T. C.
SİVAS CUMHURİYET ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİMS MAKİNESİ ALT KALIP BAĞLANTI SİSTEMİNİN SONLU ELEMANLAR YAKLAŞIMI VE DENEYSEL SÖNÜM MODELLENMESİ İLE DİNAMİK ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ali SARIMERMER
(20229215059)

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı
Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Aydın DEMİR

SİVAS
ARALIK 2025

Ali SARIMERMER ’in hazırladığı ve **“BİMS MAKİNESİ ALT KALIP BAĞLANTI SİSTEMİNİN SONLU ELEMANLAR YAKLAŞIMI VE DENEYSEL SÖNÜM MODELLENMESİ İLE DİNAMİK ANALİZİ”** adlı bu çalışma aşağıdaki jüri tarafından **MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM Dalı’**nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı	**Dr. Öğr. Üyesi Aydın DEMİR** Sivas Cumhuriyet Üniversitesi	**……**
Jüri Üyesi	**Dr. Öğr. Üyesi Sakine KIRATLI** Çankırı Karatekin Üniversitesi	**……..……**
Jüri Üyesi	**Dr. Öğr. Üyesi Lutuf ERTÜRK** Sivas Cumhuriyet Üniversitesi	**……..……...**

Bu tez, Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tarafından **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak onaylanmıştır.

Prof. Dr. Nail ALTUNAY
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MÜDÜRÜ

Bu tez, Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Senatosu'nun 20.08.2014 tarihli ve 7 sayılı kararı ile kabul edilen Fen Bilimleri Enstitüsü Lisansüstü Tez Yazım Kılavuzu (Yönerge)'nda belirtilen kurallara uygun olarak hazırlanmıştır.

ETİK

Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Tez Yazım Kılavuzu (Yönerge)'nda belirtilen kurallara uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında;

- ✓ Bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- ✓ Görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- ✓ Başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere, bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu ve atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- ✓ Bütün bilgilerin doğru ve tam olduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- ✓ Tezin herhangi bir bölümünü, Sivas Cumhuriyet Üniversitesi veya bir başka üniversitede, bir başka tez çalışması olarak sunmadığımı; beyan ederim.

19.12.2025
Ali SARIMERMER

KATKI BELİRTME VE TEŞEKKÜR

Yüksek lisans tez çalışmamın yürütülmesi süresince desteğini hiçbir zaman esirgemeyen, engin bilgi ve tecrübelerinden yararlanmamı sağlayan saygıdeğer danışmanım Dr. Öğr. Üyesi Aydın DEMİR'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Tezin hazırlanması ve deneysel çalışmaların gerçekleştirilmesi aşamalarında büyük katkıları bulunan Dr. Öğr. Üyesi Lütfü ERTÜRK'e değerli desteklerinden dolayı teşekkür ederim.

Yüksek lisans tez jüri üyelerinden Dr. Öğr. Üyesi Sakine KIRATLI'ya tezime sağladığı katkılardan dolayı teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca, HSV Makine şirketine, bu şirketin kurucusu Sayın Mehmet HÜSREVOĞLU'na ve çalışma arkadaşlarıma, tez çalışmam süresince verdikleri destekler ve sağladıkları imkânlar için teşekkür ederim.

ÖZET

BİMS MAKİNESİ ALT KALIP BAĞLANTI SİSTEMİNİN SONLU ELEMANLAR YAKLAŞIMI VE DENEYSEL SÖNÜM MODELLENMESİ İLE DİNAMİK ANALİZİ

Ali SARIMERMER

Yüksek Lisans Tezi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Aydın DEMİR
2025, 95+xcv sayfa

Bims, ısı ve ses yalıtımı sağlayan, hafif ve gözenekli volkanik kökenli bir malzemedir. Yapı sektöründe özellikle hafif beton blok (briket) üretimi ile iç ve dış duvar uygulamalarında yaygın olarak tercih edilmektedir.

Bu çalışmada, bims makinesinin sürekli titreşim altında çalışan alt kalıp bağlantı denge kolu üçgeninde meydana gelen rezonans problemleri incelenmiş ve optimum güvenli sac kalınlığı belirlenmiştir. İlk aşamada, makinede kullanılan SBR-metal kompozit takozun mekanik özellikleri çekme testi ile elde edilerek Yeoh hiperelastik model için malzeme sabitleri çıkarılmış, ayrıca modal çekiç deneyleri ile birinci ve ikinci modlara ait sönüm oranları belirlenmiştir. Elde edilen verilerden hesaplanan Rayleigh sönüm katsayıları yalnızca takoz malzemesinde tanımlanarak sonlu elemanlar modeline aktarılmıştır.

Sayısal analizlerde modal, harmonik, rijit dinamik ve transient analiz yöntemleri kullanılmış; alt kalıp bağlantı denge kolu üçgeni için farklı malzeme kalınlıkları (15-18-20-22-23-24-25-30-35 mm) modellenmiştir. Üç farklı yükleme koşulu altında yapılan harmonik cevap analizleri ile 1-64 Hz frekans aralığındaki kritik rezonans bölgeleri belirlenmiş, transient analizlerle sonuçlar doğrulanmıştır. Analizler sonucunda alt kalıp bağlantı denge kolu üçgeni için optimum güvenli kalınlık 22 mm olarak belirlenmiş ve sistemin güvenli çalışma aralığının 10 Hz'in altındaki ve 20 Hz

üzerindeki frekanslarda tutulması gerektiği ortaya konulmuştur. Böylece hem rezonans riskinin azaltılması hem de yapısal güvenilirliğin artırılması hedeflenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Bims Makinesi, Vibrasyon Takozu, Sonlu Elemanlar Yöntemi, Dinamik Analiz.

ABSTRACT

DYNAMİC ANALYSİS OF THE PUMİCE BLOCK MACHİNE LOWER MOLD CONNECTİON SYSTEM USİNG THE FİNİTE ELEMENT APPROACH AND EXPERİMENTAL DAMPİNG MODELİNG

Ali SARIMERMER

Master of Science Thesis
Department of Mechanical Engineering
Supervisor: Dr. Aydın DEMİR
2025, 95+xcv pages

Bims is a lightweight, porous material of volcanic origin that provides thermal and acoustic insulation. It is widely preferred in the construction industry, particularly for the production of lightweight concrete blocks (briquette) and for internal and external wall applications.

In this study, resonance problems occurring in the lower mold connection triangle of the pumice block machine operating under continuous vibration were investigated, and the optimum safe sheet thickness was determined. In the first stage, the mechanical properties of the SBR-metal composite shim used in the machine were obtained by tensile testing, and the material constants for the Yeoh hyperplastic model were extracted. Additionally, the damping ratios for the first and second modes were determined using modal hammer tests. The Rayleigh damping coefficients calculated from the obtained data were defined only in the pad material and transferred to the finite element model.

Modal, harmonic, rigid dynamic and transient analysis methods were used in numerical analyses; different sheet thicknesses (15-18-20-22-23-24-25-25-30-35 mm) were modeled for the lower mold connection triangle. Harmonic response analyses conducted under three different loading conditions identified critical resonance regions in the 1-64 Hz frequency range, and the results were verified by transient analyses.

The analysis determined that the optimum safe thickness for the lower mold connection triangle is 22 mm and revealed that the system's safe operating range should be maintained at frequencies below 10 Hz and above 20 Hz. Thus, the aim was to both reduce the risk of resonance and increase structural reliability.

Keywords: Pumice Block Machine, Vibration Wedge, Finite Element Method, Dynamic Analysis.

İÇİNDEKİLER

ÖZET ..... **vi**

ABSTRACT ..... **viii**

ŞEKİLLER DİZİNİ ..... **xii**

ÇİZELGELER DİZİNİ ..... **xv**

SİMGELER DİZİNİ ..... **xvi**

KISALTMALAR DİZİN ..... **xviii**

1. GİRİŞ **1**

1.1. Literatürde Yapılan Çalışmalar 2

1.2. Tezin Amacı ve İçeriği 8

2. BİMS MAKİNELERİ **9**

2.1. Vibrasyon Sistemi 11

2.2. Vibrasyon Takozları 14

2.3. Hiperelastik Malzeme 19

2.3.1. Hiperelastik malzemelerde enerji fonksiyonu yaklaşımları 21

3. TİTREŞİM TEORİSİ VE SAYISAL MODELLENMESİ **25**

3.1. Tek Serbestlik Dereceli Sistemlerde Serbest Titreşim 26

3.2. Sönümlü Serbest Titreşim 27

3.3. Zorlanmış Titreşim 27

3.4. Çok Serbestlik Dereceli Sistemler 28

3.5. Sönüm Katsayısı Hesaplama Yöntemleri 29

4. SONLU ELEMANLAR ANALİZİ **34**

4.1. Sonlu Elemanlar Yönteminin Uygulamaları 35

4.1.1. Modal Analiz Teorisi 36
4.1.2. Harmonik Cevap Analizi Teorisi 37
4.1.3. Rijit Dinamik Analiz Teorisi 39
4.1.4. Transient Analiz Teorisi 40
5. DENEYSEL YÖNTEMLER 43
5.1. Tek Eksenli Çekme Testi 43
5.2. Titreşim Testi 46
5.2.1. Modal Çekiç Yöntemi ile Titreşim Testi 47
5.2.2. Rayleigh sönümleme sabitlerinin hesaplanması 49
6. ANSYS UYGULAMALARI 50
6.1. Vibrasyon Takozu Modal Analizi 50
6.2. Vibrasyon Takozu Harmonik Cevap Analizi 50
6.3. Alt Kalıp Bağlantı Sistemi Denge Kolu Üçgeni Dinamik Analizi 54
6.3.1. Alt kalıp sistemine etkiyen kuvvetlerin tespiti 54
6.3.2. Kırılma bölgesindeki gerilmelerin tespiti 61
6.3.3. Kritik frekanslarının tespiti 63
7. SONUÇLAR VE GENEL DEĞERLENDİRMELER 86
KAYNAKLAR 88

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1 Briket üretim makinesi 9

Şekil 2.2 Deformasyona uğramış alt kalıp bağlantı üçgeni 10

Şekil 2.3 Vibrasyon sistemi 11

Şekil 2.4 Alt kalıp hareket grafiği 12

Şekil 2.5 Vibrasyon çalışma parametresi 13

Şekil 2.6 Çeşitli polimerlerin gerilme-uzama eğrileri 15

Şekil 2.7 Hiperelastik malzeme için tipik stress-strain eğrisi 20

Şekil 3.1 Serbest titreşim yapan sistemin kütle-yay sistemi 26

Şekil 3.2 Sönümlü serbest titreşim yapan kütle-yay sistemi 27

Şekil 3.3 Sönümlü zorlanmış titreşim yapan kütle-yay-sönüm sistemi 28

Şekil 3.4 Çok serbestlik dereceli kütle-yay sistemi 29

Şekil 3.5 Rayleigh sönüm grafiği 31

Şekil 3.6 Yarım güç metodu 32

Şekil 3.7 Sönümlü titreşim genlik-zaman eğrisi 33

Şekil 5.1 Dumbell numune ölçüleri (ASTM D412) 44

Şekil 5.2 Tek eksenli çekme test numuneleri 45

Şekil 5.3 SBR kauçuk gerilme-gerinim grafiği 45

Şekil 5.4 Modal çekiç ile titreşim test düzeneği 47

Şekil 5.5 Vibrasyon takozunun modal çekiç yöntemi ile elde edilen frekans cevabı 48

Şekil 5.6 Vibrasyon takozunun ansys workbench yazımından elde edilen 1. Mod şekli 48

Şekil 6.1 Kısıtlanmış vibrasyon takozunun 1. Mod şekli 50

Şekil 6.2 Vibrasyon takozunun 1. yükleme koşulundaki deformasyon ve faz değişimi 51

Şekil 6.3 Vibrasyon takozunun 2. yükleme koşulundaki deformasyon ve faz değişimi 52

Şekil 6.4 Vibrasyon takozunun 3. yükleme koşulundaki deformasyon ve faz değişimi 53

Şekil 6.5 Alt kalıp bağlantı sistemine etki eden kuvvetler 54

Şekil 6.6 Denge kolundan gelen kuvvetlerin yönü 55

Şekil 6.7 Denge kolundan gelen zamana bağlı kuvvet değişimleri 56

Şekil 6.8 Alt kalıp piston kuvveti yönü 57

Şekil 6.9 Alt kalıp piston pimine etki eden kuvvetler..... 58

Şekil 6.10 Vibratör ağırlığı kütle özellikleri 59

Şekil 6.11 Kırılma bölgesinde elde edilen maksimum gerilme dağılımları..... 62

Şekil 6.12 Sac kalınlıklarına göre kırılma bölgesindeki ortalama maksimum gerilmeler 62

Şekil 6.13 15 mm ve 1. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişim grafiği ... 64

Şekil 6.14 15 mm ve 2. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişim grafiği ... 65

Şekil 6.15 15 mm ve 3. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişim grafiği ... 65

Şekil 6.16 18 mm ve 1. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişim grafiği ... 66

Şekil 6.17 18 mm ve 2. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişim grafiği ... 67

Şekil 6.18 18 mm ve 3. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişim grafiği ... 67

Şekil 6.19 20 mm ve 1. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişim grafiği ... 68

Şekil 6.20 20 mm ve 2. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişim grafiği ... 69

Şekil 6.21 20 mm ve 3. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişim grafiği ... 70

Şekil 6.22 22 mm ve 1. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişim grafiği ... 70

Şekil 6.23 22 mm ve 2. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişim grafiği ... 71

Şekil 6.24 22 mm ve 3. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişim grafiği ... 72

Şekil 6.25 23 mm ve 1. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişim grafiği ... 72

Şekil 6.26 23 mm ve 2. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişim grafiği ... 73

Şekil 6.27 23 mm ve 3. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişim grafiği ... 74

Şekil 6.28 24 mm ve 1. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişim grafiği ... 74

Şekil 6.29 24 mm ve 2. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişim grafiği ... 75

Şekil 6.30 24 mm ve 3. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişim grafiği ... 76

Şekil 6.31 25 mm ve 1. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişim grafiği ... 76

Şekil 6.32 25 mm ve 2. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişim grafiği ... 77

Şekil 6.33 25 mm ve 3. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişim grafiği ... 78

Şekil 6.34 30 mm ve 1. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişim grafiği ... 78

Şekil 6.35 30 mm ve 2. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişim grafiği. .. 79

Şekil 6.36 30 mm ve 3. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişim grafiği. .. 80

Şekil 6.37 35 mm ve 1. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişim grafiği. .. 81

Şekil 6.38 35 mm ve 2. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişim grafiği. .. 83

Şekil 6.39 35 mm ve 3. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişim grafiği ... 84

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1 Alt kalıp ve vibrasyon çalışma parametreleri 13

Çizelge 2.2 SBR Kauçuk Karışımının İçeriği 17

Çizelge 5.1 Yeoh hiperelastik sabitleri 46

Çizelge 5.2 İzotropik elastisite değerleri 46

Çizelge 6.1 Rezonans frekanslarındaki faz açısı değişimleri 53

Çizelge 6.2 11.5 – 12.7 sn aralığında denge kolundan gelen kuvvetler 56

Çizelge 6.3 11.5 – 12.7 sn aralığındaki alt kalıp hidrolik piston kuvvetleri 58

Çizelge 6.4 Bir çevrimdeki vibratör santrifüj kuvvetileri 60

Çizelge 6.5 Alt kalıp bağlantı sistemi yükleme koşulları 61

Çizelge 6.6 15 mm ve 1. Yükleme koşulunda öne çıkan frekans aralıkları 64

Çizelge 6.7 18 mm kalınlık ve 1. Yükleme koşulunda öne çıkan frekans aralıkları . 66

Çizelge 6.8 20 mm kalınlık ve 1. Yükleme koşulunda öne çıkan frekans aralıkları . 69

Çizelge 6.9 22 mm kalınlık ve 1. Yükleme koşulunda öne çıkan frekans aralıkları 71

Çizelge 6.10 23 mm kalınlık ve 1. Yükleme koşulunda öne çıkan frekans aralıkları 73

Çizelge 6.11 24 mm kalınlık ve 1. Yükleme koşulunda öne çıkan frekans aralıkları 75

Çizelge 6.12 25 mm kalınlık ve 1. Yükleme koşulunda öne çıkan frekans aralıkları 77

Çizelge 6.13 30 mm kalınlık ve 1. Yükleme koşulunda öne çıkan frekans aralıkları 79

Çizelge 6.14 30 mm kalınlık ve 2. Yükleme koşulunda öne çıkan frekans aralıkları 80

Çizelge 6.15 30 mm kalınlık ve 3. Yükleme koşulunda öne çıkan frekans aralıkları 81

Çizelge 6.16 35 mm kalınlık ve 1. Yükleme koşulunda öne çıkan frekans aralıkları 82

Çizelge 6.17 35 mm kalınlık ve 2. Yükleme koşulunda öne çıkan frekans aralıkları 83

Çizelge 6.18 35 mm kalınlık ve 2. Yükleme koşulunda öne çıkan frekans aralıkları 85

SİMGELER DİZİNİ

$\mathbf{I}$	Gerilme invariyantı
$\boldsymbol{\lambda}$	Uzama oranı
$\mathbf{L}$	Malzeme boyu
$\mathbf{W}$	Gerilme şekil değiştirme enerji yoğunluğu
$\boldsymbol{\mu}$	Elastomerin kayma modülü
$\mathbf{C_{10}, C_{20}, C_{30}}$	Hiperelastik malzeme sabitleri
$\mathbf{k}$	Yay sabiti
$\mathbf{m}$	Kütle
$\boldsymbol{\omega_n}$	Doğal açısal frekans
$\mathbf{C}$	Genlik
$\emptyset$	Başlangıç faz açısı
$\mathbf{t}$	Zaman
$\boldsymbol{c}$	Viskoz sönüm katsayısı
$\mathbf{x}$	Yer değiştirme
$\dot{\mathbf{x}}$	Hız
$\ddot{\mathbf{x}}$	İvme
$\boldsymbol{\zeta}$	Sönüm oranı
$\mathbf{c_{kritik}}$	Kritik sönüm katsayısı
$\boldsymbol{\omega_d}$	Sönümlü açısal frekans
$\mathbf{F}$	Kuvvet
$\boldsymbol{\theta}$	Faz açısı
$[\mathbf{M}]$	Kütle matrisi
$[\mathbf{C}]$	Viskoz sönüm matrisi
$[\mathbf{K}]$	Rijitlik matrisi
$\{\emptyset\}$	Mod şekil vektörü (Özvektör)
$\mathbf{q}$	Modal koordinatlar
$\boldsymbol{\alpha}$	Rayleigh sönümleme kütle matrisi sabiti
$\boldsymbol{\beta}$	Rayleigh sönümleme rijitlik matrisi sabiti

$\mathbf{f_r}$	Rezonans frekansı
$\boldsymbol{\delta}$	Logaritmik dekreman
$\mathbf{\{u\}}$	Düğüm yer değiştirme vektörü
$\{\dot{\mathbf{u}}\}$	Düğüm hız vektörü
$\{\ddot{\mathbf{u}}\}$	Düğüm ivme vektörü
$\boldsymbol{\Omega}$	Zorlayıcı frekans
U	Sistemin yer değiştirme genliği
$\mathbf{y_{jc}}$	Sistemin mod bazlı harmonik yanıtı
$\mathbf{f_{jc}}$	Modal kuvvet bileşeni
K	Bulk modülü
E	Elastisite modülü
v	Poisson oranı
G	Kayma modülü
d	Yoğunluk
s	Saniye
ω	Açısal hız
n	Devir sayısı
N	Eksantrik kütle sayısı
r	Yarıçap

KISALTMALAR DİZİN

Hz	Hertz
s	Saniye
mm	Milimetre
%	Yüzde
N	Newton
MPa	Megapascal
ºC	Santigrat derece
º	Derece
NR	Doğal kauçuk
NBR	Nitril kauçuk
EPDM	Etilen propilen dien monomer
SİR	Silikon kauçuk
PU	Poliüretan
SBR	Stiren bütadien kauçuk
CR	Kloropen kauçuk
BR	Polibütadien kauçuk
MBTS	Benzotiyazil disülfit
TMTD	Tetrametiltiuram disülfit
ZDBC	Çinko dibütilditiyokarbamat
1-DOF	Tek serbestlik dereceli sistem
MDOF	Çok serbestlik dereceli sistem
FEA	Sonlu elemanlar analizi
ASTM	Amerikan Test ve Malzeme Derneği

1. GİRİŞ

Bims, volkanik kökenli doğal bir taş olan pomzadan elde edilen, hafif, gözenekli ve çevre dostu bir yapı malzemesidir. Düşük yoğunluğu ile yüksek ısı ve ses yalıtım kapasitesine sahip olması nedeniyle yapı sektöründe yaygın biçimde kullanılmaktadır. Briket ise çimento, kum, çakıl, su ve bims gibi hafif agregaların karışımıyla üretilen, genellikle taşıyıcı özelliğe sahip olmayan beton bloklardır. Bu yapı elemanları iç ve dış cephe duvarlarında, bölme duvarlarda ve çeşitli mimari uygulamalarda kullanılmaktadır.

Sanayi ölçeğinde bims ve briket üretimi, yüksek verimlilik ve homojen ürün kalitesi gerektirmektedir. Bu amaçla kullanılan bims makineleri, kalıp içerisine dökülen harcın sıkı ve düzgün bir şekilde yerleşmesini sağlamak için yüksek genlikte çalışan vibrasyon sistemleri ile donatılmıştır (Cai ve Yang, 2020). Ancak bu titreşimler, makine bileşenlerinde tekrarlı ve dinamik gerilmelere yol açarak zamanla rezonans ve yorulma problemlerine neden olmaktadır (Cai ve Yang, 2020). Özellikle alt kalıp ile denge kolunu birbirine bağlayan alt kalıp bağlantı üçgeni, sistemin en fazla yük altında çalışan ve arızaya en yatkın bölgelerinden biridir. Bu durum, alt kalıp bağlantı sisteminin dinamik yükler altındaki davranışının ayrıntılı biçimde incelenmesini gerekli kılmaktadır (Enez, 2009). Vibratörün çalışma frekans aralığında rezonans bölgelerinin belirlenmesi, yapısal tasarımda doğal frekansların değiştirilmesi ve titreşimlerin kritik düzeylere ulaşmasının önlenmesi için önemlidir (Park ve ark., 2024). Ayrıca, titreşim kaynaklı gerilme ve deformasyonları azaltmak amacıyla kullanılan elastomer esaslı vibrasyon takozlarının sistem performansına olan katkısı kritik bir rol oynamaktadır (Eşiyok, 2019). Bu nedenle, hem alt kalıp bağlantı üçgeninin optimum kalınlığının hem de takozların etkin çalışma frekans aralıklarının belirlenmesi, sistemin dayanıklılığını artırmak ve kullanım ömrünü uzatmak açısından büyük önem taşımaktadır (Eroğlu ve ark., 2023).

1.1. Literatürde Yapılan Çalışmalar

Elastomerik malzemelerin (örneğin SBR, NR/SBR, doğal kauçuk) titreşim izolasyonu performansı ve makine parçalarının dinamik analizleri üzerine literatürde geniş kapsamlı çalışmalar bulunmaktadır. Bu doğrultuda, mevcut çalışmalar aşağıda özetlenmiştir:

Arruda ve Boyce (1993), kauçuk malzemelerin büyük şekil değiştirmelerdeki davranışını doğru modellemek amacıyla istatistiksel ağ temelli sekiz zincirli modeli geliştirmiştir. Model, zincir uzamasını birinci gerinim invariyantı ile ilişkilendirerek yalnızca iki parametreyle Treloar deney verileriyle yüksek uyum sağlamaktadır. Bu fiziksel temelli yaklaşım, zincir yönlenmesi ve sınırlı uzama etkilerini açıklayarak fenomenolojik modellere göre hiperelastik davranışın daha gerçekçi şekilde temsilini mümkün kılmıştır.

Yeoh (1993), Rivlin'in fenomenolojik teorisine dayalı olarak gerinim enerji fonksiyonunu I_1'in kübik fonksiyonu şeklinde önermiş ve bu modelin büyük gerinimler altındaki kauçuk davranışını başarıyla temsil ettiğini göstermiştir. Neo-Hookean ve Mooney-Rivlin modelleriyle karşılaştırıldığında, önerilen modelin değişen kayma modülünü yansıtabilmesiyle daha esnek sonuçlar sunduğu belirtilmiştir.

Boyce ve Arruda (2000), kauçuk elastisitesine yönelik sonlu şekil değiştirme modellerini incelemiş, istatistiksel ve sürekli ortam yaklaşımlarını deneysel verilerle karşılaştırmıştır. Flory-Erman ve sekiz zincirli Arruda-Boyce modelinin birleştirilmesiyle Treloar verilerinin geniş deformasyon aralıklarında yüksek doğrulukla temsil edilebildiğini göstermişlerdir. Ayrıca Mooney-Rivlin modelinin yüksek gerinimlerde gerilmeyi iyi tahmin ettiğini vurgulamışlardır.

Soyel (2008), NR/SBR tipi elastomer malzemeleri cam küre, mika tozu ve wollastonit dolgularıyla güçlendirerek çekme deneyleri gerçekleştirmiş ve ABAQUS 6.7.1 yazılımında yapılan analizler sonucunda Marlow modelinin deneysel verilerle en yüksek uyumu sağladığını ortaya koymuştur.

Centeno (2009), kauçuk burçların mekanik davranışını LS-DYNA yazılımında Yeoh hiperelastik modeli ile çarpışma simülasyonlarıyla doğrulayarak, modelin deneysel sonuçlarla iyi uyum gösterdiğini ortaya koymuştur.

Enez (2009), elastomerik titreşim izolatörlerinin sonlu elemanlar yöntemi (FEM) ile modellenmesini ve dinamik davranışlarının analizini gerçekleştirmiştir. Çalışmada, farklı geometri ve malzeme parametrelerinin titreşim izolasyon performansı üzerindeki etkileri incelenmiş; kauçuk esaslı izolatörlerin frekans tepkileri ve sönümleme karakteristikleri detaylı olarak değerlendirilmiştir.

Güven (2014), kauçuk burçların hiperelastik davranışını tek eksenli çekme ve safi kayma testleri ile karakterize ederek ANSYS yazılımında şekil optimizasyonu yapmış ve optimum burç geometrilerini elde etmiştir.

Němec ve ark. (2016), geometrik rijitlik matrisinin hesaplanmasına yönelik geliştirilmiş bir formülasyon önermiştir. Çalışmada, klasik sonlu elemanlar yaklaşımında kullanılan rijitlik matrisinin eksik kalan geometrik etkilerini daha doğru temsil edebilmek için yeni bir matematiksel ifade türetilmiştir. Elde edilen formülün doğruluğu sayısal örneklerle test edilmiş ve özellikle yüksek deformasyonlu yapısal sistemlerde mevcut yöntemlere kıyasla daha kararlı sonuçlar verdiği gösterilmiştir. Bu çalışma, geometrik doğrusal olmayan analizlerde rijitlik matrisinin yeniden tanımlanması gerektiğini vurgulamakta ve bu sayede hiperelastik malzemelerin analitik modellenmesinde doğruluk artışı sağlamaktadır.

Ranjbar ve Tadayon (2017), Çok serbestlik dereceli sistemlerde sürtünme kaynaklı titreşimleri incelemiş ve farklı çalışma koşullarında elde edilen sonuçların, yüksek hassasiyet gerektiren uygulamalarda titreşim kontrolü açısından önemli bulgular sunduğunu ortaya koymuştur.

Selvadurai ve Suvorov (2017), hiperelastik malzemelerde poroelastik davranışı teorik ve sayısal olarak incelemiş, çalışmada Yeoh modelinde yer alan kayma modülünün birinci katsayı (C_{10}) ile ilişkisini ortaya koyarak, bu modelin malzeme davranışını yüksek doğrulukla temsil edebildiğini göstermiştir.

Uçar ve Başdoğan (2017), kauçuk şok emicilerin mekanik davranışlarını farklı hiperelastik modeller ile karşılaştırarak, Yeoh modelinin çekme ve relaksasyon test sonuçlarıyla en iyi uyumu sağladığını göstermiştir.

Küçükrendeci (2018), Alüminyum-kauçuk sandviç tipi titreşim izolasyon elemanlarını ANSYS yazılımında harmonik cevap analizi ile inceleyerek, metal-kauçuk yapının endüstriyel titreşim yalıtımında etkin alternatif olduğunu belirtmiştir.

Ergül (2018), OpenSees ve SeismoStruct yazılımlarını kullanarak yapı sistemlerinde doğrusal olmayan deprem analizlerini karşılaştırmış, çalışmada moment-dönme yaylı ve fiber eleman modellerinin doğrulukları incelenmiş, elde edilen sonuçlar doğrultusunda iki yöntemin farklı analiz koşullarındaki performans farkları değerlendirilmiştir.

Çakar (2018), mekanik sistemlerde rezonansın doğal frekanslarda büyük genlikli titreşim yarattığını ve buna karşılık anti rezonansın belirli noktalarda cevabı neredeyse sıfıra indiren yerel frekansları ifade ettiğini vurgular. Çalışmada, frekans tepki fonksiyonu verileri kullanılarak yapıya noktasal kütle eklemek suretiyle hedeflenen anti rezonansın istenen değere kaydırılabildiği ve böylece problemli frekans çevresinde yerel titreşimlerin etkili biçimde bastırılabildiği gösterilmiştir.

Eşiyok (2019), hidrolik burçların geometrik parametrelerinin özellikle yağ cebi hacmi, kanal uzunluğu ve valf tasarımının sönüm kabiliyeti üzerindeki etkisini statik ve dinamik testlerle incelemiştir. Faz açısı ve dinamik yay sabiti gibi parametrelerle yapılan değerlendirmeler, tasarım değişimlerinin çalışma frekansına bağlı sönümleme performansını belirgin biçimde etkilediğini göstermiş ve sonuçlar otomotiv süspansiyonlarında daha verimli hidrolik burç tasarımı için somut tasarım ilkeleri sunmuştur.

Cai ve Yang (2020), prefabrik beton vibrasyon tablasını takviyeli levha modeli olarak incelemiş ve Rayleigh-Ritz yöntemiyle sistemin doğal frekansları ile mod şekillerini belirlemiştir. Teorik analiz sonuçları ile sonlu elemanlar modelinden elde edilen sonuçların uyumlu olduğu görülmüş; çalışma, vibrasyon tablalarının yapısal performansının iyileştirilmesi için teorik bir temel sunmuştur.

Sun ve ark. (2022), yüksek hızlı tren gövdesindeki titreşimleri azaltmak amacıyla çok serbestlik dereceli dinamik titreşim sönümleyici geliştirmiştir. Çalışmada genetik algoritma kullanılarak tasarım parametreleri optimize edilmiş ve yüksek statik-düşük dinamik rijitliğe sahip bir montaj mekanizması önerilmiştir. Simülasyon sonuçları, tren gövdesinin çoklu titreşim modlarını etkin biçimde sönümlediğini ve sürüş konforunu önemli ölçüde artırdığını göstermektedir.

Mat Song ve ark. (2022), doğal kauçuk esaslı manyetoreolojik elastomer kullanarak motor takozlarının sertliğini manyetik alan etkisiyle ayarlanabilir hâle getirmiş ve bu sayede titreşim yalıtım performansını önemli ölçüde artırmıştır.

Ferreira ve ark. (2022), içten yanmalı motorlarda kullanılan farklı tipte motor takozlarının dinamik davranışlarını yapay sinir ağlarıyla modelleyerek, hidrolik elastomer takozların titreşim yalıtımında daha yüksek performans gösterdiğini ortaya koymuştur.

Karabulut ve Köken (2023), takım tezgâhlarında elastomer tabanlı titreşim takozlarının zemin titreşimlerine etkisini deneysel olarak incelemiştir. Çalışma, elastomer takozların zemin titreşimlerini belirgin şekilde azalttığını ve yüksek sönümleme kapasitesi sunduğunu göstermiştir.

Eroğlu, Yalçın ve Kaçar (2023), elastomerik malzemelerin mekanik davranışlarını deneysel ve sayısal yöntemlerle incelemişlerdir. Çalışmada farklı kauçuk türleri üzerinde çekme testleri gerçekleştirilmiş ve elde edilen veriler Yeoh ve Mooney-Rivlin hiperelastik modelleriyle karşılaştırılmıştır. Deneysel sonuçlarla sayısal analizlerin yüksek uyum göstermesi, hiperelastik modellerin elastomer malzemelerin geniş deformasyon aralıklarındaki davranışlarını doğru şekilde temsil edebildiğini ortaya koymuştur.

Chai, Hu ve Cheng (2023), kayar kalıp (slipform) betonunda titreşim frekansı ve süresinin sıkışma, ayrışma ve porozite üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemiş. Yüksek frekansta küçük agrega boyutlarının daha iyi sıkışma sağladığını göstermiş ve optimum titreşim parametreleri ile serme hızı için denklemler önermiştir.

Alkan (2024), hiperelastik malzemelerin mekanik özelliklerini tek eksenli çekme, iki eksenli çekme ve kesme testleriyle karakterize ederek, Marc yazılımı üzerinde Neo-Hookean, Mooney-Rivlin, Yeoh ve Ogden gibi farklı hiperelastik modellerin uygunluğunu karşılaştırmış ve model katsayı sayısının artmasıyla doğruluk oranının yükseldiğini belirlemiştir.

Ghoreishy ve ark. (2024), kauçuk esaslı temel izolatörlerin sismik yükler altındaki mekanik tepkilerini ABAQUS yazılımında Yeoh hiperelastik modeli ve viskoelastik etkileri birlikte kullanarak incelemiştir. Çalışma, Yeoh modelinin büyük deformasyon

davranışını doğru şekilde temsil ettiğini ve viskoelastik katkının enerji sönümleme kapasitesini artırdığını göstermiştir.

Park ve ark. (2024), Yeoh hiperelastik modeli kullanarak titreşim sönümleyici kauçuk takozların farklı ön yükler altındaki statik ve dinamik davranışlarını deneysel ve sayısal olarak incelemiş, ön yük arttıkça rezonans frekanslarının belirgin şekilde düştüğünü ve titreşim geçirgenlik eğrilerinin düşük frekanslara kaydığını tespit etmiştir.

Jin ve ark. (2024), manyetoreolojik sıvı ve elastomer temelli hibrit bir sönümleyici tasarlamış, ANSYS ortamında manyetik devre analizini gerçekleştirmiş ve genetik algoritma yöntemiyle yapısal parametre optimizasyonunu yapmıştır. Elde edilen sonuçlar, akım artışıyla birlikte sönüm katsayısının %81,6 oranında yükseldiğini ve sönümleyicinin titreşim iletimini önemli ölçüde azalttığını göstermiştir.

Bilge (2024), katmanlı-kiriş tipi yapıların dinamik titreşim sönümleyici olarak kullanılabilirliğini analitik ve deneysel olarak incelemeyi amaçlamış ve deneysel modal analizde sönüm oranlarını yarım güç metodu ile belirlemiştir.

Zhang ve ark. (2024), ANSYS yazılımında Yeoh hiperelastik modeli kullanarak düşük rezonans frekansına ve yüksek yük taşıma kapasitesine sahip kauçuk titreşim izolatörlerini tasarlamış ve çok amaçlı genetik algoritma yöntemiyle yapısal optimizasyonunu gerçekleştirmiştir.

Park (2025), ABAQUS yazılımında farklı hiperelastik modellerin, titreşim sönümleyici kauçuk takozların statik ve dinamik davranışlarını temsil etme kabiliyetlerini karşılaştırmalı olarak incelemiş ve Yeoh modelinin en yüksek doğrulukta sonuçlar verdiğini ortaya koymuştur.

Bilimsel makalelerin yanı sıra, hiperelastik malzemelerin sayısal modellenmesinde kullanılan yazılım dokümanları, standartlar ve teknik kaynaklar da literatürde önemli destek sağlar. ANSYS Mechanical APDL Theory Reference (2025) dokümanı, APDL kod yapısı, eleman teorileri, gerilme-şekil değiştirme ilişkileri ve çözüm algoritmaları gibi konuları ayrıntılı olarak açıklar. SOLIDWORKS Rayleigh Damping sayfasında, sönüm matrisinin kütle ve rijitlik matrisleri üzerinden lineer kombinasyonla tanımlandığı ve bu yaklaşımın modal analizlerde kullanıldığı belirtilmiştir. ASTM D412 standardı ise vulkanize kauçuk ve termoplastik elastomerlerin çekme

davranışlarını ölçmek için izlenmesi gereken deney prosedürlerini sunar. Introduction to Finite Element Analysis (FEA Theory) ders notları, sonlu elemanlar yönteminin temel ilkelerini ve varsayımlarını özetleyerek kuramsal altyapıyı anlatırken, Bower 'in Applied Mechanics of Solids bölümü de temel mekanik ilkeleri ve elastik analiz temellerini içerir. Engineering LibreTexts - Mechanics Map kaynağının "15.2: Viskoz Sönümlü Serbest Titreşimler" bölümünde viskoz sönüm modelleri ve sönüm davranışları ele alınmış olup bu içerik, elastomerlerin zaman bağımlı tepki analizlerinde fayda sağlar. Endüstriyel uygulamalar açısından, Has Ankara Kauçuk 'un kurumsal web sitesinde kauçuk takozların titreşim yalıtımı, yük taşıma kapasitesi ve malzeme formülasyonlarına ilişkin teknik bilgiler sunulmuştur. titresimtakozu.com sitesinin kurumsal blogunda, elastomer tabanlı titreşim takozlarının endüstriyel uygulamalara yönelik özellikleri ve kullanım alanları paylaşılmıştır. Wikipedia'daki Finite element Method sayfası, sonlu eleman yöntemine ilişkin temel kavramlar ve terimsel tanımlar için hızlı bir başvuru sunar. Machinery Lubrication 'da yayımlanan, Wright tarafından yayınlanan What Causes Machinery Vibration? başlıklı teknik yazıda makinelerde artan titreşim genliklerinin çoğunlukla hizasızlık, dengesizlik veya yatak gevşemesi gibi arızaların erken göstergesi olduğu belirtilir. Bu değerlendirme, titreşim analizinin yalnızca akademik değil, aynı zamanda bakım ve arıza tespiti süreçlerinde de önemli bir teşhis yöntemi olduğunu ortaya koymaktadır.

Literatürdeki çalışmalarda kauçuk malzemelerin mekanik davranışlarını yüksek doğrulukla modelleyebilmek amacıyla hiperelastik malzeme modelleri (Neo-Hookean, Mooney-Rivlin, Ogden, Yeoh vb.), sonlu elemanlar yöntemi (FEM) ile yaygın olarak kullanılmıştır. Literatürdeki bu çalışmalarda bims blok makineleri, bu makinelerde kullanılan vibrasyon takozları ve makine parçalarındaki titreşimden kaynaklanan rezonans etkisi hakkında yeterli düzeyde bilgi bulunamamıştır.

Bu çalışmada ise bims blok makinelerinde kullanılan parçaların güvenli kullanım frekans aralığı ve özellikle bims blok makinelerinde kullanılan SBR metal-kauçuk kompozit vibrasyon takozlarının güvenli çalışma frekansları ile rezonans riskleri konusu detaylı olarak çalışılmıştır. Bununla birlikte, bims blok makinelerinde kritik bir bileşen olan alt kalıp bağlantı sistemindeki denge kolu üçgeni, çalışma koşullarında farklı dinamik yükler altında dinamik davranışı incelenmiş ve rezonans riskine karşı parça kalınlıkları değerlendirilerek optimum kalınlık seçilmiştir.

1.2. Tezin Amacı ve İçeriği

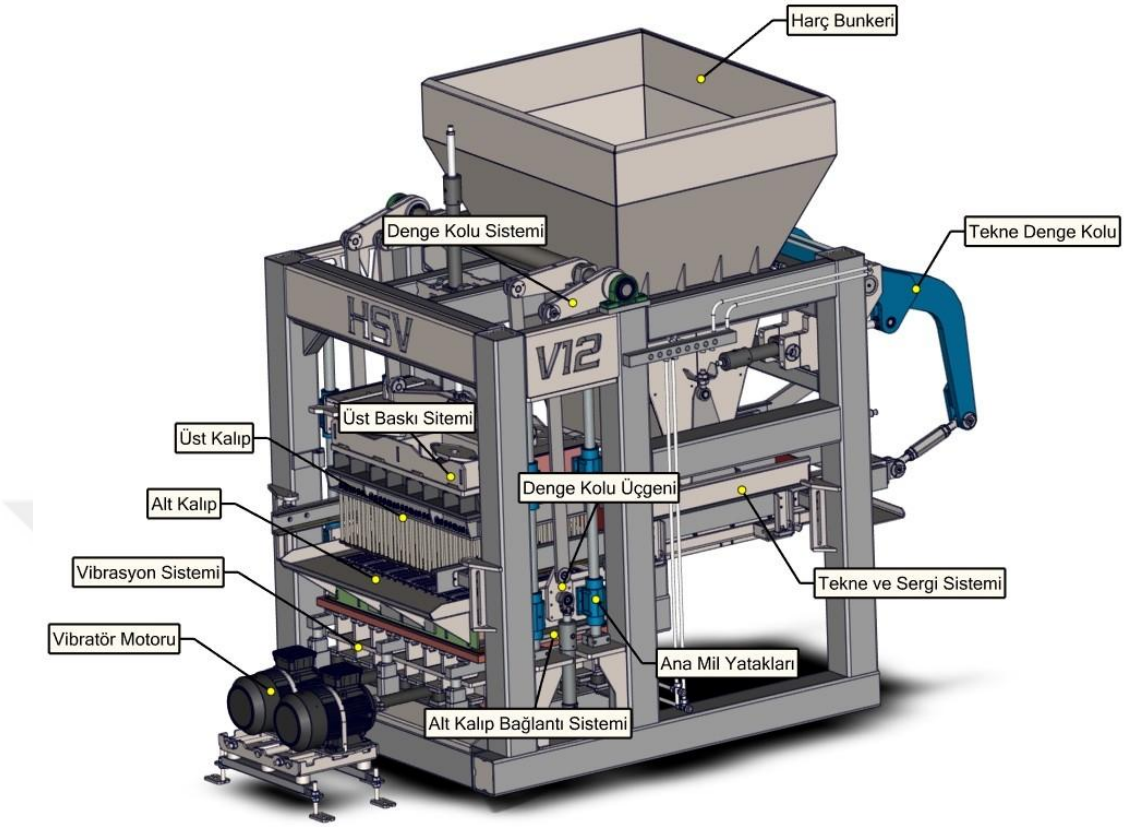
Bu tez çalışmasının temel amacı, otomatik bims blok makinelerinde yer alan alt kalıp bağlantı sisteminin dinamik davranışını incelemek ve titreşim kaynaklı yapısal problemlerin önüne geçmektir. Çalışmada, St37 çelik malzemeden imal edilen alt kalıp denge kolu bağlantı üçgeninde meydana gelen titreşim kaynaklı gerilme ve deformasyonların sonlu elemanlar yöntemi (FEM) kullanılarak modal, harmonik ve transient analizlerle ayrıntılı biçimde değerlendirilmesi hedeflenmiştir.

Bu kapsamda, sistemin titreşim sönümleme kapasitesini belirlemek amacıyla kullanılan SBR-metal kompozit vibrasyon takozlarının mekanik özellikleri deneysel yöntemlerle belirlenmiştir. Çekme testlerinden elde edilen veriler kullanılarak Yeoh hiperelastik malzeme modeli oluşturulmuş, modal çekiç deneylerinden elde edilen veriler ile Rayleigh sönüm katsayıları hesaplanmıştır. Bu katsayılar yalnızca takoz malzemesinde tanımlanarak, sistemin enerji yutma davranışının fiziksel gerçekliğe uygun şekilde modellenmesi sağlanmıştır.

Alt kalıp bağlantı denge kolu üçgeni için farklı malzeme kalınlıkları (15-18-20-22-23-24-25-30-35 mm) modellenmiş, rezonans frekanslarının belirlenmesi ve minimum güvenli kalınlığın tayin edilmesi amaçlanmıştır. Analizlerden elde edilen sonuçlar doğrultusunda, çalışma frekans bandında rezonans riski yüksek olan bölgeler saptanmış, güvenli çalışma frekans aralıkları belirlenmiş ve mevcut tasarımın iyileştirilmesine yönelik öneriler geliştirilmiştir.

Sonuç olarak, bu tez çalışması hem St37 çelikten imal edilen alt kalıp bağlantı sisteminin yapısal dayanımının artırılmasına hem de SBR-Kauçuk-Metal kompozit sönümleme elemanlarının doğru şekilde modellenerek verimli kullanımına katkı sağlamaktadır. Ayrıca, vibrasyon etkisi altındaki makine elemanlarının performansını artırmaya ve kullanım ömrünü uzatmaya yönelik mühendislik yaklaşımlarına literatür desteği sunmaktadır.

2. BİMS MAKİNELERİ



Şekil 2.1 Briket üretim makinesi

Briket üretim makinelerinin genel yapısı Şekil 2.1'de verilmiştir. Bu makinelerde işlem döngüsü, harç mikserinden gelen karışımın harç bunkerine aktarılması ile başlamaktadır. Harç, bunker üzerinden tekne ve sergi sistemine iletilmekte, tekne denge kolunun sağladığı ileri-geri lineer hareket sayesinde alt kalıp bağlantı sistemine bağlı alt kalıbın içerisine homojen şekilde serilmektedir. Serme işleminin tamamlanmasının ardından tekne sistemi geri çekilerek başlangıç konumuna dönmektedir.

Sonraki aşamada üst baskı sistemine bağlı üst kalıp, alt kalıp üzerine inerek harcı sıkıştırmakta ve alt kalıp ile yukarı hareket ederek mamulün kalıptan çıkarılmasını sağlamaktadır. Mamul dışarı alındıktan sonra alt kalıp ve üst baskı sistemi başlangıç pozisyonuna dönmektedir. Bu süreç boyunca vibrasyon sistemi sürekli çalışmakta, özellikle sıkıştırma aşamasında maksimum frekansta çalışarak alt kalıba yüksek genlikli titreşim uygulamakta ve harcın kalıp içerisinde homojen şekilde yerleşmesini sağlamaktadır.

Bims makineleri yüksek frekanslı ve sürekli titreşim altında çalışan sistemler olduğundan, parçaların yeterli mühendislik analizleri yapılmadan tasarlanması durumunda yorulma, rezonans ve kalıcı deformasyon problemleri kaçınılmaz olmaktadır. Yorulma olayı her zaman söz konusu olsa da sistemin güvenilirliği açısından rezonans durumunun mutlaka önlenmesi gerekmektedir. Ayrıca, parçaların yorulma ömürlerinin mümkün olduğunca uzatılması makinenin ekonomik ve verimli işletimi açısından kritik öneme sahiptir.

Bu makinelerde yapısal olarak en fazla deformasyona maruz kalan bileşen alt kalıp bağlantı üçgenidir (Şekil 2.2). Bu parça, denge kolundan aktarılan kuvvetlerin yanı sıra, alt kalıbın dikey hareketini sağlayan hidrolik piston yükleri, alt kalıbın uyguladığı reaksiyon kuvvetleri ve vibrasyon sisteminden gelen dinamik yükler altında sürekli zorlanmaktadır. Dolayısıyla alt kalıp bağlantı üçgeninde ani ve beklenmedik kırılmaların sıklıkla meydana geldiği saha gözlemleriyle de doğrulanmıştır.

Bu nedenle, bims makinelerinin titreşim sistemlerinde çalışma döngüsünün, makinenin genel dinamik davranışları ile kapsamlı biçimde incelenmesi ve özellikle alt kalıp bağlantı üçgeninin rezonans risklerinin azaltılmasına yönelik analizlerin yapılması büyük önem taşımaktadır.

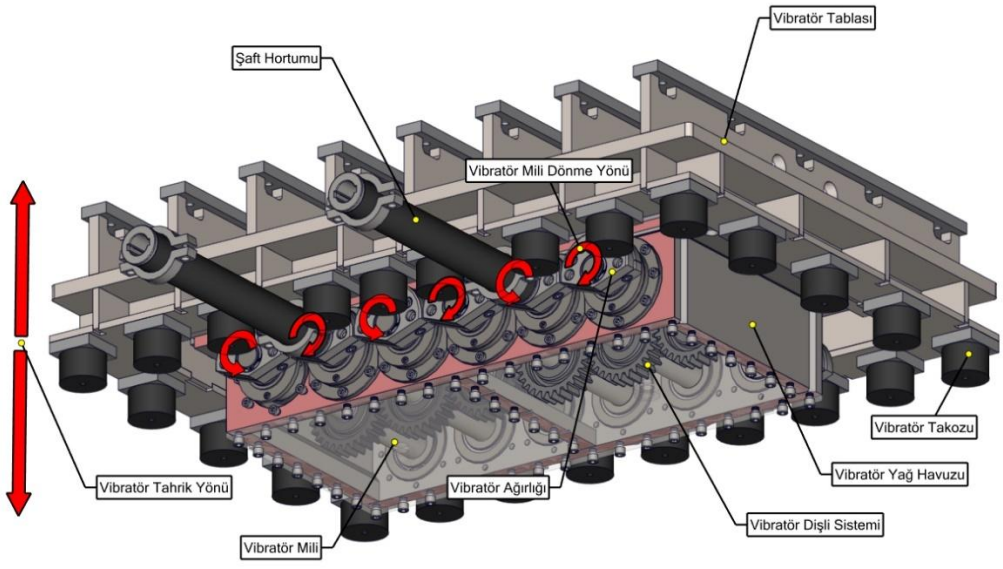


Şekil 2.2 Deformasyona uğramış alt kalıp bağlantı üçgeni

2.1. Vibrasyon Sistemi

Bims makinelerinde üretim sürecinde, kalıp içerisindeki harcın homojen dağılımını ve sıkışmasını sağlamak amacıyla tek eksenli titreşim tercih edilmektedir. Piyasada farklı üreticiler tarafından kullanılan vibrasyon motorları tasarım açısından çeşitlilik gösterse de temel çalışma prensipleri benzerdir.

Bu çalışmada incelenen vibrasyon sistemi, yağ havuzu içerisinde konumlandırılmış, yağ havuzunun şasesinde yataklanmış altı adet mil ve bu millere bağlı pinyon dişlilerin birbirini tahrik etmesi ile senkron bir şekilde çalışmaktadır (Şekil 2.2). Millerin her iki ucuna yerleştirilen vibratör ağırlıkları, iki ayrı mil tarafından tahrik edilmektedir. Böylece sistem, düzenli ve kararlı bir titreşim üreterek harcın kalıba homojen şekilde yerleşmesini sağlamakta, üretilen blokların kalitesini ve dayanımını artırmaktadır. Ayrıca, sistemde kullanılan vibratör takozları, şasiye aktarılan titreşimi önemli ölçüde sönümleyerek titreşim kaynaklı deformasyonları azaltmaktadır.



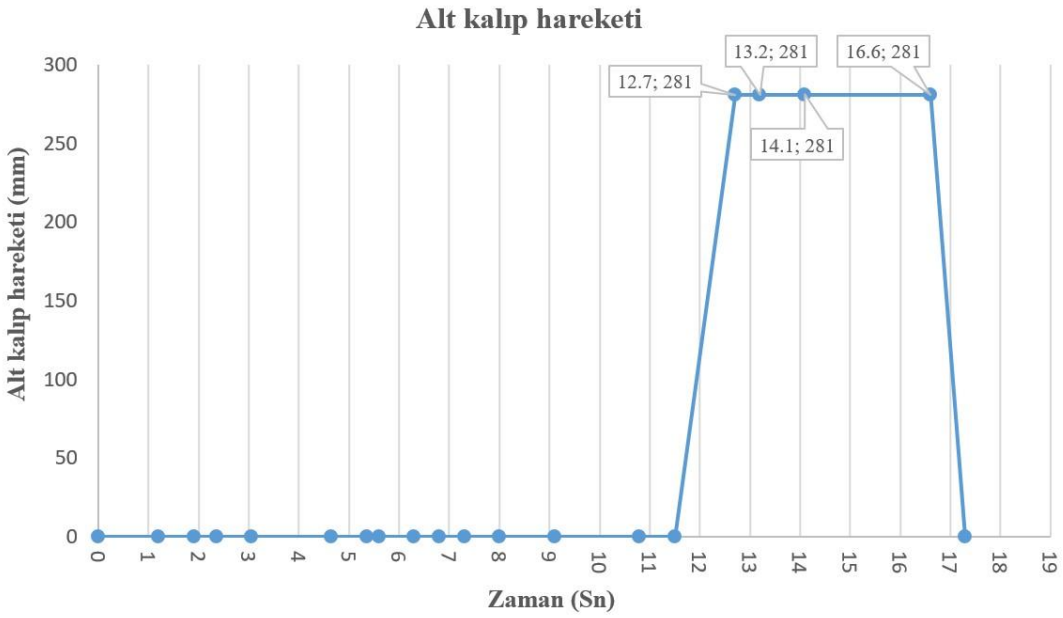
Şekil 2.3 Vibrasyon sistemi

Titreşim sisteminin çalışma frekansı ve genliği motor gücü, motorların devir sayısı ve vibratör ağırlıklarının büyüklüğü gibi parametrelerle belirlenmektedir. Bu

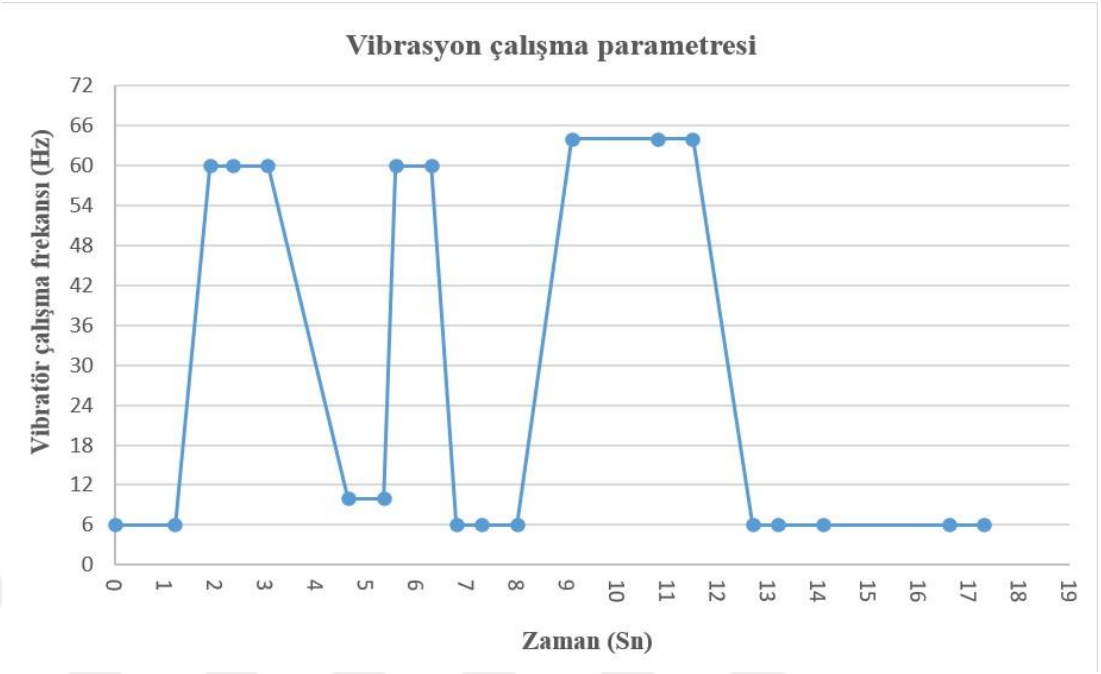
parametrelerin doğru seçimi ve hassas biçimde ayarlanması, sistemin verimliliği açısından kritik öneme sahiptir. Optimal titreşim frekanslarının sağlanması, harcın kalıp içerisinde eşit dağılımını kolaylaştırırken aşırı titreşimlerin engellenmesi, makine parçalarında yorulma ve hasar risklerini minimize etmektedir.

Bu tarz istemlerde sıkça görülen sorunlardan biri rezonanstır. Bu durum sistem bileşenlerinin doğal frekanslarının çalışma frekanslarına yakın veya çakışması sonucu ortaya çıkmaktadır. Bu nedenle tasarım aşamasında çeşitli analiz ve simülasyonların yapılarak doğal frekansların belirlenip çalışma frekans aralıklarından belirli bir uzaklıkta tutulması gereklidir.

Bir çevrim boyunca alt kalıp ve vibrasyon sistemine ait hareket parametreleri Şekil 2.3 ve Şekil 2.4'te verilmiştir. Ayrıca, bir çevrimdeki alt kalıp ve vibratöre ait çalışma parametreleri Çizelge 2.1'de verilmiştir.



Şekil 2.4 Alt kalıp hareket grafiği



Şekil 2.5 Vibrasyon çalışma parametresi

Çizelge 2.1 Alt kalıp ve vibrasyon çalışma parametreleri

Zaman Adımı	Zaman (s)	Alt kalıp hareketi (mm)	Vibrasyon Frekansı (Hz)
1	0	0	6
2	1.2	0	6
3	1.9	0	60
4	2.4	0	60
5	3.1	0	60
6	4.7	0	10
7	5.4	0	10
8	5.6	0	60
9	6.3	0	60
10	6.8	0	6
11	7.3	0	6
12	8	0	6
13	9.1	0	64
14	11	0	64
15	12	0	64
16	13	281	6
17	13	281	6
18	14	281	6
19	17	281	6
20	17	0	6

2.2. Vibrasyon Takozları

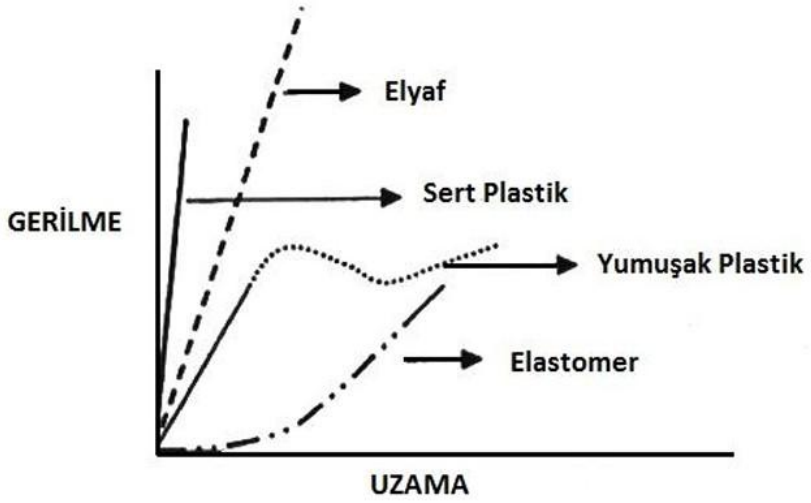
Bims makinelerinde vibratörden kaynaklanan titreşimleri sönümlemek amacıyla vibrasyon takozları kullanılmaktadır. Dinamik yüklerin izolasyonu ve enerji sönümleme görevlerini yerine getiren bu elemanlar, endüstriyel uygulamalarda kritik öneme sahiptir. Genellikle kauçuk esaslı elastomerik polimer malzemelerden üretilen vibrasyon takozları, geniş deformasyon aralıklarında yüksek elastikiyet ve etkin darbe sönümleme kapasitesi sergilemektedir. Bu özellikleri sayesinde otomotiv, havacılık, enerji ve inşaat gibi pek çok sektörde yaygın olarak kullanılmaktadır.

Vibrasyon takozlarının temel işlevleri titreşim kaynaklı hasarların önlenmesi, sistem performansının artırılması, ekipman dayanıklılığının iyileştirilmesi ve çevresel gürültünün azaltılmasıdır. Farklı sektörlerdeki spesifik ihtiyaçlara göre çok çeşitli vibrasyon takozları tasarlanmaktadır. Standart formlar arasında yer alan silindirik, konik ve disk tipi takozlar, genellikle jeneratör, pompa ve hassas elektronik cihazların titreşim izolasyonunda kullanılmaktadır. Blok ve flanşlı takozlar ağır yük taşıyan makinelerde ve sabit montaj gerektiren uygulamalarda tercih edilmektedir. Kauçuk-metal kompozit takozlar motor montajları, demiryolu sistemleri gibi yüksek mukavemet gerektiren alanlarda kullanılmaktadır. Sismik izolatörler ise binalar ve köprülerde deprem kaynaklı titreşimlerin sönümlenmesinde görev almaktadır. Ayrıca havacılık ve savunma sanayii gibi ileri mühendislik uygulamalarında özel tasarım takozlar kullanılmakta, bu takozlar ilgili sistemlerin performans, dayanıklılık ve güvenlik kriterlerine göre optimize edilmektedir (Has Ankara Kauçuk).

Vibrasyon takozlarının üretiminde kauçuk, poliüretan ve kauçuk-metal kompozitler gibi çeşitli malzemeler kullanılmaktadır. Malzemelerin elastikiyet, mekanik dayanıklılık ve kimyasal direnç gibi özellikleri, kullanılacakları uygulamanın gereksinimlerine göre belirlenmektedir. Örneğin doğal kauçuk yüksek elastikiyet ve darbe sönümleme kapasitesiyle öne çıkarken, nitril kauçuk, yakıt ve kimyasallara karşı üstün dayanıklılığıyla tercih edilmektedir (Titreşim Takozu, 2023).

Polimerler genel olarak plastikler, elastomerler ve elyaflar olmak üzere üç gruba ayrılmakta, elastomerler ise doğal ve sentetik olarak iki alt grupta sınıflandırılmaktadır. Elastomerlerin mekanik özellikleri, gerilme-uzama davranışları incelenerek belirlenmektedir. Bu analizlerde, polimer örneklerinin kopma noktasına

kadar gösterdikleri uzama davranışları değerlendirilmekte ve farklı polimerlerin gerilme-uzama eğrileri elde edilmektedir (Şekil 2.5) (Güven, 2014).



Şekil 2.6 Çeşitli polimerlerin gerilme-uzama eğrileri

Malzeme türlerine göre takozlar:

Titreşim yalıtımında takoz seçimi dinamik rijitlik, sönüm, sıcaklık, kimyasal dayanım ve yük kapasitesinin uygulamanın frekans-genlik koşullarıyla birlikte değerlendirilmesini gerektirir (Eşiyok, 2019). Aşağıda, başlıca malzeme türleri özetlenmiştir.

• Doğal kauçuk (NR-Natural Rubber) takoz

Doğal kauçuk yüksek elastikiyet ve darbe sönümleme kapasitesiyle öne çıkar. Yüksek mekanik dayanım gerektiren uygulamalarda tercih edilir ancak yağ ve kimyasallara karşı direnci sınırlıdır. Otomotiv süspansiyon sistemleri ve genel endüstriyel uygulamalarda yaygın olarak kullanılır.

• Nitril kauçuk (NBR-Nitrile Butadiene Rubber) takoz

Nitril kauçuk yağ, yakıt ve çeşitli kimyasallara karşı yüksek direnç gösterir. Bu nedenle kimyasal maruziyetin yoğun olduğu ortamlarda kullanılır. Ayrıca aşınma ve yaşlanmaya karşı dayanıklıdır. Kompresörler, pompalar ve jeneratörlerde tercih edilir.

• EPDM kauçuk (Etilen Propilen Dien Monomer) takoz

EPDM kauçuk, UV ışınları, ozon ve hava şartlarına karşı mükemmel direnç gösterir. Düşük ve yüksek sıcaklıklarda (-40°C ila +120°C) mekanik özelliklerini korur. Açık hava uygulamaları ve yapı elemanlarında sıklıkla tercih edilir.

• Silikon kauçuk (SiR-Silicone Rubber) takoz

Silikon kauçuk, geniş sıcaklık aralığında (-60°C ila +200°C) çalışabilme özelliği ile bilinir. Yüksek sıcaklık dayanımı gerektiren uygulamalarda kullanılır. Tıbbi cihazlar, gıda işleme ekipmanları ve elektronik bileşenlerde tercih edilir. Kimyasallara karşı direnci sınırlı olsa da biyouyumludur.

• Poliüretan (PU-Polyurethane) takoz

Poliüretan yüksek aşınma direnci ve dayanıklılığıyla bilinir. Sert yapısı nedeniyle yüksek yük taşıma kapasitesi gereken uygulamalarda kullanılır. Düşük elastikiyeti nedeniyle enerji sönümleme kapasitesi kauçuğa göre sınırlıdır. Forkliftler ve iş makinelerinde kullanılır.

• Stiren bütadien kauçuk (SBR-Styrene Butadiene Rubber) takoz

SBR, yüksek aşınma direnci ve mekanik özellikleriyle doğal kauçuğa alternatif olarak kullanılan sentetik bir kauçuktur. Düşük elastikiyet ve düşük sıcaklık performansı gösterir. Otomobil lastikleri, konveyör bantları ve ayakkabı tabanlarında tercih edilir.

• Kloropren kauçuk (CR-Chloroprene Rubber) takoz

CR (Neopren) aşınma direnci, mekanik dayanıklılık ve ozon direncine sahiptir. Alev geciktirici özelliği ve metale iyi yapışma kabiliyeti vardır. Hortumlar, kablo kılıfları ve contalarda kullanılır.

• Polibütadien kauçuk (BR-Polybutadiene Rubber) takoz

BR, düşük sıcaklıklarda esnekliğini koruyan ve yüksek aşınma direncine sahip elastomerdir. Genellikle doğal kauçuk veya SBR ile karıştırılarak kullanılır. Otomobil lastiklerinin yanakları ve ayakkabı tabanlarında tercih edilir.

• Kauçuk-metal kompozit takoz

Kauçuk-metal kompozit takozlar, elastikiyet ve dayanıklılığı birleştiren hibrit malzemelerdir. Kauçuk kısmı titreşim yalıtımı sağlarken, metal kısmı mekanik destek

ve montaj kolaylığı sunar. Yüksek yük taşıma kapasitesi ve dayanıklılık gerektiren uygulamalarda, özellikle bims blok makinelerinde yaygın olarak kullanılır. Blok bims makineleri, yüksek genlikli titreşimlerin yaygın olduğu sistemlerdir. Bu makinelerde kauçuk-metal kompozit takozlar hem titreşim yalıtımı hem de dayanıklılık açısından üst düzey performans sunar ve makinenin performansını artırırken, titreşimlerin zemine iletilmesini önler, çevresel gürültüyü minimize eder.

Vibrasyon takozlarının kauçuk kısımları endüstriyel ölçekte vulkanizasyon işlemi ile üretilmektedir. Bu işlem, kauçuğun kimyasal yapısında çapraz bağlar oluşturarak malzemeye yüksek elastikiyet, mekanik dayanım ve enerji sönümleme kapasitesi kazandırır. Böylece titreşim izolasyonunda uzun ömürlü ve güvenilir bir performans sağlanır (Soyel, 2008).

Bu çalışmada kullanılan vibrasyon takozu, SBR esaslı kauçuk ile 3 mm ST37 çelik metal tabakanın birleşiminden oluşan kompozit bir yapıya sahiptir. Kauçuk kısmın esnekliği ve enerji sönümleme özelliği, metal tabakanın mekanik desteği ile birleşerek özellikle yüksek titreşim seviyelerine sahip bims makinelerinde etkin bir izolasyon sağlar. Takozun üretiminde kullanılan kauçuk karışımının bileşenleri ve oranları Çizelge 2.2'de verilmiştir. Takozun Shore sertliği 75 A olarak ölçülmüştür (Duyarmaksan, 2024).

Çizelge 2.2 SBR Kauçuk Karışımının İçeriği

Bileşen	**İçerik (Parça)**	**Yüzde (%)**
SBR	100.0	37.11
Çinko Oksit	5.0	1.86
Stearik Asit	2.0	0.74
Poliisporen	1.5	0.56
Cis-1.4 Poliisporen	70.0	25.97
Silika	10.0	3.71
Yağ	70.0	25.97
Reçine	3.0	1.11
MBTS	2.0	0.74
TMTD	1.0	0.37
ZDBC	5.0	1.86

Takozun mekanik davranışını doğru biçimde modelleyebilmek için hiperelastik malzeme yaklaşımı kullanılmıştır. Bu tür malzemeler için literatürde farklı modeller bulunmakla birlikte, bu çalışmada Yeoh hiperelastik modeli tercih edilmiştir. Yeoh

hiperelastik modeli, sadece birinci gerinim invariyantına (I_1) dayanması ve tek eksenli çekme testinin yeterli olması nedeniyle hesaplama sürecini basitleştirmekte ve yüksek doğruluk sağlamaktadır (Güven, 2014).

Vibrasyon takozunun dinamik davranışlarının sonlu elemanlar modeline aktarılabilmesi için çekme deneyleri ve modal analizler yapılmıştır. Çekme deneylerinden elde edilen veriler ile Yeoh hiperelastik model parametreleri tanımlanmış, modal analiz sonuçlarından elde edilen Rayleigh sönüm katsayıları yalnızca takoz malzemesinde uygulanmıştır. Böylece, sistemin enerji sönümleme mekanizması gerçekçi bir biçimde modellenerek alt kalıp denge kolu bağlantı üçgeninin dinamik analizine entegre edilmiştir.

Vibrasyon takozlarının performansı, kullanılan elastomerik malzemenin özellikleriyle yakından ilişkilidir. Bu özellikler, titreşim izolasyonu, enerji sönümleme kapasitesi ve mekanik dayanıklılık gibi önemli parametreleri doğrudan etkiler. Aşağıda başlıca malzeme özellikleri ve önemleri açıklanmaktadır:

a. Elastikiyet

Elastikiyet, malzemenin yük altında deformasyona uğradıktan sonra, yük kaldırıldığında başlangıç formuna dönebilme yeteneğidir. Elastomerik malzemeler, yüksek elastikiyet sunarak titreşim enerjisinin etkin şekilde depolanmasına imkân tanır.

b. Damping (Sönümleme)

Damping, titreşim genliklerinin zamanla azalmasını sağlayan bir özelliktir. Elastomerik malzemeler, mekanik titreşimleri ısıya dönüştürerek enerjiyi etkin biçimde sönümler. Bu sayede makine elemanlarının ömrü uzar ve çevresel titreşim kaynaklı hasarlar azalır. Damping davranışı, genellikle yarım güç metodu ya da logaritmik azalma (decrement) yöntemiyle hesaplanır.

c. Hiperelastik davranış

Elastomerik malzemeler, büyük deformasyonlar altında doğrusal olmayan davranış sergilediği için hiperelastik malzeme modelleri kullanılarak tanımlanır. Vibrasyon takozlarında, deformasyon aralıklarının geniş olması bu tür modelleri gerekli kılar.

d. Poisson oranı

Elastomerik malzemelerde Poisson oranı genellikle 0.48-0.5 arasındadır ve bu durum malzemenin yük altında neredeyse hacminin değişmediğini, yani sıkıştırılamaz bir davranış sergilediğini gösterir (Uçar & Başdoğan, 2017).

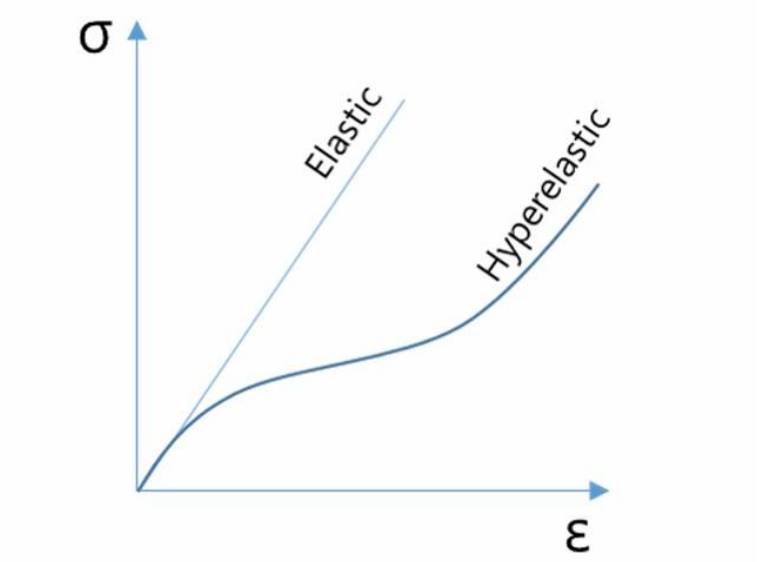
e. Hiperelastik sabitler

Elastomerik malzemelerin büyük deformasyonlar altında sergilediği doğrusal olmayan davranışı tanımlamak için kullanılan model parametreleridir (örneğin, Yeoh modelinde C_{10}, C_{20}, C_{30} gibi sabitler). Bu sabitler, malzemenin mekanik davranışını matematiksel olarak ifade etmek amacıyla deneysel sonuçlara uyum sağlamak için belirlenir. Vibrasyon takozlarının davranışını doğru biçimde modellemek için kritik önem taşır.

2.3. Hiperelastik Malzeme

Hiperelastik malzemeler, geniş deformasyon aralıklarında elastik davranış sergileyen ve doğrusal olmayan mekanik özelliklere sahip elastomerik yapıdadır. Bu tür malzemeler, büyük şekil değişiklikleri altında elastik davranışları nedeniyle endüstriyel ve akademik çalışmalarda yaygın şekilde araştırılmaktadır (Boyce & Arruda, 1993).

Hiperelastik malzemeler, büyük gerilme-şekil değiştirme ilişkileri sergileyen ve izotropik veya yaklaşık izotropik davranış gösteren malzemelerdir (Şekil 2.6). Sıkıştırılamazlık, enerji absorbe etme kapasitesi ve büyük oranda geri dönüşümlü deformasyon bunların başlıca karakteristikleridir (Park, 2025). Örneğin, %100'ü aşan şekil değişikliklerinden sonra dahi kalıcı deformasyonun görülmemesi, tipik bir hiperelastik davranışın göstergesidir (Alkan, 2024).



Şekil 2.7 Hiperelastik malzeme için tipik stress-strain eğrisi

Elastomerik malzemelerin mekanik davranışlarının doğru biçimde modellenebilmesi için farklı test yöntemleri uygulanmaktadır. Bu testlerden elde edilen gerilme-gerinim verileri, hiperelastik modellerin parametrelerinin belirlenmesinde kullanılmaktadır (Güven, 2014).

a. Tek eksenli çekme testi

Malzemenin geniş deformasyon aralıklarındaki davranışı incelenir ve Yeoh modelinde parametre tayini için temel veriyi sağlar.

b. Basma testi

Elastomerlerin sıkıştırma yükleri altındaki enerji sönümleme kapasitelerini belirler.

c. Kayma testi

Elastomerin kesme kuvvetleri altındaki deformasyon özelliklerini ortaya koyar. Özellikle düşük kayma modülüne sahip malzemeler için tercih edilir.

d. Çok eksenli (Biaxial) gerilme testi

Malzemenin karmaşık yükleme durumlarındaki davranışını anlamak için kullanılır ve tek eksenli verilerin yetersiz kaldığı durumlarda uygulanır. Vibrasyon takozları gibi karmaşık yükleme durumlarına maruz kalan sistemlerde, tek eksenli testlerin yeterli olmadığı durumlarda çok eksenli testlerden faydalanılır.

Bu yöntemler, hiperelastik malzemelerin dinamik ve statik yüklemelere karşı davranışlarını anlamada kritik öneme sahiptir (Park, 2025). Özellikle tek eksenli çekme testi, literatürde en yaygın kullanılan test yöntemi olarak öne çıkmakta ve Yeoh modeli gibi enerji fonksiyonu yöntemlerinin parametrelerinin belirlenmesinde temel bir rol oynamaktadır (Soyel, 2008).

2.3.1. Hiperelastik malzemelerde enerji fonksiyonu yaklaşımları

Hiperelastik malzemelerin doğrusal olmayan elastik davranışlarını modellemek için matematiksel enerji fonksiyonları kullanılmaktadır. Bu modeller, elastik potansiyel enerjinin deformasyon bileşenlerine bağlı olarak tanımlanmasını sağlar. Hiperelastik modellerin temelinde, gerinme invariyantları (I_1, I_2 ve I_3) yer alır. Gerinme invariyantları denklem [2.1-2.3] ile ifade edilmektedir (Boyce ve Arruda, 2000).

$$I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 \quad \textbf{[2.1]}$$

Birinci invariyant (I_1), malzemenin toplam uzama oranlarının karesinin toplamını temsil eder. Elastik deformasyonlarda malzemenin doğrusal olmayan davranışını yansıtır (Alkan, 2024).

$$I_2 = \lambda_1^2\lambda_2^2 + \lambda_2^2\lambda_2^2 + \lambda_3^2\lambda_1^2 \quad \textbf{[2.2]}$$

İkinci invariyant (I_2), uzama oranlarının çarpımlarıyla ilgilidir ve malzemenin izotropik özelliklerinin modellenmesinde kullanılır (Alkan, 2024).

$$I_3 = \lambda_1^2\lambda_2^2\lambda_3^2 \quad \textbf{[2.3]}$$

Üçüncü invariyant (I_3), malzemenin sıkıştırılamazlık özelliğini ifade eder. Sıkıştırılamaz malzemelerde I_3 genellikle 1 olarak alınır (Alkan, 2024).

Uzama oranları (λ), bir malzemenin deformasyona uğradığında boyutsal değişimlerini ifade eder. Uzama oranları, malzemenin ilk boyutu (L_0) ile deformasyon sonrası boyutu (L) arasındaki ilişkiyi gösterir ve denklem [2.4] ile ifade edilir (Uçar & Başdoğan, 2017).

$$\lambda = {}^{L}/_{L_0} \quad \textbf{[2.4]}$$

Her bir eksendeki uzama oranları ($\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$), malzemenin o yöndeki gerilme veya sıkışma davranışını temsil eder:

- λ_1 : X ekseni boyunca uzama oranı.
- λ_2 : Y ekseni boyunca uzama oranı.
- λ_3 : Z ekseni boyunca uzama oranı.

Sıkıştırılamaz malzemelerde hacim değişim olmadığı varsayılır, uzama oranlarının çarpımı (λ_1 x λ_2 x λ_3 = 1) birim olarak alınır (Soyel, 2008).

Bu varsayım, sıkıştırılamazlık özelliğini enerji fonksiyonu modellerine dahil ederek deformasyon hesaplamalarını kolaylaştırır. Deneysel çalışmalarda, uzama oranları genellikle mekanik testlerden elde edilen deformasyon verilerine dayanılarak belirlenir (Alkan, 2024; Uçar & Başdoğan, 2017).

Literatürde çeşitli hiperelastik malzeme enerji fonksiyonu modelleri mevcuttur. Bunlardan en çok kullanılan 4 model şu şekildedir:

a. Neo-Hookean Modeli

Neo-Hookean modeli, hiperelastik malzemelerin düşük deformasyon seviyelerinde elastik davranışlarını basit bir şekilde modellemek için kullanılan en temel yöntemlerden biridir. Enerji fonksiyonu yalnızca birinci invariyanta (I_1) dayanır ve denklem [2.5] ile ifade edilir (Soyel, 2008).

$$W_{(I_1)} = C_{10}(I_1 - 3) \quad \textbf{[2.5]}$$

Bu model, özellikle küçük şekil değiştirmelerde yeterli doğruluk sağlamakta ve hesaplama kolaylığı sunmaktadır. Ancak yüksek deformasyon seviyelerinde ve karmaşık yükleme durumlarında malzeme davranışını temsil etmede yetersiz kalabilmektedir.

b. Mooney-Rivlin Modeli

Mooney-Rivlin modeli, Neo-Hookean modeline göre daha karmaşık bir enerji fonksiyonu sunar ve hem birinci (I_1) hem de ikinci invariyantı (I_2) ve denklem [2.6] ile ifade edilir (Soyel, 2008).

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) \quad \textbf{[2.6]}$$

Bu model, elastomerlerin davranışlarını daha geniş deformasyon aralıklarında temsil edebilmekte ve malzemenin mekanik özelliklerini Neo-Hookean modele kıyasla daha ayrıntılı şekilde yansıtmaktadır. Ancak enerji fonksiyonunun daha fazla parametreye bağlı olması, hesaplamaların görece daha karmaşık hale gelmesine neden olur ve çok yüksek deformasyon seviyelerinde doğruluk sınırlı kalabilmektedir.

“Bu modellerin (Neo-Hookean, Mooney-Rivlin) zincir yönlenmesi ve sınırlı uzama etkilerini içermemesi, büyük deformasyonlardaki doğruluklarını sınırlamaktadır. Bu eksiklik, ağ temelli sekiz zincir modeliyle giderilmiştir” (Arruda ve Boyce, 1993).

c. Ogden Modeli

Ogden modeli, elastomerik malzemelerin çok geniş bir deformasyon aralığındaki davranışlarını modellemek için geliştirilmiştir. Enerji fonksiyonu, denklem [2.7] ile ifade edilir (Park, 2025).

$$W(\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3) = \sum_{r=0}^{n\to\infty} \frac{\mu_r}{\alpha_r}\left(\lambda_1^{a_r} + \lambda_2^{a_r} + \lambda_3^{a_r} - 3\right) \quad \textbf{[2.7]}$$

Bu model, farklı yükleme koşullarında yüksek doğruluk sağlaması ve çok çeşitli elastomer türlerine uyarlanabilmesi nedeniyle literatürde en kapsamlı hiperelastik modellerden biri olarak kabul edilmektedir. Ancak parametre sayısının fazlalığı, hesaplamaların daha karmaşık hale gelmesine ve sabitlerin belirlenmesi için kapsamlı deneysel verilerin gerekliliğine yol açmaktadır (Soyel, 2008).

d. Yeoh Modeli

Yeoh modeli, elastomerik malzemelerin geniş deformasyon aralıklarındaki doğrusal olmayan elastik davranışlarını modellemek için yaygın olarak kullanılan bir hiperelastik malzeme modelidir. Modelin enerji fonksiyonu yalnızca birinci invariyanta (I_1) dayanır ve denklem [2.8] ifade edilir (Soyel, 2008; Park et al., 2024).

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{20}(I_1 - 3)^2 + C_{30}(I_1 - 3)^3 \quad \textbf{[2.8]}$$

Yeoh modeli, yüksek deformasyon seviyelerinde sağladığı doğruluk ve görece düşük hesaplama karmaşıklığı sayesinde elastomerlerin mühendislik uygulamalarında sıklıkla tercih edilmektedir. Neo-Hookean modeli düşük deformasyon seviyelerinde yeterli olsa da geniş deformasyon aralıklarında doğruluğu sınırlıdır (Soyel, 2008; Güven, 2014). Mooney-Rivlin modeli hem birinci hem de ikinci invariyanta dayanarak daha yüksek doğruluk sunsa da parametre sayısının artması hesaplamaları karmaşık hale getirmektedir. Ogden modeli ise çok geniş deformasyon aralıklarında yüksek doğruluk sağlamasına rağmen çok sayıda parametreye ihtiyaç duymakta ve kalibrasyon için kapsamlı deneysel verilere bağımlı olmaktadır (Park, 2025). Yeoh modeli, yalnızca birinci invariyant üzerinden tanımlanması sayesinde kalibrasyon sürecinde tek eksenli çekme testine dayalı verilerle uygulanabilir hale gelmektedir. Ayrıca büyük deformasyon seviyelerinde doğruluğunu koruması, vibrasyon takozları gibi elastomerik malzemelerin dinamik analizlerinde güvenilir sonuçlar vermesini

sağlamaktadır (Park, 2025; Soyel, 2008). Bu tez çalışmasında kullanılan vibrasyon takozlarının davranışlarının modellenmesinde Yeoh modelinin tercih edilmesi hem hesaplama kolaylığı hem de mühendislik açısından yüksek doğruluk sunması nedeniyle diğer modellere kıyasla daha avantajlıdır.

3. TİTREŞİM TEORİSİ VE SAYISAL MODELLENMESİ

Titreşim, mekanik sistemlerin denge konumu etrafında gerçekleştirdiği periyodik hareketlerdir ve mühendislik analizlerinde önemli bir inceleme alanı oluşturmaktadır. Ayrıca titreşim davranışları, makine bileşenlerinde dengesizlik ve yatak hasarı gibi arızaların erken tespiti açısından önemli tanı göstergeleri olarak değerlendirilmektedir (Wright, t.y.). Titreşimler serbest veya zorlanmış, sönümlü veya sönümsüz olarak sınıflandırılmakta, bu sınıflandırma sistemin dış kuvvet etkisi altında olup olmamasına ve enerji kaybı olup olmadığına bağlı olarak yapılmaktadır (Moore & Contributors ve ark., t.y.)).

Mekanik sistemlerin titreşim davranışları çoğunlukla Newton'un ikinci hareket yasası veya Lagrange denklemleri kullanılarak ifade edilmektedir (Moore & Contributors ve ark., t.y.; Cai & Yang, 2021). Elde edilen hareket denklemleri ikinci mertebeden diferansiyel denklemler biçimindedir ve serbestlik derecesine bağlı olarak tek serbestlik dereceli (1-DOF) ya da çok serbestlik dereceli (MDOF) sistemler halinde modellenebilmektedir (Enez, 2009). Bu sistemlerde doğal frekanslar, sönüm oranları ve mod şekilleri, yapının dinamik tepkisinin temel parametrelerini oluşturmaktadır (Moore & Contributors ve ark., t.y.).

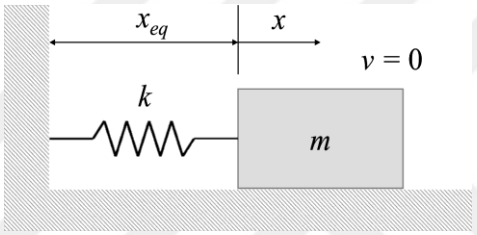
Mühendislik uygulamalarında sıkça kullanılan analiz yöntemlerinden biri olan modal analiz, sistemin doğal frekanslarını ve mod şekillerini belirlemek için özdeğer problemlerinin çözümüne dayanmaktadır (ANSYS Theory, 2025). Böylece rezonans riski ve yapının kritik davranış modları tespit edilebilmektedir. Harmonik cevap analizi ise sistemin sinüzoidal ve sabit genlikli dış kuvvetler altındaki frekans cevabını incelemekte, özellikle rezonans frekansları civarındaki genlik artışları ve faz değişimlerini ortaya koymaktadır (ANSYS Theory, 2025). Transient analiz yöntemi ise zamana bağlı zorlanmalar altında sistemin yer değiştirme, hız ve ivme tepkilerini belirlemekte ve ani yüklemeler, darbe veya çevrimsel zorlamalar gibi durumlarda kritik bir inceleme aracı olarak kullanılmaktadır (ANSYS Theory, 2025).

Bu analiz yöntemlerinin karmaşık geometri ve sınır koşullarına sahip yapılar için uygulanabilmesi, sonlu elemanlar yönteminin (FEM) sağladığı avantajlarla mümkün olmaktadır. Sonlu elemanlar yaklaşımı, diferansiyel denklemleri sayısal yöntemlerle çözerek yapının dinamik davranışını ayrıntılı biçimde inceleme imkânı sunmaktadır

(ANSYS Theory, 2025). Günümüzde bu çözümler, ANSYS Workbench gibi mühendislik yazılımları aracılığıyla gerçekleştirilebilmekte ve güvenilir sonuçlar elde edilmektedir (ANSYS Theory, 2025).

3.1. Tek Serbestlik Dereceli Sistemlerde Serbest Titreşim

Tek serbestlik dereceli (1-DOF) sistemler, mekanik titreşim analizlerinde en temel modelleme yaklaşımını oluşturur. Bu sistemler, yay sabiti k ve kütlesi m olan bir parçanın tek bir doğrultuda salındığı ideal durumu temsil eder. Serbest titreşim, sistemin başlangıç yer değiştirmesi veya hızı ile başlatılması sonucu dış kuvvet etkisi olmadan ilerleyen salınım hareketidir. Bu hareket, Newton'un ikinci yasası temel alınarak denklem [3.1] ile ifade edilir.



Şekil 3.1 Serbest titreşim yapan sistemin kütle-yay sistemi

$$m\ddot{x}(t) + kx(t) = 0 \quad \textbf{[3.1]}$$

Şekil 3.1'de gösterilen kütle-yay sistemi bu denklemin fiziksel karşılığını sunmaktadır. Denklem lineer, ikinci mertebeden homojen bir diferansiyel denklem olup, çözümü denklem [3.2]'de verilmiştir.

$$x(t) = A\cos(\omega_n t) + B\sin(\omega_n t) \quad \textbf{[3.2]}$$

Başlangıç koşullarına bağlı tek bileşenli biçimde denklem [3.3]'de verilmiştir.

$$x(t) = C\cos(\omega_n t + \emptyset) \quad \textbf{[3.3]}$$

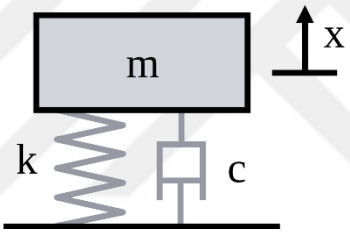
Burada, $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$ doğal açısal frekans, A ve B başlangıç koşullarına, C genlik ve $\emptyset$ başlangıç fazını ifade etmektedir. Bu çözüm, sistemin belirli bir frekansta kararlı salınımlar gerçekleştirdiğini ve dış etki olmadığı sürece yalnızca sistem parametrelerine bağlı olarak titreştiğini göstermektedir (Moore & Contributors ve ark., t.y.; ANSYS Theory, 2025).

3.2. Sönümlü Serbest Titreşim

Dış kuvvet etkisi olmaksızın yalnızca başlangıç koşulları ile başlatılan sistemlerde sönümleyici elemanlar, titreşim genliğinin zamanla azalmasına neden olmaktadır. Bu tür sistemler sönümlü serbest titreşim olarak adlandırılır. Tek serbestlik dereceli (1-DOF) sistemlerde (Şekil 3.2), Newton'un ikinci hareket yasasına göre hareket denklemi denklem [3.4]'de verilmiştir.

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = 0 \qquad \textbf{[3.4]}$$

Burada m sistemin kütlesini, c viskoz sönüm katsayısını, k yay sabitini, x(t) yer değiştirmeyi, $\dot{x}(t)$ hızı ve $\ddot{x}(t)$ ivmeyi temsil etmektedir. Sistemin sönüm davranışı, sönüm oranı $\zeta = \frac{c}{2\sqrt{mk}}$ ile belirlenir. Ayrıca kritik sönüm katsayısı $c_{kritik} = 2\sqrt{mk}$ olarak tanımlanır. Bu oranlara bağlı olarak sistemler üç sınıfa ayrılır: Az sönümlü ($\zeta < 1$), kritik sönümlü ($\zeta = 1$) ve aşırı sönümlü ($\zeta > 1$) sistemler.



Şekil 3.2 Sönümlü serbest titreşim yapan kütle-yay sistemi

Az sönümlü ($\zeta < 1$) sistemlerin zamana bağlı çözümü denklem [3.5]'de verilmiştir.

$$x(t) = C_e^{-\zeta\omega_n t}\cos(\omega_d t + \emptyset), \qquad \omega_d = \omega_n\sqrt{1-\zeta^2} \qquad \textbf{[3.5]}$$

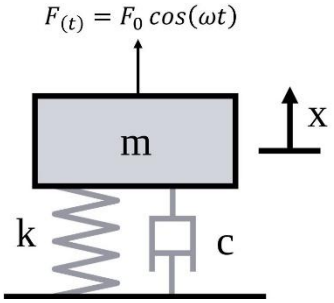
Bu çözüm, sistemin genliğinin zamana bağlı olarak üstel biçimde azaldığını ve doğal frekanstan daha düşük olan sönümlü açısal frekansta (ω_d) salınım gerçekleştirdiğini göstermektedir (Moore & Contributors ve ark., t.y.).

3.3. Zorlanmış Titreşim

Gerçek mühendislik sistemlerinin büyük bir bölümü, dış kuvvetlerin etkisi altında çalışmaktadır. Bu durumda meydana gelen salınımlar zorlanmış titreşim olarak adlandırılmaktadır. Tek serbestlik dereceli (1-DOF) bir sistemde dış kuvvet $F_{(t)}$ etkisiyle oluşan hareket denklemi denklem [3.6]'da verilmiştir.

$$m\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + kx(t) = F(t) \qquad \textbf{[3.6]}$$

Şekil 3.3'te sönümlü zorlanmış titreşim yapan bir kütle-yay-sönümleyici sisteminin fiziksel modeli gösterilmektedir.



Şekil 3.3 Sönümlü zorlanmış titreşim yapan kütle-yay-sönüm sistemi

Sık kullanılan bir form olan harmonik uyarım durumunda $F(t) = F_0 \cos(\omega t)$ dış kuvvet olarak ifade edilmektedir. Bu durumda sistemin kalıcı çözümü denklem [3.7]'de verilmiştir.

$$x(t) = X\cos(\omega t - \theta), \quad X = \frac{F_0/m}{\sqrt{\left(\omega_n^2 - \omega^2\right)^2 + (2\zeta\omega_n\omega)^2}} \qquad \textbf{[3.7]}$$

Bu çözüm, sistemin frekansa bağlı genlik cevabının rezonansa yaklaşırken önemli ölçüde arttığını ve faz farkının bu noktada ani şekilde değiştiğini göstermektedir (Enez, 2009; Park ve ark, 2004).

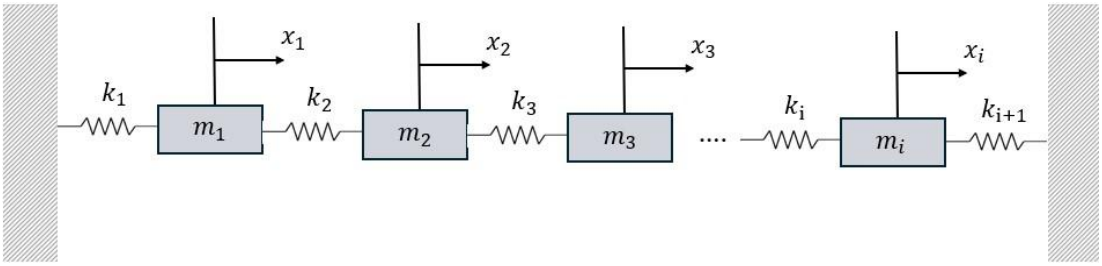
3.4. Çok Serbestlik Dereceli Sistemler

Gerçek mühendislik uygulamalarında karşılaşılan yapılar genellikle birden fazla serbestlik derecesine sahiptir. Bu tür yapılar, birden fazla bağımsız hareket parametresi ile tanımlanabilen sistemler olarak bilinmekte ve çok serbestlik dereceli sistemler (MDOF) olarak adlandırılmaktadır (Şekil 3.4).

Çok serbestlik dereceli sistemlerin dinamik davranışlarının matematiksel ifadesi, her bir serbestlik derecesi için Newton'un hareket yasası veya Lagrange denklemleri kullanılarak ayrı ayrı yazılıp matris formuna dönüştürülmesi ile elde edilmektedir. Lineer, zamandan bağımsız ve viskoz sönümleme içeren genel (MDOF) sistemler için hareket denklemi matris formunda denklem [3.8]'de verilmiştir.

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{F(t)\} \qquad \textbf{[3.8]}$$

Burada [M] sistemin kütle matrisini, [C] viskoz sönüm matrisini, [K] sistemin rijitlik matrisini, $\{x(t)\}$ yer değiştirme vektörünü ve $\{F(t)\}$ ise dış kuvvet vektörünü ifade etmektedir.



Şekil 3.4 Çok serbestlik dereceli kütle-yay sistemi

Sistemin serbest titreşim analizi, sönümleme olmadığı ([C] = 0 ve dış kuvvet {F(t)} = 0) durumda gerçekleştirilmektedir. Bu durumda hareket denklemi denklem [3.9]'da verilmiştir.

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = 0 \quad \textbf{[3.9]}$$

Çözüm için, genel çözüm formunun $\{x(t)\} = \{\emptyset\}\cos(\omega t + \theta)$ olduğu varsayılarak özdeğer problemini tanımlayan denklem [3.10]'a ulaşılır.

$$([K] - \omega^2[M])\{\emptyset\} = 0 \quad \textbf{[3.10]}$$

Burada ω sistemin doğal açısal frekanslarını, $\{\emptyset\}$ sistemin mod şekillerini ifade eder.

Genel çözüm, her bir modun ayrı ayrı değerlendirilerek zamana bağlı modal koordinatlar kullanılarak denklem [3.11]'de verilmiştir.

$$\{x(t)\} = \sum_{i=1}^{n}\{\emptyset_i\}q_i(t) \quad \textbf{[3.11]}$$

Burada $\{\emptyset_i\}$ mod şekillerini, $q_i(t)$ modal koordinatları temsil eder. Modal koordinatlar, modların birbirinden bağımsız olarak analiz edilmesine olanak sağlayarak karmaşık yapıların dinamik analizinde önemli avantajlar sağlamaktadır.

Bu yaklaşım, ANSYS gibi sonlu eleman yazılımlarında gerçekleştirilen modal analiz ve harmonik cevap analizlerinin teorik temelini oluşturur (Sun vd., 2022; ANSYS Theory, 2025; Němec ve ark., 2016).

3.5. Sönüm Katsayısı Hesaplama Yöntemleri

Sönüm katsayısı, dinamik sistemlerde titreşimlerin sönümlenme hızını belirleyen kritik bir parametredir. Bu katsayının doğru bir şekilde hesaplanması, sistem kararlılığını artırmak ve titreşim yalıtımını optimize etmek için hayati önem taşır. Farklı hesaplama yöntemleri, sistemin fiziksel özelliklerine ve analiz hedeflerine göre tercih edilmektedir. Bu bölümde, en yaygın kullanılan yöntemler detaylı olarak incelenmiştir.

a. Rayleigh sönümleme

Harmonik ve transient analizlerde, sistemin dinamik tepkisinin gerçeğe en yakın şekilde belirlenebilmesi için uygun sönümleme katsayılarının kullanılması gerekmektedir. Rayleigh sönümleme modeli, sönümleme matrisini kütle [M] ve rijitlik [K] matrislerinin doğrusal kombinasyonu olarak tanımlayan bir yöntemdir. Bu model, düşük frekanslarda kütle orantılı sönümleme bileşeninin, yüksek frekanslarda ise rijitlik orantılı sönümleme bileşeninin baskın hale gelmesine olanak tanımaktadır (Solidworks, 2021).

Rayleigh sönümleme matrisinin genel formu denklem [3.12] ile ifade edilmektedir

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \qquad \textbf{[3.12]}$$

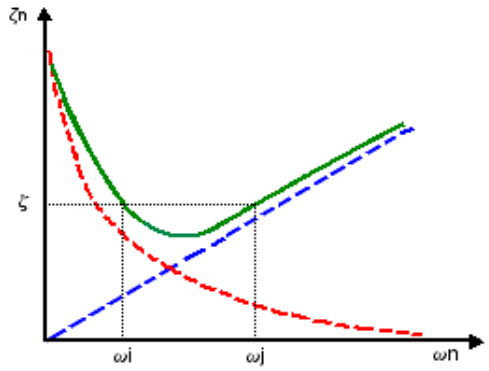
Burada, α (s^{-1}) kütle orantılı sönüm katsayısı, β (s) rijitlik orantılı sönüm katsayısını belirtmektedir. Bu yöntemde, farklı frekans modlarında değişken sönüm oranları elde edilebilmektedir. Rayleigh katsayıları çoğunlukla iki kritik mod (örneğin, 1. ve 2. mod) veya iki farklı frekans için bilinen sönüm oranları (ζ_1, ζ_2) üzerinden hesaplanmaktadır. Her modun doğal frekansı $\omega_i = 2\pi f_i$ olmak üzere, denklem [3.13] ile sönüm oranları elde edilir.

$$2\zeta_1 = \beta\omega_1 + \frac{\alpha}{\omega_1}, \quad 2\zeta_2 = \beta\omega_2 + \frac{\alpha}{\omega_2} \qquad \textbf{[3.13]}$$

Denklem [3.13]'un çözümünden α ve β sabitlerinin genel çözümü denklem [3.14] ile bulunur.

$$\beta = \frac{2(\zeta_1\omega_1 - \zeta_2\omega_2)}{\omega_1^2 - \omega_2^2}, \quad \alpha = \frac{2\omega_1\omega_2(\zeta_2\omega_1 - \zeta_1\omega_2)}{\omega_1^2 - \omega_2^2} \qquad \textbf{[3.14]}$$

Bu ifadeler, sistemin düşük ve yüksek frekans bölgelerinde belirlenen modlarda istenen sönüm oranlarını sağlamaktadır. Böylece, belirlenen sönüm dağılımı ile sistemin dinamik davranışı optimize edilebilmektedir. Rayleigh sönümleme katsayılarının frekansa bağlı olarak sistem üzerindeki etkisini göstermek amacıyla şekil 3.5'te sönüm oranının açısal frekansa göre değişimi sunulmuştur.



Şekil 3.5 Rayleigh sönüm grafiği

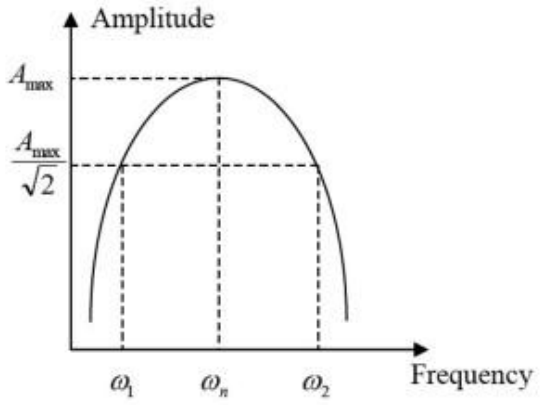
Sönüm oranının açısal frekansa bağlı değişimini veren Şekil 3.5'te kesikli çizgiler, kütle ve rijitlik orantılı bileşenleri, sürekli çizgi ise toplam sönüm oranını göstermektedir. Düşük frekans bölgesinde kütle orantılı sönümleme bileşeninin (Kırmızı kesikli çizgi), yüksek frekans bölgesinde ise rijitlik orantılı sönümleme bileşeninin (Mavi kesikli çizgi) baskın hale geldiği görülmektedir (Solidworks, 2021).

Böylece, sistemin belirlenen modlarda hedeflenen sönümleme oranlarını sağladığı ve ara modlarda değişken bir sönüm oranı elde edildiği gözlemlenmektedir.

Sönümleme, titreşim genliklerinin zamanla azalmasını sağlayan önemli bir mekanizmadır. Elastomerik malzemeler, mekanik titreşimleri ısıya dönüştürerek enerjiyi etkin bir şekilde sönümlemektedir. Bu durum, makine elemanlarının ömrünü uzatmakta ve çevresel titreşim kaynaklı hasarları azaltmaktadır. Rayleigh sönümleme katsayıları, yarım güç metodu veya logaritmik azalma yönteminden elde edilen sönüm oranları kullanılarak elde edilebilmektedir.

b. Yarım Güç Metodu

Rezonans frekansı (f_r) etrafındaki genliklerin incelenmesi yoluyla sistemin sönüm oranı (ζ) belirlenebilmektedir. Bu yöntem, frekans alanında çalışan sistemler için pratik ve güvenilir bir hesaplama yaklaşımı sunmaktadır. Yarım güç metodu uygulanarak sönüm oranının belirlenme prensibi Şekil 3.6'da sunulmuştur.



Şekil 3.6 Yarım güç metodu

Şekil 3.6'da gösterilen kesikli çizgiler, rezonans frekansına karşılık gelen genlik seviyesini ve yarım güç noktalarını göstermektedir.

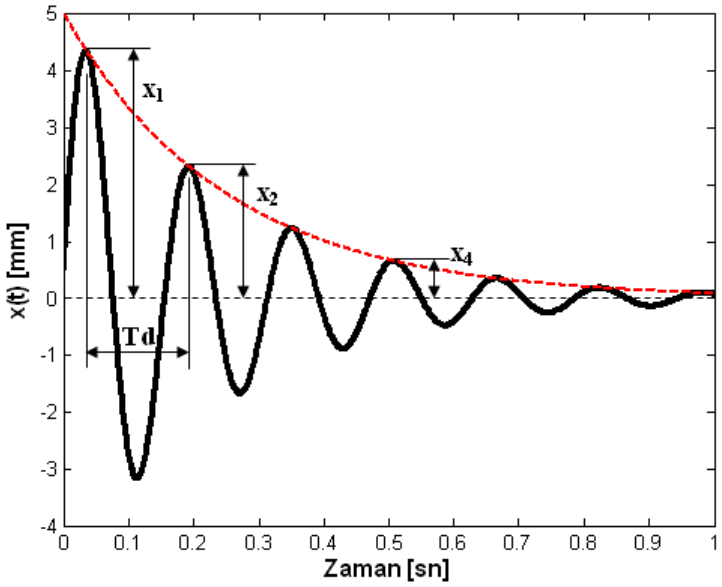
Frekans-genlik eğrisinde, rezonans frekansı (f_r) etrafında maksimum genliğin $\frac{1}{\sqrt{2}}$ seviyesine düştüğü iki frekans değeri (f_1, f_2) belirlenerek bu noktalar arasındaki sönüm oranı denklem [3.15] ile hesaplanmaktadır (Bilge, 2024).

$$\zeta = \frac{f_2 - f_1}{2fr} \quad \textbf{[3.15]}$$

Bu ifade, sistemin rezonans frekansına bağlı olarak belirli bir bant genişliği içinde enerji kaybının ne kadar olduğunu göstermektedir. Yöntemin uygulanabilirliği, özellikle titreşim analizlerinde frekans tepkisinin hassas ölçülmesine dayanmaktadır.

c. Logaritmik Azalma (Dekreman) Yöntemi

Serbest titreşim hareketindeki genliklerin zamanla azalması analiz edilerek sistemin sönüm oranı (ζ) belirlenebilmektedir. Bu yöntem, zaman alanında çalışan sistemler için pratik ve güvenilir bir hesaplama yaklaşımı sunmaktadır. Logaritmik dekreman yönteminin uygulanma prensibi Şekil 3.7'de sunulmuştur (ANSYS Theory, 2025).



Şekil 3.7 Sönümlü titreşim genlik-zaman eğrisi

Grafikte kesikli çizgi, titreşim genliklerinin zaman içindeki logaritmik azalmasını göstermektedir. Titreşim eğrisinde, ardışık iki tepe genliği (örneğin x_1, x_2) belirlenerek, bu noktalar arasındaki logaritmik azalma (dekreman) (δ) değeri denklem [3.16] ile hesaplanmaktadır (ANSYS Theory, 2025).

$$\delta = \ln\left(\frac{x_1}{x_2}\right) \quad \textbf{[3.16]}$$

Logaritmik dekreman belirlendikten sonra, denklem [3.17] yardımıyla sistemin sönüm oranı (ζ) hesaplanır.

$$\zeta = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2+\delta^2}} \quad \textbf{[3.17]}$$

Bu ifade, sistemin titreşim esnasındaki enerji kaybının genliklerin azalma oranına bağlı olarak belirlenmesini sağlar. Yöntemin uygulanabilirliği, titreşim genliklerinin hassas ölçülmesine ve ardışık tepe noktalarının doğru belirlenmesine dayanmaktadır.

4. SONLU ELEMANLAR ANALİZİ

Sonlu elemanlar analizi (Finite Element Analysis-FEA), karmaşık mühendislik ve fiziksel sistemlerde çözümlenmesi zor diferansiyel denklemlerin sayısal olarak çözülmesi için kullanılan güçlü bir yöntemdir. Bu yaklaşımda yapı, sonlu sayıda küçük elemanlara bölünerek modellenir. Her elemanda bilinmeyen yer değiştirmeler veya alan değişkenleri, düğüm noktalarında tanımlanan değerlerin uygun interpolasyon fonksiyonlarıyla yaklaşık edilmesiyle ifade edilir. Böylece her eleman için yerel denklemler türetilir ve tüm sistem için küresel denklem sistemi oluşturulur (ANSYS Theory, 2025). Bu adımlar şöyle özetlenebilir:

Ağ oluşturma: Çözüm bölgesi, üçgen, dörtgen veya kafes biçiminde küçük sonlu elemanlara bölünür. FEM yaklaşımı büyük bir sistemi küçük, daha basit parçalara (sonlu elemanlara) ayırır ve bu elemanları modelleyen basit denklemler daha sonra tüm problem için birleştirilir. Bu sayede karmaşık geometri ve sınır koşulları daha kolay ele alınır.

Eleman matrislerinin elde edilmesi: Her bir eleman için, şekil fonksiyonları ve malzeme özellikleri kullanılarak eleman katılık matrisi $[K_e]$ ve eleman kütle matrisi $[M_e]$ oluşturulur. Bir sonlu elemanın başlıca karakteristikleri eleman katılık matrisinde somutlaşır. Katılık matrisi, elemanın yüklenme altında deformasyona karşı direncini belirleyen geometrik ve malzeme davranış bilgisini içerir (Bower). Örneğin, bir kiriş elemanı için türetilen katılık matrisinde, uçtaki kesme kuvvetleri ve momentler, uçtaki deplasman ve rotasyonlara bağlanır. Kiriş eleman katılık matrisi $[K_e]$, kiriş ucundaki kayma kuvvetlerini ve eğilme momentlerini kiriş ucundaki deplasman ve dönüklüklere bağlar. Benzer şekilde, dinamik analizde kullanılan kütle matrisi de eleman geometrisi ve yoğunluğuna bağlı olarak şekil fonksiyonlarıyla elde edilir.

Küresel matrisin oluşturulması: Tüm eleman matrisleri, ortak düğüm noktalarındaki katkılar toplanarak tek bir küresel katılık matrisi [K] ve küresel kütle matrisi [M] oluşturulur. K küresel katılık matrisi olarak bilinir ve tüm eleman katılık matrislerinin toplamıdır. Simetri özellikleri nedeniyle her bir eleman katılık matrisi simetrik olduğundan küresel katılık matrisi de (Kütle matrisleri de simetrik olup benzer şekilde toplanır.) Bu aşamada [K] ve [M] matrisleri, düğüm noktalarındaki tanımlı toplam serbestlik derecelerine göre uygun yerlere yerleştirilir ve eleman katkıları birleştirilir.

Sınır koşulları ve yüklerin uygulanması: Gerçek sınır koşulları (örneğin sabit düğümler) matris sistemine uygulanır. Yükler düğümlere veya eleman yüzlerine uygulanacak şekilde $\{F\}$ vektörü oluşturulur.

Çözüm: Elde edilen doğrusal denklem sistemi çözülerek bilinmeyen yer değiştirmeler $\{u\}$ bulunur. Statik durumda genel denklem, denklem [4.1]'de verilmiştir.

$$[K]\{u\} = \{F\} \quad \textbf{[4.1]}$$

Burada $\{F\}$ küresel kuvvet vektörünü, $\{u\}$ ise düğüm yer değiştirme vektörünü gösterir. Dinamik (zamana bağlı) analizde ise kütle matrisinin etkisi girer ve denkle [4.2] ile ifade edilir.

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F(t)\} \quad \textbf{[4.2]}$$

Burada $[M]$ kütle matrisini, $[C]$ sönüm (damping) matrisini, $[K]$ katılık matrisini, $\{\dot{u}\}$ ve $\{\ddot{u}\}$ sırasıyla hız ve ivmeyi, $\{F(t)\}$ ise zamana bağlı yük vektörünü ifade eder. ANSYS gibi yazılımlar bu denklemleri otomatik olarak kurup çözer.

4.1. Sonlu Elemanlar Yönteminin Uygulamaları

Sonlu elemanlar analizi sayesinde çok çeşitli problemler statik, dinamik veya titreşim analizleriyle incelenebilir. Örneğin, bir yapı parçası statik yük altında $[K]\{u\} = \{F\}$ denklemiyle çözümlenerek deplasman ve iç kuvvetler bulunur. Dinamik analizlerde önceki denklemde $[M]\{\ddot{u}\}$ ve gerekirse $[C]\{\dot{u}\}$ terimleri de dikkate alınarak zamanla değişen yükler altında hareket analizleri yapılır. Titreşim analizinde ise sönümsüz serbest titreşimler için genlikler arasında özdeğer problemine bakılır. Yani doğal titreşim frekansları ve mod şekilleri denklem [4.3] ile çözülür (ANSYS Theory, 2025).

$$\det([K] - \omega^2[M]) = 0 \quad \textbf{[4.3]}$$

Bu matris eigen-problemi sonucunda bulunan ω^2 değerleri esas frekansların karesi olur. Dolayısıyla hem katılık hem de kütle matrisleri modal analizde kritik rol oynar. Sonuç olarak, FEA'da elde edilen $[K]$ ve $[M]$ matrisleri, ANSYS gibi paket programlarda statik kinematik deformasyon analizi, dinamik hareket analizi ve serbest titreşim analizi gibi birden fazla çözüm tipinin temelini oluşturur.

4.1.1. Modal Analiz Teorisi

Modal analiz, mekanik sistemlerin doğal frekanslarını ve mod şekillerini belirlemeye yönelik lineer bir analiz yöntemidir. Yapının farklı sınır koşulları altında titreşim karakteristiklerinin incelenmesine olanak sağlayan bu yöntem, rezonans gibi istenmeyen durumların tespiti ve yapısal optimizasyon açısından kritik öneme sahiptir. Modal analiz sayesinde, dinamik yüklemelere maruz kalan yapıların davranışı öngörülebilir hale gelir ve yapısal sağlamlık açısından güvenli sınırlar tanımlanabilir. Aynı zamanda bu analiz ile elde edilen doğal frekanslar ve mod şekilleri harmonik tepki, transit analiz ve yapısal optimizasyon gibi daha ileri düzeydeki dinamik analizlerin temelini oluşturur. ANSYS gibi sonlu elemanlar yazılımları, modal analiz adımlarını otomatik olarak gerçekleştirme yeteneğine sahiptir ve bu sayede karmaşık mühendislik sistemlerinde güvenilir sonuçlar elde edilmesi sağlanmaktadır.

Modal analizde kütle matrisi (M) ve rijitlik matrisi (K) sabit kabul edilmektedir (ANSYS Theory, 2025).

Bu analizlerde, program tarafından genel hareket denklemi kullanılmakta, ancak dış kuvvetler ve sönüm "0" kabul edilmektedir. Bunun nedeni, yalnızca doğal frekansların ve mod şekillerinin belirlenmesinin amaçlanmasıdır. Bu varsayım doğrultusunda, modal analiz genel hareket denklemi, denklem [4.2]'de verilmiştir.

Deplasman ve ivme vektörleri sinüzoidal bir hareket formunda olup, denklem [4.4] ve Denklem [4.5] ile ifade edilmektedir (ANSYS Theory, 2025).

$$\{u\} = \{\emptyset\}_i \sin(\omega_i t + \theta_i) \quad \textbf{[4.4]}$$

$$\{\ddot{u}\} = -\omega_i^2 \{\emptyset\}_i \sin(\omega_i t + \theta_i) \quad \textbf{[4.5]}$$

Burada, $\{\emptyset\}_i$ mod şekli vektörünü, ω_i doğal frekansı ve θ_i faz açısını temsil etmektedir.

Modal analizin son aşaması denklem [4.6] ile ifade edilir.

$$([K] - \omega^2[M])\{\emptyset\}_i = \{0\} \quad \textbf{[4.6]}$$

Bu matris denkleminde determinantın sıfıra eşitlenmesiyle karakteristik denklem elde edilir ve denklem [4.7] ile ifade edilir (Cai ve Yang, 2020).

$$\det([K] - \omega^2[M]) = 0 \quad \textbf{[4.7]}$$

Denklem [4.7] çözülerek sistemin tüm doğal frekansları bulunur. Her frekansa karşılık gelen bir mod şekli vektörü vardır ve bu vektörler sistemin titreşim modlarını temsil eder. Sistemin mod biçimlerini elde edebilmek için kütle matrisi normalize edilmektedir ve bu işlem her mod şeklinin enerji açısından standart hale getirilmesini sağlamaktadır. Bu işlem, denklem [4.8] ile ifade edilmektedir (Enez, 2009).

$$\{\emptyset\}_i^T[M]\{\emptyset\}_i = 1 \quad \textbf{[4.8]}$$

4.1.2. Harmonik Cevap Analizi Teorisi

Harmonik analiz, bir sistemin periyodik zorlayıcı kuvvetler altındaki dinamik tepkilerinin incelenmesine olanak sağlamaktadır. Bu yöntem, rezonans frekanslarına yakın davranışların anlaşılması ve sistemin deformasyon, hız ve ivme gibi tepkilerinin değerlendirilmesi açısından kritik bir rol oynamaktadır (ANSYS Theory, 2025).

Harmonik analiz, lineer bir analiz türü olup, denklem [4.2]'deki genel hareket denkleminde kütle matrisi [M], rijitlik matrisi [K] ve sönüm matrisi [C] sabit kabul edilmektedir. Bu analizde, genel hareket denklemi ve zorlayıcı kuvvetler dikkate alınarak çözümlenmekte ve sistemin rezonans etkileri altında verdiği tepkiler değerlendirilmektedir (ANSYS Theory, 2025).

Zorlayıcı kuvvet ve sistemin sinüzoidal cevabı, denklem [4.9-4.10] ile ifade edilir (Enez, 2009).

$$F(t) = F_0 \cdot \sin(\Omega t + \emptyset) \quad \textbf{[4.9]}$$

$$U(t) = U \cdot \sin(\Omega t + \theta) \quad \textbf{[4.10]}$$

Burada, F_0 zorlayıcı kuvvetin genliğini, Ω zorlayıcı frekansı, $\emptyset$ kuvvetin faz açısını, U sistemin yer değiştirme genliğini ve θ deplasmanın faz açısını ifade etmektedir.

Denklem [4.9-4.10]'dan zamana göre türev alınarak hız, ivme ifadeleri ve bunların genel hareket denklemine yerleştirilmesi ile, zaman fonksiyonu içeren terimler sadeleştirilerek sistemin harmonik cevabı, kompleks rijitlik matrisi olarak denklem [4.11]'de ifade edilir (ANSYS Theory, 2025).

$$\left[-\Omega^2[M] + i\Omega[C] + [K]\right]\{U\} = \{F_0\} \quad \textbf{[4.11]}$$

Burada, deplasman $\{U\}$ ve uygulanan zorlayıcı kuvvet $\{F_0\}$ frekansa bağlı olarak çözülmektedir.

Bu analiz kapsamında kullanılan iki temel çözüm yöntemi bulunmaktadır

- **Tam harmonik cevap yöntemi:** Bu yöntemde, analiz doğrudan çözüm frekans aralığı boyunca gerçekleştirilmektedir ve sistemin her frekansta verdiği yanıt doğrudan hesaplanmaktadır. Kesin sonuçlar sunmasına rağmen, özellikle yüksek çözünürlük gerektiren analizlerde zaman alıcı olabilir. Bu yöntemde çözüm, denklem [4.12] ile ifade edilmektedir (ANSYS Theory, 2025).

  $$(-\Omega^2[\mathrm{M}] + \mathrm{i}\Omega[\mathrm{C}] + [\mathrm{K}])(\{u_1\} + \mathrm{i}\{u_2\}) = (\{F_1\} + \mathrm{i}\{F_2\}) \quad \textbf{[4.12]}$$

- **Mod süperpozisyon cevabı yöntemi:** Bu yöntem, modal analiz sonuçlarına dayalı olarak gerçekleştirilmektedir ve sistemin doğal frekansları ve mod şekilleri kullanılarak harmonik yanıtı hesaplanmaktadır. Bu sayede çözüm süresi önemli ölçüde hızlanmakta ve sistemin doğal frekansları civarındaki sonuçlar daha hassas alınabilmektedir. Ancak, seçilen mod sayısına bağlı olarak çözümün doğruluğu değişkenlik gösterebilmektedir

  Bu yöntemde, her bir mod için belirlenen doğal frekans (ω_j) ve ona karşılık gelen sönüm oranı (ζ_j) kullanılarak Denklem [4.13] kullanılarak çözüm aranır (ANSYS Theory, 2025).

  $$\left(-\Omega^2 + \mathrm{i}2\omega_j\Omega\zeta_j + \omega_j^2\right)y_{jc} = f_{jc} \quad \textbf{[4.13]}$$

  Burada, y_{jc} sistemin mod bazlı harmonik yanıtını, f_{jc} ise modal kuvvet bileşenini göstermektedir.

Harmonik analiz, modal analizden farklı olarak sönüm matrisini [C] dikkate almakta ve sistemin rezonans noktalarında oluşan genlik büyümesini belirlemeye yönelik frekans yanıtını sağlamaktadır. Literatürde bu analizlerde genellikle elastisite modülü ve poisson oranı gibi lineer elastik parametreler kullanılmaktadır. Ancak bu çalışmada kullanılan Yeoh hiperelastik malzeme modeli, kauçuk esaslı vibrasyon takozlarının doğrusal olmayan gerilme-şekil değiştirme davranışını temsil etmekte ve bu nedenle lineer elastik parametrelerin doğrudan tanımlanmasına gerek duyulmamaktadır. Hiperelastik modelin ilk sıra katsayısı C_{10}, kayma modülü G ile denklem [4.14]' ile ilişkilendirilmektedir (Centeno, 2009; Park, 2024), buradan hareketle elastisite modülü E gibi lineer parametreler teorik olarak türetilebilmektedir. Ancak bu tezde, söz konusu parametreler yalnızca modelin tutarlılığını göstermek amacıyla kullanılmış, esas olarak Yeoh hiperelastik sabitleri üzerinden analizler gerçekleştirilmiştir.

$$G = 2C_{10} \quad \textbf{[4.14]}$$

Malzeme sıkıştırılamaz ise elastisite modülü E, denklem [4.15] ile, sıkıştırılabilir ise poisson oranı v'ye bağlı olarak denklem [4.16] ile ifade edilmektedir.

$$E = 3G \quad \textbf{[4.15]}$$

$$E = 2G(1 + v) \quad \textbf{[4.16]}$$

SBR kauçuk, literatürde elastomerlerin hacimlerini büyük ölçüde koruma eğiliminde olmalarından dolayı birçok uygulamada sıkıştırılamaz bir malzeme olarak kabul edilmektedir. Teorik olarak, tamamen sıkıştırılamaz bir malzeme için Poisson oranı 0.5 değerini almaktadır.

Bower (2008) tarafından yapılan çalışmada, hacimsel kilitlenme kavramına dikkat çekilmiştir. Çalışmada, Poisson oranının 0.5'e çok yaklaşması durumunda, sonlu elemanlar analizinde sertlik matrisinin aşırı rijitleşerek sayısal kararsızlığa yol açabileceği gösterilmektedir.

Poisson oranı 0.5 olarak kabul edildiğinde, temel denklemler gereği bulk modülü (K) sonsuz bir değere ulaşmaktadır. Bu durum, malzemenin hacimsel deformasyona karşı tam direnç gösterdiğini ve hiçbir şekilde sıkıştırılamaz hale geldiğini göstermektedir. Bulk modülü ile elastisite modülü arasındaki ilişki denklem [4.17] ile ifade edilmektedir (Bower, 2008; Uçar & Başdoğan, 2017).

$$K = \frac{E}{3(1-2v)} \quad \textbf{[4.17]}$$

Burada, K bulk modülünü, E elastisite modülünü ve v poisson oranını temsil etmektedir. Bu nedenle, elastomerlerin sonlu elemanlar analizinde modellenmesi sırasında Poisson oranının 0.495-0.499 gibi değerlerde sınırlandırılması, sayısal kararlılığın korunması açısından önerilmektedir.

4.1.3. Rijit Dinamik Analiz Teorisi

Rijit dinamik analiz, büyük yer değiştirme ve dönmelere maruz kalan mekanizmalarda, parçaların kütlesel hareketlerinin ve buna bağlı atalet etkilerinin incelenmesine yönelik bir yaklaşımdır. Bu analiz türünde, sistem davranışı çok serbestlik dereceli (MDOF) bir yapı olarak ele alınmakta ve denklem [4.18] ile ifade edilmektedir (ANSYS Theory, 2025).

$$[M]\{\ddot{u}(t)\} + [C]\{\dot{u}(t)\} + [K]\{u(t)\} = \{F(t)\} \quad \textbf{[4.18]}$$

Rijit dinamik analizde, büyük dönme ve büyük yer değiştirme içeren durumlar geometrik doğrusal olmama kavramı altında değerlendirilir. Geometrik doğrusal olmama, yapının şekli, konumu veya deformasyonu değiştikçe denge denklemlerinin doğrusal olmaktan çıkması demektir. Geometrik olarak doğrusal olmayan bir çözümde, bir düğümdeki toplam yer değiştirme $\{u\}$, rijit cisim hareketi $\{u_r\}$ ve gerinmeye neden olan deformasyonel yer değiştirme $\{u_d\}$ bileşenlerine ayrıştırılabilir ve denklem [4.19] ile ifade edilir.

$$\{u\} = \{u_r\} + \{u_d\} \quad \textbf{[4.19]}$$

Bu ifade, yer değiştirmelerin sayısal olarak büyük olabildiği, ancak birim şekil değiştirmelerin küçük kaldığı "büyük dönme" durumlarının modellenmesine imkân tanımaktadır.

Rijit dinamik analizde, bims makinesi alt kalıp sistemi rijit gövdelerden oluşan çok serbestlik dereceli bir mekanizma olarak modellenmektedir. Bu yaklaşımda elemanlar deformasyon almayan parçalar olarak tanımlandığından, gövde içi gerinme ve gerilme dağılımları doğrudan hesaplanmamaktadır. Yalnızca kütle merkezlerinin yer değiştirme, hız ve ivmeleri ile mafsal ve temas reaksiyon kuvvetleri elde edilmektedir. Bu nedenle rijit dinamik çözüm, sistemin kinematik davranışını ve dinamik yüklerini belirlemek için kullanılmaktadır.

4.1.4. Transient Analiz Teorisi

Transient analiz, mekanik sistemlerin zamana bağlı dış etkilere karşı gösterdiği dinamik tepkilerin incelenmesinde kullanılan bir yöntemdir. Sistem, farklı zaman adımlarında elde edilen yer değiştirme, hız ve ivme değerleri üzerinden değerlendirilmektedir. Ani yüklemeler, darbe etkileri, çarpışmalar ve zamanla gelişen titreşim birikimi gibi gerçek çalışma koşulları güvenilir biçimde modellenebilmektedir. Modal analiz doğal frekans ve mod şekillerini, harmonik analiz sabit genlikli sinüzoidal yükler altındaki kararlı durum tepkisini, rijit dinamik analiz ise gövdeleri rijit kabul ederek kinematik davranış ile temas reaksiyon kuvvetlerini ortaya koyarken transient analiz, yük ve sınır koşullarının zamana bağlı değişimini

doğrudan dikkate alarak yapının en gerçekçi dinamik performansının değerlendirilmesine imkân vermektedir.

Bu yöntemde çözüm, zamana bağlı genel hareket denkleminin her bir zaman adımında güncellenerek hesaplanması prensibine dayanır. Sonlu elemanlar yönteminde bu işlem, her çözüm adımında yeni denge durumu oluşturacak şekilde matris sisteminin tekrar tekrar çözülmesini gerektirir. Böylece, kuvvetin, sınır koşullarının veya geometrik yapıların zamana bağlı olarak değiştiği karmaşık problemlerde sistem davranışı ayrıntılı şekilde analiz edilebilir. Bu yönüyle transient analiz, özellikle doğrusal olmayan malzeme davranışı, temas problemleri, büyük deformasyonlar ve zamana bağlı yüklemeler gibi gelişmiş mühendislik senaryolarında vazgeçilmez hale gelmiştir (ANSYS Theory, 2025).

Transient analizde kullanılan genel hareket denklemi, rijit dinamik analizde olduğu gibi Denklem [4.17] ile ifade edilmektedir. Ancak bu denklemde yer alan $[\mathrm{M}]$, $[\mathrm{C}]$, $[\mathrm{K}]$ matrisleri ile $\{\mathrm{u}(\mathrm{t})\}$ yer değiştirme vektörünün formülasyondaki anlamı rijit dinamik analizden farklıdır. Transient analizde yapı, sonlu elemanlar yöntemiyle deforme olabilen bir modeldir. $\{\mathrm{u}(\mathrm{t})\}$ Düğüm noktalarındaki toplam yer değiştirmeyi temsil eder ve bu yer değiştirmeden gerinme ve gerilme dağılımları elde edilir. $[K]$ Rijitlik matrisi, malzeme özellikleri ve geometriye bağlı eleman rijitliklerinden oluşur ve doğrusal olmayan problemlerde (büyük şekil değiştirme, plastisite, temas vb.) zaman içinde güncellenebilir. Buna karşılık rijit dinamik analizde gövdeler rijit kabul edildiğinden $\{\mathrm{u}(\mathrm{t})\}$, her gövde için öteleme ve dönme bileşenlerinden oluşan genelleştirilmiş koordinatları ifade eder. $[\mathrm{K}]$ Matrisi ise esas olarak mafsal, temas ve tanımlı bağ elemanlarının etkilerini temsil eder ve eleman içi deformasyona bağlı bir gerinme alanı tanımlanmaz (ANSYS Theory, 2025).

Harmonik analize kıyasla transient analiz, belirli bir frekans aralığını taramak yerine dış kuvvetin doğrudan zaman tanımına dayalı olarak çözüm yaptığından, özellikle darbe tipi yüklemelerde rezonans etkisinin zaman içinde büyümesinin ve zamana bağlı yorulma etkilerinin izlenmesinde önemli avantaj sağlar. Bununla birlikte, küçük zaman adımları ve her adımda denge denklemlerinin çözülmesi gerekliliği nedeniyle transient analizlerin hesaplama süreleri modal, harmonik ve rijit dinamik analizlere göre daha uzun olmakta, yüksek işlemci gücü ve bellek kapasitesi gerektirmektedir.

ANSYS gibi sonlu elemanlar yazılımları bu tür analizlerde özelleşmiş çözümleyiciler (örneğin; Newmark, Hilber-Hughes-Taylor algoritmaları) kullanarak zaman entegrasyonunu gerçekleştirir (ANSYS Theory, 2025).

Transient analizlerde kullanılan iki temel zaman entegrasyonu yöntemi bulunmaktadır:

- **Explicit (Açık) Yöntem**: Bu yöntem küçük zaman adımları ile çalışır ve matrislerin doğrudan çözümünü içermez. Ani yüklemeler ve çarpışmalar gibi hızlı değişen olaylarda hızlı ve kararlı sonuçlar verir. Ancak stabilite koşullarını sağlamak için zaman adımlarının oldukça küçük tutulması gerekir.
- **Implicit (Kapalı) Yöntem**: Bu yöntem daha büyük zaman adımları kullanılarak çözüm iteratif olarak gerçekleştirilir ve her zaman adımında matrislerin yeniden çözülmesini gerektirir. Daha karmaşık ve yavaş gelişen yükleme senaryolarında sayısal kararlılık açısından avantajlıdır.

Transient analiz, özellikle darbe yüklemeleri, düşme testleri, ani kuvvet artışları veya çarpışma senaryolarında ortaya çıkan maksimum deformasyonları ve gerilme yoğunlaşmalarını gözlemlemek için tercih edilir. Elastomer malzemeler gibi hiperelastik davranış sergileyen malzemelerin zamana bağlı yüklemeler altında deformasyon ve gerilme davranışları, transient analiz yöntemleriyle ayrıntılı şekilde incelenebilir. Bu tür analizlerde Yeoh gibi hiperelastik modeller, lineer elastik modellere kıyasla çok daha gerçekçi sonuçlar sağlamaktadır (Centeno, 2009).

Sonuç olarak, transient analiz, zaman ekseninde dinamik sistem davranışının tüm yönleriyle değerlendirilebilmesini sağlayan güçlü bir analiz aracıdır. Yapıların gerçek dünyadaki ani veya değişken yüklemelere karşı davranışını modellemek için mühendislik simülasyonlarında kritik rol üstlenir. Özellikle, doğrusal olmayan malzeme davranışları, karmaşık temas senaryoları ve ani yükleme etkileri içeren uygulamalarda, transient analiz sistem güvenliğini ve performansını tahmin etmede etkili bir araçtır.

5. DENEYSEL YÖNTEMLER

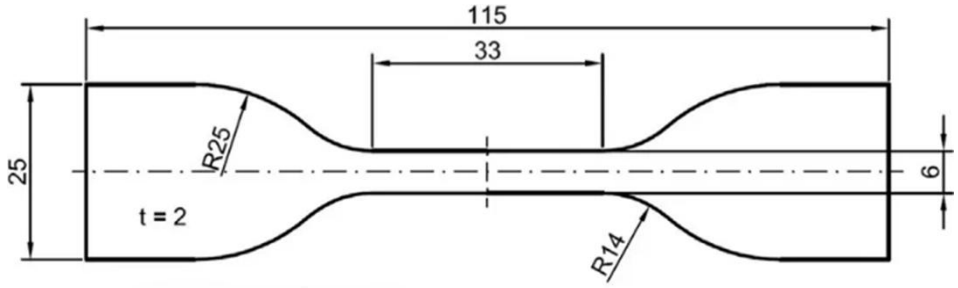
Alt kalıp bağlantı üçgenin ansys yazılımında yapılacak dinamik analizlerin gerçekliğini artırmak amacıyla sönüm katsayılarının ve malzeme özelliklerinin belirlenmesi gerekmektedir. Ayrıca bu takozların rezonans frekanslarını belirleyerek vibrasyon takozlarının güvenli kullanım frekans aralığı tespit edilmelidir.

Sayısal yöntemlerin doğruluğunu artırmak ve uygun malzeme modellemesi oluşturabilmek için, malzeme parametreleri deneysel yöntemlerle belirlenmelidir. Hiperelastik bir malzeme olan SBR kauçuğun mekanik davranışını modelleyebilmek amacıyla Yeoh hiperelastik model katsayılarının (C_{10}, C_{20}, C_{30}) belirlenmesi için tek eksenli çekme testi uygulandı. Bu test sonucunda elde edilen gerilme-gerinim verileri ile Yeoh modelinin enerji fonksiyonu kullanılarak hiperelastik model katsayıları hesaplandı.

Malzemenin sönüm oranlarının (ζ_1, ζ_2) belirlenmesi için ise titreşim testi uygulanarak frekans yanıtları ölçüldü. Titreşim testi sonrasında takozun genlik-frekans grafiği çıkarılarak yarım güç metodunun uygulanabilmesi için birinci ve ikinci doğal frekanslar tespit edilmiştir.

5.1. Tek Eksenli Çekme Testi

SBR esaslı vulkanize edilmiş elastomer numunelerin mekanik özelliklerinin belirlenmesi amacıyla çekme testi, ASTM D412 standardına uygun olarak gerçekleştirilmektedir. Bu standart, Yöntem A (dambıl ve düz kesitli numuneler) ve Yöntem B (kesilmiş halka numuneler) olmak üzere iki farklı test yöntemini kapsamaktadır. Deneyler, 23 ± 2 °C sıcaklıkta gerçekleştirilmekte olup, numuneler 500 ± 50 mm/dakika hızda Universal çekme testi makinesi kullanılarak kopana kadar çekilmektedir. Çekme testinin doğru şekilde uygulanabilmesi için numune ölçüleri literatürde belirlenen standartlara uygun olarak hazırlanmıştır. Yaygın olarak kullanılan dambıl numune ölçüleri Şekil 5.1'de sunulmaktadır.



Şekil 5.1 Dambıl numune ölçüleri (ASTM D412)

Çekme testleri, Sivas Cumhuriyet Üniversite Makine Mühendisliği bölümü malzeme laboratuvarında 250 kN kapasiteli SHIMADZU AG-X serisi (Şekil 5.2) çekme test cihazında çekme testi uygulanmıştır ve maksimum kopma gerilmesi 7.3 N/mm^2 olarak kabul edilmiştir.



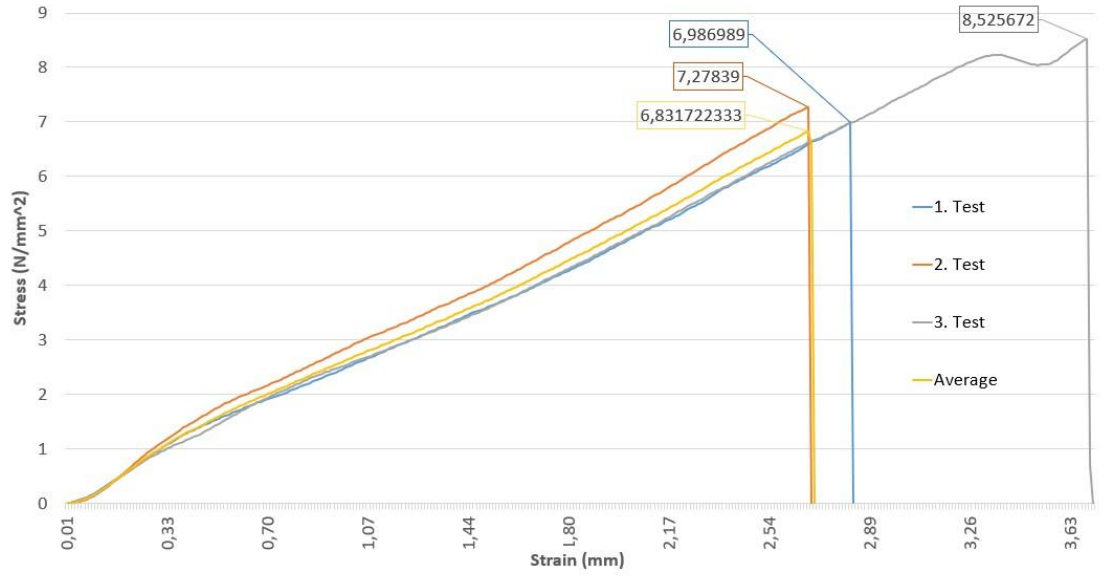
Şekil 5.2 Takoz numunesi tek eksenli çekme testi uygulaması

Dikdörtgen, boğumlu, SBR-Metal kompozit vibrasyon takozu için test numuneleri ASTM D412 standardının A yöntemine göre hazırlandı (Şekil 5.3).



a) Önce b) Sonra

Şekil 5.2 Tek eksenli çekme test numuneleri



Şekil 5.3 SBR kauçuk gerilme-gerinim grafiği

Numunelerin çekme testi sonucunda elde edilen gerilme-gerinim grafikleri Şekil 5.3'te verilmiştir. Bu durumda ortalamaya en yakın olan 2. Numunenin (kopma gerilmesi ≈7.2MPa) gerilme-gerinim verileri alınarak ansys malzeme kütüphanesine tanımlanmıştır. Ansys malzeme kütüphanesine girilen veriler ile Yeoh hiperelastik sabitleri Çizelge 5.1'deki gibi elde edilmiştir.

Çizelge 5.1 Yeoh hiperelastik sabitleri

C_{10}	0.52908 MPa
C_{20}	0.066709 MPa
C_{30}	-0.0030065 MPa

Çizelge 5.1'deki C_{10} değeri ile kayma modülü denklem [4.14] ile G ≈ 1.058116 MPa ve ardından elastisite modülü E ≈ 3.17 MPa olarak hesaplanmıştır. Poisson oranı, sıkıştırılamaz malzemeler için hacimsel kilitlenme durumu da göz önüne alınarak v ≈ 0.499 alınmış ve 200x200x3 mm kauçuk numunesinin kütlesi 167 gram, hacmi ise 120.000 mm³ olarak belirlenmiştir. Malzemenin yoğunluğu ise 1.39×10^{-6} kg/mm³ olarak hesaplanmıştır (Çizelge 5.2).

Çizelge 5.2 İzotropik elastisite değerleri

Kayma modülü (G)	≈ 1.058116 MPa
Elastisite modülü (E)	≈ 3.17 MPa
Yoğunluk (d)	$\approx 1.39\text{x}10^{-6}$ kg/mm³
Poisson oranı (v)	≈ 0.499

5.2. Titreşim Testi

Rayleigh sönümleme katsayılarının belirlenebilmesi için, deneysel modal analiz sonucunda elde edilen ilk iki mod frekansının tespit edilmesi gerekmektedir. Bu amaçla, modal çekiç testi ve elektrodinamik sarsıcı testi yaygın olarak kullanılan yöntemler arasında yer almaktadır. Küçük ve basit yapılar, özellikle vibratör takozları, için modal çekiç testi, taşınabilirlik, hızlı kurulum ve ekonomik olması nedeniyle genellikle yeterli olmaktadır. Ancak, daha büyük ve karmaşık yapılar ile yüksek frekanslı analizlerin gerçekleştirilmesi gerektiğinde, elektrodinamik sarsıcılar tercih edilmektedir.

Modal çekiç yönteminde, yapı yüzeyine belirli bir kuvvetle darbe uygulanmakta ve yapının bu darbeye verdiği titreşim tepkisi ölçülmektedir. Uygulanan kuvvet, modal çekiç aracılığıyla sağlanmakta olup, yapının tepkisi ivme ölçerler kullanılarak kaydedilmektedir. Elde edilen veriler, yapının doğal frekansları, sönüm oranları ve mod şekillerini belirlemek amacıyla analiz edilmektedir.

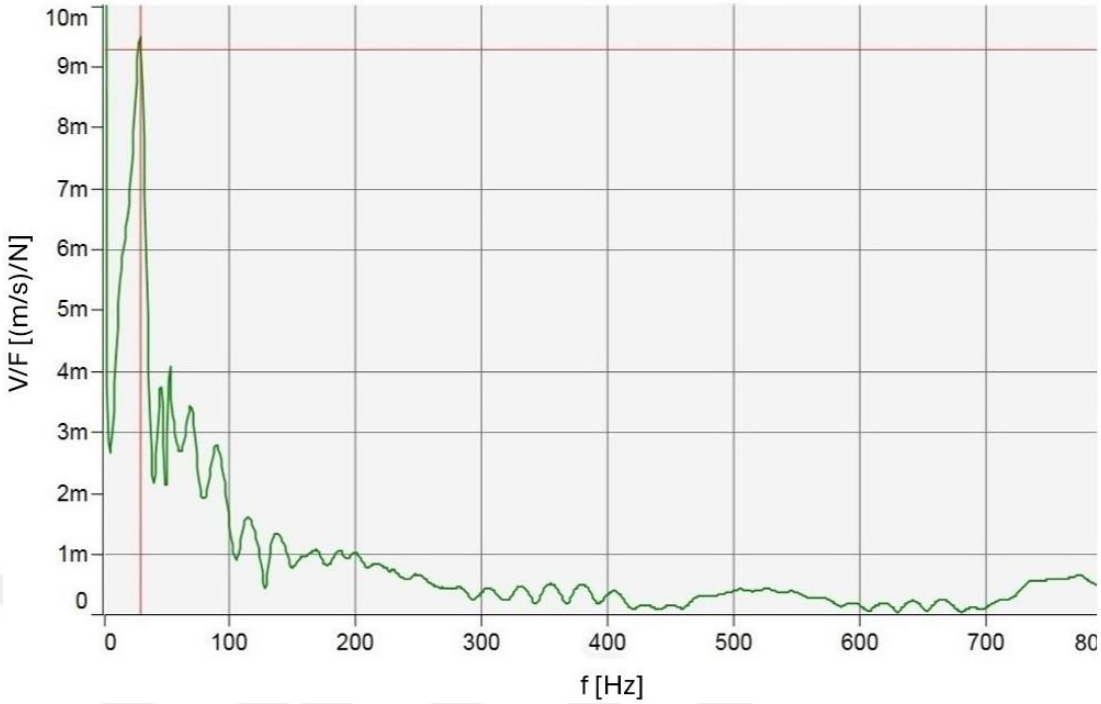
5.2.1. Modal Çekiç Yöntemi ile Titreşim Testi

Titreşim testleri, Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümü laboratuvarında, Bruel & Kjaer titreşim test cihazları ve çok kanallı PULSE yazılım ve sistemi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Test düzeneğinde, takoz sabit bir yüzeye monte edilmiş ve tek eksenli sensör, takozun titreşim tepkilerini kaydedebilmek için uygun bir pozisyonda takoz üzerine yerleştirilmiştir. Kullanılan deney düzeneği Şekil 5.4'te verilmiştir.

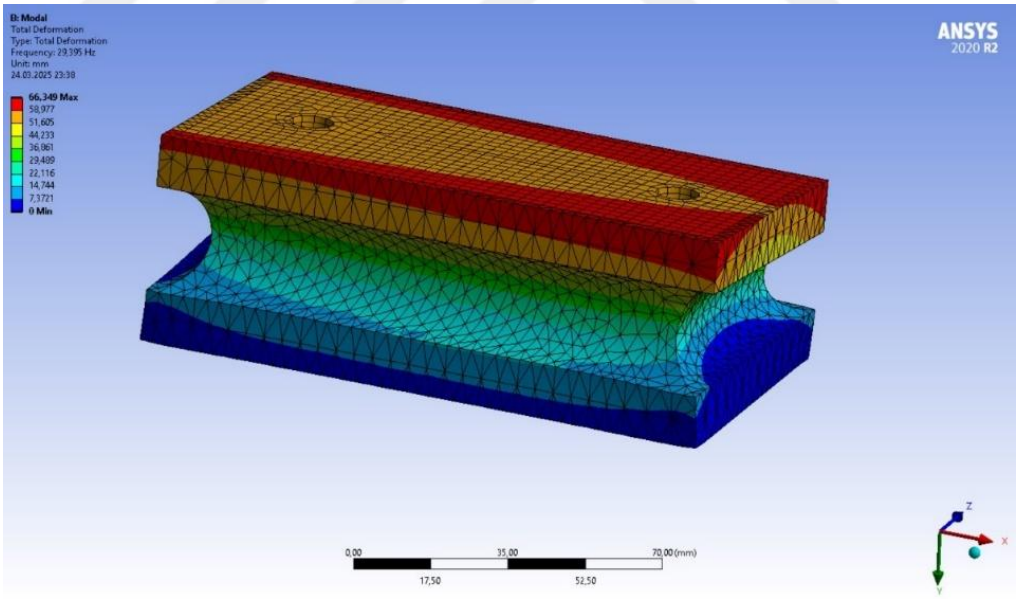


Şekil 5.4 Modal çekiç ile titreşim test düzeneği

Deney sırasında, modal çekiç ile takozun belirli bir noktasına kontrollü bir darbe uygulanmış, oluşan titreşimler tek eksenli sensör aracılığıyla ölçülmüş ve PULSE LabShop yazılımı tarafından kaydedilmiştir. Testler sonucunda, takozun rezonans frekansları ve genlik davranışını incelemek amacıyla frekans cevabı grafiği elde edilmiştir (Şekil 5.5). Sayısal sonuçların doğruluğunu karşılaştırmak için modal çekiç test düzeneği ansys workbench yazılımdan benzer koşullar simüle edilerek ve sonuçlar incelenmiştir (Şekil 5.6).



Şekil 5.5 Vibrasyon takozunun modal çekiç yöntemi ile elde edilen frekans cevabı



Şekil 5.6 Vibrasyon takozunun ansys workbench yazımından elde edilen 1. Mod şekli

Deneysel olarak elde edilen frekans cevap eğrisinden (Şekil 5.5) takozun 1. Mod frekansı 28 Hz ve 2. Mod frekansı 52 Hz, Ansys Workbench programında sayısal model tutarlığını kontrol etmek amacıyla yapılan modal analizde vibrasyon takozunun 1. Mod şekli (Şekil 5.6) frekansı ise 29.395 Hz olduğu görülmüştür. Bu durumda, 1. Mod frekansı için yapılan bağıl hata ≈ %4.75'tir.

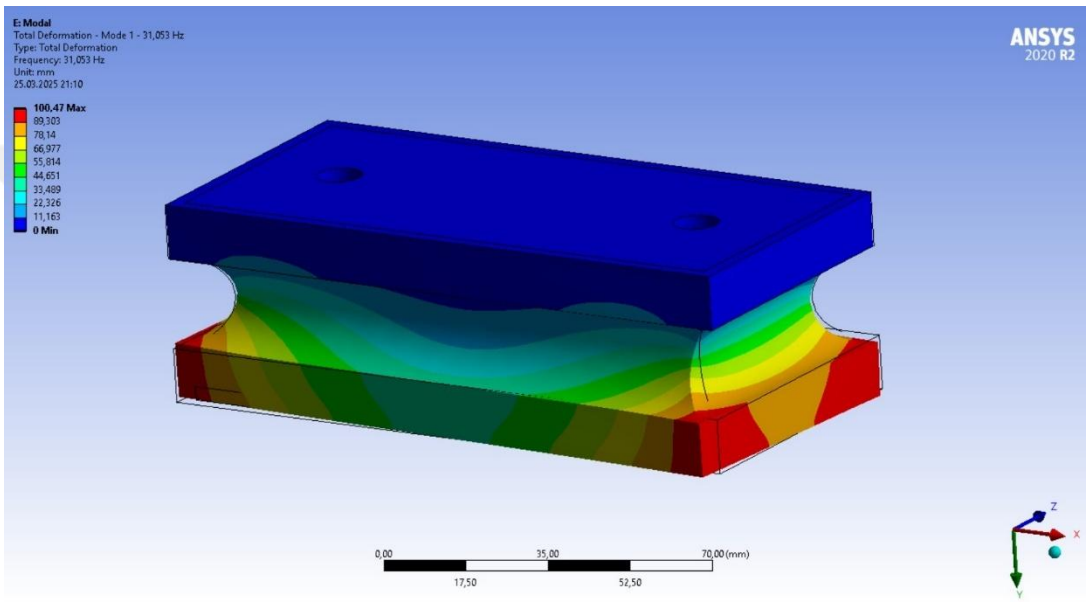
5.2.2. Rayleigh sönümleme sabitlerinin hesaplanması

Modal çekiç yöntemi ile elde edilen frekans cevap grafiği ile ilk iki mod için modal sönüm oranları denklem [3.15] ile bulunmuş, 1. Mod (28 Hz) frekansı için modal sönüm katsayısı $\zeta_1 = 0.237$ ve 2. Mod (52 Hz) frekansı için modal sönüm katsayısı $\zeta_2 = 0.205$ olarak hesaplanmıştır. Rayleigh sönümleme sabitleri, modal sönüm oranları ile denklem [3.14] ile hesaplanmış ve kütle orantılı sönüm katsayısı α=0.000675 (1\s), rijitlik orantılı sönüm katsayısı β=62.58644 (s) olarak elde edilmiştir.

6. ANSYS UYGULAMALARI

6.1. Vibrasyon Takozu Modal Analizi

Titreşim takozunun bims makinelerindeki çalışma koşullarını simüle edebilmek için montaj kısıtlamaları ve yerçekimi ivmesi eklenerek, 0-1200 Hz. frekans aralığında ön gerilmeli modal analiz gerçekleştirilmiştir. Modal analiz sonucunda, 240 mod şekli incelenmiştir ve çalışma koşullarına en uygun olan kısıtlanmış vibrasyon takozunun 1. mod şekli (31.053 Hz) belirlenmiştir (Şekil 6.1).

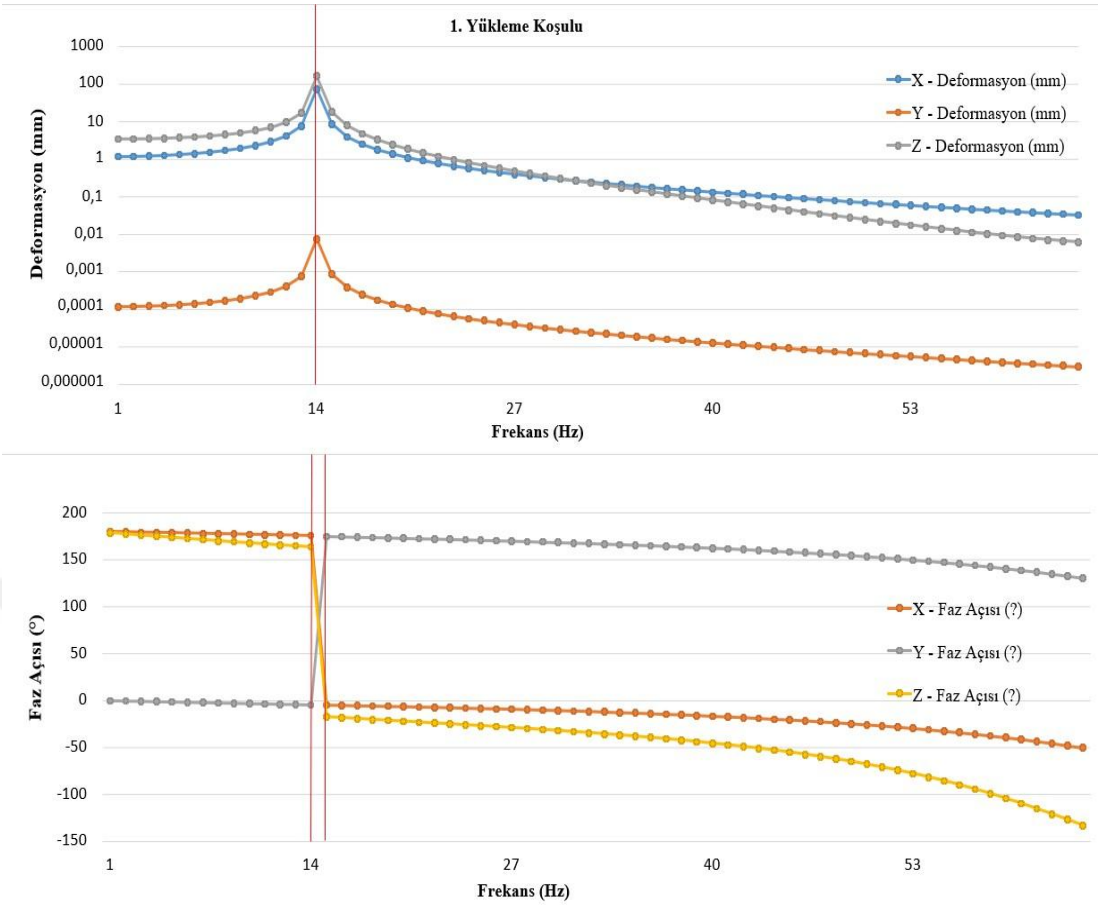


Şekil 6.1 Kısıtlanmış vibrasyon takozunun 1. Mod şekli

Şekil 6.1 incelendiğinde 1. Mod şeklinin deformasyonlarının takozun alt ve yan kısımlarında yoğunlaşarak üst kısma doğru azaldığı ve burulma hareketi yaptığı görülmektedir.

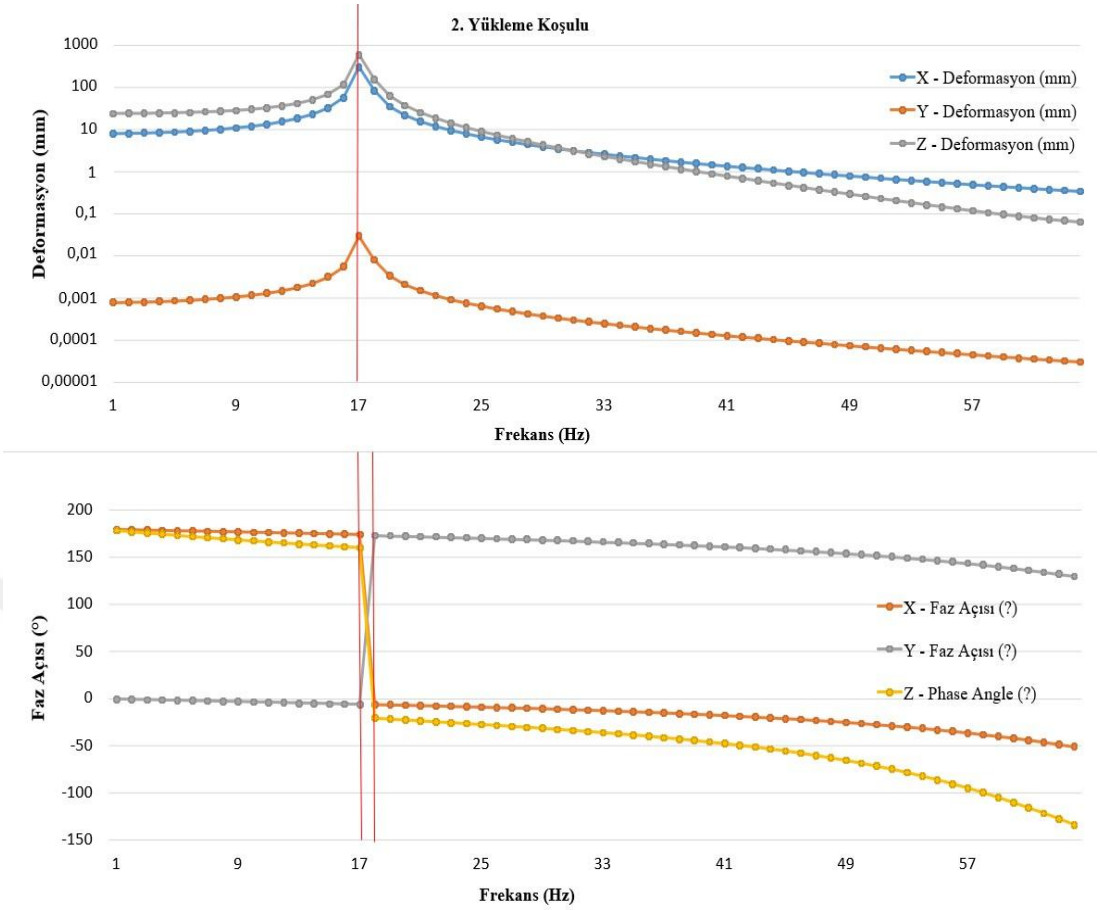
6.2. Vibrasyon Takozu Harmonik Cevap Analizi

Bims makinesinde kullanılan titreşim motorları, 1-64 Hz. frekans aralığında üç farklı yükleme koşulu altında çalışmaktadır (Çizelge 6.1). Bu üç koşul için Rayleigh sönümleme sabitleri (α, β) dikkate alınarak x, y ve z eksenlerinde deformasyon ve faz açısı grafikleri elde edilmiştir (Şekil 6.2-6.4).



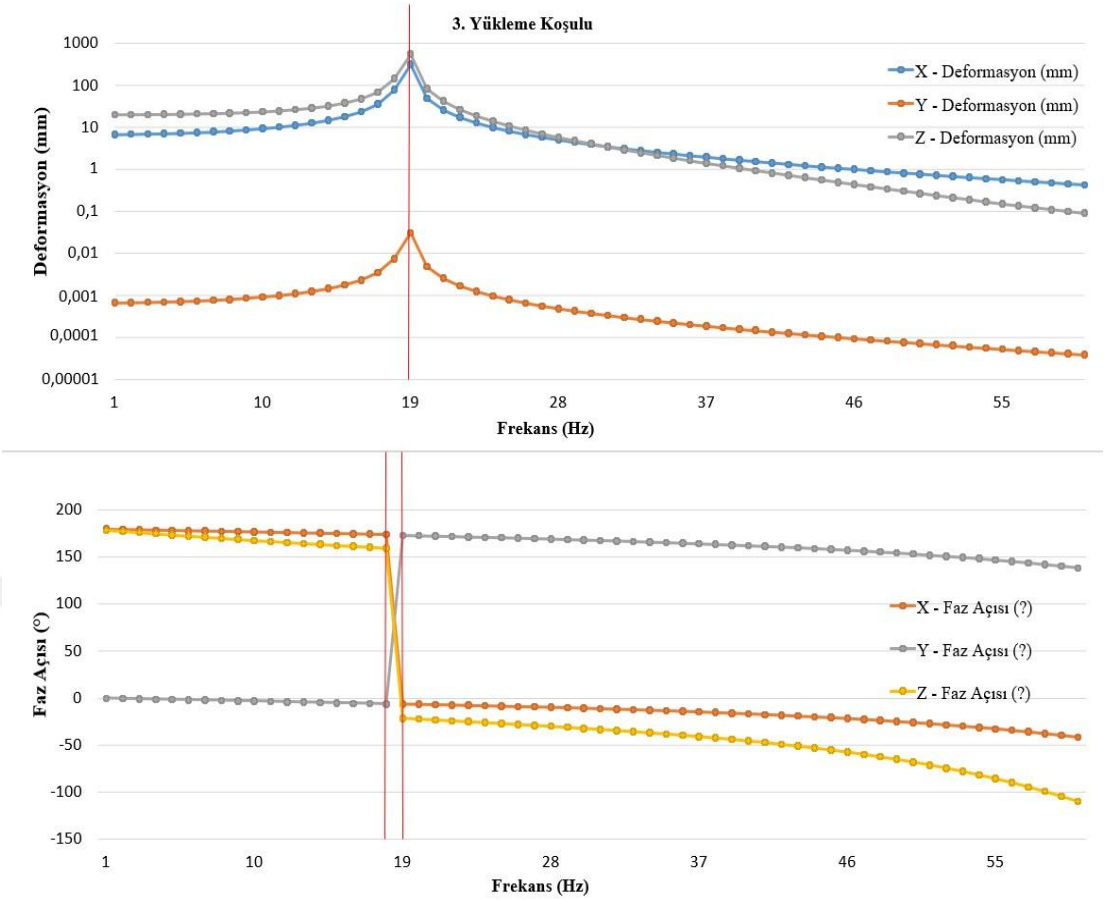
Şekil 6.2 Vibrasyon takozunun 1. yükleme koşulundaki deformasyon ve faz değişimi

Şekil 6.2'de 14-15 Hz frekans geçişlerinde yaklaşık 180°'lik ani faz açısı değişimi görülmektedir. Faz açısı değişimindeki ani genlik değişimi net bir şekilde görülmektedir. Bu durum bu yükleme koşulu için 14-15 Hz frekansı civarında rezonansın oluştuğuna işaret etmektedir.



Şekil 6.3 Vibrasyon takozunun 2. yükleme koşulundaki deformasyon ve faz değişimi

Şekil 6.3'te 17-18 Hz frekans geçişlerinde yaklaşık 180°'lik ani faz açısı değişimi görülmektedir. Faz açısı değişimindeki ani genlik değişimi net bir şekilde görülmektedir. Bu durum bu yükleme koşulu için 17 Hz frekansında rezonansın oluştuğuna işaret etmektedir.



Şekil 6.4 Vibrasyon takozunun 3. yükleme koşulundaki deformasyon ve faz değişimi

Şekil 6.4'te 18-19 Hz frekans geçişlerinde yaklaşık 180°'lik ani faz açısı değişimi görülmektedir. Faz açısı değişimindeki ani genlik değişimi net bir şekilde görülmektedir. Bu durum bu yükleme koşulu için 18 Hz frekansında rezonansın oluştuğuna işaret etmektedir. Her üç koşul için üç eksendeki rezonans frekanslarındaki faz açısı değişimi Çizelge 6.1'de verilmiştir.

Çizelge 6.2 Rezonans frekanslarındaki faz açısı değişimleri

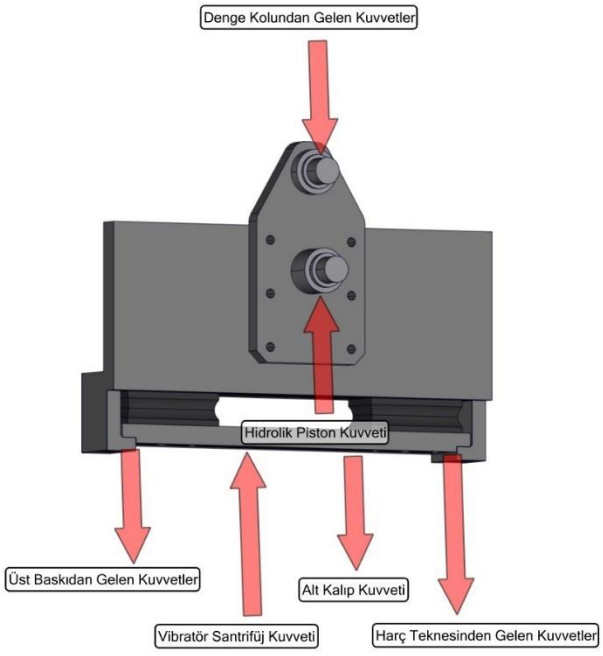
Rezonans Frekansı (Hz)	X-Faz Açısı (˚)	Y-Faz Açısı (˚)	Z-Faz Açısı (˚)
14	175.43	-4.8439	163.48
15	-4.9141	174.79	-17.533
17	174.38	-5.97	160.5
18	-5.975	173.64	-20.463
18	174.03	-6.357	159.54
19	-6.3373	173.25	-21.419

6.3. Alt Kalıp Bağlantı Sistemi Denge Kolu Üçgeni Dinamik Analizi

Alt kalıp bağlantı üçgeni, makinenin çalışması sırasında farklı zamanlarda değişen dış kuvvetlerin etkisinde kalmaktadır. Özellikle vibratör motorlarından iletilen yüksek genlikli dinamik yüklemeler nedeniyle oldukça karmaşık bir yapısal davranış sergilemektedir. Bu parçada meydana gelen kırılmaların hangi yükleme anında oluştuğunu belirlemek, yapısal arızaların kaynağını tespit etmek açısından büyük önem taşımaktadır. Bu amaçla, alt kalıp denge kolu bağlantı üçgenine ait bağlantı noktalarına etki eden kuvvetlerin zamana bağlı dağılımının tespit edilmesi gerekmektedir. Bu bağlamda, sistemin bir çevrim boyunca gösterdiği dinamik tepkiler, eldeki veriler doğrultusunda ANSYS sonlu elemanlar analiz programında modellenip simüle edilerek ilgili parçaya etki eden kuvvetler zaman tabanında belirlenmiştir.

6.3.1. Alt kalıp sistemine etkiyen kuvvetlerin tespiti

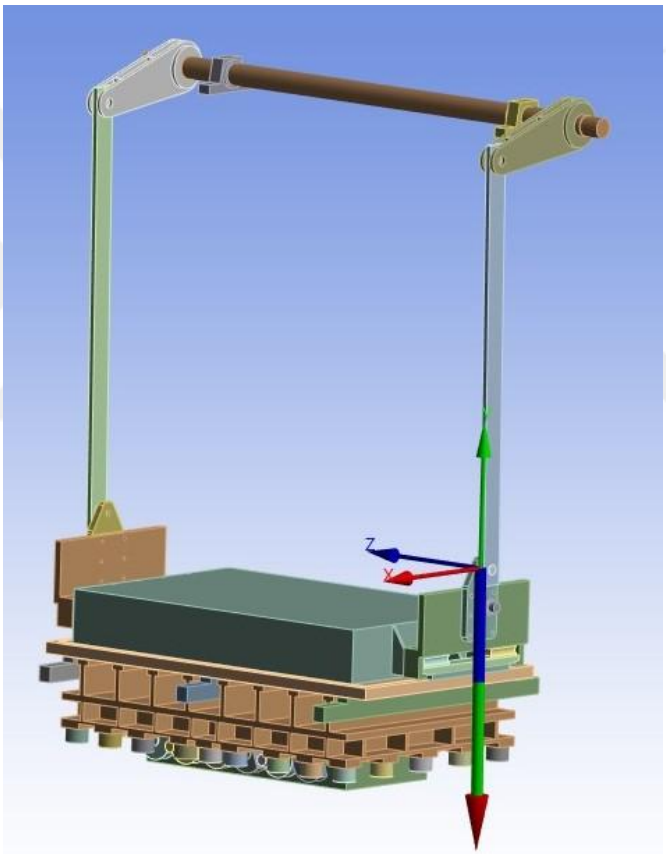
Alt kalıp bağlantı sistemine etki eden kuvvetler Şekil 6.5'te verilmiştir. Bu kuvvetler, ANSYS ortamında yapılacak transient ve harmonik cevap analizlerinin doğru şekilde modellenmesi için temel girdiler olarak kullanılmaktadır. Kuvvetlerin zaman tabanlı olarak belirlenmesi, alt kalıp bağlantı üçgeninin dinamik davranışının daha hassas simülasyonuna olanak tanımaktadır.



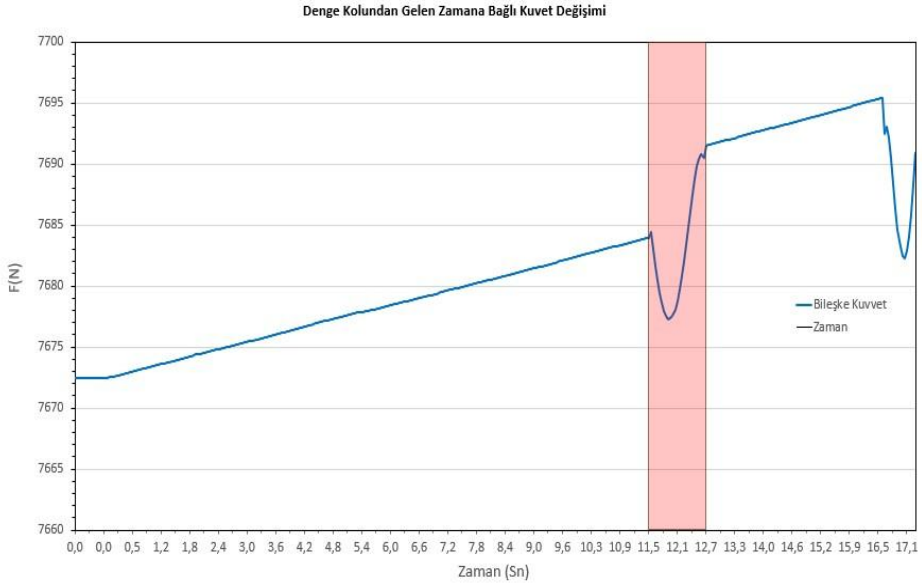
Şekil 6.5 Alt kalıp bağlantı sistemine etki eden kuvvetler

Denge kolundan gelen kuvvetler ve alt kalıp hidrolik piston kuvveti zaman tabanında Ansys ortamında rijit dinamik analiz ile çalışma parametreleri simüle edilerek belirlenmiştir.

Denge kolundan gelen kuvvetler Şekil 6.6 ve Şekil 6.7'de gösterilmiştir. Şekil 6.7'de gösterilen kırmızı ile taralı bölge kırılmanın gerçekleştiği zaman aralığını göstermektedir. Bu yüzden kırılmanın gerçekleştiği tehlikeli 11.5-12.7 sn zaman aralığı için denge kolundan gelen kuvvetler Çizelge 6.2'de verilmiştir. Yapılan saha gözlemleri, bu parçanın çalışma döngüsü içerisinde özellikle 11.5-12.7 saniye aralığında sıkça hasar gördüğünü ortaya koymuştur.



Şekil 6.6 Denge kolundan gelen kuvvetlerin yönü

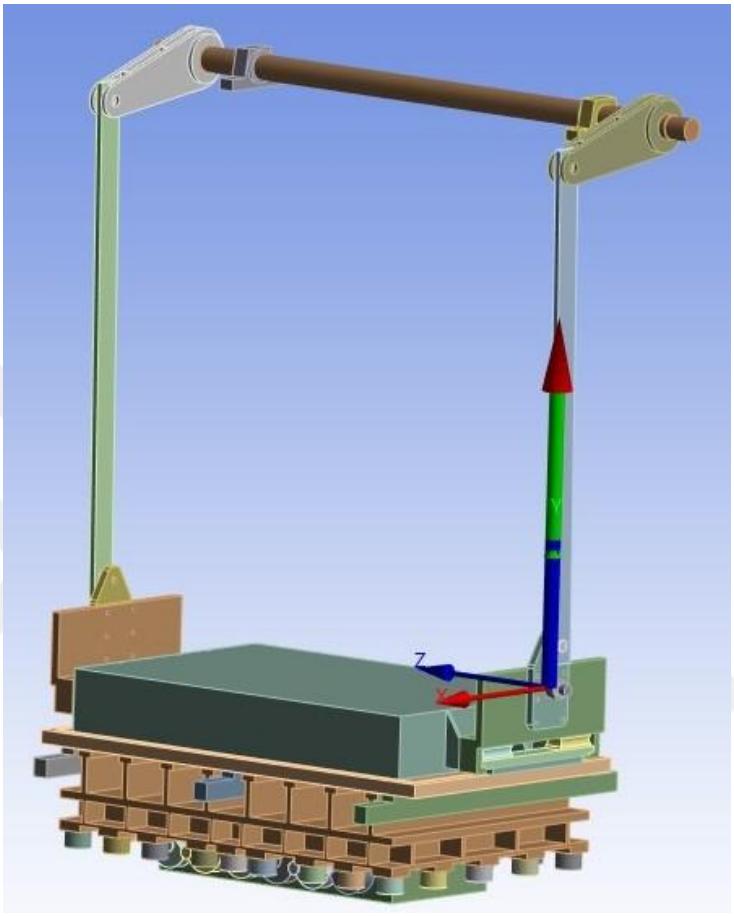


Şekil 6.7 Denge kolundan gelen zamana bağlı kuvvet değişimleri

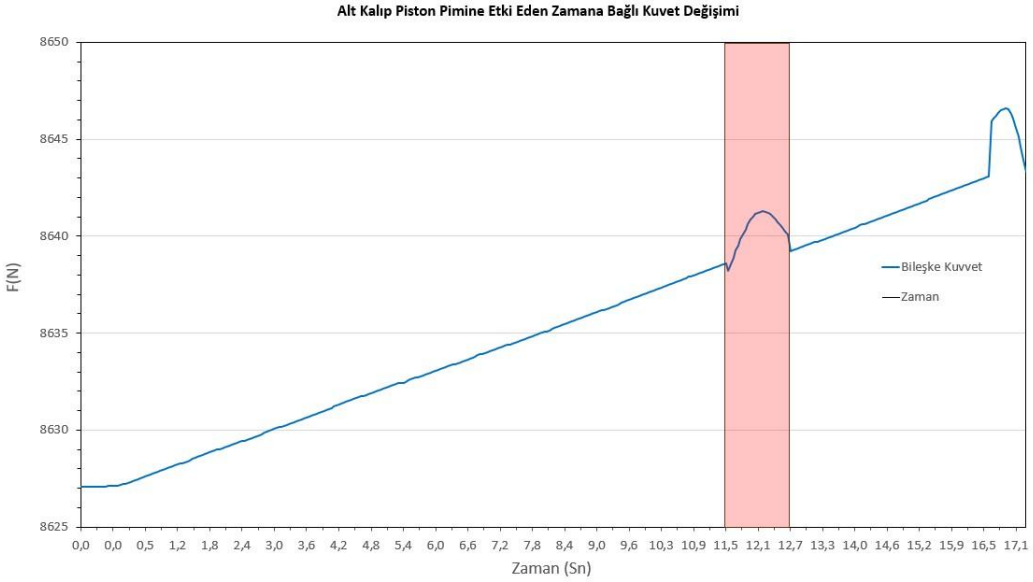
Çizelge 6.3 11.5 - 12.7 sn aralığında denge kolundan gelen kuvvetler

Zaman (s)	X (N)	Y (N)	Z (N) x 10^13	Bileşke Kuvvet (N)
11.5	-150.28	-7671	-21.25	7672.47
11.5	-150.71	-7671.4	-2.2549	7672.88
11.55	-164.1	-7669.7	-13.817	7671.46
11.6	-175.6	-7668.1	-25.195	7670.11
11.65	-185.25	-7666.6	-36.312	7668.84
11.7	-193.07	-7665.3	-48.148	7667.73
11.75	-199.07	-7664.3	-57.488	7666.88
11.8	-203.29	-7663.5	-70.449	7666.20
11.85	-205.71	-7662.9	-76.116	7665.66
11.9	-206.35	-7662.6	-88.728	7665.38
11.95	-205.19	-7662.7	-100.58	7665.45
12	-202.25	-7662.9	-109.2	7665.57
12.05	-197.49	-7663.5	-120.07	7666.04
12.1	-190.92	-7664.3	-130.69	7666.68
12.15	-182.49	-7665.4	-134.57	7667.57
12.2	-172.2	-7666.7	-150.44	7668.63
12.25	-160.01	-7668.1	-155.44	7669.77
12.3	-145.89	-7669.7	-172.91	7671.09
12.35	-129.79	-7671.3	-179.06	7672.40
12.4	-111.67	-7672.9	-190.8	7673.71
12.45	-91.491	-7674.5	-192.75	7675.05
12.5	-69.187	-7675.9	-204.86	7676.21
12.55	-44.705	-7677.1	-209.53	7677.23
12.6	-17.981	-7677.8	-212.14	7677.82
12.65	11.055	-7678.1	-223.68	7678.11
12.7	42.476	-7677.7	-230.67	7677.82
12.7	43.028	-7678.7	-247.43	7678.82

Alt kalıp pistonundan gelen kuvvetler Şekil 6.8 ve Şekil 6.9'da gösterilmiştir. Şekil 6.9'da gösterilen kırmızı ile taralı bölge kırılmanın gerçekleştiği zaman aralığıdır. Bu yüzden kırılmanın gerçekleştiği tehlikeli 11.5-12.7 sn zaman aralığı için denge kolundan gelen kuvvetler Çizelge 6.3'te verilmiştir.



Şekil 6.8 Alt kalıp piston kuvveti yönü



Şekil 6.9 Alt kalıp piston pimine etki eden kuvvetler

Çizelge 6.4 11.5 - 12.7 sn aralığındaki alt kalıp hidrolik piston kuvvetleri

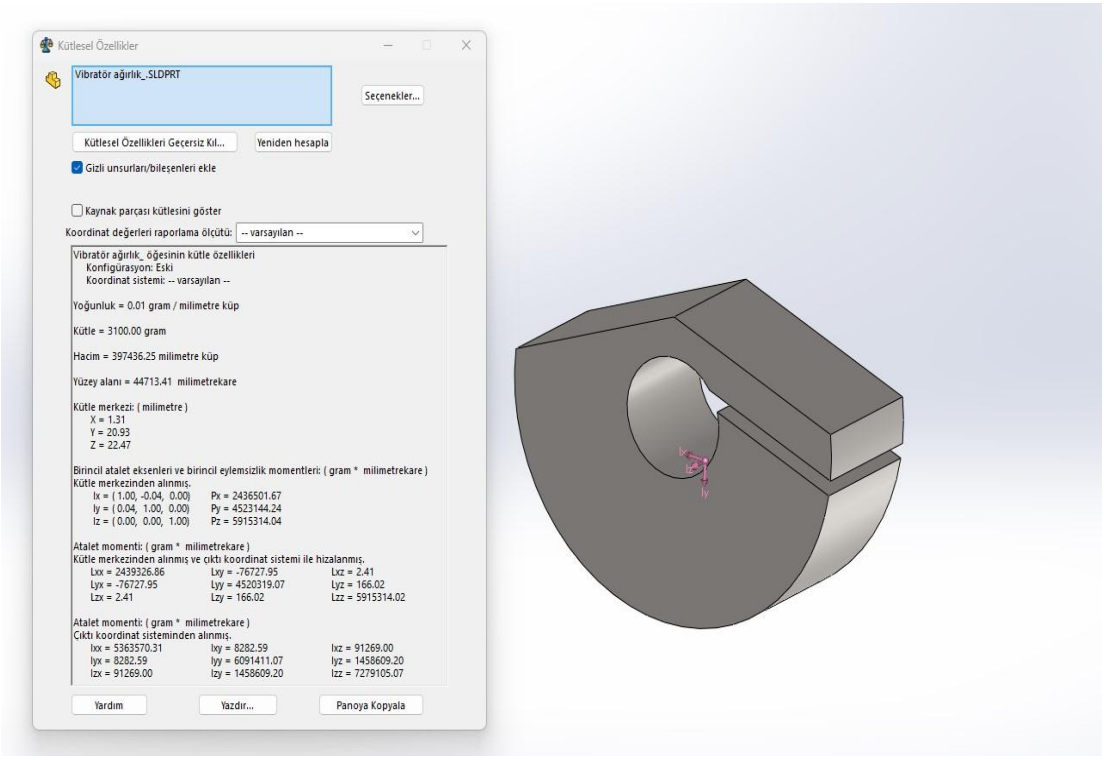
Zaman (s)	X (N) x 10^12	Y (N)	Z (N) x 10^13	Bileşke Kuvvet (N)
11.5	4.691	8627.1	6.7727	8627.1
11.5	4.6926	8626.7	6.7848	8626.7
11.55	4.6335	8627	17.659	8627
11.6	4.4008	8627.3	28.321	8627.3
11.65	4.4907	8627.6	39.725	8627.6
11.7	4.4975	8627.8	51.315	8627.8
11.75	4.1895	8628.1	61.767	8628.1
11.8	4.3292	8628.3	74.946	8628.3
11.85	4.7427	8628.5	81.51	8628.5
11.9	4.3457	8628.7	96.7	8628.7
11.95	4.2027	8628.9	108.66	8628.9
12	3.7454	8629	117.4	8629
12.05	3.6132	8629.1	131.37	8629.1
12.1	3.3274	8629.1	143.86	8629.1
12.15	3.4367	8629.1	149.63	8629.1
12.2	2.6835	8629.1	167.51	8629.1
12.25	2.7782	8629	175.34	8629
12.3	2.6559	8628.9	196.87	8628.9
12.35	2.6181	8628.8	205	8628.8
12.4	1.7698	8628.6	220.08	8628.6
12.45	2.631	8628.4	225.18	8628.4
12.5	1.8761	8628.2	240.58	8628.2
12.55	2.5673	8628	249.3	8628
12.6	2.1842	8627.8	254.8	8627.8
12.65	1.8852	8627.6	270.78	8627.6
12.7	1.9457	8627.4	283.05	8627.4
12.7	1.9506	8626.5	283	8626.5

Alt kalıp bağlantı sistemindeki gerilmelerin ve 1-64 Hz frekans aralığındaki deformasyonların incelenebilmesi için vibratörün yapısı gereği tek eksendeki alt kalıp bağlantı sistemine etki eden zamana bağlı kuvvetlerin de hesaplanması gerekmektedir. Vibratör santrifüj kuvvetleri denklem [6.1] ile hesaplanmıştır.

$$\omega = \frac{2\,\pi\,n}{60}, \quad F_0 = \omega^2 \sum_{i=1}^{N} m_i r_i \qquad \textbf{[6.1]}$$

Burada, ω açısal hızı ifade etmektedir ve bir döner sistemin saniye başına yaptığı radyan cinsinden dönüş miktarını gösterir. n dakikadaki devir sayısını belirtir ve açısal hızın hesaplanmasında temel parametredir. F_0 Sistemin toplam santrifüj kuvvetinin genliğini temsil eder ve dönen kütlelerin dinamik etkilerini ortaya koyar. N sistemde bulunan eksantrik kütlelerin sayısını gösterirken, m_i her bir eksantrik kütlenin kütlesini tanımlar. r_i, kütlenin ağırlık merkezinin dönme merkezine olan uzaklığını yani eksantrik yarıçapı belirtir. Bu parametreler birlikte döner sistemin ürettiği titreşim kuvvetinin büyüklüğünü belirlemek için kullanılır.

Vibratörün eksantrik kütle özellikleri Solidworks programından alınmıştır ve programdaki verilere göre hesaplama yapılmıştır. Vibratör ağırlığı kütle özellikleri Şekil 6.10'da verilmiştir.



Şekil 6.10 Vibratör ağırlığı kütle özellikleri

Şekil 6.10’a göre kullanacak veriler;

- m = 3100 gram
- r = 20.93 mm

Olarak alınmıştır.

Solidworks programından alınan vibratör ağırlığı ve kütle merkezi bilgileri kullanılarak bir çevrimde alt kalıba etki eden santrifüj kuvvetleri değişimi Çizelge 6.4’te verilmiştir.

Çizelge 6.5 Bir çevrimdeki vibratör santrifüj kuvvetleri

Zaman (Sn)	Alt kalıp hareketi (mm)	Vibrasyon Frekansı (Hz)	Devir (RPM)	Vibratör santrifüj kuvveti (N)
0	0	6	360	1088.72
1.2	0	6	360	1088.72
1.9	0	60	3600	108871.09
2.35	0	60	3600	108871.09
3.05	0	60	3600	108871.09
4.65	0	10	600	3024.2
5.35	0	10	600	3024.2
5.6	0	60	3600	108871.09
6.3	0	60	3600	108871.09
6.8	0	6	360	1088.72
7.3	0	6	360	1088.72
8	0	6	360	1088.72
9.1	0	64	3840	123871.11
10.8	0	64	3840	123871.11
11.5	0	64	3840	123871.11
12.7	281	6	360	1088.72
13.2	281	6	360	1088.72
14.1	281	6	360	1088.72
16.6	281	6	360	1088.72
17.3	0	6	360	1088.72

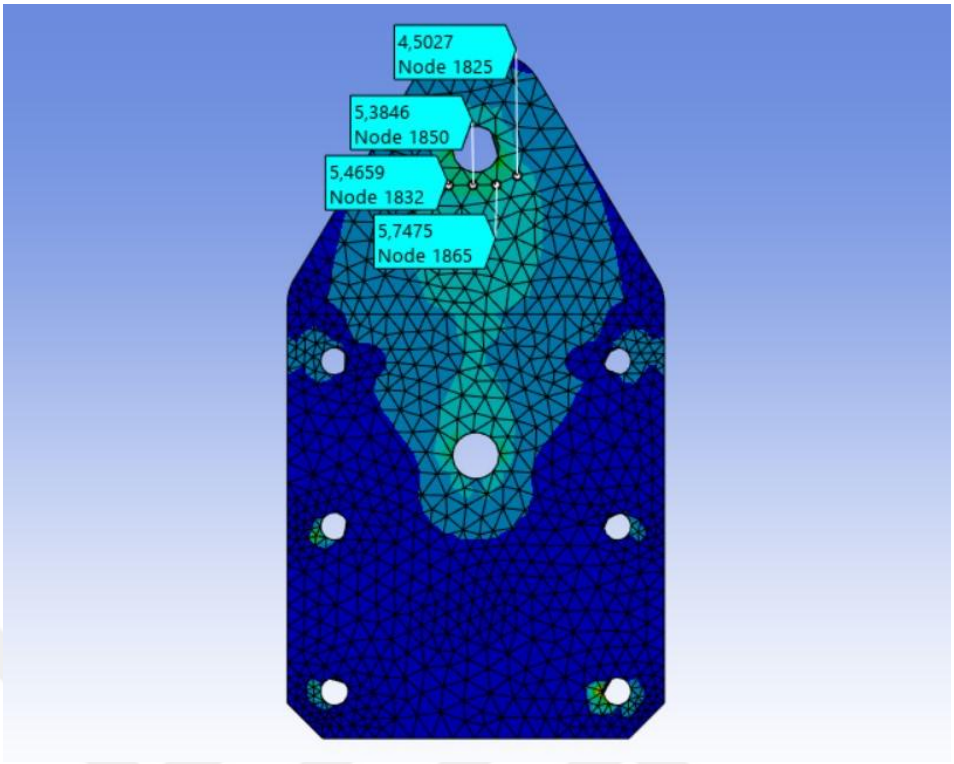
Makinenin 1 çevrimlik yükleme parametresinde üst baskının etkin olduğu, harç teknesinin etkin olduğu ve her ikisinin de etkin olmadığı 3 yükleme koşulu vardır. Bu yükleme koşulları ve etki ettikleri kuvvetler Çizelge 6.5’te verilmiştir.

Çizelge 6.6 Alt kalıp bağlantı sistemi yükleme koşulları

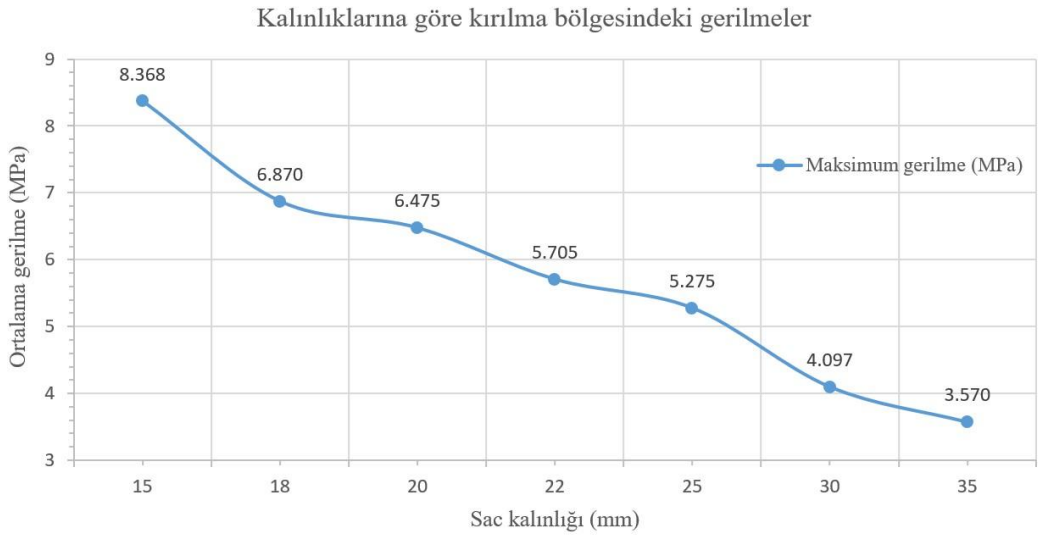
Yükleme Koşulları				
Koşullar	**Zaman (Sn)**	**Tekne Kuvveti (N)**	**Üst Bakı Kuvveti (N)**	**Alt Kalıp Kuvveti (N)**
1. Yükleme Koşulu	0	4760	0	6120
	1.2	4760	0	6120
	1.9	4760	0	6120
	2.35	4760	0	6120
	3.05	4760	0	6120
	4.65	4760	0	6120
	5.35	4760	0	6120
	5.6	4760	0	6120
	6.3	4760	0	6120
2. Yükleme Koşulu	6.8	0	0	6120
	7.3	0	0	6120
	8	0	0	6120
3. Yükleme Koşulu	9.1	0	3000	6120
	10.8	0	3000	6120
2. Yükleme Koşulu	11.5	0	0	6120
	12.7	0	0	6120
	13.2	0	0	6120
	14.1	0	0	6120
	16.6	0	0	6120
	17.3	0	0	6120

6.3.2. Kırılma bölgesindeki gerilmelerin tespiti

25 mm kalınlığındaki sacdan imal edilen denge kolu üçgeni üzerinde gerçekleştirilen transient analiz sonucunda, kırılma bölgesindeki maksimum gerilme değerleri 10.5-12.7 s zaman aralığında incelenmiştir. Analiz sonuçlarına göre bu bölgede ortalama gerilme 5.275 MPa olarak tespit edilmiştir. Bu değer, St37 çeliğinin akma dayanımı (235 MPa) ile karşılaştırıldığında oldukça düşük seviyede olduğundan elemanın güvenli sınırlar içerisinde çalıştığını göstermektedir. Dolayısıyla, incelenen zaman aralığında malzemenin akma gerilmesine ulaşmadığı ve herhangi bir plastik deformasyon veya kırılma riski taşımadığı anlaşılmıştır. 25 mm malzeme için kırılma bölgesinde elde edilen gerilme dağılımları Şekil 6.11'de verilmiştir. Şekil 6.11'den maks. gerilmelerin delik çevresi civarında yoğunlaştığı anlaşılmaktadır.



Şekil 6.11 Kırılma bölgesinde elde edilen maksimum gerilme dağılımları



Şekil 6.12 Sac kalınlıklarına göre kırılma bölgesindeki ortalama maksimum gerilmeler

Denge kolu üçgeni kırılma bölgesindeki gerilmeler farklı kalınlıklar (15-18-20-22-25-30-35) için incelenmiş ve incelenen kalınlıklardaki ortalama maksimum gerilme değerleri Şekil 6.12'de verilmiştir.

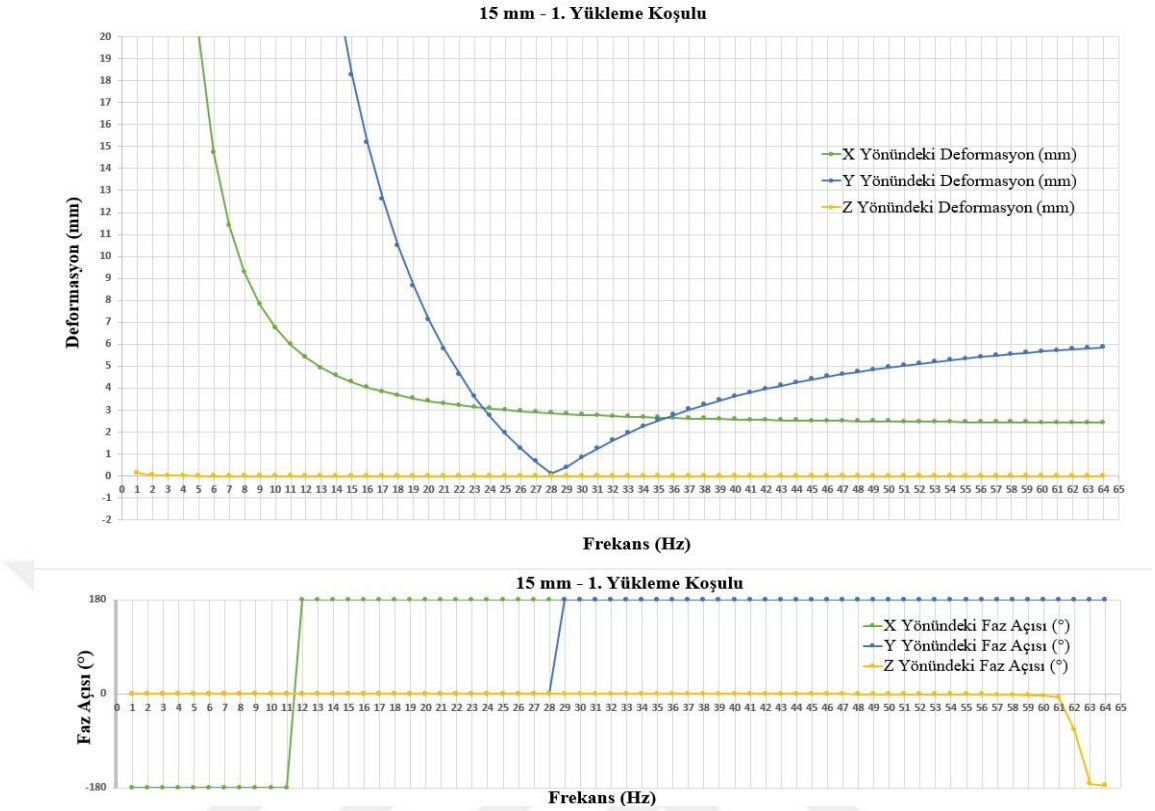
6.3.3. Kritik frekanslarının tespiti

Alt kalıp bağlantı sisteminin dinamik davranışını değerlendirmek amacıyla üç farklı yükleme koşulu altında ANSYS ortamında 1-64 Hz frekans aralığını kapsayan harmonik cevap analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizler kapsamında sistemin deformasyon tepkileri, faz açıları ve kritik frekans bölgeleri ayrıntılı olarak incelenmiştir.

Alt kalıp bağlantı üçgeninin 15, 18, 20, 22, 23, 24, 25, 30 ve 35 mm sac kalınlıklarına sahip versiyonları için aynı frekans aralığında harmonik analizler yürütülmüş ve elde edilen sonuçlarda X, Y ve Z eksenlerindeki deformasyon genlikleri ile faz değişimleri ayrıntılı biçimde analiz edilmiştir. Rezonans, anti rezonans ve kararlı çalışma bölgeleri tanımlanmış, her yükleme koşulu için elde edilen deformasyon eğrileri ve faz açıları grafiksel olarak sunulmuştur.

Tüm yükleme koşulu için 1-64 Hz aralığında yapılan harmonik cevap analizinde X, Y ve Z eksenlerindeki davranışlar ayrı ayrı değerlendirilmiştir. Düşük frekanslarda X ve Y eksenlerinde oldukça yüksek deformasyon genlikleri görülmüş, ancak bu değerler sistemin başlangıç tepkisi olup belirgin faz kayması ile ilişkilendirilmediği için rezonans olarak değerlendirilmemiştir.

Şekil 6.14, 6.15, 6.17, 6.18, 6.20, 6.21, 6.23, 6.24, 6.26, 6.27, 6.29, 6.30, 6.32, 6.33 incelendiğinde 2. ve 3. yükleme koşulunda, ilgili kalınlıklardaki 1-64 Hz aralığında yapılan harmonik cevap analizlerinde X, Y ve Z eksenlerindeki faz açılarında belirgin bir kayma olmadığı ve genliklerin düzenli azaldığı görüldüğünden kritik frekans bölgesi tespit edilmemiştir.

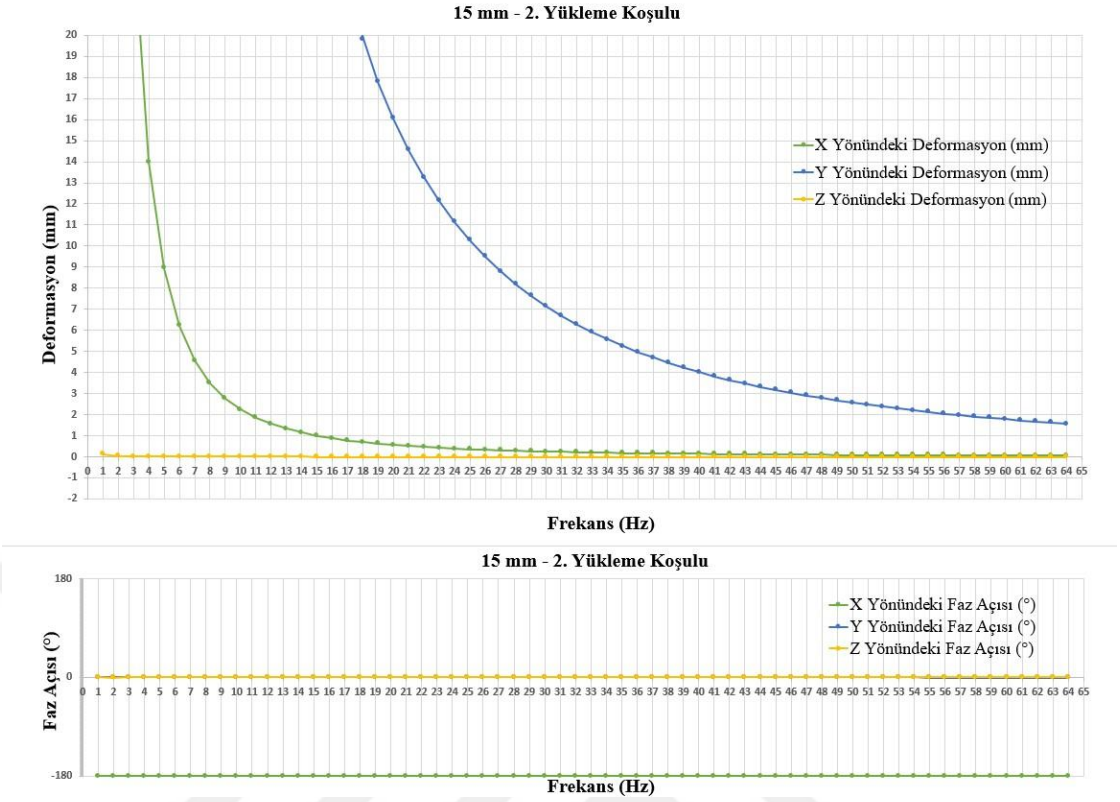


Şekil 6.13 15 mm kalınlık ve 1. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişimi

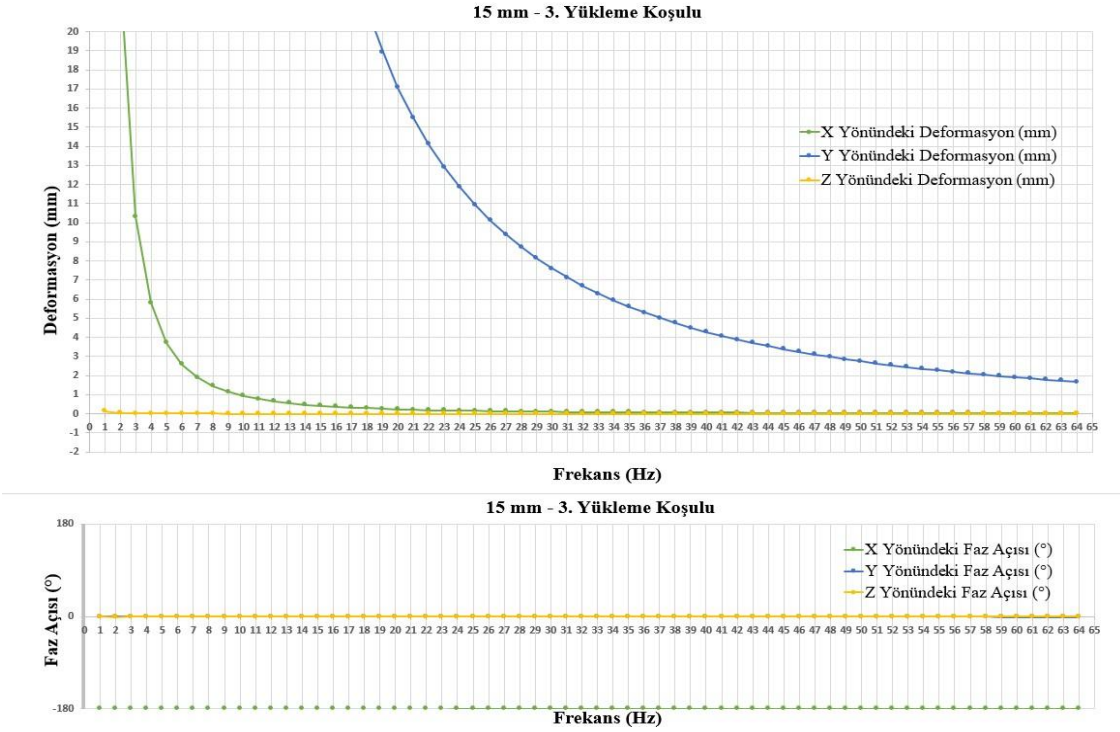
15 mm kalınlık ve 1. yükleme koşulu için X ekseninde yalnızca 11-12 Hz civarında faz değişimi tespit edilmiş, fakat genlik eğrisi düzenli azaldığından kritik bir rezonans durumu oluşmamıştır. Y ekseninde 28 Hz'de genliğin minimum seviyeye indiği ve 28-29 Hz bandında fazın 0°'den 180°'ye geçtiği belirlenmiş, bu bant anti rezonans olarak değerlendirilmiştir. Bu noktadan sonra Y genliği faz 180°'de kalmasına rağmen düzenli artış göstermiş, ancak belirgin bir pik oluşmadığından rezonans olarak değerlendirilmemiştir. Z ekseninde ise genlikler tüm bantta düşük seviyelerde seyretmiş, yalnızca 61 Hz'de minimum ve 61-64 Hz bandında faz geçişinde düzensizlik gözlenmiştir. Dolayısıyla incelenen aralıkta yüksek riskli veya orta riskli rezonans bölgesi bulunmamış, yalnızca Y ekseninde 28 Hz için anti rezonans davranışı olarak değerlendirilmiştir. Bu kalınlıkta 1. Yükleme koşulunda öne çıkan frekans aralıkları Çizelge 6.6'da sunulmuştur.

Çizelge 6.7 15 mm ve 1. Yükleme koşulunda öne çıkan frekans aralıkları

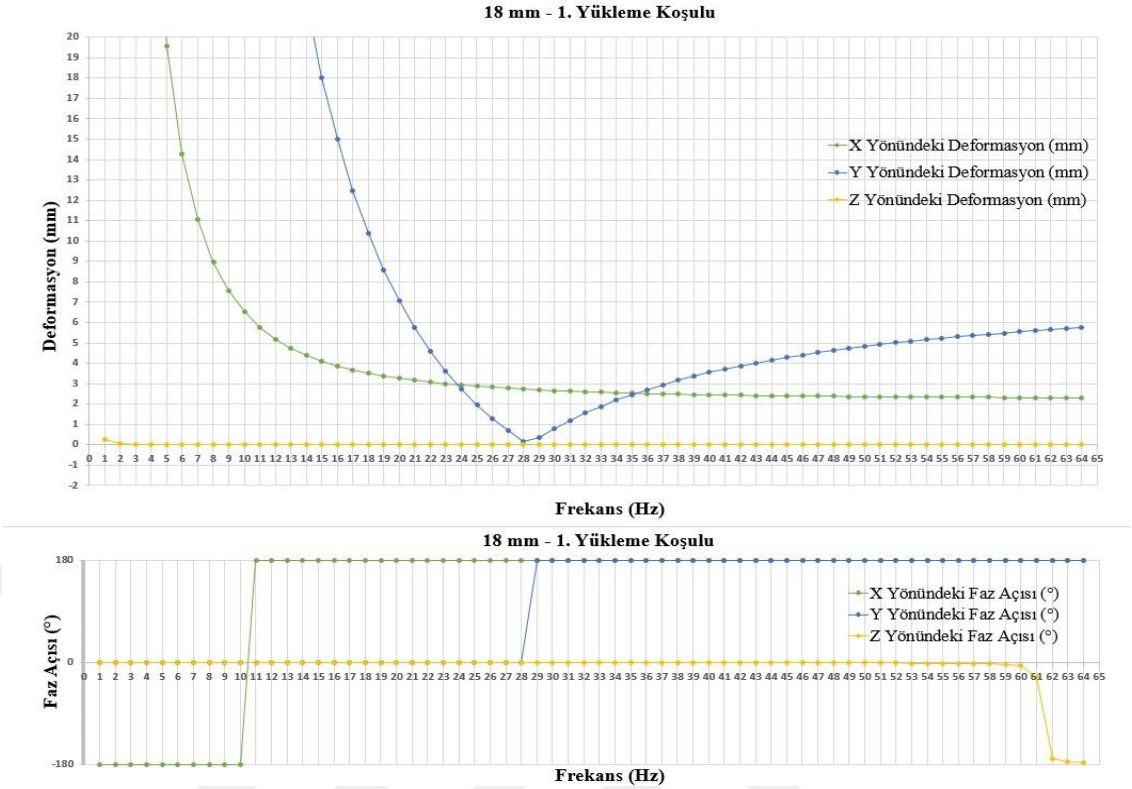
Frekans Aralığı (Hz)	Eksen	Deformasyon Genliği (mm)	Davranış	Durum
28-29	Y	0.10236 → 0.3932	Minimum genlik, ani faz değişimi	Anti rezonans
61-64	Z	4.06E-06 → 7.49E-06	Düşük genlik, düzensiz faz geçişi	Düşük risk



Şekil 6.14 15 mm kalınlık ve 2. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişimi



Şekil 6.15 15 mm kalınlık ve 3. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişimi

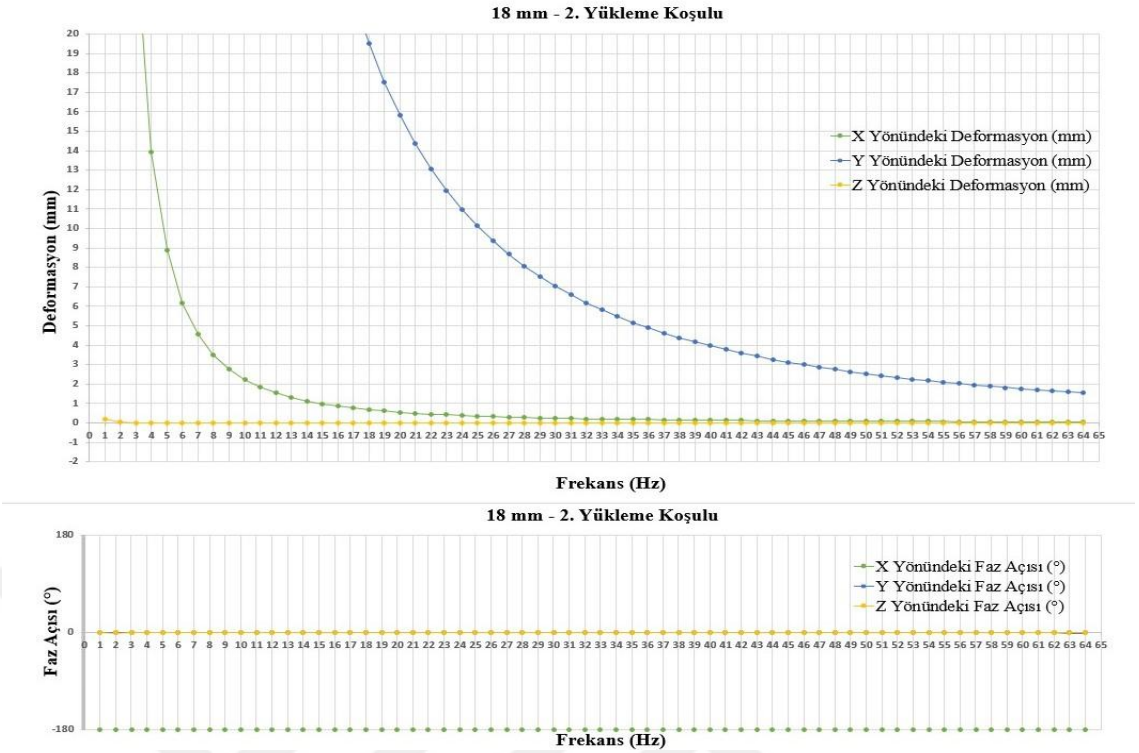


Şekil 6.16 18 mm kalınlık ve 1. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişimi

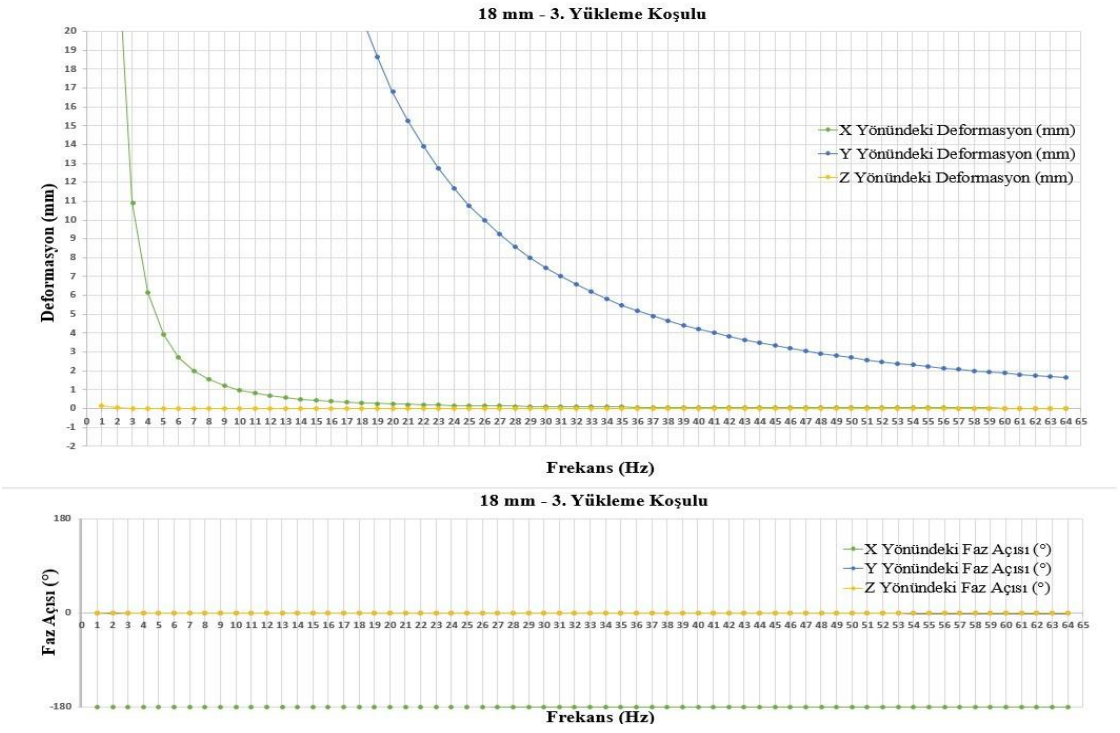
18 mm kalınlık ve 1. yükleme koşulu için X ekseninde 10-11 Hz civarında faz açısının -180°'den +180°'ye ani değişim göstermiş, ancak genlik değerlerinin düzenli azalışını sürdürmesi nedeniyle kritik bir rezonans durumu tespit edilmemiştir. Y ekseninde 28-29 Hz civarında deformasyon genliğinin minimum seviyeye indiği ve aynı bantta fazın 0°'den 180°'ye kaydığı görülmüş, bu bant anti rezonans olarak sınıflandırılmıştır. Z ekseninde ise genlikler tüm bantta düşük seviyelerde seyretmiş, yalnızca 60-64 Hz bandında faz geçişinde düzensizlik gözlenmiştir. Z ekseninde tüm bant boyunca deformasyon genlikleri 10^{-3}-10^{-6} mm düzeyinde oldukça düşük kalmış ve kritik rezonans gözlenmemiştir. Öne çıkan frekans aralıkları Çizelge 6.7'de sunulmuştur.

Çizelge 6.8 18 mm kalınlık ve 1. Yükleme koşulunda öne çıkan frekans aralıkları

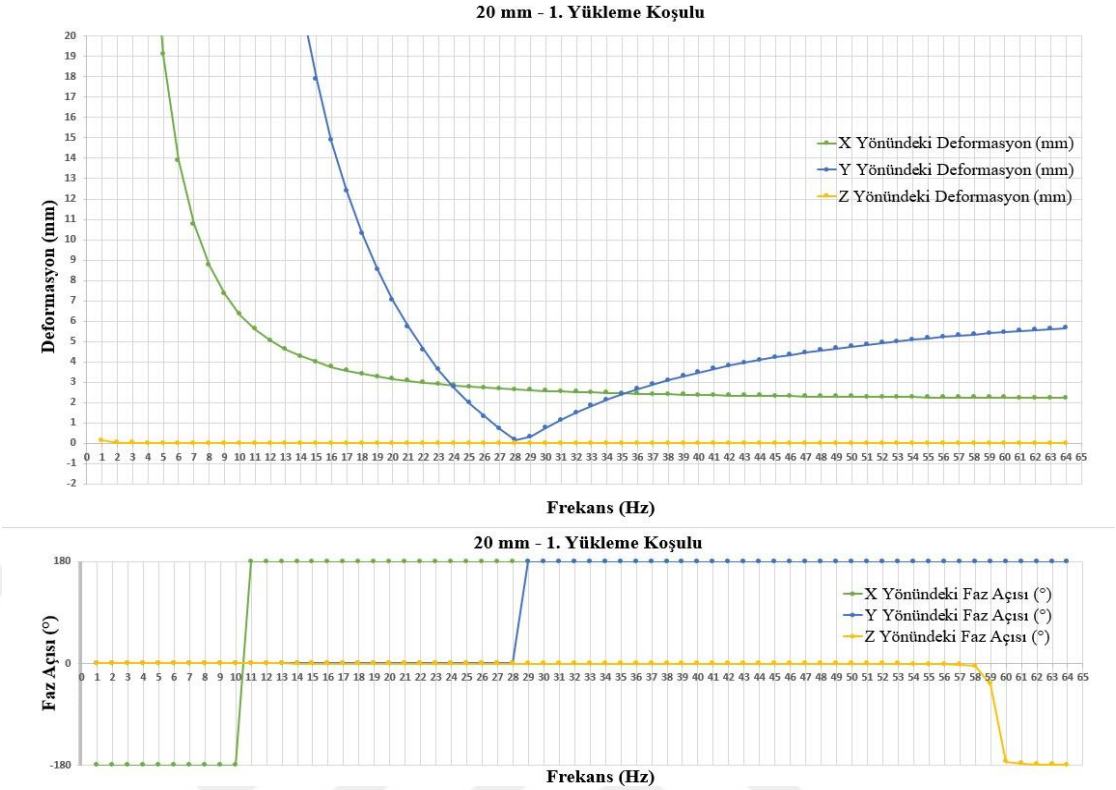
Frekans Aralığı (Hz)	Eksen	Deformasyon Genliği (mm)	Davranış	Durum
28–29	Y	0.6869 → 0.1428	Minimum genlik, ani faz değişimi	Anti rezonans
60-64	Z	4.63E-06 → 9.81E-06	Düşük genlik, düzensiz faz geçişi	Düşük risk



Şekil 6.17 18 mm ve 2. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişim grafiği



Şekil 6.18 18 mm kalınlık ve 3. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişimi



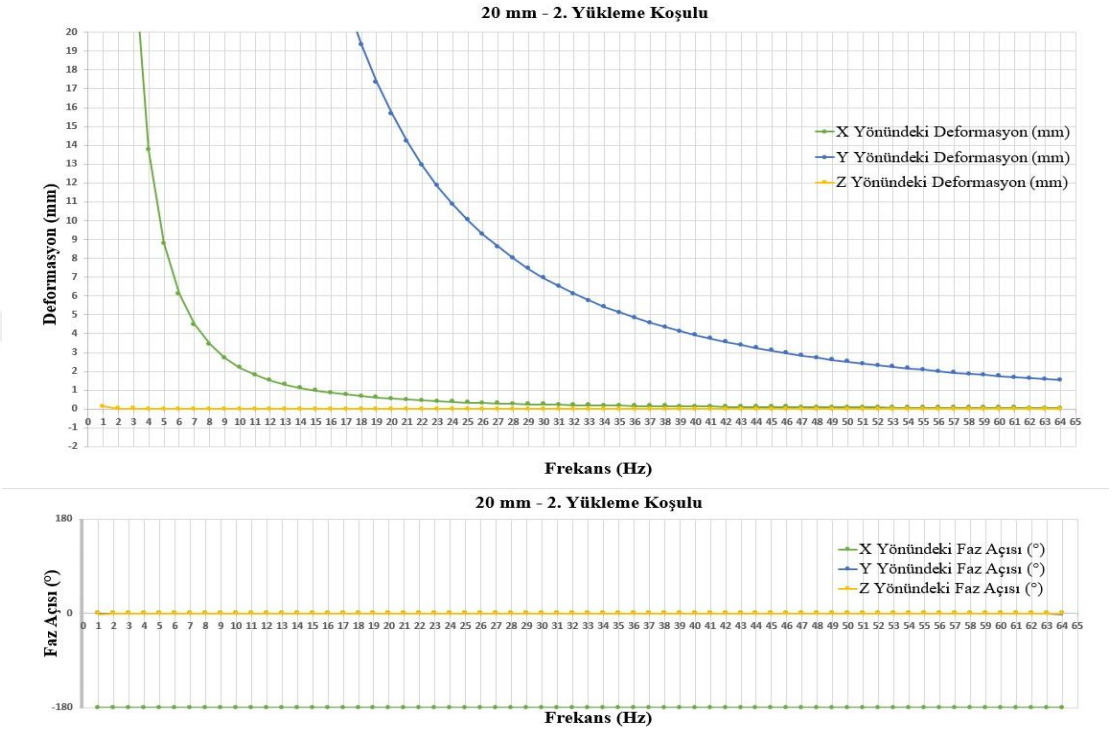
Şekil 6.19 20 mm kalınlık ve 1. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişimi

20 mm kalınlık ve 1. yükleme koşulu için 1-64 Hz aralığında yapılan harmonik cevap analizinde X, Y ve Z eksenlerindeki davranışlar ayrı ayrı değerlendirilmiştir. Düşük frekanslarda X ve Y eksenlerinde yüksek deformasyon genlikleri gözlenmiş, ancak bu değerler sistemin ilk yük aktarımına verdiği başlangıç tepkisi olup faz kaymasıyla ilişkilendirilmediği için rezonans olarak değerlendirilmemiştir. X ekseninde 10-11 Hz civarında faz açısının −180°'den +180°'ye geçtiği görülmüş, fakat deformasyon genliği düzenli azalma eğilimi sergilediğinden kritik bir rezonans durumu oluşmamıştır. Y ekseninde 28 Hz civarında deformasyon genliğinin minimum seviyeye indiği ve 28-29 Hz bandında fazın 0°'den 180°'ye geçtiği belirlenmiş, bu nokta anti rezonans olarak değerlendirilmiştir. Bu noktadan sonra Y ekseninde genlik artış eğilimine girmiş, ancak belirgin bir pik oluşmadığından rezonans kaydedilmemiştir. Z ekseninde ise genlikler tüm bantta düşük seviyelerde seyretmiş, yalnızca 58-60 Hz bandında faz geçişinde düzensizlik gözlenmiştir.

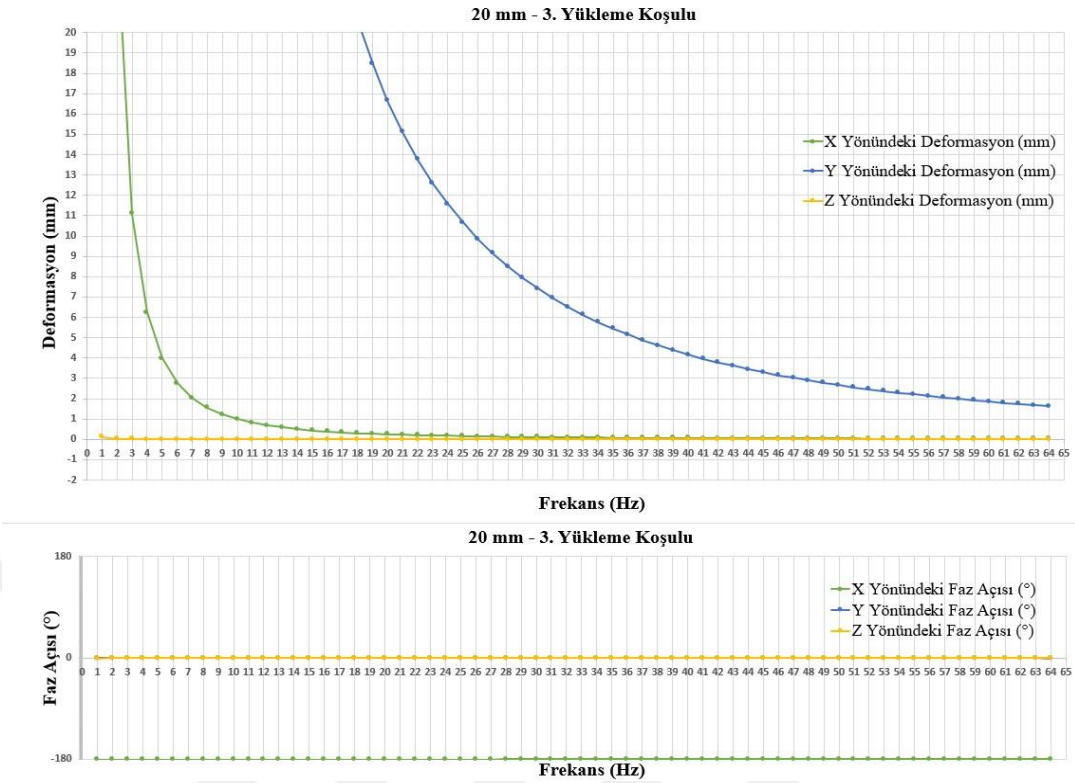
Z ekseninde tüm bant boyunca deformasyon genlikleri 10^{-3}-10^{-6} mm düzeyinde oldukça düşük kalmıştır. Öne çıkan frekans noktaları Çizelge 6.8'de sunulmuştur.

Çizelge 6.9 20 mm kalınlık ve 1. Yükleme koşulunda öne çıkan frekans aralıkları

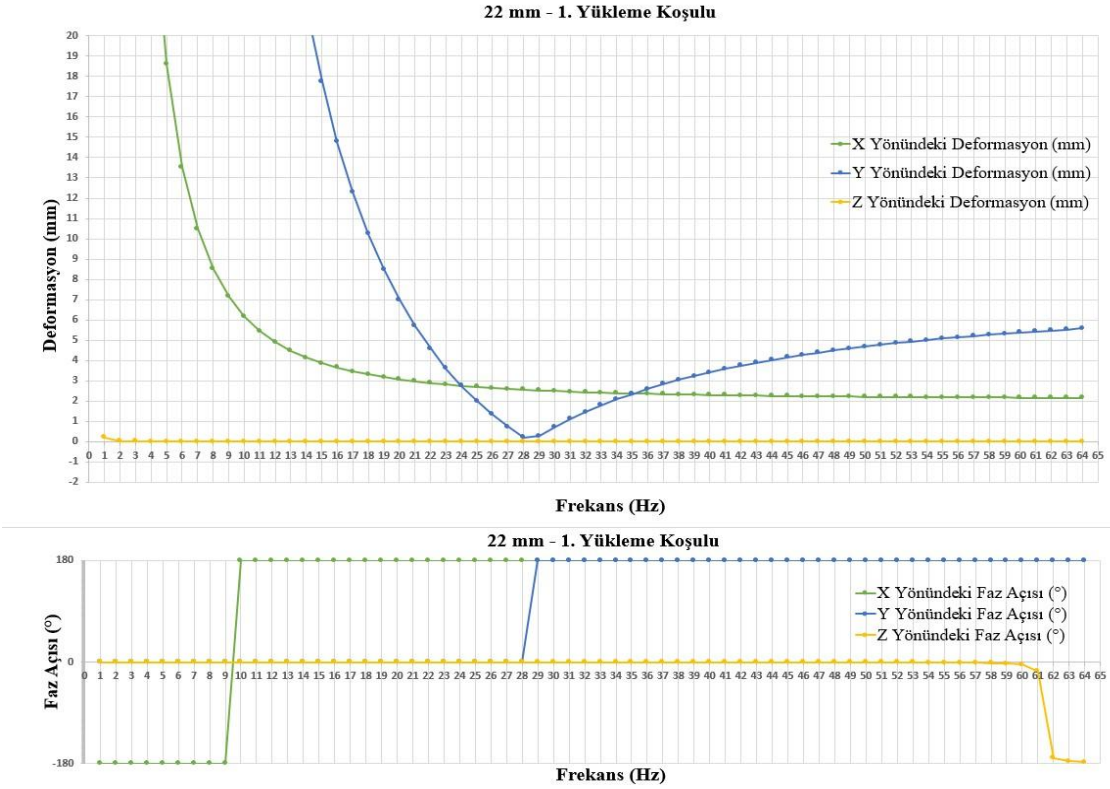
Frekans Aralığı (Hz)	Eksen	Deformasyon Genliği (mm)	Davranış	Durum
28-29	Y	0.1715 → 0.31249	Minimum genlik, ani faz değişimi	Anti rezonans
58-60	Z	4.39E-06 → 3.39E-06	Düşük genlik, düzensiz faz geçişi	Düşük risk



Şekil 6.20 20 mm kalınlık ve 2. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişimi



Şekil 6.21 20 mm kalınlık ve 3. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişimi

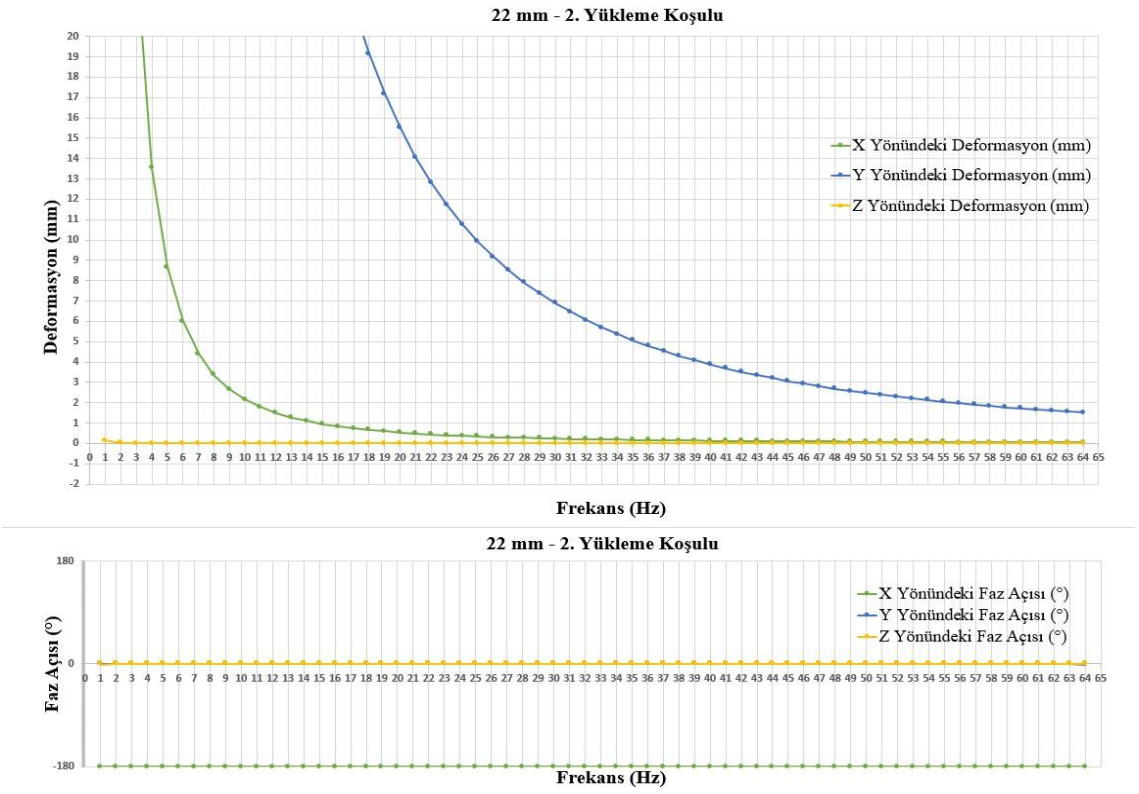


Şekil 6.22 22 mm kalınlık ve 1. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişimi

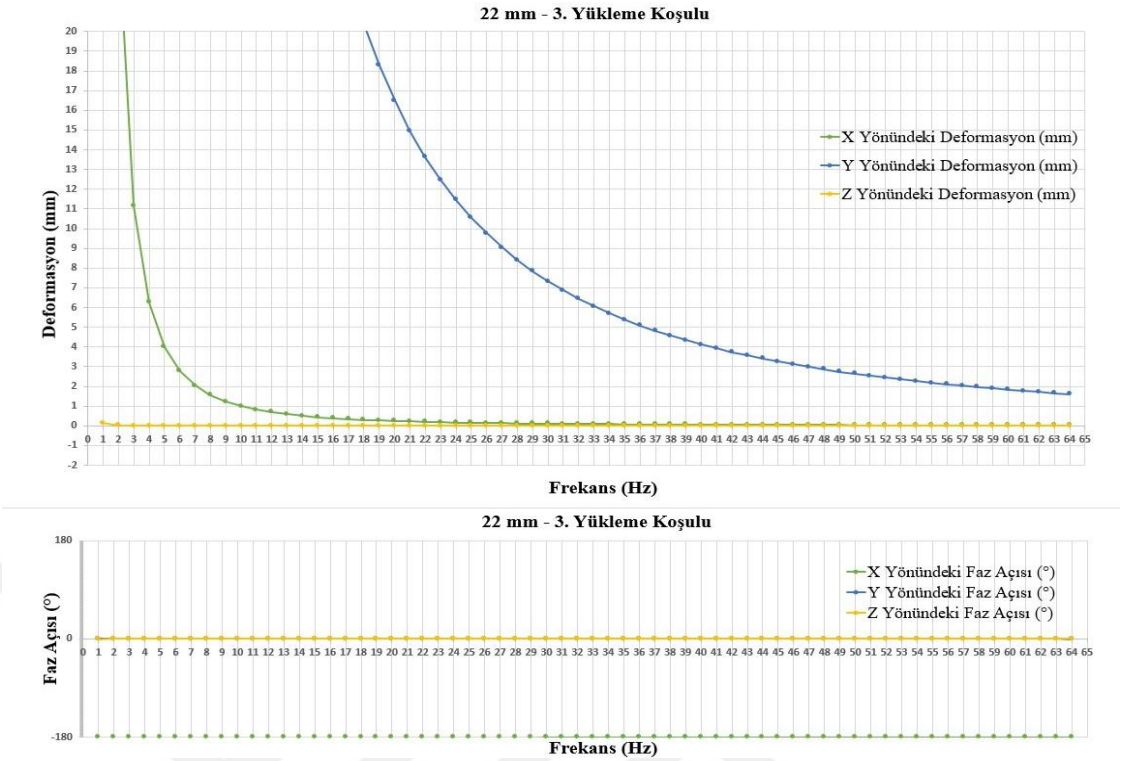
22 mm kalınlık ve 1. yükleme koşulu için Y ekseninde deformasyon genliği düzenli biçimde azalmış, 28 Hz'de belirgin bir minimum seviyeye ulaşmış ve eşzamanlı olarak faz açısının 28-29 Hz bandında 0°'den 180°'ye kaymasıyla birlikte anti rezonans davranışı göstermiştir. X ekseninde 9-10 Hz bandında faz açısında −180°'den 180°'ye ani değişim kaydedilmiştir. Ancak bu bantta genlik düzenli azalış eğiliminde olduğu için kritik rezonans oluşmamıştır. Z ekseninde ise genlikler tüm bantta düşük seviyelerde seyretmiş, yalnızca 60-64 Hz bandında faz geçişi düzensizliği gözlenmiştir. Z ekseninde tüm bant boyunca deformasyon genlikleri 10^{-3}-10^{-6} mm düzeyinde oldukça düşük kalmış ve kritik rezonans gözlenmemiştir. Öne çıkan frekans aralıkları Çizelge 6.9'da sunulmuştur.

Çizelge 6.10 22 mm kalınlık ve 1. Yükleme koşulunda öne çıkan frekans aralıkları

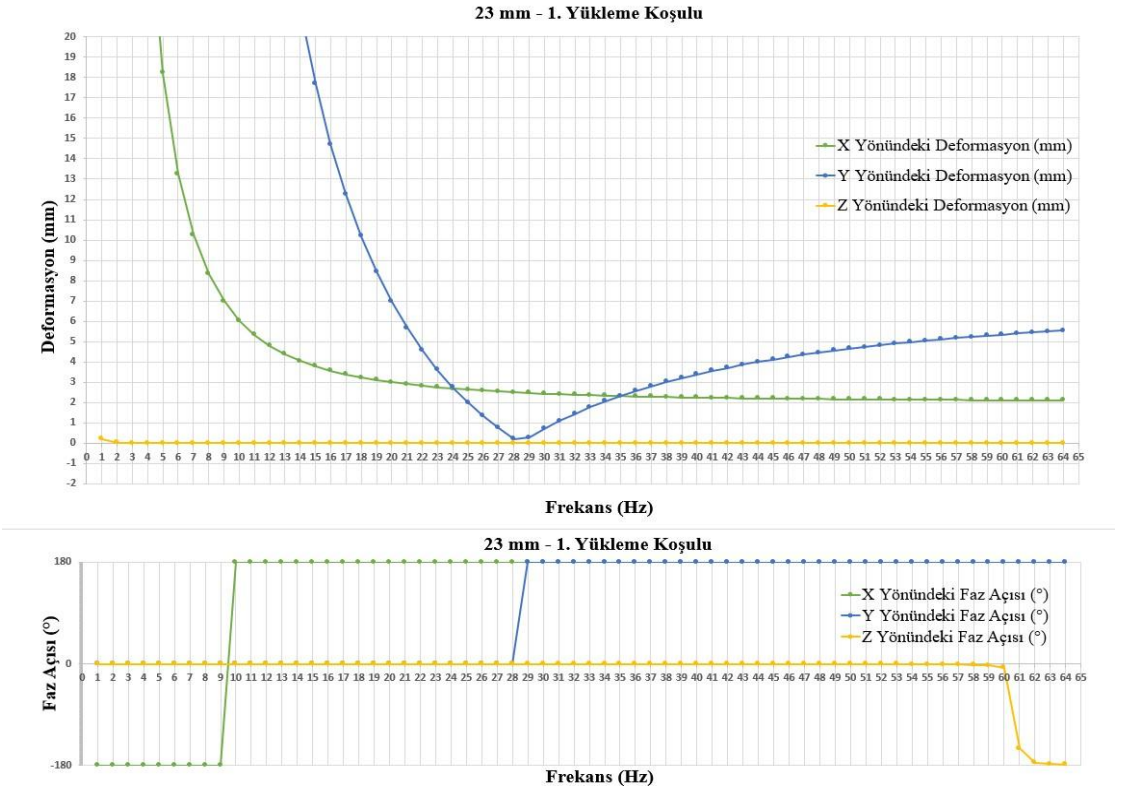
Frekans Aralığı (Hz)	Eksen	Deformasyon Genliği (mm)	Davranış	Durum
28-29	Y	0.1997 → 0.27979	Minimum genlik, ani faz değişimi	Anti rezonans
60-64	Z	4.92E-06 → 9.41E-06	Düşük genlik, düzensiz faz geçişi	Düşük risk



Şekil 6.23 22 mm kalınlık ve 2. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişimi



Şekil 6.24 22 mm kalınlık ve 3. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişimi

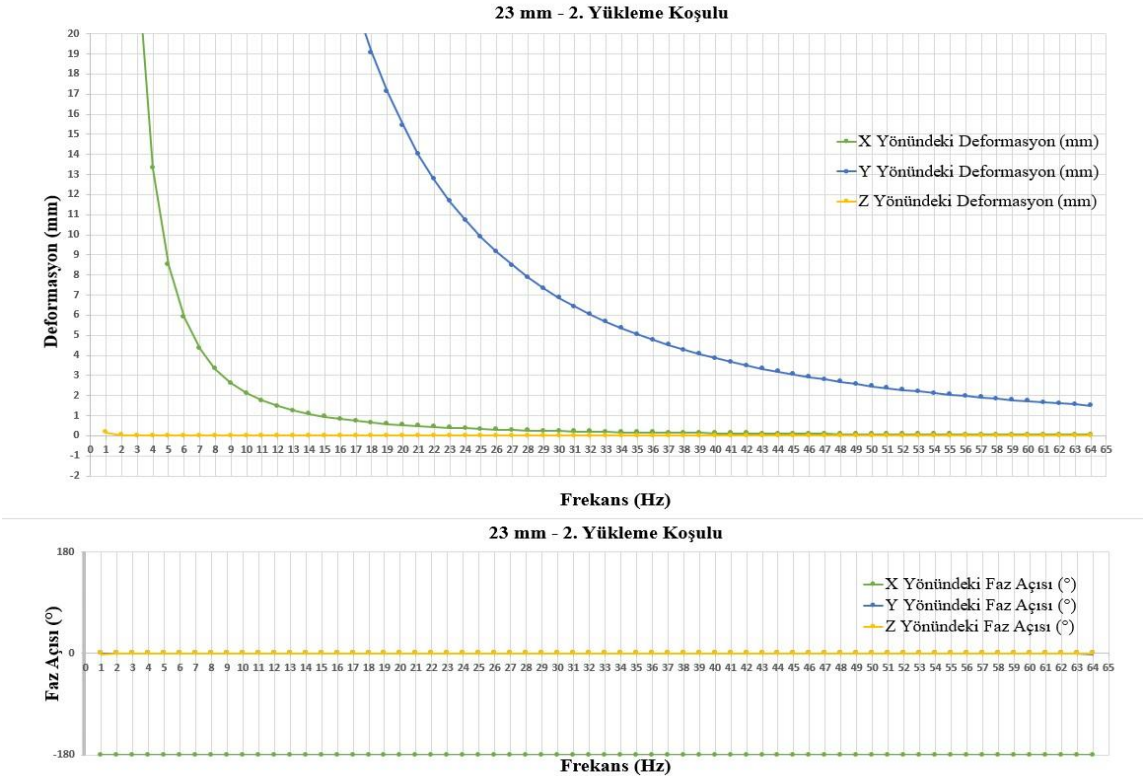


Şekil 6.25 23 mm kalınlık ve 1. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişimi

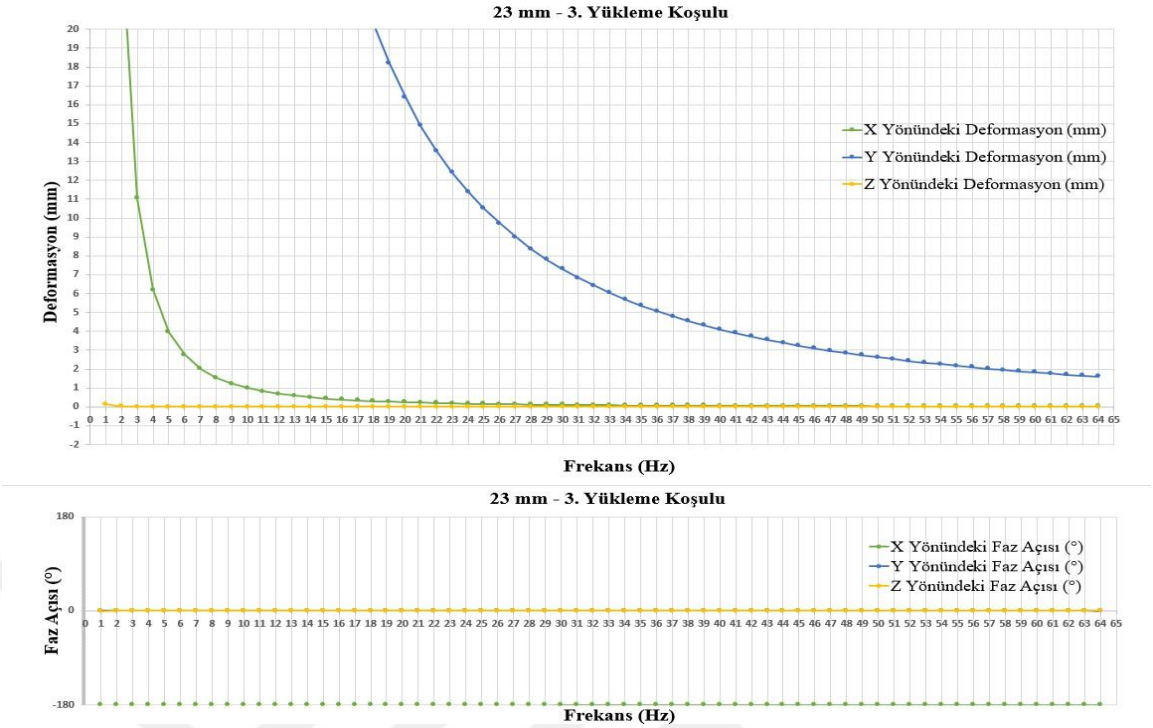
23 mm kalınlık ve 1. yükleme koşulu için Y ekseninde deformasyon genliği düzenli biçimde azalmış, 28 Hz'de belirgin bir minimum seviyeye ulaşmış ve eşzamanlı olarak faz açısının 28-29 Hz bandında 0°'den 180°'ye kaymasıyla birlikte anti rezonans davranışı göstermiştir. X ekseninde 9-10 Hz bandında faz açısında −180°'den 180°'ye ani değişim kaydedilmiştir. Ancak bu bantta genlik düzenli azalış eğiliminde olduğu için kritik rezonans oluşmamıştır. Z ekseninde ise genlikler tüm bantta düşük seviyelerde seyretmiş, yalnızca 60-64 Hz bandında faz geçişi düzensizliği gözlenmiştir. Z ekseninde tüm bant boyunca deformasyon genlikleri 10^{-3}-10^{-6} mm düzeyinde oldukça düşük kalmış ve kritik rezonans gözlenmemiştir. Öne çıkan frekans aralıkları Çizelge 6.10'da sunulmuştur.

Çizelge 6.11 23 mm kalınlık ve 1. Yükleme koşulunda öne çıkan frekans aralıkları

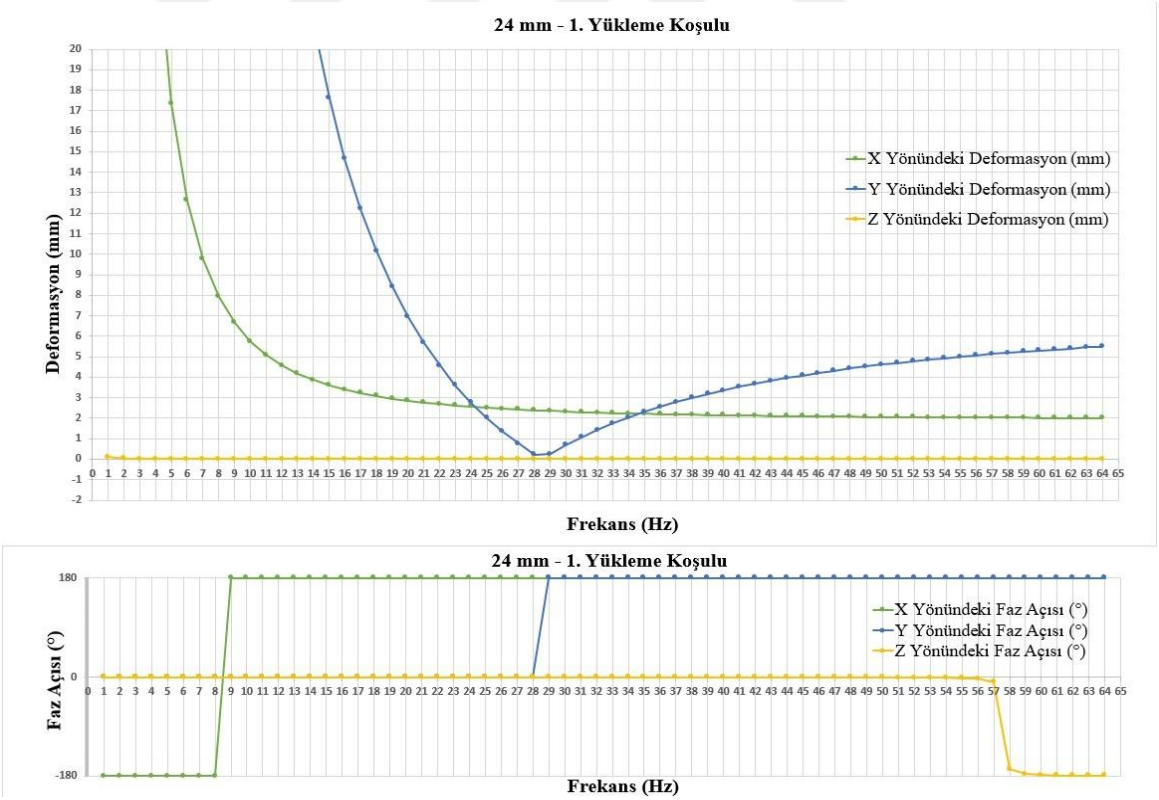
Frekans Aralığı (Hz)	Eksen	Deformasyon Genliği (mm)	Davranış	Durum
28-29	Y	0.74 → 0.26	Minimum genlik, ani faz değişimi	Anti rezonans
60-64	Z	3.06E-06 → 1.17E-05	Düşük genlik, düzensiz faz geçişi	Düşük risk



Şekil 6.26 23 mm kalınlık ve 2. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişimi



Şekil 6.27 23 mm kalınlık ve 3. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişimi

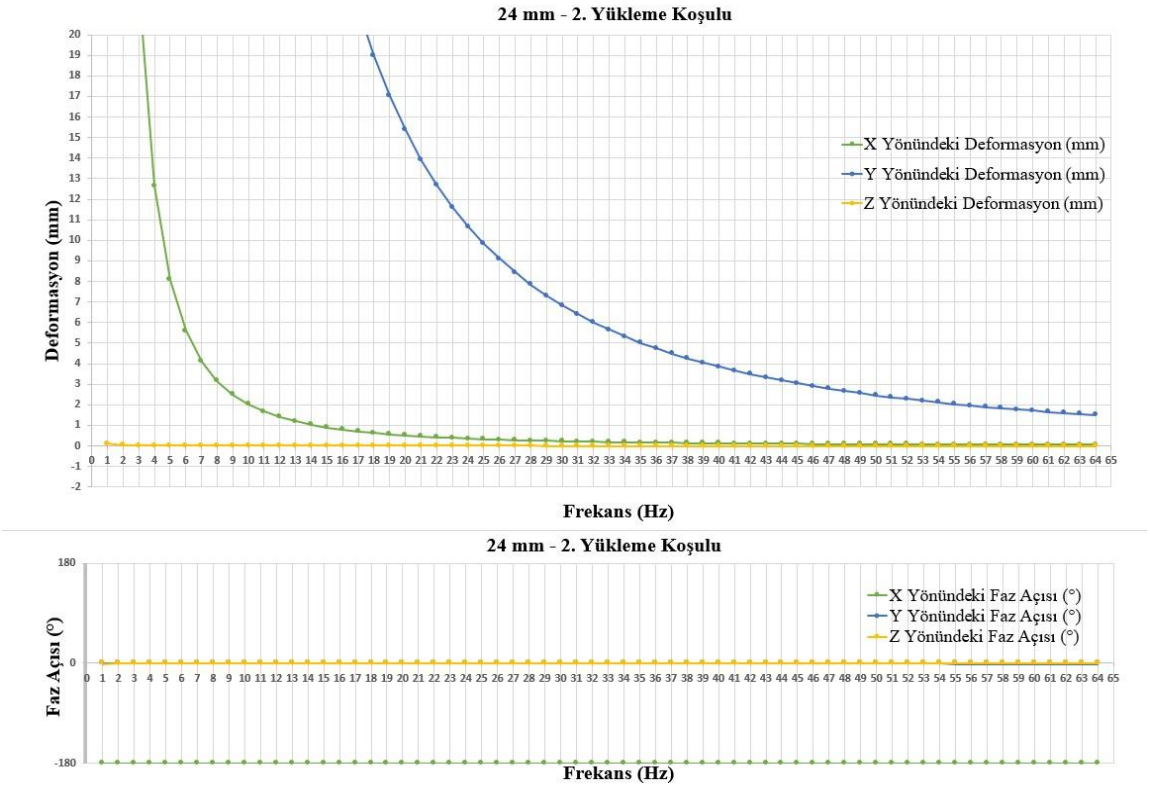


Şekil 6.28 24 mm kalınlık ve 1. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişimi

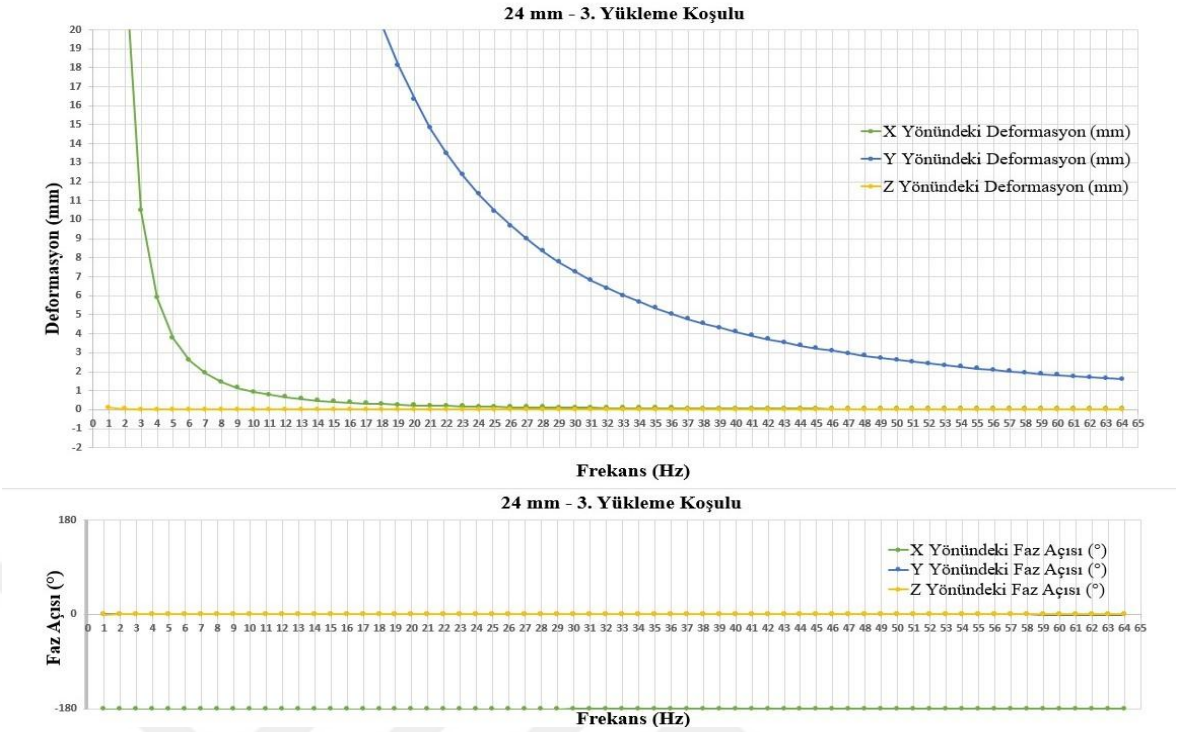
24 mm kalınlık ve 1. yükleme koşulu için Y ekseninde deformasyon genliği düzenli biçimde azalmış, 28 Hz'de belirgin bir minimum seviyeye ulaşmış ve eşzamanlı olarak faz açısının 28-29 Hz bandında 0°'den 180°'ye kaymasıyla birlikte anti rezonans davranışı göstermiştir. X ekseninde 8-9 Hz bandında faz açısında −180°'den 180°'ye ani değişim kaydedilmiştir. Ancak bu bantta genlik düzenli azalış eğiliminde olduğu için kritik rezonans oluşmamıştır. Z ekseninde ise genlikler tüm bantta düşük seviyelerde seyretmiş, yalnızca 57-60 Hz bandında faz geçişi düzensizliği gözlenmiştir. Z ekseninde tüm bant boyunca deformasyon genlikleri 10^{-3}-10^{-6} mm düzeyinde oldukça düşük kalmış ve kritik rezonans gözlenmemiştir. Öne çıkan frekans aralıkları Çizelge 6.11'de sunulmuştur.

Çizelge 6.12 24 mm kalınlık ve 1. Yükleme koşulunda öne çıkan frekans aralıkları

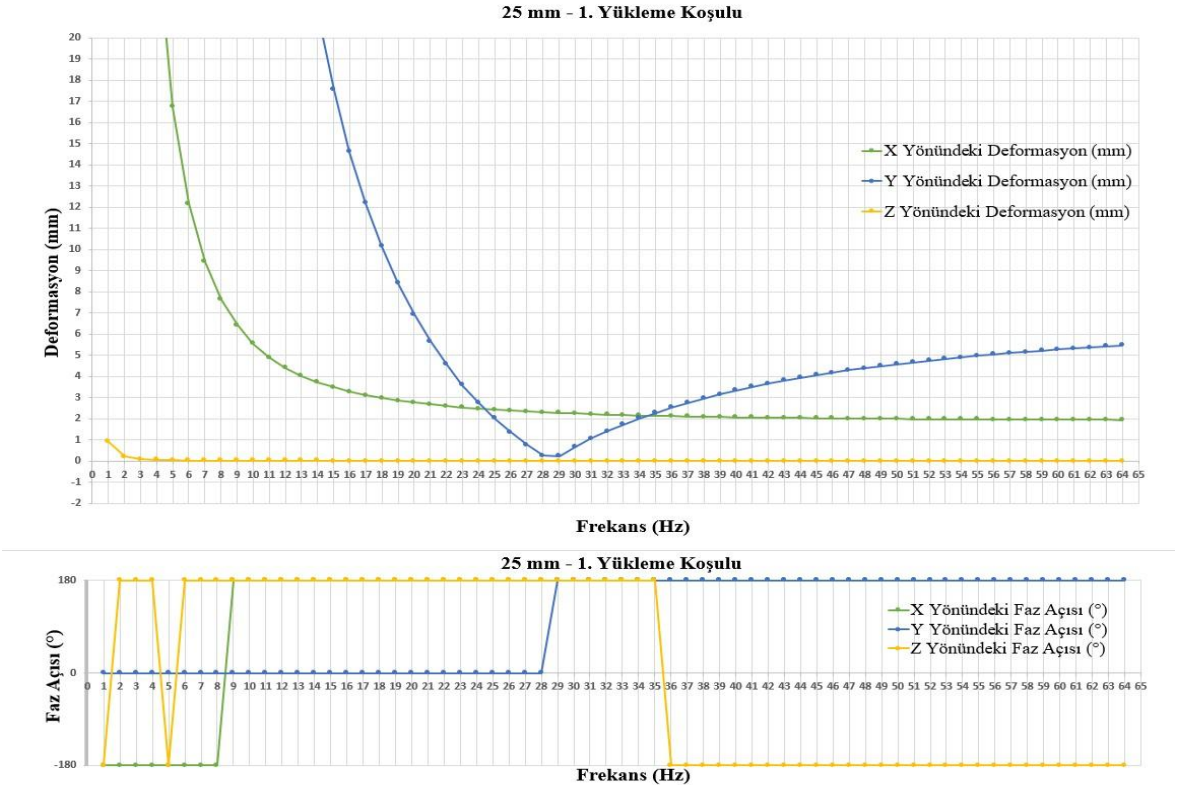
Frekans Aralığı (Hz)	Eksen	Deformasyon Genliği (mm)	Davranış	Durum
28-29	Y	1.68 → 1.08	Minimum genlik, ani faz değişimi	Anti rezonans
57-60	Z	2.32E-06 → 9.24E-06	Düşük genlik, düzensiz faz geçişi	Düşük risk



Şekil 6.29 24 mm kalınlık ve 2. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişimi



Şekil 6.30 24 mm kalınlık ve 3. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişimi

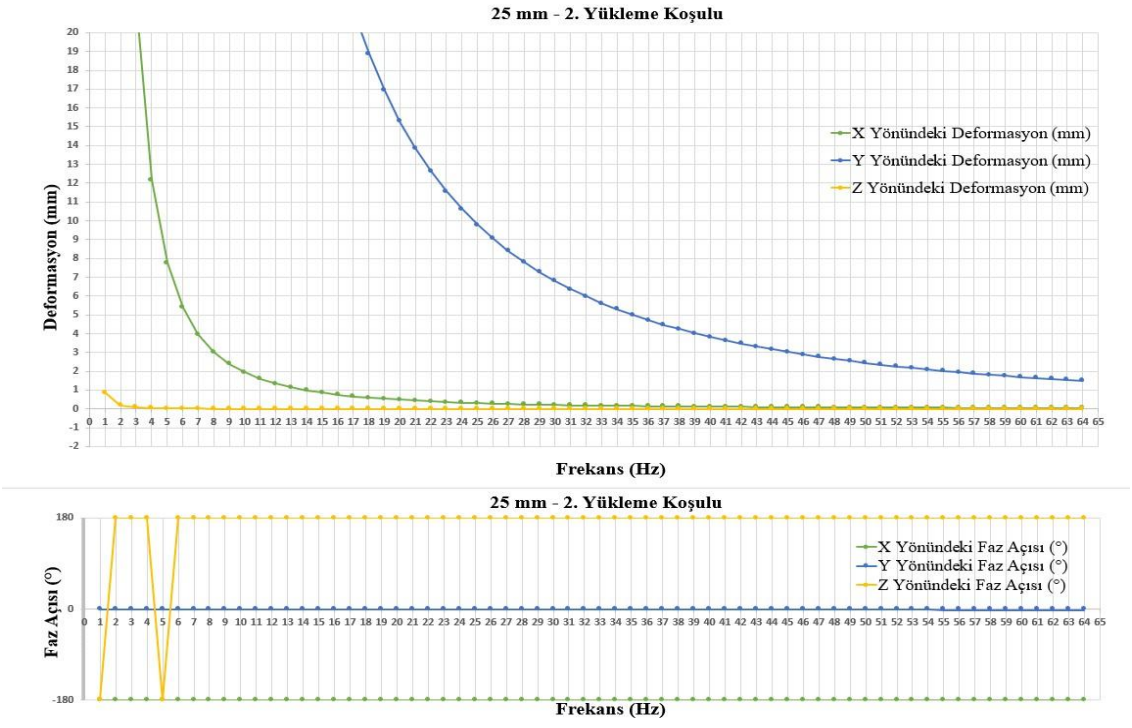


Şekil 6.31 25 mm kalınlık ve 1. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişimi

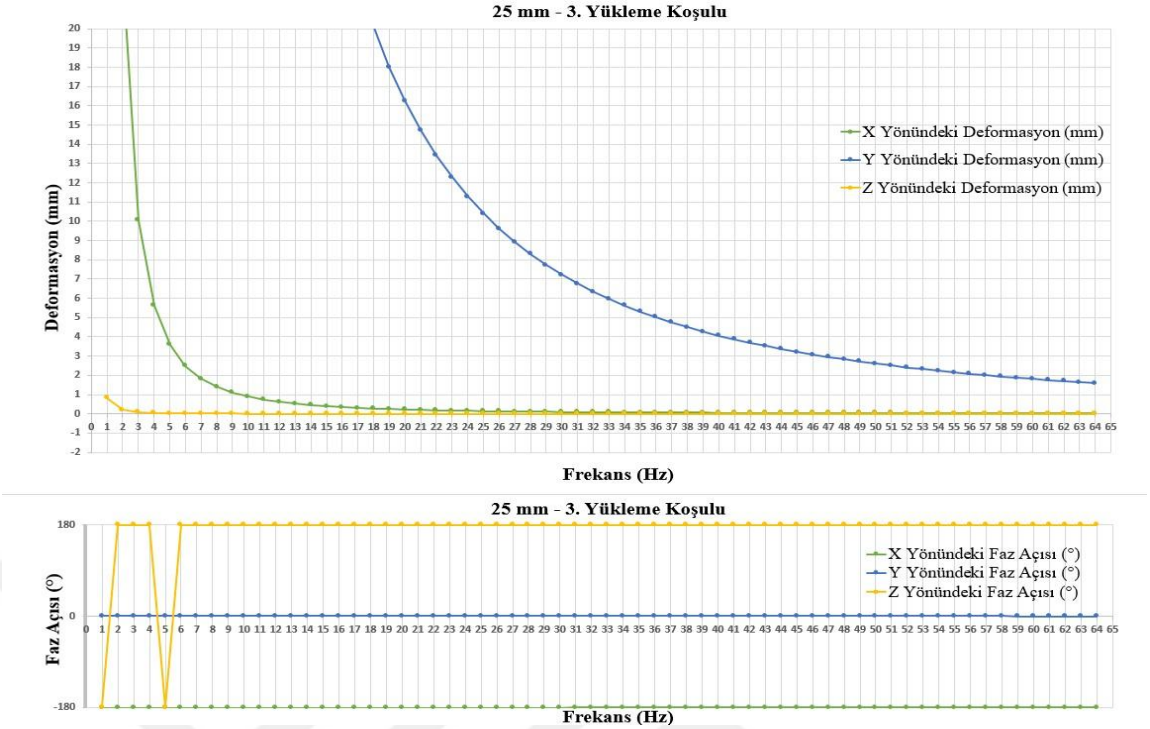
25 mm kalınlık ve 1. yükleme koşulu için Y ekseninde deformasyon genliği düzenli biçimde azalmış, 28 Hz'de belirgin bir minimum seviyeye ulaşmış ve eşzamanlı olarak faz açısının 28-29 Hz bandında 0°'den 180°'ye kaymasıyla birlikte anti rezonans davranışı göstermiştir. X ekseninde 8-9 Hz bandında faz açısında −180°'den 180°'ye ani değişim kaydedilmiştir. Ancak bu bantta genlik düzenli azalış eğiliminde olduğu için kritik rezonans oluşmamıştır. Z ekseninde ise genlikler tüm bantta düşük seviyelerde seyretmiş, yalnızca 35-36 Hz bandında faz geçişi düzensizliği gözlenmiştir. Z ekseninde tüm bant boyunca deformasyon genlikleri 10^{-3}-10^{-4} mm düzeyinde oldukça düşük kalmış ve kritik rezonans gözlenmemiştir. Öne çıkan frekans aralıkları Çizelge 6.12'de sunulmuştur.

Çizelge 6.13 25 mm kalınlık ve 1. Yükleme koşulunda öne çıkan frekans aralıkları

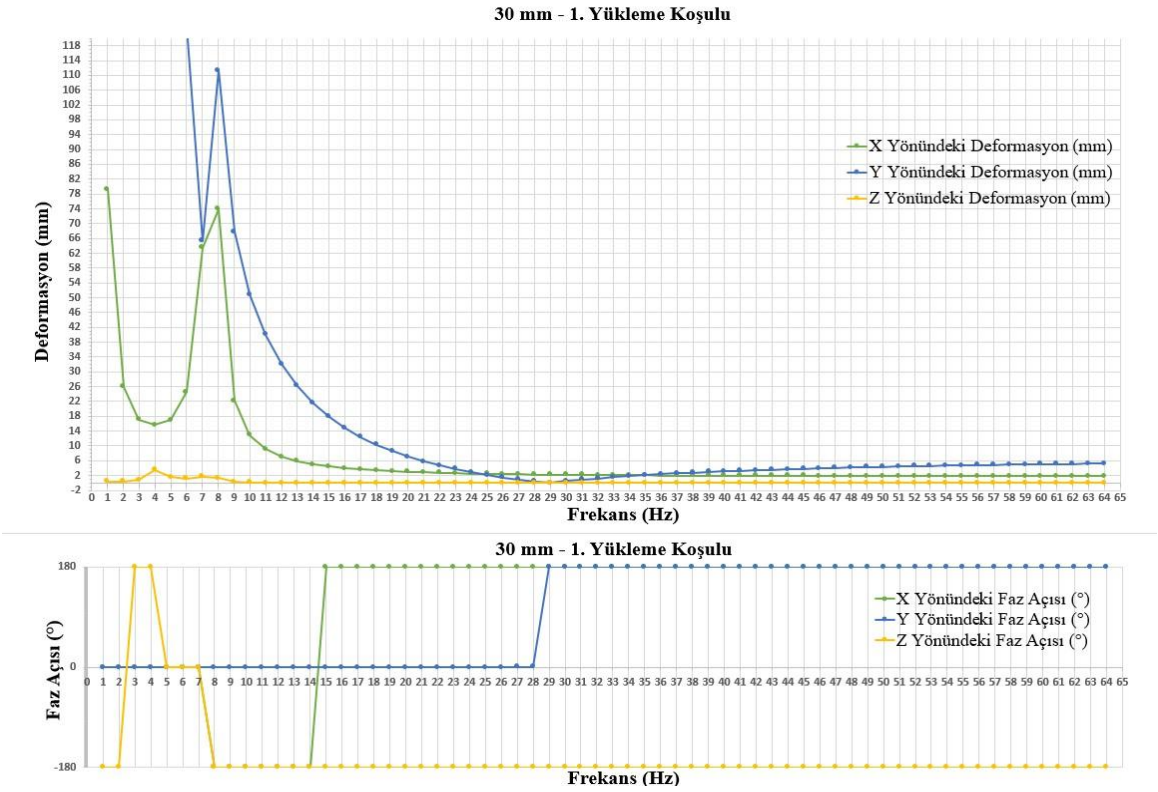
Frekans Aralığı (Hz)	Eksen	Deformasyon Genliği (mm)	Davranış	Durum
28-29	Y	0.2385 → 0.2344	Minimum genlik, ani faz değişimi	Anti rezonans
35-36	Z	6.81E-04 → 6.47E-04	Düşük genlik, düzensiz faz geçişi	Düşük risk



Şekil 6.32 25 mm kalınlık ve 2. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişimi



Şekil 6.33 25 mm kalınlık ve 3. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişimi

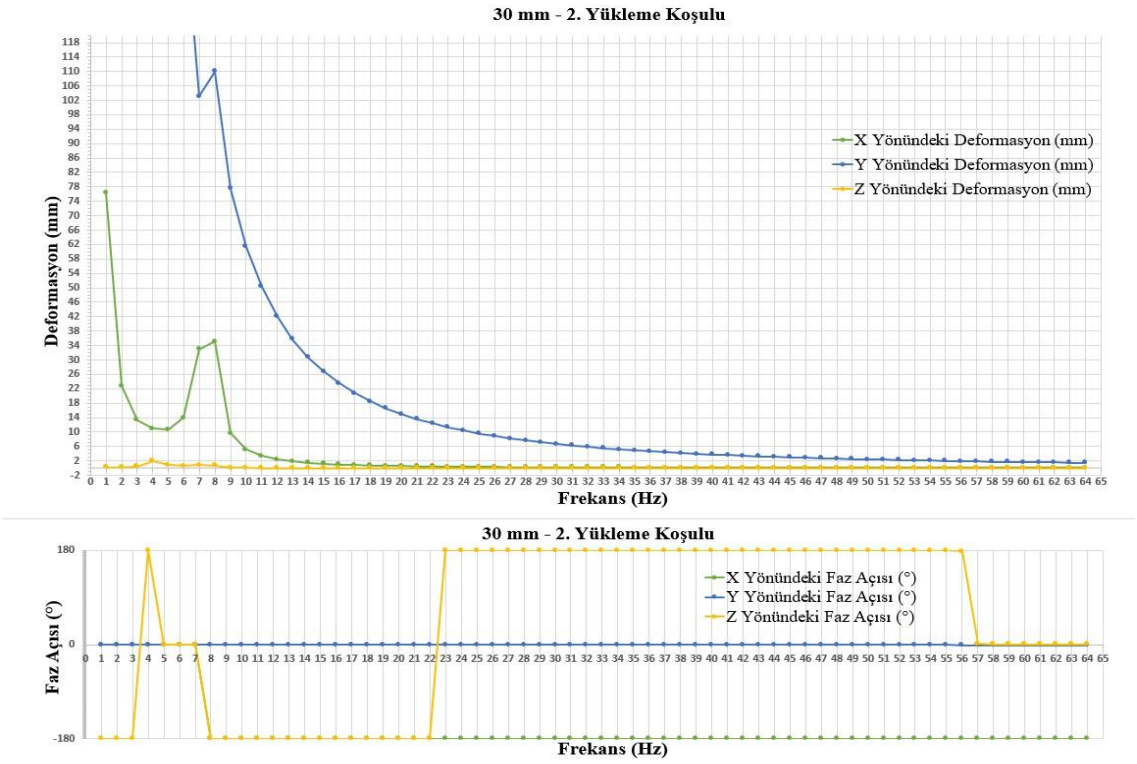


Şekil 6.34 30 mm kalınlık ve 1. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişimi

30 mm kalınlık ve 1. yükleme koşulu için 7-8 Hz civarında deformasyon genliği X ekseninde 63.467-73.921 mm, Y ekseninde 65.365-111.36 mm değerlerine ulaşarak belirgin pikler oluşmuş, eşlik eden faz kaymasıyla birlikte orta riskli bölge olarak değerlendirilmiştir. 14-15 Hz bandında X ekseninde faz açısı −180°'den +180°'ye geçmiştir. Ancak genlik eğrisi bu aralıkta düzenli azaldığı ve belirgin pik ya da minimum eşlik etmediği için rezonans ya da anti rezonans olarak değerlendirilmemiştir. 28-29 Hz civarında Y ekseninde genlik minimuma inmiş ve faz açısında −180°'den 180°'ye ani değişimi nedeniyle bu bölge anti rezonans olarak değerlendirilmiştir. 30 Hz'den sonra genlikler kademeli artmış ancak 2-5 mm seviyelerinde kalarak kritik risk oluşturmamıştır. Z ekseninde ise tüm bant boyunca düşük genlikler nedeniyle risk oluşmamıştır. Öne çıkan frekans aralıkları Çizelge 6.13'te sunulmuştur.

Çizelge 6.14 30 mm kalınlık ve 1. Yükleme koşulunda öne çıkan frekans aralıkları

Frekans Aralığı (Hz)	Eksen	Deformasyon Genliği (mm)	Davranış	Durum
7-8	X	63.467 → 73.921	Genlik pikte, ani faz değişimi	Orta risk
	Y	65.365 → 111.36	Genlik pikte, ani faz değişimi	Orta risk
28-30	Y	0.4023 → 0.4927	Minimum genlik, ani faz değişimi	Anti rezonans

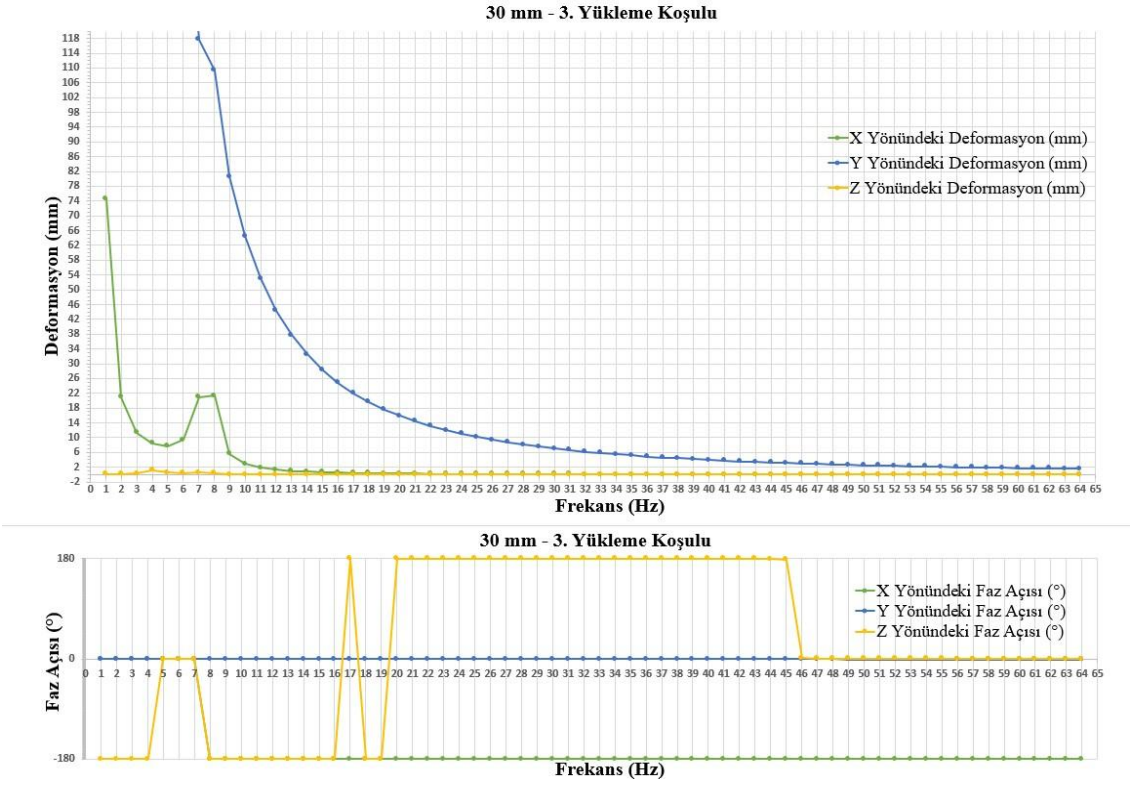


Şekil 6.35 30 mm kalınlık ve 2. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişimi

30 mm kalınlık ve 2. yükleme koşulu için 7-8 Hz bandında deformasyon genliği X ekseninde 32.9-35.1 mm, Y ekseninde 103-109 mm değerlerine ulaşarak belirgin pikler oluşmuş, eşlik eden faz kaymasıyla birlikte orta riskli bölge olarak değerlendirilmiştir. Aynı bölgede Z ekseni de 0.66-0.88 mm seviyelerine ulaşmıştır. 22-23 Hz civarında Z ekseninde deformasyon değerleri çok düşük olmasına rağmen faz açısında -180°'den +180° geçişi gözlenmiş, bu bölgede genlik değerleri çok düşük seyrettiği için Z ekseni için riskli bölge olarak değerlendirilmemiştir. 56-57 Hz bandında yine Z ekseninde deformasyon genlikleri 10^{-6} mm mertebesinde oldukça düşük kalmış, ancak faz davranışı yön değiştirme eğilimindedir. Bu bölgede de genlik değerleri düşük ve düzenli olduğu için riskli bölge olarak değerlendirilmemiştir. Öne çıkan frekans aralıkları Çizelge 6.14'te sunulmuştur.

Çizelge 6.15 30 mm kalınlık ve 2. Yükleme koşulunda öne çıkan frekans aralıkları

Frekans Aralığı (Hz)	Eksen	Deformasyon Genliği (mm)	Davranış	Risk Durumu
7-8	X	32.9 → 35.1	Genlik pikte, ani faz değişimi	Düşük risk
	Y	103 → 109	Genlik pikte, ani faz değişimi	Düşük risk
22-23	Z	$1.31E^{-4}$ → $2.08E^{-5}$	Minimum genlik, ani faz değişimi	Risk yok

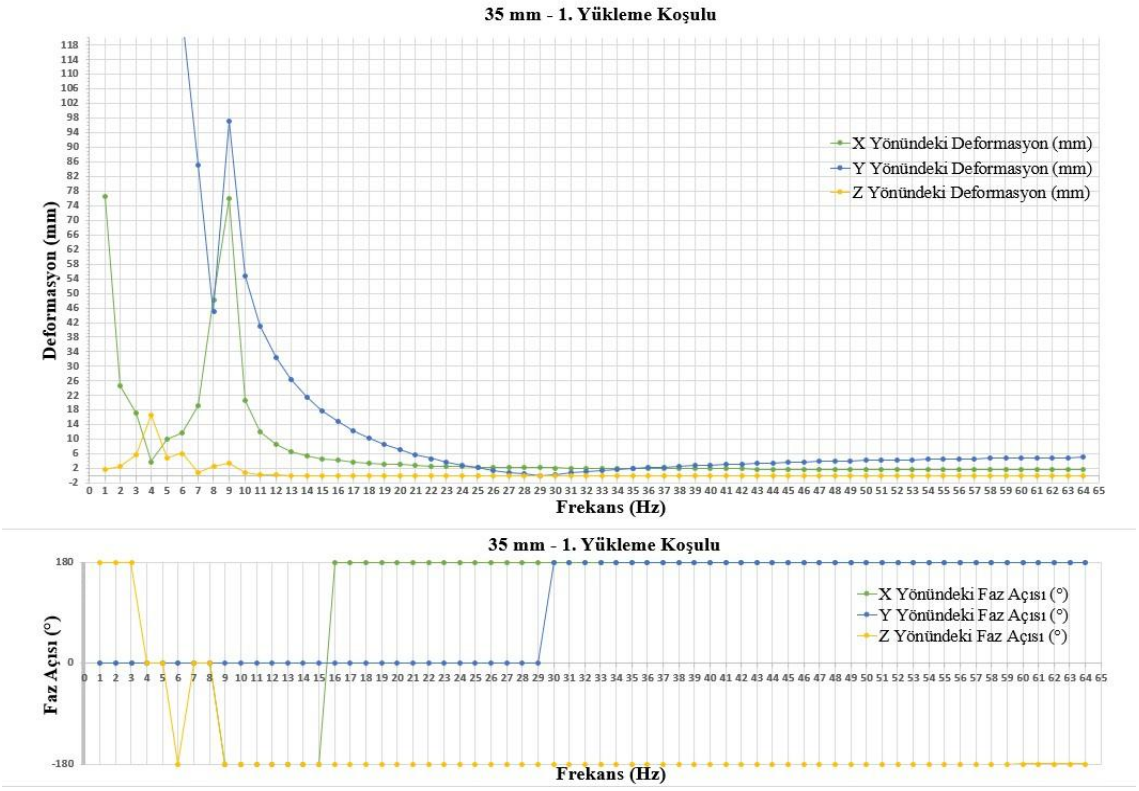


Şekil 6.36 30 mm kalınlık ve 3. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişimi

30 mm kalınlık ve 3. yükleme koşulu için 7-8 Hz bandında X ekseninde 21.0-21.4 mm, Y ekseninde ise 109-117 mm genlik seviyelerine ulaşılmış ve bu tepelere eşlik eden faz değişimleri ile düşük riskli frekans bölgesi olarak değerlendirilmiştir. Aynı bölgede Z ekseni de 0.41-0.55 mm seviyelerine ulaşmıştır. 16-20 Hz civarında Z ekseninde deformasyon genlikleri 10^{-3} mm mertebesine kadar düşerken faz açısı yön değiştirme eğilimindedir. Bu bölgede genlik değerleri çok düşük seyrettiği için riskli bölge olarak değerlendirilmemiştir. 45-46 Hz bandında yine Z ekseninde deformasyon genlikleri 0.09-0.12 mm mertebesinde oldukça düşük kalmış ve faz davranışı yön değiştirme eğilimindedir. Bu bölgede de genlik değerleri düşük ve düzenli olduğu için riskli bölge olarak değerlendirilmemiştir. Öne çıkan frekans aralıkları Çizelge 6.15'te sunulmuştur.

Çizelge 6.16 30 mm kalınlık ve 3. Yükleme koşulunda öne çıkan frekans aralıkları

Frekans Aralığı (Hz)	Eksen	Deformasyon Genliği (mm)	Davranış	Risk Durumu
7-8	X	21.0 → 21.4	Genlik pikte, ani faz değişimi	Düşük risk
	Y	109 → 117	Genlik normal, ani faz değişimi	Düşük risk
16-20	Z	$1.39E^{-3}$ → $8.34E^{-4}$	Minimum genlik, ani faz değişimi	Risk yok

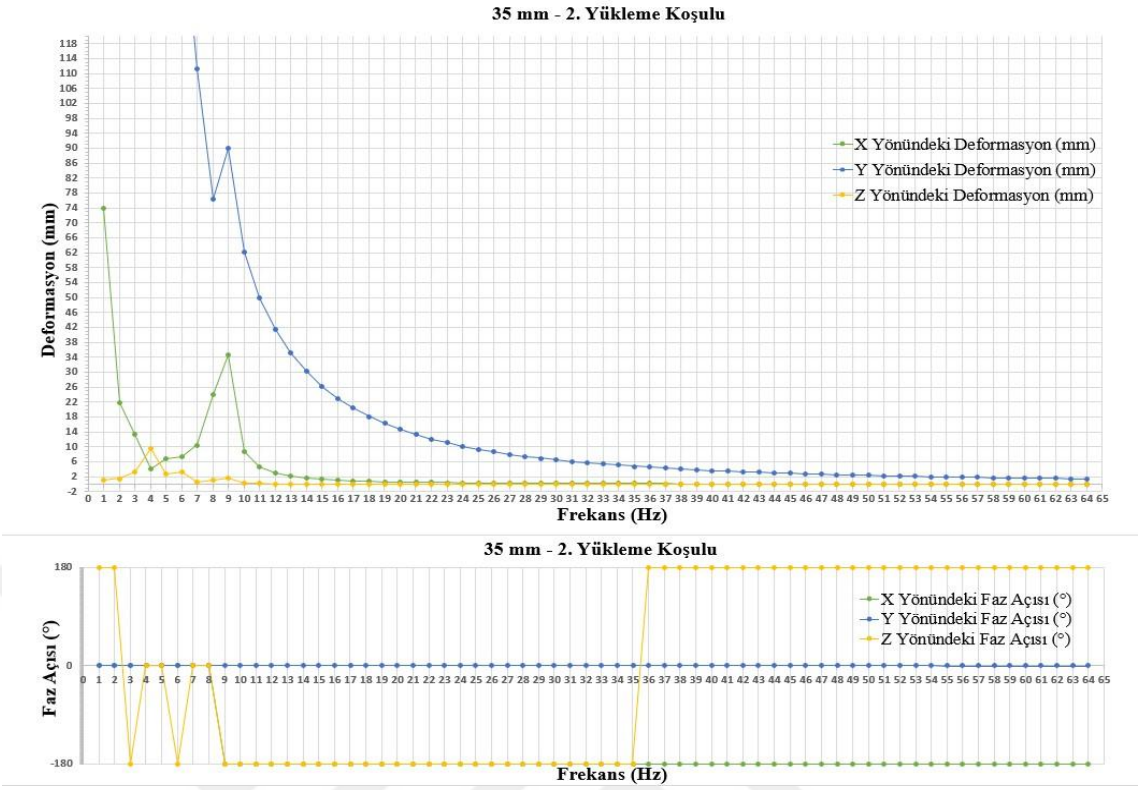


Şekil 6.37 35 mm kalınlık ve 1. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişimi

35 mm kalınlık ve 1. yükleme koşulu için 3-4 Hz bandında Z ekseninde yaklaşık 16.6 mm tepe değeri ile faz kayması görülmüş ve düşük riskli frekans bölgesi olarak değerlendirilmiştir. 5-7 Hz aralığında yine Z ekseninde genliğin minimum seviyeye düştüğü ve fazda önemli bir yön değiştirme hareketi gerçekleştiği tespit edilmiş ve bu bölgede anti rezonans davranışı gözlenmiştir. 8-9 Hz bandında ise X ve Y eksenlerinde genliklerin belirgin şekilde arttığı ve faz kaymasının gerçekleştiği görülmüştür bu nedenle bu bölge orta riskli frekans bölgesi olarak değerlendirilmiştir. 15-16 Hz civarında X ekseninde faz değişimi mevcut olmasına rağmen belirgin pik ya da minimum eşlik etmediğinden risksiz bölge olarak düşünülmüştür. 29-30 Hz bandında ise Y ekseninde deformasyon genliği 0.034 mm'ye kadar düşmüş ve faz 0°'den 180°'ye geçmiştir; bu nedenle söz konusu bant anti rezonans noktası olarak değerlendirilmiştir. Öne çıkan frekans aralıkları Çizelge 6.14'te sunulmuştur.

Çizelge 6.17 35 mm kalınlık ve 1. Yükleme koşulunda öne çıkan frekans aralıkları

Frekans Aralığı (Hz)	Eksen	Deformasyon Genliği (mm)	Davranış	Durum
3-4	Z	5.8 → 16.6	Genlik pikte, ani faz değişimi	Düşük risk
5-7	Z	6.2 → 0.9	Minimum genlik, ani faz değişimi	Anti rezonans
8-9	X	19.1 → 76.0	Genlik pikte, ani faz değişimi	Orta risk
	Y	85.0 → 97.1	Genlik pikte, ani faz değişimi	Orta risk
29-30	Y	0.034 → 0.384	Minimum genlik, ani faz değişimi	Anti rezonans

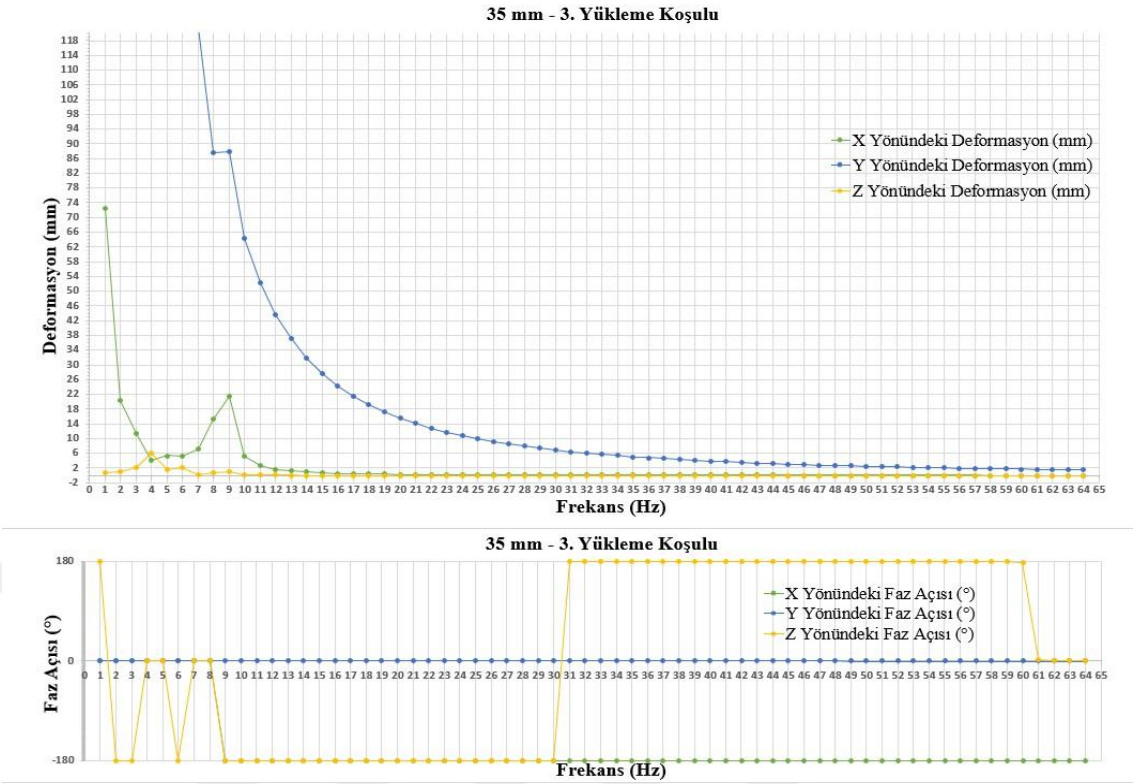


Şekil 6.38 35 mm kalınlık ve 2. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişimi

35 mm kalınlık ve 2. yükleme koşulu için 2-4 Hz bandında Z ekseninde yaklaşık 9.52 mm tepe değeri ile faz kayması görülmüş, bu durum düşük riskli frekans bölgesi olarak değerlendirilmiştir. 5-7 Hz aralığında yine Z ekseninde genliğin minimum seviyeye düştüğü ve fazda yön değiştirme hareketi gerçekleştiği tespit edilmiş, bu bölge anti rezonans davranışı göstermiştir. 8-9 Hz bandında ise X ve Y eksenlerinde genliklerin belirgin şekilde arttığı ve Z ekseninde faz kayması görülmüş, bu nedenle bu bölge orta riskli frekans bölgesi olarak değerlendirilmiştir. 35-36 Hz civarında Z ekseninde düşük genlik seviyelerinde faz değişimi mevcut olmasına rağmen belirgin pik ya da minimum deformasyon eşlik etmediğinden risksiz bölge olarak değerlendirilmiştir. Öne çıkan frekans aralıkları Çizelge 6.17'de sunulmuştur.

Çizelge 6.18 35 mm kalınlık ve 2. Yükleme koşulunda öne çıkan frekans aralıkları

Frekans Aralığı (Hz)	Eksen	Deformasyon Genliği (mm)	Davranış	Durum
2-4	Z	15 → 9.52	Genlik pikte, ani faz değişimi	Düşük risk
5-7	Z	3.39 → 0.476	Minimum genlik, ani faz değişimi	Anti rezonans
8-9	X	23.9 → 34.6	Genlik pikte, ani faz değişimi	Orta risk
	Y	76.4 → 90.0	Genlik pikte, ani faz değişimi	Orta risk
35-36	X	0.156 → 0.147	Minimum genlik, ani faz değişimi	Risk yok



Şekil 6.39 35 mm kalınlık ve 3. Yükleme koşulunda deformasyon ve faz değişimi

35 mm kalınlık ve 3. yükleme koşulu için 3-4 Hz bandında Z ekseninde deformasyon genliği 5.9 mm'ye ulaşmış ve düşük riskli frekans bölgesi olarak değerlendirilmiştir. 5-7 Hz aralığında Z ekseninde deformasyon değerlerinin minimum seviyeye düştüğü ve fazda yön değiştirme hareketi gerçekleştiği için bu bölge anti rezonans bölgesi olarak değerlendirilmiştir. 8-9 Hz bandında X ve Y eksenlerinde deformasyon genlikleri bir miktar artmış ve faz kaymasıyla birlikte bu bölge düşük riskli frekans bölgesi olarak değerlendirilmiştir. 30-31 Hz civarında Z ekseninde deformasyon oldukça düşük olmasına rağmen faz açısının –180°'den +180°'ye geçtiği görülmüş, bu durum risksiz bölge olarak değerlendirilmiştir. Benzer şekilde 60-61 Hz aralığında da Z ekseninde düşük deformasyon değerlerine rağmen faz değişimi meydana gelmiş, bu durumda risksiz bölge olarak değerlendirilmiştir. Öne çıkan frekans aralıkları Çizelge 6.18'de sunulmuştur.

Çizelge 6.19 35 mm kalınlık ve 3. Yükleme koşulunda öne çıkan frekans aralıkları

Frekans Aralığı (Hz)	Eksen	Deformasyon Genliği (mm)	Davranış	Durum
3-4	Z	2.1 → 5.9	Genlik pikte, ani faz değişimi	Düşük risk
5-7	Z	1.70 → 0.207	Minimum genlik, ani faz değişimi	Anti rezonans
8-9	X	15.4 → 21.3	Genlik pikte, ani faz değişimi	Düşük risk
	Y	87.6 → 87.7	Genlik normal, ani faz değişimi	Düşük risk
30-31	Z	5.49E-04 → 4.69E-04	Minimum genlik, ani faz değişimi	Anti rezonans
60-61	Z	0.394 → 0.294	Minimum genlik, ani faz değişimi	Risk yok

7. SONUÇLAR VE GENEL DEĞERLENDİRMELER

Bu çalışmadaki bims makinesi alt kalıp bağlantı sistemi denge kolu üçgeninde kullanılan boğumlu kauçuk-metal kompozit vibrasyon takozu için deneysel ve sayısal analizler ile SBR esaslı elastomerin mekanik davranışı, tek eksenli çekme testlerinden elde edilen veriler kullanılarak Yeoh hiperelastik modele uyarlanmıştır. Elastisite modülü yaklaşık 3.17 MPa, yoğunluk 1.39×10^{-6} kg/mm³ olarak hesaplanmış ve modellemede elastomerin sıkıştırılamazlığı temsil etmek amacıyla Poisson oranı 0.499 seçilmiştir.

Modal çekiç yöntemi ile takozun birinci mod frekansı 28 Hz olarak ölçülmüş, ANSYS Workbench ile yapılan modal analizde aynı mod 29.395 Hz olarak hesaplanmıştır. Elde edilen %4.75'lik bağıl hata, sonlu eleman modelinin deneysel sonuçlarla uyumlu olduğunu göstermektedir. Deneysel modal sönüm oranları esas alınarak Rayleigh sönümleme sabitleri kütle orantılı $\alpha = 62.58644$ s^{-1} ve rijitlik orantılı $\beta = 0.000675$ s olarak belirlenmiş ve bu parametreler harmonik cevap ve transient analizlerde kullanılmıştır.

Takozun bims makinesinin çalışma aralığını kapsayan 1-64 Hz bandındaki dinamik davranışı harmonik analizler ile incelenmiştir. Sonuçlar, 14-19 Hz frekans aralığında deformasyon genliklerinin belirgin biçimde arttığını ve faz kaymalarının belirginleştiğini, dolayısıyla bu bandın rezonans açısından kritik olduğunu göstermiştir.

Makineye montajlı durumda birinci mod frekansının 31.053 Hz'e yükselmesi, sistem rijitliğindeki artışın dinamik karakteristikleri değiştirdiğini ortaya koymaktadır.

Alt kalıp bağlantı üçgeni için yapılan zamana bağlı gerilme analizinde, sistemin en fazla zorlandığı 10.5-12.7 sn aralığı simüle edilmiş ve farklı kalınlıklarda St37 malzemeden üretilen alt kalıp bağlantı üçgeninde maksimum gerilmelerin malzemenin akma dayanımının oldukça altında kaldığı görülmüştür. Bu sonuç, saha uygulamalarında 25 mm kalınlığında gözlenen kırılmaların gerilme kaynaklı olmadığını, esas olarak titreşim ve faz düzensizliklerinden kaynaklandığını göstermiştir.

Her üç çalışma koşulu için 1-64 Hz frekans aralığında alt kalıp bağlantı sistemi için gerçekleştirilen harmonik cevap analizleri, alt kalıp bağlantı üçgeni için değerlendirilmiş ve şu sonuçlara ulaşılmıştır:

22 mm'nin altındaki kalınlıklarda yapılan analizlerde deformasyon genlikleri daha yüksek bulunmuş, özellikle düşük frekanslarda sistemin başlangıç yük aktarımına verdiği tepkiler belirginleşmiştir. Yüksek deformasyon değerleri bağlantı bölgelerinde yorulma riskini artırmaktadır. Bu nedenle 22 mm'den daha düşük kalınlıkların güvenilir olmadığı görülmüştür. 25 mm ve üzerindeki kalınlıklarda, rijitliğin artmasıyla birlikte genlik değerleri düşük seyretse de faz değişim grafiklerinde düzensizlikler artmış ve sistemin titreşim tepkisi kararsız hale gelmiştir.

22 mm kalınlıkta, deformasyon değerleri düşük, faz değişimleri ise 25 mm'ye kıyasla daha düzenli ve kararlı seyretmiştir. Bu nedenle optimum kalınlık 22 mm olarak öne çıkmıştır.

Sonuçların hassasiyetini artırmak için ayrıca 23 mm ve 24 mm kalınlıklarda harmonik cevap analizleri yapılmış, bu değerlerde de faz değişim grafiklerinin düzenli olduğu gözlemlenmiştir. Ancak üretim maliyetini düşürmek ve tedarikte standart ölçüyü kullanmak amacıyla 22 mm kalınlık tercih edilmiştir.

Sonuç olarak, alt kalıp bağlantı üçgeninin 22 mm St37 malzemeden imal edilmesi, güvenlik, titreşim kararlılığı ve üretim ekonomisi açısından en uygun çözüm olarak belirlenmiştir. Sahada yapılan çalışmalarda 22 mm kalınlıktaki St37 malzemeden imal edilen alt kalıp denge kolu bağlantı üçgeninin daha uzun süre kırılmadan çalıştığı gözlemlenmiştir. Ayrıca, olası rezonans etkilerinin önüne geçilmesi ve takozlarda erken deformasyonların engellenmesi için, vibrasyon motorlarının çalışma frekans aralığında (1-64 Hz) özellikle 10-20 Hz frekans bant aralığından kaçınılması gerektiği tespit edilmiştir.

KAYNAKLAR

Alkan, D. (2024). *Hiperelastik malzeme modelleme ve karakterizasyonu* [Teknik yazı].

ANSYS, Inc. (2025). *ANSYS Mechanical APDL Theory Reference* (Release 2025 R1). Canonsburg, PA: ANSYS, Inc.

Arruda, E. M., & Boyce, M. C. (1993). A three-dimensional constitutive model for the large stretch behavior of rubber elastic materials. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 41(2), 389-412.

Bilge, H. (2024). *Dinamik titreşim sönümleyicilerdeki katmanlı kiriş tipi yapıların titreşim analizi* [Doktora tezi]. Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Makine Tasarım ve İmalat Bilim Dalı, Sakarya.

Bower, A. F. (t.y.). *Applied Mechanics of Solids — Chapter 7: Elastic solutions — 7.2 A simple finite element program* [Çevrimiçi ders kitabı bölümü]. solidmechanics.org. Erişim: 25.10.2025, http://solidmechanics.org/Text/Chapter7_2/Chapter7_2.php

Boyce, M. C., & Arruda, E. M. (2000). Constitutive models of rubber elasticity: A review. *Rubber Chemistry and Technology*, 73(3), 504-523.

Cai, A., & Yang, Q. (2020). Inherent characteristic analysis of a precast concrete vibrating table based on the Rayleigh–Ritz method. *Journal of Vibroengineering*, 23(1), 1-13.

Centeno G., O. J. (2009). *Finite element modeling of rubber bushing for crash simulation: Experimental tests and validation* [Yüksek lisans tezi]. Lund University, Lund Institute of Technology (LTH), Division of Structural Mechanics, Department of Construction Sciences, Lund, Sweden.

Chai, M., Hu, C., & Cheng, M. (2023). Study on the effect of vibrating process on the compactness of slipform concrete. *Applied Sciences*, 13(14), 8421.

Çakar, O. (2018). Mekanik bir sistemin bir ters rezonans frekansının kütle eklenerek değiştirilmesi. *Fırat Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi (Science and Engineering Journal of Fırat University)*, 30(2), 127-134.

Dassault Systèmes SolidWorks Corp. (2021). *Rayleigh Damping*. SOLIDWORKS Online Help. Erişim: 25.10.2025, https://help.solidworks.com/2021/english/SolidWorks/cworks/c_rayleigh_damping.htm

Enez, S. (2009). *Düzlem çerçeve sistemlerin mod birleştirme yöntemi ile dinamik analizi* [Yüksek lisans tezi]. Çukurova Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İnşaat Mühendisliği Anabilim Dalı, Adana.

Ergül, Ş. C. (2018). *OpenSees ve SeismoStruct programlarının doğrusal olmayan deprem analizleri için karşılaştırılması* [Yüksek lisans tezi]. İstanbul Teknik Üniversitesi, Deprem Mühendisliği ve Afet Yönetimi Enstitüsü, Deprem Mühendisliği Programı, İstanbul.

Eroğlu, M. A., Yalçın, M. K., & Kaçar, İ. (2023). Esnek cisim dinamik simülasyonu kullanarak bir mekanik jiroskop volan tasarımının optimizasyonu. *Niğde Ömer Halisdemir Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 12(3), 935949.

Eşiyok, Y. E. (2019). *Hidrolik burcun geometrik parametrelerinin sönüm kabiliyetine etkisinin incelenmesi* [Yüksek lisans tezi]. Bursa Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.

Ferreira, J., Marin, B., Lenzi, G. G., Manuel, C. J. T., Balthazar, J. M., Lenz, W. B., Kossoski, A., & Tusset, A. M. (2022). Neural Network Modeling and Dynamic Analysis of Different Types of Engine Mounts for Internal Combustion Engines. *Sensors*, 22(5), 1821.

Ghoreishy, M. H. R., Naderkhamse, M., Karrabi, M., & Naderi, G. (2024). Finite element analysis of a rubber bearing base isolator under vertical and horizontal loads using a nonlinear hyper-viscoelastic material model. *Polymer Testing*, 137, 108522.

Güven, C. (2014). *Kauçuk burcun hiperelastik modellenmesi ve şekil optimizasyonu* [Yüksek lisans tezi]. Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.

Has Ankara Kauçuk. (t.y.). *Has Ankara Kauçuk – Kauçuk ve titreşim takozları* [Kurumsal web sitesi]. Erişim: 25.10.2025, https://hasankarakaucuk.net/

Jin, Z., Yang, F., Rui, X., Jiang, M., & Wang, J. (2024). Design, modeling, and vibration control of a damper based on magnetorheological fluid and elastomer. *Actuators*, 13(7), 241.

Köken, A., & Karabulut, A. (2023). Takım tezgâhlarının dinamik cevabına titreşim takozunun etkisi. *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 29(1), 104-109.

Küçükrendeci, İ. (2018). Endüstriyel uygulamalar için alternatif mekanik titreşim yalıtım elemanı tasarımı. *Ömer Halisdemir Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi (OHU Journal of Engineering Sciences)*, 7(2), 929-936.

Mat Song, R., Mazlan, S. A., Johari, N., Imaduddin, F., Abdul Aziz, S. A., Abd Fatah, A. Y., & Ubaidillah, U. (2022). Semi-Active Controllable Stiffness Engine Mount Utilizing Natural Rubber-Based Magnetorheological Elastomers. *Frontiers in Materials*, 9, 875787.

Moore, J., & Contributors. (t.y.). *15.2: Viskoz Sönümlü Serbest Titreşimler* [Çevrimiçi ders içeriği]. Engineering LibreTexts (Mechanics Map). Erişim: 25.10.2025, https://eng.libretexts.org/Bookshelves/Mechanical_Engineering/Mechanics_Map_(Moore_et_al.)/15%3A_Vibrations_with_One_Degree_of_Freedom/15.2%3A_Viscous_Damped_Free_Vibrations

Němec, I., Trcala, M., Ševčík, I., & Štekbauer, H. (2016). New formula for geometric stiffness matrix calculation. *Journal of Applied Mathematics and Physics*, 4, 733-748.

Park, S.-J. (2025). Comparative study on hyperelastic constitutive models for the static and dynamic behavior of resilient mounts. *Materials*, 18, 311.

Park, S.-J., Park, B., Lee, J.-Y., Shin, Y.-H., Jeong, C.-L., Kim, S.-J., & Kim, K. (2024). Study on dynamic characteristics of resilient mount under preload. *Materials*, 17, 5096.

Ranjbar, M., & Tadayon, A. (2017). Vibration analysis of multi degree of freedom self-excited systems. *Journal of Robotic and Mechatronic Systems*, 2(1).

Selvadurai, A. P. S., & Suvorov, A. P. (2017). On the inflation of poro-hyperelastic annuli. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 107, 229252.

Soyel, D. (2008). *Sonlu Elemanlar Metodu ile NR/SBR tipi elastomer esaslı malzemelerin davranış modellerinin belirlenmesi* [Yüksek lisans tezi]. Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Sakarya.

Sun, Y., Zhou, J., Gong, D., & Ji, Y. (2022). Study on multi-degree of freedom dynamic vibration absorber of the car body of high-speed trains. *Mechanical Sciences*, 13, 239-256.

Titreşim Takozu. (14 Ağustos 2023). *Titreşim takozu nedir? Ne işe yarar? Nerelerde kullanılır?* [Blog yazısı]. Erişim: 25.10.2025, https://titresimtakozu.com.tr/titresim-takozu-nedir/

Ucar, H., & Basdogan, I. (2017). Dynamic characterization and modeling of rubber shock absorbers: A comprehensive case study. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration & Active Control*, 37(3), 509-518.

University of Victoria, Department of Mechanical Engineering. (t.y.). *Introduction to Finite Element Analysis (FEA) or Finite Element Method (FEM)* [Ders notu/Slayt]. Erişim: 25.10.2025, https://www.engr.uvic.ca/~mech410/lectures/FEA_Theory.pdf

Wikipedia contributors. (t.y.). *Finite element method* [Ansiklopedik madde]. Wikipedia, The Free Encyclopedia. Erişim: 25.10.2025, https://en.wikipedia.org/wiki/Finite_element_method

Wright, J. (t.y.). *What Causes Machinery Vibration?* Machinery Lubrication. Erişim: 25.10.2025,

https://www.machinerylubrication.com/Read/25974/signs-tips-machinery-vibration

Yeoh, O. H. (1993). Some forms of the strain energy function for rubber. *Rubber Chemistry and Technology*, 66(5), 754771.

Zhang, X., Li, X., Du, F., Hu, F., Wang, L., & Yu, Y. (2024). Design of nonlinear rubber vibration isolators with low resonant frequency and high load bearing capacity. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration & Active Control*, 44(2), 1220-1238.

ZwickRoell. (2025). *ASTM D412 tensile test on rubber and elastomers*. ZwickRoell – Plastics testing standards. Erişim: 25.10.2025, https://www.zwickroell.com/industries/plastics/plastics-testing-standards/astm-d412-tensile-test-elastomers/