında yüksek basınç ile yüksek sıcaklıklar oluşturulması yöntemine dayanan motoru zamanın en az yakıtla en çok güç elde edilen motoru sıfatıyla imal etmesi günümüz motorlarının temellerini atmıştır (Grohe 1999).

Günümüz taşıt teknolojisinin temeli içten yanmalı motorlardır. Son yıllarda hibrit modeller de pazarda yerini bulmaya başlamıştır. Hibrit modellerin amacı yakıt tüketiminin azaltılmasıdır. Bu modeller elektrik ve benzinli motorun simultane çalışması esasına dayanır. Ekici (2019) yaptığı çalışmada içten yanmalı motorların uzun bir süre için daha yerini koruyacağından ve tamamen elektrikli araçların kullanımının güç ünitesi veya güç kaynağı problemlerinin henüz çözülememesinden dolayı uzun zaman alacağından bahsetmiştir. Bu nedenle de içten yanmalı motorlara dair çalışmaların halen devam etmekte olduğu vurgulanmıştır.

İçten yanmalı motorlar, çeşitli türden yakıtlardaki kimyasal enerjiyi genelde sistemin çıktısı olarak dönen bir mil vasıtasıyla mekanik enerjiye dönüştüren motorlara verilen isimdir. Motorun çıkış elde edilen bölümü olan krank mili, güç aktarma organları veya

vites kutusu ile istenen son kullanım ne ise, onu elde etmek amacıyla bağlanır. Pistonlar, içten yanmalı motorlarda yanma odası içerisinde yukarı aşağı işleyerek ilk hareketi oluşturan elemanlardır (Pulkrabek 2007). 130 yıldan fazla zamandır kullanılmakta olan ve sürekli geliştirilen içten yanmalı motorlarda boyut anlamında, üretim ve analiz yöntemleri söz konusu olduğunda belli bazı gelişmeler yaşanmasına rağmen temel bazı hususlarda ve çalışma mantığı anlamında büyük bir değişim gerçekleşmemiştir. Günümüz dünyasında kullanımda olan araç motorlarının hemen hemen hepsinin dört zamanlı olması buna iyi bir örnek teşkil eder (Çetinkaya 2004). İçten yanmalı motorun, bilindiği üzere, dört zamanlı oluşu aslında pistonun çevrimlerine göre yapılan bir sınıflandırmayı anlatmaktadır. Bir içten yanmalı motor, gidip gelme hareketi ile güç sağlayıp gücü aktaran pistona sahip tipte veya bu tipe göre daha yeni bir teknoloji ürünü olan döner pistona sahip bir tipte imal edilebilmektedir. Bu tipler ve tanımlamalar düşünüldüğünde sınıflandırmayı sağlayan temel faktörün de pistonun hareketi olduğu aşikardır.

Biyel, piston ile krank mili arasındaki bağlantıyı kurarak pistonun hareket etmesini sağlayan makine parçasıdır. Çalışması sırasında çekme, basma ve eğilme gerilmelerine maruz kalabilmektedir.

Pistonun soğutulması ve piston piminin yağlanması için elzem olan miktarda yağın gönderilebilmesi amacıyla biyel, içerisinde uzunlamasına yağ kanalı açılmış olarak dizayn edilir.

Biyel uzunluğunun olabildiğince küçük olacak şekilde tasarlanması gerekir. Bu durum, motor ağırlığının ve motor yüksekliğinin azaltılmasında önem taşır.

Biyel küçük başı, biyel büyük başı ve biyel şaftı olmak üzere bir biyelin üç parçadan oluştuğu söylenebilir. Bunların içerisinde biyel şaftı, çoğunlukla çekme ve basma gerilmelerine maruz kalabilir (Grohe 1999).

Günümüz dünyasında makineler ve yapılar neredeyse insanın olduğu her yerdedir. Sistemlerin sahip oldukları elastik bileşenler, makinelerin ve yapıların sonlu

deformasyonlar oluşturacak şekilde maruz kaldığı iç ve dış yüklere bir tepki verir, bu tepkiler dinamik ve titreşim analizinin temellerini ve örneklerini oluşturur.

Modal analiz, ilk olarak 1940’larda uçakların dinamik davranışlarını daha iyi anlamak amacıyla uygulandı. Ancak Hızlı Fourier Dönüşümü (FFT) spektrum analizörlerinin, transfer fonksiyonu analizörlerinin ve veri analizinin soyut olarak elde edilebilmesinin ticari kullanılabilirlik imkanına kavuştuğu 1970li yılların başları modal analizin modern uygulanma zamanlarıdır. Ayrıca 70ler sonrası bu dönemde, verileri işleyecek bilgisayarların daha ucuz ve daha güçlü hale gelmesi de modal analiz uygulamalarına katkı sağlamıştır.

Modal analiz çok geniş ölçekte amaçlara sahiptir: Titreşim olgusunun tanımlanması ve hesaplanması, analitik dinamik modellerin mantıksal tasdiki, düzeltilmesi ve güncellenmesi, deneysel temelli dinamik modellerin geliştirilmesi, yapısal bütünlük değerlendirmesi, yapısal modifikasyon ve hasar tespiti gibi hedefler modal analiz yardımı ile gerçekleştirilebilir (Maia 1998).

Modal analiz konuları olarak üç bileşen öne sürülebilir:

- Titreşimin teorik temelleri
- Titreşimin isabetli ölçümü
- Gerçekçi ve detaylı veri analizi

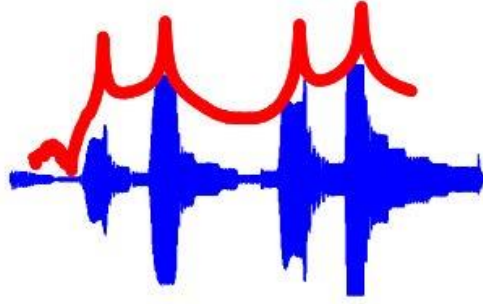
Bu üç başlık, üç ayrı uzmanlık alanı olarak görülse de üç konuda da yeterliliğin sağlanması önem arz eder.

Yüksek kalitede veriler elde etmek için ise modal analiz ölçümlerinde dikkat edilmesi gereken üç husus vardır:

- Yapının doğru tahriki ve mekanik desteklerin doğruluğu
- Ölçülen büyüklüklerin doğruluğu (kuvvet girişi ve sistemin cevabı)
- Doğru sinyal işleme test tipinin kullanımı

Daha öz ve genel bir tanımlama yapılması gerekirse; doğal frekans, sönüm ve mod şekilleri gibi dinamik özellikler açısından bir mekanik yapıyı tanımlama prosesi modal analizdir.

Deneysel modal analizde ivme ölçen cihazdan alınan deformasyon verilerinin zamanla hangi büyüklüklerde olduğunu zaman cevabı verir. Zaman cevabını, frekans cevabına çevirmek için zaman sinyaline Fourier Dönüşümü uygulanır. Bu zaman sinyalinin frekans alanında temsil edilmiş hali frekans cevap fonksiyonu (FRF) olarak adlandırılır. FRF’te tepe noktalarının karşılık geldiği frekanslar doğal frekanslardır. Zaman cevabından sistemde net olarak kaç mod olduğunu anlamak pek mümkün değilken, FRF kullanılarak sistemde kaç mod olduğuna neredeyse kesin bir cevap bulunabilir (İnt. Kyn. 1).



Şekil 1.1 Zamana bağlı (mavi) ve frekansa bağlı (kırmızı) genlik artışı grafiği (İnt. Kyn. 1).

Yukarıdaki şekilde maviyle zamana bağlı, kırmızıyla FFT’yle dönüştürülen frekans cevabı görülmektedir. İkisinde de tepe noktalarının paralellik gösterdiği fark edilir. Ayrıca görülür ki, maksimum genlik artışının ortaya çıktığı frekansı belirlemek için zamana bağlı cevap, bu doğal frekansların nerede belirdiklerini tespit etmek için frekans cevap fonksiyonu kullanılır (İnt. Kyn. 1).

Deneysel modal analizde giren kuvveti ve çıkışta elde edilen konum değişimini, hız ve ivme değerlerini ölçmek gerekmektedir. Kuvvet ölçümü için;

- Darbe Çekiçleri
- Elektrodinamik Sarsıcılar

Cihazları kullanılabilir.

Cevap eldesi için;

- İvmeölçerler
- Lazerler (yüzey hızının ölçümü yapılır)
- Fotogrametri (deplasman ölçümü yapılır)

Cihazları kullanılabilir (İnt. Kyn. 2).

Bu çalışmada dört zamanlı ve dört silindirli bir içten yanmalı motora ait bir biyelin titreşim özelliklerinin modal analiz yöntemiyle bulunması hedeflenmiştir. Bu ve buna benzer konularda yapılmış çalışmalara ikinci bölümde değinilmiş, uygulanacak deneysel modal analiz ve sonlu elemanlar metodu ile gerçekleştirilecek modal analiz konusundaki detaylar ise üçüncü bölümde verilmiştir. Bulguları içeren dördüncü bölüm, her iki metotla gerçekleştirilen modal analiz sonucu elde edilen şekil ve çizelgeleri içermektedir. Beşinci bölümde ise elde edilen tüm veriler bir özet halinde değerlendirilmiş ve sonraki çalışmalarda nelerin üstünde durulması gerektiğinden bahsedilmiştir.

2. LİTERATÜR BİLGİLERİ

Bu bölümde bir biyele ait modal analiz konusu üzerinde ulusal ve uluslararası alanda yapılmış literatür araştırmaları sunulmuştur. Literatür incelemeleri sonucunda, bir biyele ait deneysel modal analiz çalışmalarının çok sınırlı sayıda olduğu görülmüş ve bu nedenle de modal analizin kimi başka mekanik sistemlerde de deneysel olarak nasıl yapıldığıyla ilgili de tezlere ve makalelere bu başlık altında yer verilmiştir. Bu incelemelerde modal analizin uygulanma yöntemleriyle ilgili, varsa, farklılıklar tespit edilmeye çalışılmıştır.

Tong vd. (2009) ZG35CrMo malzemesinden üretilen ve çamur pompasına ait olan bir biyel üzerinde çalışmışlardır. Deneysel modal analizde genellikle deney düzeneği, makine parçalarının 6 serbestlik derecesine sahip olması gerektiği teorisine göre hazırlanır, böylece parça tüm olası yönlerde dönme ve öteleme hareketi yapabilecektir. Buna karşılık bu çalışmada biyel, krank pimi ve piston ile biyel arasındaki pim bağlantıları yapılarak çalışma şartlarında deneysel bir modal analiz gerçekleştirilmiştir. Yani incelenen sistem yalnızca biyel değil, biyelin bağlantılı olduğu parçaların oluşturduğu tüm sistemdir. Sonuç olarak biyelin genelde bağlantı noktalarında gerilmeler olduğu ancak biyelin merkezinde de stres dağılımının belirgin olduğu ifade edilmiştir. Bu yüzden de geleneksel tasarım konseptlerinin dışına çıkılması gerektiği anlaşılmaktadır.

Manda vd. (2017) Tong vd.'nin yaptıkları çalışmaya benzer şartlarda ANSYS ile modal analiz gerçekleştirmişlerdir. Biyel üzerinde belirlenen 6 farklı noktadaki deformasyonların büyüklükleri ve hangi frekansta bu deformasyonların oluştuğuna odaklanmışlar ve bunu grafiksel olarak ifade etmişlerdir.

Kumar (2016) yaptığı çalışmada piston ve piston segmanının yapısal özelliklerini incelemiştir. SiC katkılı ZrB2 kompozit malzemesini önermiş ve bu malzemeyi pistonda kullanılan alüminyum alaşımı ile kıyaslamıştır. Gerilme analiziyle birlikte modal analiz de uygulanmıştır. Bu yolla basınç ve termal özellikler açısından bu iki malzeme incelenmiştir.

Zheng vd. (2019) çalışmalarında WP10.290 dizel motoruna ait bir pistonu modal analiz uygulamışlardır. Çalışmanın amacı doğal frekansları ve mod şekillerini ANSYS programı ile elde etmektir.

Patil vd. (2013) çalışmalarında bir kam miline modal analiz uygulamışlardır. Kam mili değişken yük ve titreşimlere maruz kalmaya çok müsait bir makine elemanıdır. Doğal frekanslar, Dunkerley Metodu adı verilen bir yöntemle ve FEM yardımıyla elde edilmiştir. Ayrıca yorulma hasarlarından olabildiğince kaçınmak adına, çalışmada yorulma analizi de gerçekleştirilmiştir.

Thriveni ve Chandraiah (2013) da çalışmalarında farklı bir kam miline modal analiz uygulamışlardır. Yaygın olanın dışında, modal analiz Catia programı ile gerçekleştirilmiştir.

Naghate ve Patil (2012) yaptıkları çalışmada iki ayrı malzemeyle analiz edilmek üzere bir motor takozu tasarlamışlardır. Sonlu elemanlar metodu ile bu parçanın modal analizi gerçekleştirilmiştir. Doğal frekanslar ve mod şekilleri açısından alüminyum ve magnezyum alaşımı motor takozları karşılaştırılmıştır. Ayrıca Von-Mises gerilmesi ve toplam deformasyon verileri elde edilmiştir. Çalışmanın genel amacı olarak, farklı malzemeler kullanarak ağırlığın azaltılması gösterilmiştir.

Nuraini vd. (2012) pistonlu bir motorun modal analizi üzerinde sonlu elemanlar ve sınır elemanlar (Boundary Element Method) metodlarıyla çalışmışlardır. Bu metodlarla titreşim verilerini elde edip gürültü analizinde kullanmışlardır. Böylece modal analizden elde edilen sonuçların katkısı ile motor gürültüsü incelenmiştir.

Chaudhary vd. (2011) çalışmalarında bir motor silindir bloğunu incelemişlerdir. Modal analizin bu çalışmada gerçekleştirilme maksadı, bir vuruntu sensörünü optimal olarak silindir bloğuna yerleştirebilmektir. Bu doğrultuda doğal frekanslar, mod şekilleri ve sönüm özellikleri elde edilmiştir. Böylelikle vuruntu sensörünün yerleştirilebileceği en uygun pozisyon bulunmuştur.

More ve Mishra (2017) yaptıkları çalışmada 16MnCr5 karbon çelik ve Alüminyum

LM9 malzemelerinden üretilen iki biyele ait titreşim özelliklerinin bulunması hedeflenmiştir. Yöntem olarak aşağıdaki fotoğraflarda görülen asma şekilleri ile ve darbe çekici yardımıyla deneysel modal analiz yapılmıştır. sonlu elemanlar metodu ile elde edilen sonuçlar ile de karşılaştırılmıştır.



Şekil 2.1 More ve Mishra (2017)'nin çalışmalarında kullanılan deney düzeneği.



Şekil 2.2 More ve Mishra (2017)'nin çalışmalarında darbe çekici vuruş pozisyonu.

Nale ve Kulloli (2018) yaptıkları çalışmada dövme çelik bir biyelin Sonlu Elemanlar ve bir Hızlı Fourier Dönüşümü (FFT) analizörü yardımıyla modal analizi yapılarak ağırlık ve maliyet azaltmanın mümkün olup olmayacağı araştırılmıştır. Bir biyelden elde edilen sonuçlar optimize edilerek biyel kolu tekrar tasarlanıp, teorik anlamda istenen sonuçlar elde edilmiştir. Optimizasyon programı olarak binlerce tasarım değişkenini inceleyebilecek karmaşıklıkta optimizasyon problemini çözebilecek OptiStruct isimli bir yapısal analiz ve optimizasyon çözücüsü kullanılmıştır.

İskeçe (2015) yaptığı çalışmada tabakalı kompozit ile yapılan ve köpükle doldurulan kanadın modal analizi sonlu elemanlar metodu ile ANSYS programında incelenmiştir. Kanat tek parça halinde düşünülmüş ve iki yanından simetrik olarak çıkıntı yapan, yani iki kısmından basit şekilde desteklenmiş aerofoil kesitli kiriş olduğu üzere geometri incelenmiştir. Simetrik olarak çıkıntı yapan kısımların uzunlukları değiştirilerek, bu durumun doğal frekansları üzerindeki etkisi incelenmiştir. Güçlendirilmiş çok kesitli kanat ile düzgün kesitli kanat doğal frekansları karşılaştırılmış ve çok kesitli kanadın daha yüksek doğal frekanslara sahip olduğu bulunmuştur.

He vd. (2020) Tarafından yapılan çalışmada taşıt direksiyon sisteminde birkaç yapısal optimizasyon yöntemi ile yapının titreşim kontrolü gerçekleştirilmiştir. Bir yapısal parametre ayarlama yöntemi, geri yayılma (back propagation) genetik algoritmasına dayanan bir optimizasyon, eşit parametreler ile tek serbestlik dereceli model ve dinamik titreşim sönümleyici yapının kurulumu kullanılarak yeni bir direksiyon sistemi önerilmiştir. Bu sistem deneysel modal analiz ve sonlu elemanlar metodunun bir kombinasyonu ile önceki sistemle karşılaştırılarak titreşim özelliklerindeki iyileştirmenin ne düzeyde olduğu görülmüştür. Yapının sertliği ve sönüm değerinin artırılıp titreşim izolasyonunun geliştirildiği anlaşılmıştır.

Baldan (2018) yaptığı çalışmada bir otomobil fan kanat sisteminin modal analizi hem teorik, hem de deneysel yöntemle yapılarak titreşim özellikleri elde edilmiştir. Dönen

çok serbestlik dereceli sistemlerde rotor dönme hızları ile doğal frekansların çakıştığı durumları görmek için Campbell diyagramı kullanılır. ANSYS'te FEM analizi yapılırken, bu diyagram çıkarılarak bu çakışmaların gözleneceği rotor kritik hızları teorik olarak elde edilmiştir.

Eser (2019) yaptığı çalışmada modal analiz elastisite ve kayma modülü özelliklerinin belirlenmesi amacıyla kullanılmıştır. Farklı fiber dizilimlerine sahip kompozit malzemelerden üretilmiş C kirişlerin deneysel ve sonlu elemanlar metodu yardımıyla modal analizi ile titreşim özellikleri bulunup literatürdeki denklemler vasıtasıyla elastisite modülü elde edilmiştir.

Yücel ve Arpacı (2013) yaptıkları çalışmada bir yük gemisinin modal analizi incelenmiştir. Tüm gemi modellenmiş ve sonlu elemanlar metodu ile analizi yapılmıştır. Analizin ve tüm sistemin daha doğru olması açısından gemiyi taşımakta olan su da sisteme dahil edilmiştir. Neticede bir geminin bir bütün halinde titreşimlere maruz kalmasındaki en büyük etken, üzerinde gitmekte olduğu suyun şartlarıdır. Literatürdeki ampirik bağıntılar, suyun olmadığı durum ve suyun hesaba katıldığı durum karşılaştırılarak titreşim özellikleri incelenmiştir.

Uslu (2019)'nın çalışmasında bir gemi pervanesinin su altı ortamında ve hava şartlarında, Alüminyum ve Pirinç malzemelerle imal edilmiş olması durumlarında sonlu elemanlar metodu ile ANSYS'te modal analizi yapılmıştır. Ayrıca deneysel modal analiz sonuçları da elde edilmiştir.

Ay (2019) çalışmasında farklı tasarımlarda otomobil aydınlatma parçalarının modal analizi deneysel ve sonlu elemanlar metodu ile gerçekleştirilmiştir. Deneysel analizde numune asma şekillerinin sonuçlara etkisi de karşılaştırılmıştır. Elastisite modülünün hammadde ve ürün arasında farklılıklar gösterdiği gibi, farklı titreşim modlarında da farklılıklar gösterdiği anlaşılmıştır. Modal güvence matrisleri elde edilmiştir.

Ahmad vd. (2020)'nin yaptıkları çalışmada Karbon Fiber Takviyeli Polimer (CFRP) ile üretilmiş bir dört pervaneli robot helikopter (Quadcopter) gövdesinin modal analizi,

ANSYS yardımı ile sonlu elemanlar metodu kullanılarak yapılmış ve titreşim davranışı kestirilmeye çalışılmıştır. Pervanelerin bulunduğu noktadan maruz kaldığı dış kuvvetler hesaba katılarak ve katılmadan doğal frekanslar ve mod şekilleri elde edilip karşılaştırılmıştır.

Serbichenko (2019), doktora tezinde X-FEM (Extended Finite Element Method) ile Directional Derivatives (Yönlü Türevler) kullanarak, iş parçalarında olduğu üzere, zamana bağlı olarak değişkenlik gösteren yapıların üzerinde çeşitli varyasyonlarda modal analizi uygulamıştır.

Wang (2015)'ın çalışmasında iki levhanın birbirine cıvata bağlantısıyla birleştirildiği durum için modal analiz yapılmıştır. Çalışmada numune asma şekillerinin sağlıklı deney verileri eldesinde önemli rol oynadığı sonucuna ulaşılmıştır. Numune asma şekilleri deneyi yapılan levhanın süspansiyon şekli olarak isimlendirilmiştir. 10 adet süspansiyon şekli belirlenmiştir. Test numunesinin elastik yay veya yaylarla desteklenmiş olduğu serbest (free) durum sağlanmadığı için bazı süspansiyon şekilleri uygunsuz bulunmuştur. İvmeölçerin ölçüm aldığı 15 nokta homojen olarak levhaya dağıtılmıştır. İvmeölçer ve kablolarının kütesinin levhaya etkisi göz önünde bulundurularak, bir sensörün tek tek gezdirilerek ölçüm alınması ve 15 sensörün birden levha üzerindeyken ölçüm alınması durumu karşılaştırılmıştır. Küçük yapıların titreşim deneylerinde sensörlerin çok olmasının ağırlık açısından önemli etkileri olduğu anlaşılmış ve tek sensörle bütün noktalardan tek tek ölçüm alınması ideal yöntem olarak belirlenmiştir. Ayrıca düşük ve yüksek cıvata gerilme yükleri için de karşılaştırma yapılmıştır. Yüksek cıvata yükü için çok daha düşük sönüm oranları elde edilmiştir.

Koduri ve Devadoss (2013)'un yaptıkları çalışmada kirişlerin kaynaklanarak oluşturduğu bir çerçevenin modal analizi yapılmıştır. Sonlu elemanlar metodu ve deneysel çalışmada iki sınır şartı incelenmiştir:

- Modal test sırasında serbest sınır şartı, sistemin dış etkilerden soyutlanması anlamına gelir (Choi 2018). Fiziksel olarak incelenecek parça ya da sistem olabildiğince kısıtlanmamıştır (İnt. Kyn. 3). Çakılı sınır şartı ise (fixed boundary

condition) sistemin dışarıdan bir etki ile sabitlenip kısıtlandığı sınır şartına verilen isimdir.

- Çalışmada serbest ve çakılı sabitleme metotları ile gerçekleştirilen deneye ait sonuçlar verilmiştir. Bu deneysel çalışma, sonlu elemanlar metodu ile yapılan analiz ile karşılaştırılmıştır.

Sınır şartları olarak 3 case öne sürülmüştür. Kauçuk platform FEM’de serbest sınır şartı olarak yapılan analize, zemin platformu FEM analizindeki sabit sınır şartına, tahta platform ise ikisinin arasında bir duruma denk düşmektedir. Sonuç olarak FEM analizinin deneysel sonuçlar ile eşleştirilebilmesi açısından güncellenmesi gerektiği anlaşılmıştır.

Buechele (2013) yaptığı çalışmada DMA (Deneysel Modal Analiz) uygulamalarını kısıtlayan bazı limitleri ve sözkonusu çalışmasında DMA yerine neden ve nasıl operasyonel modal analiz yönteminin kullanılması gerektiğini incelemiştir. DMA genelde sınır şartları ve kontrol edilen çevresel parametreleri içeriyor olan laboratuvarındaki bir deney düzeneği aracılığı ile gerçekleştirilir. Bu limitlere sahip olan şartlar gerçek çalışma ortamından büyük ölçüde farklılıklar gösterebilir. Özellikle havacılık sistemlerinde bu durum geçerlilik arz eder. Fırlatma araçları havalanma, ses hızı üzeri hızlar, roketlerde aşama ayırımı (hidrokarbon sıvı geri kazanımını azami seviyeye çıkarma amacıyla, çalışma basınçlarının sırasıyla düşürülmesi işlemi (İnt. Kyn. 4)) ve potansiyel yanma dengesizliği gibi durumlarda bir çok darbe ve titreşim olaylarına örnek olmaktadır. Bu darbe ve titreşim olayları deniz seviyesi ve uzay şartları gibi farklı ortam şartlarında gerçekleşebilmektedir. Ayrıca, yakıt harcamaları ve değişen basınç nedeniyle, çalışma esnasında kütle ve rijitlik özellikleri sürekli değişmektedir. Bu yüzden OMA(Operasyonel Modal Analiz) yönteminin uygulanması daha doğru bir yaklaşım olacaktır. Çalışmanın iki temel amacı vardır. 1. Dengesiz yanma esnasında elde edilen çalışma cevabı verilerinden yapısal modal parametreleri tahmin edebilmek. 2. Belli frekans ve mod şekillerinde yanma zorlanma fonksiyonunu karakterize etmek. Birinci amaca ulaşmak için, çok miktardaki düzensiz cevap verilerini analiz etmek ve dar banttaki harmonik zorlanma ile bağdaştırmak için bir algoritma geliştirildi. İkinci

amaca ulaşmak için, harmonik zorlanma frekanslarını elde etmek için harmonik cevapları yapısal rezonanslardan ayırt edecek bir metot uygulandı. Bir akustik model de zorlanma fonksiyonunun dağılımından akustik mod şekillerinin tespit edilebilmesi için gerekiyordu.

Uwizerimana (2015)'nin çalışmasının temel amacı MOOSE Platformunda yeni bir dinamik hasar analizi modülü geliştirebilmektir. Bu araştırma projesi geleneksel olasılık risk analizini (SPRA) de içeren 4 analiz adımına sahiptir. 1. Depremsele aktivitelere ve bölge karakteristiklerini hesaba katarak yapılan sismik risk analizi ve yer hareketi girdilerinin geliştirilmesi. 2. Sistemler, yapılar ve bileşenlerinin (SSc'ler) bir Nükleer Güç Santrali alanında yapısal modelinin geliştirilmesi. 3. SSc'lerin hasar olasılığı hesaplanması. 4. Çekirdek hasar frekansının hesaplanması için sistem analizi.

Basıncılı su reaktörü muhafaza binası, reaktörün ikincil ve güvenlik sistemlerinin bulunduğu bina ve yoğunlaştırıcı depolama tanklarına, yukarıda sayılan analizler dışında titreşim özelliklerinin bulunması amacıyla sonlu elemanlar metodu ile modal analiz uygulanmıştır.

Mohammed (2018)'in çalışmasında cıvatalı bağlantılar için farklı tasarım ve montaj parametrelerinin analizleri yapılmıştır. Cıvata boyutları, ön yükü, sıkıştırma metodu, flanş kalınlığı, kavrama uzunluğu gibi parametreler yapının dinamik karakteristiği üzerinde önemli etkiye sahiptir. Cıvatalı bağlantının temel işlevi olan bağlanma işlevi gerçekleşirken, montaj parçaları arasında bir doğrusal olmama durumu (nonlinearity) oluşur ve bu durum yapının titreşim cevabının tahminini oldukça güçleştirir. Mevcut sonlu eleman analizi yaklaşımları, modal frekansları ve mod şekillerini tahmin ederken bağlantıyı lineer olarak varsayar. Yani kısmen bağlantı yokmuş gibi analiz yapılır. Bu, titreşim tepkisinin tahmininde, gerilim hesaplamalarında ve ömür hesabında hatalara yol açabilir. Çalışmada lineer ve nonlineer modal analiz metodları karşılaştırılmıştır, böylece metodun modellenmesinden doğacak hataları bulabilmek mümkün olacaktır. Gerçek zamanlı bağlantı yüzeyi basıncı, yani temas sertliği (contact stiffness) denilen olgu, levhadaki cıvata dağılımı ve cıvatalar arası yatay mesafeden etkilenir ve modal frekanslar ile mod şekillerini bulmak için kullanılır. Ayrıca, cıvatalı bağlantılar, soğuk

uygulama ve sıcak uygulama için farklı davranır. Sıcaklıktaki artış cıvata da ön yük değişikliğine neden olur, malzemenin elastisite modülü değişir. Sıcaklığın cıvatalı bağlantı ve modal frekansları üzerindeki etkisi de bu nedenle incelenmiştir. HFM (Yüksek Duyarlılıklı Modelleme) ile bu parametrelere ilaveten sıcaklığın direkt etkisi ve ayrıca sıcaklığın preload(ön sıkıştırma) kaybına dolaylı etkisi düşünülerek tüm durumlar için modal frekanslar bulunmuştur.

Kesireddy (2017)'nin çalışmasında Subframe(alt şasi de denebilir)'in tasarım, analiz ve optimizasyonu yapılmıştır. Subframe bir otomobilin süspansiyon, egzoz, motor vb. taşıyan yapısal bir bileşenidir. Subframe genellikle Body in White(BIW) (araç gövdesi) 'ne cıvatalanır ya da kaynaklanır. Bazen titreşimi azaltmak için yaylar ve burçlar kullanılabilir. Subframe ağırlığını azaltma amaçlı tasarımda değişiklik yapıldı. Yer değiştirme ve gerilme değerlerinin, Soğuk Haddeli Çelik (SPCC) ve Yüksek Karbonlu Çelik (HS 1400, SPFC 1180) gibi yüksek akma dayanımına sahip farklı alaşımlarda çelikler kullanılarak azaltılabileceği gösterildi. FEM kullanılarak modal frekanslar, mod şekilleri, belli ivmelenme ve yük durumlarında von Mises gerilme değerleri karşılaştırmalı olarak değerlendirildi.

Lemler (2012)'in İnsansız Hava Aracı (UAS) üzerinde yapısal ve titreşimsel özelliklerin tespiti için gerçekleştirilen çalışmasında aşağıdaki metodlar uygulanmış ve bahsedilecek analizlerin derlenmesi açısından bu yaklaşımın ilk olduğu iddia edilmiştir:

Serbest (Free-free) sınır şartına sahip olan deney düzeneği kurulmuştur. Shaker kurulumu yapılmıştır. Laser vibrometer ile daha önceden belirlenmiş uygun noktalardan ölçüm alınmıştır. Verilerde, varsa DC sapması (offset) ve gürültüyü gidermek için işlem yapılmıştır. Karekök ortalama (RMS, Root Mean Square) değerleri hesaplanmıştır. Ölçülen değerlerden en güçlü katkıyı sağlayan konumları görmek için Pareto diyagramı oluşturulmuştur. Uygun Pareto seviyesine karar verilmiştir. Belli konumlarda yapıya ivmeölçerler dahil edilmiştir. Modal analiz gerçekleştirilmiş ve doğal frekanslar ile mod şekilleri tespit edilmiştir.

Pareto diyagramı hangi konumların hava aracının hareketine katkısının çok olduğunu

belirleyerek hangi konumların önemli olduğunu tespit eder. Bununla beraber tüm bu ölçüm metodu ile ölçülen hareketin belli bir yüzdelik dilimini elde edebiliyor olmak, yapı için önemli olan hareketleri seçme esnekliği sağlamaktadır.

Rizo-Patron (2015) çalışmasında, çalışma şartlarında modal analiz (OMA, Operational Modal Analysis), dijital resim korelasyonu (digital image correlation) ölçüm tekniği kullanarak yüksek hızlı kamera çiftiyle rotor kanadındaki deformasyonların resimleri kaydedilerek yapılmıştır. Bu resimler 900 dev/dk hıza kadar olan çalışma esnasında kaydedilebilmektedir. Bu sayede hali hazırda çalışıyor olan bir deney düzeneğindeki şekil değişiklikleri birebir anlaşılabilmekte, alınan veriler vesilesiyle doğal frekans ve mod şekilleri gibi titreşim özellikleri bulunabilmektedir. Ayrıca bu çalışmada kullanılan Ibrahim Time Domain (ITD) metodu, özellikle tahrikin çoğunlukla bilinmediği çalışma şartlarında modal analiz deneylerinde kullanışlı olmaktadır, çünkü ITD metodu sistemin tahrikinin ölçümüne ihtiyaç duymayan bir metottur.

Furtmüller vd. (2019)'in yaptığı çalışmada 6 farklı tahta kirişin modal analizleri yapılmıştır. Farklı yoğunluk ve boyutlarda 6 tahta kirişin doğal frekansları karşılaştırılıp ortalama ve standart sapma değerleri verilmiştir. MATLAB programında Signal Processing Toolbox ile veriler çekilmiştir. modalfrf() ve modalfit() fonksiyonları kullanılmıştır. Verileri MATLAB'a aktarabilecek uygunlukta ekipman kullanılmıştır. Mod şekilleri ve sönüm oranları da deneysel olarak elde edilmiştir. Finite Element Model Updating yapılmıştır. Deneysel verilerle sistemin FEM modeli güncellenmiştir. Elastisite modülü (E), kayma modülü (G), Poisson oranı (ν) FEM modeli güncellenmesi sonrası ve öncesi değişimleri her doğal frekansta yüzde olarak nasıl olmuş; gösterilmiştir. Bu çalışmanın devamı olarak tahtanın kalınlığı, elastik özellikleri, fiber yönelmeleri ve mukavemet özellikleri hesaba katılarak çalışmalar yapılabilceği önerilmiştir.

Khan vd. (2015) çalışmalarında yorulma ile sıcaklıktan dolayı değişen titreşim değerleri arasında bir bağlantı kurulmuştur. Alüminyum 1050 malzemesinden yapılmış ankastre kiriş farklı uzunluklarda ve farklı sıcaklıklarda test edilmiştir. Maksimum sıcaklık, yeniden kristalleşmeyi önlemek amacıyla malzemenin erime noktasının yarısından daha

az olacak şekilde ayarlanmıştır. Sonuçlardan ampirik bir bağıntı elde edilmiştir. Bu bağıntıda sıcaklık etkisiyle temel frekanstaki değişimlerin ne kadar olduğu ile malzemenin yorulma ömrü arasında bir ilişki kurulmuştur.



3. MATERYAL ve METOT

Bu çalışmada dört zamanlı dört silindirli bir motora ait bir biyelin modal analizi gerçekleştirilmiştir. Dökme demir malzemesinden imal edilmiş Fiat 4150288 kodlu söz konusu biyel, yaklaşık 1600 cm³ silindir hacimli birçok Fiat marka binek araçta kullanılmıştır.

3.1 Deneysel Modal Analiz

Deneysel modal analiz ya da modal test, daha önce de bahsedildiği üzere mod şekilleri, doğal frekanslar ve sönüm oranlarının belirlenmesini sağlar. Pratik anlamda sorulacak soru, bu özelliklerin nasıl belirleneceğidir. Öncelikle elde edilmesi istenenlerin temel mantığında ne olduğunun bilinmesi gerekir:

1. Bir yapı, makine ya da herhangi bir sistem tahrik edildiğinde, alınacak cevapta, kuvvetin frekansı doğal frekansa eşit olduğunda ve sönüm çok fazla değilse, rezonans frekansında keskin bir tepe noktası gösterir.
2. Bu cevaba ait faz açısı, kuvvetin frekansı sistemin veya yapının doğal frekansı ile çakıştığı zaman 180° derece değişip rezonans durumunda 90° olacaktır.

İstenenlerin nasıl elde edileceğini anlamak için ölçüm prosesi incelenmelidir:

3.1.1 Tahrik Uygulayıcı Cihaz

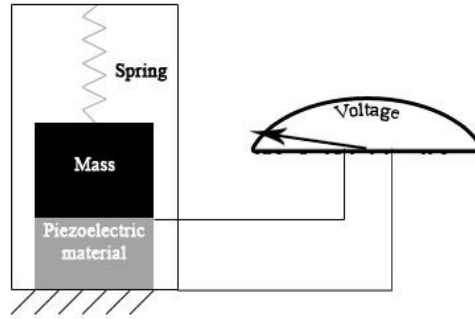
Tahrik uygulayıcı cihaz, bir elektromanyetik sarsıcı ya da darbe çekici olabilir. Bilinen ya da ölçülebilen bir kuvvet girişi ile titreşimi uygulayan yapı ya da sistemdir. Tahrik sinyali genelde frekansı değişken sinüsoid sinyaller ya da rastgele sinyallerdir. Sarsıcı, ölçülecek yapı ya da makinaya direkt olarak bağlandığında kendi kütlesinden dolayı ölçümde hataya sebep olacağı için, bağlantı yapılırken stringer adı verilen ince kısa bir çubuk kullanılır. Darbe çekici ise güç çevirici (transducer) bir başlığa sahip olan, tahrik edicinin kendi kütlesinden dolayı hatalara sebebiyet vermeyeceği, geniş frekans aralıklarında tahrik ederek kullanılabilen çekice verilen isimdir. Darbe çekici basit,

taşınabilir, daha az maliyetli ve sarsıcıdan çok daha hızlı kullanımı olan bir cihaz olmasına rağmen genelde yeterli cevap sinyali elde edebilmek için gereken enerjiyi istenen frekans aralığında sağlayamaz. Ayrıca darbe çekici ile uygulanan kuvvetin doğrultusunu kontrol edebilmek epey güçtür (Rao 2016).

3.1.2 Güç Çevirici (Transducer)

Güç çeviriciler, farklı türden enerjileri elektrik sinyaline dönüştürmek amacıyla kullanılan cihazlardır (İnt. Kyn. 5).

Güç çeviriciler arasında en popüler olanları piezoelektrik güç çeviricileridir. Piezoelektrik güç çeviricileri kuvvet ya da ivmeden sinyaller üretmek amacıyla tasarlanmıştır. Bir ivmeölçerde piezoelektrik malzeme, güç çeviricinin doğal frekansa sahip olmasına neden olacak gergin bir yay gibi davranış gösterir. Genelde bir ivmeölçerin maksimum ölçülebilir frekansı, doğal frekansının ufak bir kısmına denk gelmektedir (Rao 2016).



Şekil 3.1 Bir piezoelektrik güç çeviricinin çalışma prensibi (İnt. Kyn. 6).

3.1.3 Sinyal Dönüştürücüler

Güç çeviricilerinin empedans çıktısı sinyal analiz ekipmanına direkt girişine uygun değildir. Bu yüzden sinyal dönüştürücüleri yük ya da voltaj yükselticileri formunda, sinyal analizinden önce sinyalleri yükseltmek ve eşleştirmek maksadıyla kullanılmaktadır. (Rao 2016)

3.1.4 Analizör

Cevap sinyali, sinyal işleme amacıyla bir analizöre gönderilir. Genelde Hızlı Fourier Dönüşümü (Fast Fourier Transform) analizör tipi kullanılmaktadır. Bu tip analizör deplasman, hız, ivme, gerilme veya kuvveti temsil eden analog voltaj sinyallerini sinyal dönüştürücüden alıp her bir sinyal için ayrık frekans spektrumunu ve ayrıca giriş ve çıkış sinyalleri arasındaki karşı spektrumları da hesaplar. Analiz edilen sinyaller doğal frekansları, mod şekillerini ve sönüm oranlarını sayısal ya da grafik formunda bulmak için kullanılır. (Rao 2016)

3.2 Deney Ekipmanları

3.2.1 DataPhysics Quattro

DataPhysics Quattro sağlam ve taşınabilir elektronik veri toplama cihazıdır. Standart Hızlı Fourier Dönüşümü (FFT) analizleri ve akustik analizler bu platformun ölçümlerdeki isabetliliği ve kanaldan kanala faz eşleştirme özelliği nedeniyle gayet uygun bir şekilde yapılabilir. Özellikle modal test uygulamaları için kusursuz bir cihazdır. Fotoğraflarda da görüldüğü üzere 4 giriş ve 2 çıkış kanalı mevcuttur. Bağlantı kabloları ile darbe çekici ve ivmeölçerler bu cihaza bağlanır. Cihazdan veriler alınarak bu cihaza ait olan bir yazılım ile analiz yapılır (Int Kyn. 7).



Şekil 3.2 DataPhysics Quattro veri toplama cihazı (Int. Kyn. 8).

3.1.2 SignalCalc 240 Dynamic Signal Analyzer Yazılımı

SignalCalc 240 Dynamic Signal Analyzer, DataPhysics Quattro donanımına bağlı çalışan bir yazılımdır. Zaman, frekans, dizi ve genlik domainlerinde analiz yapabilmektedir. Güçlü FFT ölçümleri, yüksek dinamik aralıkları ve geniş analiz araçları, yazılımın önemli fonksiyonlarıdır. Cihazdan veriler alınarak bu yazılımla analiz edilir (Int Kyn. 9).

3.2.3 İvmeölçerler

İvmeölçerlerin özellikleri ve boyutları bu bölümde resimlerle gösterilmiştir. Bu özellikler, SignalCalc 240 Dynamic Signal Analyzer yazılımına girilerek ölçümün isabetli yapılması ve sinyallerin doğru değerlendirilmesi sağlanır. Bu çalışmada kullanılan Dytran, Model: 3225M24 İvmeölçer ile genel amaçlı titreşim ölçümleri gerçekleştirilir ve veri toplama cihazına bağlanır. Ölçüm yüzeyine özel bir yapıştırıcı ile sabitlenip, konum, hız ve ivme ölçümleri elde edilir.

PERFORMANCE

Sensitivity, $\pm 10\%$ [3]
Range F.S For ± 5 Volts Out
Frequency Response, $\pm 10\%$
Mounted Resonant Frequency
Amplitude Non-Linearity [4]
Transverse Sensitivity, Max.
Noise Resolution
Strain Sensitivity @250/ $\mu\epsilon$

100
± 50
2 to 10,000
> 40
2
5
0.0007
0.05

mV/g
g's
Hz
kHz
% F.S
%
grms
g/ $\mu\epsilon$

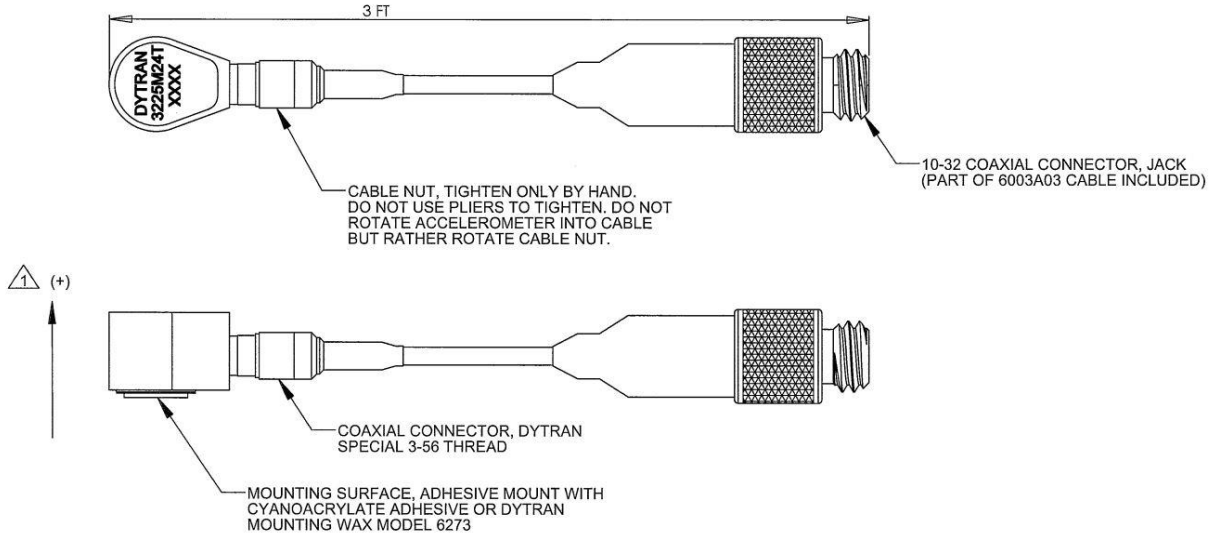
10.2
± 490.5
2 to 10,000
> 40
2
5
0.01
0.49

mV/m/s²
m/s²
Hz
kHz
% F.S
%
m/s² rms
m/s²/ $\mu\epsilon$

Şekil 3.3 Dytran Model: 3225M24 ivmeölçerin teknik özellikleri (Int Kyn. 10).



Şekil 3.4 Dytran Model: 3225M24 ivmeölçer (Int Kyn. 11).



Şekil 3.5 Dytran Model: 3225M24 ivmeölçer teknik detayları (Int Kyn. 12).

3.2.4 Darbe Çekici

PCB Model: 086C03 Darbe Çekici'ne ait resimler verilmiştir. Veri toplama cihazı tarafından toplanacak kuvvet verilerini sağlayan cihazdır. Özellikleri de aşağıdaki gibidir. Bu özellikler, SignalCalc 240 Dynamic Signal Analyzer yazılımına girilerek ölçümün isabetli yapılması ve sinyallerin doğru değerlendirilmesi sağlanmaktadır.



Şekil 3.6 PCB Model:086C03 darbe çekici (Int Kyn. 13).

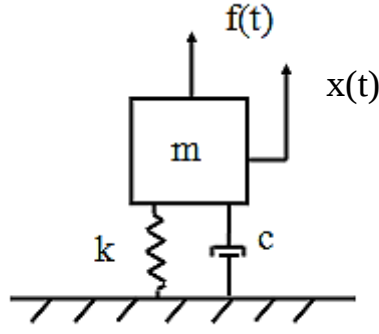
Model Number	ICP® IMPACT HA	
086C03		
Performance	ENGLISH	SI
Sensitivity(± 15 %)	10 mV/lbf	2.25 mV/N
Measurement Range	± 500 lbf pk	± 2224 N pk
Resonant Frequency	≥ 22 kHz	≥ 22 kHz
Non-Linearity	≤ 1 %	≤ 1 %
Electrical		
Excitation Voltage	20 to 30 VDC	20 to 30 VDC
Constant Current Excitation	2 to 20 mA	2 to 20 mA
Output Impedance	<100 ohm	<100 ohm [1]
Output Bias Voltage	8 to 14 VDC	8 to 14 VDC
Discharge Time Constant	≥ 2000 sec	≥ 2000 sec [1]
Physical		
Sensing Element	Quartz	Quartz
Sealing	Epoxy	Epoxy
Hammer Mass	0.34 lb	0.16 kg
Head Diameter	0.62 in	1.57 cm
Tip Diameter	0.25 in	0.63 cm
Hammer Length	8.5 in	21.6 cm
Electrical Connection Position	Bottom of Handle	Bottom of Handle
Extender Mass Weight	2.6 oz	75 gm
Electrical Connector	BNC Jack	BNC Jack

Şekil 3.7 PCB Model:086C03 darbe çekici teknik özellikleri (Int Kyn. 13).

3.3 Modal Analiz Matematiksel Modellenmesi

Deneyisel modal analizin arkasındaki mantığın anlaşılabilmesi açısından, olabilecek en basit bir sistem üzerinde matematiksel arka plan oluşturulmaya çalışılırsa, tek serbestlik dereceli (SDOF) bir sistem en uygun aday olacaktır. Aşağıdaki şekilde tek serbestlik dereceli sistemin özellikleri temsil edilmiştir.

Eylemsizlik, sonsuz rijit sabit bir kütle olan m ile, elastisite, ideal kütleli sabit yay sertliği olan k ile ve sönüm, ideal kütleli sıvılı titreşim damperinin sönüm katsayısı olan c ile temsil edilir.



Şekil 3.8 Tek serbestlik dereceli sistem modeli (Int Kyn. 14).

Bu modelle ilişkili hareket denklemi aşağıda verilmiştir:

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = f(t) \quad (3.1)$$

$f(t)$, zamana bağlı tahrik kuvveti, $x(t)$ ise yine zamana bağlı deplasman cevabı anlamına gelmektedir.

Bu diferansiyel denklemin çözümü için, Denklem 3.1'in homojen formu, $f(t)=0$ alınarak aşağıdaki gibi elde edilir.

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = 0 \quad (3.2)$$

Bu serbest titreşim sistemine ait denklemin genel çözümü:

$$x(t) = Xe^{st} \quad (3.3)$$

3.3 denklemi, 3.2 denkleminde yerine konur:

$$(ms^2 + cs + k)Xe^{st} = 0 \quad (3.4)$$

3.5 denklemi karakteristik denklemdir.

$$ms^2 + cs + k = 0 \quad (3.5)$$

3.5 denkleminin kökleri olan s_1 ve s_2 aşağıda verilmiştir:

$$s_{1,2} = -\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}} \quad (3.6)$$

3.2 homojen denkleminin genel çözümü:

$$x(t) = C_1 e^{s_1 t} + C_2 e^{s_2 t} \quad (3.7)$$

C_1 ve C_2 , $t=0$ anında sistemin başlangıç şartlarına göre belirlenen sabitlerdir. s_1 ve s_2 köklerinin durumuna göre sistem şu şekilde farklılaşır:

$$\left(\frac{c}{2m}\right)^2 > \frac{k}{m} \quad (3.8)$$

Bu durumda kökler reeldir ve sistem aşırı sönümlüdür(overdamped).

$$\left(\frac{c}{2m}\right)^2 < \frac{k}{m} \quad (3.9)$$

Bu durumda kökler karmaşıktır ve sistem eksik sönümlüdür(underdamped).

$$\left(\frac{c}{2m}\right)^2 = \frac{k}{m} \quad (3.10)$$

Bu durumda iki eşit reel kök vardır ve sistem kritik sönümlüdür(critically damped).

$$c = 2\sqrt{km}, \quad c = 2m\sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.11)$$

Kritik sönüm katsayısı, aşırı sönüm ile eksik sönüm arasında bir sınır oluşturur ve c_c ile gösterilerek, aşağıdaki gibi formüle edilir:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad c_c = 2m\omega_n \quad (3.12)$$

ξ sönüm oranıdır ve aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\xi = \frac{c}{c_c} \quad (3.13)$$

Buna göre karakteristik denklemin kökleri aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$s_{1,2} = -\xi\omega_n \pm \omega_n\sqrt{\xi^2 - 1} \quad (3.14)$$

ξ , yani sönüm oranının aldığı değerlere göre:

$\xi > 1 \Rightarrow$ aşırı sönümlü sistem

$\xi < 1 \Rightarrow$ zayıf sönümlü sistem (3.15)

$\xi = 1 \Rightarrow$ kritik sönümlü sistem

Dışarıdan bir kuvvetin uygulanmış olduğu zorlanmış titreşim probleminde $f(t) \neq 0$ olduğu söylenebilir. Bu kuvvet, harmonik tahrik kuvvetinin genliği (F) ve frekanstan (ω) oluşacak şekilde tanımlanabilir:

$$f(t) = F e^{i\omega t} \quad (3.16)$$

Bu durumda sistemin özel çözümü aşağıdaki gibi olur:

$$x(t) = \bar{X} e^{i\omega t} \quad (3.17)$$

$\bar{X}$ fazör olarak da bilinen karmaşık genliktir ve hareket tepkisinin faz açısının da kuvvet fonksiyonuyla ilişkili denklemlere dahil edilmesini sağlayabilir:

$$\bar{X} = X e^{i\theta} \quad (3.18)$$

Olacaktır ve 3.17 denklemi ile

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = f(t) \quad (3.1)$$

3.1'deki hareket denklemi birleştirilirse:

$$\bar{X} = \frac{F}{(k - \omega^2 m) + i\omega c} \quad (3.19)$$

Herhangi bir karmaşık $x + iy$ ifadesi $Re^{i\theta}$ olarak yazılabilir. Ayrıca;

$$R = (x^2 + y^2)^{1/2}, \quad \tan\theta = \frac{y}{x} \quad (3.20)$$

Olduğu da söylenebilir. Tüm bunlar göz önünde bulundurulduğunda:

$$\bar{X} = \frac{F}{\sqrt{(k - \omega^2 m)^2 + (\omega c)^2}} e^{i\theta} \quad (3.21)$$

$$\tan\theta = \frac{-\omega c}{k - \omega^2 m} \quad (3.22)$$

Denklemlerine ulaşılır. Bu denklemler ışığında 3.16'daki harmonik kuvvet fonksiyonu tekrardan yazılabilir:

$$x(t) = \frac{F}{\sqrt{(k - \omega^2 m)^2 + (\omega c)^2}} e^{i(\omega t + \theta)} \quad (3.23)$$

Denklemler düzenlendiğinde, sistemin dinamik özelliklerini göz önünde bulundurarak, çıkışı girişe oranlayan bir matematiksel ifade ile alternatif bir yol elde edilebilir:

$$\frac{\bar{X}}{F} = H(\omega) = \frac{1}{(k - \omega^2 m) + i\omega c} \quad (3.24)$$

Frekansın karmaşık fonksiyonu olan $H(\omega)$ sistemin frekans cevap fonksiyonudur (Maia 1998).

3.3.1 Tek Serbestlik Dereceli Sönümsüz Sistem

Önceki denklemler, genel olarak modal analiz mantığının ve teorisinin anlaşılabilmesi açısından sönümlü bir sistem için türetilmiştir. Ancak darbe çekici ile gerçekleştirilen deneysel modal analizde sönüm bulunmamakta ve elastik iptte gerçekleşen sönüm ihmal edilmektedir.

$$m\ddot{x}(t) + kx(t) = 0 \quad (3.25)$$

Sistemin modeli kütle (m) ve yay (k) ile oluşturulacaktır. Genel çözüm olan $x(t) = xe^{i\omega t}$ ifadesi $(k - \omega^2 m) = 0$ denkleminde yönlendirecektir.

Frekans cevap analizi için aşağıdaki gibi bir tahrik mevcuttur:

$$f(t) = fe^{i\omega t} \quad (3.26)$$

Çözüm aşağıdaki gibi varsayılır:

$$x(t) = xe^{i\omega t} \quad (3.27)$$

Özel çözüm, bir önceki bölümde olduğu gibi toparlanırsa:

$$(k - \omega^2 m)x e^{i\omega t} = f e^{i\omega t} \quad (3.28)$$

Bu denklemden ise frekans cevap fonksiyonu (FRF) formunda gerekli cevap modeli elde edilir:

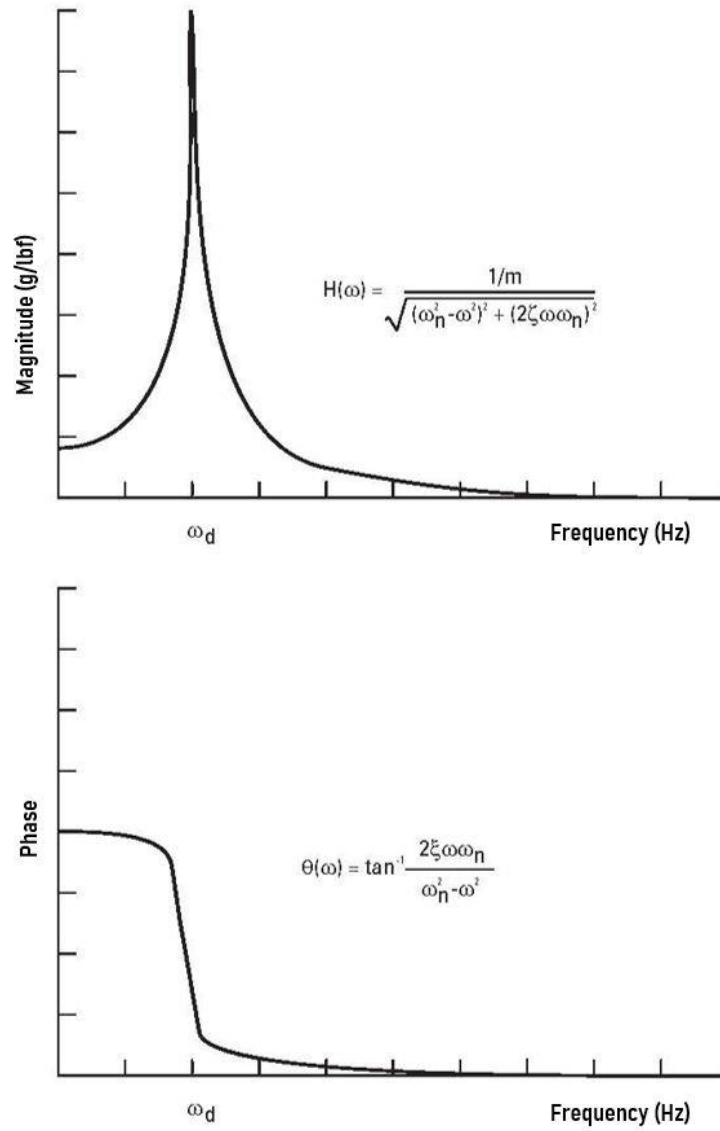
$$H(\omega) = \frac{x}{f} = \frac{1}{k - \omega^2 m} \quad (3.29)$$

Cevap parametresinin yer değiştirme olduğu FRF'in bu özel formu Receptance olarak adlandırılır ve bazen $\alpha(\omega)$ olarak da gösterilebilir. FRF'in diğer versiyonları gibi bu fonksiyon da tahrikten bağımsızdır (Ewins 1995).

3.3.2 Frekans Cevap Fonksiyonu (FRF)'nin Nitelikleri

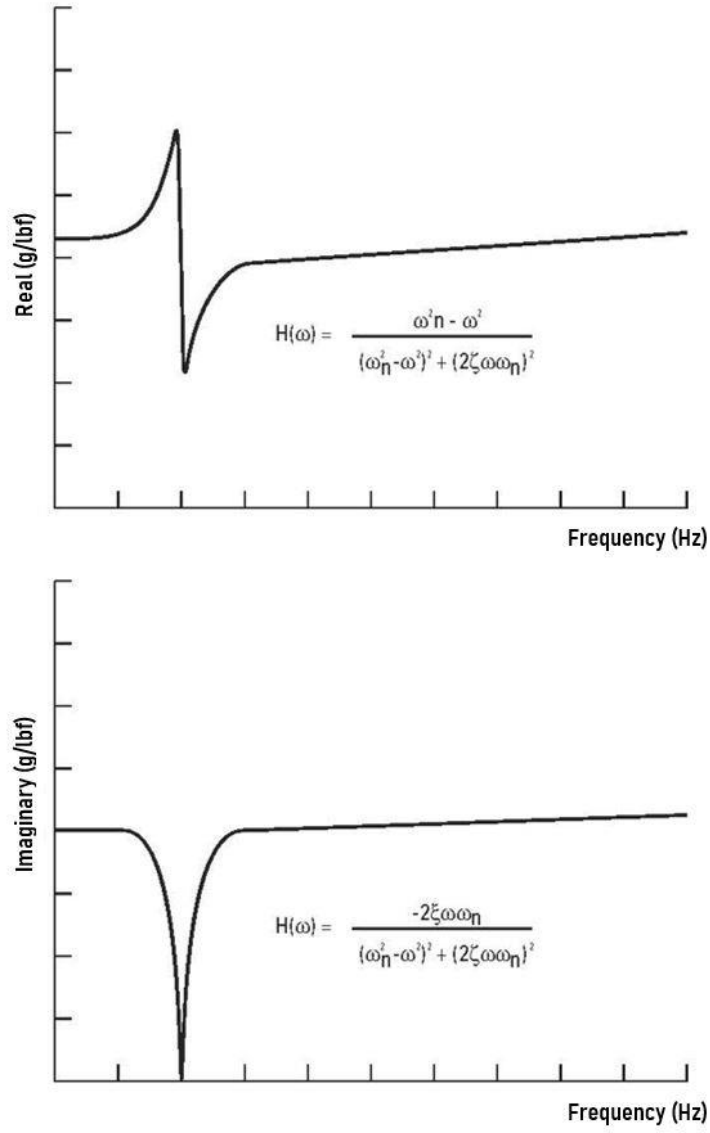
Karmaşık sayılarla ifade edilmesinden dolayı FRF, iki boyutlu tek bir grafikte tam anlamıyla gösterilebilmiş olamaz. Ancak FRF birçok farklı formatta sunulabilir ve her bir formatın kendine göre kullanım alanları vardır. Cevap değişkeni yer değiştirme olabileceği gibi, hız ve ivme de bu amaçla kullanılabilir. İvme, günümüzde modal cevabın ölçümünde asıl olarak kabul edilen ve tercih edilen cevap değişkenidir.

Bu anlamda verileri göstermenin bir yolu kutupsal koordinatları çizmektir. Bu da genlik ve fazın frekans ile değişimlerinin grafiğinin çizilmesi olarak düşünülebilir. Rezonans durumunda genlik maksimum değerine ulaşır ve faz açısı 0 ile 180° arasında geçiş yapar.



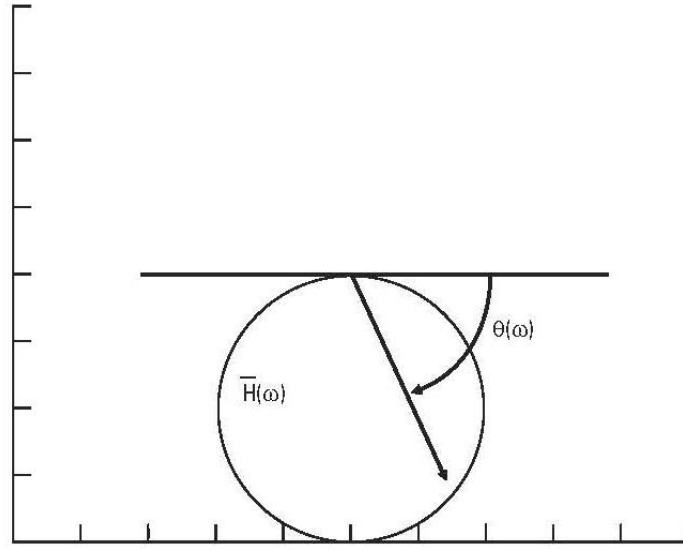
Şekil 3.9 Genlik ve fazın frekans ile değişim grafiği (Int. Kyn. 15).

Başka bir yol, Kartezyen koordinat sisteminde reel ve imajiner kısımların frekans ile değişiminin grafiğinin çizilmesidir.



Şekil 3.10 Genliğe ait reel ve imajiner değerlerin frekans ile değişim grafiği (Int. Kyn. 15).

Üçüncü yol, reel ve imajiner kısımların birbirine göre değişimlerinin grafiğinin çizilmesidir. Genelde buna Nyquist eğrisi ya da vektör cevap eğrisi denilmektedir.



Şekil 3.11 Frekans cevabının Nyquist grafiği (Int. Kyn. 15).

Genlik değerinin desibel ve frekansın logaritmik olarak çizilmesi, daha geniş frekans aralığı ve daha uygun genlik değeri gösterebilmeyi sağlamaktadır. Bu tip eğrilere ise Bode eğrisi denilmektedir (Int. Kyn. 15).

3.3.3 Frekans Cevap Fonksiyonu (FRF)'nün Alternatif Formları

Bir sistemin dinamik özellikleri, sadece yer değiştirme değil, uygun olan herhangi uygun bir cevap karakteristiği ile de ifade edilebilmektedir. FRF'in aşağıdaki alternatif formları, kaynaktan kaynağa değişiklik gösterse ve formlar henüz standartlaşmasa da çoğunlukla bu şekilde ifade edilmektedir:

$$\alpha(\omega) = \frac{\text{yer değiştirme cevabı}}{\text{kuvvet tahriki}} = \text{Receptance}$$

$$Y(\omega) = \frac{\text{hız cevabı}}{\text{kuvvet tahriki}} = \text{Mobility}$$

$$A(\omega) = \frac{\text{ivme cevabı}}{\text{kuvvet tahriki}} = \text{Accelerance}$$

$$\frac{\text{kuvvet tahriki}}{\text{yer değiştirme cevabı}} = \text{Dynamic Stiffness}$$

$$\frac{\text{kuvvet tahriki}}{\text{hız cevabı}} = \text{Mechanical Impedance}$$

$\frac{\text{kuvvet tahriki}}{\text{ivme cevabı}} = \text{Apparent Mass}$
(Maia 1998)

3.3.4 Çok Serbestlik Dereceli Sönümsüz Sistemler

Darbe çekici ile gerçekleştirilen deneysel modal analizde bir elastik ipe asılı olan deney numunesi, elastik ipin sönüm durumu ihmal edilirse, uzayda 6 serbestlik derecesi olan tek uzuvlu ve sıfır eklemlili bir mekanizma olarak düşünülebilir. Bu durumda sistemin çok serbestlik dereceli sönümsüz bir sistem olarak düşünülerek teorik hesapların incelenmesi sağlıklı olacaktır.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\} \quad (3.30)$$

Sönümsüz çok serbestlik dereceli sistemin hareket denklemdir. Bu denkleme ait sistem koordinatlarının zamana bağlı hareketlerinin çözümü aşağıdaki gibi verilir:

$$\{x(t)\} = \{\bar{X}\}e^{i\omega t} \quad (3.31)$$

Burada $\{\bar{X}\}$, Nx1 boyutunda zamana bağlı cevap genliği matrisidir. Yukarıdaki iki denklem birleştirildiğinde:

$$[[K] - \omega^2[M]]\{\bar{X}\}e^{i\omega t} = \{0\} \quad (3.32)$$

Denklemini elde edilir. Herhangi bir t anında $e^{i\omega t} \neq 0$ olduğundan dolayı:

$$[[K] - \omega^2[M]]\{\bar{X}\} = \{0\} \quad (3.33)$$

Denklemine ulaşılır. Bu, genel bir özdeğer problemidir. Eğer bir $\{\bar{X}\}$ çözümü mevcutsa γ 'nin keyfi bir sabit olduğu durumda $\gamma\{\bar{X}\}$ de bir çözüm olacaktır. Bu denklemdeki eşitliğin her iki tarafı da $[[K] - \omega^2[M]]^{-1}$ ile çarpıldığı durumda $\{\bar{X}\} = \{0\}$ sonucuna ulaşılır. Bu durumda:

$$\det[[K] - \omega^2[M]] = 0 \quad (3.34)$$

Şartının sağlanması gerekir. Bu cebirsel denklem sistemin karakteristik denklemi olarak

bilinir. Bu da N adet pozitif reel $\omega_1^2, \omega_2^2, \omega_3^2, \dots, \omega_N^2$ çözümlerine yönlendirir. Bu çözümler aynı zamanda 3.33'in özdeğerleridir. $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \dots, \omega_N$ ise sistemin sönümsüz doğal frekanslarıdır.

Her doğal frekans 3.33'te yerine konulduğunda N olası vektör çözümleri olan $\{\psi_r\}, (r = 1, 2, \dots, N)$ elde edilir, ki bu da sistemin mod şekilleri (mode shapes) olarak bilinir. Ayrıca $\{\psi_r\}$, problemin özvektörleridir.

Her bir ω_r ve $\{\psi_r\}$ ikilisi sistemin titreşim modu olarak bilinir.

Mod şekil vektörleri simetrik özdeğer problemini sağlayan özvektörlerden başka bir şey değildir.

Denklem 3.33, iki farklı mod (r ve s modları) için şu şekillerde yazılabilir:

$$[[K] - \omega_r^2[M]]\{\psi_r\} = \{0\} \quad (3.35)$$

ve

$$[[K] - \omega_s^2[M]]\{\psi_s\} = \{0\} \quad (3.36)$$

Denklem 3.35'deki eşitliğin her iki yanı da $\{\psi_s\}^T$ ile çarpılırsa:

$$\{\psi_s\}^T [[K] - \omega_r^2[M]]\{\psi_r\} = \{0\} \quad (3.37)$$

Denklem 3.36'deki eşitliğin tersi alınıp, her iki yanı da $\{\psi_r\}$ ile çarpılırsa:

$$\{\psi_s\}^T [[K]^T - \omega_s^2[M]^T]\{\psi_r\} = \{0\} \quad (3.38)$$

$[K]$ ve $[M]$ simetrik matrisler olduğu için yukarıdaki denklem şuna da eşittir:

$$\{\psi_s\}^T [[K] - \omega_s^2[M]]\{\psi_r\} = \{0\} \quad (3.39)$$

Denklem 3.38 ile 3.39 birleştirilirse:

$$\{\psi_s\}^T [K] - [K] \{\psi_r\} + \{\psi_s\}^T [(\omega_r^2 - \omega_s^2) [M]] \{\psi_r\} = 0 \quad (3.40)$$

Düzenlenirse:

$$(\omega_r^2 - \omega_s^2) \{\psi_s\}^T [M] \{\psi_r\} = 0 \quad (3.41)$$

Bu denklem ancak $\omega_r \neq \omega_s$ için sağlanır, eğer aşağıdaki şart da sağlanırsa.

$$\{\psi_s\}^T [M] \{\psi_r\} = 0; (r \neq s) \quad (3.42)$$

Ayrıca 3.42 ve 3.39 denklemlerinden aşağıdaki sonuca ulaşılır:

$$\{\psi_s\}^T [K] \{\psi_r\} = 0; (r \neq s) \quad (3.43)$$

$r=s$ olursa Denklem 3.39 ve 3.37 dikkate alınıp aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\{\psi_s\}^T [K] \{\psi_r\} = \omega_r^2 \{\psi_s\}^T [M] \{\psi_r\} \quad (3.44)$$

Ya da farklı bir formda ifade edilirse:

$$\omega_r^2 = \frac{\{\psi_s\}^T [K] \{\psi_r\}}{\{\psi_s\}^T [M] \{\psi_r\}} = \frac{k_r}{m_r} \quad (3.45)$$

Burada k_r ve m_r , r moduna ait modal veya genelleştirilmiş katılık ve kütle olarak adlandırılmaktadır.

Genel anlamda toparlanırsa:

$$\begin{aligned} \{\psi\}^T [M] \{\psi\} &= \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & m_r & \\ & & \ddots \end{bmatrix} \\ \{\psi\}^T [K] \{\psi\} &= \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & k_r & \\ & & \ddots \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3.46)$$

Modal analizde mod şekil vektörlerinin hesabı için aşağıdaki denklem de yaygın kullanılmaktadır:

$$\{\phi\}^T [K] \{\phi\} = [I] \quad (3.47)$$

Burada [I] özdeşlik (identity) matrisi, $\{\phi\}$ ise normalleştirilmiş modal kütle matrisidir ve mod şekil vektörlerinden ($\{\phi_r\} = \gamma_r \psi_r$) oluşturulmuş olup aşağıdaki ilişkiye uymaktadır:

$$\{\phi_r\}^T [M] \{\phi_r\} = \{\gamma_r \psi_r\}^T [M] \{\gamma_r \psi_r\} = \gamma_r^2 \{\psi_r\}^T [M] \{\psi_r\} = 1 \quad (3.48)$$

Buradan aşağıdaki bağıntı elde edilir:

$$\gamma_r = \frac{1}{\sqrt{\{\psi_r\}^T [M] \{\psi_r\}}} = \frac{1}{\sqrt{m_r}} \quad (3.49)$$

Bu bağıntıdan dolayı normalleştirilmiş modal kütle matrisi ortogonallık özellikleri aşağıdaki gibi düzenlenebilir:

$$\begin{aligned} \{\phi\}^T [M] \{\phi\} &= [I] \\ \{\phi\}^T [K] \{\phi\} &= \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & \omega_r^2 & \\ & & \ddots \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3.50)$$

Bu özellikler 3.30 genel denkleminin serbest titreşim çözümünü elde etmek için kullanılabilir:

$$\{x(t)\} = \{\phi\} \{q(t)\} \quad (3.51)$$

Denklemini Denklem 3.30 içine yerleştirilirse:

$$[M] \{\phi\} \{\ddot{q}(t)\} + [K] \{\phi\} \{q(t)\} = \{0\} \quad (3.52)$$

$\{\phi\}^T$ ile eşitliğin her iki tarafı da çarpılırsa:

$$\{\phi\}^T [M] \{\phi\} \{\ddot{q}(t)\} + \{\phi\}^T [K] \{\phi\} \{q(t)\} = \{0\} \quad (3.53)$$

3.50 denklemi dikkate alınıp birlikte düşünüldüğünde hareket denklemi şu şekli alır:

$$\{\ddot{q}(t)\} + \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & \omega_r^2 & \\ & & \ddots \end{bmatrix} \{q(t)\} = \{0\} \quad (3.54)$$

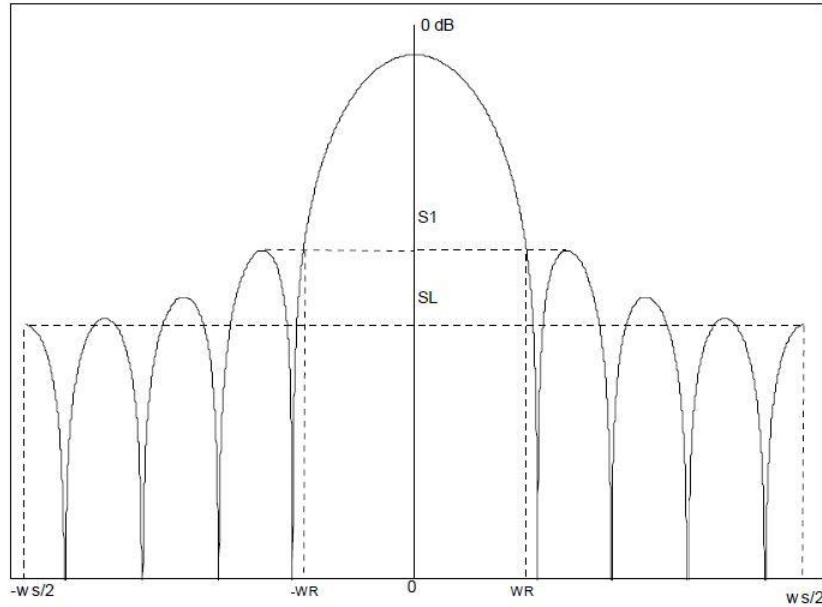
Bu denklem N ayrık tek serbestlik dereceli hareket denklemini gösterir. Eğer keyfi ölçekli $[\Psi]$ modal matrisi kullanılmış olsaydı aşağıdaki denklem elde edilirdi:

$$\begin{bmatrix} \ddots & & \\ & m_r & \\ & & \ddots \end{bmatrix} \{\ddot{q}(t)\} + \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & k_r & \\ & & \ddots \end{bmatrix} \{q(t)\} = \{0\} \quad (3.55)$$

(Maia 1998)

3.4 Pencere Fonksiyonları

Bir sayısal sistemde istenen çıkışı elde etmek için, ideal genlik cevabının belli sayıya indirgenerek keskin kesim frekanslarında istenmeyen salınımların meydana gelmesinin önlenmesi gerekmektedir. Bu amaç doğrultusunda kullanılan yazılım ve donanım yapıları sayısal filtrelerdir. İki şekilde bu filtreler kullanılmaktadır: Sonlu impuls cevabı (FIR) ve sonsuz impuls cevabı (IIR). Sayısal filtreler Fourier serisi kullanılarak tasarlanmışlardır. Fourier serisinin anlık kesilmeleri nedeniyle istenmeyen salınımları önlemek amacıyla pencere fonksiyonları tasarlanır ve kullanılır (Kaya ve İnce 2010).



Şekil 3.12 Tipik bir pencerenin logaritmik genlik spektrumunda gösterimi.

Pencere performanslarını değerlendirebilmek amacıyla dikkate alınan spektrum karakteristik parametreleri ana lob genişliği ($2WR$), dalgalanma oranı (R) ve yan lob

azalma oranıdır (S).

- WR = Yarım ana lob genişliği
- R = Maksimum yan lob genliği - Ana lob genliği = $S1$
- S = Maksimum yan lob genliği – Minimum yan lob genliği = $S1-SL$

Bu bilgiler ışığında filtre dizayn uygulamalarında ana lob genişliği geçirme bandı ve durdurma bandı arasındaki geçişin genişliğini etkiler. Dalgalanma oranı geçirme bandı ve durdurma bandı dalgalanmalara sebep olur. Yan lob azalma oranı durdurma bandı enerjisini belirler.

Aşağıdaki ilk iki argüman çelişkili de olsa, iyi tasarlanmış bir pencere fonksiyonundan beklenen özellikler aşağıda sıralanmıştır:

- Ana lob genişliği dar olmalıdır.
- Dalgalanma oranı küçük olmalıdır.
- Yan lob azalma oranı yüksek olmalıdır.

Pencere fonksiyonları, kaç adet bağımsız parametre bulundurdıklarına göre iki şekilde sınıflandırılır. Sabit pencereler sadece bir bağımsız parametreye sahiptirler, o da pencere genişliği olmakla beraber, pencere genişliği ana lob genişliğini belirlemektedir. Ayarlanabilir pencereler ise iki veya daha fazla bağımsız parametreye sahip pencerelerdir.

Modal analiz için kullanılan yazılımda sadece sabit pencere seçenekleri belirlenmiştir. Bunlar, en iyi bilinen ve sık kullanılan Dikdörtgen, Von Hann (veya Hanning), Hamming ve Blackman gibi pencerelerdir. Genel anlamda bu pencereler basit sinyal işleme uygulamalarında kullanılmaktadırlar (Avcı 2008).

Dikdörtgen:

$$w[n] = \begin{cases} 1 & |n| \leq \frac{N-1}{2} \\ 0 & \text{diğer durumlarda} \end{cases}$$

Von Hann (Hanning):

$$w[n] = \begin{cases} 0.5 + 0.5 \cos \frac{2\pi n}{N-1} & |n| \leq \frac{N-1}{2} \\ 0 & \text{diğer durumlarda} \end{cases}$$

Hamming:

$$w[n] = \begin{cases} 0.54 + 0.46 \cos \frac{2\pi n}{N-1} & |n| \leq \frac{N-1}{2} \\ 0 & \text{diğer durumlarda} \end{cases}$$

Blackman:

$$w[n] = \begin{cases} 0.42 + 0.5 \cos \frac{2\pi n}{N-1} + 0.08 \cos \frac{4\pi n}{N-1} & |n| \leq \frac{N-1}{2} \\ 0 & \text{diğer durumlarda} \end{cases}$$

(Kaya ve İnce, 2010).

Pencere fonksiyonları karşılaştırıldığında Von Hann penceresinin Dikdörtgen penceresinden daha iyi bir dalgalanma oranına, ancak iki kat daha geniş ana lob genişliğine sahip olduğu görülür. Hamming penceresinin Von Hann penceresinden daha iyi bir dalgalanma oranına sahip olduğu söylenebilir, ancak ana lob genişlikleri neredeyse aynıdır. Bu pencereler arasında en iyi dalgalanma oranı Blackman penceresindedir fakat ana lob genişliği en büyük olan da bu penceredir (Avcı 2008).

Bu karşılaştırmalar neticesinde tüm özellikler dikkate alındığında iyi tasarlanmış pencereler arasında Hamming penceresinin bir adım daha önde olduğu düşünülebilir. Bu durumun Hamming pencere fonksiyonunun modal analiz çalışmalarında çoğunlukla tercih edilmesinin nedeni olduğu varsayılabilir.

3.5 İvmeölçer ve Darbe Çekici Gezdirme Metotları

Daha önce deneysel modal analiz yapılabilmesi için ölçüm prosesi, gerekli ekipman ve

kullanılacak cihazlardan bahsedilmişti. Genel anlamda ekipmanlar, veri toplama cihazı ve yazılımı, darbe çekici ve ivmeölçerlerden ibarettir. Bu başlık altında frekans tepki fonksiyonlarının bu ekipmanlardan elde edilebilmesi için iki önemli metottan bahsedilecektir.

3.5.1 İvmeölçer Gezdirme Metodu

Öncelikle her iki metotta da bilinmesi gereken, daha önceki deneyimler, bununla beraber deneyimli kişilerden tavsiyeler ve simülasyonlar aracılığıyla çalışılan mekanik yapı ya da parçanın frekans aralıklarına yakın aralıklarda veri toplayabilecek cihazlarla çalışılması önem arz eder. Çalışılacak yapı ya da parçanın uygun bir şekilde birbirine olabildiğince eş parçalara ayrılması gereklidir. Daha sonra darbe çekici ile ayrılan parçalardan birindeki sabit bir noktaya sabit vuruşlar yapılacak şekilde, ivmeölçer bölmeden bölmeye gezdirilerek ölçümler alınır.

3.5.2 Darbe Çekici Gezdirme Metodu

Çalışılacak yapı ya da parçanın uygun bir şekilde birbirine olabildiğince eş parçalara ayrılması işlemi gerçekleştirildikten sonra ivmeölçer belli noktada sabit tutulur. Burada önemli husus, ivmeölçerin kütlesinin toplam kütleyle oranının 5/100'ü geçmemesi ve dolayısıyla sisteme ya da parçaya etkisinin minimuma indirgenmesidir.

İvmeölçer sabitlendikten sonra darbe çekici bölmeden bölmeye gezdirilerek ölçümler alınır. İlk yöntemde ivmeölçerin sabitlenip tekrar sabitlendiği yerden çıkarılarak başka yere sabitlenmesi işleminin pek pratik olmamasından ötürü Darbe Çekici Gezdirme Metodu daha yaygın olarak kullanılır (Yalnızca vd. 2014).

3.6 Test Numunesi Sabitleme Metotları

Test numunesinin nasıl sabitleneceği ya da destekleneceği konusunda üç seçenek vardır: Serbest (free) durum test numunesinin genelde çok sayıda elastik yaylarla desteklenmiş olduğu durumdur. Aslında serbest durum, test numunesinin herhangi bir cisme

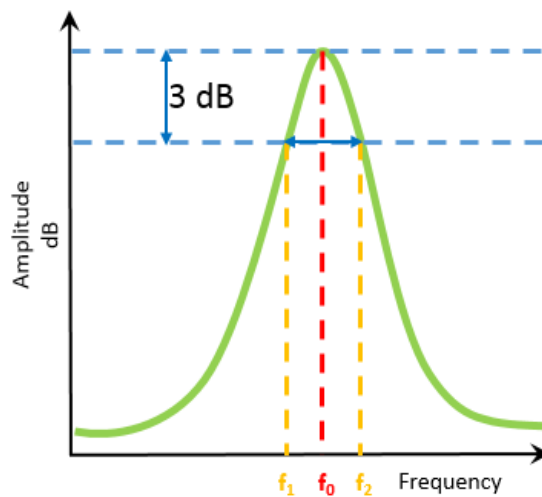
kenetlenmediği veya herhangi bir yere bağlanmadığı, üç boyutlu uzayda tüm yönlerde serbestçe hareket edebileceği sabitleme yöntemini anlatır. Fakat bu, ancak teorik ve teoride de kalmak zorunda olan bir tanımlamadır. Bir cismin uzayda sabit ve askıya alınmış bir pozisyonu kendi başına sürdürebilmesi imkansız olduğundan dolayı, test numunesinin bu sabitleme metodunda çok elastik bir ip veya yay ile asılması doğru bir yöntemdir.

Test numunesi birkaç noktasından rijit olarak herhangi bir yere kenetlenmiş ise bu sabitleme metodu, çakılı (grounded) durum olarak adlandırılır.

Eğer test numunesi, hali hazırda çalışıyor olduğu yapı veya sistem içerisinde montajı yapılmış bir pozisyonda rijit olmayan bir bağlantı sağlanarak deney gerçekleştiriliyorsa bu sabitleme metodu, olduğu yerde (in situ) durumu olarak adlandırılır (Ewins 1995).

Başka birçok modal analiz çalışmasında kullanıldığı üzere, bu çalışmada da serbest durum kullanılacaktır. Bu sabitleme metodunun önemi, test numunesi için herhangi bir hareket kısıtlamasının olmaması ve bu nedenle de sistemin sönümsüz ve 6 serbestlik dereceli bir düzenek olmasıdır.

3.7 Sönüm Oranı Hesabı



Şekil 3.13 Kalite faktörü hesabı için gerekli parametreler.

Sönüm, malzemenin periyodik gerilmelere maruz kaldığı durumlarda enerji dağılımlarını göstermektedir. Frekans cevap fonksiyonu için sönüm tanımlaması yapılırken çeşitli parametreler türetilmiştir. Bunlardan biri kalite faktörüdür. Kalite faktörü pik noktasının frekansı ile grafikte pik noktasından 3 dB daha aşağıda olan genlik değerindeki iki frekans noktasının farkı oranlanarak hesaplanır. Özetle, pik frekansının pik frekans etrafındaki frekans genişliğine oranı, kalite faktörü demektir. Bir FRF grafiğinde frekans eğrisi daha geniş bir eğri çizerek pik noktasına ulaşıyorsa sönüm artmış demektir ve Kalite Faktörü de aynı oranda düşüktür. Bu mantıkla, frekans eğrisinin daha dar bir aralıkta pik noktasına ulaşması, sönümün az ve kalite faktörünün de aynı oranda yüksek olduğu anlamına gelir. Sönümün yüksek olması, malzemenin tahribatının daha hızlı olabileceğini anlatır.

Sönüm tanımı için kullanılan bir diğer parametre ise sönüm oranıdır. Beklendiği üzere, sönüm arttıkça sönüm oranı da artar. Sönüm oranı, kalite faktörü ile ters orantılıdır. Söz konusu sönüm parametrelerinin matematiksel ifadeleri ise aşağıda verilmiştir:

$$\eta = 1/Q = 2\zeta \quad (3.56)$$

- η = Kayıp Faktörü
- Q = Kalite Faktörü
- ζ = Sönüm Oranı

$$Q = \frac{f_0}{f_2 - f_1} \quad (3.57)$$

3.57 denklemini tekrar düzenlenirse:

$$\zeta = \frac{1}{2Q} \quad (3.58)$$

(Int. Kyn. 16)

3.8 Modal Güvence Matrisi (MAC)

Modal analizden elde edilen vektör halindeki verilerin sayısal olarak karşılaştırılması için en popüler yöntemlerden biri Modal Güvence Matrisi(MAC)'dir. Koherens fonksiyonu gibi MAC de istatistiksel bir göstergedir. Lineer regresyon analizinden hareketle türetilen bu en küçük kareler formu, karşılaştırmalı değerler arasındaki en büyük farka en duyarlı bir göstergeye yöneltir ve küçük değişim ya da küçük genliklere duyarsız bir MAC değeriyle sonuçlandırır.

MAC matrisi normalleştirilmiş iki ayrı φ_A ve φ_x vektörleri ile hesaplanmaktadır.

$$MAC(r, q) = \frac{|\{\varphi_A\}_r^T \{\varphi_x\}_q|^2}{(\{\varphi_A\}_r^T \{\varphi_A\}_r)(\{\varphi_x\}_q^T \{\varphi_x\}_q)} \quad (3.59)$$

MAC, 0 ile 1 arasında değerler alır. 0, tutarlı bir uyumluluk bulunmadığını, 1 ise tutarlı bir uyumluluğun bulunduğunu göstermektedir (Pastor vd. 2012). Bu, yapının mod şeklinin benzerliğiyle alakalı bir uyumluluktur. Avitabile (2014)'nin çalışmasından şeklin herhangi bir deformasyona uğramamış halinden nicelik olarak hangi konumlarda yönden bağımsız olarak ne kadar saptığının bir göstergesi olduğu anlaşılmaktadır. MAC değerleri yalnızca şeklin göstergesi olduğu için yapı içindeki eşit olmayan kütle dağılımları hesaba katılmamaktadır. Ayrıca MAC hesaplanmasında kütle matrisleri halihazırda hesaba dahil olmadığı için modelin ve test sonuçlarının tasnifi ve tutarlılığı açısından yararlı olmakla birlikte ölçümlerin ya da metotların bilimsel olarak ilişkili olduğunu ortaya koymada çok güçlü bir gösterge değildir.

Pratikte, deneysel ve teorik mod şekilleri aynı mod değerlerinde ise MAC değerinin 1 olması beklenir. Bunun dışında iki ayrı mod şekilleri arasında bağlantı kurulmaya çalışılmışsa, 0'a yakın bir değer alması gerekir. Genelde ilişkili iki modun kesiştiği noktadan 0,9'dan yüksek bir değer, ilişkisiz iki modun kesiştiği noktadan ise 0,05'ten düşük bir değer elde edildiği görülür. Bu değerlerin tam olarak istendiği gibi olmaması, modeldeki eksikliklerden kaynaklanabilir. Modelin tamamen hatalı hazırlanmış olması gibi bariz bir neden dışında beklenen değerlerin alınamamasına sebep olarak aşağıdaki

faktörler gösterilebilir:

- test yapısındaki non-lineerlik
- ölçüm verilerindeki gürültü
- ölçüm verilerinin analizindeki sorunlar (Ewins 2009).

3.8.1 AutoMAC Yöntemi

AutoMAC, teste ait mümkün olan tüm kombinasyonları nicelik olarak karşılaştırır ve sadece bir mod veri seti için mod şekli çiftlerini analiz eder. Genelde 1,0 değeri, matrisin köşegeninde, yani tam olarak uyuşan ve birbirinin aynı olan modlar için elde edilir. Tamamen birbirinden bağımsız ve ilişkisiz mod çiftleri için MAC değeri 0 alır. 0 ile 1 arasındaki MAC değerleri mod şekilleri arasındaki ilişkinin derecesini göstermektedir.

3.8.2 CrossMAC Yöntemi

CrossMAC, AutoMAC ile benzer olmakla beraber iki ayrı mod veri setini analiz etmekte kullanılır. CrossMAC yöntemi ile;

- İki ayrı model için MAC hesaplanabilir.
- Bir model ile FEM modelini karşılaştıran MAC değeri hesaplanabilir.
- İki ayrı modal analiz yöntemi ile oluşturulan iki ayrı model için MAC değeri hesaplanabilir (Pastor vd. 2012).

3.9 Sonlu Elemanlar Metodu ile Modal Analliz

Bu kısımda sonlu elemanlar metodu izlenerek ANSYS programı içerisindeki Modal modülü ile modal analizin nasıl gerçekleştirileceği ve izlenecek yöntem açıklanacaktır. Öncelikle analizi yapılacak geometrinin çizimi gerçekleştirilmelidir. Eğer varsa Connections kısmından analiz edilecek sisteme ait parçaların bağlantıları eklenmelidir. Mesh kısmından yeterli sayıda mesh oluşturulmalıdır. Fixed Support seçeneği ile

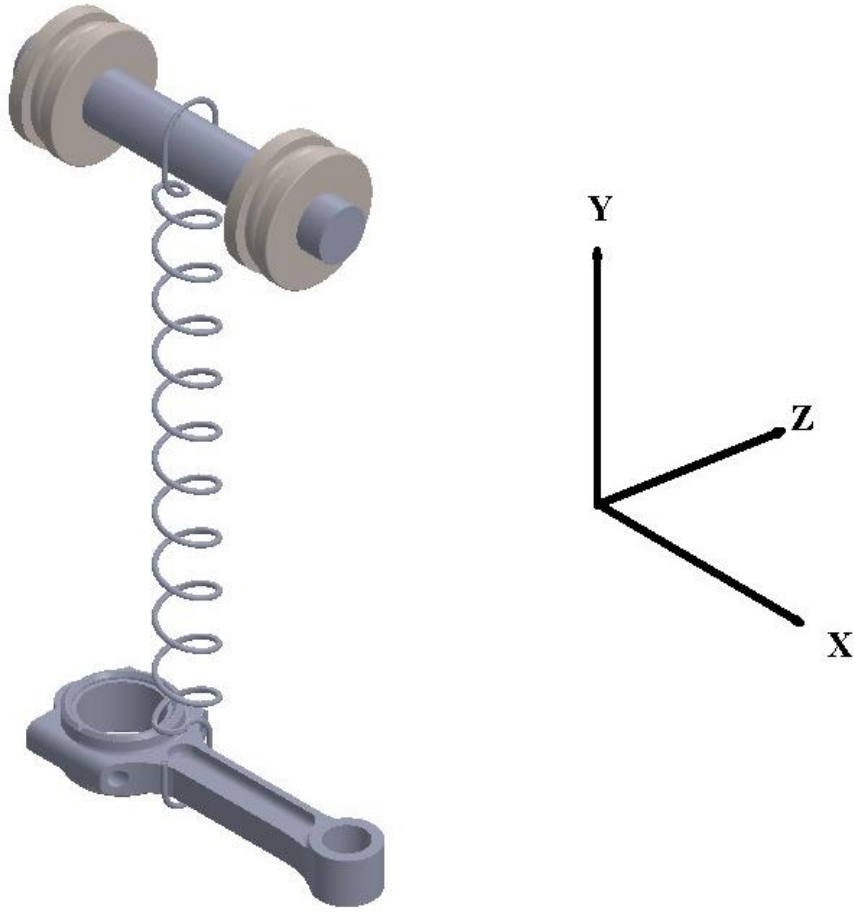
parçanın ya da sistemin sabitlenecek kısmı seçilmelidir. Analysis Settings kısmından analiz seçeneği olarak elde edilecek maksimum mod sayısı belirlenmelidir. Çoğu durumda sistem 6 serbestlik dereceli olduğundan ötürü mod sayısı da 6 olarak seçilmektedir. Çözüm için Solution kısmından Directional Deformation (Tek eksen için deformasyon değerleri) ya da Total Deformation (Tüm eksenlerde toplam deformasyon değerleri) eklenerek hangi frekansta hangi modların olduğunu ve bu modlara ait mod şekillerinin ortaya çıkacağı görülebilir. Bu sayede gerçekleşecek deformasyonların yapının ya da sistemin hangi bölgelerinde meydana geleceği tespit edilecektir. Hangi modlarda hangi mod şekillerinin ortaya çıkacağı ise doğal frekansların “Create Mode Shape Results” komutu ile seçilip genişletilerek mod şekillerinin sol sekmede oluşturulması sonrası bilinebilmektedir.

ANSYS’te Modal modülü ile yapılacak analiz sonucu elde edilen Total Deformation çözümleri, sisteme hiçbir dış tahrik uygulanmadığı durumdaki ‘serbest’ titreşimleri vermektedir. Lee yaptığı çalışmada bir dişli kutusunun modal analizi sonucu ilk doğal frekansı 319,6 Hz olarak bulmuştur. Bu da açısal hız olarak 19176 devir/dakika’ya denk gelmektedir, ki bu da çalışma frekansının, yani ona denk gelen 630 devir/dakika açısal hızının, çok üzerindedir. Bu durumda rezonans, bu sistemin bir problemi olmaktan çıkar. Bu sonuçlardan bu çalışmada izlenecek bir yöntem çıkarılır. Açısal hız ile sistemin doğal frekansı arasında böyle bir bağlantı vardır ve uygulanabilir (Lee 2018).

4. BULGULAR

Bu tez çalışmasında elde edilen bulgular, deneysel modal analiz ve sonlu elemanlar metodu için, sırasıyla doğal frekans, sönüm oranı, mod şekilleri ve MAC matrisleri verileriyle şekiller ve çizelgeler oluşturularak, birçok başlık altında düzenlenmiştir.

4.1 Deneysel Modal Analiz Sonuçları



Şekil 4.1 Deneysel modal analiz modeli ve bu çalışmada kullanılan koordinat sistemi.

Deneysel modal analiz sonuçlarında bazı alt başlıkların ve bu alt başlıklarda yapılan deneylerin daha anlaşılır olabilmesi için yukarıdaki şekilde görülen koordinat sistemi kullanılmıştır. Örneğin alt başlık 4.1.3 ve 4.3.3, İvmeölçerin Biyel Üzerinde x-

ekseninde 180° Döndürülerek Yerleştirildiği Durumda Alınan Ölçümler olarak isimlendirilmiştir.

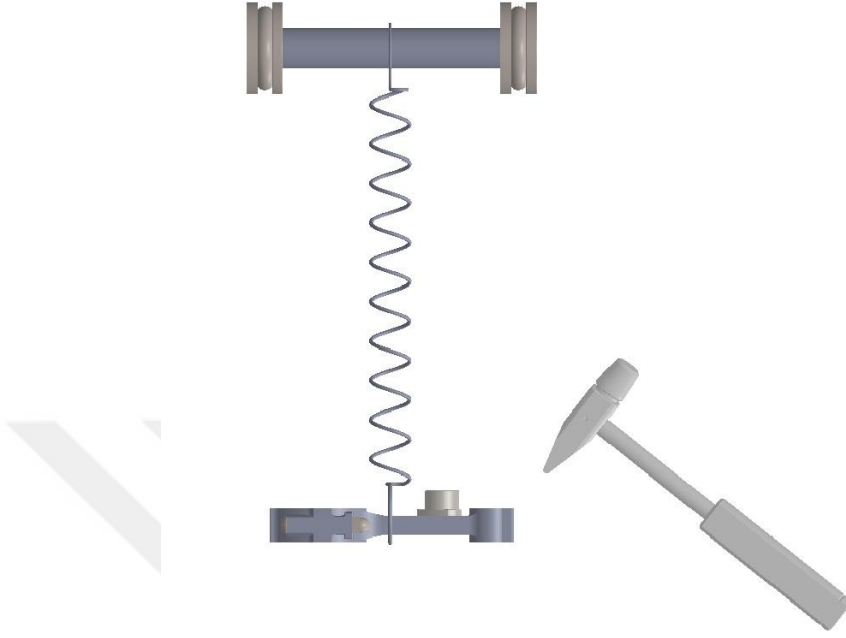
Deneysel Modal Analiz Sonuçları başlığının alt başlıklarında, farklı yerleşim ve şekillerde modal analizin nasıl yapıldığıyla alakalı açıklayıcı modeller bulunsada, bir ön bilgi verilmesi açısından kısaca alt başlıklar aşağıda açıklanacaktır.

4.1.1 ve 4.3.1 Tek İp ile Yapılan Standart Deneysel Modal Analiz alt başlığında ivmeölçer x-ekseni üzerinde y-ekseninin pozitif yönüne üst kısmı gelecek şekilde yerleştirilir. Darbe çekici ile biyelin x-ekseni üzerine negatif y-ekseni yönünde vuruş yapılır. 4.1.2 ve 4.3.2 Çift Elastik İp Kullanılarak Yapılan Standart Deneysel Modal Analiz de yine aynı yöntemle uygulanır, tek fark, düzenekte çift elastik ip bulunmasıdır.

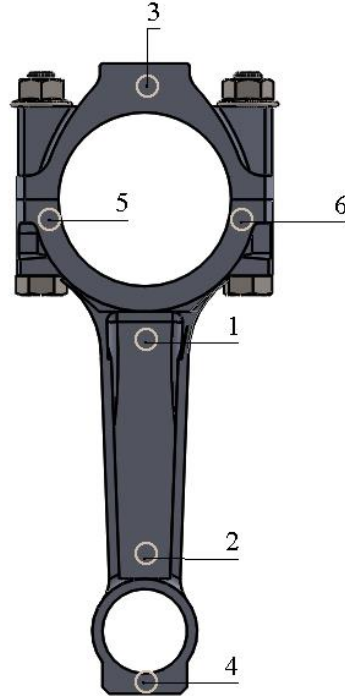
4.1.3 ve 4.3.3, İvmeölçerin Biyel Üzerine x-ekseni Etrafında 180° Döndürülerek Yerleştirildiği Durumda Alınan Ölçümler alt başlığında darbe çekicinin vuruş yönü değişmez, ancak ivmeölçerin konumu x eksenine etrafında 180° değişmiştir.

4.1.4 ve 4.3.4, İvmeölçerin ve Darbe Çekicinin Biyel Üzerine x-ekseni Etrafında 90° Döndürülerek Konumlandırıldığı Durumda Alınan Ölçümler alt başlığında sadece biyel ve darbe çekicinin konumları x-ekseni etrafında 90° değişmekle kalmaz, biyelin elastik ipe bağlanma durumu da aynı şekilde 90° değişmiş olur. 4.1.5 ve 4.3.5, Çift Elastik İp ile İvmeölçerin ve Darbe Çekicinin Biyel Üzerine x-ekseni Etrafında 90° Döndürülerek Konumlandırıldığı Durumda Alınan Ölçümler de yine aynı yöntemle uygulanır, tek fark, düzenekte çift elastik ip bulunmasıdır.

4.1.1 Tek İp ile Yapılan Standart Deneysel Modal Analiz



Şekil 4.2 Tek ip ile yapılan standart deneysel modal analiz modeli



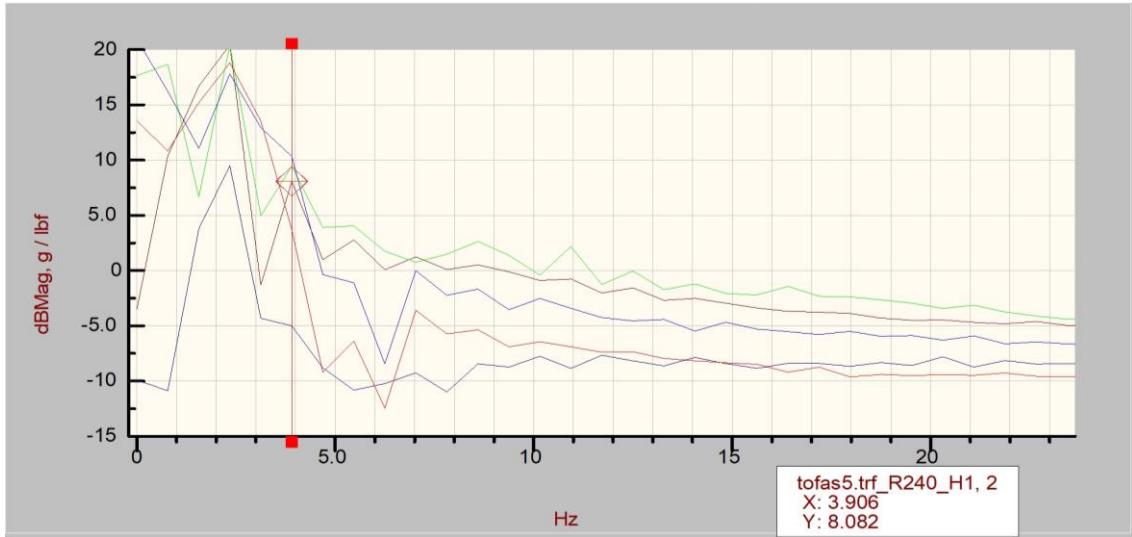
Şekil 4.3 Biyel üzerinde ivmeölçerin yerleştirildiği ve darbe çekici ile vuruş yapılan konumlar.

4.1.1.1 Konum 1’de Sabit Tutulan İvmeölçer

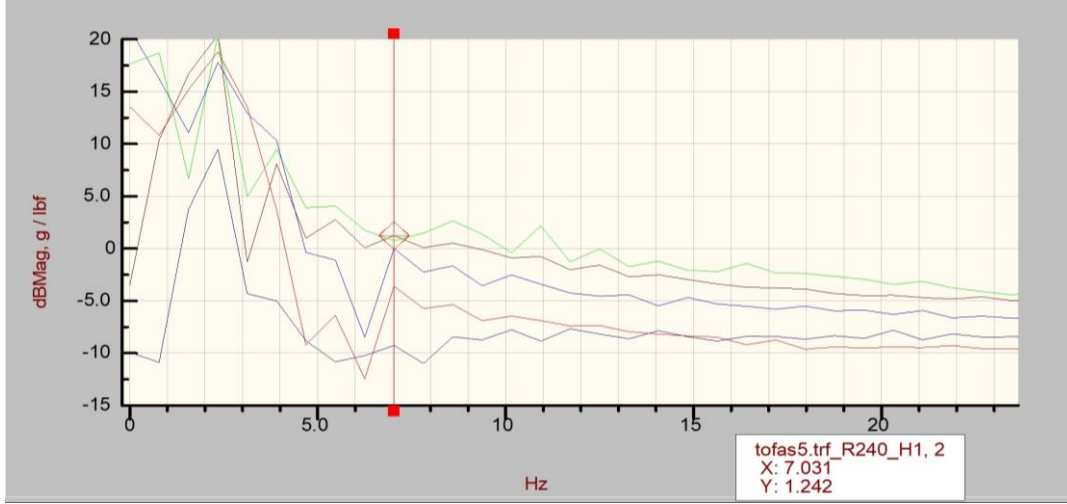
Konum 1’de sabit tutulan ivmeölçere 5 ayrı konumdan uygulanan vuruşlar sonucu elde edilen veriler, tek bir grafikte toplanmıştır. Konum 1 için tüm ölçümler bir araya getirilerek, grafikten çoğu vuruş için ortak doğal frekanslar elde edilmiştir.



Şekil 4.4 Konum 1 için 1.mod şekline ait grafik.



Şekil 4.5 Konum 1 için 2.mod şekline ait grafik.



Şekil 4.6 Konum 1 için 3.mod şekline ait grafik.

Çizelge 4.1 Konum 1 için doğal frekans değerleri.

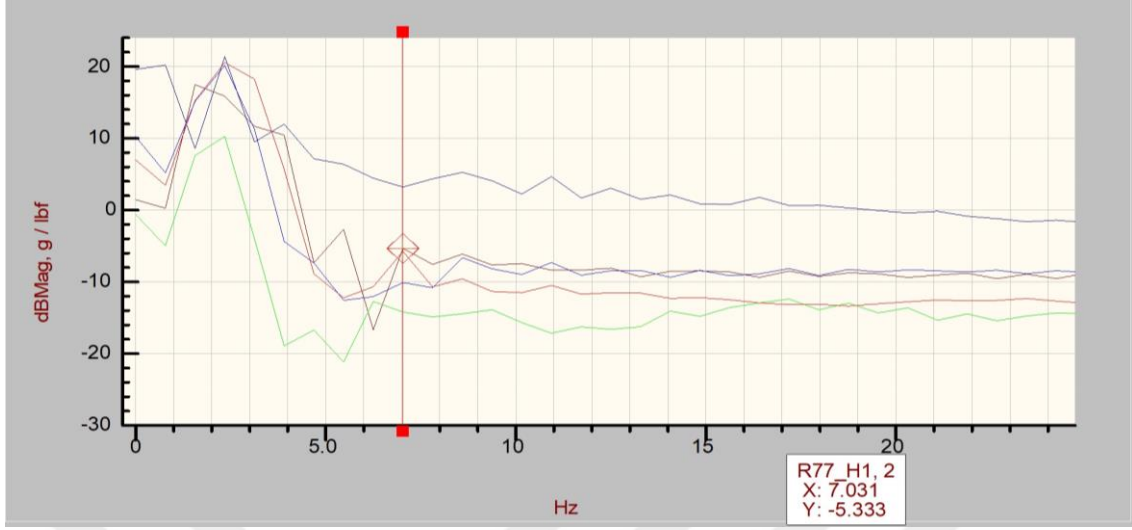
Mod Sayısı	Doğal Frekans (Hz)
Mod 1	2,344
Mod 2	3,906
Mod 3	7,031

4.1.1.2 Konum 2’de Sabit Tutulan İvmeölçer

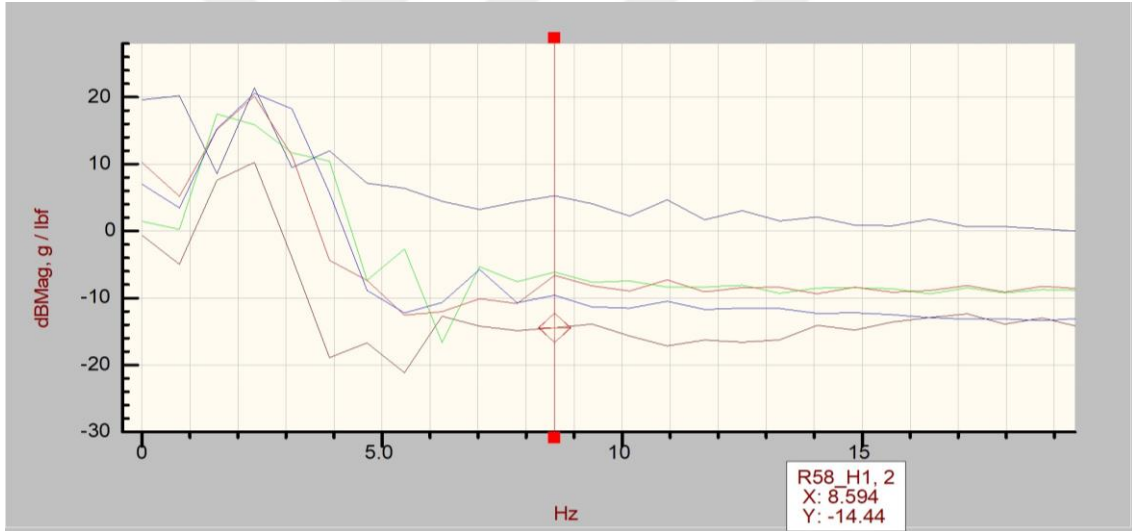
Konum 2’de sabit tutulan ivmeölçere 5 ayrı konumdan uygulanan vuruşlar sonucu elde edilen veriler, tek bir grafikte toplanmıştır. Konum 2 için tüm ölçümler bir araya getirilerek, grafikten çoğu vuruş için ortak doğal frekanslar elde edilmiştir.



Şekil 4.7 Konum 2 için 1.mod şekline ait grafik.



Şekil 4.8 Konum 2 için 2.mod şekline ait grafik.

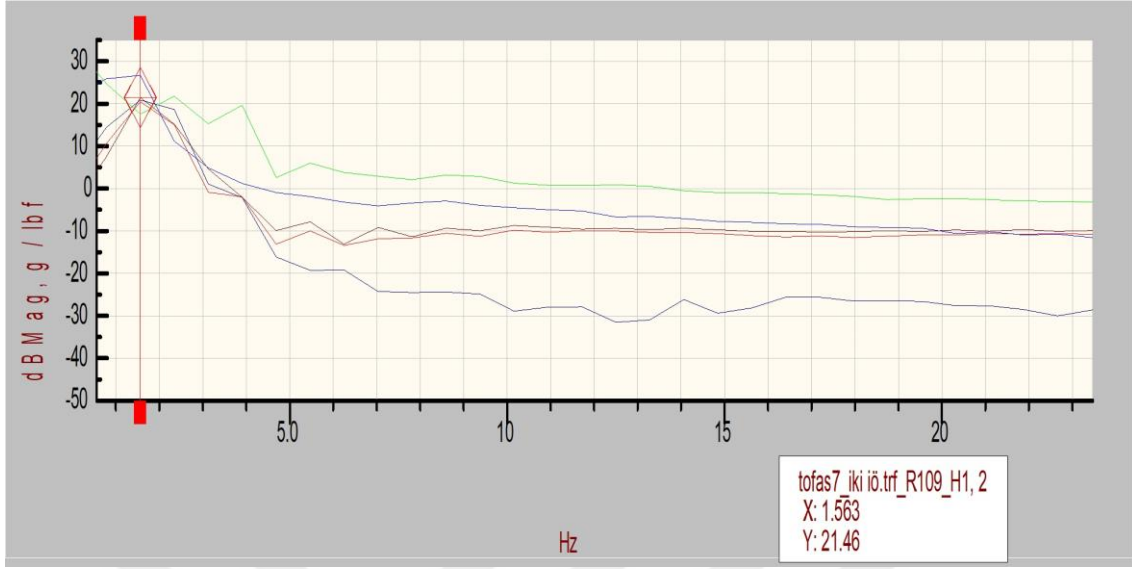


Şekil 4.9 Konum 2 için 3.mod şekline ait grafik.

Çizelge 4.2 Konum 2 için doğal frekans değerleri.

Mod Sayısı	Doğal Frekans (Hz)
Mod 1	2,344
Mod 2	7,031
Mod 3	8,594

4.1.1.3 Konum 3'te Sabit Tutulan İvmeölçer



Şekil 4.10 Konum 3 için 1.mod şekline ait grafik.



Şekil 4.11 Konum 3 için 2.mod şekline ait grafik.

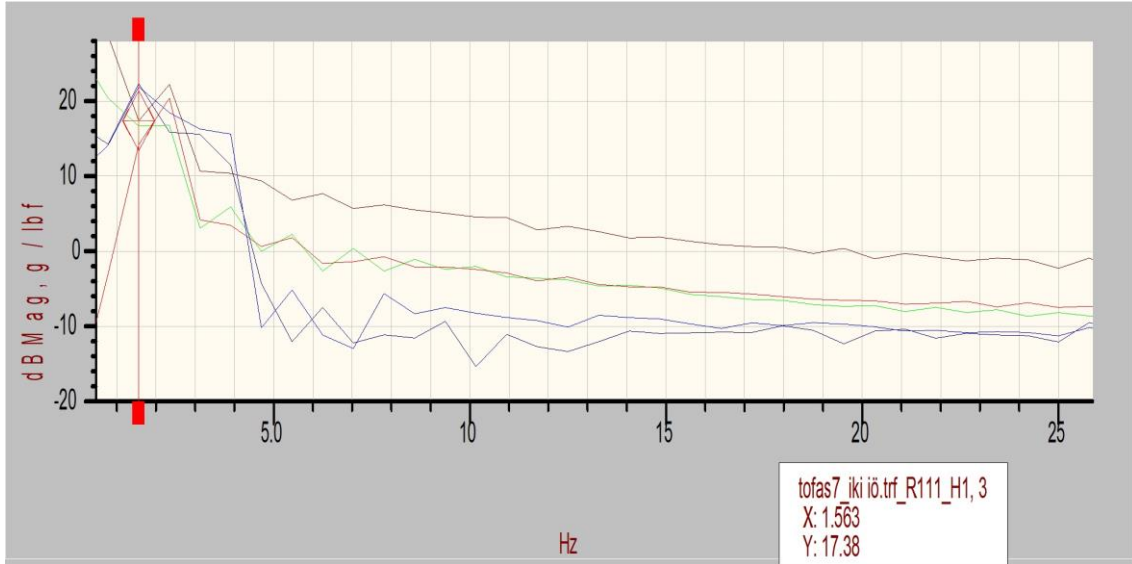


Şekil 4.12 Konum 3 için 3.mod şekline ait grafik.

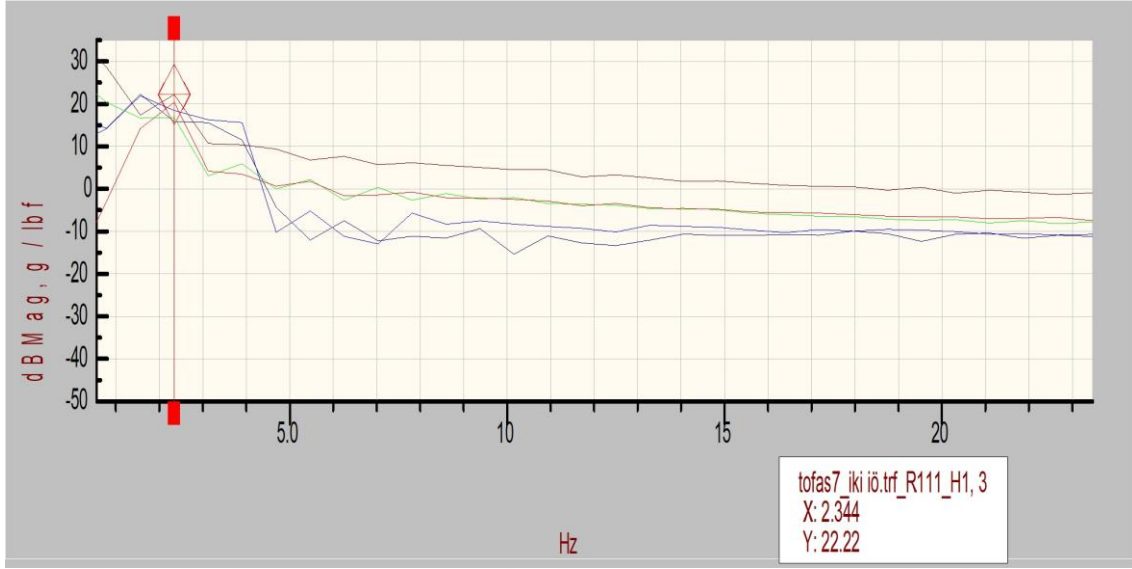
Çizelge 4.3 Konum 3 için doğal frekans değerleri.

Mod Sayısı	Doğal Frekans (Hz)
Mod 1	1,563
Mod 2	3,906
Mod 3	5,469

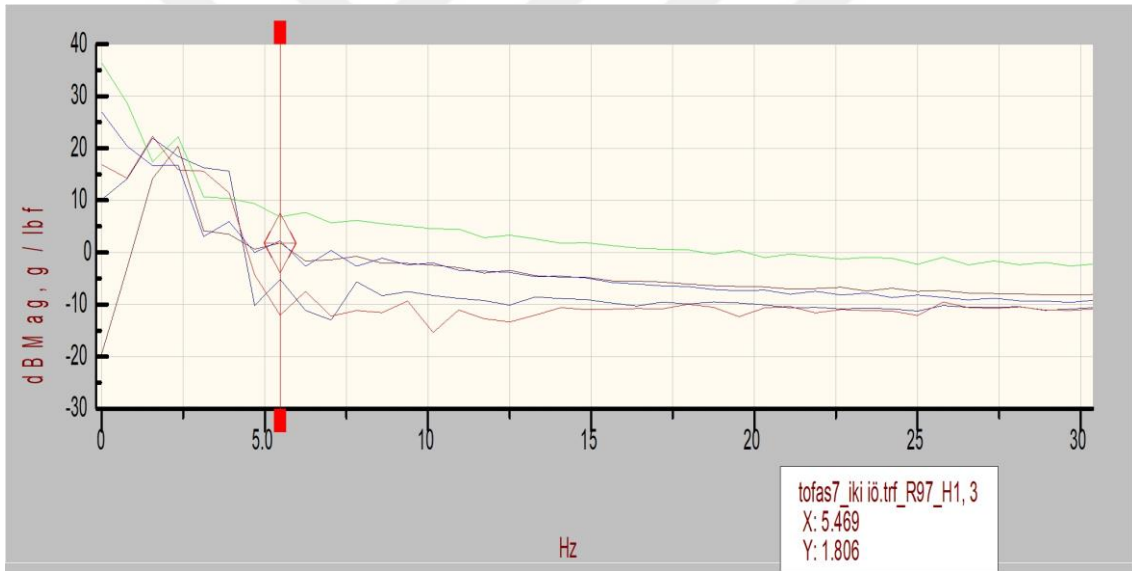
4.1.1.4 Konum 4'te Sabit Tutulan İvmeölçer



Şekil 4.13 Konum 4 için 1.mod şekline ait grafik.



Şekil 4.14 Konum 4 için 2.mod şekline ait grafik.



Şekil 4.15 Konum 4 için 3.mod şekline ait grafik.

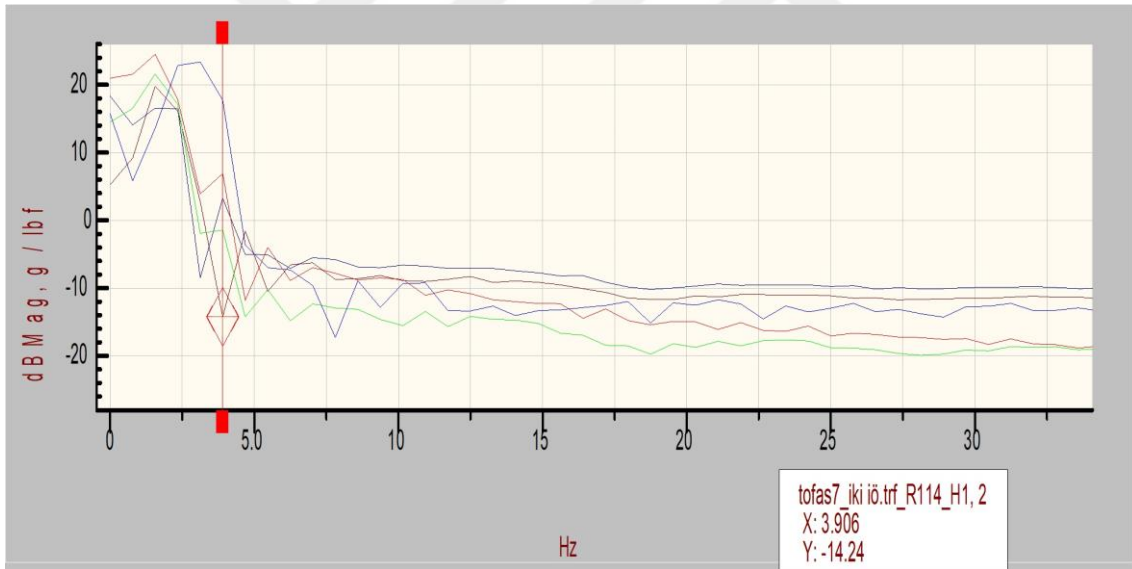
Çizelge 4.4 Konum 4 için doğal frekans değerleri.

Mod Sayısı	Doğal Frekans (Hz)
Mod 1	1,563
Mod 2	2,344
Mod 3	5,469

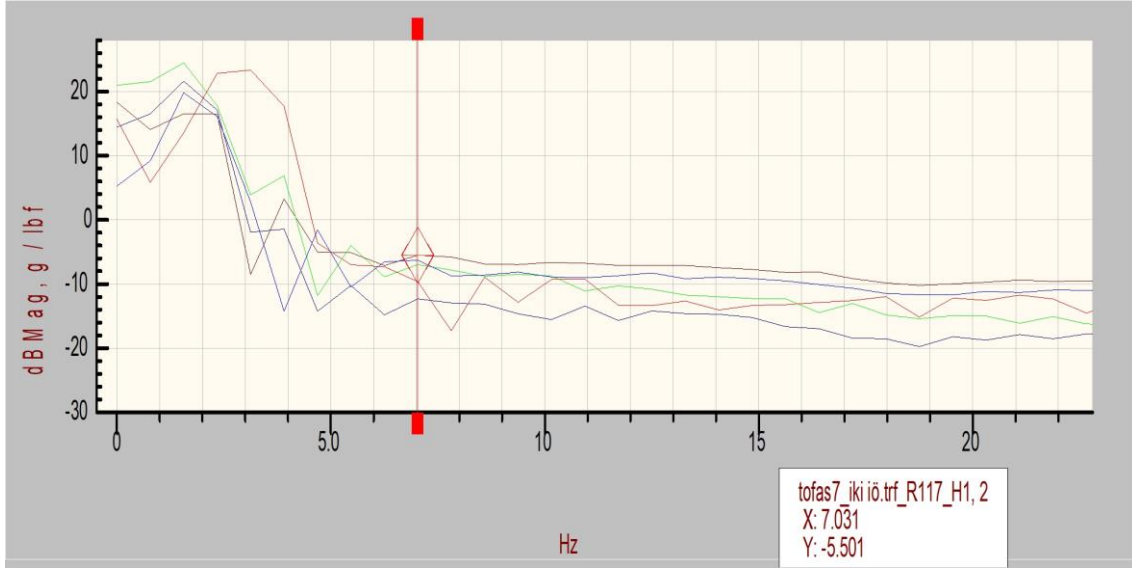
4.1.1.5 Konum 5'te Sabit Tutulan İvmeölçer



Şekil 4.16 Konum 5 için 1.mod şekline ait grafik.



Şekil 4.17 Konum 5 için 2.mod şekline ait grafik.

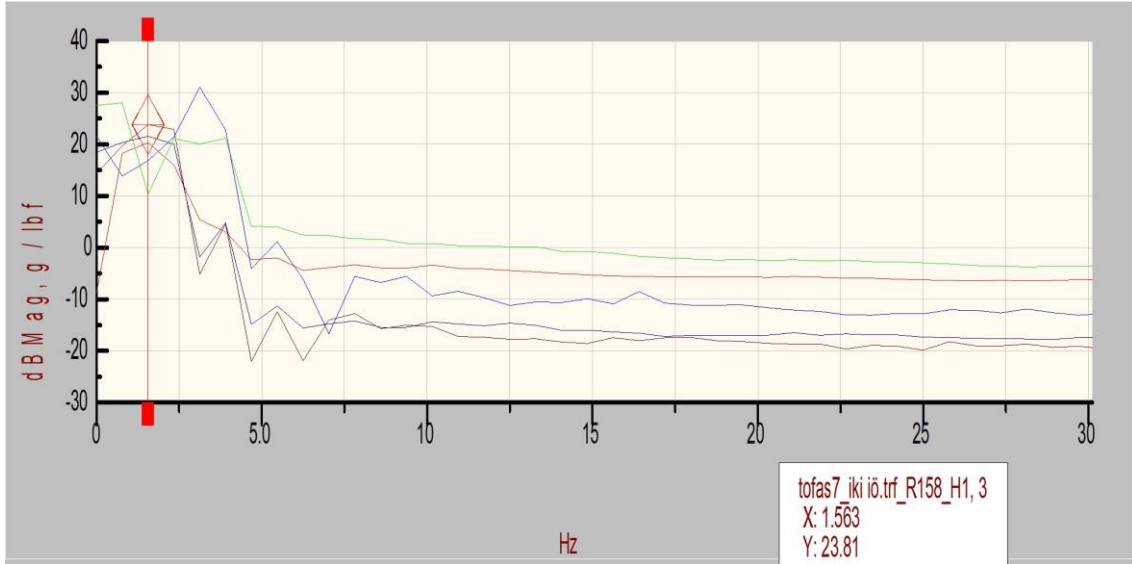


Şekil 4.18 Konum 5 için 3.mod şekline ait grafik.

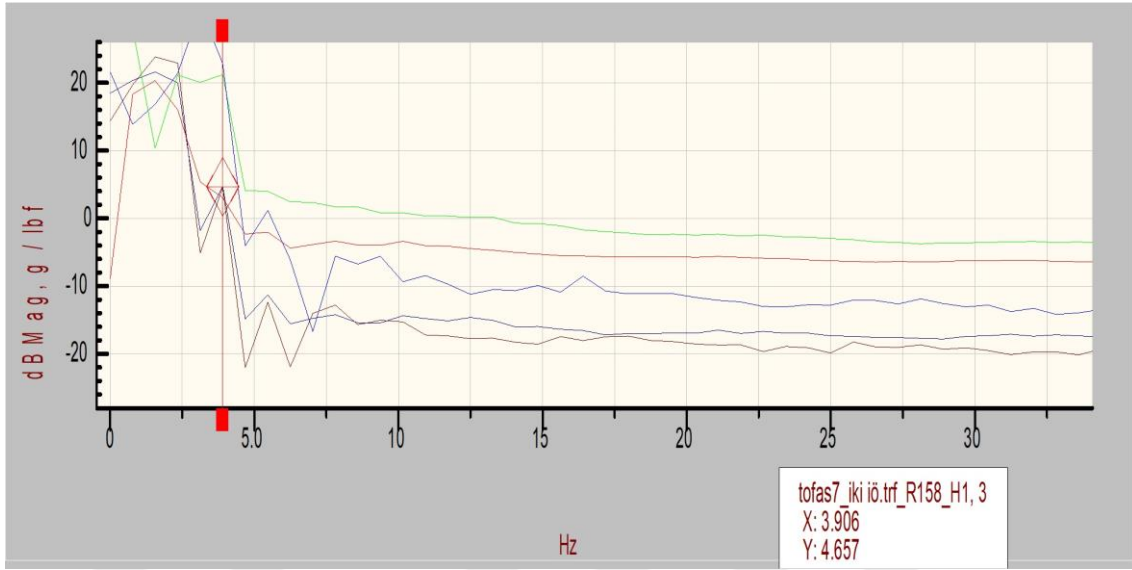
Çizelge 4.5 Konum 3 için doğal frekans değerleri.

Mod Sayısı	Doğal Frekans (Hz)
Mod 1	1,563
Mod 2	3,906
Mod 3	7,031

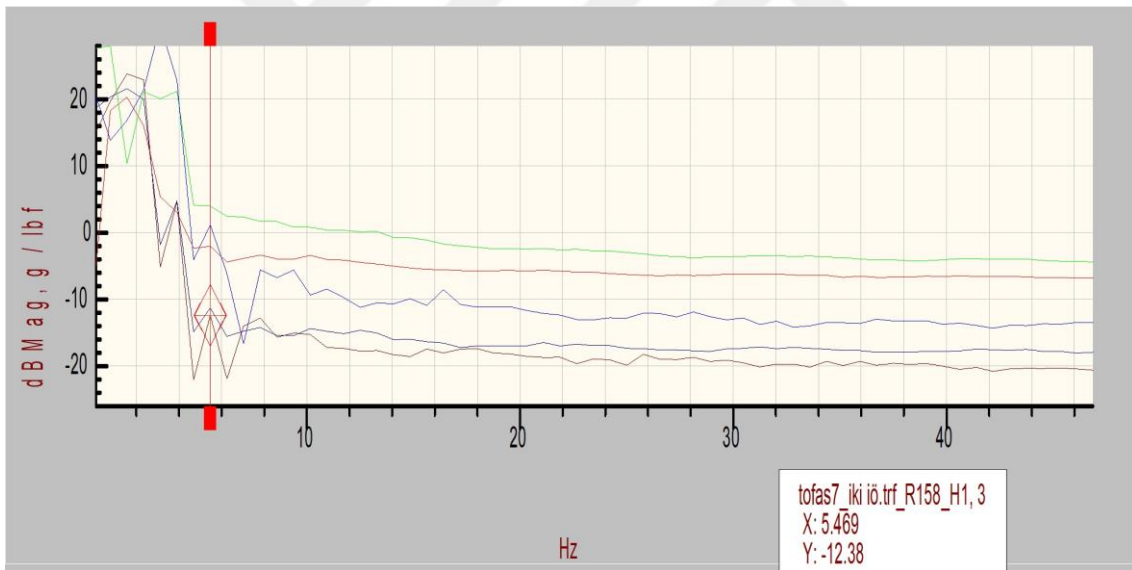
4.1.1.6 Konum 6'da Sabit Tutulan İvmeölçer



Şekil 4.19 Konum 6 için 1.mod şekline ait grafik.



Şekil 4.20 Konum 6 için 2.mod şekline ait grafik.



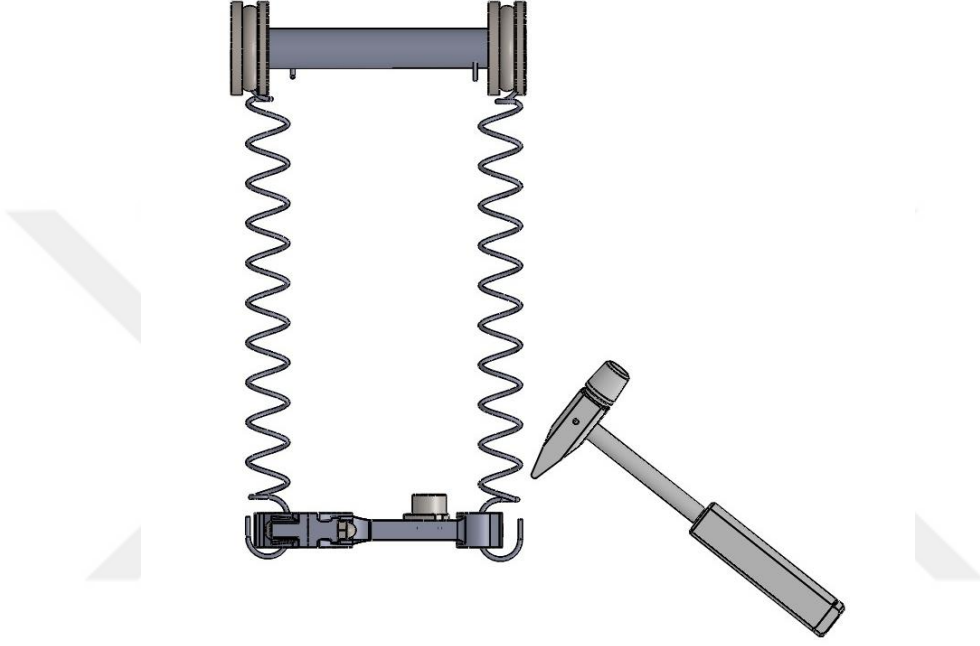
Şekil 4.21 Konum 6 için 3.mod şekline ait grafik.

Çizelge 4.6 Konum 3 için doğal frekans değerleri.

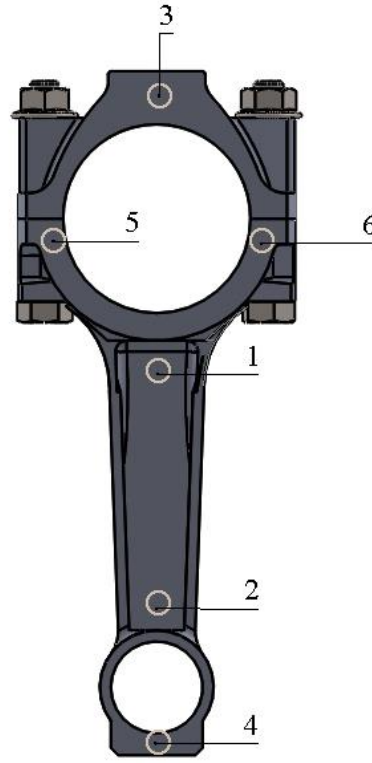
Mod Sayısı	Doğal Frekans (Hz)
Mod 1	1,563
Mod 2	3,906
Mod 3	5,469

4.1.2 Çift Elastik İp Kullanılarak Yapılan Standart DeneySEL Modal Analiz

Bu kısımda, yine 6 ayrı konumdan ölçümler alınmış, konumların ve ölçümlerin benzerlikleri dolayısıyla 1, 3 ve 4 konumlarından yapılan vuruşlar ile elde edilen sonuçlar izleyen bölümlerde verilmiştir.

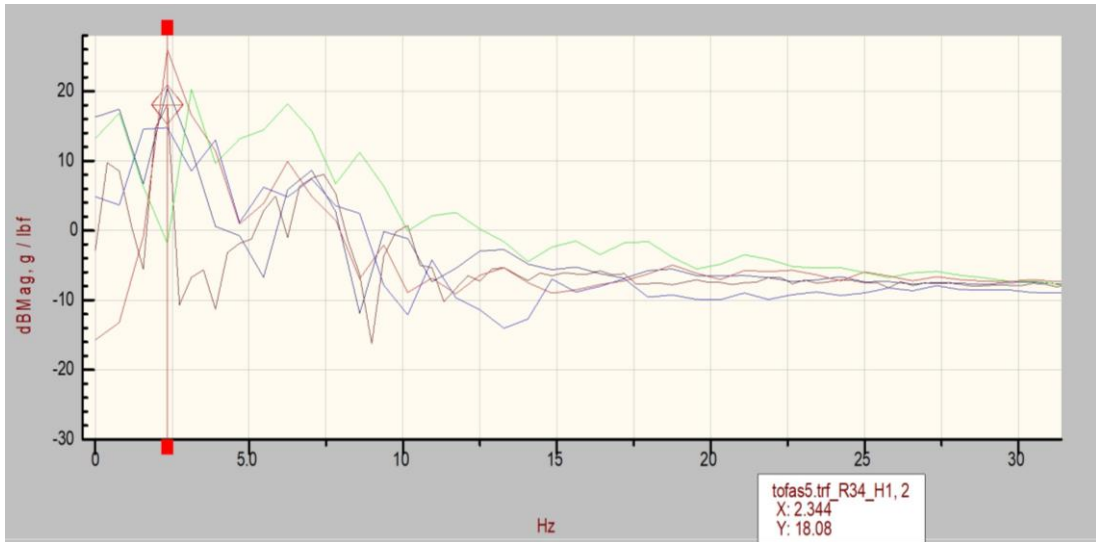


Şekil 4.22 Çift ip kullanılarak yapılan modal analiz modeli.

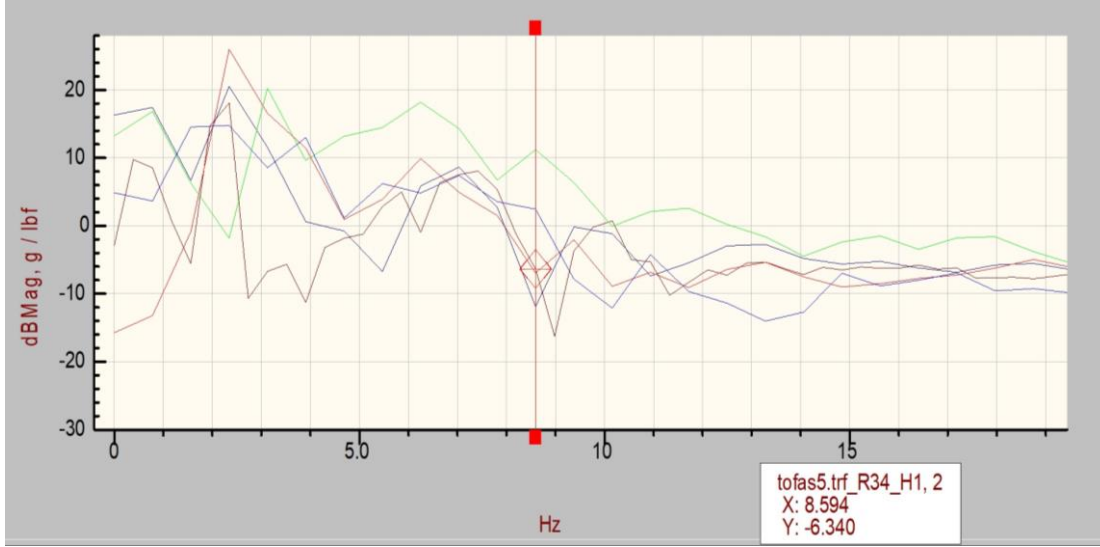


Şekil 4.23 Biyel üzerinde ivmeölçerin yerleştirildiği ve darbe çekici ile vuruş yapılan konumlar.

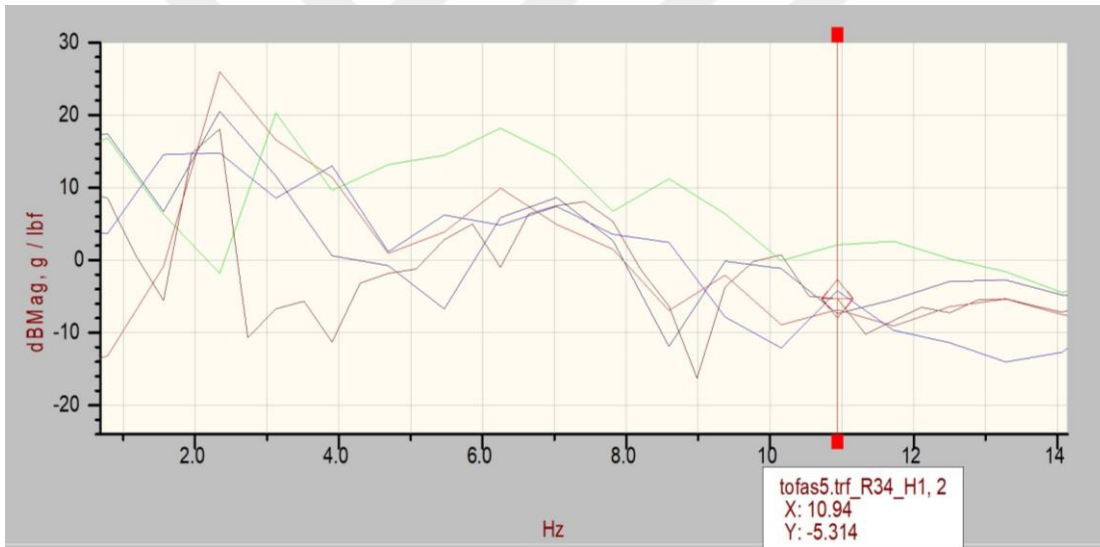
4.1.2.1 Konum 1’de Sabit Tutulan İvmeölçer



Şekil 4.24 Konum 1 için 1.mod şekline ait grafik.



Şekil 4.25 Konum 1 için 2.mod şekline ait grafik.

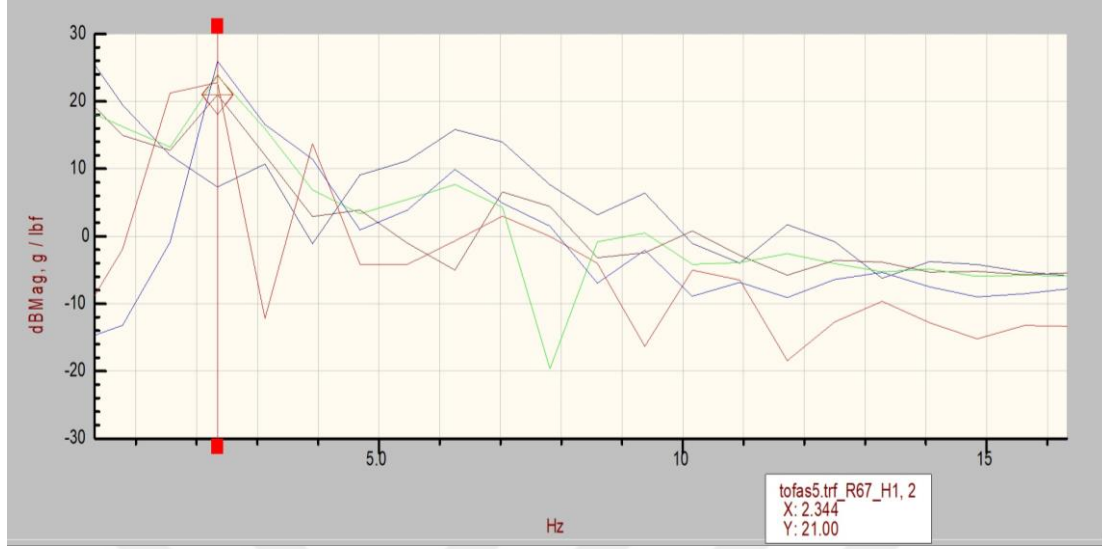


Şekil 4.26 Konum 1 için 3.mod şekline ait grafik.

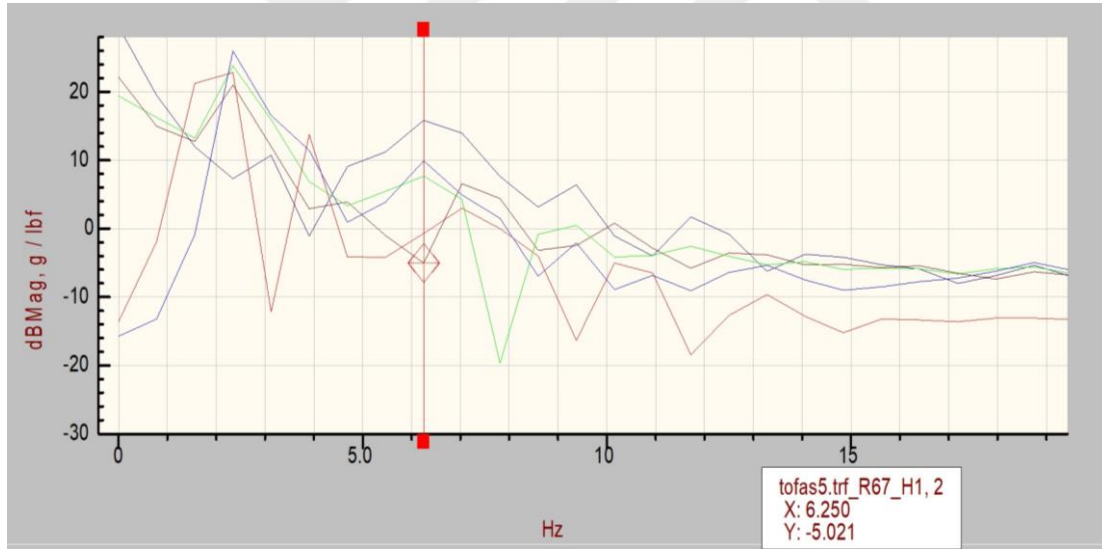
Çizelge 4.7 Konum 1 için doğal frekans değerleri.

Mod Sayısı	Doğal Frekans (Hz)
Mod 1	2,344
Mod 2	8,594
Mod 3	10,94

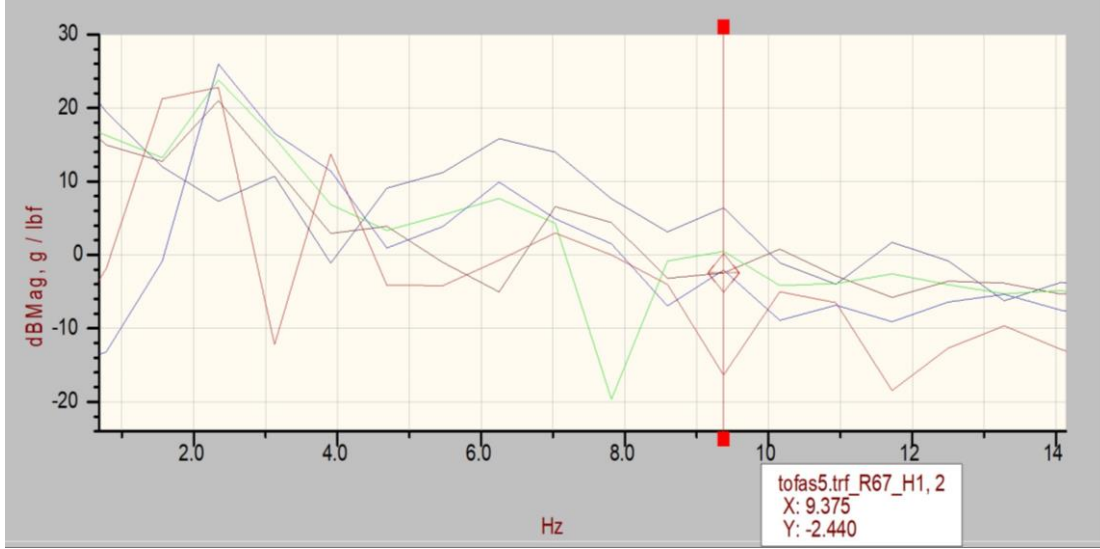
4.1.2.2 Konum 3'de Sabit Tutulan İvmeölçer



Şekil 4.27 Konum 3 için 1.mod şekline ait grafik.



Şekil 4.28 Konum 3 için 2.mod şekline ait grafik.

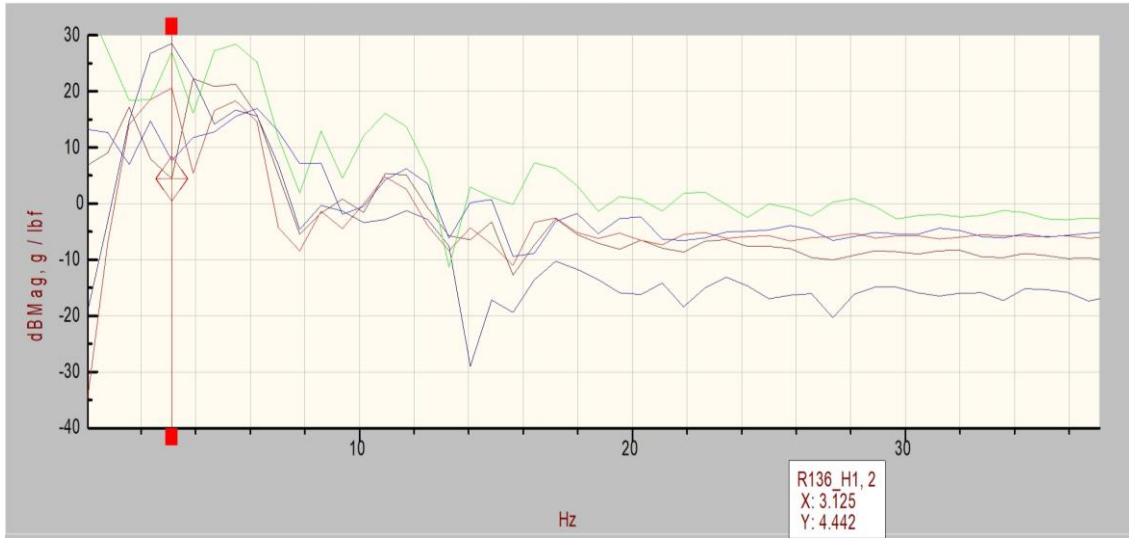


Şekil 4.29 Konum 3 için 3.mod şekline ait grafik.

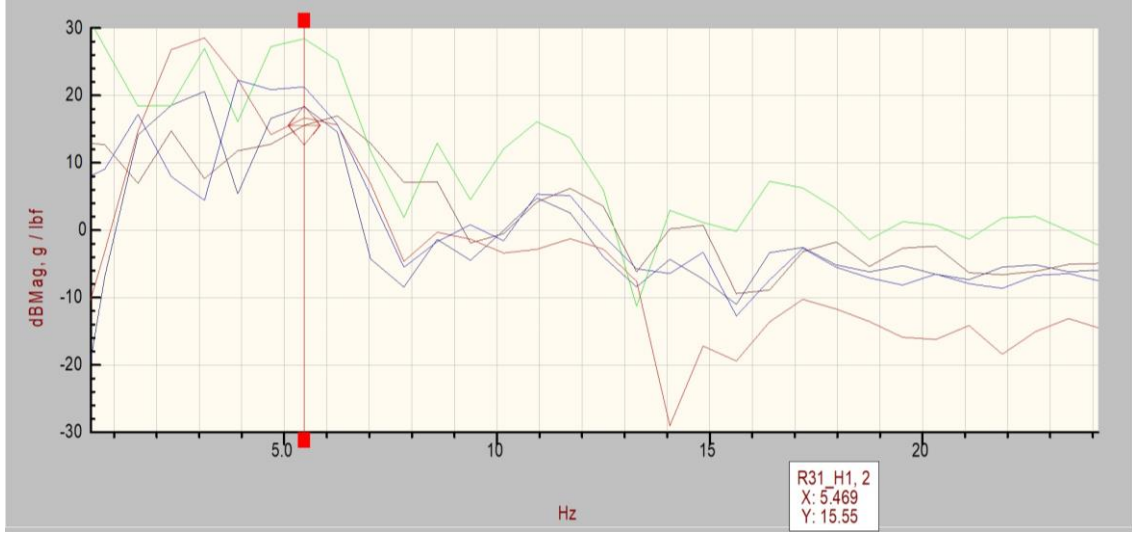
Çizelge 4.8 Konum 3 için doğal frekans değerleri.

Mod Sayısı	Doğal Frekans (Hz)
Mod 1	2,344
Mod 2	6,25
Mod 3	9,375

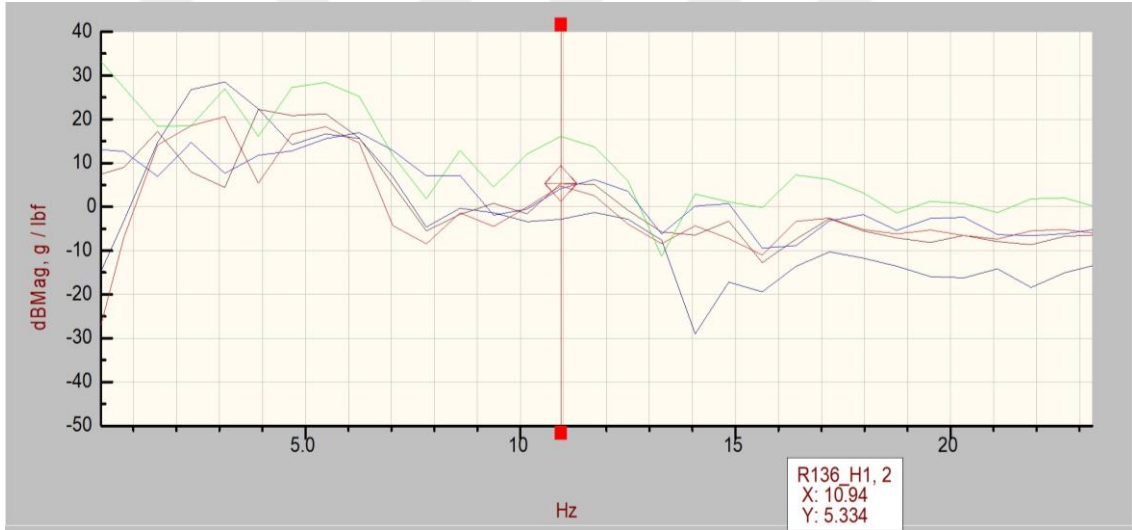
4.1.2.3 Konum 4'te Sabit Tutulan İvmeölçer



Şekil 4.30 Konum 4 için 1.mod şekline ait grafik.



Şekil 4.31 Konum 4 için 2.mod şekline ait grafik.



Şekil 4.32 Konum 4 için 3.mod şekline ait grafik.

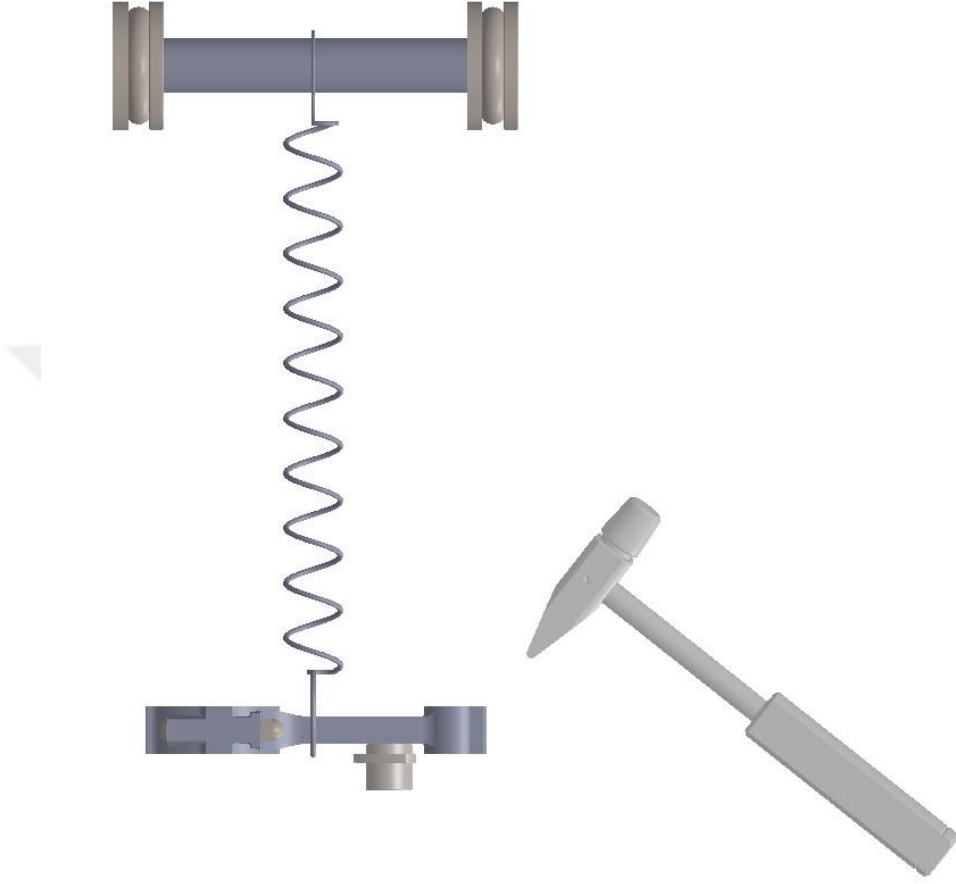
Çizelge 4.9 Konum 4 için doğal frekans değerleri.

Mod Sayısı	Doğal Frekans (Hz)
Mod 1	3,125
Mod 2	5,469
Mod 3	10,94

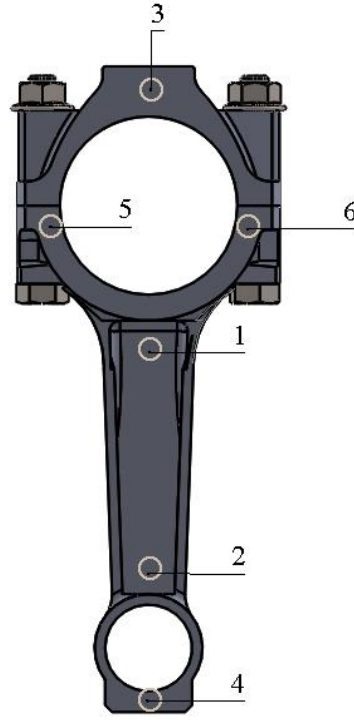
4.1.3 İvmeölçerin Biyel Üzerine x-ekseni Etrafında 180° Döndürülerek Yerleştirildiği Durumda Alınan Ölçümler

Bu bölümde yine 6 ayrı konumdan ölçümler alınmış, konumların ve ölçümlerin

benzerlikleri dolayısıyla 1, 3 ve 4 konumlarından yapılan vuruşlar ile elde edilen sonuçlar izleyen bölümlerde verilmiştir.



Şekil 4.33 İvmeölçerin darbe çekicinin vurulduğu düzleme zıt olarak konumlandırıldığı durumda modal analiz modeli.

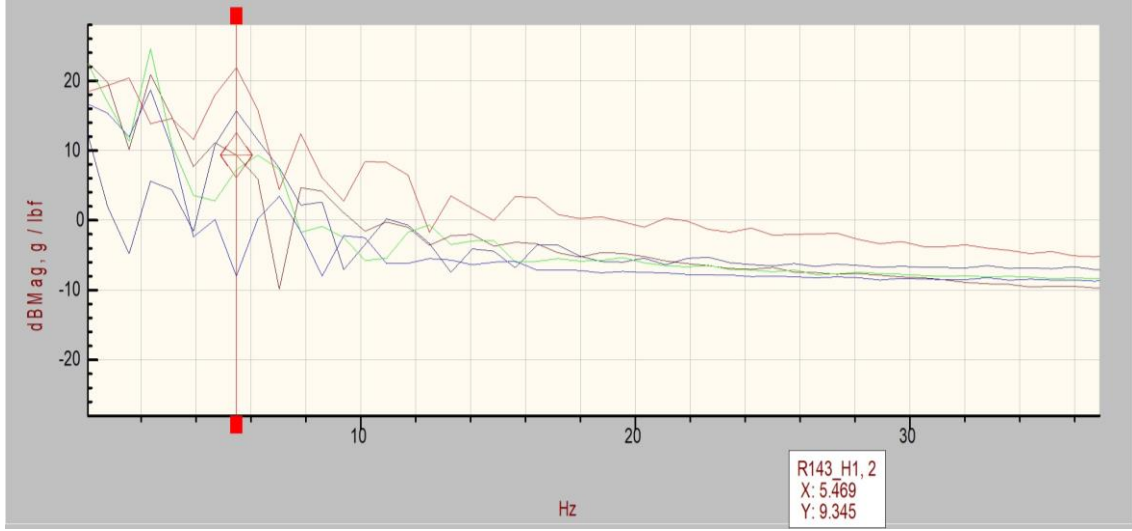


Şekil 4.34 Biyel üzerinde ivmeölçerin yerleştirildiği ve darbe çekici ile vuruş yapılan konumlar.

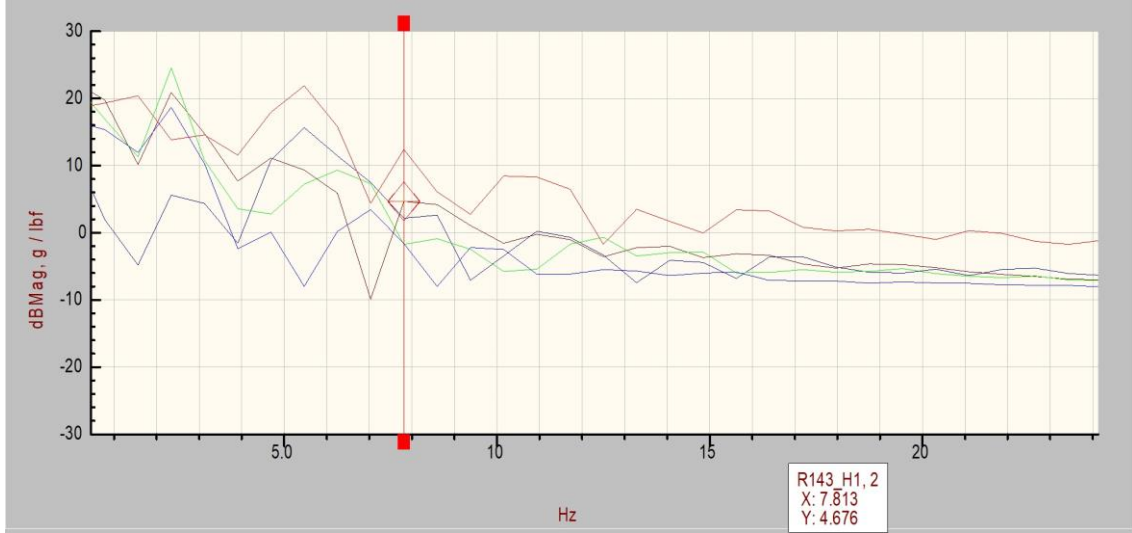
4.1.3.1 Konum 1’de Sabit Tutulan İvmeölçer



Şekil 4.35 Konum 1 için 1.mod şekline ait grafik.



Şekil 4.36 Konum 1 için 2.mod şekline ait grafik.

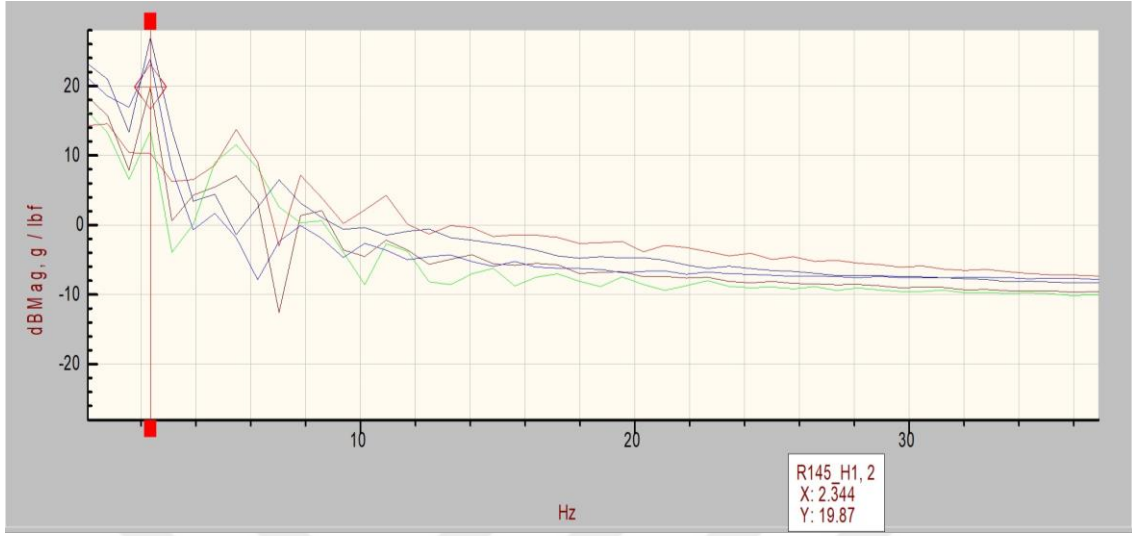


Şekil 4.37 Konum 1 için 3.mod şekline ait grafik.

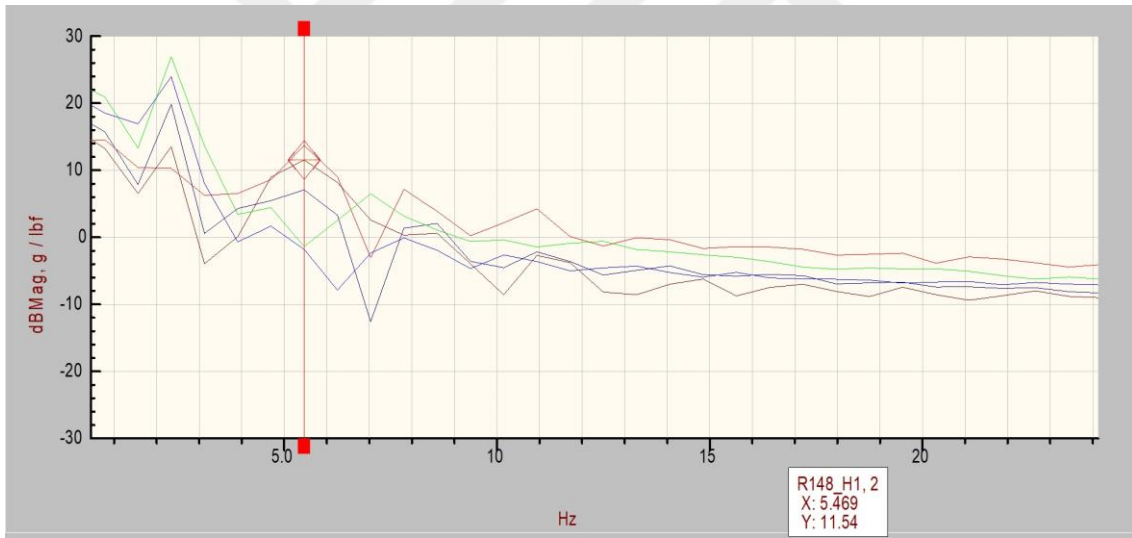
Çizelge 4.10 Konum 1 için doğal frekans değerleri.

Mod Sayısı	Doğal Frekans (Hz)
Mod 1	2,344
Mod 2	5,469
Mod 3	7,813

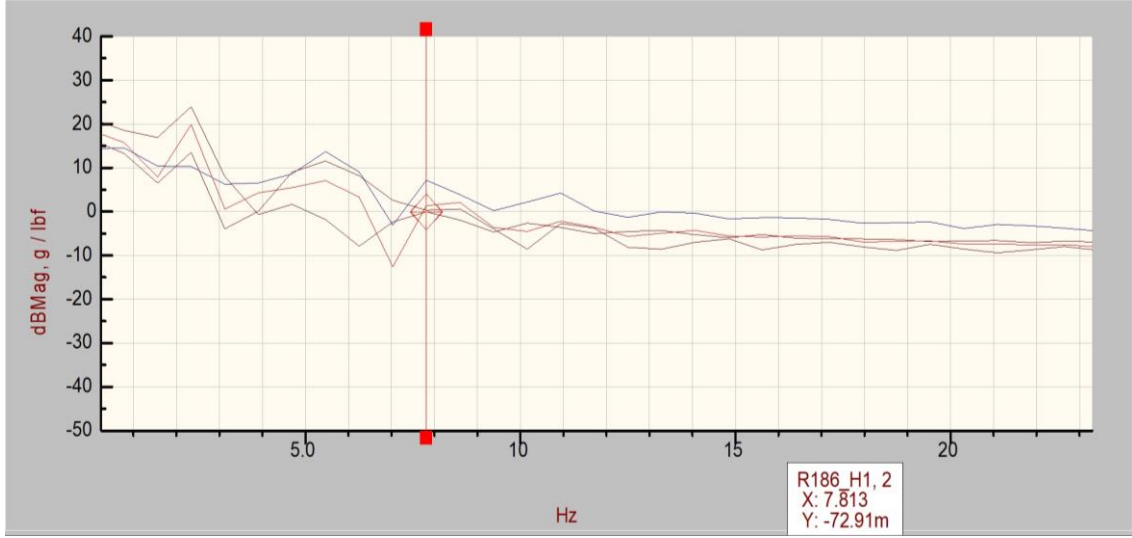
4.1.3.2 Konum 3'de Sabit Tutulan İvmeölçer



Şekil 4.38 Konum 3 için 1.mod şekline ait grafik.



Şekil 4.39 Konum 3 için 2.mod şekline ait grafik.

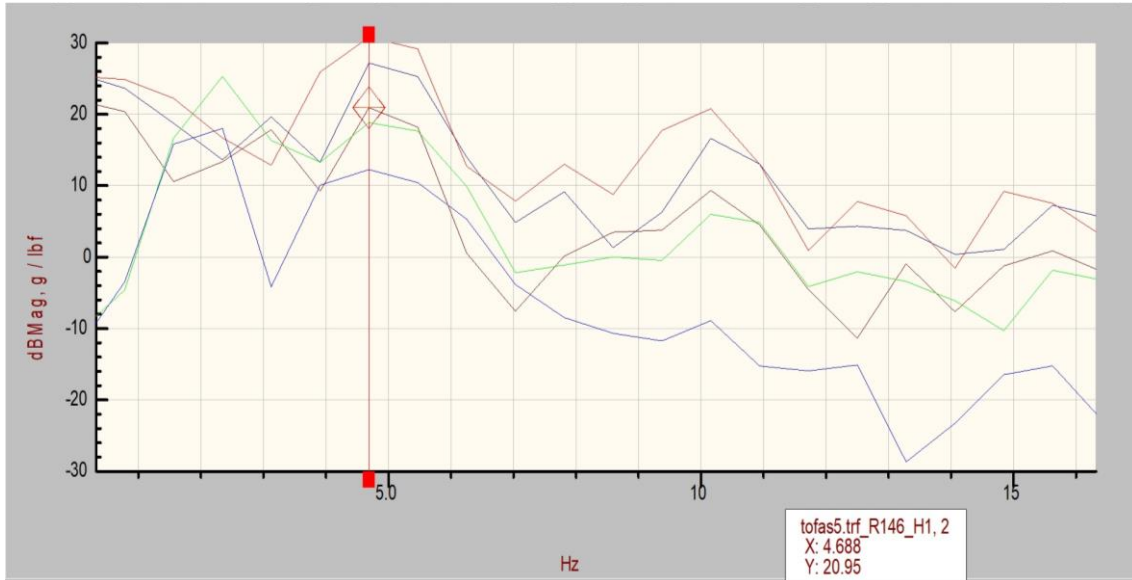


Şekil 4.40 Konum 3 için 3.mod şekline ait grafik.

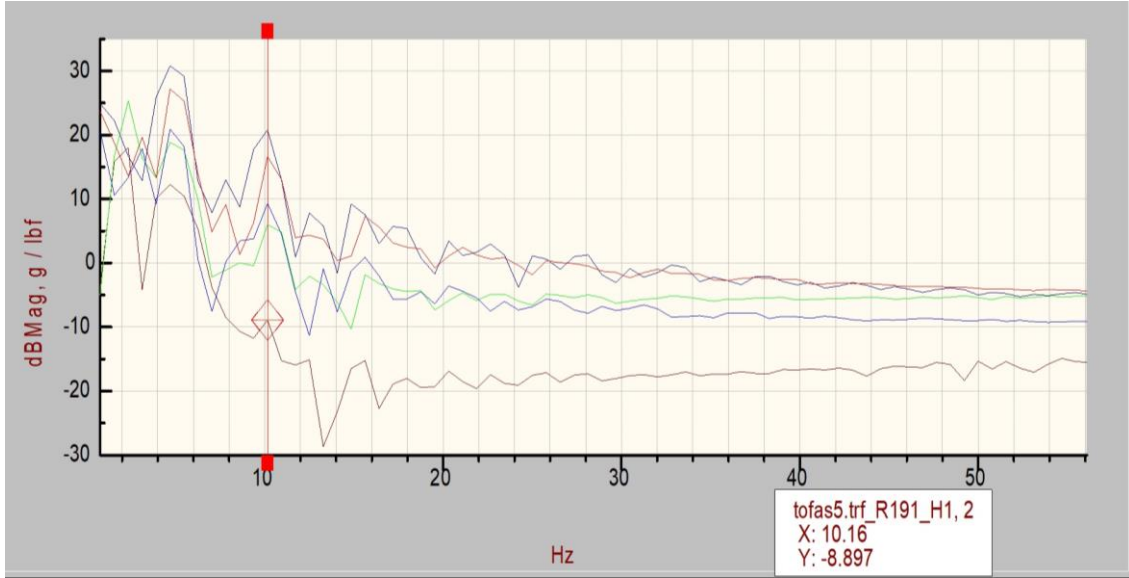
Çizelge 4.11 Konum 3 için doğal frekans değerleri.

Mod Sayısı	Doğal Frekans (Hz)
Mod 1	2,344
Mod 2	5,469
Mod 3	7,813

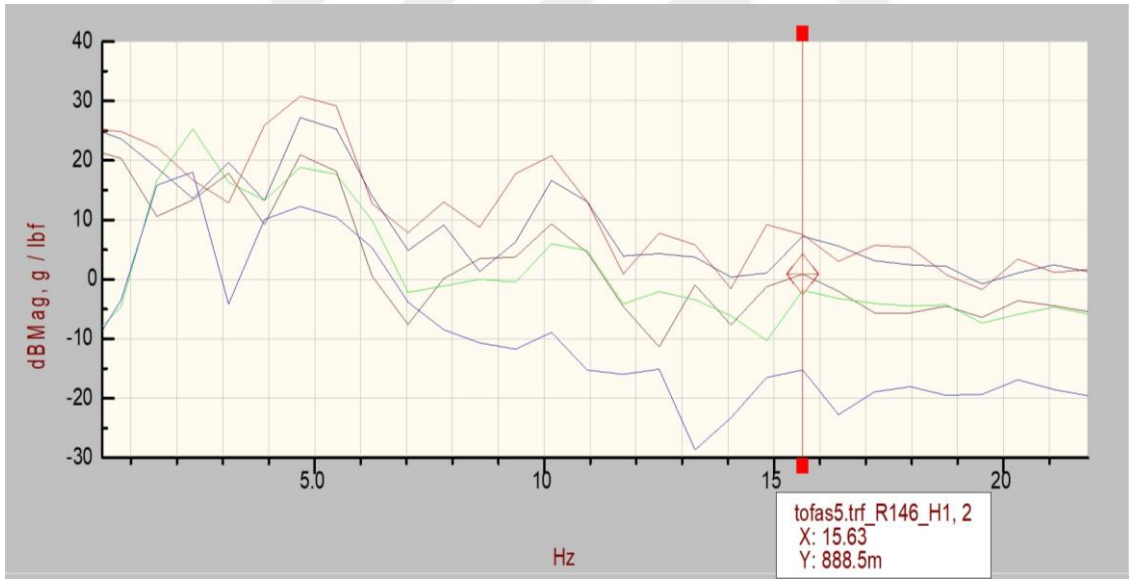
4.1.3.3 Konum 4’de Sabit Tutulan İvmeölçer



Şekil 4.41 Konum 4 için 1.mod şekline ait grafik.



Şekil 4.42 Konum 4 için 2.mod şekline ait grafik.

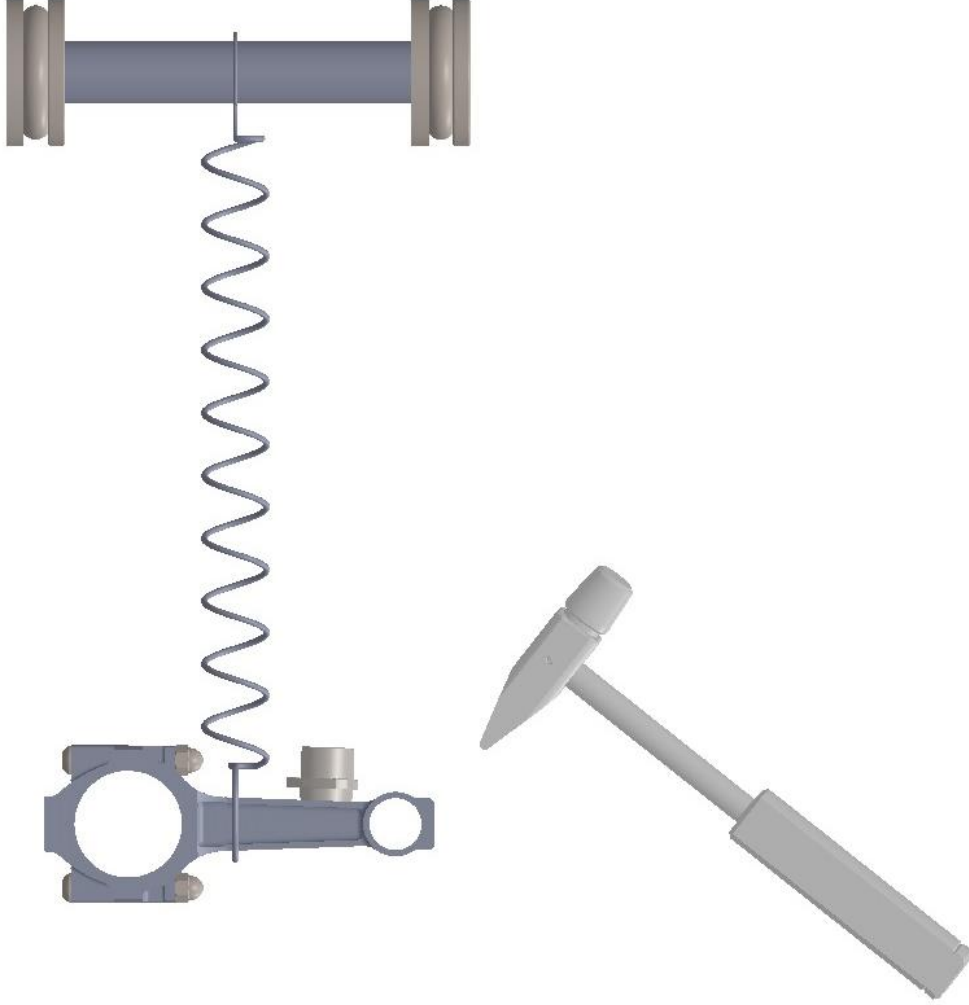


Şekil 4.43 Konum 4 için 3.mod şekline ait grafik.

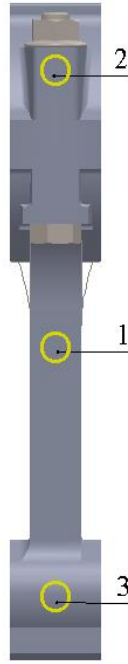
Çizelge 4.12 Konum 4 için doğal frekans değerleri.

Mod Sayısı	Doğal Frekans (Hz)
Mod 1	4,688
Mod 2	10,16
Mod 3	15,63

4.1.4 İvmeölçerin ve Darbe Çekicinin Biyel Üzerine x-ekseni Etrafında 90° Döndürülerek Konumlandırıldığı Durumda Alınan Ölçümler



Şekil 4.44 İvmeölçerin ve darbe çekicinin vuruş yönünün biyelin normal düzlemine dik düzlemde konumlandırıldığı modal analiz modeli.



Şekil 4.45 Biyel üzerinde ivmeölçerin yerleştirildiği ve darbe çekici ile vuruş yapılan konumlar.

Bu defa 3 ayrı konumdan ölçümler alınmış, konumların ve ölçümlerin benzerlikleri dolayısıyla aşağıda belirtilen konumlara ait sonuçlar verilmiştir.

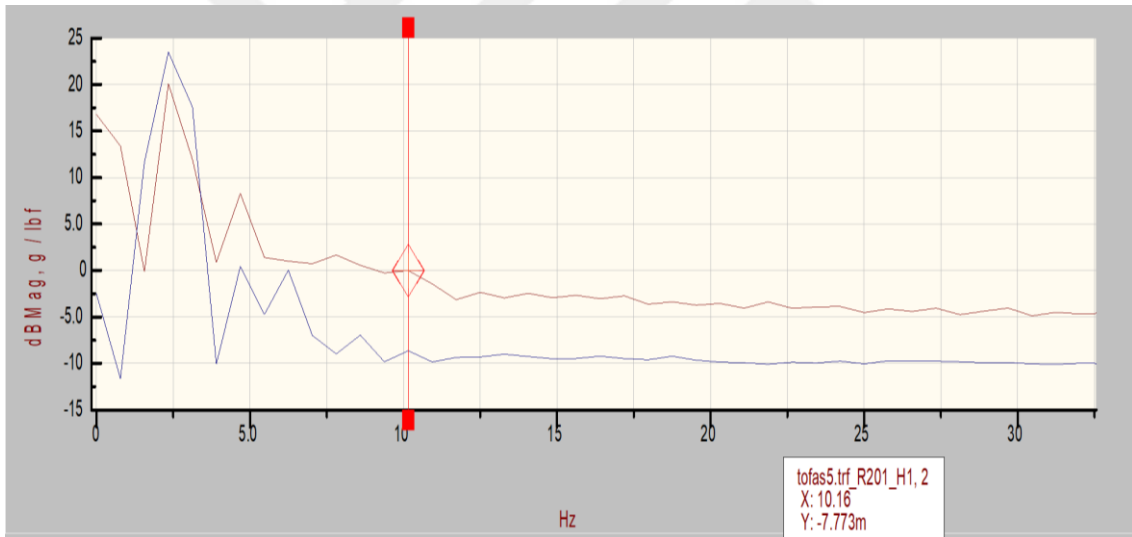
4.1.4.1 Konum 1’de Sabit Tutulan İvmeölçer



Şekil 4.46 Konum 1 için 1.mod şekline ait grafik.



Şekil 4.47 Konum 1 için 2.mod şekline ait grafik.



Şekil 4.48 Konum 1 için 3.mod şekline ait grafik.

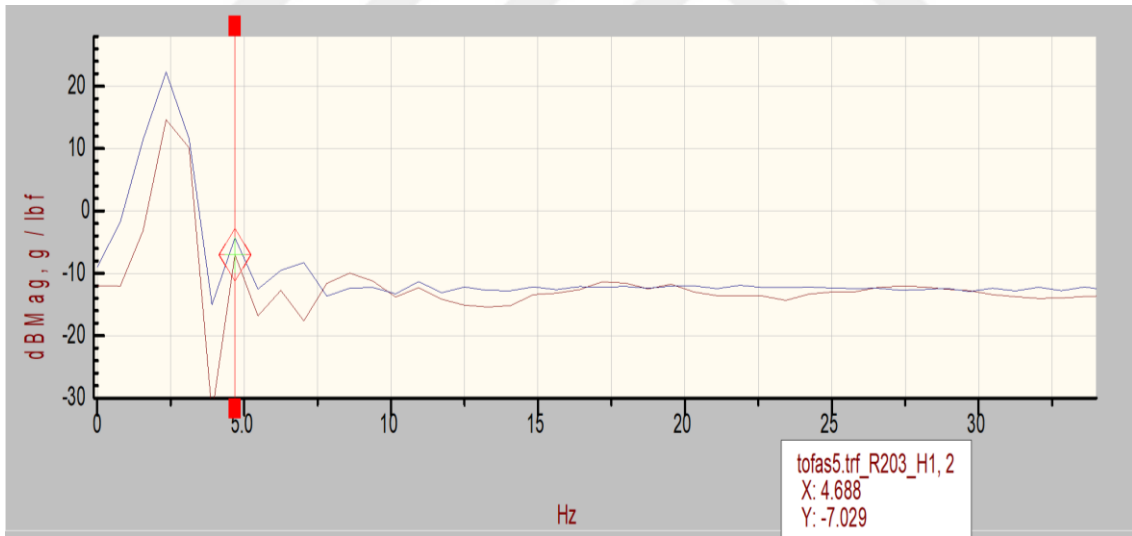
Çizelge 4.13 Konum 1 için doğal frekans değerleri.

Mod Sayısı	Doğal Frekans (Hz)
Mod 1	2,344
Mod 2	4,688
Mod 3	10,16

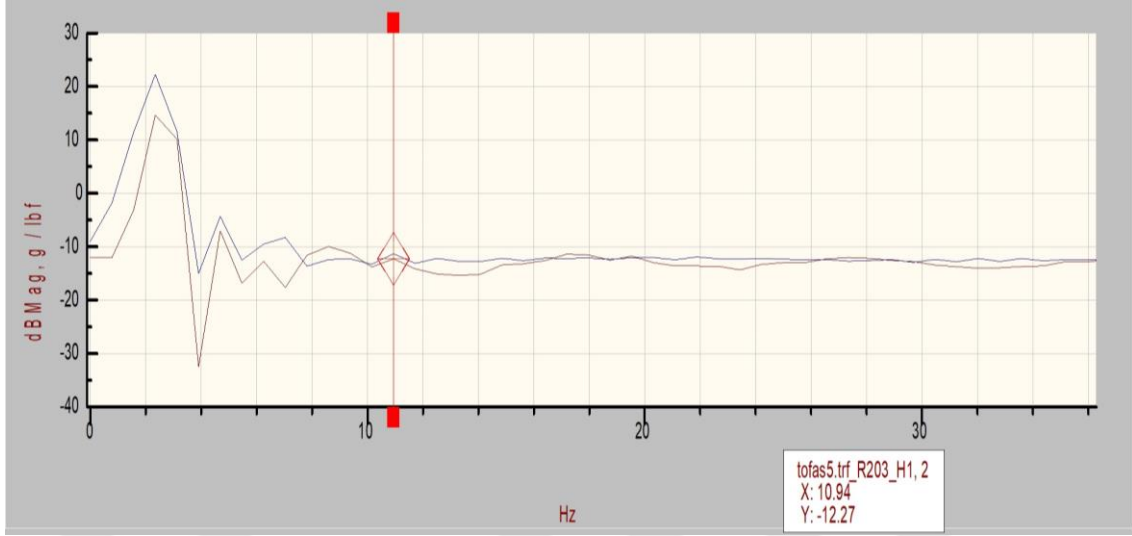
4.1.4.2 Konum 2’de Sabit Tutulan İvmeölçer



Şekil 4.49 Konum 2 için 1.mod şekline ait grafik.



Şekil 4.50 Konum 2 için 2.mod şekline ait grafik.

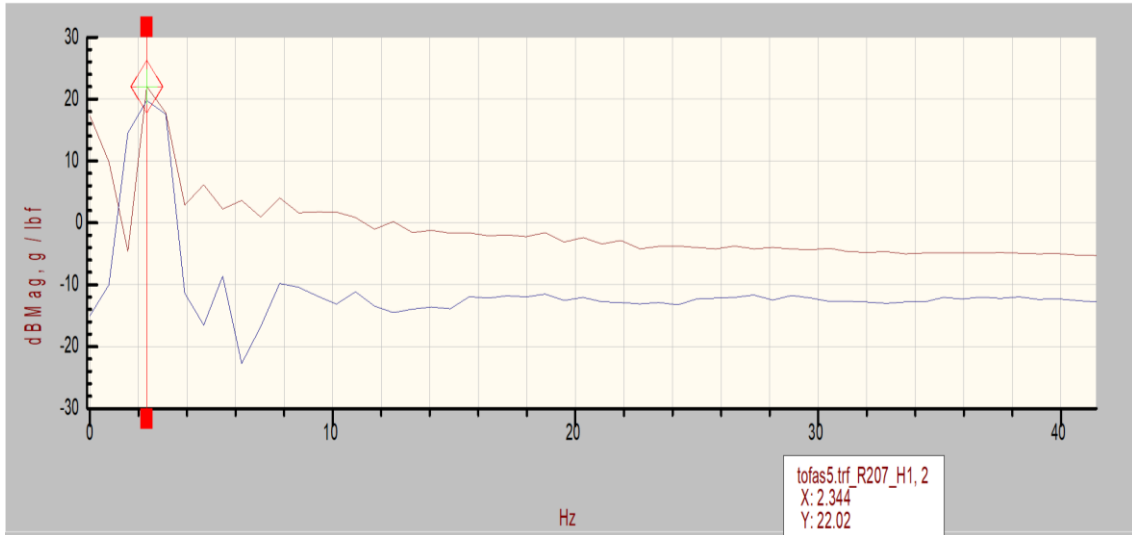


Şekil 4.51 Konum 2 için 3.mod şekline ait grafik.

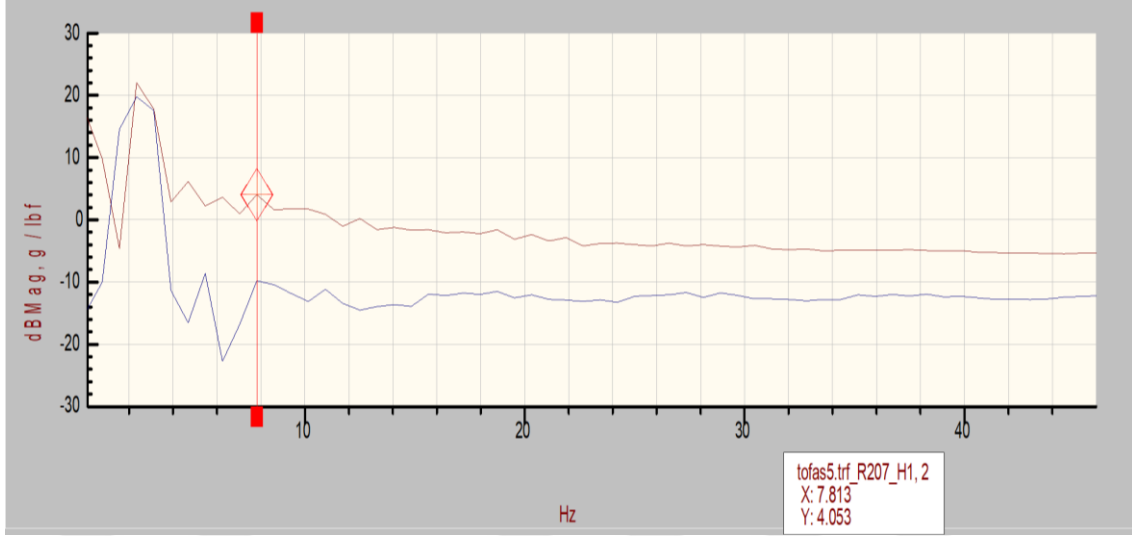
Çizelge 4.14 Konum 2 için doğal frekans değerleri.

Mod Sayısı	Doğal Frekans (Hz)
Mod 1	2,344
Mod 2	4,688
Mod 3	10,94

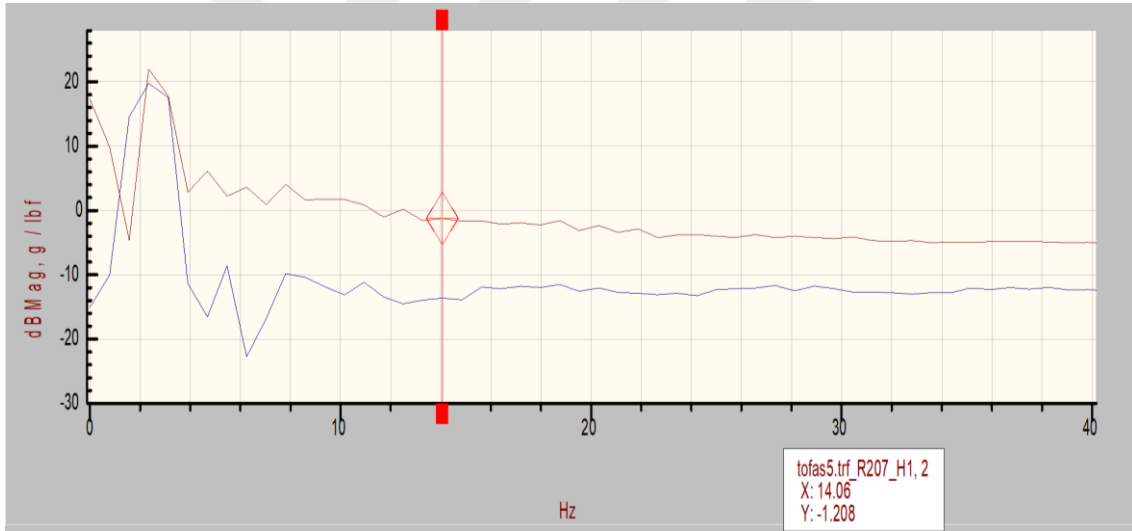
4.1.4.3 Konum 3’de Sabit Tutulan İvmeölçer



Şekil 4.52 Konum 3 için 1.mod şekline ait grafik.



Şekil 4.53 Konum 3 için 2.mod şekline ait grafik.

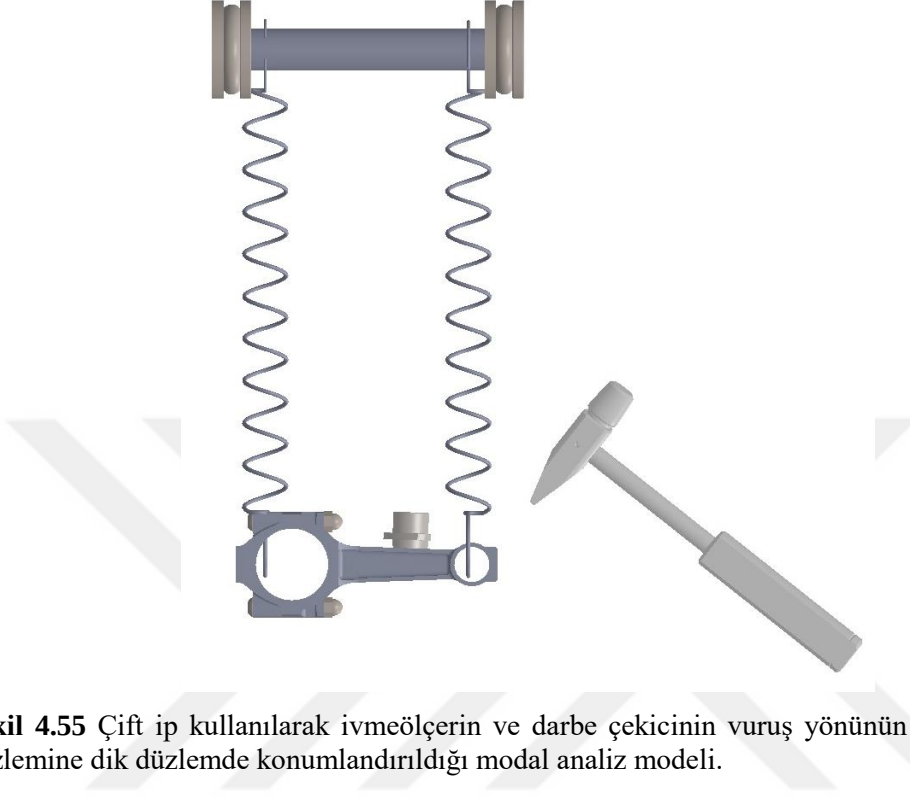


Şekil 4.54 Konum 3 için 3.mod şekline ait grafik.

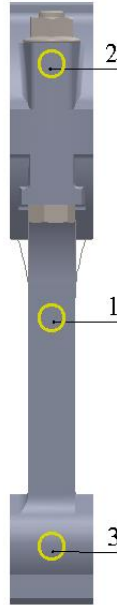
Çizelge 4.15 Konum 3 için doğal frekans değerleri.

Mod Sayısı	Doğal Frekans (Hz)
Mod 1	2,344
Mod 2	7,813
Mod 3	14,06

4.1.5 Çift Elastik İp ile İvmeölçerin ve Darbe Çekicinin Biyel Üzerine x-ekseni Etrafında 90° Döndürülerek Konumlandırıldığı Durumda Alınan Ölçümler



Şekil 4.55 Çift ip kullanılarak ivmeölçerin ve darbe çekicinin vuruş yönünün biyel normal düzlemine dik düzlemde konumlandırıldığı modal analiz modeli.



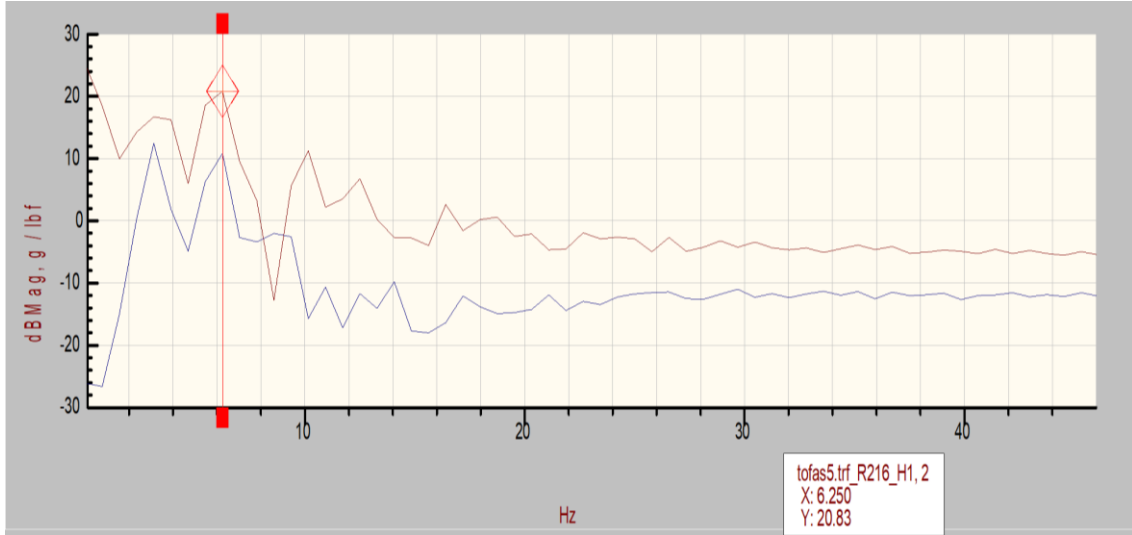
Şekil 4.56 Biyel üzerinde ivmeölçerin yerleştirildiği ve darbe çekici ile vuruş yapılan konumlar.

Bu defa 3 ayrı konumdan ölçümler alınmış, konumların ve ölçümlerin benzerlikleri dolayısıyla aşağıda belirtilen konumlara ait sonuçlar verilmiştir.

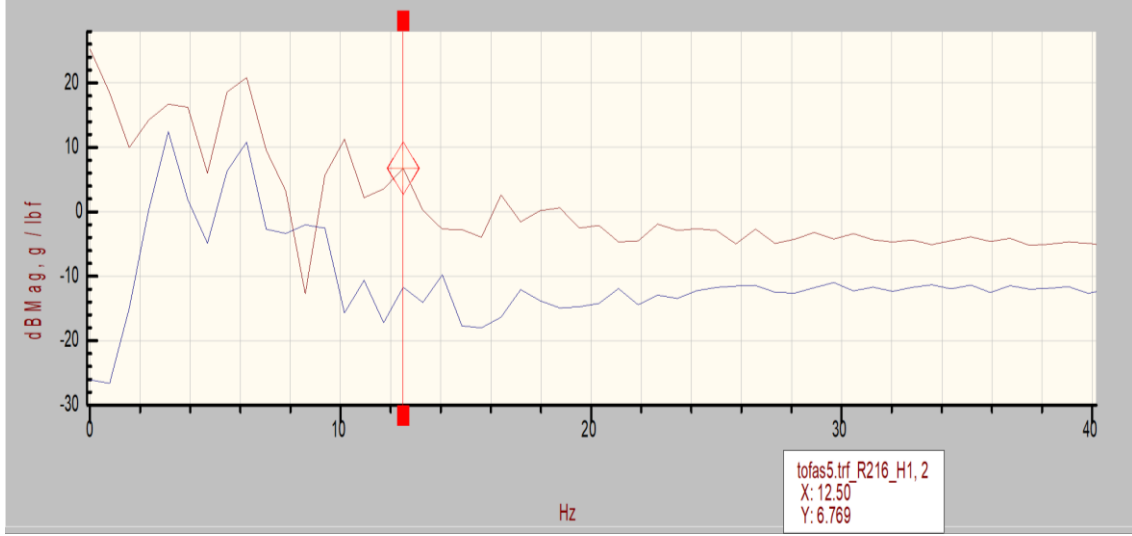
4.1.5.1 Konum 1’de Sabit Tutulan İvmeölçer



Şekil 4.57 Konum 1 için 1.mod şekline ait grafik.



Şekil 4.58 Konum 1 için 2.mod şekline ait grafik.

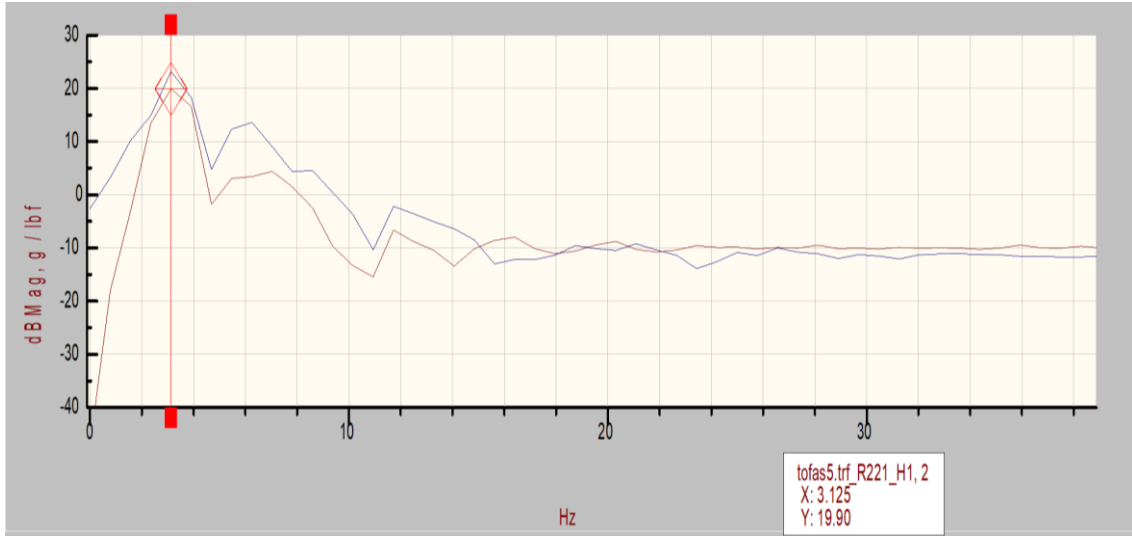


Şekil 4.59 Konum 1 için 3.mod şekline ait grafik.

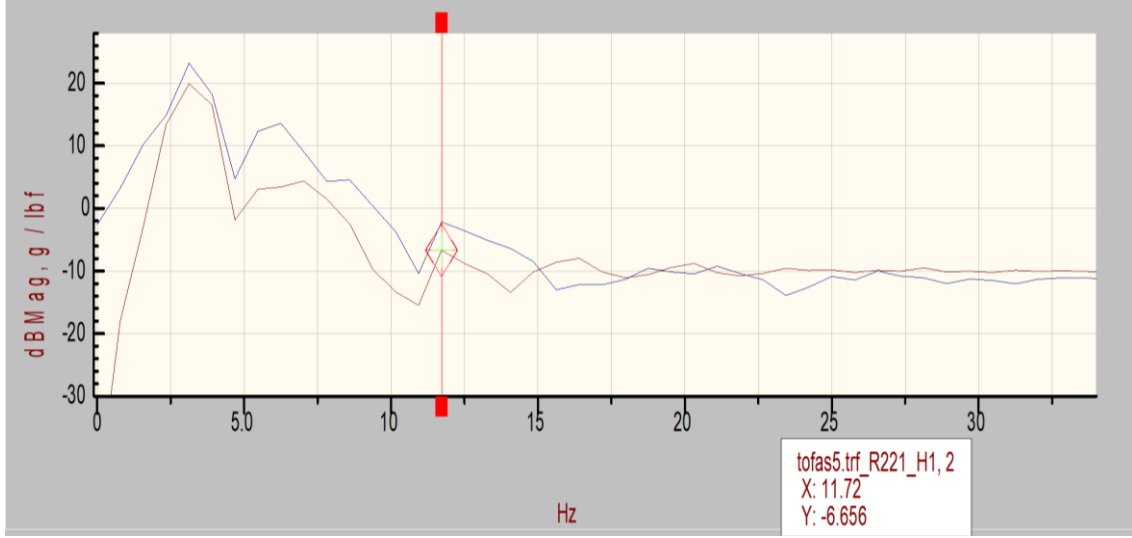
Çizelge 4.16 Konum 1 için doğal frekans değerleri.

Mod Sayısı	Doğal Frekans (Hz)
Mod 1	3,125
Mod 2	6,25
Mod 3	12,5

4.1.5.2 Konum 2’de Sabit Tutulan İvmeölçer



Şekil 4.60 Konum 2 için 1.mod şekline ait grafik.



Şekil 4.61 Konum 2 için 2.mod şekline ait grafik.



Şekil 4.62 Konum 2 için 3.mod şekline ait grafik.

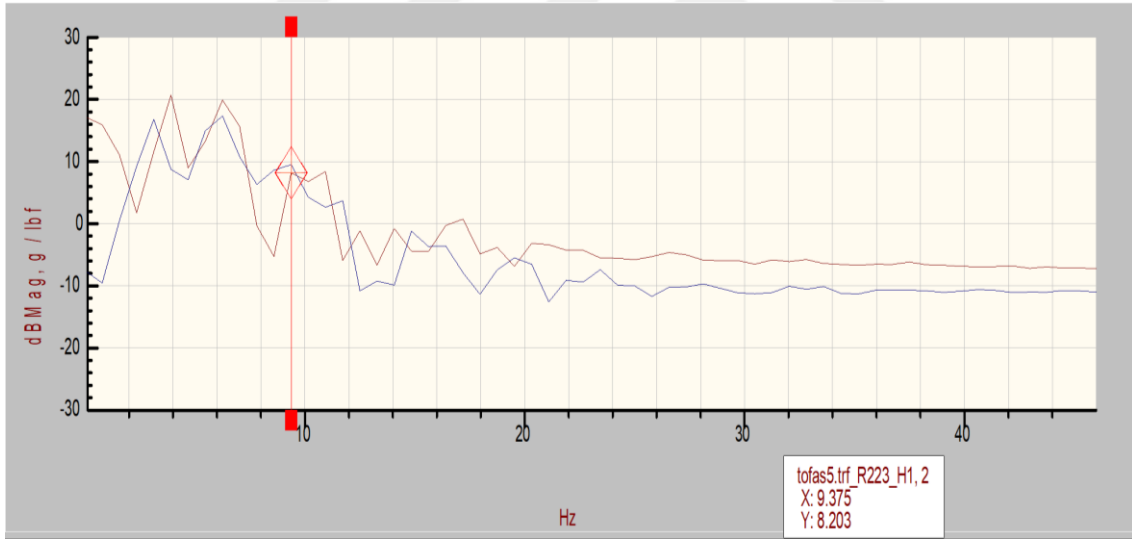
Çizelge 4.17 Konum 2 için doğal frekans değerleri.

Mod Sayısı	Doğal Frekans (Hz)
Mod 1	3,125
Mod 2	11,72
Mod 3	16,41

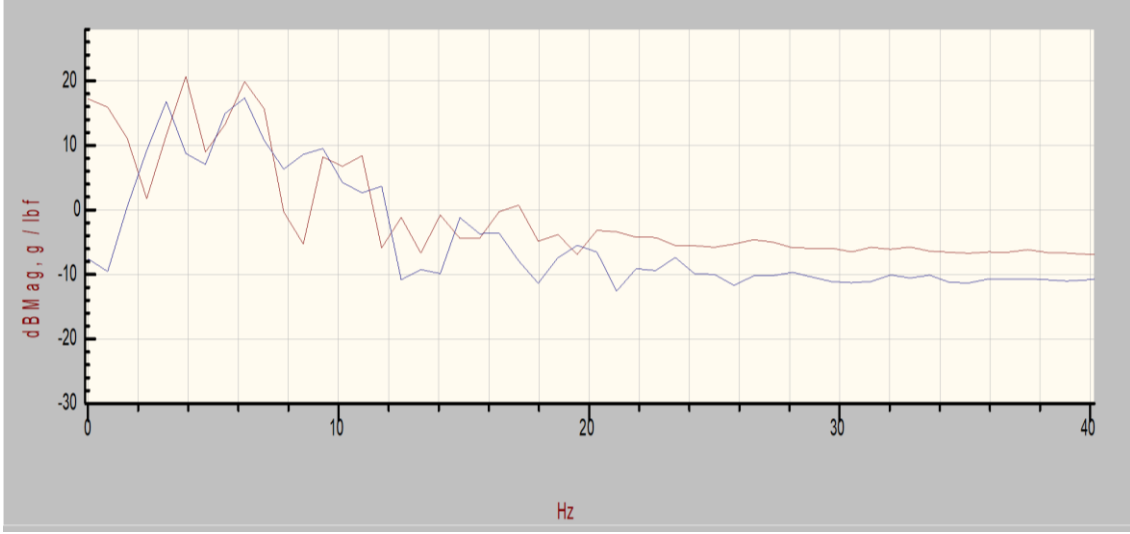
4.1.5.3 Konum 3’de Sabit Tutulan İvmeölçer



Şekil 4.63 Konum 3 için 1.mod şekline ait grafik.



Şekil 4.64 Konum 3 için 2.mod şekline ait grafik.



Şekil 4.65 Konum 3 için 3.mod şekline ait grafik.

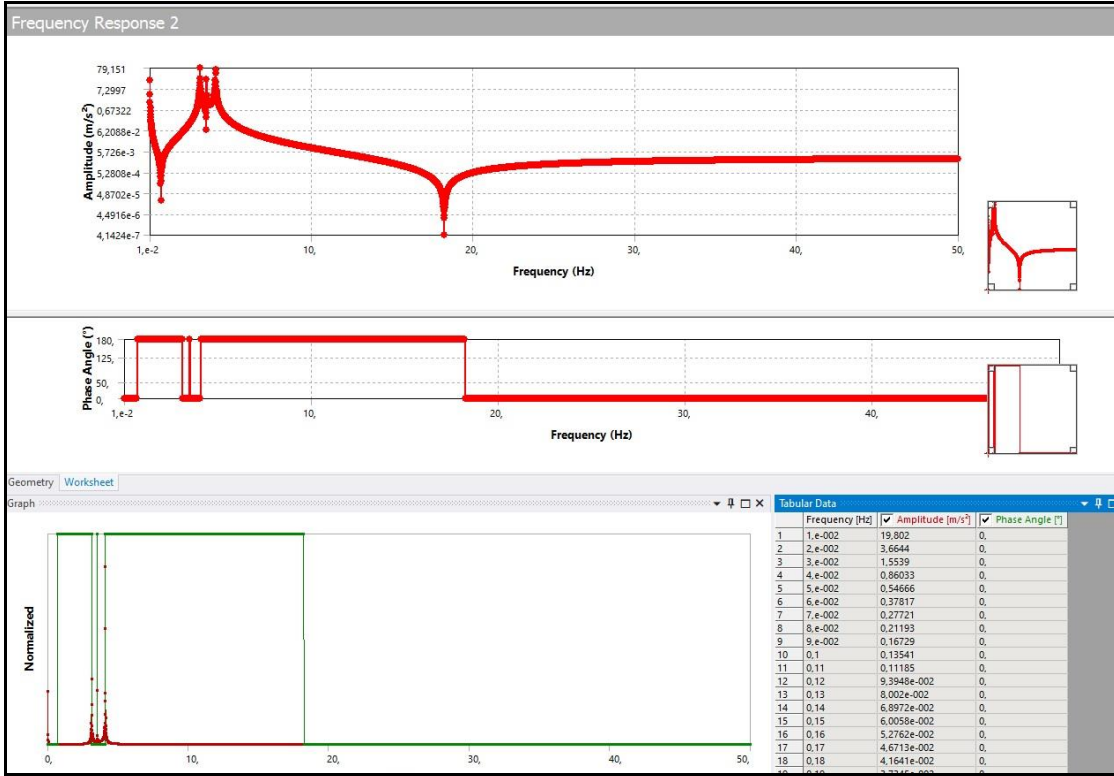
Çizelge 4.18 Konum 3 için doğal frekans değerleri.

Mod Sayısı	Doğal Frekans (Hz)
Mod 1	6,25
Mod 2	9,375
Mod 3	-

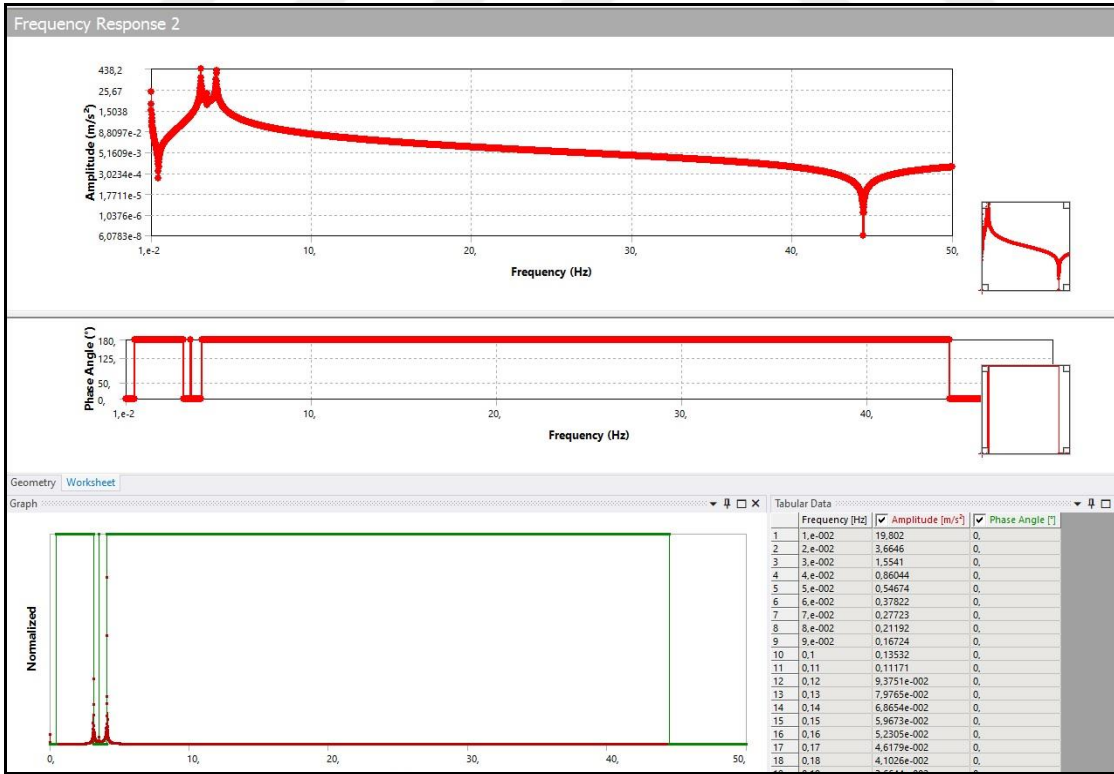
4.2 Sonlu Elemanlar Metodu ile Modal Analiz Sonuçları

Sonlu elemanlar metodunda Bölüm 4.1.1’de gösterilen 6 ayrı konuma, deneysel modal analizdeki kuvvet miktarına yaklaşık olarak 80 N kuvvet uygulanmış ve ANSYS Modal modülü ile sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilmiştir.

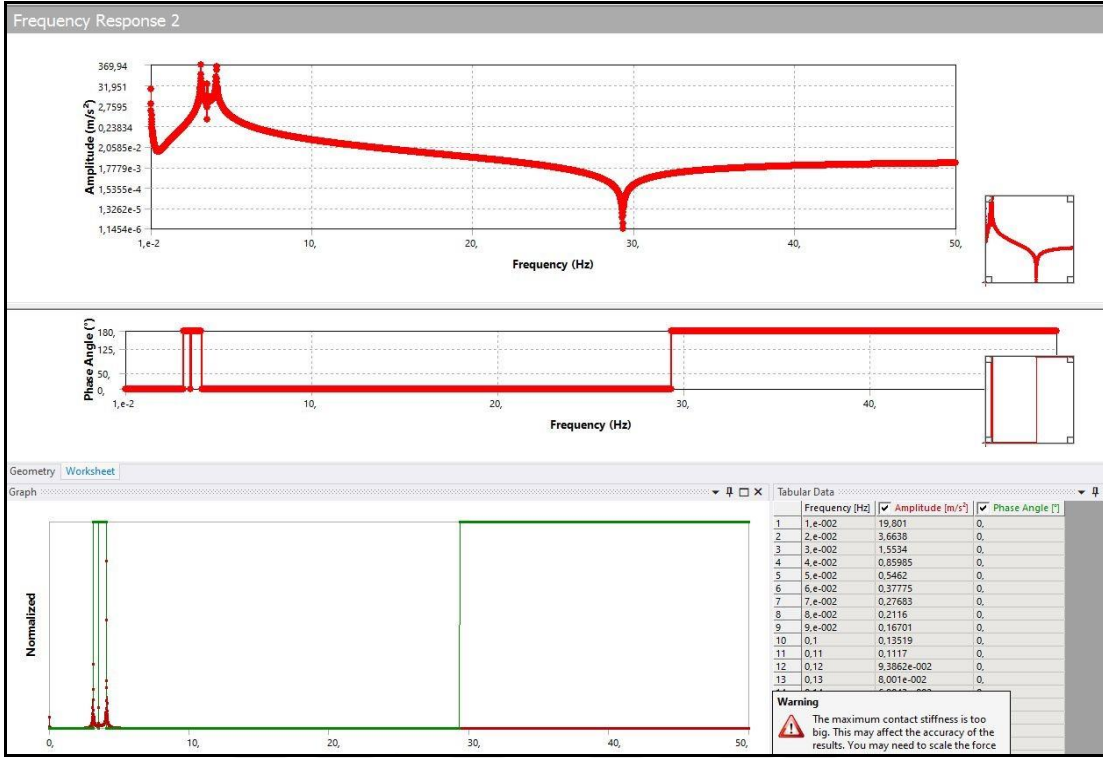
Sonlu elemanlar metodu ile elde edilen frekans cevabı sonuçlarında genlik değerleri m/s^2 cinsinden verilmiştir. Deneysel modal analizden elde edilen verilerde genlik birimi g/lbf idi. Bu yüzden öncelikle genlik değerleri harmonik analizde uygulanan 80 N’luk yüke bölünmüştür. Ardından $1 g = 9,81 m/s^2$ ve $1 lbf = 4.4482 N$ dönüşümleri yapılarak FEM ve deneysel modal analizle elde edilen veriler aynı birimle ifade edilmiştir.



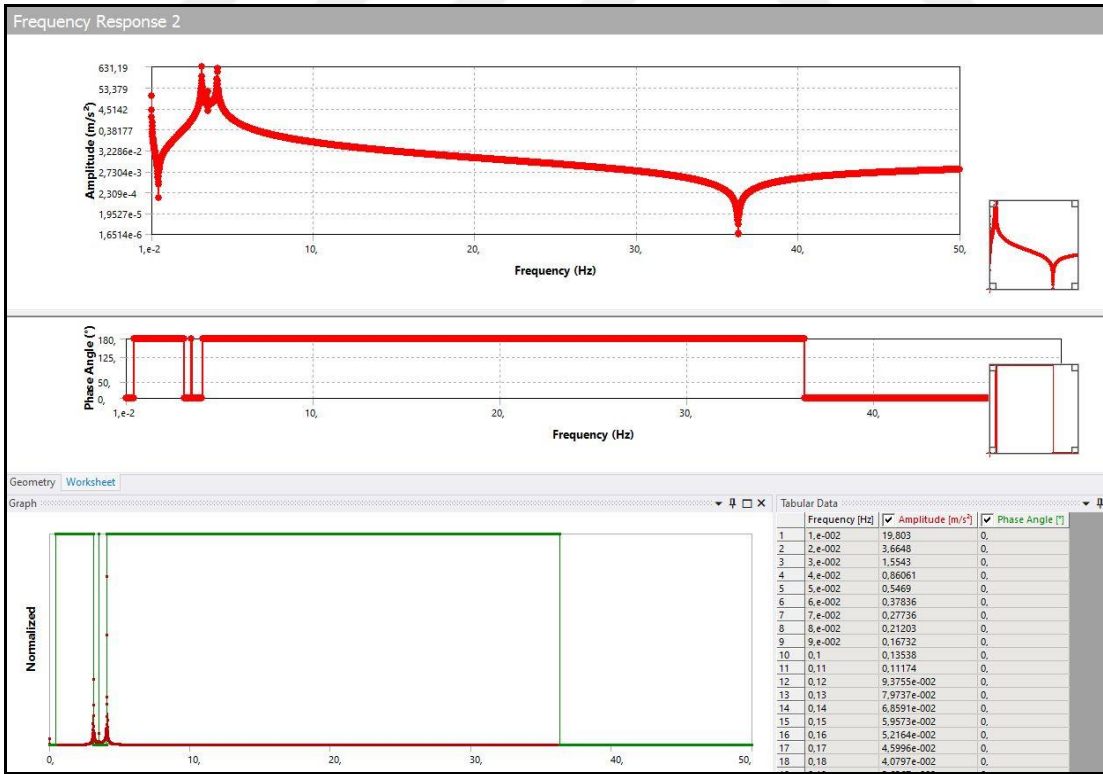
Şekil 4.66 Konum 1 için mod şekillerine ait grafik.



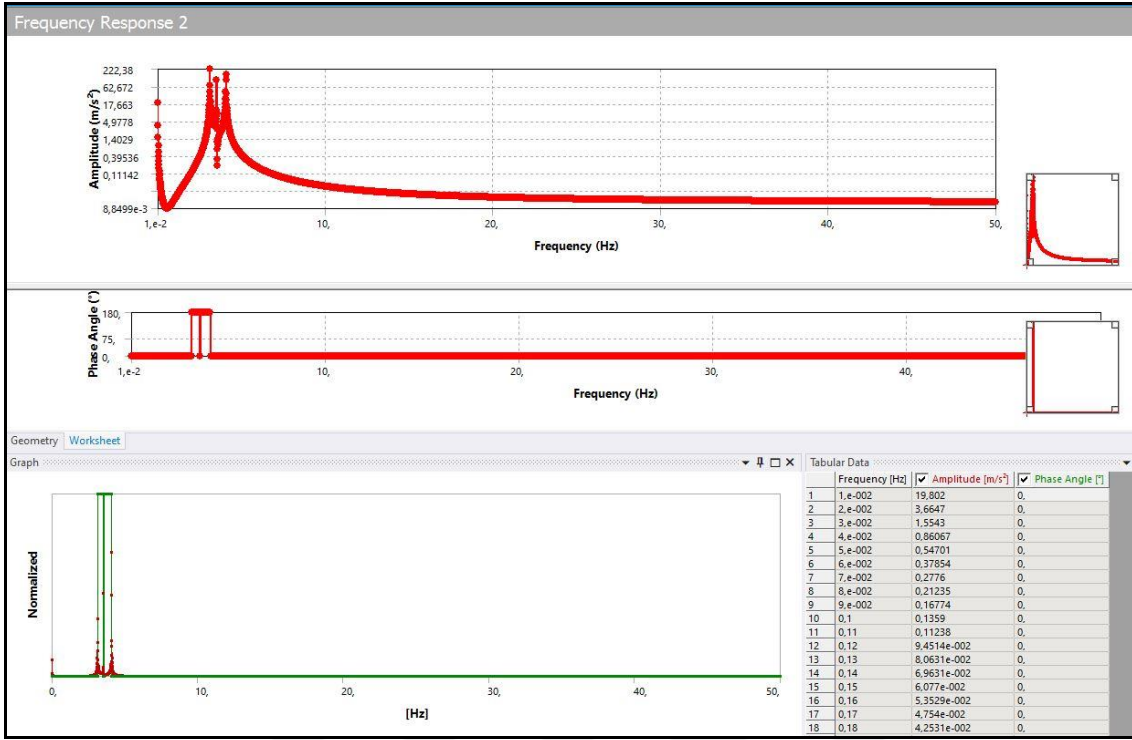
Şekil 4.67 Konum 2 için mod şekillerine ait grafik.



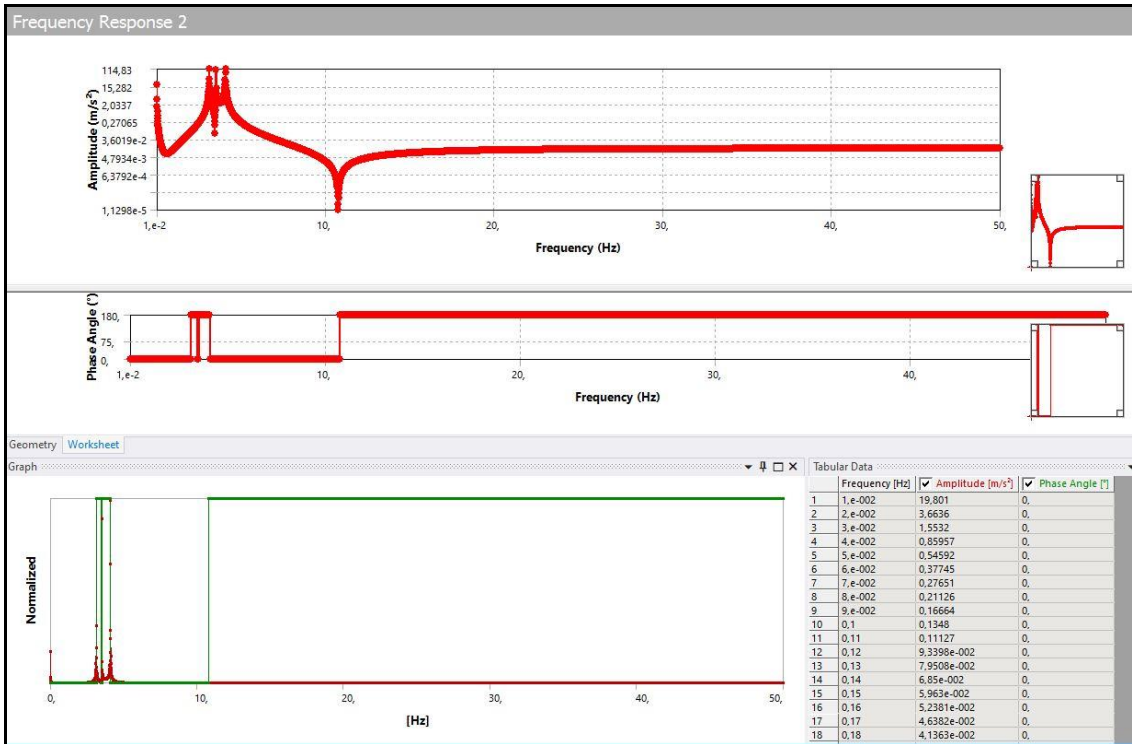
Şekil 4.68 Konum 3 için mod şekillerine ait grafik.



Şekil 4.69 Konum 4 için mod şekillerine ait grafik.



Şekil 4.70 Konum 5 için mod şekillerine ait grafik.



Şekil 4.71 Konum 6 için mod şekillerine ait grafik.

Sonlu elemanlar metodu ile 6 ayrı noktadan kuvvet uygulanarak yapılan modal analiz sonuçlarına bakıldığında tüm konumlar için aynı doğal frekansların elde edildiği anlaşılmıştır. Konumlara göre farklılık gösteren parametre, sonlu elemanlar metodu için genlik değeridir ve bu değer sönüm oranını etkilemektedir. Bu durumdan ilerleyen bölümlerde bahsedilecektir. Aşağıdaki çizelgede tüm konumlar için elde edilen doğal frekanslar mod sayılarına göre verilmiştir.

Çizelge 4.19 Tüm konumlar için doğal frekans değerleri.

Mod Sayısı	Doğal Frekans (Hz)
Mod 1	3,12
Mod 2	3,52
Mod 3	4,08
Mod 4	1068,0
Mod 5	1207,7
Mod 6	1954,6

İlk olarak birimler arası dönüşüm için izlenecek yol anlaşılmalıdır.

- $1 \text{ Hz (1/saniye)} = 2\pi \text{ radyan/saniye} = 6,283 \text{ radyan/saniye}$
- $1 \text{ radyan/saniye} = 60/2\pi \text{ devir/dakika} = 9,55 \text{ devir/dakika}$
- $1 \text{ Hz} = (2\pi \text{ radyan/saniye}) \times (60/2\pi \text{ devir/dakika}) = 60 \text{ devir/dakika}$

5. mod için bulunan 1207,7 Hz frekans değeri açısal hız cinsinden yazıldığında 72462 devir/dakika'ya eşit olmaktadır. Motorun bir devrinde biyel, bir defa git gel hareketi yapacaktır ve bir devir tamamlandığında, aslında biyelin kendi hareketinde de bir salınım döngüsünün tamamlandığı düşünülebilir. Bu durumda motor 72462 devir/dakikalık hıza ulaştığı zaman 1207,7 Hz doğal frekansı ile çakışacağı düşünülebilir. Bu devir sayısı, söz konusu motorun çalışma devir aralığının oldukça üzerindedir.

3. mod için bulunan 4,08 Hz değeri, açısal hız cinsinden 244,8 devir/dakika değerine denk gelmektedir. Binek otomobil motoru için rölanti hızı 600 ile 1000 devir/dakika arasında belirlenir (Bennett 2013). Çoğu içten yanmalı motorda rölanti değeri 244,8 devir/dakika değerinin üzerinde belirlenmiş olduğu için biyelin doğal frekansı ile çakışması söz konusu olmayacaktır. Tüm mod değerleri için binek otomobil rölanti

devri ve motorun çalışma devir aralığı ile elde edilen 6 doğal frekans değerinin çakışma ihtimali bulunmamaktadır. Tüm doğal frekansların devir/dakika cinsinden dönüştürülmüş hali aşağıdaki tabloda verilmiştir:

Çizelge 4.20 Tüm konumlar için doğal frekans değerlerinin devir/dakika cinsinden ifadesi.

Mod Sayısı	Doğal Frekans (devir/dakika)
Mod 1	187,2
Mod 2	211,2
Mod 3	244,8
Mod 4	64080
Mod 5	72462
Mod 6	117276

4.3 Deneysel Modal Analiz ile Elde Edilen Sönüm Oranları

4.3.1 Tek İp ile Yapılan Standart Deneysel Modal Analiz

Bölüm 4.1.1’de söz edilen deneysel modal analiz ölçümleri sonucunda elde edilen grafik ve sayısal veriler kullanılarak sönüm oranı hesabı yapılmıştır. Tüm konumlar için elde edilen ve hesaplanan değerler aşağıdaki çizelgelerde verilmiştir.

Çizelge 4.21 Konum 1 için kalite faktörü, kayıp faktörü, sönüm oranı değerleri ve bu değerlerin hesabında kullanılan frekans ve genlik parametreleri.

1 KONUMU		f0 (Hz)	f0 ‘a Ait Genlik Değeri (g/lbf)	f1 (Hz)	f2 (Hz)	Q (Kalite Faktörü)	n (Kayıp Faktörü)	ζ (Sönüm Oranı)
2 KONUMU	MOD 1	2,344	20,410	1,711	2,452	3,163	0,316	0,158
	MOD 2	3,906	8,082	3,656	4,237	6,730	0,149	0,074
	MOD 3	7,031	1,242	5,008	9,082	1,726	0,579	0,290
3 KONUMU	MOD 1	2,344	9,499	1,934	2,514	4,047	0,247	0,124
	MOD 2	7,031	-9,254	4,630	8,382	1,874	0,534	0,267
	MOD 3	10,160	-7,756	7,742	12,295	2,232	0,448	0,224
4 KONUMU	MOD 1	2,344	20,420	2,174	2,496	7,282	0,137	0,069
	MOD 2	3,906	9,460	3,385	4,328	4,143	0,241	0,121
	MOD 3	8,594	2,639	6,574	10,461	2,211	0,452	0,226
5 KONUMU	MOD 1	2,344	18,800	1,693	2,789	2,138	0,468	0,234
	MOD 2	5,469	-6,379	4,640	5,855	4,501	0,222	0,111
	MOD 3	7,031	-3,594	6,766	8,128	5,165	0,194	0,097
6 KONUMU	MOD 1	2,344	17,800	1,996	2,825	2,827	0,354	0,177
	MOD 2	7,031	-0,449	6,738	8,344	4,379	0,228	0,114
	MOD 3	8,594	-1,667	4,476	9,840	1,602	0,624	0,312

Çizelge 4.22 Konum 2 için kalite faktörü, kayıp faktörü, sönüm oranı değerleri ve bu değerlerin hesabında kullanılan frekans ve genlik parametreleri.

2 KONUMU		f0 (Hz)	f0 'a Ait Genlik Değeri (g/lbf)	f1 (Hz)	f2 (Hz)	Q (Kalite Faktörü)	n (Kayıp Faktörü)	ζ (Sönüm Oranı)
1 KONUMU	MOD 1	2,344	20,140	1,874	2,608	3,192	0,313	0,157
	MOD 2	7,031	-10,100	4,277	10,289	1,169	0,855	0,428
	MOD 3	8,594	-6,631	8,035	10,105	4,152	0,241	0,120
3 KONUMU	MOD 1	2,344	10,280	1,473	2,508	2,265	0,442	0,221
	MOD 2	4,688	-16,700	3,626	5,213	2,954	0,338	0,169
	MOD 3	6,250	-12,720	5,972	8,431	2,542	0,393	0,197
4 KONUMU	MOD 1	2,344	21,380	2,161	2,541	6,172	0,162	0,081
	MOD 2	3,906	11,980	2,969	4,392	2,745	0,364	0,182
	MOD 3	8,594	5,263	6,307	10,578	2,012	0,497	0,249
5 KONUMU	MOD 1	1,563	17,480	1,427	3,027	0,977	1,024	0,512
	MOD 2	7,031	-5,333	6,824	8,085	5,576	0,179	0,090
	MOD 3	8,594	-6,127	6,958	10,138	2,702	0,370	0,185
6 KONUMU	MOD 1	2,344	20,570	1,901	3,354	1,613	0,620	0,310
	MOD 2	7,031	-5,734	6,557	7,503	7,431	0,135	0,067
	MOD 3	8,594	-9,583	6,496	9,928	2,505	0,399	0,200

Çizelge 4.23 Konum 3 için kalite faktörü, kayıp faktörü, sönüm oranı değerleri ve bu değerlerin hesabında kullanılan frekans ve genlik parametreleri.

3 KONUMU		f0 (Hz)	f0 'a Ait Genlik Değeri (g/lbf)	f1 (Hz)	f2 (Hz)	Q (Kalite Faktörü)	n (Kayıp Faktörü)	ζ (Sönüm Oranı)
1 KONUMU	MOD 1	1,563	21,464	1,395	1,936	2,886	0,347	0,173
	MOD 2	5,469	-7,820	4,342	5,911	3,485	0,287	0,143
	MOD 3	7,031	-9,160	6,439	8,085	4,271	0,234	0,117
2 KONUMU	MOD 1	1,563	20,881	1,200	2,615	1,104	0,906	0,453
	MOD 2	6,250	-19,185	-35,866	6,714	0,147	6,813	3,406
	MOD 3	8,594	-24,365	-10,472	13,632	0,357	2,805	1,402
4 KONUMU	MOD 1	1,563	26,702	-1,277	1,714	0,522	1,914	0,957
	MOD 2	8,594	-2,916	3,610	10,878	1,182	0,846	0,423
	MOD 3	13,281	-6,579	-7,111	18,090	0,527	1,898	0,949
5 KONUMU	MOD 1	1,563	20,472	1,325	1,992	2,342	0,427	0,213
	MOD 2	5,469	-9,995	4,716	6,156	3,797	0,263	0,132
	MOD 3	8,594	-10,537	6,474	11,889	1,587	0,630	0,315
6 KONUMU	MOD 1	2,344	21,775	1,793	2,705	2,571	0,389	0,195
	MOD 2	3,906	19,656	3,370	4,044	5,798	0,172	0,086
	MOD 3	5,469	5,984	4,778	6,530	3,121	0,320	0,160

Çizelge 4.24 Konum 4 için kalite faktörü, kayıp faktörü, sönüm oranı değerleri ve bu değerlerin hesabında kullanılan frekans ve genlik parametreleri.

4 KONUMU		f0 (Hz)	f0 'a Ait Genlik Değeri (g/lbf)	f1 (Hz)	f2 (Hz)	Q (Kalite Faktörü)	n (Kayıp Faktörü)	ζ (Sönüm Oranı)
1 KONUMU	MOD 1	2,344	20,379	1,965	2,488	4,479	0,223	0,112
	MOD 2	5,469	1,806	3,471	6,152	2,040	0,490	0,245
	MOD 3	7,813	-0,739	4,331	9,539	1,500	0,667	0,333
2 KONUMU	MOD 1	2,344	22,222	1,860	2,547	3,410	0,293	0,147
	MOD 2	6,250	7,668	3,537	7,430	1,605	0,623	0,311
	MOD 3	7,813	6,163	2,934	11,405	0,922	1,084	0,542
3 KONUMU	MOD 1	2,344	16,765	-21,115	2,515	0,099	10,082	5,041
	MOD 2	3,906	5,911	3,084	4,301	3,209	0,312	0,156
	MOD 3	5,469	2,249	4,437	5,947	3,621	0,276	0,138
5 KONUMU	MOD 1	1,563	22,312	1,271	1,925	2,391	0,418	0,209
	MOD 2	6,250	-7,489	5,736	6,745	6,194	0,161	0,081
	MOD 3	7,813	-11,136	5,656	13,330	1,018	0,982	0,491
6 KONUMU	MOD 1	1,563	21,915	1,261	2,240	1,597	0,626	0,313
	MOD 2	5,469	-5,166	5,003	5,860	6,386	0,157	0,078
	MOD 3	7,813	-5,639	7,493	8,685	6,552	0,153	0,076

Çizelge 4.25 Konum 5 için kalite faktörü, kayıp faktörü, sönüm oranı değerleri ve bu değerlerin hesabında kullanılan frekans ve genlik parametreleri.

5 KONUMU		f0 (Hz)	f0 'a Ait Genlik Değeri (g/lbf)	f1 (Hz)	f2 (Hz)	Q (Kalite Faktörü)	n (Kayıp Faktörü)	ζ (Sönüm Oranı)
1 KONUMU	MOD 1	1,563	16,556	0,621	1,750	1,384	0,723	0,361
	MOD 2	3,906	3,284	3,707	4,189	8,112	0,123	0,062
	MOD 3	7,031	-5,501	5,567	15,405	0,715	1,399	0,700
2 KONUMU	MOD 1	1,563	21,611	1,101	2,083	1,591	0,629	0,314
	MOD 2	5,469	-10,214	4,887	5,978	5,012	0,200	0,100
	MOD 3	7,031	-12,314	6,094	10,766	1,505	0,664	0,332
3 KONUMU	MOD 1	3,125	23,367	-1,433	3,541	0,628	1,592	0,796
	MOD 2	4,688	-3,602	4,797	5,377	8,085	0,124	0,062
	MOD 3	8,594	-8,916	8,314	9,190	9,805	0,102	0,051
4 KONUMU	MOD 1	1,563	24,495	0,765	1,913	1,360	0,735	0,368
	MOD 2	3,906	6,899	3,121	4,031	4,292	0,233	0,117
	MOD 3	5,469	-3,973	5,170	5,947	7,041	0,142	0,071
6 KONUMU	MOD 1	3,125	30,833	2,846	3,586	4,226	0,237	0,118
	MOD 2	5,469	5,839	5,301	7,357	2,659	0,376	0,188
	MOD 3	9,375	-9,348	-17,636	9,558	0,345	2,901	1,450

Çizelge 4.26 Konum 6 için kalite faktörü, kayıp faktörü, sönüm oranı değerleri ve bu değerlerin hesabında kullanılan frekans ve genlik parametreleri.

6 KONUMU		f0 (Hz)	f0 'a Ait Genlik Değeri (g/lbf)	f1 (Hz)	f2 (Hz)	Q (Kalite Faktörü)	n (Kayıp Faktörü)	ζ (Sönüm Oranı)
1 KONUMU	MOD 1	1,563	16,556	0,621	1,750	1,384	0,723	0,361
	MOD 2	3,906	3,284	3,707	4,189	8,112	0,123	0,062
	MOD 3	7,031	-5,501	5,567	15,405	0,715	1,399	0,700
2 KONUMU	MOD 1	1,563	21,595	-0,333	3,034	0,464	2,155	1,078
	MOD 2	5,469	-11,284	4,812	6,017	4,537	0,220	0,110
	MOD 3	7,813	-14,209	3,500	9,736	1,253	0,798	0,399
3 KONUMU	MOD 1	0,781	28,008	-4,586	0,914	0,142	7,040	3,520
	MOD 2	2,344	21,140	2,127	4,548	0,968	1,033	0,517
	MOD 3	3,906	21,212	1,841	4,043	1,774	0,564	0,282
4 KONUMU	MOD 1	1,563	23,811	0,992	4,165	0,492	2,031	1,015
	MOD 2	3,906	4,657	3,667	3,994	11,950	0,084	0,042
	MOD 3	5,469	-12,383	5,226	5,715	11,189	0,089	0,045
5 KONUMU	MOD 1	3,125	31,067	2,882	3,410	5,923	0,169	0,084
	MOD 2	5,469	1,168	5,020	5,790	7,098	0,141	0,070
	MOD 3	7,813	-5,565	7,602	9,783	3,582	0,279	0,140

4.3.2 Çift Elastik İp Kullanılarak Yapılan Standart DeneySEL Modal Analiz

Bölüm 4.1.2’de söz edilen deneySEL modal analiz ölçümleri sonucunda elde edilen grafik ve sayısal veriler kullanılarak sönüm oranı hesabı yapılmıştır. Tüm konumlar için elde edilen ve hesaplanan değerler aşağıdaki çizelgelerde verilmiştir.

Çizelge 4.27 Konum 1 için kalite faktörü, kayıp faktörü, sönüm oranı değerleri ve bu değerlerin hesabında kullanılan frekans ve genlik parametreleri.

ÇİFT İP KULLANILARAK 1 KONUMU		f0 (Hz)	f0 'a Ait Genlik Değeri (g/lbf)	f1 (Hz)	f2 (Hz)	Q (Kalite Faktörü)	n (Kayıp Faktörü)	ζ (Sönüm Oranı)
2 KONUMU	MOD 1	2,344	18,080	2,245	2,385	16,766	0,060	0,030
	MOD 2	3,516	-5,660	2,405	3,724	2,666	0,375	0,188
	MOD 3	5,859	4,979	5,481	6,056	10,186	0,098	0,049
3 KONUMU	MOD 1	2,344	20,520	2,175	2,606	5,436	0,184	0,092
	MOD 2	7,031	8,644	6,188	7,427	5,677	0,176	0,088
	MOD 3	9,375	-0,151	9,175	11,727	3,674	0,272	0,136
4 KONUMU	MOD 1	3,125	20,270	3,019	3,345	9,582	0,104	0,052
	MOD 2	6,250	18,200	5,624	6,852	5,086	0,197	0,098

Çizelge 4.27 (Devam) Konum 1 için kalite faktörü, kayıp faktörü, sönüm oranı değerleri ve bu değerlerin hesabında kullanılan frekans ve genlik parametreleri.

5 KONUMU	MOD 3	8,594	11,210	8,071	9,078	8,536	0,117	0,059
	MOD 1	2,344	25,980	2,257	2,593	6,975	0,143	0,072
	MOD 2	6,250	9,917	5,862	6,720	7,284	0,137	0,069
	MOD 3	9,375	-2,062	8,895	9,719	11,373	0,088	0,044
6 KONUMU	MOD 1	3,906	13,000	3,380	4,104	5,396	0,185	0,093
	MOD 2	5,469	6,219	5,007	7,157	2,543	0,393	0,197
	MOD 3	7,031	7,402	6,120	7,642	4,618	0,217	0,108

Çizelge 4.28 Konum 3 için kalite faktörü, kayıp faktörü, sönüm oranı değerleri ve bu değerlerin hesabında kullanılan frekans ve genlik parametreleri.

ÇİFT İP KULLANILARAK 3 KONUMU		f0 (Hz)	f0 'a Ait Genlik Değeri (g/lbf)	f1 (Hz)	f2 (Hz)	Q (Kalite Faktörü)	n (Kayıp Faktörü)	ζ (Sönüm Oranı)
1 KONUMU	MOD 1	1,953	25,860	1,897	2,104	9,454	0,106	0,053
	MOD 2	3,516	0,984	3,310	3,649	10,363	0,096	0,048
	MOD 3	4,297	1,497	4,171	4,531	11,930	0,084	0,042
2 KONUMU	MOD 1	2,344	21,000	2,060	2,605	4,307	0,232	0,116
	MOD 2	4,688	3,893	2,277	5,165	1,623	0,616	0,308
	MOD 3	7,031	6,567	6,829	8,119	5,449	0,184	0,092
4 KONUMU	MOD 1	3,125	10,720	2,438	3,323	3,531	0,283	0,142
	MOD 2	6,250	15,840	5,743	7,513	3,531	0,283	0,142
	MOD 3	9,375	6,409	8,656	9,690	9,067	0,110	0,055
5 KONUMU	MOD 1	2,344	23,810	2,123	2,642	4,515	0,221	0,111
	MOD 2	6,250	7,685	5,171	6,942	3,529	0,283	0,142
	MOD 3	9,375	0,479	7,574	9,883	4,062	0,246	0,123
6 KONUMU	MOD 1	2,344	22,800	0,842	2,411	1,494	0,669	0,335
	MOD 2	3,906	13,740	3,816	4,037	17,627	0,057	0,028
	MOD 3	7,031	2,987	6,395	7,816	4,949	0,202	0,101

Çizelge 4.29 Konum 4 için kalite faktörü, kayıp faktörü, sönüm oranı değerleri ve bu değerlerin hesabında kullanılan frekans ve genlik parametreleri.

ÇİFT İP KULLANILARAK 4 KONUMU		f0 (Hz)	f0 'a Ait Genlik Değeri (g/lbf)	f1 (Hz)	f2 (Hz)	Q (Kalite Faktörü)	n (Kayıp Faktörü)	ζ (Sönüm Oranı)
1 KONUMU	MOD 1	2,344	14,730	2,042	2,675	3,703	0,270	0,135
	MOD 2	6,250	16,970	5,132	6,824	3,692	0,271	0,135
	MOD 3	11,720	6,223	10,569	12,597	5,778	0,173	0,087
2 KONUMU	MOD 1	2,042	26,990	2,848	3,341	6,341	0,158	0,079
	MOD 2	5,132	28,420	3,466	6,203	1,998	0,500	0,250
	MOD 3	10,569	12,910	8,382	8,873	17,499	0,057	0,029
3 KONUMU	MOD 1	3,125	20,610	2,402	3,279	3,563	0,281	0,140
	MOD 2	5,469	18,320	4,107	6,092	2,755	0,363	0,182

Çizelge 4.29 (Devam) Konum 4 için kalite faktörü, kayıp faktörü, sönüm oranı değerleri ve bu değerlerin hesabında kullanılan frekans ve genlik parametreleri.

5 KONUMU	MOD 3	8,594	-1,367	8,263	9,350	7,901	0,127	0,063
	MOD 1	3,125	28,540	1,794	3,505	1,826	0,548	0,274
	MOD 2	5,469	16,660	4,520	7,722	1,708	0,585	0,293
	MOD 3	8,594	-0,308	8,049	10,125	4,140	0,242	0,121
6 KONUMU	MOD 1	1,563	17,210	1,276	1,817	2,890	0,346	0,173
	MOD 2	9,375	0,809	8,442	10,364	4,877	0,205	0,103
	MOD 3	10,940	5,334	10,601	21,433	1,010	0,990	0,495

4.3.3 İvmeölçerin Biyel Üzerine x-ekseni Etrafında 180° Döndürülerek Yerleştirildiği Durumda Alınan Ölçümler

Bölüm 4.1.3'te söz edilen deneysel modal analiz ölçümleri sonucunda elde edilen grafik ve sayısal veriler kullanılarak sönüm oranı hesabı yapılmıştır. Tüm konumlar için elde edilen ve hesaplanan değerler aşağıdaki çizelgelerde verilmiştir.

Çizelge 4.30 Konum 1 için kalite faktörü, kayıp faktörü, sönüm oranı değerleri ve bu değerlerin hesabında kullanılan frekans ve genlik parametreleri.

İVMEÖLÇER ZİT KONUMLARDA 1 KONUMU		f0 (Hz)	f0 'a Ait Genlik Değeri (g/lbf)	f1 (Hz)	f2 (Hz)	Q (Kalite Faktörü)	n (Kayıp Faktörü)	ζ (Sönüm Oranı)
2 KONUMU	MOD 1	2,344	5,603	2,119	4,244	1,103	0,907	0,453
	MOD 2	5,469	15,670	4,988	6,026	5,271	0,190	0,095
	MOD 3	10,940	0,223	10,304	13,527	3,394	0,295	0,147
3 KONUMU	MOD 1	2,344	24,580	6,399	6,795	19,748	0,051	0,025
	MOD 2	6,250	9,328	5,130	7,402	2,751	0,364	0,182
	MOD 3	12,500	-0,671	10,234	13,340	4,025	0,248	0,124
4 KONUMU	MOD 1	5,469	21,880	4,874	5,856	5,573	0,179	0,090
	MOD 2	7,813	12,400	7,521	8,184	11,772	0,085	0,042
	MOD 3	10,160	8,445	9,746	12,537	3,641	0,275	0,137
5 KONUMU	MOD 1	2,344	18,680	1,995	2,623	3,732	0,268	0,134
	MOD 2	4,688	0,105	3,740	4,978	3,788	0,264	0,132
	MOD 3	7,031	3,444	6,311	7,495	5,937	0,168	0,084
6 KONUMU	MOD 1	2,344	20,890	2,125	2,699	4,087	0,245	0,122
	MOD 2	4,688	11,120	4,004	6,008	2,340	0,427	0,214
	MOD 3	7,813	4,676	7,652	8,940	6,064	0,165	0,082

Çizelge 4.31 Konum 3 için kalite faktörü, kayıp faktörü, sönüm oranı değerleri ve bu değerlerin hesabında kullanılan frekans ve genlik parametreleri.

İVMEÖLÇER ZİT KONUMLARDA 3 KONUMU		f0 (Hz)	f0 'a Ait Genlik Değeri (g/lbf)	f1 (Hz)	f2 (Hz)	Q (Kalite Faktörü)	n (Kayıp Faktörü)	ζ (Sönüm Oranı)
1 KONUMU	MOD 1	2,344	19,870	2,149	2,466	7,395	0,135	0,068
	MOD 2	5,469	7,082	3,776	6,089	2,364	0,423	0,212
	MOD 3	8,594	2,078	5,280	9,009	2,305	0,434	0,217
2 KONUMU	MOD 1	2,344	13,520	2,008	2,478	4,985	0,201	0,100
	MOD 2	5,469	11,540	4,554	6,167	3,391	0,295	0,147
	MOD 3	10,940	-2,682	10,542	13,050	4,362	0,229	0,115
4 KONUMU	MOD 1	5,469	13,710	5,010	5,972	5,683	0,176	0,088
	MOD 2	7,813	7,159	7,583	8,530	8,254	0,121	0,061
	MOD 3	10,940	4,265	9,774	11,504	6,323	0,158	0,079
5 KONUMU	MOD 1	2,344	23,950	2,010	2,491	4,874	0,205	0,103
	MOD 2	4,688	1,680	3,694	5,363	2,810	0,356	0,178
	MOD 3	7,813	-0,073	6,783	9,083	3,397	0,294	0,147
6 KONUMU	MOD 1	2,344	26,950	2,172	2,520	6,742	0,148	0,074
	MOD 2	4,688	4,442	2,381	5,090	1,731	0,578	0,289
	MOD 3	7,031	6,492	6,436	7,897	4,812	0,208	0,104

Çizelge 4.32 Konum 4 için kalite faktörü, kayıp faktörü, sönüm oranı değerleri ve bu değerlerin hesabında kullanılan frekans ve genlik parametreleri.

İVMEÖLÇER ZİT KONUMLARDA 4 KONUMU		f0 (Hz)	f0 'a Ait Genlik Değeri (g/lbf)	f1 (Hz)	f2 (Hz)	Q (Kalite Faktörü)	n (Kayıp Faktörü)	ζ (Sönüm Oranı)
1 KONUMU	MOD 1	3,125	17,860	2,480	3,396	3,411	0,293	0,147
	MOD 2	4,688	20,950	4,488	5,540	4,456	0,224	0,112
	MOD 3	10,160	9,342	9,737	10,644	11,193	0,089	0,045
2 KONUMU	MOD 1	3,125	19,660	2,736	3,493	4,128	0,242	0,121
	MOD 2	4,688	27,200	4,519	5,043	8,948	0,112	0,056
	MOD 3	7,813	9,157	7,268	8,112	9,253	0,108	0,054
3 KONUMU	MOD 1	2,344	25,310	2,073	2,606	4,395	0,228	0,114
	MOD 2	4,688	18,850	4,265	6,657	1,960	0,510	0,255
	MOD 3	10,160	5,996	9,794	12,174	4,270	0,234	0,117
5 KONUMU	MOD 1	2,344	18,040	1,279	2,450	2,002	0,499	0,250
	MOD 2	4,688	12,270	3,617	5,975	1,988	0,503	0,252
	MOD 3	10,160	-8,897	9,329	10,528	8,469	0,118	0,059
6 KONUMU	MOD 1	4,688	30,800	4,207	6,125	2,444	0,409	0,205
	MOD 2	7,813	13,010	7,357	8,366	7,738	0,129	0,065
	MOD 3	10,160	20,800	9,383	10,461	9,425	0,106	0,053

4.3.4 İvmeölçerin ve Darbe Çekicinin Biyel Üzerine x-ekseni Etrafında 90° Döndürülerek Konumlandırıldığı Durumda Alınan Ölçümler

Bölüm 4.3.4'te söz edilen deneysel modal analiz ölçümleri sonucunda elde edilen grafik ve sayısal veriler kullanılarak sönüm oranı hesabı yapılmıştır. Tüm konumlar için elde edilen ve hesaplanan değerler aşağıdaki çizelgelerde verilmiştir.

Çizelge 4.33 Konum 1 için kalite faktörü, kayıp faktörü, sönüm oranı değerleri ve bu değerlerin hesabında kullanılan frekans ve genlik parametreleri.

BİYELİN YAN KISMINA İVMEÖLÇER VE DARBE ÇEKİCİNİN YERLEŞTİRİLDİĞİ DURUM:		f ₀ (Hz)	f ₀ 'a Ait Genlik Değeri (g/lbf)	f ₁ (Hz)	f ₂ (Hz)	Q (Kalite Faktörü)	n (Kayıp Faktörü)	ζ (Sönüm Oranı)
1 KONUMU								
2 KONUMU	MOD 1	2,344	20,100	2,228	2,631	5,816	0,172	0,086
	MOD 2	4,688	8,283	4,371	5,029	7,130	0,140	0,070
	MOD 3	7,813	1,666	5,280	9,930	1,680	0,595	0,298
3 KONUMU	MOD 1	2,344	23,480	2,146	2,742	3,936	0,254	0,127
	MOD 2	4,688	0,432	4,464	5,142	6,922	0,144	0,072
	MOD 3	6,250	0,044	5,760	6,583	7,591	0,132	0,066

Çizelge 4.34 Konum 2 için kalite faktörü, kayıp faktörü, sönüm oranı değerleri ve bu değerlerin hesabında kullanılan frekans ve genlik parametreleri.

BİYELİN YAN KISMINA İVMEÖLÇER VE DARBE ÇEKİCİNİN YERLEŞTİRİLDİĞİ DURUM:		f ₀ (Hz)	f ₀ 'a Ait Genlik Değeri (g/lbf)	f ₁ (Hz)	f ₂ (Hz)	Q (Kalite Faktörü)	n (Kayıp Faktörü)	ζ (Sönüm Oranı)
2 KONUMU								
1 KONUMU	MOD 1	2,344	14,620	2,212	2,866	3,586	0,279	0,139
	MOD 2	4,688	-7,029	4,596	4,927	14,152	0,071	0,035
	MOD 3	6,250	-12,740	5,677	6,730	5,936	0,168	0,084
3 KONUMU	MOD 1	2,344	22,270	2,127	2,563	5,382	0,186	0,093
	MOD 2	4,688	-4,305	4,469	4,974	9,289	0,108	0,054
	MOD 3	7,031	-8,261	5,928	7,466	4,571	0,219	0,109

Çizelge 4.35 Konum 3 için kalite faktörü, kayıp faktörü, sönüm oranı değerleri ve bu değerlerin hesabında kullanılan frekans ve genlik parametreleri.

BİYELİN YAN KISMINA İVMEÖLÇER VE DARBE ÇEKİCİNİN YERLEŞTİRİLDİĞİ DURUM:		f ₀ (Hz)	f ₀ 'a Ait Genlik Değeri (g/lbf)	f ₁ (Hz)	f ₂ (Hz)	Q (Kalite Faktörü)	n (Kayıp Faktörü)	ζ (Sönüm Oranı)
3 KONUMU								
1 KONUMU	MOD 1	2,344	22,020	2,256	2,899	3,644	0,274	0,137
	MOD 2	4,688	6,153	3,974	5,284	3,579	0,279	0,140
	MOD 3	6,250	3,622	4,576	7,128	2,450	0,408	0,204
2 KONUMU	MOD 1	2,344	19,770	1,895	3,404	1,553	0,644	0,322
	MOD 2	5,469	-8,608	5,173	5,635	11,846	0,084	0,042
	MOD 3	7,813	-9,801	7,477	10,111	2,966	0,337	0,169

4.3.5 Çift Elastik İp ile İvmeölçerin ve Darbe Çekicinin Biyel Üzerine x-ekseni Etrafında 90° Döndürülerek Konumlandırıldığı Durumda Alınan Ölçümler

Bölüm 4.1.5'te söz edilen deneysel modal analiz ölçümleri sonucunda elde edilen grafik ve sayısal veriler kullanılarak sönüm oranı hesabı yapılmıştır. Tüm konumlar için elde edilen ve hesaplanan değerler aşağıdaki çizelgelerde verilmiştir.

Çizelge 4.36 Konum 1 için kalite faktörü, kayıp faktörü, sönüm oranı değerleri ve bu değerlerin hesabında kullanılan frekans ve genlik parametreleri.

İKİ İPLE BAĞLANAN BİYELİN YAN KISMINA İVMEÖLÇER VE DARBE ÇEKİCİNİN YERLEŞTİRİLDİĞİ DURUM:		f ₀ (Hz)	f ₀ 'a Ait Genlik Değeri (g/lbf)	f ₁ (Hz)	f ₂ (Hz)	Q (Kalite Faktörü)	n (Kayıp Faktörü)	ζ (Sönüm Oranı)
1 KONUMU								
2 KONUMU	MOD 1	3,125	12,470	2,932	3,346	7,566	0,132	0,066
	MOD 2	6,250	10,850	5,735	6,423	9,080	0,110	0,055
	MOD 3	10,940	-10,640	10,477	11,297	13,331	0,075	0,038
3 KONUMU	MOD 1	3,125	16,710	2,176	8,006	0,536	1,866	0,933
	MOD 2	6,250	20,830	5,204	6,457	4,986	0,201	0,100
	MOD 3	10,160	11,260	9,739	10,419	14,946	0,067	0,033

Çizelge 4.37 Konum 2 için kalite faktörü, kayıp faktörü, sönüm oranı değerleri ve bu değerlerin hesabında kullanılan frekans ve genlik parametreleri.

İKİ İPLE BAĞLANAN BİYELİN YAN KISMINA İVMEÖLÇER VE DARBE ÇEKİCİNİN YERLEŞTİRİLDİĞİ DURUM: 2 KONUMU		f0 (Hz)	f0 'a Ait Genlik Değeri (g/lbf)	f1 (Hz)	f2 (Hz)	Q (Kalite Faktörü)	n (Kayıp Faktörü)	ζ (Sönüm Oranı)
1 KONUMU	MOD 1	3,125	19,900	2,764	3,829	2,935	0,341	0,170
	MOD 2	7,031	4,385	3,457	7,714	1,652	0,606	0,303
	MOD 3	11,720	-6,656	11,454	12,954	7,815	0,128	0,064
3 KONUMU	MOD 1	3,125	23,180	2,843	3,600	4,127	0,242	0,121
	MOD 2	6,250	13,600	4,420	6,765	2,665	0,375	0,188
	MOD 3	11,720	-2,179	11,435	13,332	6,180	0,162	0,081

Çizelge 4.38 Konum 3 için kalite faktörü, kayıp faktörü, sönüm oranı değerleri ve bu değerlerin hesabında kullanılan frekans ve genlik parametreleri.

İKİ İPLE BAĞLANAN BİYELİN YAN KISMINA İVMEÖLÇER VE DARBE ÇEKİCİNİN YERLEŞTİRİLDİ Ğİ DURUM: 3 KONUMU		f0 (Hz)	f0 'a Ait Genlik Değeri (g/lbf)	f1 (Hz)	f2 (Hz)	Q (Kalite Faktörü)	n (Kayıp Faktörü)	ζ (Sönüm Oranı)
1 KONUMU	MOD 1	3,906	20,690	3,649	4,106	8,536	0,117	0,059
	MOD 2	6,250	19,910	5,898	6,801	6,921	0,144	0,072
	MOD 3	12,500	-1,145	12,007	12,922	13,657	0,073	0,037
2 KONUMU	MOD 1	3,125	16,800	2,816	3,416	5,208	0,192	0,096
	MOD 2	6,250	17,340	5,266	6,607	4,660	0,215	0,107
	MOD 3	9,375	9,521	7,909	9,822	4,899	0,204	0,102

4.4 Sonlu Elemanlar Metodu ile Elde Edilen Sönüm Oranları

Çizelge 4.39 Sonlu elemanlar metodu için kalite faktörü, kayıp faktörü, sönüm oranı değerleri ve bu değerlerin hesabında kullanılan frekans ve genlik parametreleri.

ANSYS		f0 (Hz)	f0 'a Ait Genlik Değeri (g/lbf)	f1 (Hz)	f2 (Hz)	Q (Kalite Faktörü)	n (Kayıp Faktörü)	ζ (Sönüm Oranı)
KONUM 1	MOD 1	3,12	0,44863	3,03763	3,21712	17,382	0,05753	0,02877
	MOD 2	3,52	0,11528	3,24625	3,83122	6,017	0,16618	0,08309
	MOD 3	4,08	0,37909	3,96911	4,30613	12,106	0,08260	0,04130
KONUM 2	MOD 1	3,12	2,56073	3,10557	3,13703	99,192	0,01008	0,00504
	MOD 2	3,52	0,05748	2,34013	4,47416	1,649	0,60626	0,30313
	MOD 3	4,08	1,99977	4,05899	4,12295	63,790	0,01568	0,00784
KONUM 3	MOD 1	3,12	2,09681	3,10238	3,14079	81,231	0,01231	0,00616
	MOD 2	3,52	0,21042	3,37535	3,70788	10,586	0,09447	0,04723
	MOD 3	4,08	1,69654	4,05523	4,13058	54,144	0,01847	0,00923
KONUM 4	MOD 1	3,12	3,75792	3,11017	3,13160	145,562	0,00687	0,00343
	MOD 2	3,52	0,14850	3,20642	3,77508	6,190	0,16155	0,08078
	MOD 3	4,08	2,92020	4,06561	4,10941	93,143	0,01074	0,00537
KONUM 5	MOD 1	3,12	1,26044	3,09071	3,15464	48,805	0,02049	0,01024
	MOD 2	3,52	0,57128	3,46077	3,57747	30,164	0,03315	0,01658
	MOD 3	4,08	0,85977	4,03116	4,18025	27,368	0,03654	0,01827
KONUM 6	MOD 1	3,12	0,43389	3,03470	3,22011	16,828	0,05943	0,02971
	MOD 2	3,52	0,57921	3,46356	3,57911	30,462	0,03283	0,01641
	MOD 3	4,08	0,47393	3,99120	4,25998	15,180	0,06588	0,03294

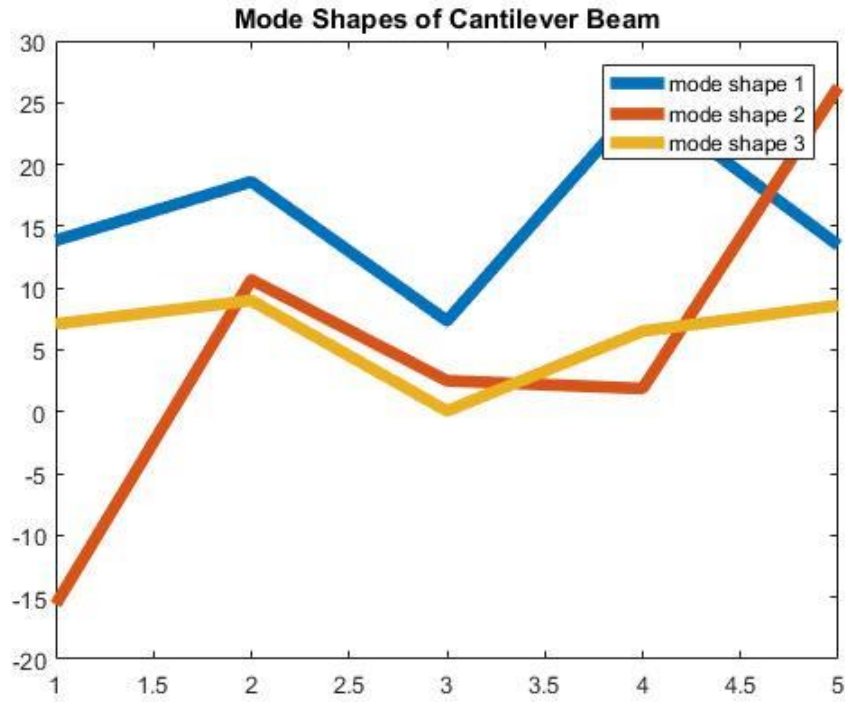
4.5 Deneysel Modal Analiz ile Elde Edilen Mod Şekilleri ve MAC Matrisleri

İnternet kaynağından alınan MATLAB kodu (İnt. Kyn. 17) ile, MAC matrisi hesabı

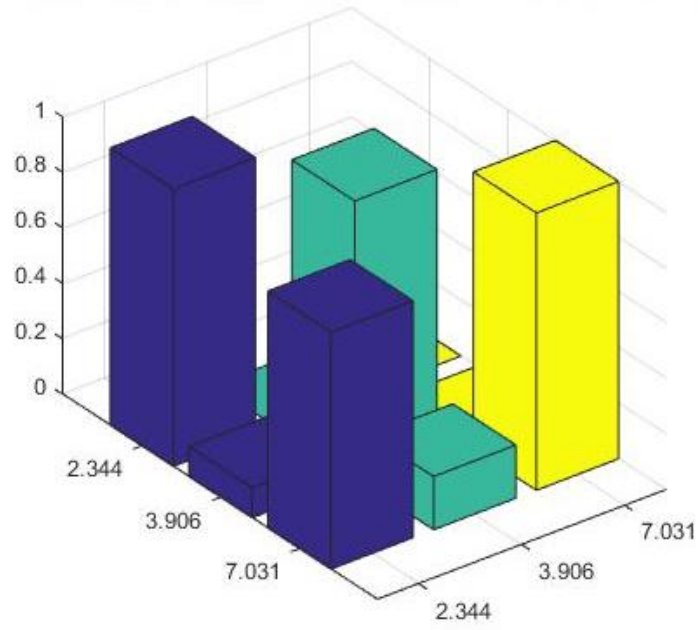
yapılmıştır. Bu kod, herhangi bir geometrik boyut girilmeden bir konsol kirişin modal analizinden elde edilen reel ve imajiner FRF cevabı verileri girilerek mod şekilleri ve MAC matrisleri eldesinde kullanılır. Çalışmada kullanılan biyelin bir konsol kirişe benzer sayılabilecek geometrik özellikleri ve boyutsal olarak hiçbir parametrenin mod şekli ve MAC hesabında kullanılmıyor olmasından dolayı bu kod, biyelden elde edilen sonuçlar ile revize edilmiştir.

4.5.1 Tek İp ile Yapılan Standart Deneysel Modal Analiz

4.5.1.1 Konum 1’de Sabit Tutulan İvmeölçer

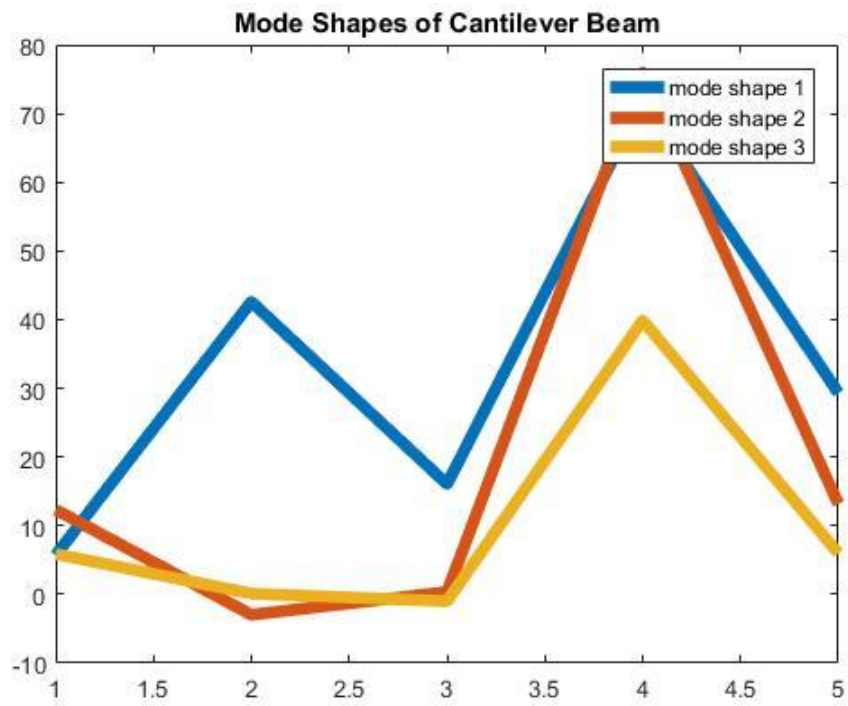


Şekil 4.72 Konum 1 için tüm modlara ait mod şekilleri.

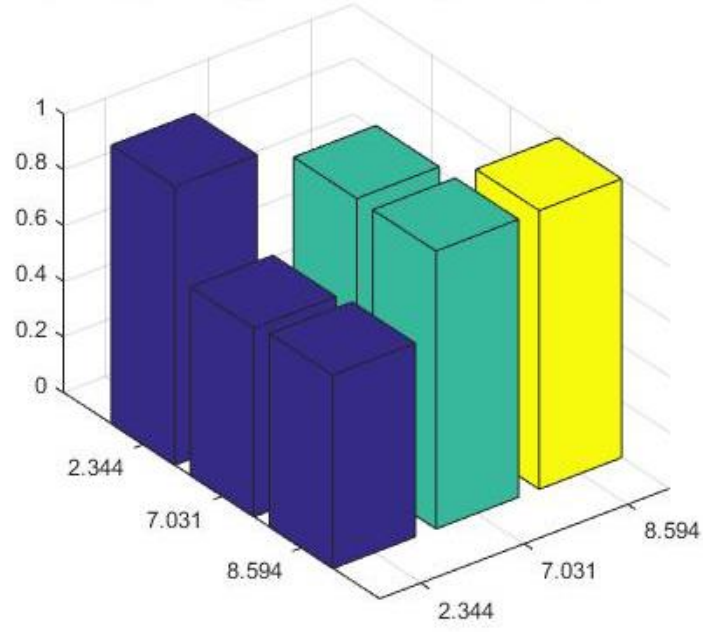


Şekil 4.73 Konum 1 için MAC matrisi grafiği.

4.5.1.2 Konum 2’de Sabit Tutulan İvmeölçer

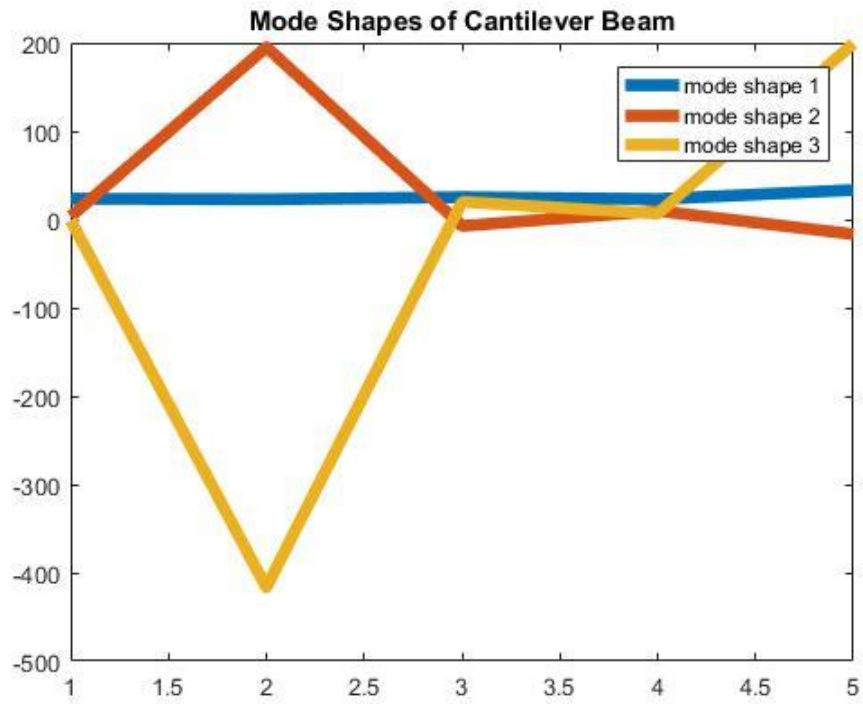


Şekil 4.74 Konum 2 için tüm modlara ait mod şekilleri.

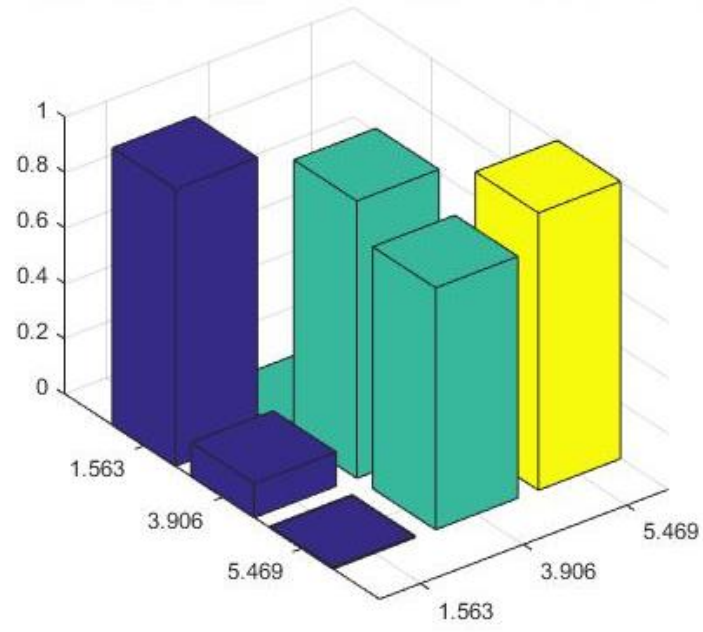


Şekil 4.75 Konum 2 için MAC matrisi grafiği.

4.5.1.3 Konum 3’de Sabit Tutulan İvmeölçer

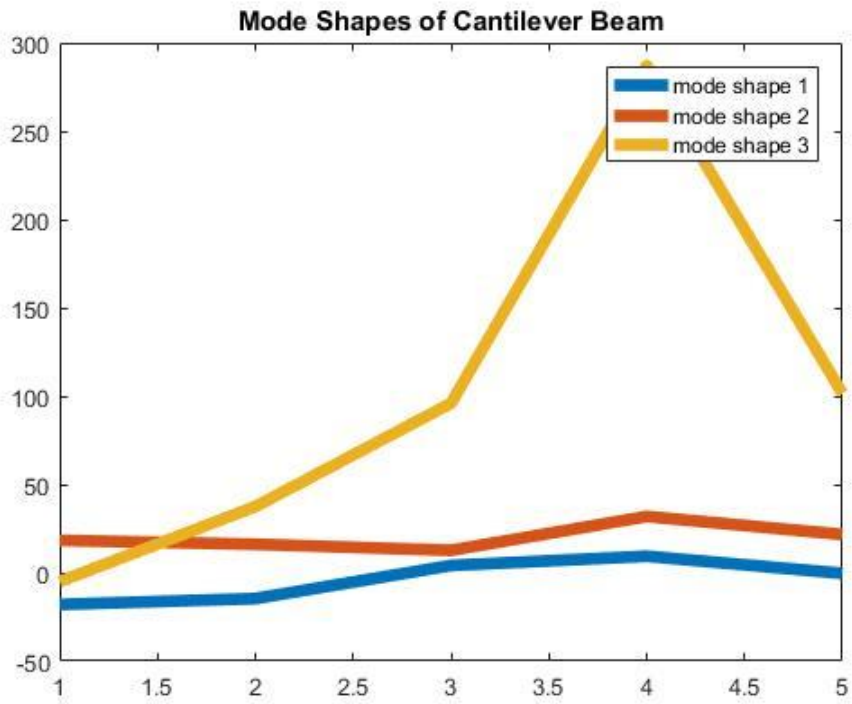


Şekil 4.76 Konum 3 için tüm modlara ait mod şekilleri.

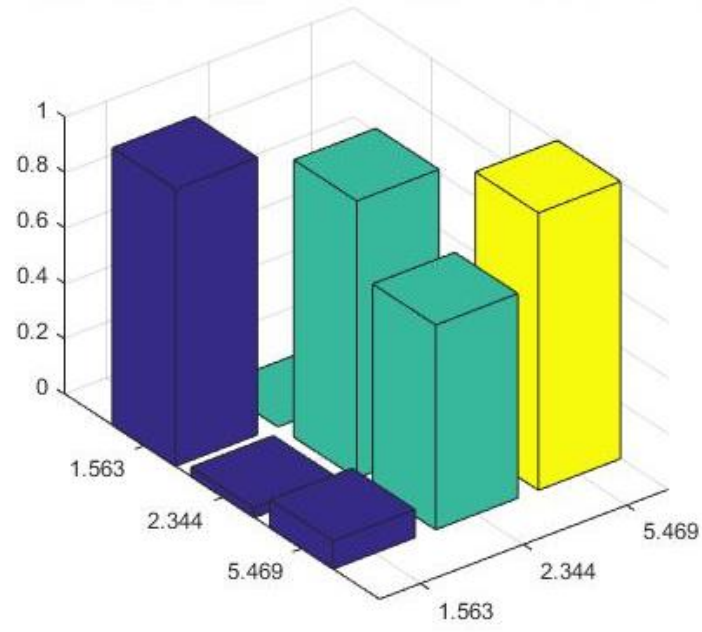


Şekil 4.77 Konum 3 için MAC matrisi grafiği.

4.5.1.4 Konum 4’de Sabit Tutulan İvmeölçer

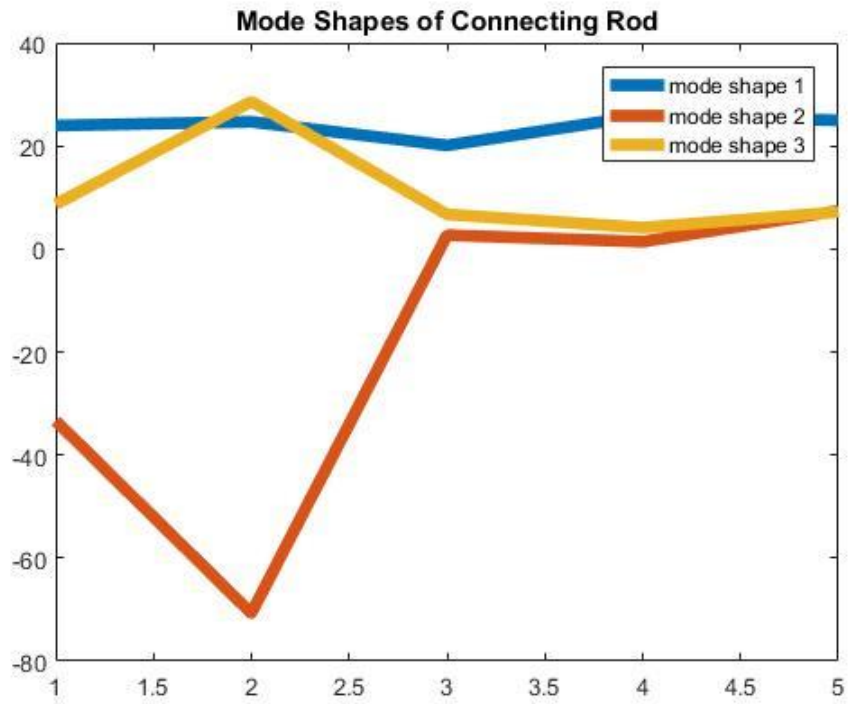


Şekil 4.78 Konum 4 için tüm modlara ait mod şekilleri.

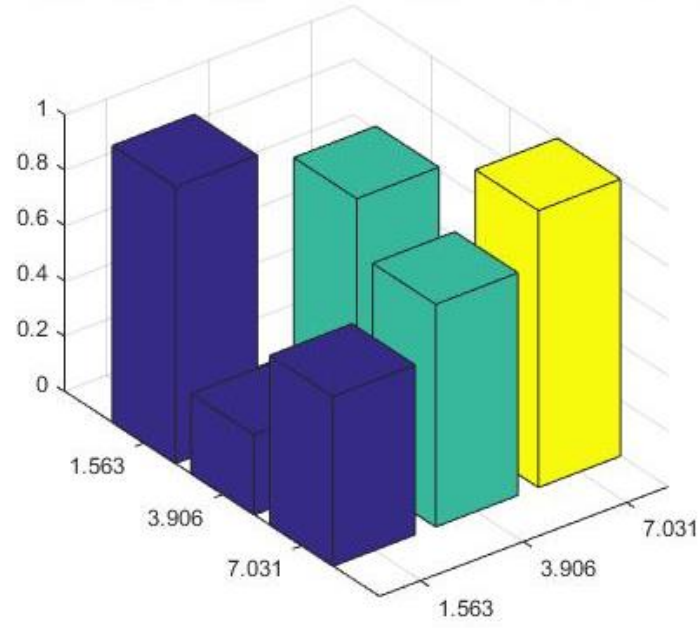


Şekil 4.79 Konum 4 için MAC matrisi grafiği.

4.5.1.5 Konum 5’de Sabit Tutulan İvmeölçer

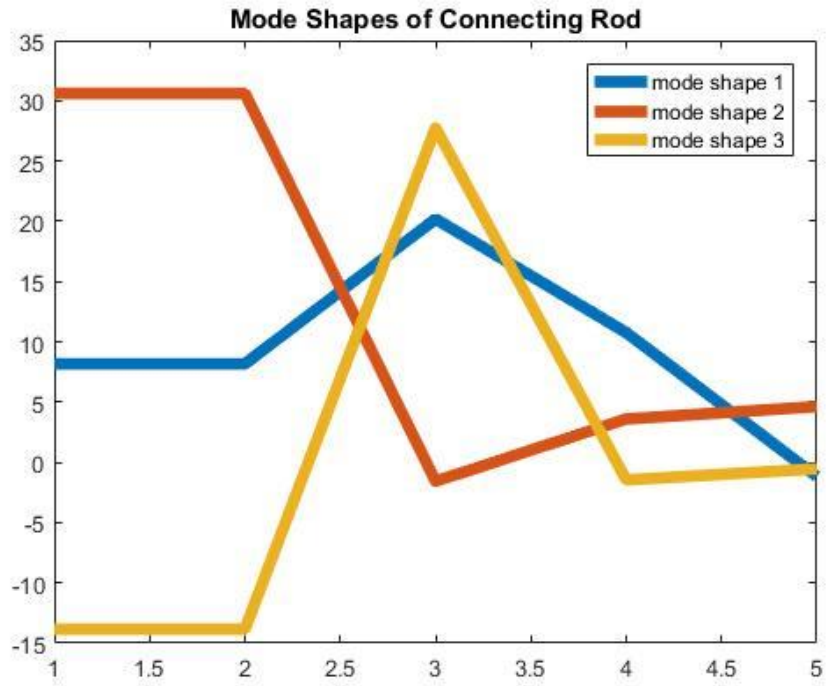


Şekil 4.80 Konum 5 için tüm modlara ait mod şekilleri.

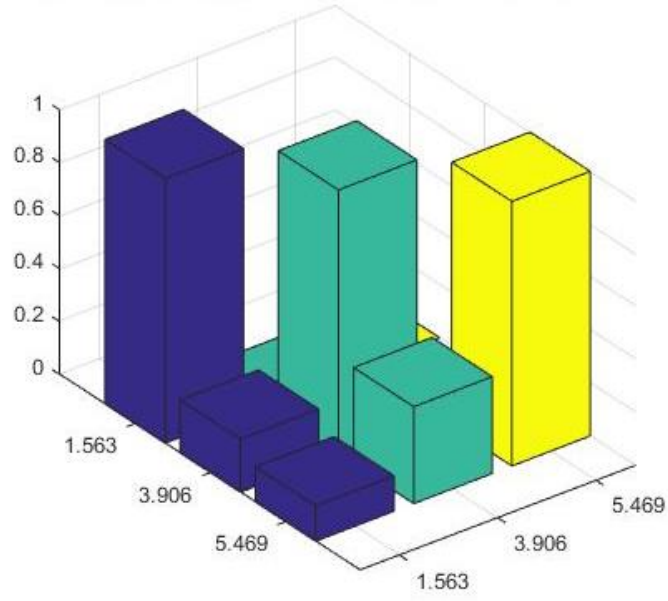


Şekil 4.81 Konum 5 için MAC matrisi grafiği.

4.5.1.6 Konum 6'de Sabit Tutulan İvmeölçer



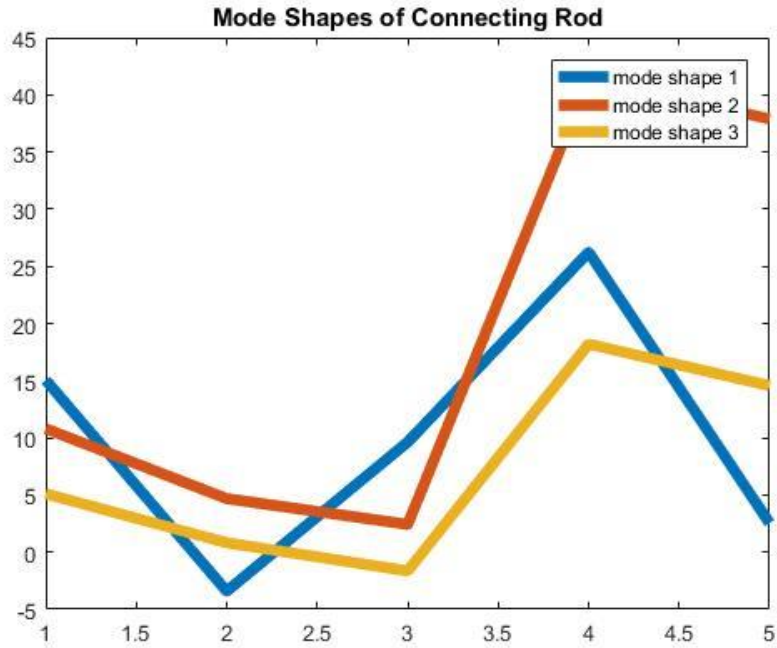
Şekil 4.82 Konum 6 için tüm modlara ait mod şekilleri.



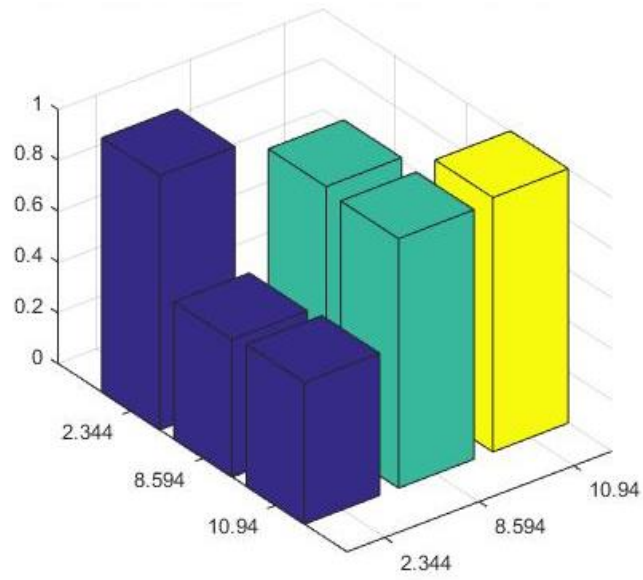
Şekil 4.83 Konum 6 için MAC matrisi grafiği.

4.5.2 Çift Elastik İp Kullanılarak Yapılan Standart Deneysel Modal Analiz

4.5.2.1 Konum 1’de Sabit Tutulan İvmeölçer

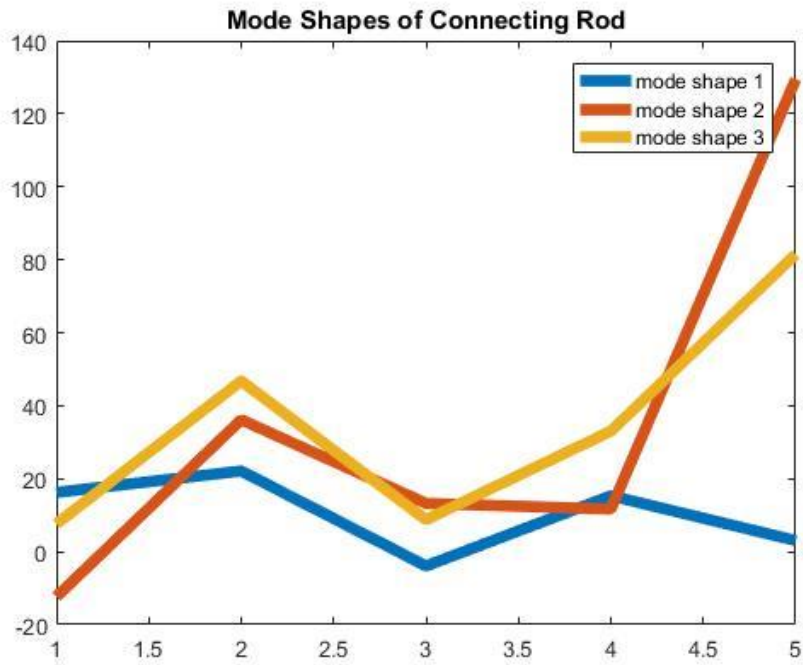


Şekil 4.84 Konum 1 için tüm modlara ait mod şekilleri.

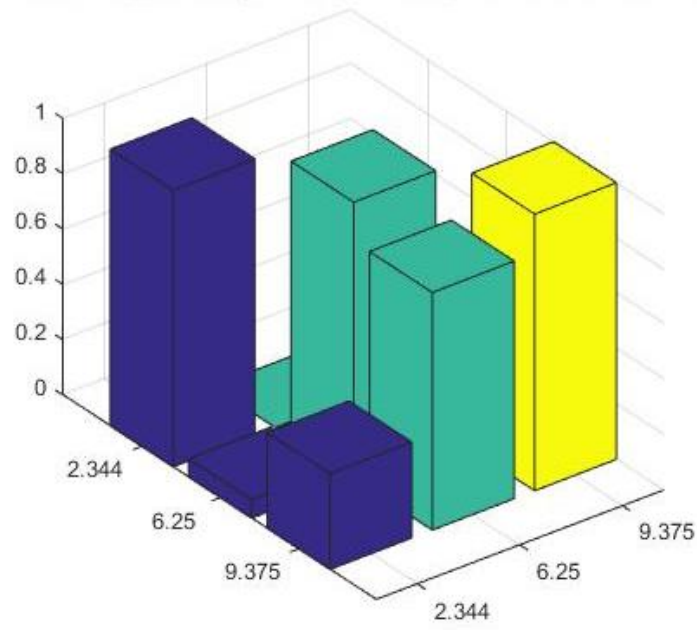


Şekil 4.85 Konum 1 için MAC matrisi grafiği.

4.5.2.2 Konum 3’de Sabit Tutulan İvmeölçer

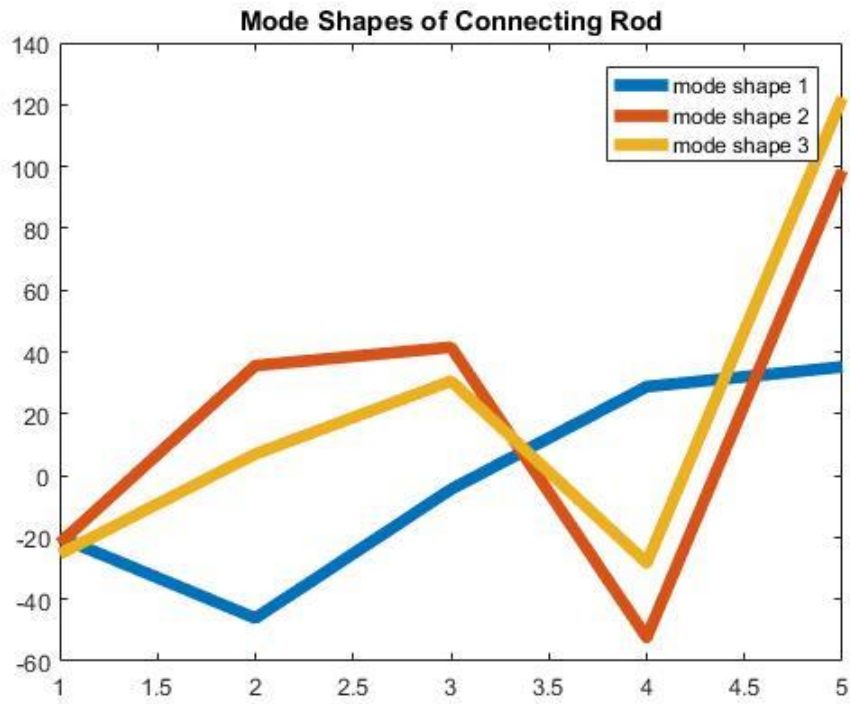


Şekil 4.86 Konum 3 için tüm modlara ait mod şekilleri.

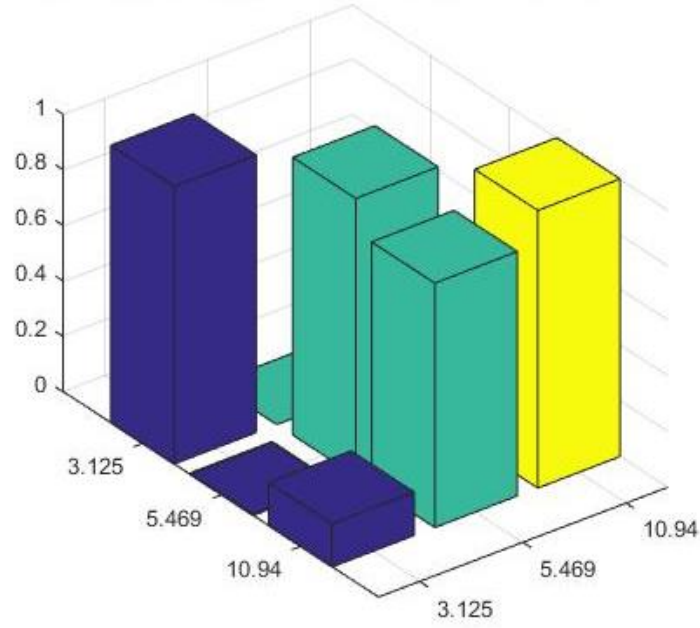


Şekil 4.87 Konum 3 için MAC matrisi grafiği.

4.5.2.3 Konum 4’de Sabit Tutulan İvmeölçer



Şekil 4.88 Konum 4 için tüm modlara ait mod şekilleri.

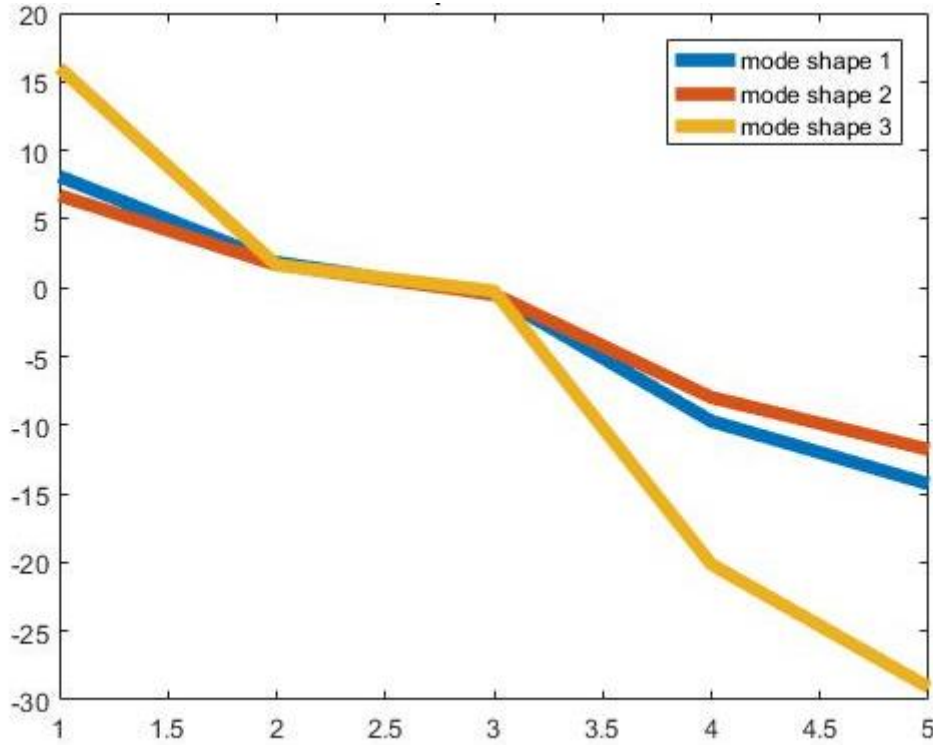


Şekil 4.89 Konum 4 için MAC matrisi grafiği.

4.5.3 Genel Değerlendirme

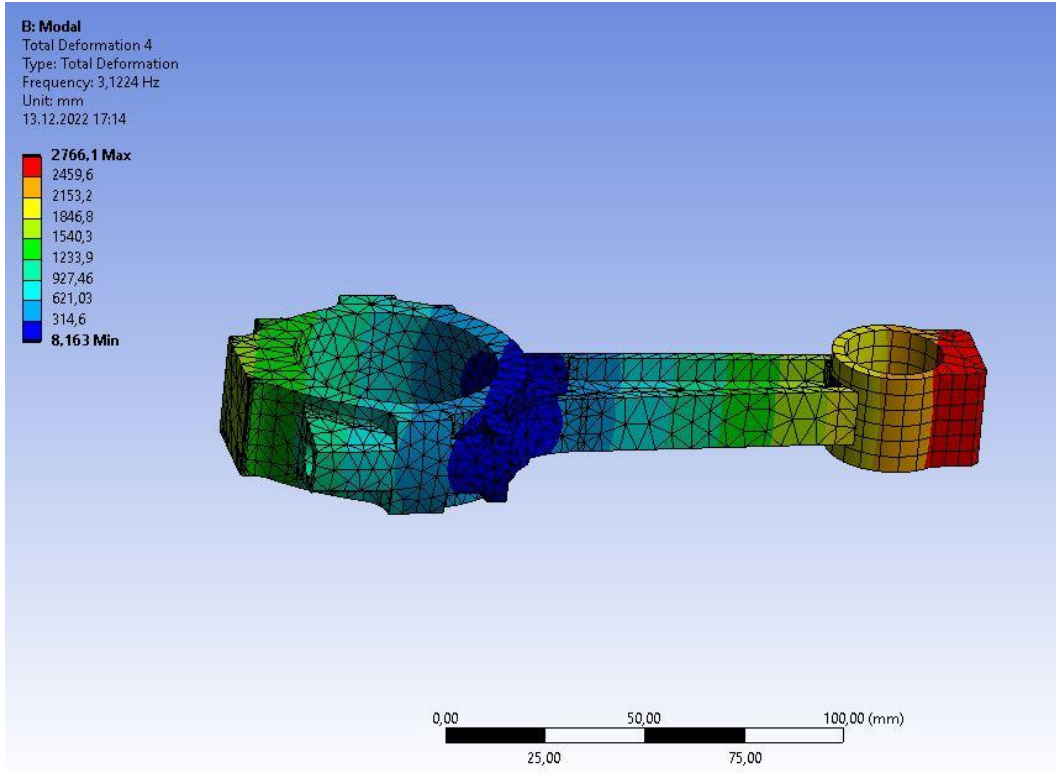
MAC sonuçlarında karşılaşılan, aynı modlar için 1'den küçük, farklı modlar için 0'dan oldukça büyük (özellikle 0,05 değerinden büyük) değerler, biyelin bir konsol kirişle karşılaştırıldığında karşılaşılan geometrik farklılıklara, yani biyel yapısının non-lineer olması durumuna da işaret etmektedir. İlerleyen çalışmalarda, geometrinin bu konudaki rolünün ne olduğu, mod şekli ve MAC matrisi hesabında geometrik yapının etkilerinin tam anlamıyla matematiksel hesaba nasıl dahil edileceği incelenmelidir.

4.6 Sonlu Elemanlar Metodu ile Elde Edilen Mod Şekilleri ve Karşılaştırmalı MAC Matrisleri

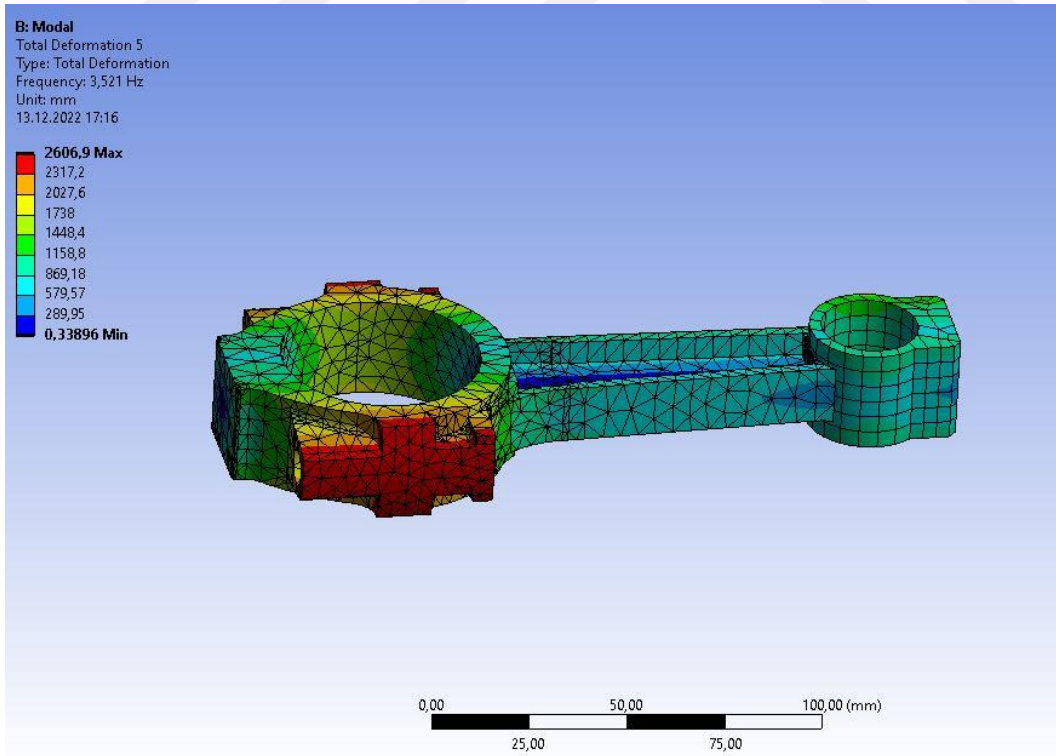


Şekil 4.90 FEM sonuçlarında tüm konumlar için ilk üç moda ait mod şekilleri.

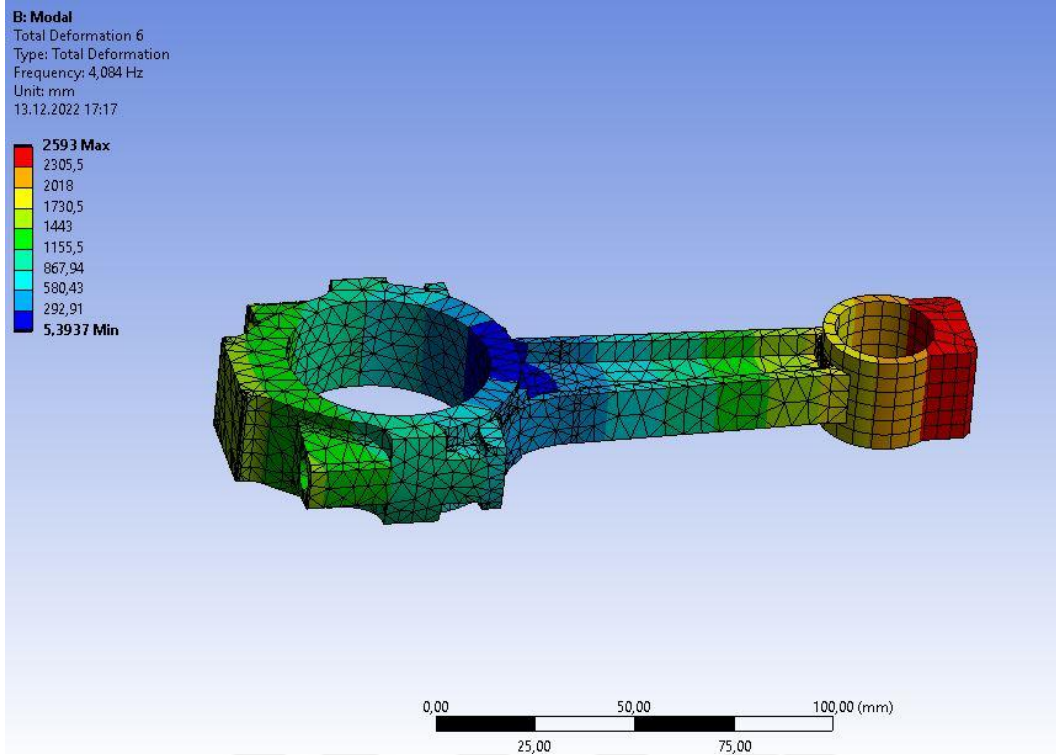
FEM sonuçları daha önce bahsedilen MATLAB koduna girildiğinde FEM ile elde edilen mod şekillerinin 6 ayrı konumdan yapılan vuruşlar için de aynı olduğu görülmüştür. Tüm konumlar için mod şekilleri grafiği yukarıda verilmiştir. Ayrıca ANSYS programından elde edilen mod şekilleri, ilk 3'ü deneysel modal analiz sonuçlarıyla paralel olmak üzere, toplamda 6 mod için aşağıda verilmiştir. Bu sonuçlarda da vuruş yapılan tüm konumlar için mod şekli sonuçlarının aynı olduğu görülmüştür. Mod şekilleri ve doğal frekansların, deneysel yöntem ve sonlu elemanlar metodu kullanılarak elde edildiği durumlardaki Modal Güvence Matrisleri ise izleyen bölümlerde verilecektir.



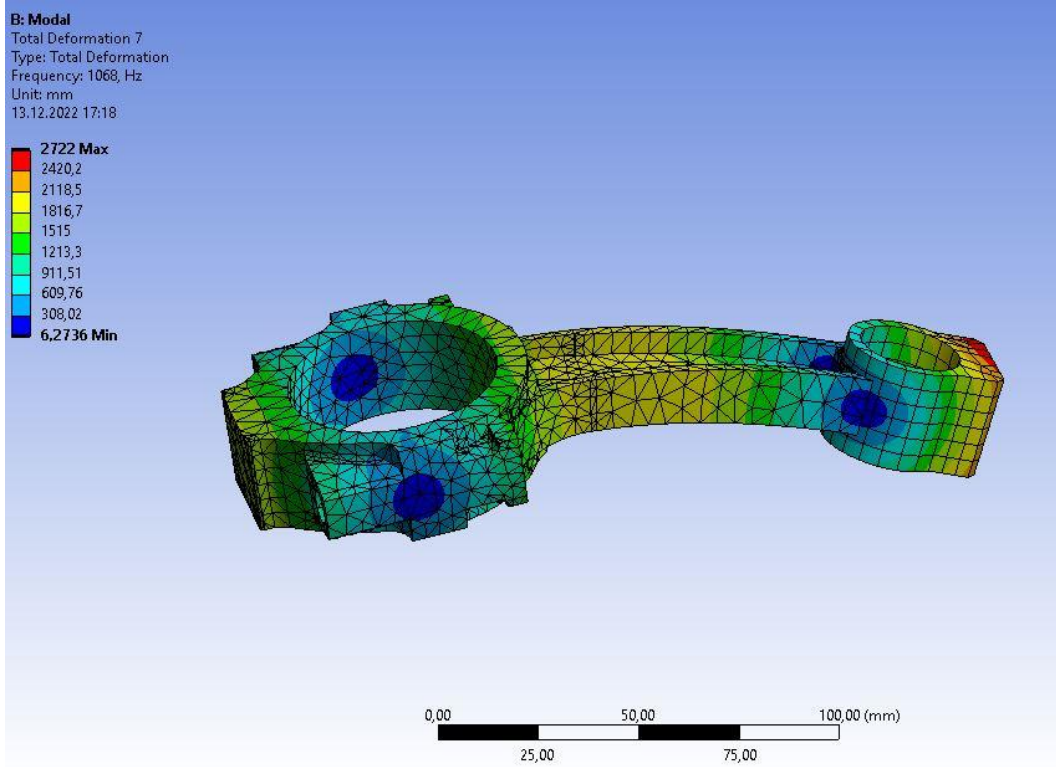
Şekil 4.91 ANSYS'ten tüm vuruş konumları için elde edilen 1. moda ait mod şekli sonucu.



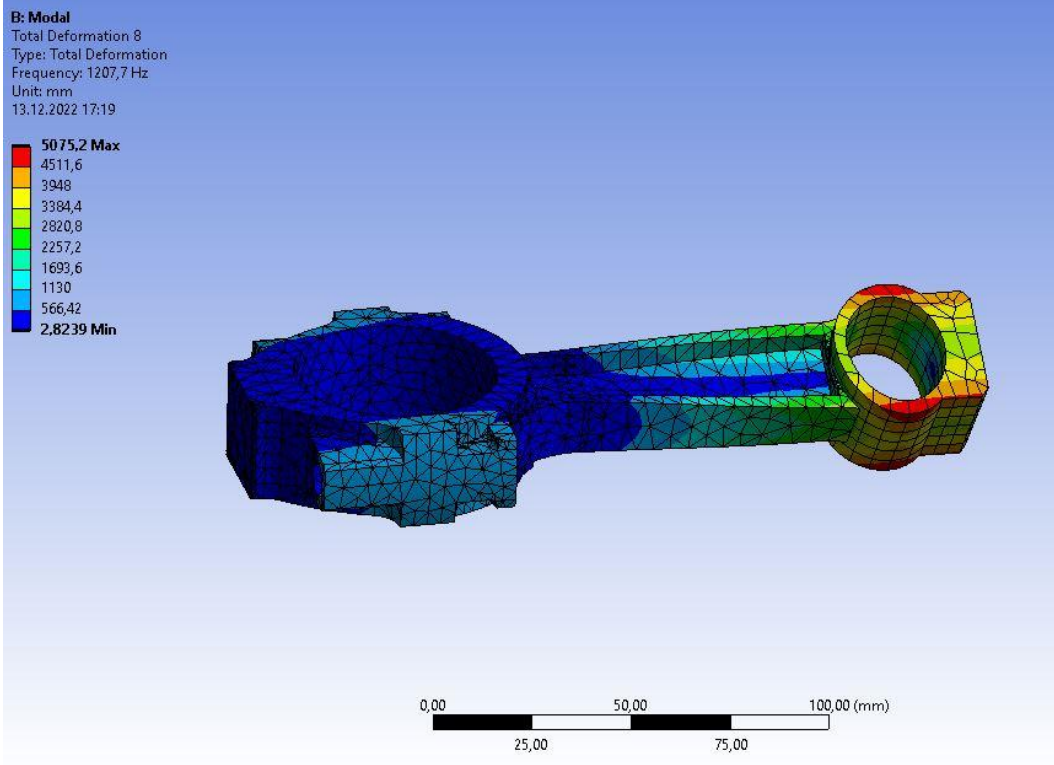
Şekil 4.92 ANSYS'ten tüm vuruş konumları için elde edilen 2. moda ait mod şekli sonucu.



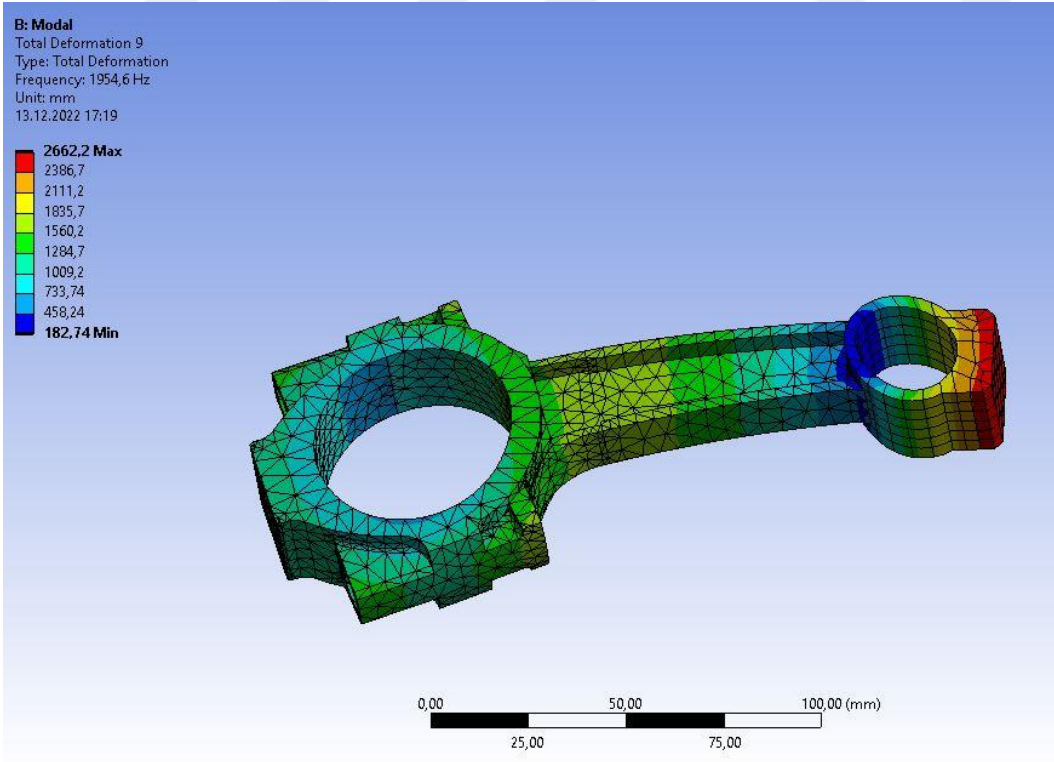
Şekil 4.93 ANSYS'ten tüm vuruş konumları için elde edilen 3. moda ait mod şekli sonucu.



Şekil 4.94 ANSYS'ten tüm vuruş konumları için elde edilen 4. moda ait mod şekli sonucu.

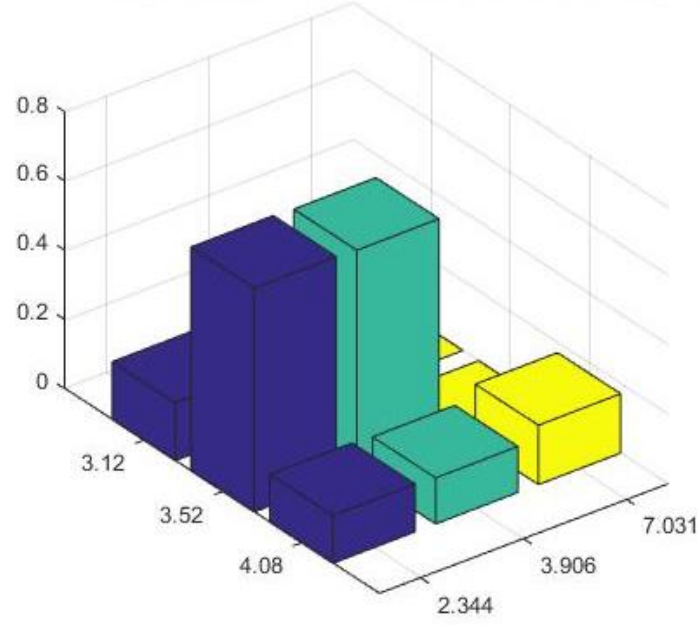


Şekil 4.95 ANSYS'ten tüm vuruş konumları için elde edilen 5. moda ait mod şekli sonucu.

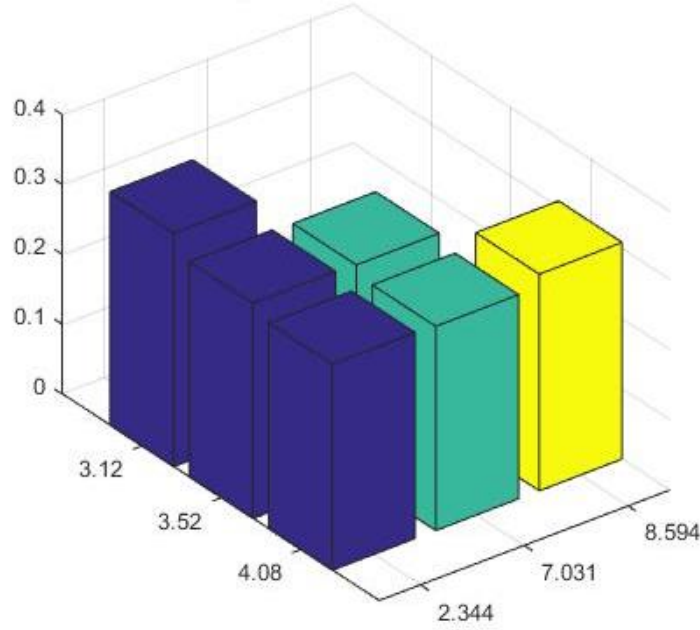


Şekil 4.96 ANSYS'ten tüm vuruş konumları için elde edilen 6. moda ait mod şekli sonucu.

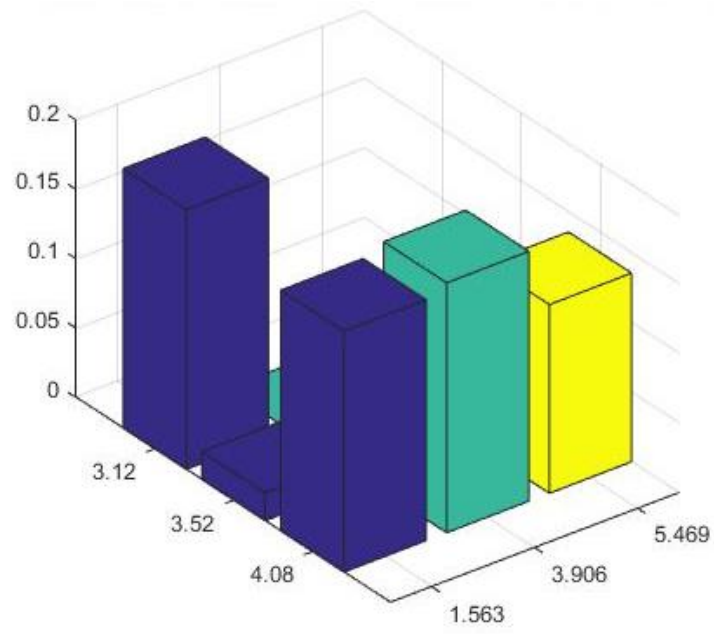
4.6.1 Tek İp ile Yapılan Standart Deneysel Modal Analiz ile Elde Edilen Karşılaştırmalı MAC Matrisleri



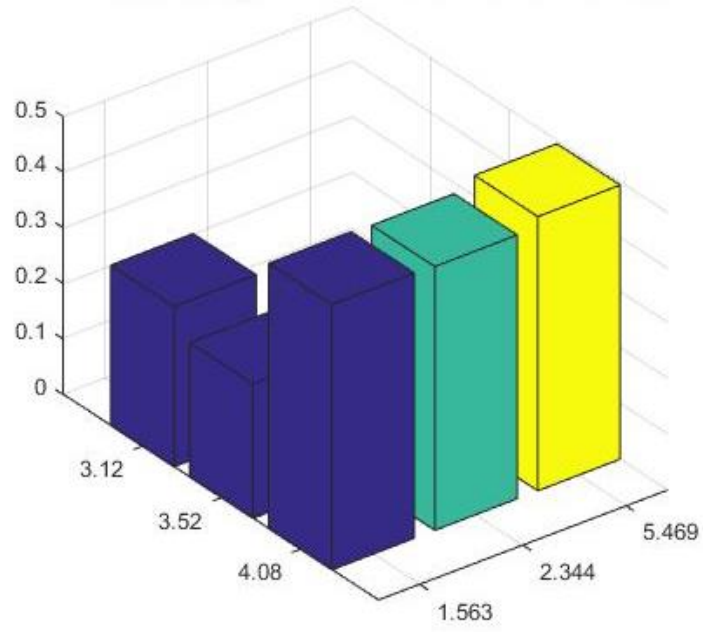
Şekil 4.97 Konum 1 için MAC matrisi grafiği.



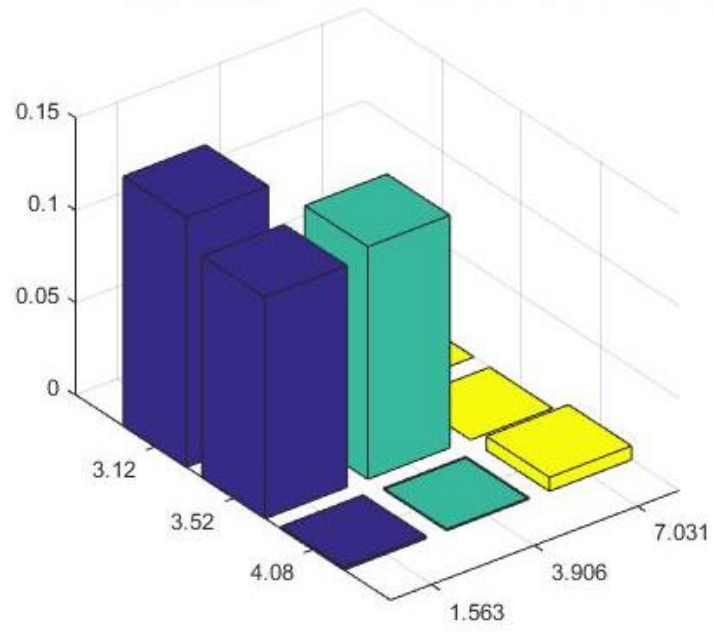
Şekil 4.98 Konum 2 için MAC matrisi grafiği.



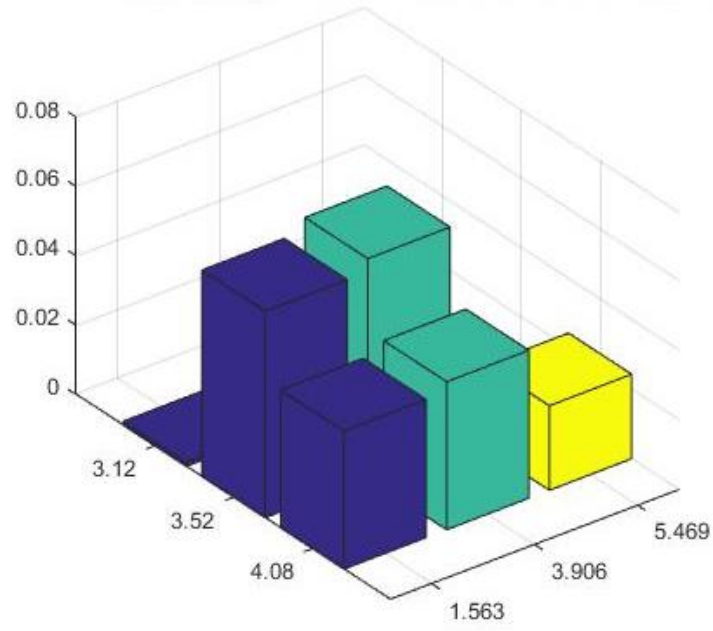
Şekil 4.99 Konum 3 için MAC matrisi grafiği.



Şekil 4.100 Konum 4 için MAC matrisi grafiği.

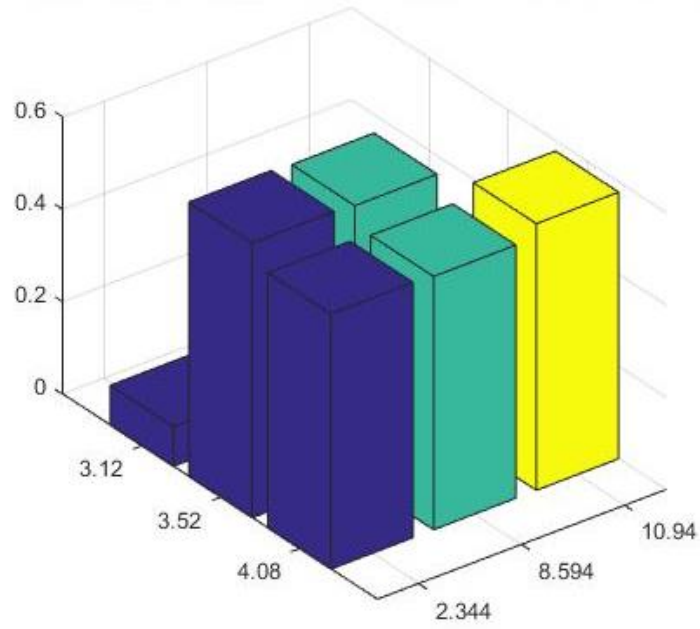


Şekil 4.101 Konum 5 için MAC matrisi grafiği.

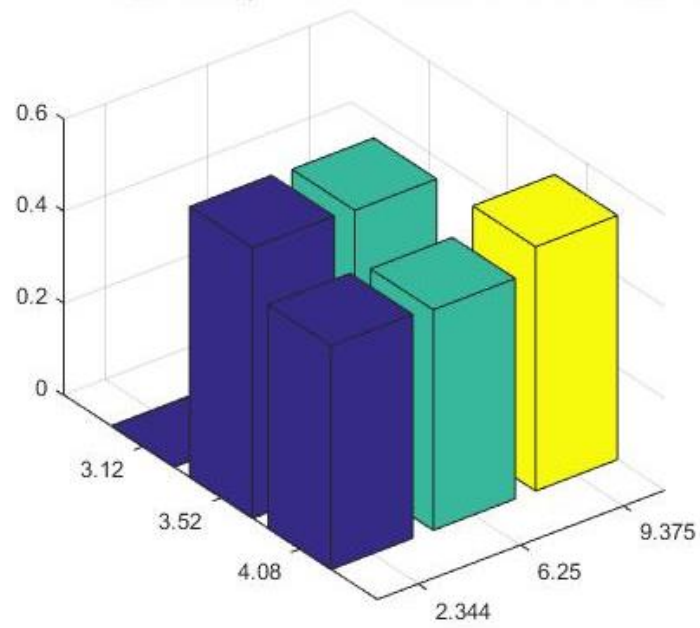


Şekil 4.102 Konum 6 için MAC matrisi grafiği.

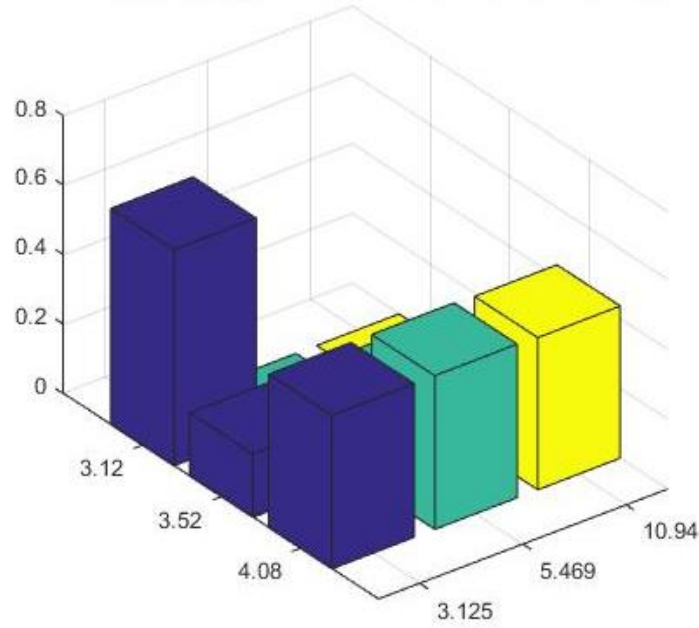
4.6.2 Çift Elastik İp Kullanılarak Yapılan Standart DeneySEL Modal Analiz ile Elde Edilen Karşılaştırmalı MAC Matrisleri



Şekil 4.103 Konum 1 için MAC matrisi grafiği.



Şekil 4.104 Konum 3 için MAC matrisi grafiği.



Şekil 4.105 Konum 4 için MAC matrisi grafiği.

4.6.3 Genel Değerlendirme

FEM ile elde edilen mod şekilleri incelendiğinde deformasyon değerlerinin parçanın boyutlarından bile kat kat fazla olduğu görülmüştür. Bir internet kaynağında, sık rastlanılan bu durumla ilgili şöyle bir bilgiye yer verilmiştir: FEM ile yapılan modal analizden elde edilen mod şekillerinde, analizi yapılan yapıdaki sapmalara, yani yapının şeklindeki değişimlere dikkat edilmelidir, ancak serbest titreşim modelinden elde edilen genlik değerleri keyfi olduğu için, deformasyonun sayısal değerlerini dikkate almamak gerekir. Gerçek hayatta genlik değeri yapıya uygulanan kuvvete bağlıdır, fakat bu analiz kuvvetleri görmezden gelerek yalnızca hangi modların hangi frekansta ve hangi mod şekilleriyle meydana geldiğini göstermektedir (İnt. Kyn. 18). Ayrıca analizin herhangi bir sabitleme ve destek olmadan yapılması da bu tip yüksek deformasyon değerlerine yol açabilir.

MATLAB kodu ile tek boyutlu olarak değerlendirilen mod şekillerine bakıldığında, üç mod için de FEM ile elde edilen deformasyonlara benzer (sayısal değerlerden bağımsız) mod şekilleri elde edildiği görülmüştür. FEM ve MATLAB kodu ile elde edilen mod

şekillerinin tüm konumlardan uygulanan vuruşlar için aynı üç mod şeklini ortaya çıkardığı anlaşılmıştır. Bu yüzden hem FEM için hem de MATLAB kodu için ‘x konumundan vuruş’ gibi bir kategorizasyon yapılmamış, elde edilen mod şekilleri Şekil 4.91 ile 4.96 aralığında tüm konumlar için verilmiştir.

4.7 Tüm Bulgular

Önceki bölümlerde deneysel modal analiz, deney düzeneğinde değişiklikler yapılarak farklı yaklaşımlarla gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar, grafik ve çizelgeler vasıtasıyla yansıtılmıştır. Bu bölümde tüm bu sonuçlar, kolayca yorumlanabilmesi amacıyla kısa tablolar halinde verilecektir.

Doğal frekansların her konum için tek bir doğal frekans değerine indirgenmesi, o konumdan toplanan değerlerin en fazla sayıda pik yaptığı frekans değeri o konumun doğal frekansı olacak şekilde gerçekleştirilmiştir. Örneğin Bölüm 4.1.1.3’te tek ip ile yapılan standart deneysel modal analiz için Konum 3’e ait 1. mod değerinde, alınan 5 ölçümün 4’ünün 1,563 Hz frekans değerine sahip olduğu görülür. Bunun gibi, diğer tüm konumlar için de aynı noktada en fazla sayıda aynı frekansa sahip pik noktası bulunan değer doğal frekans olarak seçilir.

Sönüm oranlarının her konum için tek bir değere indirgenmesi ise sönüm oranlarının aritmetik ortalaması alınarak elde edilmiştir. Ölçümden kaynaklanabilecek hataların tek tek grafiklerde ortaya çıkabilmesi ihtimaline karşın, her bir konumun her bir moduna ait beş sönüm oranının aritmetik ortalaması alınmış ve bu yolla daha doğru bir sonuca ulaşılabileceği varsayılmıştır. Hesaplanan sönüm oranı değerleri aşağıdaki çizelgelerde verilmiştir.

Çizelge 4.40 Tek ip ile yapılan standart deneysel modal analize ait özet bulgular.

NORMAL	Konumlara Göre Doğal Frekanslar (Hz)					
	Konum 1	Konum 2	Konum 3	Konum 4	Konum 5	Konum 6
Mod 1	2,344	2,344	1,563	1,563	1,583	1,583
Mod 2	3,906	7,031	3,906	2,344	3,906	3,906

Çizelge 4.40 (Devam) Tek ip ile yapılan standart deneysel modal analize ait özet bulgular.

Mod 3	7,031	8,594	5,469	5,469	7,031	5,469
Konumlara Göre Sönüm Oranları						
	Konum 1	Konum 2	Konum 3	Konum 4	Konum 5	Konum 6
Mod 1	0,233	0,430	1,940	0,498	0,251	0,223
Mod 2	0,188	0,800	0,234	0,177	0,097	0,107
Mod 3	0,370	0,593	0,178	0,308	0,246	0,440

Çizelge 4.41 Çift ip kullanılarak yapılan deneysel modal analize ait özet bulgular.

ÇİFT İP	Konumlara Göre Doğal Frekanslar (Hz)			Konumlara Göre Sönüm Oranları		
	Konum 1	Konum 3	Konum 4	Konum 1	Konum 3	Konum 4
Mod 1	2,344	2,344	3,125	0,068	0,160	0,151
Mod 2	8,594	6,25	5,469	0,128	0,192	0,134
Mod 3	10,94	9,375	10,94	0,079	0,159	0,083

Çizelge 4.42 İvmeölçerin biyel üzerine x-ekseni etrafında 180° döndürülerek yerleştirildiği durumda yapılan deneysel modal analize ait özet bulgular.

	Konumlara Göre Doğal Frekanslar (Hz)			Konumlara Göre Sönüm Oranları		
	Konum 1	Konum 3	Konum 4	Konum 1	Konum 3	Konum 4
Mod 1	2,344	2,344	4,688	0,165	0,087	0,167
Mod 2	5,469	5,469	10,16	0,133	0,177	0,148
Mod 3	7,813	7,813	15,63	0,115	0,132	0,066

Çizelge 4.43 İvmeölçerin ve darbe çekicinin biyel üzerine x-ekseni etrafında 90° döndürülerek konumlandırıldığı durumda alınan ölçümler yapılan deneysel modal analize ait özet bulgular.

	Konumlara Göre Doğal Frekanslar (Hz)			Konumlara Göre Sönüm Oranları		
	Konum 1	Konum 2	Konum 3	Konum 1	Konum 2	Konum 3
Mod 1	2,344	2,344	2,344	0,115	0,224	0,113
Mod 2	4,688	4,688	7,813	0,097	0,057	0,053
Mod 3	10,16	10,94	14,06	0,157	0,117	0,191

Çizelge 4.44 Çift elastik ip ile ivmeölçerin ve darbe çekicinin biyel üzerine x-ekseni etrafında 90° döndürülerek konumlandırıldığı durumda yapılan deneysel modal analize ait özet bulgular.

	Konumlara Göre Doğal Frekanslar (Hz)			Konumlara Göre Sönüm Oranları		
	Konum 1	Konum 2	Konum 3	Konum 1	Konum 2	Konum 3
Mod 1	3,125	3,125	6,25	0,114	0,081	0,527
Mod 2	6,25	11,72	9,375	0,187	0,081	0,144
Mod 3	12,5	16,41	-	0,050	0,070	0,057

Çizelge 4.45 Sonlu elemanlar metodu ile yapılan modal analize ait özet bulgular.

FEM İLE ELDE EDİLEN SONUÇLAR	Doğal Frekans (Hz)	Sönüm Oranları
Mod 1	3,12	0,0138923
Mod 2	3,52	0,0912035
Mod 3	4,08	0,0191584

5. TARTIŞMA ve SONUÇ

Bu çalışmada dört zamanlı, dört silindirli, benzinli bir motora ait bir biyelin doğal frekansları, sönüm oranları, mod şekilleri ve MAC matrisleri, deneysel modal analiz ve sonlu elemanlar metodu ile elde edilmiştir. Bu bölümde, bahsi geçen tüm bu değerler ana hatlarıyla değerlendirilecektir.

Standart deneysel modal analiz ile ivmeölçer konumunun x-ekseni etrafında 180° döndürüldüğü durum karşılaştırıldığında, hem doğal frekans hem de sönüm oranları hususunda belirgin bir değişim gözlemlenmemiştir. Üç konum içerisinde yalnızca Konum 4'ün doğal frekanslarında ufak bir artış gerçekleşmiş, bu artışın beklenmedik deneysel hatalardan kaynaklanabileceği varsayılmıştır.

İvmeölçerin ve darbe çekicinin biyel üzerine x-ekseni etrafında 90° döndürülerek konumlandırıldığı durum ile standart deneysel modal analiz sonuçları karşılaştırıldığında ise doğal frekanslarda belirgin bir artış yaşandığı gözlemlenmiştir. Özellikle çift ip kullanıldığında bu artışın daha da fazla olduğu görülmüştür. Sönüm oranlarında ise her iki durum için de belirgin bir değişiklik olmamıştır. FEM ile elde edilen sonuçlar baz alındığında, standart deneysel modal analizin diğer durumlara göre teorik sonuçlara daha yakın olduğu ve bu nedenle daha gerçekçi olduğu varsayılabilir. Ayrıca ivmeölçerin ve darbe çekicinin biyel üzerine x-ekseni etrafında 90° döndürülerek konumlandırıldığı durumun teorik değerlerden uzaklaşıyor olması, biyelin kalınlığının diğer kesitte daha fazla olduğu ve enlemesine dar bir noktadan ölçüm alındığı için kuvvetin ve ivmenin biyel içerisinde yeterince cevap oluşturamamasına yol açtığı düşünülebilir.

Deneysel modal analiz ve sonlu elemanlar metodu ile elde edilen sönüm oranı sonuçları incelendiğinde sonlu elemanlar metodu ile elde edilen sönüm oranı değerlerinin genel olarak bir miktar daha düşük olduğu gözlemlenmiştir. Sönüm oranı değerlerinin düşük olması, kalite faktörünün fazla, sönümün az olması anlamına gelmektedir. Sonlu Elemanlar metodu ile yapılan analiz, herhangi bir kısıtlama, bir elastik ip bağlantısı gibi unsurlar içermediği için sonlu elemanlar metodu ile elde edilen sönüm değerlerinin

düşük, deneysel olarak incelenen parçanın sönümünün daha yüksek olması gayet doğaldır.

FEM ile elde edilen her iki mod şekli sonucuna, yani hem ANSYS'ten elde edilen mod şekillerine göre, hem de reel ve imajiner frekans değerlerinin MATLAB koduna girilip buradan grafiği alınan mod şekli sonuçlarına göre, aynı konumlarda aynı mod şekli sonuçlarının elde edildiği görülmüştür. Her ne kadar ANSYS'ten elde edilen ilk üç mod değeri, daha önceki konulardaki ilgili görsellerde eğilme şekillerini fiziksel olarak göstermese de deformasyonu gösteren renkler takip edildiğinde MATLAB kodundan elde edilen mod şekilleri ile eğildiği konumlar ve oranları açısından paralellikler taşımaktadır. 4, 5 ve 6'ncı modlar, yalnızca ANSYS programı ile elde edilmiştir. 4. mod eğilme, 5. mod burulma, 6. mod ise hem eğilme hem burulma mod şekline sahiptir. Ayrıca, 4, 5 ve 6'ncı modların sırasıyla 1068 Hz, 1207,7 Hz ve 1954,6 Hz gibi çok yüksek doğal frekans değerlerine sahip olduğu görülmüştür.

FEM ile elde edilen doğal frekansların çok düşük ve çok yüksek değerlerde olması, motor çalışma devir aralığı düşünüldüğünde rezonans durumunun teoride gerçekleşmesinin mümkün olmadığı anlamı taşımaktadır.

FEM ve deneysel modal analiz ile elde edilen mod şekilleri ve doğal frekansların karşılaştırmalarını içeren MAC matrisleri incelendiğinde tüm değerlerin maksimum 0,3'e ulaştığı gözlenmiştir. Tüm sonuçlar karşılaştırıldığında Konum 6'nın en düşük MAC değerlerine ve Konum 4'ün en yüksek MAC değerlerine sahip olduğu görülmüştür. Tüm değerlerin birbirine en yakın olduğu durum (yaklaşık 0,25 noktasında), Konum 2'dedir. Konum 2 ve 4 haricindeki çoğu değer, istenilen 0,1 değerine yakındır ve bu durum, FEM ve deneysel modal analiz arasında bir tutarlılık olduğunu göstermektedir. Çift ip ile yapılan deneysel modal analizin FEM ile karşılaştırmalı MAC matrisi sonuçları ise bu sonuçlara göre daha yüksek değerler vermiştir. Buradan, tek ip ile elde edilen sonuçların daha tutarlı olmasından dolayı deneysel modal analizde tek ip kullanılması daha avantajlıdır sonucuna varılabilmektedir. Ayrıca, yalnızca deneysel modal analiz sonuçlarıyla elde edilen MAC matrisi sonuçlarına bakıldığında tüm köşegenlerin beklendiği gibi 1 değerine eşit

olduğu, ancak köşegen dışı bölgelerde yüksek değere de zaman zaman rastlandığı tespit edilmiştir. Bu duruma, daha önce de bahsedildiği gibi, geometrik farklılıkların, yani biyel yapısının non-lineer olması durumunun sebep olduğu düşünülmektedir.

Özetle FEM ve deneysel modal analiz ile elde edilen titreşim özellikleri tezin önceki kısımlarında açıklanmış, belli karşılaştırmalar sonucunda tek elastik ipe standart deneysel modal analizin daha uygun bir yöntem olduğu sonucuna varılmıştır. Tüm yöntemlerde olduğu gibi tek ipe yapılan standart deneysel modal analize ait titreşim özellikleri tablolar halinde detaylıca verilmiş ve ilgili sonuç kısımlarında açıklamalarda bulunulmuştur.



6. KAYNAKLAR

- Ahmad F, Kumar P, Patil P P, 2020, Structural Analysis of a Quadcopter Propeller Using Finite Element Method, International Conference on Advances in Computing, Communication & Materials (ICACCM), August 21-22, Dehradun, India, 59-64.
- Avci K, 2008, Design of High Quality Low Order Nonrecursive Digital Filters Using the Window Functions, Gaziantep University, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doctoral Dissertation, 126p, Gaziantep, Turkey.
- Avitabile P, 2014, So I am still confused about the MAC? What is a “good” value for MAC?, Experimental Techniques, 38, 5-7.
- Ay E, 2019, Plastik Malzemeden Üretilmiş Otomotiv Aydınlatma Parçalarının Modal Analizi ve Sonlu Elemanlar Modelinin Güncellenmesi, Bursa Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, 91s, Bursa.
- Baldan E, 2018, Otomotiv Fan Kanadının Dinamik Karakteristiğinin Deneysel ve Teorik Modal Analiz Metotları ile İncelenmesi, Gebze Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Bölümü, Yüksek Lisans Tezi, 118s, Kocaeli.
- Bennett S, 2013, Medium/Heavy Duty Truck Engines, Fuel & Computerized Management Systems, Delmar Cengage Learning. 368p, Clifton Park, NY.
- Buechele K C, 2013, Operational Modal Analysis and Force Characterization of an Unstable Liquid Rocket Engine, Purdue University, Master’s Thesis, 119p, West Lafayette, Indiana.
- Choi W, 2018, Investigation on Free-Free Boundary Condition through Structural FRF Measurements for Test-FEA Correlation Process, Seoul National University, School of Mechanical and Aerospace Engineering, The Graduate School, Doctoral Dissertation, 20p, South Korea.
- Çetinkaya S, 2004, Taşıt Mekaniği, Nobel Yayın Dağıtım, 313s, Ankara.
- Ekici H N, 2019, Design and Manufacturing of a Connecting Rod for Gasoline Engines

Made by High Performance Plastic, Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, 201s, İstanbul.

Eser A T, 2019, Kompozit C Kirişlerin Deneysel Modal Analiz Metoduyla Mekanik Özelliklerinin İncelenmesi, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 70s, Sakarya.

Ewins D J, 1995, Modal Testing: Theory, Practice and Application, John Wiley & Sons, 313p, Somerset.

Furtmüller T, Kawrza M, Adam C, 2019, Experimentelle Und Numerische Modalanalyse Von Brettsper Holzbal ken Zur Erfassung Von Materialschädigung, 16. D-A-CH Tagung Erdbebeningenieurwesen Und Baudynamik, Innsbruck, Austria.

Grohe H, 1999, Otto ve Dizel Motorları, Bilim Teknik Yayınevi, Çev.: Kuşhan B, 273s, İstanbul.

He S, Tang T, Xu E, Ye M, Zheng W, 2020, Vibration Control Analysis of Vehicle Steering System Based on Combination of Finite-Element Analysis and Modal Testing. Journal of Vibration and Control, 26, 88-101.

İskeçe B, 2015, Modal Analysis of Aerofoil Cross-Sectioned Wing Made of Laminated Composite and Filled with Foam, Izmir Institute Of Technology, Doctoral Dissertation, 59p, Turkey.

Kaya T, İnce M C, 2010, Pencere Fonksiyonu Aileleri ve Uygulama Alanları, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Fen Bilimleri Dergisi, 26(3), 291-306.

Kesireddy G, 2017, Design, Analysis and Optimization of Rear Sub-Frame Using Finite Element Modeling and Modal Analysis, University Of Toledo, Doctoral Dissertation, 78p, Ohio.

Khan M A, Khan S Z, Sohail W, Khan H, Sohaib M, Nisar S, 2015, Mechanical Fatigue İn Aluminium At Elevated Temperature And Remaining Life Prediction Based On Natural Frequency Evolution, Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 38, 897-903.

Koduri M, Devadoss W W W, 2013, Welded Frame Finite Element Modelling and

- Experimental Modal Analysis, Blekinge Institute of Technology, Master's Thesis, 92p, Karlskrona.
- Lee H H, 2018, Finite element simulations with ANSYS Workbench 18, SDC publications, 610p, United States of America.
- Lemler K J, 2012, Modal Testing and Analysis Techniques and Their Application on a Small UAS. The University Of North Dakota, Master's Thesis, 129p, North Dakota.
- Maia N M M, e Silva J M M, 1998, Theoretical and Experimental Modal Analysis, Research Studies Press, 468p, Hertfordshire.
- Mohammed U A, 2018, Analysis of Parameters Affecting Modal Frequencies in Bolted Joint Connections, University Of Cincinnati, Master's Thesis, 98p, Cincinnati.
- More H C, Mishra H, 2017, Natural Frequency Exploration of Connecting Rod By FEA Modal Analysis and Experimental Modal Analysis, Journalnx, 3, 22-25.
- Nale R S, Kulloli V K, 2018, Vibrational Analysis and Optimization of Connecting Rod, International Research Journal of Engineering and Technology, 05, 07.
- Pastor M, Binda M, Harčarik T, 2012, Modal Assurance Criterion, Procedia Engineering, 48, 543-548.
- Pulkrabek W W, 2007, Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine. Prentice Hall. 411p, New Jersey.
- Rao S S, 2016, Mekanik Titreşimler, Nobel Yayınevi, Çev.: Pala Y, 1172s, Ankara.
- Rizo-Patron S S, Sirohi J, 2016, Operational Modal Analysis of a Rotating Cantilever Beam Using High-Speed Digital Image Correlation, In 57th AIAA/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, And Materials Conference, 4-8 January, California, USA.
- Serbichenko D, 2019, Modal Analysis of Time-Dependent Structures Using Derictional Derivatives, École Centrale De Nantes, Doctoral Dissertation, 151p, Nantes.
- Uslu S, 2019, Üç Kanatlı Pervanenin İşletme Şartlarında Modal Analizi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 43s, İstanbul.
- Uwizerimana S, 2015, Structural Modeling and Dynamic Analysis of Nuclear Power

- Plant Structures, The Ohio State University, Doctoral Dissertation, 190p, Ohio.
- Wang Y, 2015, Vibrational Measurement Techniques Applied On FE-Model Updating, Linnaeus University, Master's Thesis, 38p, Sweden.
- Yalnızca O, Özelgin İ, Aksoy E, 2014, Esnek Volan Modal Analizi. Mühendis ve Makina, 55, 30-41.
- Yucel A, Arpacı A, 2013, Free and Forced Vibration Analyses of Ship Structures Using the Finite Element Method, Journal of Marine Science and Technology, 18, 324-338.

İnternet Kaynakları

- 1- https://www.uml.edu/docs/feb98_tcm18-189810.pdf, 04.01.2023
- 2- <https://blog.dta.com.tr/frekans-cevap-fonksiyonu-frf-nedir/>, 02.03.2022
- 3- <https://www.researchgate.net/post/What-is-the-application-of-free-free-modal-analysis-and-constrained-modal-analysis>, 04.01.2023
- 4- https://glossary.oilfield.slb.com/en/terms/s/stage_separation, 04.01.2023
- 5- <https://www.sensortek-hbm.com/transducer-nedir-transduser-cesitleri/>, 04.01.2023
- 6- https://en.wikipedia.org/wiki/Piezoelectric_accelerometer#/media/File:PiezoAccelerometerTheory.gif, 04.01.2023
- 7- <https://www.dataphysics.com/products-and-solutions/dynamic-signal-analyzers-signalcalc/quattro.html>, 02.03.2022
- 8- <https://www.dataphysics.com/news/product-news/software-download-available-for-200-and-700-series-analyzers-700-series-controllers>, 02.03.2022
- 9- <https://www.dataphysics.com/products-and-solutions/dynamic-signal-analyzers-signalcalc/quattro.html>, 02.03.2022

- 10- <https://www.dytran.com/Model-3225M39-Miniature-Accelerometer-P1667/>, 02.03.2022
- 11- <https://www.dytran.com/Model-3225M24T-Miniature-Accelerometer-with-TEDS-P1665/>, 02.03.2022
- 12- https://www.dytran.com/images/product_pdf/3225M24T_ds.pdf, 04.01.2023
- 13- <https://www.pcb.com/products?model=086c03>, 02.03.2022
- 14- <https://vibrationdata.wordpress.com/2013/12/14/response-of-an-sdof-system-to-an-applied-force-psd/>, 04.01.2023
- 15- <https://rotorlab.tamu.edu/me459/APP%20Note%20243-3%20The%20Fundamentals%20of%20Modal%20Testing.pdf>, 04.01.2023
- 16- <https://community.sw.siemens.com/s/article/how-to-calculate-damping-from-a-frf>, 16.12.2021
- 17- https://github.com/SanthoshKumarArroju/MAC_Modal_Assurance_Criterion, 05.12.2022
- 18- <https://www.physicsforums.com/threads/ansys-modal-what-does-the-deflection-result-represent.728097/>, 06.01.2023