T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

AÇILIR KAPANIR BİR ELEKTROMEKANİK SİSTEMİN GÜRÜLTÜ, TİTREŞİM VE SERTLİK ANALİZİ

Engin ÖZTÜRK

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

Danışman

Doç. Dr. Cihan DEMİR

Şubat, 2025

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

AÇILIR KAPANIR BİR ELEKTROMEKANİK SİSTEMİN GÜRÜLTÜ, TİTREŞİM VE SERTLİK ANALİZİ

Engin ÖZTÜRK tarafından hazırlanan tez çalışması 27.02.2025 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Cihan DEMİR
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Cihan DEMİR, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Doç. Dr. Meral BAYRAKTAR, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Doç. Dr. Osman Taha ŞEN, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi _____

Danışmanım Doç. Dr. Cihan DEMİR sorumluluğunda tarafımca hazırlanan "Açılır Kapanır Bir Elektromekanik Sistemin Gürültü, Titreşim ve Sertlik Analizi" başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Engin ÖZTÜRK

İmza

Aileme, Sevgili Kızım Defne ve Eşim Selime'ye

TEŞEKKÜR

Bu tez, evlerde kullanılan bir ürünün etrafa yaydığı gürültünün düşürülmesi amacıyla gerçekleştirilen çalışmaların sonuçları doğrultusunda yeniden tasarlanması ve ticarileştirilmesi sürecini kapsamaktadır. Fikirden ürüne dönüşme aşamasında tüm önerileriyle bana rehberlik eden, detaycılığıyla ufkumu genişleten ve güler yüzüyle enerjimi pozitif yönde etkileyen tez danışmanım Doç. Dr. Cihan Demir'e,

Yıllar süren özel sektör deneyimlerimden sonra akademik hayata dönüşümde en büyük desteği sağlayan, aynı zamanda Yıldız Teknik Üniversitesi'nde yüksek lisans okul arkadaşım ve eşim olan Selime Öztürk'e, beni yetiştiren aileme, her zaman yakın desteklerini hissettiğim kardeşlerime, yaşına rağmen olgunlukla bana zaman ayıran kızım Defne'ye, iş hayatım ve tez sürecim boyunca akıl danıştığım ve desteklerini esirgemeyen tüm dostlarıma,

Eczacıbaşı Yapı Gereçleri A.Ş. Ar-Ge Bölümü'nde omuz omuza çalıştığım ve tezim boyunca bana teknik destek sağlayan, dostluklarını içten bir şekilde hissettiğim ekip arkadaşlarım Halil İbrahim Kemaneci ve Fatih Gerenli 'ye,

Türkiye'de inovasyon konusunda derin bir kültür birikimine sahip olan ve Ar-Ge yapılanmasında geniş bir cihaz ve laboratuvar altyapısını sınırsız kullanımımıza sunan, yüksek lisans sürecimde maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen tüm Eczacıbaşı Yapı Gereçleri yönetim ekibine teşekkürlerimi sunarım.

Engin ÖZTÜRK

İÇİNDEKİLER

KISALTMA LİSTESİ x

ŞEKİL LİSTESİ xi

TABLO LİSTESİ xiv

ÖZET xv

ABSTRACT xvii

1 GİRİŞ 1

1.1 Giriş 1

1.2 Literatür Özeti 3

1.3 Tezin Amacı 7

1.4 Hipotez 7

2 GENEL BİLGİLER 8

2.1 Tasarım İyileştirmesinde Sonlu Elemanlar Yaklaşımı 8

2.1.1 Tasarım İyileştirmesinde Serbest Titreşim Analizi 9

2.1.2 Teorik Serbest Titreşim Analizi 10

2.1.3 Deneysel Serbest Titreşim Analizi 12

2.2 Test Yöntemi ve Araçlar 13

2.2.1 Deneysel Yöntemler İçin Serbest Titreşim Analizi Ekipmanları 14

2.2.2 Gürültü Ölçümü 17

3 MALZEME ve METOT 21

3.1 Sistemin Yapısı 21
3.2 Tez Kapsamında Yapılan Çalışmalar 24
3.2.1 3 Boyutlu Modelin Sonlu Elemanlar Analizi İçin Hazırlanması 25
3.2.2 Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Serbest Titreşim Analizi 27
3.2.3 Sistemin ve Parçaların Deneysel Yöntem ile Serbest Titreşim Ölçümleri 34
3.2.4 Sistemin Çalışma Esnasındaki Titreşim ve Gürültü Ölçümleri 38
3.2.5 Motorun Farklı Yükler Altında Titreşim ve Gürültü Ölçümleri 39
3.2.6 Serbest Titreşim Test/Analiz, Zorlanmış Titreşim, Gürültü Verilerinin Yorumlanması 42
3.2.7 İyileştirme Çalışmaları 45
3.2.8 Deneylerin Titreşim, Sertlik ve Gürültü Genel Değerlendirilmesi 81
4 SONUÇ **87**
4.1 Sonuçlar ve Öneriler 87
KAYNAKÇA **92**
EKLER **95**
TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR **109**

SİMGE LİSTESİ

α	Alfa
A*	Amplitüd veya Yanıt Büyüklüğü
RH	Bağıl Nem
P	Basınç
I	Birim Matris
V(ω)	Çıkış Spektrumu (voltaj, hareket vb.)
dB	Desibel
dBA	Desibel A
d/dk	Devir/Dakika
X	Eksen Koordinatı
Y	Eksen Koordinatı
Z	Eksen Koordinatı
E	Elastisite Modülü
e	Epsilon
f	Frekans
A(ω)	Frekansa Bağlı Yanıt veya Transfer Fonksiyonu (amplitüd cevabı)
Y(ω)	Frekans Cevabı veya Transfer Fonksiyonu
gr	Gram
g/cm^3	Gram/ santimetre küp
F(ω)	Giriş spektrumu (kuvvet, voltaj vb.)
Hz	Hertz
A	İvme
M	Kütle Matrisi
λ	Lambda
T	Matrisin Transpozesi
MPa	Megapascal
m/sn^2	Metre / saniye kare

mV/N	Mili volt/ Newton
N.mm	Newton Milimetre
N/mm^2	Newton/Milimetre kare
Ω	Ohm
ω	Omega
Φ	Phi
Ψ	Psi
K	Riitlik Matrisi
°C	Santigrat Derece
cm^3	Santimetre Küp
Lp	Ses Basıncı
H	Sistem Matrisi
t	Zaman

KISALTMA LİSTESİ

ABS	Akrilonitril Bütadien Stiren
ADÇ	Analog Dijital Çeviriciler
BDT	Bilgisayar Destekli Tasarım
BDM	Bilgisayar Destekli Mühendislik
DMA	Deneysel Modal Analiz
FFT	Fast Fourier Transform
FTF	Frekans Tepki Fonksiyonu
MEMS	Mikro Elektronik Sistemler
MPC	Çok Noktalı Sabit Kontak
ROM	Okunabilir Hafıza
PET-G	Polietilen Tereftalat Glikol
PLA	Polilaktik Asit
SEA	Sonlu Elemanlar Analizi

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 FTF şematik gösterim **13**
Şekil 2.2 Üç eksenli ivmeölçer **15**
Şekil 2.3 Darbe çekici görseli **15**
Şekil 2.4 SIRIUS HD-ACC veri toplama cihazı görseli **16**
Şekil 2.5 Anekoik oda **18**
Şekil 2.6 PCB 378B02 mikrofon **19**
Şekil 3.1 Sisteme ait 3 boyutlu görsel **22**
Şekil 3.2 Hareket kapağının açılmış gösterimi **22**
Şekil 3.3 Sistemin patlatılmış montaj görüntüsü **23**
Şekil 3.4 İş akış şeması **24**
Şekil 3.5 Orjinal ve düzenlenmiş parçalar **26**
Şekil 3.6 Sisteme ait kontak tanımlamaları **30**
Şekil 3.7 Sistemin sabit kontak yapısı **30**
Şekil 3.8 Sistemin alt gövdesine uygulanan kontak **31**
Şekil 3.9 Sistem seramik yüzey kontak bölgesi **31**
Şekil 3.10 Hareketli kapak ve sabit kapak arasında tanımlanan yay konumları **31**
Şekil 3.11 Farklı frekanslardaki titreşim biçimleri **34**
Şekil 3.12 Sabit kapak için serbest titreşim test düzeneği **34**
Şekil 3.13 Sisteme ait deneysel serbest titreşim için tutarlılık grafiği **35**
Şekil 3.14 Hareketli kapak için serbest titreşim test düzeneği **35**
Şekil 3.15 Sistem için serbest titreşim test düzeneği **36**
Şekil 3.16 Yarı sessiz oda titreşim ve gürültü ölçüm test düzeneği **38**
Şekil 3.17 Deney1 ve Deney 1.1 ivme grafiği **39**
Şekil 3.18 Motor test düzeneği **40**
Şekil 3.19 Hareketli kapağın açılması esnasında ihtiyaç duyulan tork değerleri **40**
Şekil 3.20 Farklı yüklerdeki motora ait titreşim verileri **41**
Şekil 3.21 Farklı yüklerdeki motora ait gürültü değerleri **41**

Şekil 3.22 Deney 1 ve deney 1.1 ve motorun yüksüz durumundaki titreşim değerleri **43**
Şekil 3.23 Deney 1 ve moturun yüksüz gürültü ölçümleri **44**
Şekil 3.24 Elektronik kutu iyileştirme bölgeleri **46**
Şekil 3.25 Kozmetik kapak iyileştirme bölgeleri **46**
Şekil 3.26 Elektronik kutu ve yataklamalara ait iyileştirme bölgeleri **46**
Şekil 3.27 Deney 2 elektronik kutu federli tasarım **48**
Şekil 3.28 Deney 1 ve deney 2 ivme sonuçları karşılaştırması **49**
Şekil 3.29 Deney 1 ve deney 2 gürültü sonuçları karşılaştırması **49**
Şekil 3.30 Deney 3 elektronik kutu meta yapı tasarım **50**
Şekil 3.31 Deney 1 ve deney 3 ivme sonuçları karşılaştırması **50**
Şekil 3.32 Deney 1 ve deney 3 gürültü sonuçları karşılaştırması **51**
Şekil 3.33 Deney1, deney2,deney3 ivme grafiği **51**
Şekil 3.34 400Hz - 600 Hz arası deney1,deney2,deney3 ivme grafiği **52**
Şekil 3.35 Deney 1, deney 2 ve deney 3 gürültü ölçümleri karşılaştırması **53**
Şekil 3.36 Deney 4 elektronik kutu dolu tasarımı **54**
Şekil 3.37 Deney1 ve deney 4 ivme grafiği **55**
Şekil 3.38 Deney 1 ve deney 4 gürültü sonuçları karşılaştırması **55**
Şekil 3.39 2 numaralı alanın sabitleme tasarımı **56**
Şekil 3.40 Deney 1 ve deney 5 ivme sonuçları karşılaştırması **56**
Şekil 3.41 Deney 1 ve deney 5 gürültü sonuçları karşılaştırması **57**
Şekil 3.42 Deney 5 ve 3 numaralı alana feder uygulanması **57**
Şekil 3.43 Deney 1 ve deney 6 ivme sonuçları karşılaştırması **58**
Şekil 3.44 Deney 1 ve deney 6 gürültü sonuçları karşılaştırması **58**
Şekil 3.45 Kozmetik kapağa feder uygulanması **59**
Şekil 3.46 Deney 1 ve deney 7 ivme sonuçları karşılaştırması **59**
Şekil 3.47 Deney 1 ve deney 7 gürültü sonuçları karşılaştırması **60**
Şekil 3.48 5 numaralı alanların yekpare tasarımı **60**
Şekil 3.49 Deney 1 ve deney 8 ivme sonuçları karşılaştırması **61**
Şekil 3.50 Deney 1 ve deney 8 gürültü sonuçları karşılaştırması **61**
Şekil 3.51 Deney 10 ve deney 12 birlikte uygulaması **62**
Şekil 3.52 Deney 1 ve deney 9 ivme sonuçları karşılaştırması **62**
Şekil 3.53 Deney 1 ve deney 9 gürültü sonuçları karşılaştırması **63**
Şekil 3.54 Deney1, deney 4,deney 5, deney 6, deney 7, deney 8, deney 9 ivme grafiği **64**

Şekil 3.55 400Hz -600 Hz arası deney1, deney 4,deney 5, deney 6, deney 7, deney 8, deney 9 ivme grafiği **64**

Şekil 3.56 Deney1, deney 4,deney 5, deney 6, deney 7, deney 8, deney 9 gürültü ölçümleri karşılaştırması **65**

Şekil 3.57 CTK Premium titreşim yalıtım malzemesi görseli [34] **67**

Şekil 3.58 1 numaralı alana yalıtım malzemesi uygulanması **68**

Şekil 3.59 Deney 1 ve deney 10 ivme sonuçları karşılaştırması **68**

Şekil 3.60 Deney 1 ve deney 10 gürültü sonuçları karşılaştırması **69**

Şekil 3.61 1 ve 2 numaralı alana yalıtım malzemesi uygulanması **69**

Şekil 3.62 Deney 1 ve deney 11 ivme sonuçları karşılaştırması **70**

Şekil 3.63 Deney 1 ve deney 11 gürültü sonuçları karşılaştırması **70**

Şekil 3.64 1 numaralı alana yalıtım malzemesi 2 numaralı alana kauçuk sönümleme elemanı uygulanması **71**

Şekil 3.65 Deney 1 ve deney 12 ivme sonuçları karşılaştırması **72**

Şekil 3.66 Deney 1 ve deney 12 gürültü sonuçları karşılaştırması **72**

Şekil 3.67 4 numaralı alana yalıtım malzemesi uygulaması **73**

Şekil 3.68 Deney 1 ve deney 13 ivme sonuçları karşılaştırması **73**

Şekil 3.69 Deney 1 ve deney 13 gürültü sonuçları karşılaştırması **74**

Şekil 3.70 Deney 11 ve Deney 13'in birlikte uygulanması **74**

Şekil 3.71 Deney 1 ve deney 14 ivme sonuçları karşılaştırması **75**

Şekil 3.72 Deney 1 ve deney 14 gürültü sonuçları karşılaştırması **75**

Şekil 3.73 Deney 4 ve Deney 5'in birlikte uygulanması **76**

Şekil 3.74 Deney 1 ve deney 15 ivme sonuçları karşılaştırması **76**

Şekil 3.75 Deney 1 ve deney 15 gürültü sonuçları karşılaştırması **77**

Şekil 3.76 Deney 8 ve 2 numaralı alana kauçuk sönüm elemanı uygulaması **77**

Şekil 3.77 Deney 1 ve deney 16 ivme sonuçları karşılaştırması **78**

Şekil 3.78 Deney 1 ve deney 16 gürültü sonuçları karşılaştırması **78**

Şekil 3.79 Deney 10, deney 11, deney 12, deney 13, deney 14, deney 15 ve deney 16'ya e ait ivme değerleri karşılaştırılması **79**

Şekil 3.80 400 Hz 600Hz arası Deney 1,deney 10, deney 11, deney 12, deney 13, deney 14, deney 15 ve deney 16'ya e ait ivme değerleri karşılaştırılması **80**

Şekil 3.81 Deney 1,deney 10, deney 11, deney 12, deney 13, deney 14, deney 15 ve deney 16'ya e gürültü karşılaştırılması **81**

Şekil 3.82 Deneylere ait gürültü sonuçları **82**

TABLO LİSTESİ

Tablo 2.1 Akustik odanın ses yalıtım performansı **19**
Tablo 2.2 Titreşim (yatay ve düşey) yalıtım performansı **19**
Tablo 2.3 PCB 378B02 mikrofon özellikleri **19**
Tablo 2.3 PCB 378B02 mikrofon özellikleri (devamı) **20**
Tablo 3.1 Sisteme ait parça detay listesi **23**
Tablo 3.2 Parçalara ait teorik ve gerçek kütleler **26**
Tablo 3.3 Sabit kapak mekanik özellikleri **28**
Tablo 3.4 Sabit kapak titreşim biçimleri ve frekans değerleri **28**
Tablo 3.5 Hareketli kapak mekanik özellikleri **29**
Tablo 3.6 Hareketli kapak için titreşim biçimleri ve frekans değerleri **29**
Tablo 3.7 Sisteme ait frekans ve titreşim biçimleri **32**
Tablo 3.9 Sabit kapak için SEA ve deneysel serbest titreşim test sonuçları **36**
Tablo 3.10 Sistem için SEA ve deneysel serbest titreşim sonuçları **37**
Tablo 3.11 SEA 400 Hz - 600 Hz arasında kalan frekans değerleri **42**
Tablo 3.12 Yüzey alanı değişikliği deney listesi **47**
Tablo 3.13 Federli yapı, meta yapı ve orjinal tasarıma ait SEA sonuçları **48**
Tablo 3.14 Rijitliği arttırmak için deney listesi **54**
Tablo 3.15 Titreşim ve gürültü yalıtım malzemesi uygulaması deney listesi **67**
Tablo 3.16 Deney parametreleri **83**
Tablo 3.17 Parametrelerin gürültüye olan etkileri **84**
Tablo 3.18 Parametrelerin açılma esnasındaki ağırlıkları **85**
Tablo 3.19 Parametrelerin kapanma esnasındaki ağırlıkları **86**

ÖZET

Açılır Kapanır Bir Elektromekanik Sistemin Gürültü, Titreşim ve Sertlik Analizi

Engin ÖZTÜRK

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Konstrüksiyon Programı
Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Doç. Dr. Cihan DEMİR

Bilgisayar ve işlemci teknolojilerindeki gelişmeler, mühendislerin bilgisayar destekli tasarım (BDT) yazılımlarını kullanarak daha karmaşık geometrik yapıların tasarımını gerçekleştirmelerine olanak tanımıştır. Sonlu elemanlar analizi (SEA), karmaşık sistemlerin ve tasarımların doğrulama süreçlerini daha güvenilir ve kapsamlı bir hale getirmektedir.

Bu araştırmada farklı malzeme özelliklerine sahip birden fazla parçayı içeren elektromekanik bir ürünün titreşim, sertlik ve gürültü özelliği incelenmiştir. Sistemin çalışma şartları altındaki titreşim ve gürültünün kaynağı numerik analizler ve deneysel ölçüm yöntemleriyle tespit edilerek titreşim ve gürültünün kaynağında yalıtılması hedeflenmiştir.

Çalışma kapsamında, sisteme ait malzeme özelliklerini ve montaj koşullarını içeren üç boyutlu tasarımın serbest titreşim analizi, titreşim biçimleri ve frekans değerleri belirlenmiştir. SEA modelini doğrulamak amacıyla sisteme ait parçalar ve montajlı ürün deneysel yöntemler ile analiz edilmiştir. Titreşim şiddeti ile gürültü arasındaki

bağlantıyı belirlemek için motorun farklı yükler altındaki titreşim ve gürültü verileri toplanmıştır. Titreşim değerlerinin en yüksek olduğu frekans değerleri tespit edilmiş, SEA ile elde edilen frekans değerleri ile karşılaştırılmış ve rezonans kontrolleri gerçekleştirilmiştir. Diğer taraftan SEA sonuçları ile elde edilen titreşim biçimleri incelenmiş, montajlı sistemde rijit olarak davranmayan bölgeler tespit edilmiştir. Gürültüyü azaltmak için üç farklı yaklaşım ile iyileştirme çalışmaları yapılmıştır.

İlk yaklaşımda; titreşimin ve gürültü dalgalarının, yayılım bölgelerinde temas ettiği yüzeylerde sönümlenmesini incelemek için elektronik kutu iç hacmine feder yapısı ve meta-yapı içeren tasarımlar eklenmiştir. Aynı zamanda bu tasarımların sertliğin arttırılmasına da olumlu etkisi olmuştur. İkinci yaklaşımda; SEA sonucunda elde edilen ve rijitlik göstermeyen bölgelerde rijitliği arttırmak için farklı tasarım alternatifleri değerlendirilmiştir. Üçüncü yaklaşımda ise; titreşim iletim yollarına, titreşim ve gürültü yalıtım malzemesi uygulanmıştır. Yapılan çalışmalar neticesinde gürültüde 2 dBA düşüş gerçekleştirilmiştir. Seri üretim koşulları, montaj edilebilirlik ve tekrarlanabilirlik açısından elektronik kutu içine feder uygulanmış çözüm en iyi uygulama olarak değerlendirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Serbest titreşim analizi, titreşim testi, gürültü, tasarım iyileştirme.

ABSTRACT

Noise, Vibration and Harshness Analysis of An Openable / Closable Electromechanical System

Engin ÖZTÜRK

Department of Mechanical Engineering
Master of Science Thesis

Supervisor: Doç. Dr. Cihan DEMİR

Developments in computer and information technologies have enabled engineers to design more complex geometric structures using computer-aided (CAD) software. Finite element analysis (FEA) has made the process processes of complex systems and designs more reliable and comprehensible.

The vibration, stiffness, and noise characteristics of an electromechanical product containing multiple parts with different material properties were examined in this research. The source of vibration and noise was identified under the system's operating conditions. Numerical analyses and experimental measurement methods were used to isolate vibration and noise in their source.

Within the scope of the study, the system, which includes the material properties and assembly conditions, was analyzed using the finite element method, and vibration analysis, vibration modes, and frequency values were found. The system's components and assembled product were analyzed using experimental methods to detect differences caused by production tolerances and operating conditions and to validate the FEA results. To determine the relationship between vibration and noise,

vibration and noise data of the motor under different loads were collected. The frequency values at the highest vibration levels were identified and compared with those obtained through FEA, and resonance checks were performed. Additionally, the vibration modes obtained from FEA are examined, and areas of the assembled system that do not behave rigidly are identified. Improvement studies have been carried out using three different approaches to reduce noise.

In the first approach, designs containing rib structure and meta-structure were added to the inner volume of the electronic box to examine the damping of vibration and noise waves on the surfaces they contact in the propagation regions. At the same time, these designs had a positive effect on increasing the harshness. In the second approach, different design alternatives were evaluated to increase the harshness in the regions obtained due to SEA. In the third approach, vibration and noise insulation material was applied to the vibration transmission paths. As a result of the studies, 2 dBA decrease in noise was achieved. In terms of mass production conditions, assembly, and repeatability, the solution with rib applied to the electronic box was evaluated as the best application.

Keywords: Modal analysis, modal test, sound intensity, design improvement

1
GİRİŞ

1.1 Giriş

Yapısal tasarımlar ve sistemler mühendisler tarafından ilgili ulusal ve uluslararası standartlara uygun olarak, üretim yöntemlerindeki toleranslar dikkate alınarak tasarlanmaktadır. Bir parçanın geometrisi görece basit olduğunda, mühendislik hesaplamaları genellikle matematiksel yöntemler ile kolayca yapılabilmektedir. Sistem birden fazla parçadan içerdiğinde ve geometrilerin tasarımsal karmaşıklığı arttığında geleneksel yöntemlerle yapılan mühendislik hesaplamalarının doğruluk seviyesi düşebilmektedir.

21.yüzyılda bilgisayar ve yazılım sektörünün gelişmesiyle birlikte, BDT ve SEA programları sayesinde klasik yöntemlerle hesaplanan mühendislik problemleri artık çok daha yüksek doğruluk oranına sahip ve hızlı bir şekilde çözülebilir hale gelmiştir.

Yöntem olarak, BDT programları aracılığı ile tasarlanmış sistem SEA yazılımına eksiksiz bir şekilde aktarılmaktadır. Doğru sonuçlar için sisteme ait parçaların malzeme mekanik özellikleri SEA yazılımına tanımlanmaktadır. SEA yapılan sisteme ait parçalar ile işletme şartlarında üretilen parçaların geometrileri ve yapısal özellikleri arasında üretim toleransları dahilinde bir miktar farklılıklar olabilmektedir. Bu durum, bilgisayar ortamında yapılan analiz sonuçlarının çalışma koşullarındaki test yöntemleriyle doğrulanmasını önemli kılmaktadır. Bu doğrulama işlemi, yapılacak olan optimizasyon işlemlerinin güvenilirliğini artıracaktır. Başka bir deyişle, bilgisayar ortamında yapılan analizlerin gerçek çalışma şartlarına uygunluğunu test etmek, sistemin performansını ölçmek ve iyileştirme süreçlerinde doğru kararlar almak için kritik öneme sahiptir. Bu sayede

SEA sonuçlarına ile alınan kararların güvenilirliği daha yüksek bir seviyeye ulaşacaktır.

Hedeflenen amaca en doğru şekilde ulaşmak için uygun analiz yöntemini seçmek gerekmektedir. SEA yöntemlerinde, statik analizler, akış analizleri, termal analizler gibi farklı alanlarda özelleştirilmiş çözümler bulunmaktadır. Serbest titreşim analiz ise bu analiz türlerinden biridir.

Serbest titreşim analizi, titreşen bir sistemin dinamik davranışını anlamak için kullanılan bir yöntemdir. Bu yöntem, sistemin titreşim özelliklerini gösteren matematiksel bir model oluşturmak için gereken parametreleri belirleme sürecidir. Bu parametreler arasında doğal frekanslar, titreşim biçimleri ve iç sönüm gibi faktörler bulunmaktadır [1], [2].

Serbest titreşim analizi, yapıların doğal frekanslarını ve titreşim biçimlerini belirlemek için kullanılan bir yöntemdir. Bu yöntem sayesinde, yapıların rijitlik analizi yapılabilir ve rezonans titreşimleri önlenebilir. Her bir yapının temel özellikleri, serbest titreşim analizi yoluyla belirlenebilir ve bu frekans aralığında gerçek titreşim tepkisi tahmin edilebilir. Serbest titreşim analizi sonuçları, rastgele analiz, harmonik analiz gibi diğer dinamik analizler için referans değeri olarak kullanılabilir [3].

Titreşimler ise, bir cismin herhangi bir kuvvet altında düzenli hareket etmesi sonucunda ortaya çıkmaktadır. Bu durumda yapıda yüksek yoğunlukta gerilme, stres ve gürültü oluşabilir. Statik deformasyonlardan farklı olarak, titreşim derecesi, uygulanan kuvvetin büyüklüğü ve süresine bağlı olarak değişmektedir. Farklı yapılar farklı frekanslarda titreşebilmektedir. Bir yapı, doğal frekansından daha yüksek veya yakın bir frekansla titreşirse, rezonans durumu oluşabilmektedir. Bu nedenle, yapıların yük altındayken doğal frekanslarını değerlendirmek önemlidir [4].

Birçok mühendislik uygulamasında, sisteme ait parçaların titreştiği doğal frekanslar son derece önemlidir. Parçaların titreşim frekanslarını tahmin etmek, dinamik analizin önemli bir yönüdür ve genellikle "özdeğer analizleri" olarak adlandırılır. Bir yapının serbest titreşim tepkisi, titreşim biçimleri olarak bilinen önemli bir

özelliktir. Bu tepki, yapı için statik denge pozisyonundan kaynaklanan başlangıç durumuna göre referans kaymasıyla ortaya çıkmaktadır [4].

1.2 Literatür Özeti

Serbest titreşim analizi, birçok farklı sektörde tasarım ve sistem iyileştirmesi, titreşim üzerine teorik ve pratik uygulamalar ile sistem güvenliğini artırmak amacıyla geniş bir kullanım alanına sahiptir.

Madhu Ps ve Venugopal T R, kamyon üzerinde etki eden tüm yükü ve kamyonun farklı parçalarını taşıyan bir şasi sistemi incelemişlerdir. Bu yapıda şasinin şok, tork, titreşim ve streslere karşı dayanıklı olması beklenmektedir. Statik yükleme koşullarında maksimum stresi ve eğilmeyi belirlemek için kritik bölgeleri tanımlamışlar ve ilk olarak şasi çerçevesinin statik yapısal analizini SEA yöntemi kullanılarak gerçekleştirmişlerdir. Maksimum kayma gerilmesi, eşdeğer gerilmeler ve maksimum eğilme gibi elde edilen sonuçları, tasarım değişikliklerini iyileştirmek için kullanmışlardır. Serbest titreşim analizi yoluyla, şasi çerçevesinin doğal frekansları ve titreşim biçimleri belirlemişlerdir. Titreşim biçimleri sistemin dinamik davranışını ve titreşim özellikleri hakkında bilgiler vermektedir. Şasi sistemi için ilk 14 doğal frekansını çıkarmışlardır.14 titreşim biçiminden yedinci titreşim biçimi, doğal frekansı 58.683 Hz olan değer kritik olduğu için, dinamik koşullar altında maksimum gerilmeleri üretmektedir. Bu çalışmada titreşim biçimlerine karşılık gelen frekanslar ile sisteme etki eden gerilmeler birlikte değerlendirilerek şasi tasarımı optimize etmişlerdir [3].

Wang QINGCHAO ve Song WANQING, Liang JIANKAI, lastiğin dinamik özelliklerini serbest titreşim analizi yoluyla tahmin etmeyi amaçlamışlardır. Ayrıca, kuvvetin büyüklüğünün ve yük değişikliklerinin lastik üzerindeki serbest titreşim analizi sonuçlarını nasıl etkilediği incelemişlerdir. Dinamik davranışlar lastiğin pratik kullanıma uygulanmasının temelini oluşturmaktadır. Deneysel ve hesaplamalı serbest titreşim analizi arasındaki ilişkileri incelemişlerdir. Titreşim biçimleri ve frekanslar incelendiğinde, lastiklerin yedinci titreşim biçiminden itibaren artan bir burulma gözlemlemişlerdir. Lastiğin doğal frekansı, titreşim biçimi ve serbest titreşim parametreleri gibi doğal özellikleri, lastiğin kendisi tarafından belirlendiğini (kütle ve rijitlik dağılımı), ve dış yüklerle ilgisinin olmadığını, ancak yapı üzerindeki dinamik yükün etkisinin kritik olduğunu tespit

etmişlerdir. Sekizinci ile onuncu titreşim biçimi arasında lastiğin merkezi maksimum deformasyona ulaşmaktadır ve bu esnada frekans ve maksimum deformasyonu belirlemişlerdir. Çevresel deformasyonun giderek arttığını ve düşük deformasyonlara ait frekanslarda, rezonans etkisi güçlü olmadığını, büyük deformasyonların rezonanstan kaynaklı olduğunu tespit etmişlerdir. Tekerlek doğal frekansının dış frekanslar ile farklı olmasını sağlayarak kullanıcı konforunun artırılabileceğini analiz etmişlerdir [5].

Fulya ERDEMIR ve Murat Tolga OZKAN, Karmaşık geometrili, esnek kilitleme detayına sahip bir bağlantı elemanının PLA, ABS ve PET-G malzemeleri kullanılarak üretilen modeller için serbest titreşim analizi çalışmaları sonucunda genlik ve frekans durumunda maksimum ve minimum esneklik değerlerini tespit etmişlerdir. Serbest titreşim analizi sonuçları, harmonik cevap analizi için kullanılmış ve elde edilen veriler yorumlamışlardır. ABS malzemesinin rezonans durumunda en yüksek sönümlemeyi sağladığı analiz etmişlerdir, bu nedenle tasarım açısından avantajlı bir seçenek olarak değerlendirmişlerdir [6].

Erdi GÜLBAHÇE ve arkadaşları, bir jet motoru bağlantı parçasının topoloji optimizasyonu için, dayanıklılığın artırılması amacıyla SEA kullanılarak analiz etmişlerdir. Minimum kütle, maksimum eşdeğer gerilme ve ilk doğal frekans, topoloji optimizasyonu için belirlenen amaç fonksiyonları olarak seçmişlerdir. İmalat modeli elde edilmiş ve maksimum eşdeğer gerilme, kütle azaltma ve ilk doğal frekans açısından orijinal modelle karşılaştırmışlardır. SEA kullanılarak sınır koşulları ve malzeme özellikleri ile yapılan çalışmada farklı geometride tasarım yapıları elde etmişlerdir. Analiz sonuçlarına göre, yapı 1.5737 gr hafiflemiştir. Kütle olarak bu kadar yüksek bir değişime rağmen yapının rijitliği değerlendirildiğinde 5625 Hz den 4183 Hz e düşmüştür. 1.5737 gr parça hafiflemesine karşın rijitlik açısından frekansın çok büyük oranda düşmemesi kabul edilebilir limitler içinde olduklarını doğrulamışladır [7].

Mesut HÜSEYİNOĞLU ve arkadaşları, iki ucu ankastre bir U çerçeve yapının teorik ve deneysel serbest titreşim analizi gerçekleştirmişlerdir. Deneysel ve teorik çalışmalardan elde edilen sonuçlar karşılaştırmışlardır. U şeklindeki bir çerçevenin sonlu elemanlar modeli BEAM188 3 boyutlu elastik eleman tipi kullanılarak oluşturmuşlardır. Oluşturulan modelin serbest titreşim analizi ilk 9 titreşim biçimi dikkate alınarak 0-500 Hz frekans aralığında tespit etmişlerdir. Serbest titreşim

analizi için ‘PCG Lanczos’ algoritmasını kullanılmışlar ve analiz sonucunda elde edilen titreşim biçimleri ve doğal frekanslar sırası ile 8.81 Hz ile 292.71 Hz arasında değiştiğini analiz etmişlerdir. Analizler sonucunda deneysel ve SEA sonuçlarının doğal frekanslar arasındaki farkların %0.04 ile %6,76 arasında değişiklikler tespit etmişlerdir [8].

Nikhil A. KHADSE ve ZAWERI S. R, kanat yapısı NACA64A215 uçağın parçasını bir ucu sabit bir ucu serbest olarak ilk 6 titreşim modunu ve frekanslarını incelemişlerdir. Serbest titreşim analizi ile sistemin bileşenlerinin bütünlüğünü bozan titreşimlerin nedenlerini belirlemeye çalışmışlardır. Uçak kanadının karmaşık geometrisi sebebiyle Euler-Bernoulli matematiksel denklemlerin kullanamamışlardır. SEA ile elde ettikleri frekans değerleri ile ölçümler ile elde ettikleri değerler birbiri ile tutarlı olduğu için, bilgisayar üzerindeki matematiksel modelin doğruluğundan emin olmuşlardır [9].

P. Y. GHODKE ve arkadaşları, bir çatlağın kiriş yapısı üzerindeki etkisini ve çatlağın konumu, derinliğini titreşim analizi ile belirlemeye aynı zamanda titreşim biçimlerini çıkartmayı amaçlamışlardır. Yaptıkları çalışmada çatlağın derinliğin arttıkça doğal frekansın değiştiğini görmüşlerdir. Çatlak oluşan ve çatlak oluşmayan kirişler arasında farkı SEA yöntemi ile analiz ederek değerlendirmişlerdir. Başlangıçta 6 mm olan çatlak genişliği ve 3 mm olan çatlak derinliğini kademeli olarak bilgisayar yazılımında arttırmışlardır ve her bir kademe için farklı frekans değerleri elde etmişlerdir. Çalışma ile serbest titreşim analizi kullanılarak kirişin doğal frekansı ve modu farklı çatlak derinliklerinde belirlemişlerdir. Ayrıca regresyon analizi ile serbest titreşim analizi arasında karşılaştırma yapmışlardır [10].

Ashish R. SONAWANE ve Poonam S. TALMALE, tek bir dikdörtgen kirişin doğal frekansını ve titreşim şekillerini belirlemek ve SEA ile deneysel sonuçları karşılaştırmışlardır. Kirişin matematiksel hesabında Euler-Bernoulli kiriş teorisi kullanmışlardır. Alüminyum dan yapılmış giriş için farklı yüklerdeki oluşan tepkileri incelemişlerdir. Çalışmalarında tek bir dikdörtgen tek yönlü plakanın teorik serbest titreşim analizi çeşitli koşullarda yapılmış ve doğal frekanslar elde etmişlerdir. SEA sonuçları, deneysel sonuçlarla doğrulanmışlarıdır. Bu analizden elde edilen doğal frekansların, %20 hata payı hariç olmak üzere birbirine oldukça yakın olduğu gözlemlemişlerdir [11].

Sajjad PAKZAD ve arkadaşları, yüzey taşlama makinesinin dinamik davranışı ve serbest titreşim parametreleri, doğal frekansları ve titreşim biçimleri SEA yöntemi serbest titreşim analizi ile incelemişlerdir. Makinenin dinamik davranışını ve frekans tepki fonksiyonları (FTF) elde edilerek serbest titreşim parametreleri elde etmişlerdir. Deneysel testin doğal frekanslarını 0-1000Hz arasında ölçmüşlerdir. Bu aralık boyunca, makine aracı yapısının on dört doğal frekansı ile karşılaştırmışlardır [12].

A. D. M. CHAUHAN ve arkadaşları, bir şasi üzerinde statik gerilme analizi gerçekleştirmişlerdir. Analiz sonuncunda Von-Mises geriliminin 114.27 N/mm² olarak izin verilen akma dayanımını üzerinde olduğunu gözlemlemişlerdir. Şasi üzerindeki deformasyonu 0.9098mm olarak analiz etmişlerdir. Yaptıkları tasarım iterasyonları ile 81 iterasyon sonunda uygun parametreleri elde etmişlerdir [13].

Vanga PADMASR ve arkadaşları, santrifüj sisteminin dinamik analizde yapısal deformasyonların, yay probunun ve hızın yapıya etkisi ile serbest titreşim analizi ile farklı doğal frekanslarda titreşim biçimlerinin üzerinde çalışmalar yapmışlardır. Multi gövde sistemi olan, doğrusal olmayan büyük deformasyonlar, gerilme etkileri veya doğrusal olmayan malzeme etkilerini bilgisayar modeline aktarmaya çalışmışlardır. Analiz sonucunda, toplam deformasyon, zamana bağlı hız, farklı yönlerdeki hız ve farklı eksenlerdeki ivmeleri ölçümleyerek yay problarının davranışlarını analiz etmişlerdir [14].

Ali MENTEŞE ve Cihan DEMİR, 304 kalite paslanmaz çelikten üretilen ticari bir yarı römork tanker aracının 1.000.000 km hedeflenen yorulma ömrüne uygun bir simülasyon modeli oluşturmuşlardır. Simülasyon sürecinde, farklı yol koşullarından toplanan gerçek yol sinyallerini kullanmışlardır. Bu sinyalleri çeşitli filtreleme işlemlerinden geçirerek analizlere uygun hale getirilmişlerdir. Filtreleme işlemleri sonrasında elde edilen yol sinyallerini kullanarak model üzerinde dinamik analizler ve yorulma hasar analizleri gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında, tanker modelinin tasarım doğrulamasını yapmışlar, yorulma hasar analiz sonuçlarını yol testlerinden elde edilen ekstrem koşullara dayalı statik analizlerle karşılaştırarak taşıt modeli doğrulama süreçlerinde yorulma hasar analizlerini kullanmışlardır [15].

Yapılan literatür araştırmasında serbest titreşim analizi yöntemiyle sistem ve parçaların rezonans kontrolleri yapılmış, sistem ve parçalara ait titreşim biçimleri belirlenmiş, titreşim biçimlerine göre zayıf olan bölgeler tespit edilmiştir. Yapılan çalışmalarda serbest titreşim analizi, titreşim iletim yollarının incelenmesi ve gürültüye olan etkileri kapsamlı olarak incelenmemiştir. Yapılan çalışma ile açılır kapanır bir sistemin serbest titreşim analizi ve titreşimin kaynağında izole edilmesi, bu çalışmaların gürültüye olan etkileri literatüre katkı olarak sunulmuştur.

1.3 Tezin Amacı

Bu araştırmada farklı malzeme özelliklerine sahip birden fazla parçayı içeren elektromekanik bir ürünün numerik analizler, deneysel yöntemler ile gürültü ve titreşim ölçümleri sonuçları doğrultusunda, işletme şartlarında titreşim ve gürültü kaynağının tespit edilmesi, sisteme ait parçalar üzerinde yapısal değişiklikler yapılarak, titreşim ve sertlik davranışlarının incelemesi ve buna bağlı olarak titreşim ve gürültünün kaynağında yalıtımı ve gürültünün düşürülmesi, hedeflenmektir.

1.4 Hipotez

Bu çalışmada, elektromekanik ürünün çalışma esnasında titreşim kaynağından yayılan titreşimin neden olduğu gürültünün azaltılmasına yönelik farklı yaklaşımlar, hem sayısal (numerik) hem de deneysel yöntemlerle paralel olarak incelenecektir. İlk yaklaşımda titreşim kaynağından yayılan gürültünün geniş yüzey alanlarında özellikle meta yapılarda sönümlenmesi hedeflenerek, gürültü seviyesi üzerinde bir iyileşme sağlanması planlanmaktadır. Eklenen yapıların rijitliğin arttırılmasında da olumlu bir etki oluşturacağı öngörülmüştür. Diğer bir yaklaşımda ise titreşim kaynağı olarak belirlenen bölgenin rijitliğinin artırılmasının, titreşim seviyelerinde bir azalmaya ve buna bağlı olarak gürültünün düşmesine yol açacağı öngörülmektedir. Son olarak, titreşim kaynağına yakın olan parçalar ile diğer kritik bölgelerde elastomerik malzemelerin kullanılması yoluyla, titreşimlerin ve dolayısıyla gürültü seviyelerinin azaltılacağı öngörülmektedir.

2
GENEL BİLGİLER

2.1 Tasarım İyileştirmesinde Sonlu Elemanlar Yaklaşımı

SEA karmaşık yapıların matematiksel olarak modellenmesi ve analiz edilmesi için önemli bir mühendislik aracıdır. SEA'nde ilk adım, analiz edilecek yapı veya bileşenin geometrik modelinin oluşturulmasıdır. Bu model genellikle 3-boyutlu olarak BDT yazılımları kullanılarak tasarlanır ve SEA'ne uygun hale getirilir. Bu süreçte, yapı üzerindeki her bir bileşen için kullanılacak malzemelerin mekanik özellikleri belirlenir. Örneğin, elastik modül, poisson oranı, termal genleşme katsayısı gibi malzeme özellikleri bu aşamada tanımlanır. Bu bilgiler, malzemenin davranışını analiz etmek için kritik öneme sahiptir.

SEA yönteminde yapı küçük parçalara bölünür. Her bir eleman, matematiksel formülasyonlarla ifade edilir ve matematiksel model oluşturulur. Bu aşamada, uygun eleman tipinin seçimi (örneğin kübik, tetrahedral (dörtyüzlü), yuvarlak gibi) analiz sonuçlarının doğruluğu için önemli bir kritik öneme sahiptir. Yapı üzerine etki eden dış yükler (kuvvetler, momentler) ve sınır koşulları (destekler, bağlantılar) model üzerine uygulanır. Bu adım, yapısal analizin gerçekçi sonuçlar üretmesi açısından kritik bir adımdır.

SEA yazılımı kullanılarak yapı üzerindeki yüklerin etkileri hesaplanır. Bu hesaplamalar sonucunda, parçalar üzerindeki deformasyon, gerilme dağılımı, şekil değiştirme, titreşim biçimleri gibi çeşitli sonuçlar elde edilir. Sonuçlar genellikle yüksek gerilme bölgeleri, yer değiştirme yönleri, frekanslar ve titreşim biçimleri gibi parametrelerle görsel olarak sunulur. Analiz sonuçları, yapısal tasarımın iyileştirilmesi ve güvenliği açısından büyük önem taşır. Aynı zamanda, mühendislik uygulamalarında karar verme süreçlerine katkı sağlar ve

mühendislerin yapı üzerindeki zayıf noktaları belirlemelerine ve tasarımı optimize etmelerine yardımcı olur. Bu sayede, yapıların daha güvenli, dayanıklı ve performanslı olmasını sağlanır [16], [17].

2.1.1 Tasarım İyileştirmesinde Serbest Titreşim Analizi

Serbest titreşim analizi, mühendislik hesaplamalarında kullanılan bir yöntemdir bu sayede bir yapı veya sistemdeki doğal titreşim biçimlerini ve bu titreşim biçimlere karşılık gelen ait doğal frekansları belirlemeye olanak sağlanır. Bu bilgiler, tasarımın sağlamlığı, performansı ve titreşim davranışı üzerinde önemli bilgiler sağlar ve tasarım sürecinde iyileştirmeler yapılmasına olanak verir.

Serbest titreşim analizi kullanılarak yapılan tasarım iyileştirmeleri şu şekilde gerçekleştirilebilir:

Serbest titreşim analizi ile, yapısal sistemin doğal titreşim frekanslarını ve bu frekanslara karşılık gelen titreşim biçimlerini belirlenir. Bu bilgiler, yapısal rezonans problemlerini önceden tahmin etmeye ve gidermeye yardımcı olur. Tasarım sürecinde, istenmeyen rezonans frekanslarının ortadan kaldırılması veya optimize edilmesi için yapısal parametreler değiştirilebilir [16], [17], [18].

Serbest titreşim analizi sonuçları ile bir titreşim kaynağı tarafından yayılan titreşimin rezonans kontrolü yapılabilir. Parça ve geometrilerde değişiklik yapılarak yapının rezonans bölgesi ve frekans aralığını değiştirilebilir [16], [17], [18].

Serbest titreşim analizi, tasarım iyileştirmeleri yaparak malzeme kullanımını optimize edebilir ve üretim maliyetlerini düşürebilir. Optimize edilmiş tasarımlar genellikle daha hafif, daha sağlam veya daha az serbest titreşime sahip olabilir, bu da uzun vadeli bakım ve işletme maliyetlerinde tasarruf sağlayabilir [16], [17], [18].

Serbest titreşim analizi, genellikle sonlu elemanlar yöntemi veya deneysel serbest titreşim analiz gibi teknikler kullanılarak gerçekleştirilir. Her iki yöntem de farklı avantajlara sahiptir ve tasarım sürecinde kullanılabilecekleri farklı aşamalara bağlı olarak seçilir. Bu analizler, yapısal mühendislikte tasarımın güvenilirliğini artırmak ve optimize etmek için kritik öneme sahiptir [16], [17], [18].

Serbest titreşim analizi sonuçları, numerik yöntemler ile hesaplanabileceği gibi SEA ve deneysel yöntemler ile de elde edilebilmektedir.

2.1.2 Teorik Serbest Titreşim Analizi

Sönümü ihmal edilmiş bir sistemin serbest titreşim parametrelerinin oluşturulmasında sistemin öz değerleri ve öz vektörleri kullanılmaktadır. Bir sistemin üzerine zorlayıcı bir dış kuvvet olmadığında ($\{f(t)\} = \{0\}$) sistem doğal titreşim hareketi yapmaktadır ve aynı zamanda sistemin öz değerleri ve öz vektörleri sistemin doğal, titreşim biçimleri olarak tanımlanmaktadır [19].

Denklem (2.1)'de sönümü ihmal edilen bir sisteme dış kuvvet uygulanmasıyla meydana gelen titreşimin hareket denklemi verilmiştir. Harmonik çözüm için $\{\mathrm{x(t)}\} = \{\mathrm{X}\}e^{i\omega t}$ uygulaması ile denklem (2.2) elde edilir [19].

$$[H] = [Z]^{-1} = \left[-\omega^2[M] + [K]\right]^{-1} \tag{2.1}$$

$$(-\omega^2[M] + [K])\{X\}e^{i\omega t} = \{f(t)\}e^{i\omega t} \tag{2.2}$$

Sisteme uygulanan dış kuvvetler ihmal edilerek $\{f(t)\} = \{0\}$denklem (2.2)'ye uygulanmıştır ve (2.3)'deki denklem elde edilmiştir.

$$(-\omega^2[M] + [K])\{X\}e^{i\omega t} = \{0\} \tag{2.3}$$

Sistemin titreşim biçimi ve doğal frekansı sırası ile $\{\psi\}_r$ ve ω_r olarak gösterilir ve denklem (2.4)'de ifade edilebilir.

$$(-\omega_r^2[M] + [K])\{\psi_r\} = \{0\}, \quad r = 1,2,3,\dots,N \tag{2.4}$$

r. modun öz değeri, $\lambda_r = \omega_r^2$

Serbest titreşim analizi yönteminde N tane titreşim biçimi dikkate alınması ile oluşturulan modele ″Serbest Titreşim Modeli″ olarak tanımlanmaktadır ve $N \times N$ boyutunda matrisler halinde oluşturulmaktadır [20].

$$\begin{bmatrix} \ddots & \ddots & \ddots \\ \ddots & \lambda_r & \ddots \\ \ddots & \ddots & \ddots \end{bmatrix}_{NxN} [\psi]_{N\times N} \tag{2.5}$$

(N <1000) olan sistemler küçük serbestlik derecesine sahip olarak nitelendirilir. Uygulamalarda üzerinde çalışılan sistemler çok serbestlik derecesine sahiptirler ($N \gg 1000$). N adet serbest titreşim m kısmı için çözümleme yapılır [21].

$$[\psi]^T[M][\psi] = \begin{bmatrix} \ddots & \ddots & \ddots \\ \ddots & m_r & \ddots \\ \ddots & \ddots & \ddots \end{bmatrix} \tag{2.6}$$

$$[\psi]^T[M][\psi] = \begin{bmatrix} \ddots & \ddots & \ddots \\ \ddots & k_r & \ddots \\ \ddots & \ddots & \ddots \end{bmatrix} \tag{2.7}$$

Öz vektörlerin tamamı kendi doğal frekansı ile paralel olan bağıl yer değiştirmelerde oluşturulmaktadır [19].

$$\{\phi\}_r = \frac{1}{\sqrt{m_r}}\{\psi\}_r \tag{2.8}$$

$$[\phi]\begin{bmatrix} \ddots & \ddots & \ddots \\ \ddots & m_r & \ddots \\ \ddots & \ddots & \ddots \end{bmatrix}^{1/2}[\psi] \tag{2.9}$$

Öz vektörler kullanılarak aşağıdaki eşitlikler elde edilebilmektedir.

$$[\Phi]^T[M][\Phi] = [I] \tag{2.10}$$

$$[\Phi]^T[K][\Phi] = \begin{bmatrix} \ddots & \ddots & \ddots \\ \ddots & \lambda_r & \ddots \\ \ddots & \ddots & \ddots \end{bmatrix} \tag{2.11}$$

$$\ddot{q}(t)+\begin{bmatrix} \ddots & \ddots & \ddots \\ \ddots & \lambda_r & \ddots \\ \ddots & \ddots & \ddots \end{bmatrix}\{q(t)\} = [\Phi]^T\{f(t)\} \tag{2.12}$$

Fiziksel yer değiştirmeler ve serbest titreşim koordinatları arasındaki ilişki $\{x(t)\}$ = $[\boldsymbol{\Phi}]$ $T\{q(t)\}$ şeklinde ifade edilebilir. Fiziksel kuvvet vektörünü serbest titreşim koordinat noktalarına dağılımları yapılarak aşağıdaki gibi serbest titreşim kuvvet vektörünü oluşturulmuştur [19].

$$\{fq(t)\} = [\Phi]^T\{f(t)\} \tag{2.13}$$

Lineer sistemin harmonik dış bir kuvvet ile tahrik edildiğinde (2.4) eşitliğinden verilen hareket denkleminden dinamik esneklik tipindeki FTF matrisi (2.14)'deki denklem elde edilir [19].

$$[\alpha(\omega)] = [\Phi]\begin{bmatrix} \ddots & \ddots & \ddots \\ \ddots & (\omega_r{}^2 - \omega_k{}^2) & \ddots \\ \ddots & \ddots & \ddots \end{bmatrix}^{-1}[\Phi]^T \quad (2.14)$$

Denklem (2.14)'de diyagonal bir matrisin tersi alınmıştır ve dinamik esneklik tipindeki FTF 'ler aşağıdaki gibi modların toplamı şeklinde hesaplanabilir [22].

$$\alpha_{pq}(\omega) = \sum_{r=1}^{N} \frac{\phi_{pr}\,\phi_{qr}}{\omega_r{}^2 + \omega_k{}^2} \quad (2.15)$$

N serbest titreşim sayısı ile ilişkili olarak ϕ_{pr}ve ϕ_{qr} sırasıyla r'inci serbest titreşime ait cevap ve tahrik koordinatlarında meydana gelen öz vektörleri ve sönüm parametresi eklenmesi halinde bu denklem (2.16)'daki halini alır [19].

$$\alpha_{pq}(\omega) = \sum_{r=1}^{N} \frac{\phi_{pr}\,\phi_{qr}}{\omega_r{}^2\omega^2 + \iota\eta_r\eta k_r} \quad (2.16)$$

Denklem (2.16)'da ηr, r. Modu için oluşan sönüm oranıdır [19].

2.1.3 Deneysel Serbest Titreşim Analizi

Dış kuvvetin yapıya uygulandığı ve ortaya çıkan tepkinin ölçülmesi, frekans tepki fonksiyonlarının (FTF) ve ardından serbest titreşim parametrelerin çıkarılmasına yol açar. Bu, deneysel serbest titreşim analiz (DMA) veya serbest titreşim testin temel fikridir. DMA, lineer ve zamana bağlı olmayan sistemleri ele alır.

- **Frekans Tepki Fonksiyonu**

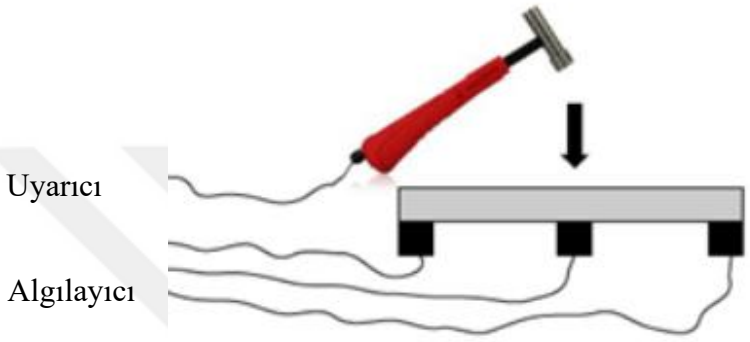
Frekans tepki fonksiyonu, *H(f),* frekans alanında ve yanıt fonksiyonu, *h(t)* zaman alanında, herhangi bir sistemin giriş-çıkış (kuvvet-tepki) ilişkilerini tanımlamak için kullanılır; burada *a(t*)ve *b(t)* fiziksel sistemin giriş ve çıkış sinyallerini temsil eder. Sistem lineer ve zamanla değişmeyen olarak kabul edilmiştir. Frekans yanıt fonksiyonu ve darbe yanıt fonksiyonu, bu tür sistemlerin tanımlayıcılarıdır. Bu fonksiyonlar, dahil olan sinyallerden bağımsızdır. Bir sistemin dinamik özellikleri, sadece yer değiştirme değil, uygun olan herhangi uygun bir cevap karakteristiği ile de ifade edilebilmektedir. FTF 'in aşağıdaki alternatif formları, kaynaktan kaynağa değişiklik gösterse ve formlar henüz standartlaşmasa da çoğunlukla bu şekilde ifade edilmektedir [19].

$$H(\omega) = \frac{X}{F} = \text{Dinamik esneklik (Receptance)} \tag{2.17}$$

$$Y(\omega) = \frac{V}{F} = \text{Hareketlilik} \tag{2.18}$$

$$A(\omega) = \frac{A}{F} = \text{İvmelenme} \tag{2.19}$$

Şekil 2.1'de FTF için teorik sistem kurulumu gösterilmiştir. Denklem (2.20)'de en basit hali ile FTF için denklem sistemi verilmiştir.



Şekil 2.1 FTF şematik gösterim [23]

$$H(f) = \frac{Y(f)\text{çıkış sinyali}}{X(f)\ \text{giriş sinyali}} \tag{2.20}$$

2.2 Test Yöntemi ve Araçlar

Çalışma kapsamında, farklı büyüklüklerde ve farklı malzeme yapısına sahip parçalarla oluşturulan bir sistemde SEA yöntemiyle yapılan serbest titreşim analizi, deneysel yöntemlerle gerçekleştirilen serbest titreşim analizi sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Sonlu elemanlar modeli üzerinde yapılan değişiklikleri simülasyon ortamımda incelemek için, titreşim ölçümleriyle eş zamanlı olarak gürültü ölçümleri de alınmıştır.

Bu tür bir çalışma, yapılan serbest titreşim analizinin doğruluğunu ve sistemdeki titreşim davranışının tahmin edilmesinde SEA yönteminin ne kadar etkili olduğunu değerlendirmek açısından önemlidir. Deneysel serbest titreşim analizi, gerçek koşullarda yapılan ölçümlerle sonlu elemanlar modellemesinin doğruluğunu kontrol etmeye yardımcı olur. Aynı zamanda, yapılan gürültü ölçümleri ise sistemin titreşimlerinin çevresel etkilere nasıl yansıdığını değerlendirmek için kullanılır. Bu

tür çoklu ölçümler, yapısal tasarımın güvenilirliğini artırmak ve sistemin performansını optimize etmek için kapsamlı bir veri sağlamaktadır.

2.2.1 Deneysel Yöntemler İçin Serbest Titreşim Analizi Ekipmanları

Deneysel yöntemlerle yapılan serbest titreşim analizi ölçümleri genellikle özel ekipmanlara ve uygun test ortamlarına ihtiyaç duymaktadır. Bu ölçümler, gerçek ortam koşullarında yapılan doğrudan ölçümler olduğu için SEA yöntemi sonuçlarının doğruluğunu kontrol etmek için önemlidir. Deneysel veriler, yapısal titreşim davranışının çalışma koşullarında nasıl olduğunu gösterirken, sonlu elemanlar analizleri ise hesaplamalı bir yaklaşımla benzer sonuçları vermeye çalışmaktadır.

SEA sonuçları ve DMA sonuçlarının karşılaştırılması, yapısal tasarımın güvenilirliğini ve performansını değerlendirmek için kritik bir adımdır. Eğer SEA yöntemi ile elde edilen serbest titreşim analiz sonuçları deneysel sonuçlarla uyumsuz ise, modellemelerde veya analiz parametrelerinde düzeltmeler yapılabilir.

2.2.1.1 İvmeölçer

İvmeölçerler, bir cismin ivmesini ölçmek ve belirlemek için kullanılan sensörlerdir. Bir cismin ivmesi, hızındaki değişim olarak tanımlanabilir. İvmeölçerler, bu ivmeyi genellikle üç boyutlu olarak (x, y, z ekseni) ölçebilirler.

İvmeölçerler genellikle mikro elektromekanik sistemler (MEMS) olarak bilinen teknolojiyi kullanır. Bu teknoloji, küçük boyutlarda ve hassas olarak üretilebilen sensörlerin geliştirilmesine olanak tanır. Bir MEMS ivmeölçer, genellikle silikon tabanlı bir mikroçip içerisinde bulunan küçük bir kütleye sahiptir. Bu kütle, cisme uygulanan ivmeye bağlı olarak hareket eder ve bu hareket, kapasitif, piezoelektrik veya rezistif (dirençli) sensörler aracılığıyla ölçülür.

Şekil 2.2'de çalışma kapsamında kullanılan ivmeölçere ait resim gösterilmiştir.



Şekil 2.2 Üç eksenli ivmeölçer [23]

Yapılan çalışma kapsamında PCB marka 356A15 modeli 100mV/g hassasiyetinde 3 eksenli 2 adet ivmeölçer kullanılmıştır. İvme ölçere ait teknik belge EK'ler Şekil 1'de gösterilmiştir.

2.2.1.2 Darbe Çekici

Darbe çekiçleri, diğer adıyla serbest titreşim çekiçleri, rezonansların tespiti ve titreşim biçimlerinin belirlenmesi gibi çeşitli analizler için tasarlanmış kuvvet sensörlerine sahip deney cihazlardır [24].

Yapılan çalışmada Şekil 2.3'te görseli verilen darbe çekicine ait teknik özellikler EK'ler Şekil 2'de paylaşılmıştır. Testlerde kullanılan darbe çekici PCB marka 086C03 modeli 2.25 mV/N hassasiyetine sahiptir.



Şekil 2.3 Darbe çekici görseli [25]

2.2.1.3 Veri Toplama Sistemi

Modern dijital veri toplama sistemleri, fiziksel olayların ölçümünü yapmak ve bu verileri analiz etmek için kullanılan sistemlerdir. Bir veri toplama sistemi, genellikle aşağıdaki dört temel bileşenden oluşur.

Sensörler ve Transdüserler; Fiziksel olayları ölçmek için kullanılan sensörler veya transdüserlerdir. Bu bileşenler, fiziksel büyüklükleri (örneğin sıcaklık, basınç, ivme, hız, deformasyon vb.) elektriksel sinyallere dönüştürürler.

Önyüz Elektronikleri (Frontend Electronics); Sensörlerden gelen analog sinyalleri alır ve bu sinyalleri genellikle bir analogdan dijitale çevirici (ADÇ) kullanarak dijital formata dönüştürür. Bu işlem, sinyallerin bilgisayar veya diğer dijital cihazlar tarafından işlenebilir hale gelmesini sağlar.

Veri Kaydedici (Data Recorder); Dijital olarak dönüştürülmüş verileri kaydeden bileşendir. Bu bileşen, sadece okunabilir hafıza (ROM), flash bellek veya sabit disk gibi dijital ortamlarda verileri depolar. Veri kaydedici, genellikle yüksek hızlı veri akışlarını işleyebilecek kapasiteye sahip olmalıdır.

Veri İletim ve İşleme Birimi (Data Transmission and Processing Unit); Veri toplama sisteminden gelen verileri işleyen ve analiz eden bilgisayar veya gömülü sistemdir. Bu birim, verileri istenilen formatlarda analiz edebilir, görselleştirebilir veya başka cihazlara iletebilir.

Bu dört temel bileşen, modern veri toplama sistemlerinin temel yapı taşlarını oluşturur. Bu sistemler genellikle endüstriyel kontrol uygulamalarında, bilimsel araştırmalarda, tıbbi teşhis cihazlarında, çevresel izleme sistemlerinde ve test ve ölçüm uygulamalarında kullanılır. Veri toplama sistemleri, doğru ve güvenilir veri elde etmek ve bu verileri analiz ederek bilgiye dönüştürmek için kritik öneme sahiptir [26].

Çalışma kapsamında veri toplama cihazı olarak EK'ler Şekil 3'te arayüzü gösterilen 16 kanal özelliğine sahip SIRIUS HD-ACC kullanılmıştır. Şekil 2.4'te SIRIUS HD-ACC cihazına ait resim gösterilmiştir.



Şekil 2.4 SIRIUS HD-ACC veri toplama cihazı görseli [27]

2.2.1.4 Sinyal İşleme Yazılımı

SIRIUS HD-ACC Veri toplama cihazı aracılığı ile toplanan verilerin görselleştirilmesi ve işlenmesi için Dewesoft yazılımı kullanılmıştır. Yazılıma ait ekran görüntüsü EK'ler Şekil 4'te verilmiştir.

2.2.2 Gürültü Ölçümü

Ses, bir ortamdan (hava veya su gibi) iletilen ve işitme aralığındaki frekanslardan oluşan bir basınç salınımı olan mekanik bir dalgadır. İnsan kulağı, yaşa bağlı olarak yaklaşık 20 -20000 Hz aralığını kapsar. Bunun altındaki frekanslara sub-sonik, üstündeki frekanslara ise ultra-sonik olarak isimlendirilmektedir. Sesin dağılması için bir ortama ihtiyacı vardır ve sesin hızı ortama bağlıdır. Ses hızı sıvı ortamda 1482m/sn, katılarda 5960 m/sn, gazlarda 343 m/sn hızla yayılmaktadır.

Ses basıncı ise, bir ses dalgasının neden olduğu ortam (ortalama veya denge) atmosferik basıncından yerel basınç sapmasıdır. Ses basıncı seviyesi veya ses seviyesi, bir referans değere göre bir sesin etkili ses basıncının logaritmik bir ölçüsüdür. Standart bir referans seviyesinin üzerinde desibel (dB) cinsinden ölçülür. Hava veya diğer gazlardaki standart referans ses basıncı 20 µPa' dır ve bu genellikle insan işitme eşiği olarak kabul edilir. Denklem (2.21)'de Paskal [Pa] cinsinden ve ses basıncından (p), desibel [dB] cinsinden ses basınç seviyesinin (Lp) hesaplanmasını göstermektedir [28].

$$L_p = 10.log_{10}\left(\frac{{P_{rms}}^2}{{P_{ref}}^2}\right) = 20.log_{10}\left(\frac{P_{rms}}{P_{ref}}\right) \quad (2.21)$$

İnsan kulağı farklı frekanslarda eşit bir hassasiyete sahip değildir. Aynı seviyedeki ses basıncını 1kHz'de100Hz'den daha yüksek algılanır. Bu sorunu çözmek için insan kulağının sahip olduğu tepkinin aynısını veren frekans ağırlıklandırma eğrileri kullanılır. En yaygın bilinen EC61672'de tanımlanan A, B, C ve D ağırlıklandırma olarak bilinen belirli bir ağırlıklandırma eğrisi setinin kullanıldığı ses seviyesi ölçümünde frekans ağırlıklandırmasıdır [28].

A-ağırlıklandırma; A- ağırlıklandırma, insan kulağı tarafından algılanan göreceli ses yüksekliğini hesaba katmak amacıyla ölçülen ses seviyelerine uygulanır. İnsan kulağı düşük ve yüksek ses frekanslarına karşı daha az duyarlıdır [28].

B-ağırlıklandırma; B-ağırlığı, düşük frekans zayıflamasının daha az aşırı olması (60Hz'de-10dB) dışında A'ya benzer. Bu, müzik dinleme amaçları için kullanılacak en iyi ağırlıklandırmadır [28].

C-ağırlıklandırma; C-ağırlığı, yüksek frekanslar söz konusu olduğunda A ve B'ye benzer. Düşük frekans aralığında neredeyse hiç zayıflama sağlamaz. Bu ağırlıklandırma yüksek seviyeli gürültü için kullanılır [28].

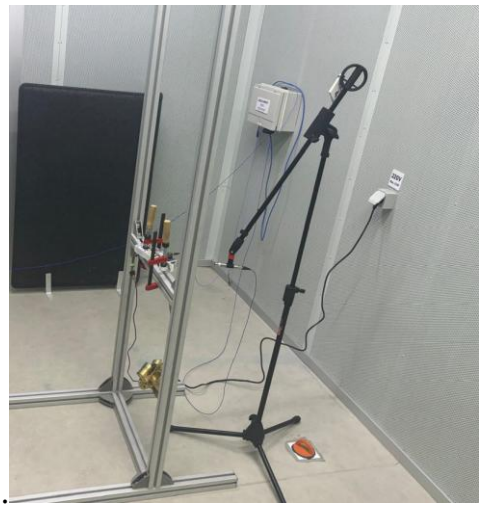
D-ağırlıklandırma; D-ağırlığı, IEC537 ölçüm standardına uygun olarak yüksek seviyeli uçak gürültüsünü ölçerken kullanılmak üzere özel olarak tasarlanmıştır. D-ağırlıklandırma eğrisindeki büyük tepe noktası, insanların rastgele gürültüyü saf tonlardan farklı duyduğu gerçeğini yansıtır; bu etki özellikle 6 kHz civarında belirgindir [28].

Z-ağırlıklandırma(doğrusal); Z ağırlığı tüm frekanslarda doğrusaldır ve ölçülen tüm değerler üzerinde aynı etkiye sahiptir.

Yapılan çalışmada insan kulağı tarafından ile algılanan ses seviyesi çalışıldığı için A ağırlıklandırma yapılmıştır [28].

2.2.2.1 Gürültü Ölçüm Ekipmanları

Ürün alt sistemlerinden yayılan gürültünün yayılım ve yönsel özellikleri kolaylıkla tespit etmek ve dış etkenlerden etkilenmeden test yapabilmek için testler anekoik odada gerçekleştirilmiştir. Ölçümler için oluşturulan test ortamı Şekil 2.5'te gösterilmiştir.



Şekil 2.5 Anekoik oda

Tablo 2.1'de ve Tablo 2.2'de anekoik odaya ait teknik bilgiler yer almaktadır.

Tablo 2.1 Akustik odanın ses yalıtım performansı

Frekans [Hz]	63	125	250	500	1k
NR [dB]	25	20	20	15	5

Tablo 2.2 Titreşim (yatay ve düşey) yalıtım performansı

Frekans [Hz]	63	125	250	500	1k
TL [%]	95	95	90	90	90

- **Mikrofon**

Çalışma kapsamında Şekil 2.6'da gösterilen PCB marka teds özellikli 378B02 modeli mikron kullanılmıştır. Mikrofonun hassasiyeti ±1.5 dB, 50mV/Pa hassasiyetindedir. Frekans aralığı ± 1dB için 7-10000 Hz, ±2 dB için 3.75-20000Hz arasındadır. Mikrofona ait teknik özellikler Tablo 2.3'de verilmiştir.



Şekil 2.6 PCB 378B02 mikrofon

Tablo 2.3 PCB 378B02 mikrofon özellikleri

Özellik	**SI**
Nominal Mikrofon Çapı	1/2"
Frekans Tepki Karakteristiği (0° açıda)	Serbest Alan
Hassasiyet (±1,5 dB)	-26 dB 1 V/Pa'ya karşılık
Duyarlılık	50 mV/Pa
Frekans Aralığı (±2 dB)	3,75 ila 20000 Hz
Frekans Aralığı (±1 dB)	7 ila 10000 Hz
Alt Sınır Frekansı (3)	1,0 ila 3,0 Hz
Doğal Gürültü	15,5 dB(A) 20 µPa'ya karşılık
Dinamik Aralık (%3 Bozulma Sınırı)	137 dB 20 µPa'ya karşılık

Tablo 2.4 PCB 378B02 mikrofon özellikleri (devamı)

TEDS Uyumlu	Evet
Sıcaklık Aralığı (Çalışma)	-40 ila +80 °C
Sıcaklık Hassasiyet Katsayısı (+14 ila +158°F (-10 ila +70°C))	0,009 dB/°C
Statik Basınç Katsayısı	-0,013 dB/kPa
Nem Hassasiyet Katsayısı (%0 ila %100, yoğuşmasız)	±0,001 dB/%RH
Eksenel Titreşimin Etkisi (0,1 g (1 m/s²))	63 dB 20 µPa'ya karşılık
Polarizasyon Voltajı	0 V
Uyarım Voltajı	20 ila 30 VDC
Sabit Akım Uyarımı	2 ila 20 mA
Çıkış Önyargı Voltajı	10 ila 14 VDC
Maksimum Çıkış Voltajı	±7 Vpk
Çıkış empedansı	<50 Ohm
Ev materyalleri	Paslanmaz Alaşım

3
MALZEME ve METOT

3.1 Sistemin Yapısı

Sistem, ev ortamında kullanılan elektromekanik özellikli endüstriyel bir üründür. Kullanıcı varlığını algılayan bir elektronik algılama sistemi, kapak hareketini kontrol eden redüktörlü bir motora sinyal göndermektedir. Bu sinyal, kapak açılması veya kapanması için hareketli mekanizmayı yönlendirmektedir.

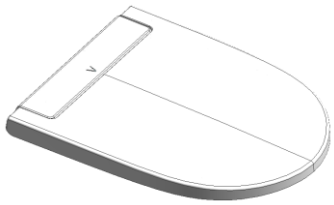
Sistemin bileşenleri, vidalama, sıkı geçme veya snap-fit gibi yöntemlerle birbirine bağlanmış birden fazla parçadan ve malzemeden oluşmaktadır. Bu tür bağlantı yöntemleri, montaj sürecinde parçaların sağlam ve güvenilir bir şekilde birleşmesini sağlamaktadır. Özellikle, elektronik ürünlerde parçalar arasındaki bağlantının güvenilirliği ve dayanıklılığı önemlidir çünkü ürünlerin uzun ömürlü olması ve günlük kullanımda sorunsuz çalışması gerekmektedir.

Kapak hareketinin kontrol edilmesi, kullanıcı dostu bir deneyim sağlamak için önemlidir. Elektronik algılama sistemi sayesinde, kullanıcı kapak önüne geldiğinde hareketli kapak otomatik olarak açılır ve kapanır, bu da kullanım kolaylığı ve pratiklik sağlamaktadır. Redüktörlü motor, kapak hareketini hassas bir şekilde kontrol ederek istenen açıya getirir ve güvenli bir şekilde durdurmaktadır. Bu tür sistemlerin tasarımı ve üretimi hem mekanik hem de elektronik mühendislik disiplinlerinin birleşimini gerektirmektedir. Parçaların malzeme seçimi, montaj yöntemleri ve hareket mekanizmasının güvenliği gibi faktörler, ürünün kalitesi ve güvenilirliği üzerinde doğrudan etkilidir.

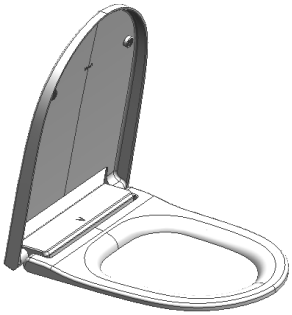
Hareketli kapağın kaldırılması sırasında, değişen kütle merkezi ve buna bağlı olarak değişen yük, redüktörlü motordan karşılanmaktadır.

Motor bölgesindeki yapının boyutsal kısıtları motorun mümkün olduğunca küçük boyutta olmasını zorunlu hale getirmiştir. Sistem için seçilen motorun, üretici firma tarafından belirtilen özelliklerine göre, motorun çıkış milindeki devir hızı 6000 d/dk'dan redüktör dişliler aracılığı ile 12 d/dk hıza düşmektedir bu sayede redüktör çıkış milinde 4 N.mm tork üretilebilmektedir. Diğer taraftan düşük boyutlu motorların redüktör mekanizmaları ile düşük hız ve yüksek tork sağlaması, bazı dezavantajları da beraberinde getirebilmektedir. Özellikle yüksek redüksiyon oranlarına sahip motorlarda, dişliler arasındaki temasın sebep olduğu titreşim ve gürültü istenmeyen düzeyde olabilmektedir. Bu durum özellikle düşük hızlarda ve yüksek tork uygulamalarında daha belirgin hale gelmektedir. Bu tür bir uygulamalarda, motor kaynaklı oluşan titreşimlerin sönümlenmesi ilave tasarım ve mühendislik çalışmalarına ihtiyaç duyulmaktadır.

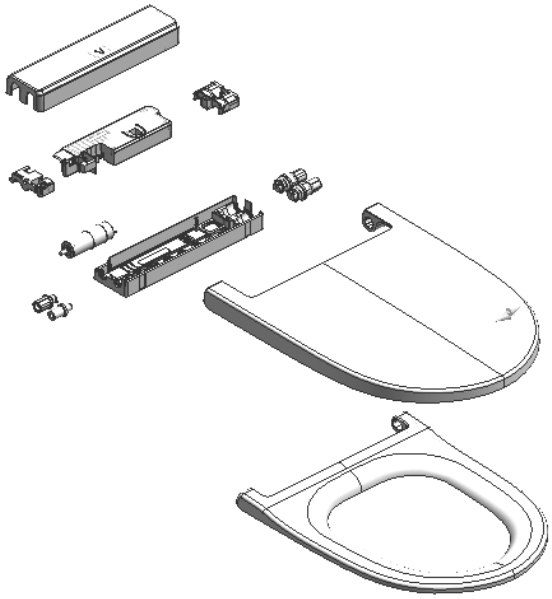
Sistemi oluşturan parçaların farklı montaj yöntemleri ve malzeme özellikleri, motor tarafından iletilen titreşimi diğer parçalara yönlendirilmesinde etkilidir ve titreşimin bir çıktısı olan gürültü oluşmaktadır. Ürün, banyo gibi sesin yankılandığı ortamlarda kullanıldığından için, gürültü, azaltılması gereken zorunlu bir çıktı haline gelmiştir. Şekil 3.1'de ürüne ait hareketli üst kapağın kapalı olduğu 3 boyutlu resim, Şekil 3.2'de ürüne ait hareketli üst kapağın açık olduğu görsel, Şekil 3.3'te sistemi oluşturan parçalara ait patlatılmış görünüş verilmiştir.



Şekil 3.1 Sisteme ait 3 boyutlu görsel



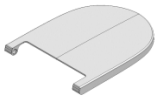
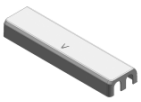
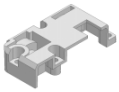
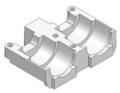
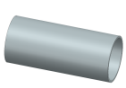
Şekil 3.2 Hareket kapağının açılmış gösterimi



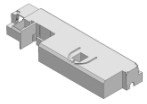
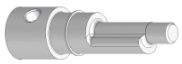
Şekil 3.3 Sistemin patlatılmış montaj görüntüsü

Sisteme ait parçalar, parçalara ait malzeme, poisson oranı, elastisise değeri, "yoğunluk ve kütle bilgileri Tablo 3.1'de gösterilmiştir**.** Malzemelere ait mekanik özellikler teknik bilgi formlarından kullanılmıştır [29], [30], [31], [32].

Tablo 3.1 Sisteme ait parça detay listesi

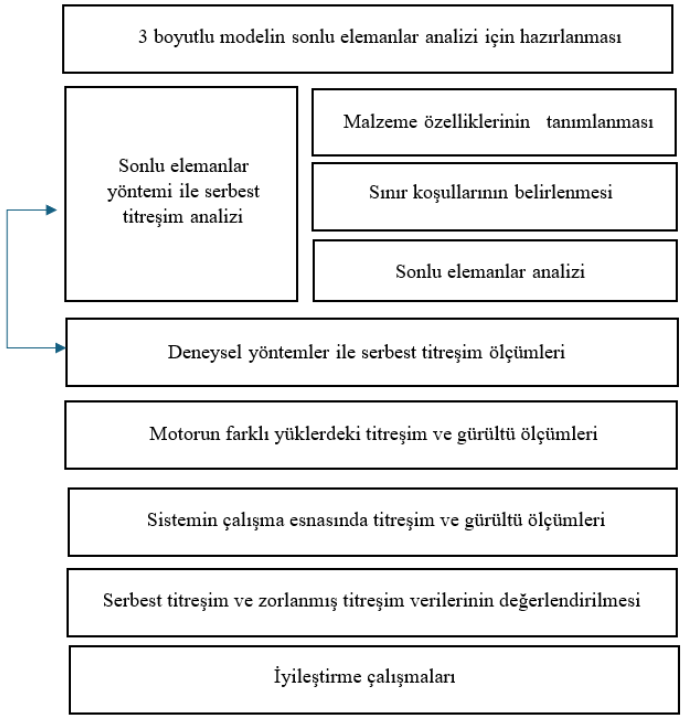
Parça Numarası	Resim	Malzeme	Elastisite Modülü [MPa]	Poisson oranı	Yoğunluk[g/cm³]	Hacim [cm³]	Ağırlık Teorik [gr]
Sabit Kapak		Duroplast	45000	0.4	1.5	531.76	797.6
Hareketli Kapak		Duroplast	45000	0.4	1.5	763.61	1145.4
Kozmetik kapak		ABS	3150	0.4	1.1	106.83	117.5
Gövde		POM	2900	0.37	1.41	129.52	182.6
Sol sabitleme parçası		POM	2900	0.37	1.41	11.50	16.2
Sağ sabitleme parçası		POM	2900	0.37	1.41	12.19	17.2
Mil		POM	2900	0.37	1.41	5.80	8.2

Tablo 3.1 Sisteme ait parça deney listesi (devamı)

Mil2		POM	2900	0.37	1.41	5.60	7.9
Mil3		POM	2900	0.37	1.41	11.60	26
Mil3		POM	2900	0.37	1.41	11.60	26
Motor gövdesi		POM	2900	0.37	1.41	50.60	75
Motor sabitleme parçası		AISI304	193000	0.3	7.6	1.50	11
Döndürme Mili		Pirinç	97000	0.31-0.37	8.5	3.70	31.00
Motor		Pirinç	97000	0.31-0.37	4.5	56.66	234.00

3.2 Tez Kapsamında Yapılan Çalışmalar

Tez kapsamında yapılan çalışmalara ait akış şeması Şekil 3.4'te gösterilmiştir.



Şekil 3.4 İş akış şeması

3.2.1 3 Boyutlu Modelin Sonlu Elemanlar Analizi İçin Hazırlanması

Parçalarda yapılan geometri ve yüzey düzeltmeleri, SEA doğruluğunu artırmak için önemli adımlardır. Bu süreçte dikkat edilen noktalar aşağıda verilmiştir.

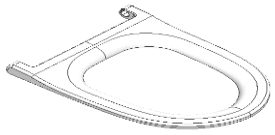
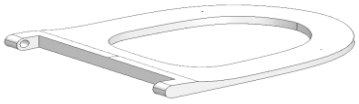
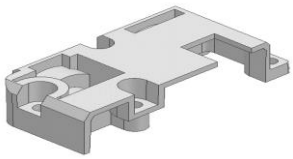
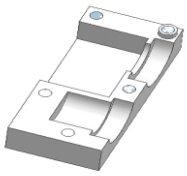
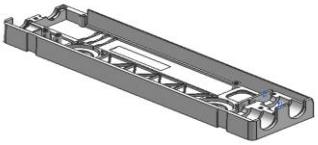
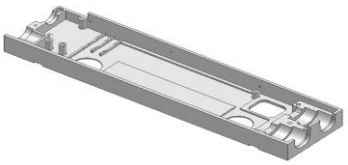
Potansiyel yüzeylerin düzeltilmesi; parçaların montajında veya temas ettiği diğer parçalarla olan ilişkilerinde potansiyel hatalı yüzeylerin düzeltilmesi, doğru analiz sonuçları elde etmek için kritik bir adımdır. Bu düzeltmeler, parçalar arasındaki kontak yüzeylerinin doğru şekilde modellenebilmesini sağlar.

Kontak yüzeylerinin gözden geçirilmesi; sistemde önemli rol oynayan kontak yüzeyleri, düzeltme işlemi sırasında özenle incelenmiş olmalıdır. Kontak yüzeylerinin doğru şekilde tanımlanması, parçalar arasındaki kuvvet ve moment transferini doğru bir şekilde simüle etmeye yardımcı olur.

Teorik ve gerçek parça kütlelerinin karşılaştırılması; bilgisayar ortamında teorik olarak hesaplanan parça kütleleri, gerçek parçaların kütleleriyle karşılaştırılarak doğrulukları değerlendirilmiştir. Bu karşılaştırma, analizde kullanılan malzeme özelliklerinin ve geometrilerin gerçek çalışma koşullarına ne kadar uygun olduğunu belirlemek için önemlidir.

Revizyon süreci; gerçek parça kütlelerine dayalı olarak yapılan revizyonlar, sonlu elemanlar analizinde kullanılan modelin doğruluğunu artırır. Bu süreçte, malzeme yoğunlukları, geometrik özellikler ve bağlantı detayları gibi parametreler dikkatlice gözden geçirilmiştir.

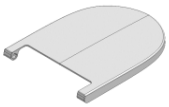
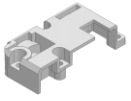
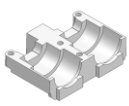
Sonuç olarak, yapılan düzeltme ve revizyon işlemleri sayesinde sonlu elemanlar analizi daha doğru ve güvenilir hale getirilmiş, sistem performansının daha sağlam bir şekilde değerlendirilmesi sağlanmıştır. Şekil 3.5’te de sisteme ait bazı orijinal ve düzeltilmiş parçalara ait resimler gösterilmiştir.

Orijinal	Düzeltilmiş
	
	
	

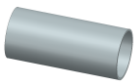
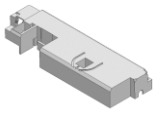
Şekil 3.5 Orjinal ve düzenlenmiş parçalar

Tablo 3.2'de sistemde bulunan parçaların teorik ve gerçek kütleleriyle ilgili detaylı bilgiler sunulmuştur.

Tablo 3.2 Parçalara ait teorik ve gerçek kütleler

Parça Numarası	Resim	Malzeme	Yoğunluk[g/cm³]	Hacim [cm³]	Ağırlık Teorik [gr]	Gerçek Ağırlık [gr]
Sabit Kapak		Duroplast	1.5	531.76	797.6	840.0
Hareketli Kapak		Duroplast	1.5	763.61	1145.4	1234.0
Kozmetik kapak		ABS	1.1	106.83	117.5	114.0
Gövde		POM	1.41	129.52	182.6	167.0
Sol sabitleme parçası		POM	1.41	11.50	16.2	15.0
Sağ sabitleme parçası		POM	1.41	12.19	17.2	16.0

Tablo 3.2 Parçalara ait teorik ve gerçek kütleler (devamı)

Mil		POM	1.41	5.80	8.2	7.0
Mil2		POM	1.41	5.60	7.9	6.0
Mil3		POM	1.41	11.60	26	26
Mil3		POM	1.41	11.60	26	26
Motor gövdesi		POM	1.41	50.60	75	75
Motor sabitleme parçası		AISI304	7.6	1.50	11	11
Döndürme Mili		Pirinç	8.5	3.70	31.00	31.00
Motor		Pirinç	4.5	56.66	234.00	234.00

3.2.2 Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Serbest Titreşim Analizi

Sistem ve parçalar, Siemens NX 2206 programı kullanılarak 3 boyutlu olarak tasarlanmış ve daha sonra ANSYS 2023R2 programına aktarılarak sonlu elemanlar yöntemiyle serbest titreşim analizi yapılmıştır. Serbest titreşim analiz sürecinde ANSYS programının serbest titreşim analiz modülü kullanılmış ve sistem ile parçaların malzeme özellikleri ANSYS malzeme kütüphanesine tanımlanmıştır.

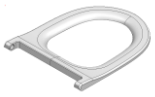
Serbest titreşim analiz sonuçlarının doğruluğu için malzeme özellikleri (Poisson oranı, elastisite modülü), geometrik özellikler (örneğin, kütle), ve sistemdeki parçaların montaj şekli ve koşulları kritik öneme sahiptir. Özellikle hareketli kapak ve sabit kapağın toplam ürün ağırlığına oranı en yüksek olduğundan, bu parçaların serbest titreşim analiz sonuçları sistemin genel rijitlik özelliklerini belirlemede büyük önem taşımaktadır. Bu nedenle, hareketli kapak ve sabit kapağın montajlı sistem içinde bağımsız olarak serbest konumda yapılan serbest titreşim analizleri,

sistemin serbest titreşim analiz doğruluğu açısından kritik bir role sahiptir. Bu analizler, parçaların doğru serbest titreşim frekanslarını ve titreşim biçimlerini belirlemek için gereklidir ve bu bilgilerin doğruluğu, sistemin genel performansı ve titreşim özellikleri hakkında güvenilir bilgiler sağlamaktadır.

3.2.2.1 Sabit Kapak Serbest Titreşim Analizi

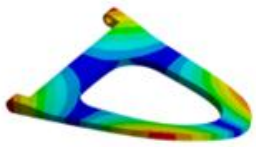
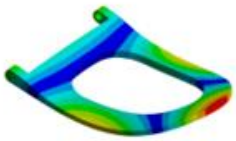
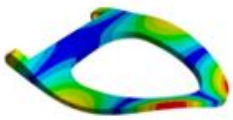
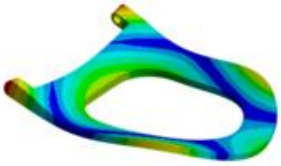
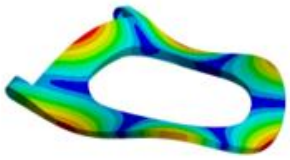
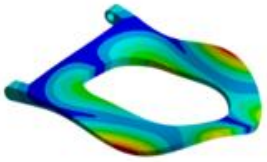
Tablo 3.3'te malzeme mekanik özellikleri gösterilen sabit kapağın serbest-serbest sınır şartı için serbest titreşim analizi gerçekleştirilmiştir.

Tablo 3.3 Sabit kapak mekanik özellikleri

Parça Numarası	Resim	Malzeme	Elastisite Modülü [MPa]	Poisson oranı	Yoğunluk[g/cm³]	Gerçek Ağırlık [gr]
Sabit Kapak		Duroplast	45000	0.4	1.5	840.0

Analiz sonuçlarına göre ilk 6 modun sıfır veya sıfıra yakın değerlerde olması beklenmektedir. Sonlu elemanlar analizde düğüm sayısı 294369 ve 162264 element kullanılmıştır. Minimum element kalitesi 0.3, ortalama element kalitesi 0.75, maksimum element kalitesi 0.99 olarak tespit edilmiştir. 1000 Hz'e kadar olan titreşim biçimleri ve frekans değerleri, Tablo 3.4'te sunulmuştur.

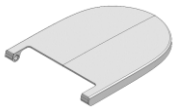
Tablo 3.4 Sabit kapak titreşim biçimleri ve frekans değerleri

 135.83 Hz	 255.82 Hz	 468.75Hz
 617.2 Hz	 705.96 Hz	 979.66 Hz

3.2.2.2 Hareketli Kapak Serbest Titreşim Analizi

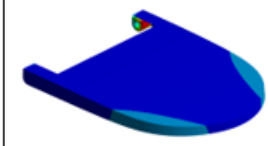
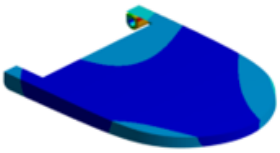
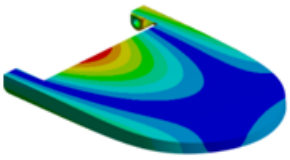
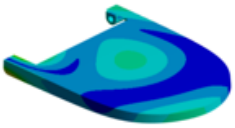
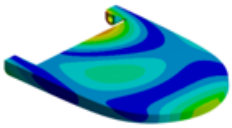
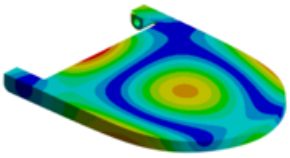
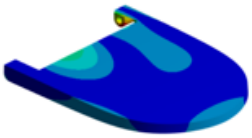
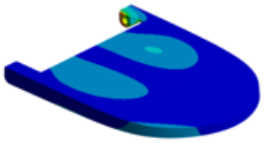
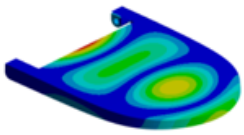
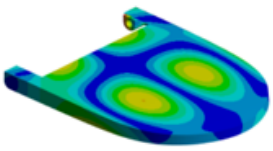
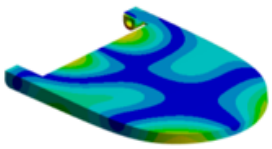
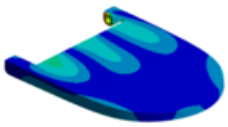
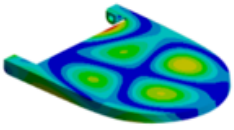
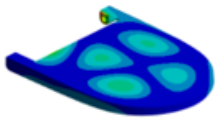
Tablo 3.5'te malzeme mekanik özellikleri ile gösterilen hareketli kapak serbest-serbest sınır şartı için serbest titreşim analizi gerçekleştirilmiştir.

Tablo 3.5 Hareketli kapak mekanik özellikleri

Parça Numarası	Resim	Malzeme	Elastisite Modülü [MPa]	Poisson oranı	Yoğunluk[g/cm³]	Gerçek Ağırlık [gr]
Hareketli Kapak		Duroplast	45000	0.4	1.5	1234.0

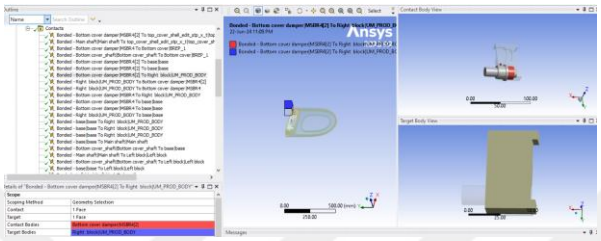
Sonlu elemanlar analizde düğüm sayısı 71792 ve 60920 element kullanılmıştır. Minimum element kalitesi 021, ortalama element kalitesi 0.91, maksimum element kalitesi 0.99 olarak tespit edilmiştir 1000 Hz'e kadar olan titreşim biçimleri ve frekans değerleri Tablo 3.6'da gösterilmiştir.

Tablo 3.6 Hareketli kapak için titreşim biçimleri ve frekans değerleri

 95.053 Hz	 121.25 Hz	 164.27 Hz
 304.07 Hz	 363.83 Hz	 372.32 Hz
 451.4 Hz	 502.35 Hz	 547.29 Hz
 667.82 Hz	 706 Hz	 769.65 Hz
 884.29 Hz	 1015.7 Hz	 1035.5 Hz

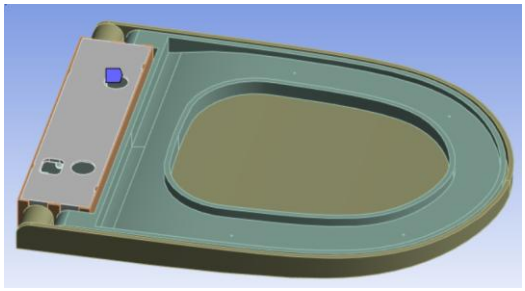
3.2.2.3 Sistem Serbest Titreşim Hareketi

Tablo 3.2'de belirtilen malzeme mekanik özellikleri ANSYS kütüphanesine tanımlanmış ve sisteme ait parçalara uygulanmıştır. Ürüne ait tüm sistemin montajlı şekli ANSYS ortamına aktarılmış ve parçalar arasındaki ilişkiler tanımlanmıştır. Kontaklar arasında bonded (yapışık) kontak seçilmiş formülasyon olarak çok noktalı sabit kontak (MPC) uygulanmıştır. Yapılan tanımlamalara ait bazı görseller Şekil 3.6'da gösterilmiştir.



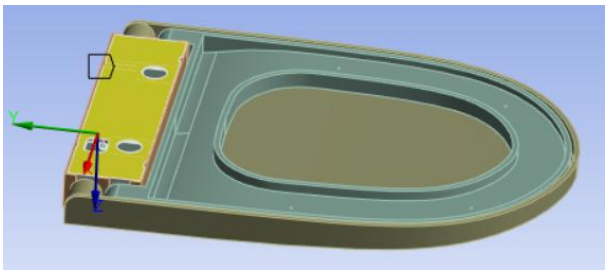
Şekil 3.6 Sisteme ait kontak tanımlamaları

Şekil 3.7'de gösterildiği gibi, sistemin gövdesinde bulunan ve ürünü sabitlemeye yarayan deliklerin içinden sabit kontak tanımlamaları yapılmıştır. Bu delikler, ürünü sabit tutarak sistemin dinamik davranışını etkilemektedir.



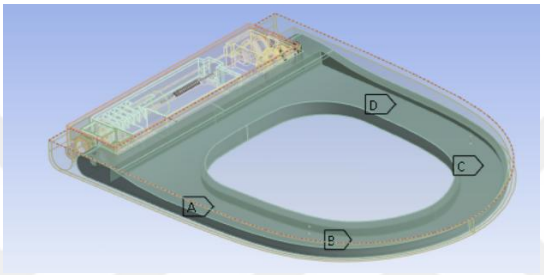
Şekil 3.7 Sistemin sabit kontak yapısı

Şekil 3.8'de gösterilen alt kısımdan X, Y, Z eksenlerindeki yer değiştirmeler sıfır olarak tanımlanmıştır. Bu tanımlama, alt kısmın sabit olduğunu ve bu eksenlerde herhangi bir hareketin olmadığını belirtir. Bu sınır koşulu, sistemin stabilitesini ve titreşim biçimlerini doğrudan etkilemektedir.



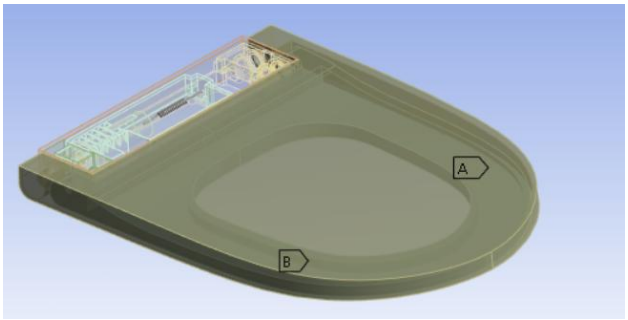
Şekil 3.8 Sistemin alt gövdesine uygulanan kontak

Şekil 3.9'da gösterilen ürün alt montaj yüzeyinin haricinde, sabit kapağın alt kısmı da seramik bir zemine temas etmektedir. Bu temas, sistemin stabilitesini ve yük dağılımını etkileyen önemli bir faktördür.



Şekil 3.9 Sistem seramik yüzey kontak bölgesi

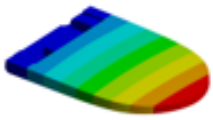
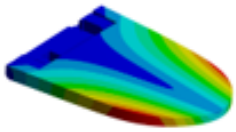
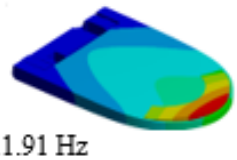
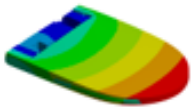
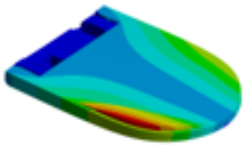
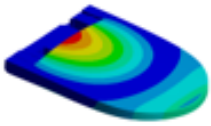
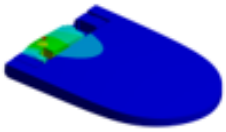
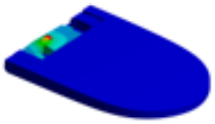
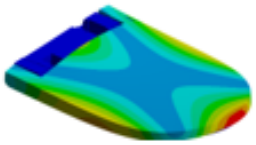
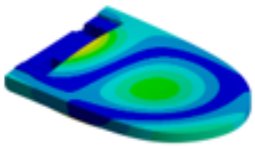
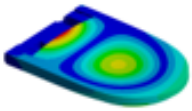
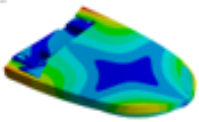
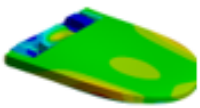
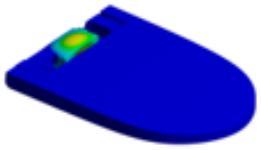
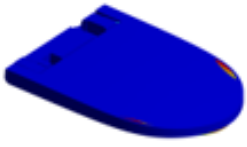
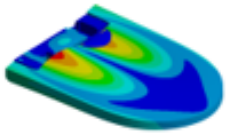
Sisteme ait, hareketli parça ile sabit parça arasında doğrudan bir temas olmasa da sabit parçanın kütlesi serbest titreşim analiz sonuçlarını doğrudan etkileyebilir. Özellikle, serbest titreşim analizinde hareketli kapak ile sabit kapak arasındaki kütle ilişkileri, titreşim biçimleri üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Bu ilişkinin sağlanması için Şekil 3.10'da gösterildiği gibi her iki parça arasında girişim olmaması ve alt kapak – üst kapak birlikte hareket etmeleri için yay tanımlamaları yapılmıştır. Bu yayların stiffness (rijitlik) değeri 6.2 N/mm olarak belirlenmiştir. Yaylar sistemin dinamik davranışını kararlı hale getirmek için kullanılmıştır.



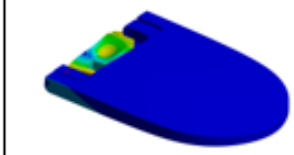
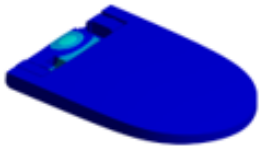
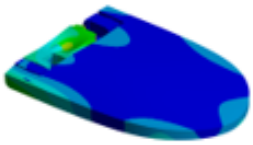
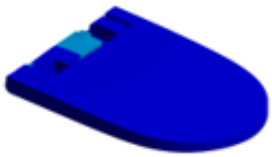
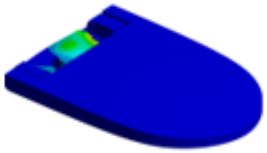
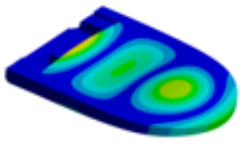
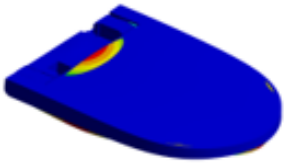
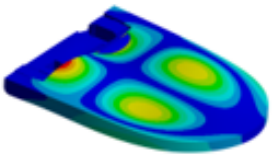
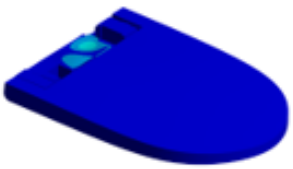
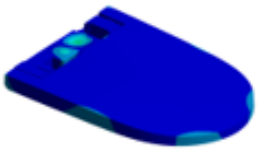
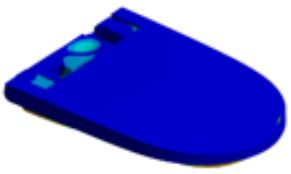
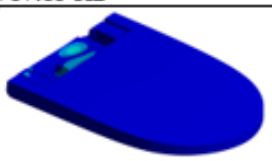
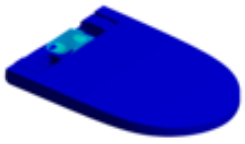
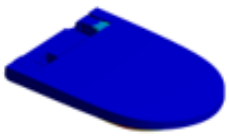
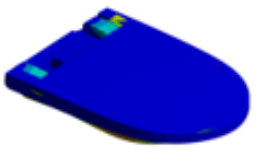
Şekil 3.10 Hareketli kapak ve sabit kapak arasında tanımlanan yay konumları

Sonlu elemanlar analizde düğüm sayısı 4972902 ve 2849185 element kullanılmıştır. Minimum element kalitesi 0.3, ortalama element kalitesi 0.74, maksimum element kalitesi 0.99 olarak tespit edilmiştir 1000 Hz e kadar olan titreşim biçimleri ve frekans değerleri Tablo 3.7'de sisteme ait serbest titreşim analiz sonuçları ve titreşim biçimleri verilmiştir.

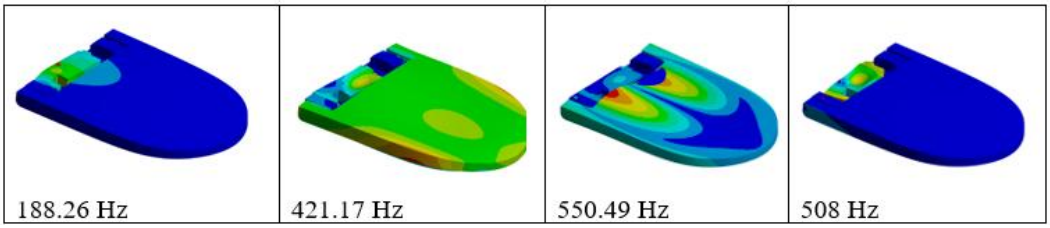
Tablo 3.7 Sisteme ait frekans ve titreşim biçimleri

 27.098 Hz	 80.042 Hz	 111.91 Hz
 144.44 Hz	 165.42Hz	 185.54 Hz
 188.26 Hz	 205.37 Hz	 207.01 Hz
 227.1 Hz	 280.59 Hz	 373.74 Hz
 374.32 Hz	 392.37 Hz	 421.17 Hz
 433.4 Hz	 434.93 Hz	 443.67 Hz
 476.39 Hz	 479.61 Hz	 508 Hz

Tablo 3.7 Sisteme ait frekans ve titreşim biçimleri (devamı)

 550.49 Hz	 563.4 Hz	 600.28 Hz
 606.01 Hz	 645.71 Hz	 648.69 Hz
 673.13 Hz	 675.45 Hz	 713.03 Hz
 730.65 Hz	 738.58 Hz	 787.15 Hz
 804.63 Hz	 813.01 Hz	 820.31 Hz
 865.65	 907.35 Hz	 952.23 Hz

Sistemin kütlesel olarak büyük bir kısmını oluşturan hareketli kapak ve sabit kapak, sistemdeki rezonans frekanslarını belirlemede önemli bir rol oynamaktadır. Titreşim biçimleri genellikle çeşitli deformasyon oluşumlarını temsil etmektedir 188.26 Hz, 421.17 Hz, 508 Hz, 550.49 Hz değerlerindeki titreşim biçimi incelendiğinde, hareketli kapağı kaldıran motor ve motoru sabit tutan motor gövdesi arasında bağlantılar arasında montaj rijitliği problemi gözlemlenmiştir. Şekil 3.11'de bu frekans değerlerindeki titreşim biçimi gösterilmiştir.



Şekil 3.11 Farklı frekanslardaki titreşim biçimleri

3.2.3 Sistemin ve Parçaların Deneysel Yöntem ile Serbest Titreşim Ölçümleri

Daha önce sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak sistem, sabit kapak ve hareketli kapak için analizler yapılmıştı. Bu bölümde ise deneysel yöntemler ile serbest titreşim ölçümleri gerçekleştirilmiştir.

3.2.3.1 Sabit Kapak Deneysel Yöntem ile Serbest Titreşim Ölçümleri

Şekil 3.12'de gösterildiği gibi, sabit kapak serbest konumda lastik ipler ile bağlanmıştır. Bu konfigürasyon altında sabit kapak üzerinde 10 farklı noktada serbest titreşim çekici ile titreşim tetiklenmiştir. Ayrıca, sabit kapağın arka merkez bölgesine ivmeölçer yerleştirilmiştir.



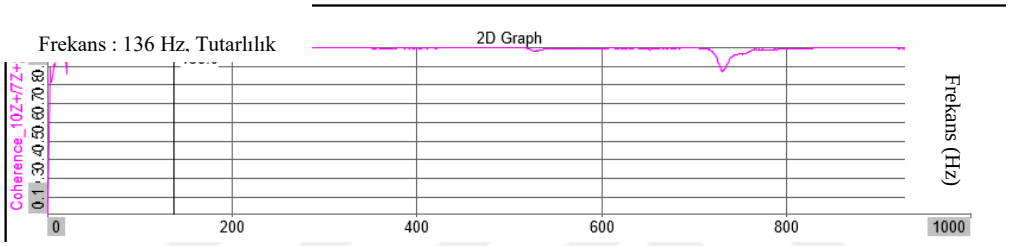
Şekil 3.12 Sabit kapak için serbest titreşim test düzeneği

Tablo 3.8'de, sabit kapak için yapılan deneysel serbest titreşim ölçümü test sonuçları ile sonlu elemanlar yöntemiyle elde edilen frekans değerleri karşılaştırılmıştır. Deneysel serbest titreşim ölçümü, sistemin dinamik davranışlarını doğrulamak ve teorik analizlerle uyumunu değerlendirmek için kullanılmıştır. Bu karşılaştırma, model doğrulama ve sistem performansının iyileştirilmesi açısından kritik öneme sahiptir. Şekil 3.13'te deneysel sonuçlar için elde edilmiş tutarlılık grafiği verilmiştir. Deneylere ait tutarlılık ve FTF grafikleri EK'ler kısmında ayrıca verilmiştir.

Ölçümler sonucunda 1000Hz e kadar elde edilen Frekans tepki fonksiyonu (FTF) değerleri, faz değişimleri ve tutarlılık değerleri EK'ler Şekil 5'te gösterilmiştir.

Tablo 3.8 Sabit kapak için SEA ve deneysel serbest titreşim ölçüm sonuçları

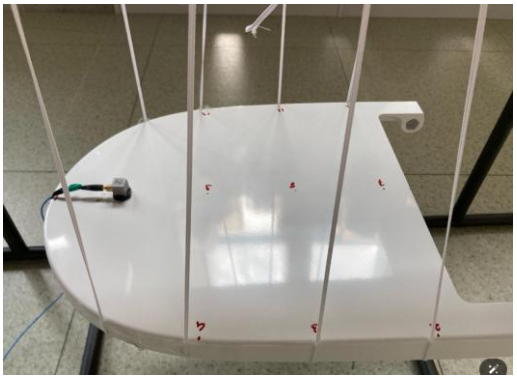
Titreşim Biçimi	SEA Sonuçları Hz	Deneysel Serbest Titreşim Ölçümleri Hz	Fark%
1	135.83	137	1%
2	255.82	253	-1%
3	-	337	-
4	-	371	-
5	468.75	482	3%
6	617.2	636	3%
7	705.96	704	0%
8	979.66	901	-9%



Şekil 3.13 Sisteme ait deneysel serbest titreşim için tutarlılık grafiği

3.2.3.2 Hareketli Kapak Deneysel Yöntem ile Serbest Titreşim Analizi

Şekil 3.14'te gösterildiği gibi, hareketli kapak serbest konumda lastik iplerle bağlanmıştır. Hareketli kapak üzerinde 10 farklı noktada darbe çekici kullanılarak titreşim tetiklenmiştir. Parçanın ön merkez bölgesine ivmeölçer yerleştirilmiştir



Şekil 3.14 Hareketli kapak için serbest titreşim test düzeneği

Ölçümler sonucunda 1000 Hz'e kadar elde edilen Frekans tepki fonksiyonu (FTF) değerleri, faz değişimleri ve tutarlılık değerleri EK'ler Şekil 6'te gösterilmiştir.

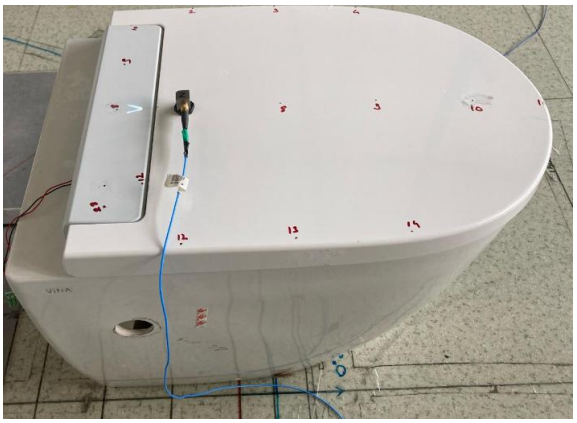
Tablo 3.9'da hareketli kapak için yapılan deneysel serbest titreşim test sonuçları ile sonlu elemanlar yöntemiyle elde edilen frekans değerleri karşılaştırılmıştır.

Tablo 3.8 Sabit kapak için SEA ve deneysel serbest titreşim test sonuçları

Titreşim Biçimi	SEA Sonuçları Hz	Deneysel Serbest Titreşim Ölçümleri	Fark%
1	95.053	92	%3
3	176.35	178	1%
4	343.41	330	-4%
6	378.79	382	1%
7	452	487	7%
9	632.17	604	-5%
10	689.22	685	-1%
12	737.12	760	3%

3.2.3.3 Sistemin Deneysel Yöntem ile Serbest Titreşim Ölçümü

Şekil 3.15'te gösterildiği gibi, sistem bir seramik üzerine sabitlenmiştir. Sistem üzerinde 6 farklı noktada darbe çekici kullanılarak titreşim tetiklenmiş ve sistemin arka merkez bölgesine bir ivmeölçer yerleştirilmiştir.



Şekil 3.15 Sistem için serbest titreşim test düzeneği

Ölçümler sonucunda 1000 Hz'e kadar elde edilen Frekans tepki fonksiyonu (FTF) değerleri, faz değişimleri ve tutarlılık değerleri EK'ler Şekil 7'de gösterilmiştir.

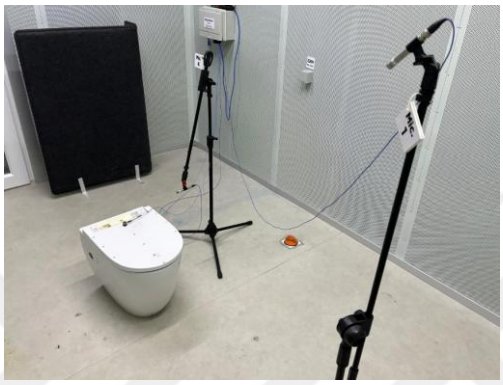
Tablo 3.10'da sistem için yapılan deneysel serbest titreşim test sonuçları ile sonlu elemanlar yöntemiyle elde edilen frekans değerleri karşılaştırılmıştır.

Tablo 3.9 Sistem için SEA ve deneysel serbest titreşim sonuçları

Titreşim Biçimi	SEA Sonuçları Hz	Deneysel Serbest Titreşim Ölçümleri	Fark%
1	27.098	25	-8%
2	80.042	89	10%
3	111.91	-	-
4	144.44	-	-
5	165.42	-	-
6	185.54	-	-
7	188.26	192	2%
8	205.37	-	-
9	207.01	-	-
10	227.1	-	-
11	280.59	-	-
12	373.74	329	-14%
13	374.32	-	-
14	392.37	-	-
15	421.17	-	-
16	433.4	-	-
17	434.93	-	-
18	443.67	-	-
19	476.39	-	-
20	479.61	-	-
21	508	529	4%
22	550.49	-	-
23	563.4	-	-
24	600.28	-	-
25	606.01	-	-
26	645.71	636	-2%
27	648.69	-	-
28	673.13	-	-
29	675.45	-	-
30	713.03	-	-
31	730.65	-	-
32	738.58	-	-
33	787.15	-	-
34	820.31	829	1%
35	865.65	875	1%
36	907.35	-	-
37	952.23	964	1%
38	968.66	-	-

3.2.4 Sistemin Çalışma Esnasındaki Titreşim ve Gürültü Ölçümleri

Şekil 3.16'da gösterilen yarı sessiz oda, mikrofon ve ivmeölçerli test düzeneğinde, ürün seramik bir yüzeye monte edilmiştir. Montaj koşulları, sonlu elemanlar yönteminde tanımlanan montaj yapısına olabildiğince benzer özelliklere sahiptir. Yarı sessiz odada, ürüne 30 cm mesafede bir mikrofon yerleştirilmiştir. Üst kapağın açılması ve kapanması esnasında titreşim ve ses şiddeti kayıtları eş zamanlı olarak alınmıştır.



Şekil 3.16 Yarı sessiz oda titreşim ve gürültü ölçüm test düzeneği

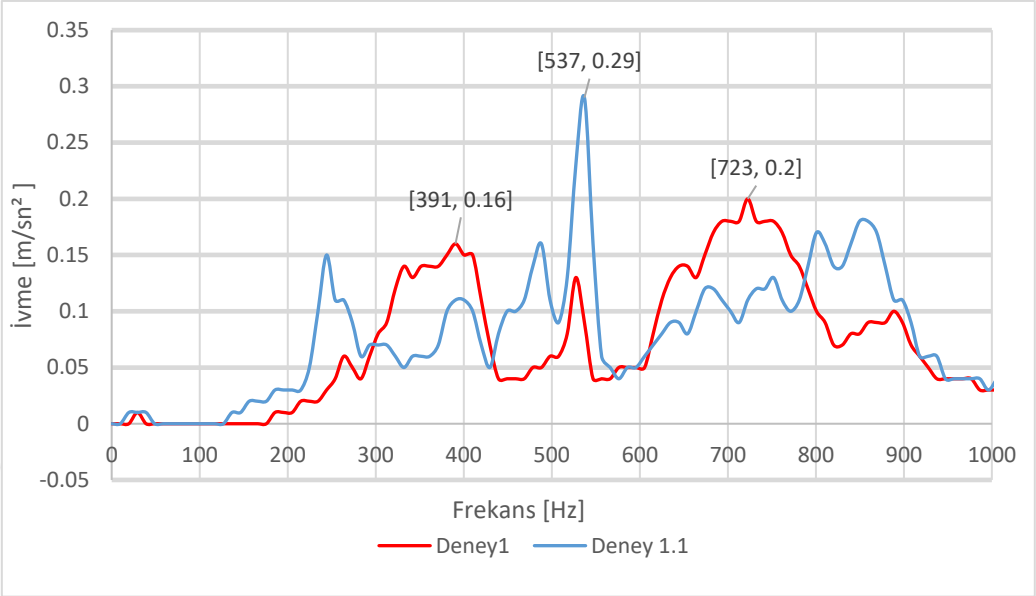
3.2.4.1 Sistemin Referans Ölçümleri (Deney 1 ve Deney 1.1)

Sisteme ait herhangi bir iyileştirme çalışması yapılmadan referans karşılaştırması olarak kullanılacak ölçümlerde, hareketli kapağın açılması yönündeki ölçümler için Deney 1 (D1), hareketli kapağın kapanması esnasında yapılan ölçümler için Deney 2 (D2) ismi kullanılmıştır.

EK'ler Şekil 8'de hareketli kapağın açılması esnasındaki (D1) ve Şekil 9'da hareketli kapağın kapanması esnasındaki (D1.1) ölçülen titreşim FFT değerlerine ait grafikte verilmiştir. Şekil 3.17'de verilen grafikte, hareketli kapağın açılması esnasında 391 Hz'de ölçülen ivme değeri 0.16 m/sn², 723 Hz de 0.2 m/sn² ile en yüksek değerlere ulaşmıştır. Hareketli kapağın kapanması esnasında 537 Hz 'de 0.29 m/sn² ile en yüksek ivme değeri ölçümlenmiştir. Şekil 3.17'de D1 ve D1.1 için titreşim grafikleri gösterilmiştir.

Hareketli kapağın ara pozisyonlarındaki değerler için, hareketli kapağın açılması ve kapanması esnasında yapılan titreşim ölçümlerinde elde edilen ivme değerlerine ait

FFT grafiği, sistemin maksimum ve minimum titreşim ürettiği frekans değerleri belirlenmiştir.



Şekil 3.17 Deney1 ve Deney 1.1 ivme grafiği

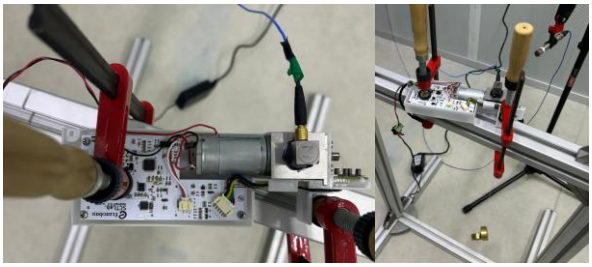
Hareketli kapağın açılması (D1) ve kapanması (D1.1) kapanması esnasındaki gürültü ölçümleri alınmıştır. Gürültü ölçümleri sonucunda D1 59.5 dBA, D1.1 için 61 dBA sonuçları elde edilmiştir. Ölçüm sonuçları, EK'ler kısmında Şekil 10' da deney 1 için, Şekil 11'de deney 1.1 için gösterilmiştir.

3.2.5 Motorun Farklı Yükler Altında Titreşim ve Gürültü Ölçümleri

Motorun kapağı açma kapama esnasında maruz kaldığı direnç momenti ile sistemin titreşim ve gürültü seviyelerinin ilişkisi araştırılmıştır ve zorlanmış titreşim durumu değerlendirilmeye çalışılmıştır. Motorun değişken kütle yüklemeleri sırasında sistemde meydana gelen titreşim ve gürültü değerleri ölçülmüştür. Hareketli kapağın açılması ve kapanması esnasında kapağın merkezinin değişmesi, motor mili üzerindeki kuvvet dalgalanmalarına yol açmaktadır. Bu nedenle, motor kaynaklı titreşim ve gürültü miktarını belirlemek amacıyla, sistemden bağımsız olarak farklı yüklerle motor test edilmiştir.

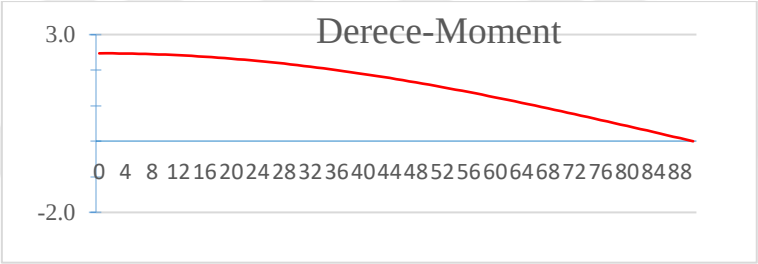
Şekil 3.18'de gösterilen test düzeneğinde, motor miline bağlı bir esnemeyen ip bulunmaktadır. Bu ipin ucuna farklı kütlelerdeki cisimler bağlanarak ölçümler

yapılmıştır. Motor gövdesi üzerine bir ivmeölçer yerleştirilmiş ve 30 cm uzaklığa bir mikrofon konumlandırılmıştır. Ölçümler, yarı sessiz bir odada gerçekleştirilmiştir.



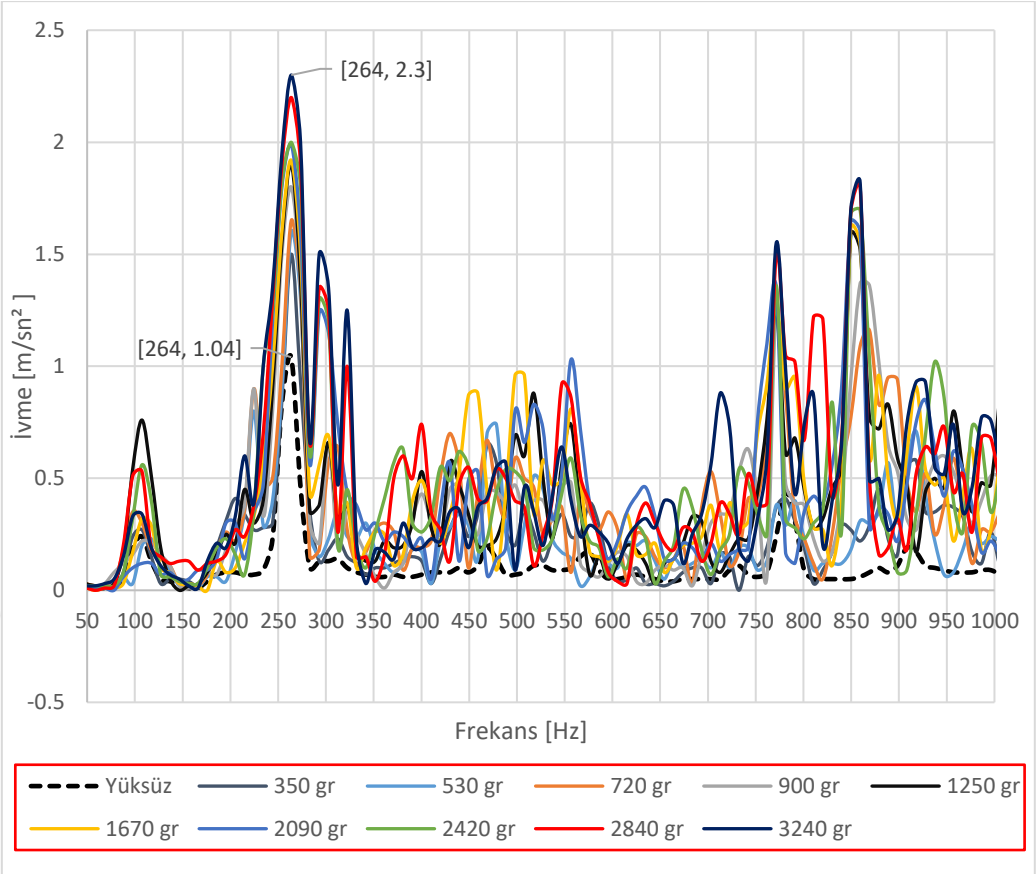
Şekil 3.18 Motor test düzeneği

Sistemin çalışması sırasında, hareketli kapağın tamamen kapalı olduğu durumda motorun kaldırması gereken tork miktarı 2.4 Nmm' dir. Şekil 3.19'da, hareketli kapağın açılması sırasında motorun 0° ile 90° arasındaki açılar için gereken tork değerleri verilmiştir.



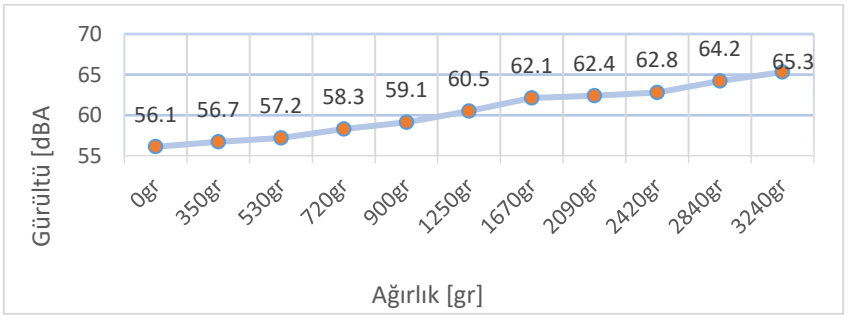
Şekil 3.19 Hareketli kapağın açılması esnasında ihtiyaç duyulan tork değerleri

Motor miline sırasıyla 350 gr,530gr, 720 gr, 900 gr, 1250 gr, 1670gr, 2090 gr, 2420 gr, 2840 gr, 3420 gr kütleler uygulanmış ve her bir yük için motorun 10 saniye boyunca kaldırma işlemi gerçekleştirilmiştir. Yapılan ölçümler sonucunda elde edilen grafik Şekil 3.20 'de gösterilmiştir. Grafikte, kesikli siyah çizgi ile gösterilen eğri, motor miline herhangi bir yük uygulanmadan ölçülen sonuçları temsil etmektedir. Grafik sonuçlarına göre, yük miktarı arttıkça oluşan ivme değerleri de artmıştır. Örneğin, motor milinin yüksüz durumundaki maksimum ivme değeri 264 Hz'de 1.0.4 m/sn² iken, 3420 gr yük uygulandığında bu değer 2.3 m/sn²'ye yükselmiştir. Maksimum ivme değerlerinin 250 Hz ile 300 Hz arasında oluştuğu gözlemlenmiştir.



Şekil 3.20 Farklı yüklerdeki motora ait titreşim verileri

Yapılan ölçümler sırasında, titreşim verilerinin yanı sıra motorun herhangi bir yüke maruz kalmadan ve farklı kütleler altındayken ürettiği gürültü ölçülmüştür. Bu ölçümlerin değerleri Şekil 3.21'de gösterilmektedir. Grafikten de görüldüğü üzere, motorun kaldırdığı kütle arttıkça ürettiği gürültünün de arttığı gözlemlenmiştir.



Şekil 3.21 Farklı yüklerdeki motora ait gürültü değerleri

3.2.6 Serbest Titreşim Test/Analiz, Zorlanmış Titreşim, Gürültü Verilerinin Yorumlanması

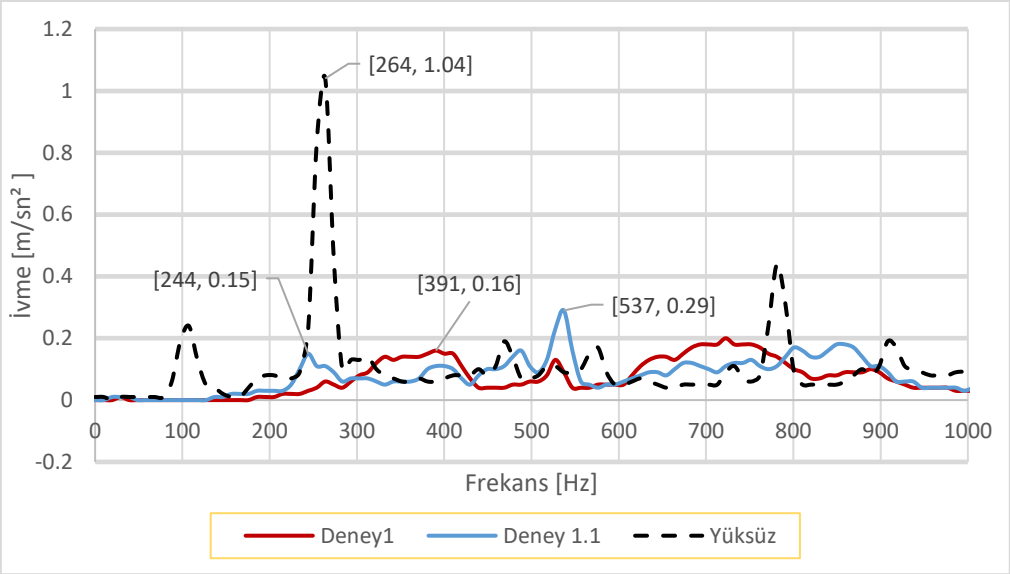
SEA sonuçları, deneysel yöntemler ile elde edilen serbest titreşim sonuçları Tablo 3.8, Tablo 3.9 ve Tablo 3.10'da karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Karşılıklı oluşan frekans değerlerindeki farklar ±%10 luk kısım içinde olduğu için, SEA sonuçları güvenilir olarak kabul edilebilmektedir için, çalışmalarında matematiksel model kullanılabilir.

Redüktörlü motorun giriş devri 6000 devir/dakika iken çıkış devri 12 devir/dakikadır. 4 kademede gerçekleştirilen devir düşüşüne göre dişli geçiş frekansları belirlenmiştir. Buna göre Dişli geçiş frekansının her kademe için hesaplanmış 0.8 ve 1.2 katı için rezonans kontrolü yapılmıştır. 1. kademe, 3. kademe ve 4. kademelerin frekans aralığı ile sistemin frekans aralığında denk gelen bir karşılık bulunmamaktadır. 2. kademe e ise 400 Hz ile 600 Hz arasında sistemin ölçülen frekans değerli bulunmaktadır. İyileştirme çalışmaları sonucunda 400 Hz - 600 Hz aralığındaki ivme değerleri de kontrol edilecektir. Tablo 3.11'de SEA sonucunda 400 Hz - 600 Hz arasında kalan frekans değerleri verilmiştir. SEA sonuçları ile elde edilen serbest titreşim analizindeki frekans değerleri, motorun dişli grubundaki kademelerindeki frekans değerleri ile kontrol edilerek rezonans kontrolü yapılmıştır.

Tablo 3.10 SEA 400 Hz - 600 Hz arasında kalan frekans değerleri

Sisteme ait 400 Hz- 600 Hz Arasında Kalan Serbest Titreşim Frekansları
421.17 Hz
433.4 Hz
434.93 Hz
443.67 Hz
476.39 Hz
479.61 Hz
508 Hz
550.49 Hz
563.4 Hz
600.28 Hz

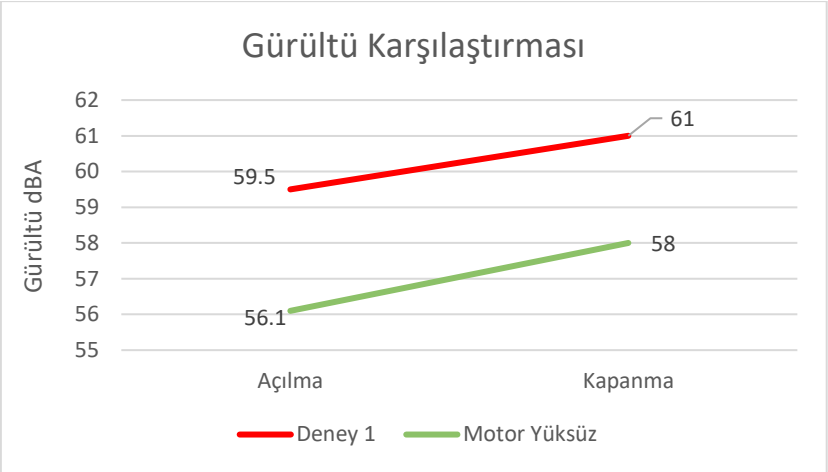
Şekil 3.22'de motorun yüksüz titreşimi ile hareketli kapak açıldığında ve kapandığında oluşan titreşim grafiği gösterilmektedir.



Şekil 3.22 Deney 1 ve deney 1.1 ve motorun yüksüz durumundaki titreşim değerleri

Şekil 3.22'de gösterilen grafikte, motorun yüksüz çalışmasında yapılan ölçümlerde maksimum ivme değeri 264 Hz frekans değerinde 1.04 m/sn² ivme değeri elde edilmiştir. Rezonans bölgesindeki ivme değerleri incelendiğinde; hareketli kapak kaldırılırken yapılan titreşim ölçümlerinde (deney1), maksimum 391 Hz frekansında ölçülen ivme değeri 0.16 m/sn² de olarak bulunmuştur. Grafikte sadece motorun (konstrüksiyon içine alınmadan) yüksüz konumda titreşim değerlerinin sisteme ait hareketli kapağın açılması ve kapanması esnasındaki değerlerden yüksek çıkmasının sebebi; motorun yük altında değilken dişlilerin arasındaki çalışma boşlukları bu titreşime neden olduğuna dair çıkarımda bulunulmuştur. Hareketli kapağın kapatılması esnasında (deney 1.1) ise 537 Hz' de ölçülen 0.29 m/sn² ivme değeri maksimum ölçülmüştür.

Şekil 3.23'te gösterilen grafikte, sistemin orijinal durumunda yapılan ölçümler ile motorun yüksüz durumdaki ölçümleri sonucunda ortaya çıkan gürültü değerleri verilmiştir. Deney 1 (D1) sonuçlarına göre, hareketli kapak açılır ilen oluşan ses şiddeti 59.5 dBA iken, yüksüz durumda çalıştırıldığında bu değer 56.1 dBA olarak ölçülmüştür.



Şekil 3.23 Deney 1 ve motorun yüksüz gürültü ölçümleri

Şekil 3.22'de gösterilen titreşim grafiğin incelendiğinde, motorun hareketli kapağı kaldırması esnasında oluşan ivme değeri azalmasına rağmen, montajlı ürün tarafından üretilen gürültü değerinde artış ölçümlenmiştir. Deney 1.1'de ise hareketli kapağın kapanması esnasında oluşan ses şiddeti 61dBA olarak ölçülmüştür. Bu sonuçlar, motorun yük altında ve motor miline sadece kütle bağlandığında ivme değeri ve gürültü değeri birlikte artarken, motor bir konstrüksiyon içerisinde montaj bağlantılarına sahip bir yapıda olduğunda, sistemin ölçülen ivme değerinde düşüş olmasına rağmen gürültü seviyesinde yükseliş gözlemlenmiştir. Motorun yüksüz ve hareketli kapağın açılması esnasındaki gürültü ölçümünde ortalama değerler alındığı için gürültü değerlerine karşılık gelen frekans tespit edilememiştir.

Sistemde gürültü kaynağı olarak değerlendirilen motorun bağlı olduğu elektronik kartın iç hacminde, titreşim ve gürültü kaynaklı enerjinin sönümlenmesi ve rijitliğinde arttırılmasına katkı sunması planlanan meta yapılar ve farklı yüzey alanlarına sahip geometriler değerlendirilecektir.

SEA sonuçlarında elde edilen sisteme ait titreşim biçimleri incelendiğinde, Şekil 3.11'de gösterilen titreşim biçimlerinde rijitlik problemi olduğu değerlendirilmiştir. Bu bölgede rijitlik sorunlarının giderilmesi için motorun yataklama bölgesindeki tasarıma müdahale edilecektir. Bu bölgelerde oluşan titreşimleri de sönümlemek için titreşim yalıtım malzemeleri bu bölgelere uygulanarak gürültünün azaltılması için çalışmalar değerlendirilecektir.

Sistemdeki hareketli kapak ve sabit kapak gibi parçaların kütlesel büyüklüklerinin, sistemin rijitliği üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu gözlemlenmiştir. Hareketli kapağın yatak kısmından uca doğru değişken et kalınlığa sahip olması, kütlesinin ve motor yatağına göre kütlesel atalet momentinin düşmesine olumlu etkisi olmasına rağmen, tasarım değişikliği ve kalıp yatırım maliyeti sebebiyle uzun vadeli çözüm olarak değerlendirilmiştir.

3.2.7 İyileştirme Çalışmaları

Daha önceki bölümde de ifade edildiği üzere; hareketli kapağın geometrik özellikleri incelendiğinde, kapağın et kalınlığının azaltılması, motorun kaldırması gereken yükün azaltılmasına katkı sağlayacaktır. Ancak, üretim teknolojisinin sınırlamaları nedeniyle et kalınlığı minimum 4.5 mm olarak belirlenmiştir. Diğer yandan, et kalınlığının hareketli kapağın ön kısmından arka kısmına doğru inceltilerek tasarlanması durumunda, motor miline uygulanan tork değerinde bir azalma beklenebilir. Bu tasarım değişikliği, hareketli kapağın ön kısmında mukavemet problemlerine yol açabileceği gibi, et kalınlığındaki tutarsızlıklar üretim sürecinde fire oranını artırma potansiyeline sahip olabilir.

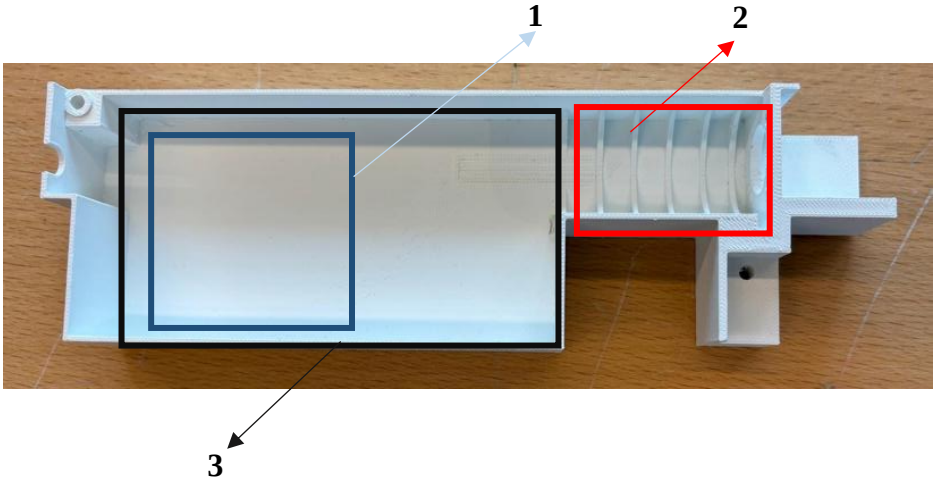
Titreşim ve gürültünün azaltılması için 3 farklı yaklaşım ve bu yaklaşımlar arasındaki kombinasyonlar ile deneyler yapılmıştır.

İlk yaklaşımda; titreşimin ve gürültünün yüzey alanlarında sönümlenmesi için yapılan çalışmalar ile rijitlik ve gürültü arasındaki ilişkiler incelenmiştir.

İkinci yaklaşımda ise; sistemin rijitliğinim arttırılmasının, titreşim ve gürültünün arasındaki ilişkiler incelenmiştir

Üçüncü yaklaşımda; Sistemin titreşim kaynağı bölgesinde bulunan yapılarına titreşim ve gürültü titreşim yalıtım malzemesinin uygulanması durumunda, titreşim ve gürültü üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Yapılan çalışmaların parçalar üzerindeki uygulandığı alanlar Şekil 3.24’te belirtilmiştir. Şekil 3.24’te gösterilen 1 numaralı alan motorun sabitlendiği elektronik kutunun arka bölgesidir, 2 numaralı alan, motorun yataklandığı kısmıdır. Şekil 3.24’te 3 numaralı bölgenin bulunduğu hacim ise motorun sabitlendiği elektronik kutunun iç hacmidir .



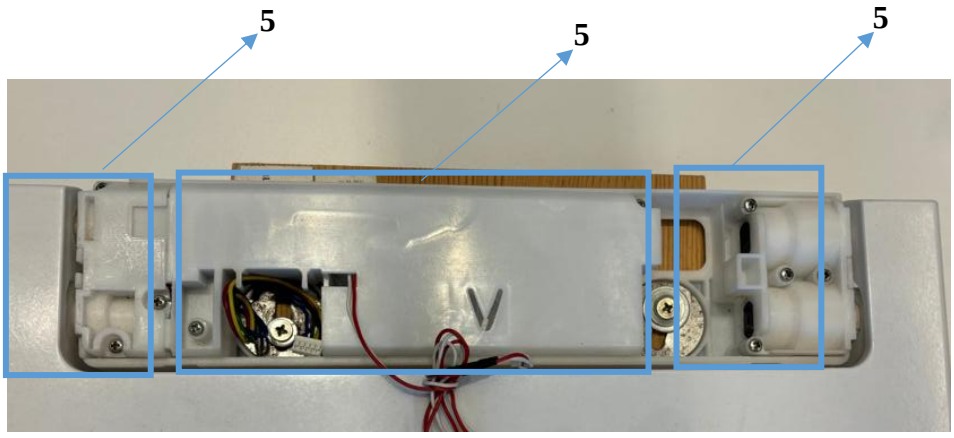
Şekil 3.24 Elektronik kutu iyileştirme bölgeleri

Şekil 3.25'te gösterilen 4 numaralı alan ise kozmetik kapağın üst duvarıdır.



Şekil 3.25 Kozmetik kapak iyileştirme bölgeleri

Şekil 3.26'da gösterilen 5 numaralı alanlar hareketli kapağın millerinin sabitlendiği parçalardır.



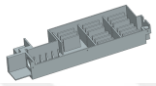
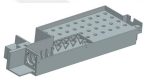
Şekil 3.26 Elektronik kutu ve yataklamalara ait iyileştirme bölgeleri

Yapılan SEA sonuçları, deneysel ölçümler ile elde edilen verilere göre farklı yaklaşımlar ile titreşim, sertlik ve gürültü açısından incelemeler yapılmıştır.

- **Elektronik Kutunun İç Hacminde (3 Numaralı) Yüzey Alanı Değişikliklerinin Titreşim, Sertlik ve Gürültüye Etkisinin İncelenmesi**

Bu kısımda motorun bağlı olduğu elektronik kutunun iç hacminde uygulanan farklı yapısal tasarımların, titreşim, sertlik ve gürültüye olan etkileri incelenmiştir. Bu kapsamda yapılan çalışmalar deney numaraları ile Tablo 3.12'de verilmiştir.

Tablo 3.11 Yüzey alanı değişikliği deney listesi

Resim	Açıklama	Deney No
	3 Numaralı Alana Feder Eklenmesinin Titreşim, Sertlik ve Gürültüte Etkisi	Deney 2
	3 Numaralı Alana Meta Yapı Eklenmesinin Titreşim, Sertlik ve Gürültüte Etkisi	Deney 3

Elektronik kutunun arka kısmında bulunan hacme feder uygulaması yapılmıştır. Titreşim kaynağından yayılan titreşimin, federlere ait yüzey alanlarında sönümlenmesi diğer bir taraftan da federler ile yapının daha rijit hale gelmesi ve gürültünün de azaltılması amaçlanmıştır.

Diğer bir uygulamada ise; elektronik kutunun arka kısmında bulunan hacme meta yapı tasarlanmıştır. Meta yapı sayesinde ufak bir alanda çok fazla yüzey alanı oluşturulması hedeflenmiştir. Meta yapı yapı ile rijitliğin arttırılması da planlanmıştır. Oluşan yapı ile birlikte de elektronik kutunun rijitliğinin artması amaçlanmıştır.

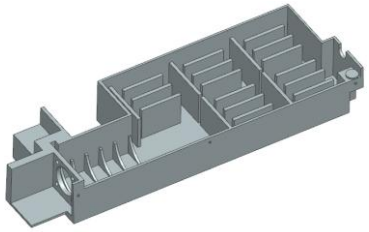
Elektronik kutunun orijinal hali, federli tasarımı ve meta yapı içeren tasarıma ait SEA ile elde edilmiş serbest titreşim değerleri Tablo 3.13'te verilmiştir. Tablo 3.13'te SEA için eleman ve düğüm noktası sayısı, eleman kalitelerine ait bilgiler eklenmiştir. SEA sonuçlarına göre, yapı içine feder ve meta yapı eklemenin serbest titreşim değerlerine etkileri incelendiğinde, federli tasarımın ve meta yapı içeren tasarımın serbest titreşim değerlerinin, sistemin orjinali ve federli yapıya göre artığı görülmüştür. Bu değerlere göre federli yapı ve meta yapının elektronik kutunun rijitliğinin arttığı analiz sonuçları ile doğrulanmıştır.

Tablo 3.12 Federli yapı, meta yapı ve orjinal tasarıma ait SEA sonuçları

	Sisteme ait Elektronik Kutu	Federli Yapıya Sahip Elektronik Kutu	Meta Yapıya Sahip Elektronik Kutu
Eleman Sayısı	138026	301437	1251252
Düğüm Sayısı	741028	793057	711811
Minimum Element Kalitesi	0.32	0.36	0.31
Ortalama Eleman Kalitesi	0.75	0.78	0.72
Maksimum Eleman Kalitesi	0.99	0.98	0.96
Serbest Titreşim Değerleri Hz	119.29	255.54	277.38
	172.38	310.29	436.45
	409.04	574.74	758.72
	512.69	799.98	1061.1
	623.44	915.22	1126.1
	693.61	975.86	1156.9

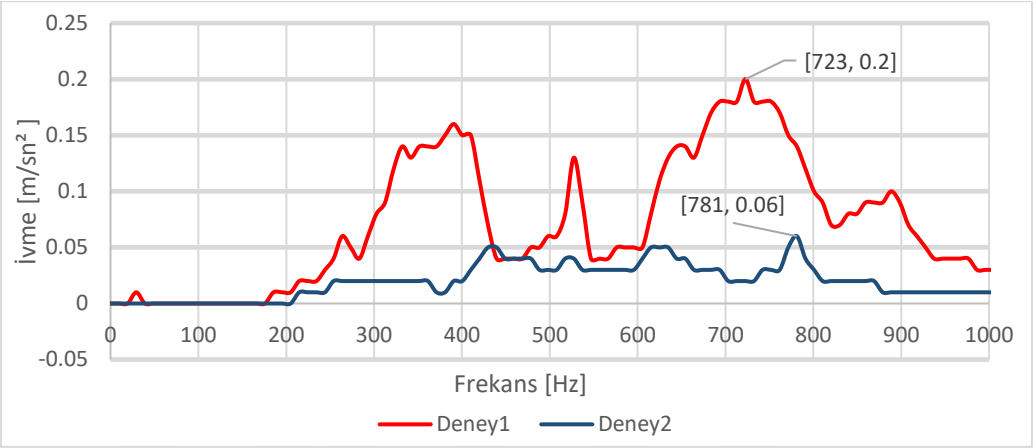
- **Deney 2; Elektronik Kutunun İç Hacmine (3 Numaralı Alana) Feder Eklenmesinin Titreşim, Sertlik ve Gürültüye Etkisinin İncelenmesi**

Deney 2 kapsamında elektronik kutunun iç hacmine (3 numaralı alan) federler eklenmiştir. Mevcut elektronik kutunun iç yapısındaki alana ilave olarak 210.7 cm² yüzey alanında artış meydana gelmiştir. Yapılan tasarıma ait görsel Şekil 3.27 ‘de verilmiştir.



Şekil 3.27 Deney 2 elektronik kutu federli tasarım

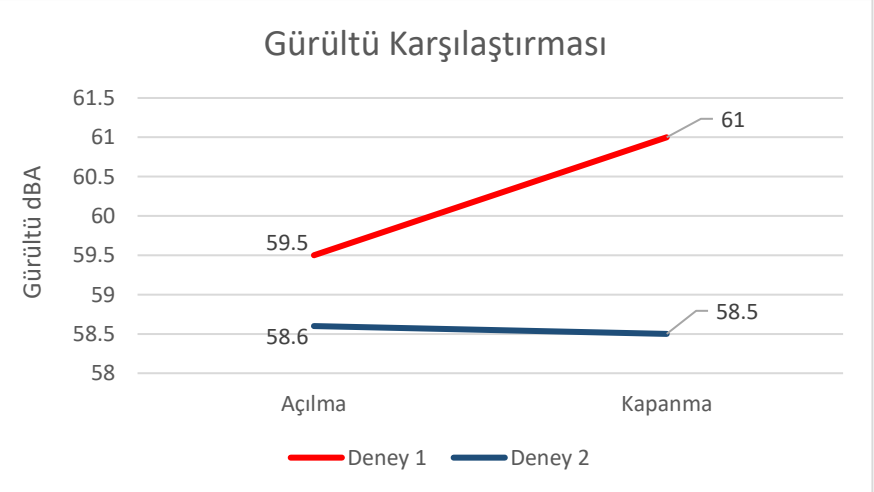
Şekil 3.28'de sistemin referans ölçümü olan deney 1 (D1) ile deney 2 ivme ölçüm sonuçları karşılıklı olarak verilmiştir. Grafikte Deney 1 için maksimum ivme değeri 723 Hz'de 0.2 m/sn² iken, Deney 2 için maksimum ivme değeri 781 Hz'de 0.06 m/sn² olarak ölçülmüştür. İvme değerlerine göre deney 2 sonuçlarına ait ivme değerlerinde belirgin bir azalma olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 3.28 Deney 1 ve deney 2 ivme sonuçları karşılaştırması

Şekil 3.29'da deney 1 ve deney 2 için karşılaştırmalı gürültü ölçüm sonuçları verilmiştir. Gürültü ölçümlerine ait sonuçlar deney 2 için EK'ler Şekil 13'te deney 2.1 için Şekil 14'te verilmiştir

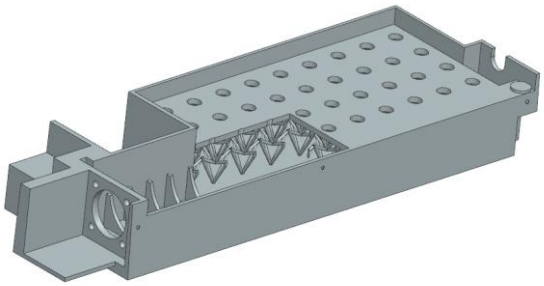
Eklenen federler, elektronik kutunun rijitliğinin arttırmasının yanı sıra, gürültünün yüzey alanlarında sönümlenmesi gürültünün azaltılmasına katkısı olduğu ölçümleniştir.



Şekil 3.29 Deney 1 ve deney 2 gürültü sonuçları karşılaştırması

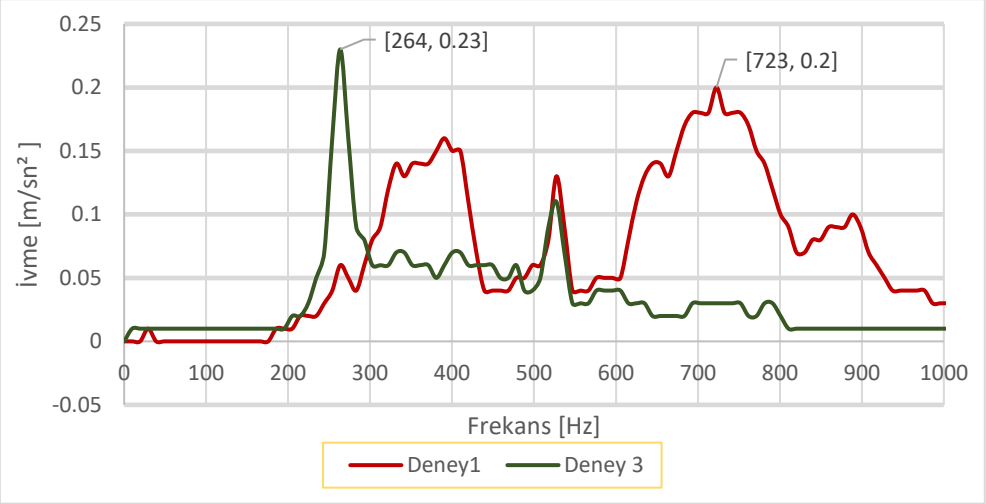
- **Deney 3; Elektronik Kutunun İç Hacmine (3 Numaralı Alan) Meta Yapının Eklenmesinin Titreşim, Sertlik ve Gürültüye Etkisinin İncelenmesi**

Deney 3 kapmasında elektronik kutunun iç kısmına meta yapı tasarım eklenmiştir. Bu yapı ile motordan yayılan titreşim ve gürültü dalgalarının meta yapı üzerindeki yüzey alanlarında sönümlenmesi hedeflenmektedir. Meta yapı ile elektronik kutu içerisinde ilave olarak 95,5 cm² ilave bir yüzey alanı oluşturulmuştur. Şekil 3.30'de meta yapıya ait tasarımın görseli verilmiştir.



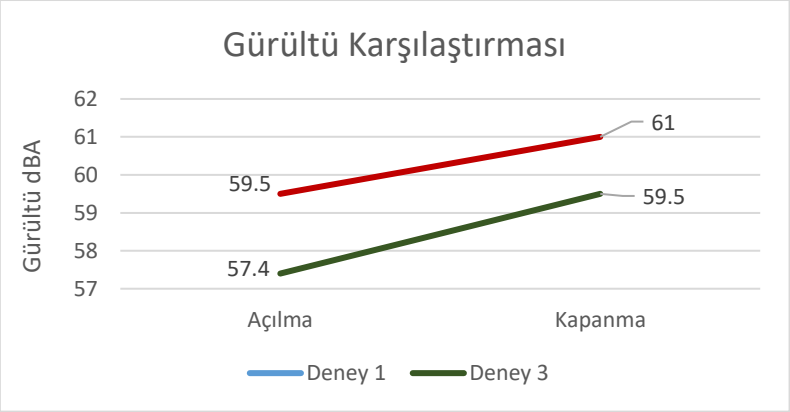
Şekil 3.30 Deney 3 elektronik kutu meta yapı tasarım

Şekil 3.31'te sistemin referans ölçümü olan deney 1 (D1) ile deney 3 ivme ölçüm sonuçları karşılıklı olarak verilmiştir. Grafik incelendiğinde deney 1'e ait maksimum ivme değeri 723 Hz de 0.2 m/sn² olarak, deney 3 de ise 264 Hz de 0.23 m/sn² olarak ölçülmüştür. Deney 1 ve deney 3 sonuçlarına ait maksimum ivme değerleri birbirine yakın olsa da deney 1'e ait maksimum ivme değeri 723 Hz de oluşurken, deney 3 e ait maksimum ivme değeri 264 Hz de meydana gelmiştir. İvme değenlerinin maksimum olduğu frekansta bir kayma oluşmuştur.



Şekil 3.31 Deney 1 ve deney 3 ivme sonuçları karşılaştırması

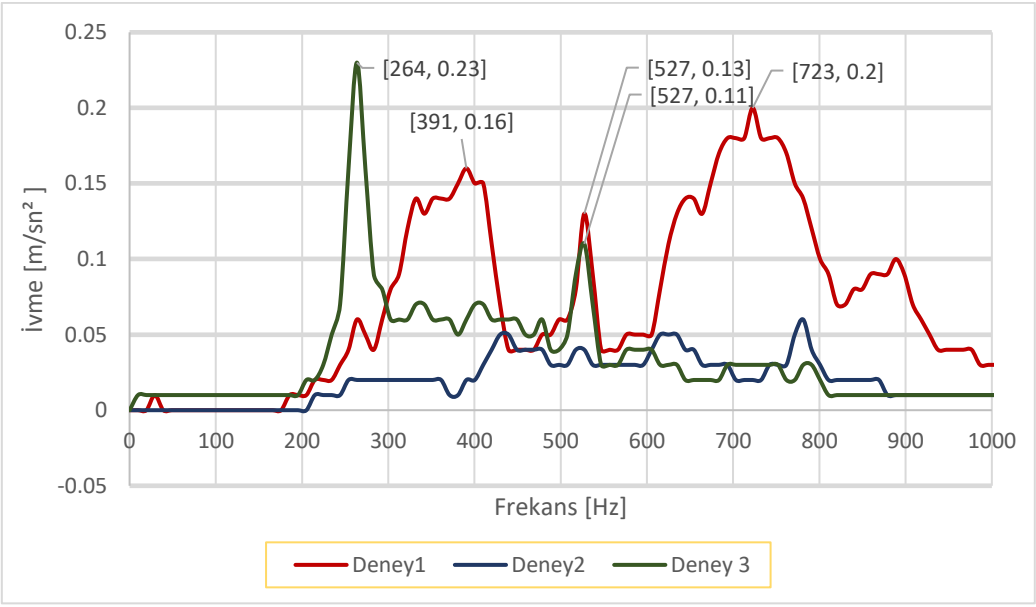
Şekil 3.32'de deney 1 ve deney 3 için karşılaştırmalı gürültü ölçüm sonuçları verilmiştir. Deney 3'e ait ivme ölçümleri için sonuçlar EK'ler Şekil 15'te verilmiştir. Deney 3 ve deney 3.1'e ait gürültü ölçümleri sonuçları EK'ler Şekil 16 ve Şekil 17'de verilmiştir.



Şekil 3.32 Deney 1 ve deney 3 gürültü sonuçları karşılaştırması

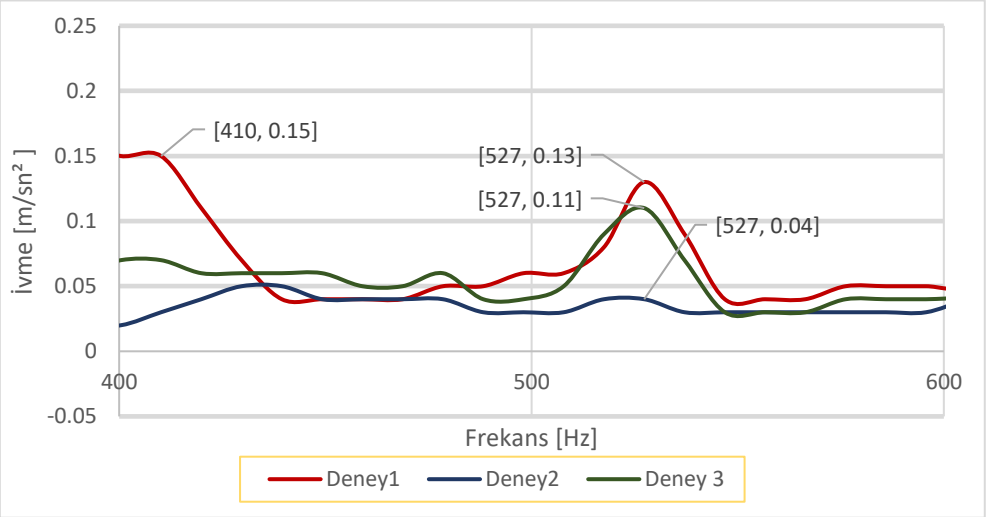
- **Elektronik Kutunun İç Hacminde (3 Numaralı Alan) Yüzey Alanı Değişikliklerinin Titreşim, Sertlik ve Gürültüye Etkisinin Sonuçları**

Deney 2 ve deney 3'e ait ivme değerleri sistemin orijinali olan deney 1 ile karşılaştırmalı grafiği Şekil 3.33'te verilmiştir. Yapılan çalışmalarda deney 1'e göre ivme değerinde 300 Hz üzerindeki ivme değerlerinde genel bir azalma olmuştur.



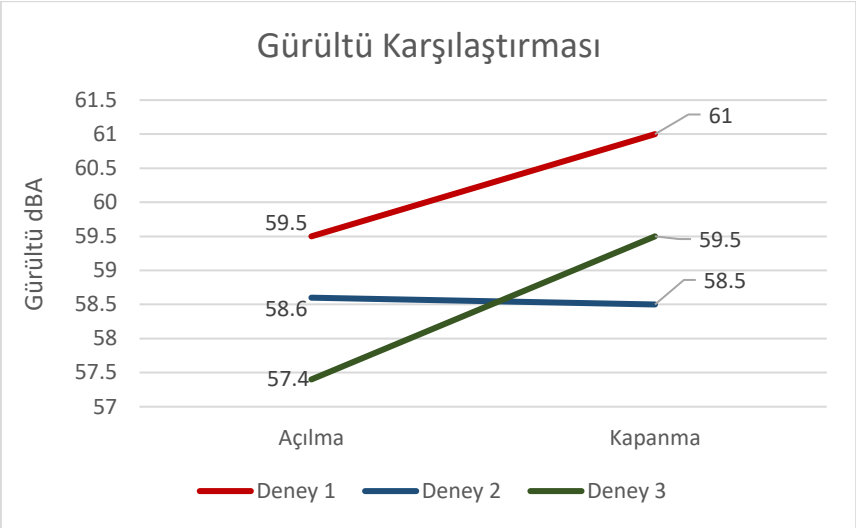
Şekil 3.33 Deney1, deney2,deney3 ivme grafiği

Şekil 3.34'te gösterilen grafikte, olası rezonans bölgesi olan 400 Hz ile 600 Hz arasındaki ivme değerleri incelendiğinde; Deney 1'e ait maksimum ivme değer, 410 Hz de 0.15 m/sn², ve 527 Hz de 0.13 0.15 m/sn² ölçülmüştür. Deney 2 için 527 Hz de ivme değeri 0.04 m/sn² ve deney 3 için 527 Hz de ölçülen ivme değeri 0.11 m/sn² olarak ölçülmüştür. Olası rezonans bölgesindeki ivme değerlerinde her iki deney sonucunun da düşüş gözlemlemiştir.



Şekil 3.34 400Hz - 600 Hz arası deney1,deney2,deney3 ivme grafiği

Deney 1, deney 2 ve deney 3 ölçümlerinde elde edilen gürültü sonuçlarına ait grafik Şekil 3.35'te verilmiştir. Deney 2 de en düşük ivme değerine ulaşılmasına karşın, gürültü ölçümlerinde hareketli kapağın açılması esnasında en düşük gürültü değerine 57.4 dBA ile deney 3'e ait çalışmalar ile ulaşılırken hareketli kapağın kapanması yönündeki gürültü değerinde en düşük 58.5 dBA değeriyle deney 2 'ye ait çalışmalar ile ulaşılmıştır. İvme sonuçları ile tüm değerler yorumlandığında, elektronik kutunun iç hacmine feder veya meta yapı eklemenin rijitliğine olumlu katkısı olduğu tespit edilmiştir. Gürültü sonuçlarına göre, elektronik kutunun iç hacmine eklenen ilave yüzey alanları sayesinde, titreşim ve gürültü kaynağından yayılan enerji bu yüzey alanlarında sönümlendiği çıkarımında bulunulmuştur.



Şekil 3.35 Deney 1, deney 2 ve deney 3 gürültü ölçümleri karşılaştırması

- **Parçaların Rijitliğin Arttırılmasının Titreşim, Sertlik ve Gürültüye Etkisinin İncelenmesi**

SEA sonuçlarında elde edilen sisteme ait titreşim biçimleri incelendiğinde, Şekil 3.11'de gösterilen titreşim biçimlerinde rijitlik problemi olduğu değerlendirilmiştir. Bu bölgede rijitlik sorunlarının giderilmesi için motorun yataklama bölgesindeki tasarım değiştirilmiştir. Diğer yandan elektronik kutunun iç hacminde rijitliği arttırmak için içi dolu bir yapı oluşturulmuştur. Başka bir deneyde ise kozmetik kapağın iç yapısına feder eklenerek başka bir deneyde ise sağ ve sol gövde yataklama gövdeleri ve elektronik kutu birleştirilerek yapının rijitliği arttırılıp gürültünün azaltılması hedeflenmektedir.

Deney grubu kapsamında, 1 numaralı alanın arka kısmında motorun yataklanması için özel bir tasarım değişikliğine gidilecektir. 2 Numaralı alanda ise feder eklenerek motor gövdesinin bağlandığı elektronik kutunun rijitliğinin arttırılması planlanmaktadır. 5 numaralı alanlar ile elektronik kutu tek parça yapılacaktır. Bu uygulamalar alternatifli olarak değerlendirilecektir.

Diğer bir yöntem ise titreşimin sönümlendiği tasarımlar ile rijitliği arttırılan parçaların birlikte test edilmesidir.

Bu iki yöntem arasındaki fark, birincisi motorun titreşimlerinin azaltılmasına odaklanırken, ikincisi sistemin genel rijitliğini artırmaya yöneliktir. İyileştirme

çalışmalarında, tasarımı değiştirilen parçalar ile yalıtımlı parçaların kombinasyonları test edilerek en etkili çözümün belirlenmesi planlanmaktadır. Rijitliği arttırmak için yapılan çalışmaların deney listesi Tablo 3.14'de verilmiştir.

Tablo 3.13 Rijitliği arttırmak için deney listesi

Resim	Açıklama	Deney No
	3 Numaralı Alanın Hacminin Dolu Tasarlanmasının Titreşim, Sertlik ve Gürültüte Etkisi	Deney4
	2 Numaralı Alanın Sabitleme Tasarımının Titreşim, Sertlik ve Gürültüte Etkisi	Deney 5
	3 Numaralı Alana Feder Uygulanması ve 2 Numaralı Alanın Sabitlemenin Titreşim, Sertlik ve Gürültüte Etkisi	Deney 6
	4 Numaralı Alana Feder Uygulanmasının Titreşim, Sertlik ve Gürültüte Etkisi	Deney 7
	5 Numaralı Alanların Yekpare Tasarımının Titreşim, Sertlik ve Gürültüte Etkisi	Deney 8
	Deney 5 ve Deney 7'nin Birlikte Uygulanmasının Titreşim, Sertlik ve Gürültüte Etkisi	Deney 9

- **Deney 4; Elektronik Kutunun iç Hacminin (3 Numaralı Alan) Dolu Tasarlanmasının Titreşim, Sertlik ve Gürültüye Etkisinin İncelenmesi**

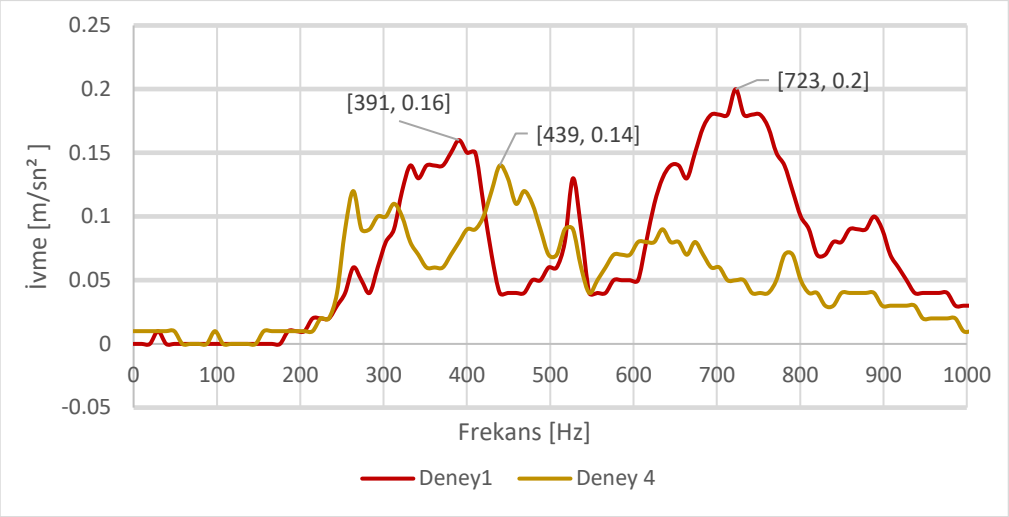
Deney 4 kapsamında Şekil 3.36'da gösterilen elektronik kutu arka kısmında bulunan 3 numaraları alan, elektronik kutuya ait malzemeden ile tamamen doldurulmuştur. Bu değişiklik ile elektronik kutunun rijitliği arttırılması ve gürültünün azaltılması planlanmıştır.



Şekil 3.36 Deney 4 elektronik kutu dolu tasarımı

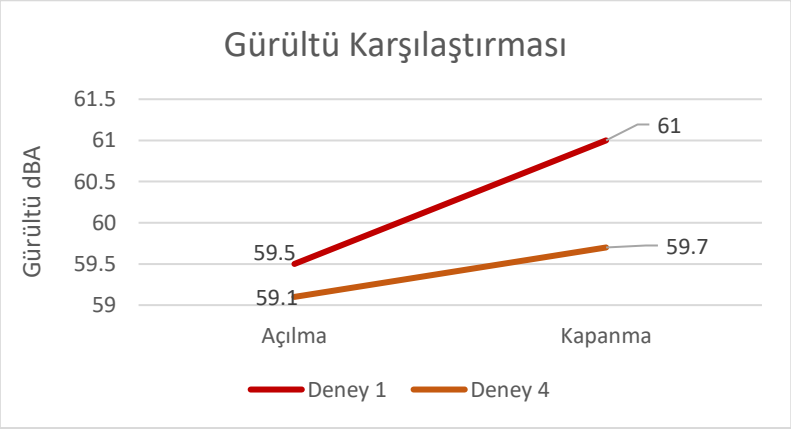
Deney 4 kapsamında, hareketli kapağın açılması ve kapanması esnasındaki ivme ve gürültü ölçümleri yapılmıştır. İvme ölçümlerine ait sonuçlar deney 4 için EK'ler Şekil 18'de verilmiştir

Şekil 3.37'te sistemin referans ölçümü olan deney 1 (D1) ile deney 4 ivme ölçüm sonuçları karşılıklı olarak verilmiştir. Grafik incelendiğinde deney 1'e ait maksimum ivme değeri 723 Hz de 0.2 m/sn² olarak, deney 4 de ise 439 Hz de 0.14 m/sn² olarak ölçülmüştür. Deney 1 ve deney 4 ait sonuçlarına göre ivme değerinde bir miktar düşüş ile, maksimum ivme değerine sahip frekans değerinde gerileme olmuştur.



Şekil 3.37 Deney1 ve deney 4 ivme grafiği

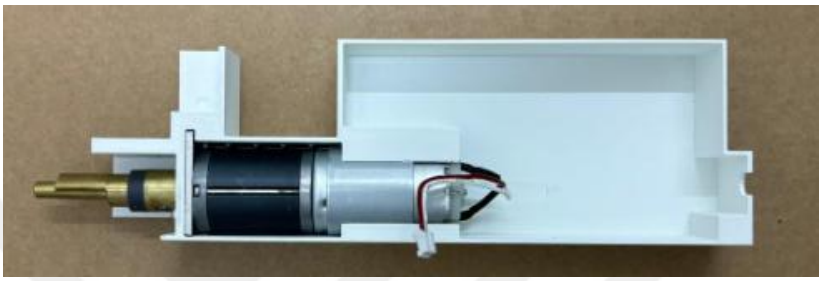
Şekil 3.38'de deney 1 ve deney 4 için karşılaştırmalı gürültü ölçüm sonuçları verilmiştir. Gürültü ölçümlerine ait sonuçlar deney 4 için EK'ler Şekil 19'da deney 4.1 için Şekil 20'de verilmiştir.



Şekil 3.38 Deney 1 ve deney 4 gürültü sonuçları karşılaştırması

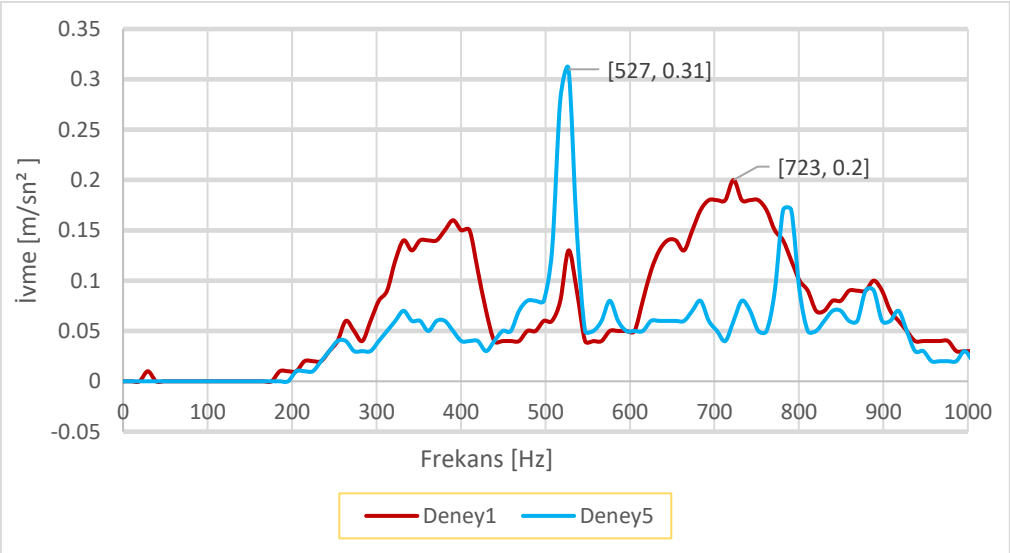
- **Deney 5; Motorun Yataklandığı Bölgenin (2 Numaralı Alan) Sabitleme Tasarımının Geliştirilmesinin Titreşim, Sertlik ve Gürültüye Etkisinin İncelenmesi**

Motorun yapısı ve konstrüksiyon kısıtlamaları nedeniyle mevcut tasarımda motor yalnızca ön yüzeyinden elektronik kutuya sabitlenmektedir. Motor gövdesi, elektronik kutu içinde motorun arka bölgesi sabit bir yatak içine alınmıştır. Hareketli kapağın açılması ve kapanması esnasında titreşim ve ses şiddeti ölçülmüştür. Yapılan uygulama Şekil 3.39'da gösterilmiştir.



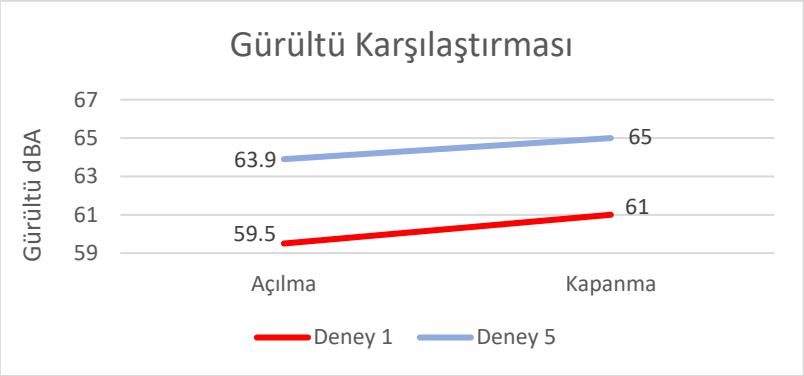
Şekil 3.39 2 numaralı alanın sabitleme tasarımı

Şekil 3.40'ta sistemin referans ölçümü olan deney 1 (D1) ile deney 5 ivme ölçüm sonuçları karşılıklı olarak verilmiştir. Grafik incelendiğinde deney 1'e ait maksimum ivme değeri 723 Hz de 0.2 m/sn² olarak, deney 5'te ise 527 Hz de 0.31 m/sn² olarak ölçülmüştür. Deney 1 ve deney 5'e ait sonuçlarına göre ivme değerinde bir miktar düşüş ile gözlemlense de deney 5'e ait 527 Hz'de ölçülen ivme değeri deney 1'e ait ivme değerlerinin oldukça üstündedir.



Şekil 3.40 Deney 1 ve deney 5 ivme sonuçları karşılaştırması

Şekil 3.41'de deney 1 ve deney 5 için karşılaştırmalı gürültü ölçüm sonuçları verilmiştir. Gürültü ölçümlerine ait sonuçlar deney 5 için EK'ler Şekil 22, deney 5.1 için Şekil 23'te verilmiştir



Şekil 3.41 Deney 1 ve deney 5 gürültü sonuçları karşılaştırması

- **Deney 6; Elektronik Kutunun Arka Bölgesine (3 Numaralı Alan) Feder Uygulanmasının ve Motorun Yataklandığı Bölgenin (2 Numaralı Alan) Sabitleme Tasarımının Geliştirilmesinin Titreşim, Sertlik ve Gürültüye Etkisinin İncelenmesi**

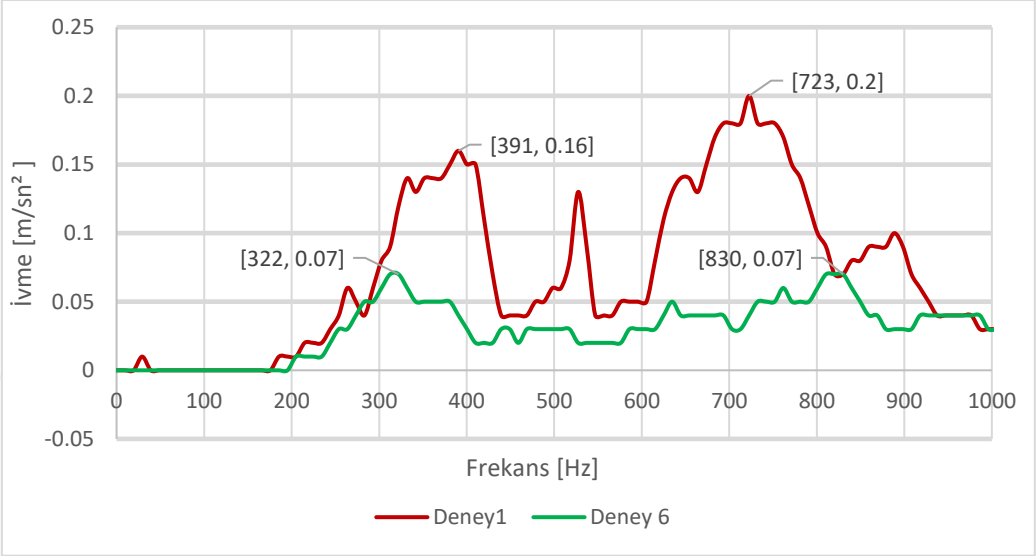
Deney 6 kapsamında, deney 5'te motor arka kısmına eklenen yataklama tasarımına ilave olarak elektronik kutu içine federler ilave edilerek elektronik kutunun rijitliği artırılması planlanmıştır. Deney 2'den farklı olarak uygulanan feder tasarımı 5 mm derinliktedir. Hareketli kapağın açılması ve kapanması esnasında titreşim ve ses şiddeti ölçülmüştür. Yapılan uygulama Şekil 3.42'te gösterilmiştir.



Şekil 3.42 Deney 5 ve 3 numaralı alana feder uygulanması

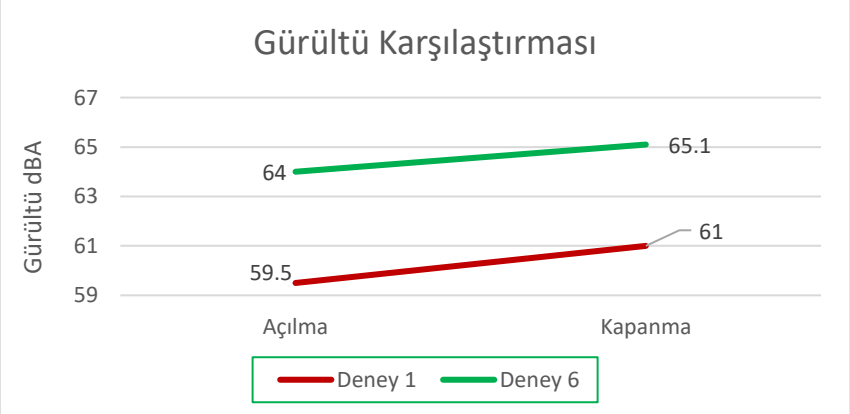
Şekil 3.43'te sistemin referans ölçümü olan deney 1 (D1) ile deney 6 ivme ölçüm sonuçları karşılıklı olarak verilmiştir.

Grafik incelendiğinde deney 1'e ait maksimum ivme değeri 723 Hz de 0.2 m/sn² olarak, deney 6 de ise 322 Hz ve 830 Hz de 0.07 m/sn² olarak ölçülmüştür. Deney sonuçlarına, deney 6 ya ait ivme değerinde tüm frekanslarda belirgin bir düşüş gözlemlenmiştir.



Şekil 3.43 Deney 1 ve deney 6 ivme sonuçları karşılaştırması

Şekil 3.44'te deney 1 ve deney 6 için karşılaştırmalı gürültü ölçüm sonuçları verilmiştir. Gürültü ölçümlerine ait sonuçlar deney 6 için EK'ler Şekil 25'te, deney 6.1 için Şekil 26'da verilmiştir. Yapının rijitliğinin arttığı ölçülen ivme değerleri ile doğrulansa da gürültü ölçüm sonuçlarında referans ölçümlere göre artış ölçümlenmiştir.



Şekil 3.44 Deney 1 ve deney 6 gürültü sonuçları karşılaştırması

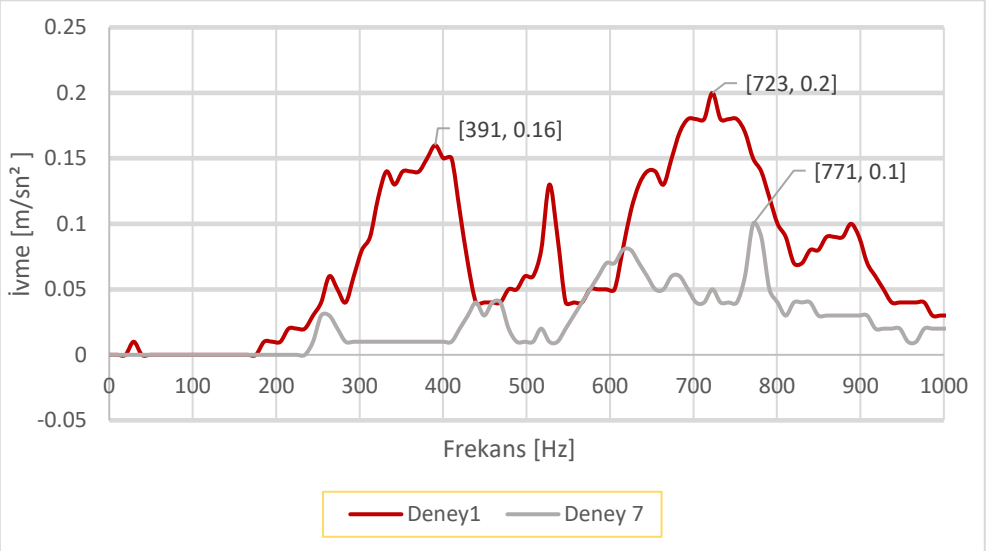
- **Deney 7; Kozmetik Kapak İç Yüzeyine (4 Numaralı Alan) Feder Uygulanmasının Titreşim, Sertlik ve Gürültüye Etkisinin İncelenmesi**

Deney 7 kapsamında kozmetik kapak içine federler uygulanarak kozmetik kapağın rijitliğinin arttırılması amaçlanmıştır. Federlerin derinliği konstrüksiyon kısıtı sebebiyle 2mm'de tutulmuştur. Hareketli kapağın açılması ve kapanması esnasında titreşim ve ses şiddeti ölçülmüştür. Yapılan uygulama Şekil 3.45'te gösterilmiştir.



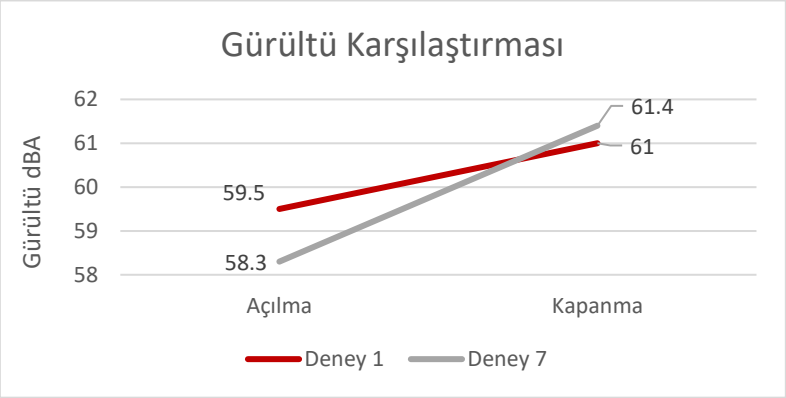
Şekil 3.45 Kozmetik kapağa feder uygulanması

Şekil 3.46'da sistemin referans ölçümü olan deney 1 (D1) ile deney 7 ivme ölçüm sonuçları karşılıklı olarak verilmiştir. Grafik incelendiğinde deney 1'e ait maksimum ivme değeri 723 Hz de 0.2 m/sn² olarak, deney 7 de ise maksimum ivme değeri 771 Hz' de 0.1 m/sn² olarak ölçülmüştür. Deney sonuçlarına göre deney 7'ye ait ivme değerinde tüm frekanslarda belirgin bir düşüş gözlemlenmiştir.



Şekil 3.46 Deney 1 ve deney 7 ivme sonuçları karşılaştırması

Şekil 3.47'de deney 1 ve deney 7 için karşılaştırmalı gürültü ölçüm sonuçları verilmiştir. Gürültü ölçümlerine ait sonuçlar deney 7 için EK'ler Şekil 28'de, deney 7.1 için Şekil 29'da verilmiştir. Hareketli kapağın açılması esnasındaki gürültü değerinde, referans ölçümlere göre 1.2 dBA iyileşme olmasına karşın hareketli kapağın kapanması esnasındaki gürültü ölçümlerinde 0.4 dBA daha fazla gürültü ölçümlenmiştir.



Şekil 3.47 Deney 1 ve deney 7 gürültü sonuçları karşılaştırması

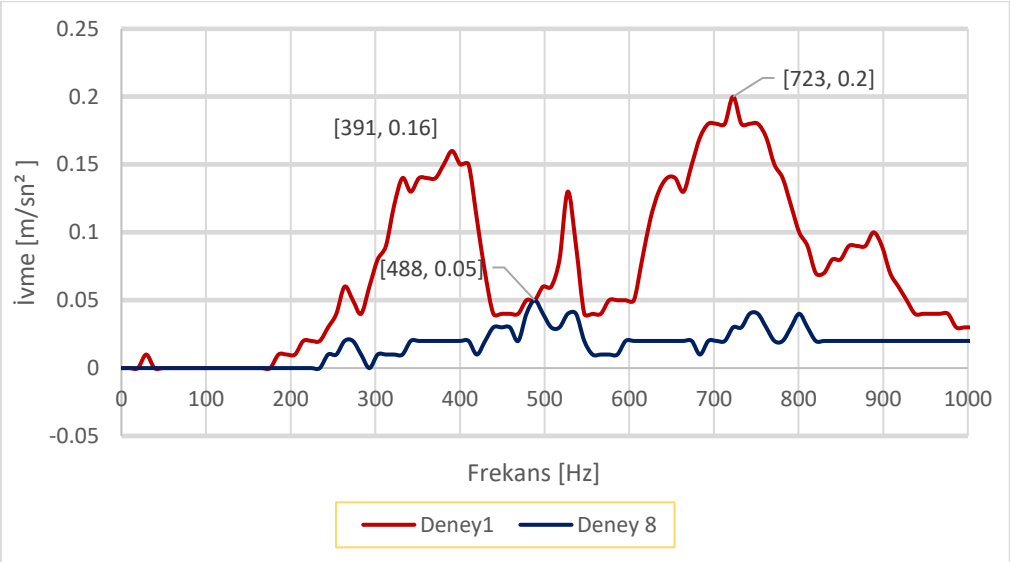
- **Deney 8; Sağ, Sol Yataklama Gövdesi ve Elektronik Kutunun (5 Numaralı Alanın) Yekpare Tasarlanmasının Titreşim, Sertlik ve Gürültüye Etkisinin İncelenmesi**

Deney 8 kapsamında, hareketli kapağın dönme ekseninde bulunan millerin yataklandığı gövdeler ve elektronik kutu tek bir parça olarak tasarlanmıştır. Bu sayede sistemin rijitliği artırtılması planlanmıştır. Hareketli kapağın açılması ve kapanması esnasında titreşim ve ses şiddeti ölçülmüştür. Yapılan uygulama Şekil 3.48'ta gösterilmiştir.



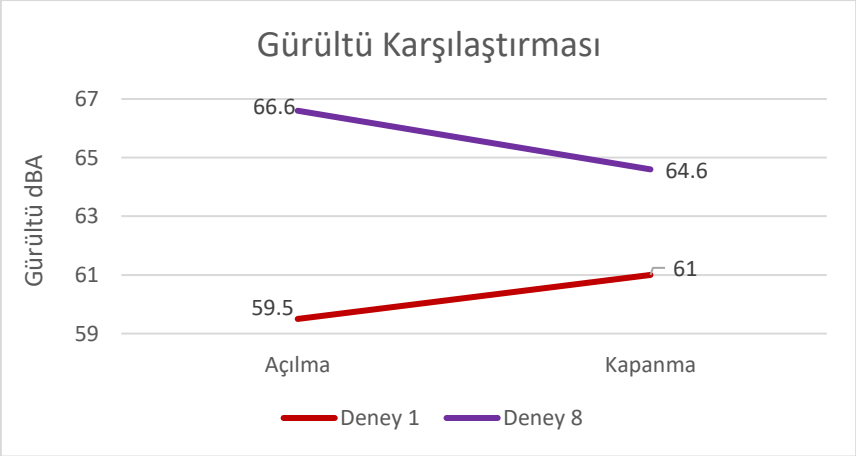
Şekil 3.48 5 numaralı alanların yekpare tasarımı

Şekil 3.49'da sistemin referans ölçümü olan deney 1 (D1) ile deney 8 ivme ölçüm sonuçları karşılıklı olarak verilmiştir. Grafik incelendiğinde deney 1'e ait maksimum ivme değeri 723 Hz'de 0.2 m/sn² olarak, deney 7 de ise maksimum ivme değeri 488 Hz 'de 0.05 m/sn² olarak ölçülmüştür. Deney sonuçlarına göre deney 7 ye ait ivme değerinde tüm frekanslarda belirgin bir düşüş gözlemlenmiştir.



Şekil 3.49 Deney 1 ve deney 8 ivme sonuçları karşılaştırması

Şekil 3.50'de deney 1 ve deney 8 için karşılaştırmalı gürültü ölçüm sonuçları verilmiştir. Gürültü ölçümlerine ait sonuçlar deney 8 için EK'ler Şekil 30'da deney 8.1 için Şekil 31'de verilmiştir. Deney 8'e ait ivme değerleri belirgin bir şekilde tüm frekans değerlerinde referans değerlere göre düşük çıkmasına rağmen gürültü ölümlerinde açılma ve kapanma esnasında ciddi bir yükseliş olduğu ölçümlenmiştir.



Şekil 3.50 Deney 1 ve deney 8 gürültü sonuçları karşılaştırması

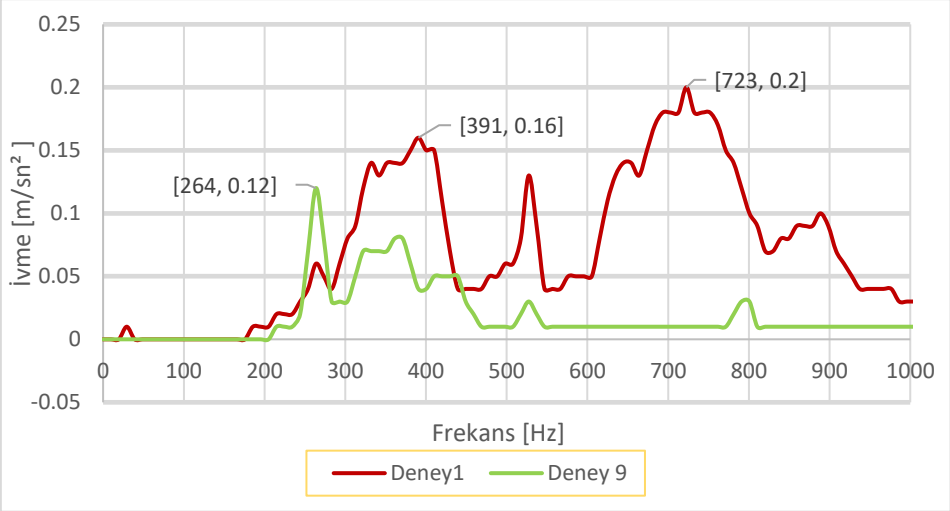
- **Deney 9; Deney 5 ve Deney 7'nin Birlikte Uygulanmasının Titreşim, Sertlik ve Gürültüye Etkisinin İncelenmesi**

Deney 9 kapsamında, deney 5 ve deney 7 birlikte uygulanmıştır. Deney 5'te motorun yataklandığı kısımda iyileştirme yapılmış deney 7'de ise kozmetik kapan iç yüzeyine feder tasarımı eklenmişti. Hareketli kapağın açılması ve kapanması esnasında titreşim ve ses şiddeti ölçülmüştür. Yapılan uygulama Şekil 3.51'de gösterilmiştir.



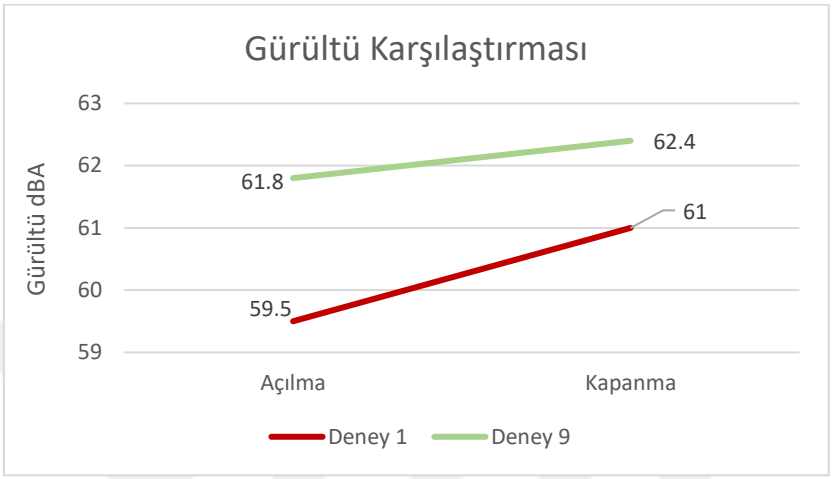
Şekil 3.51 Deney 10 ve deney 12 birlikte uygulaması

Şekil 3.52'de sistemin referans ölçümü olan deney 1 (D1) ile deney 9 ivme ölçüm sonuçları karşılıklı olarak verilmiştir. Grafik incelendiğinde deney 1'e ait maksimum ivme değeri 723 Hz de 0.2 m/sn² olarak, deney 7 de ise maksimum ivme değeri 488 Hz' de 0.05 m/sn² olarak ölçülmüştür. Deney 9'a ait ivme değerlerinde 250 Hz 300 Hz arasındaki bir yükseliş olsa da 300 Hz den sonraki ivme değerlerinde azalma olduğu görülmektedir. İvme ölçümlerine ait sonuçlar deney 9 için EK'ler Şekil 33'te verilmiştir.



Şekil 3.52 Deney 1 ve deney 9 ivme sonuçları karşılaştırması

Şekil 3.53'te deney 1 ve deney 9 için karşılaştırmalı gürültü ölçüm sonuçları verilmiştir. Gürültü ölçümlerine ait sonuçlar deney 9 için EK'ler Şekil 34'te, deney 9.1 için Şekil 35'te verilmiştir. Deney 9'a ait ivme değerleri 250 Hz ve 300 Hz arasında kalan kısımların dışında belirgin bir şekilde tüm frekans değerlerinde referans değerlere göre düşük çıkmasına rağmen gürültü ölümlerinde açılma ve kapanma esnasında ciddi bir yükseliş olduğu ölçümlenmiştir.

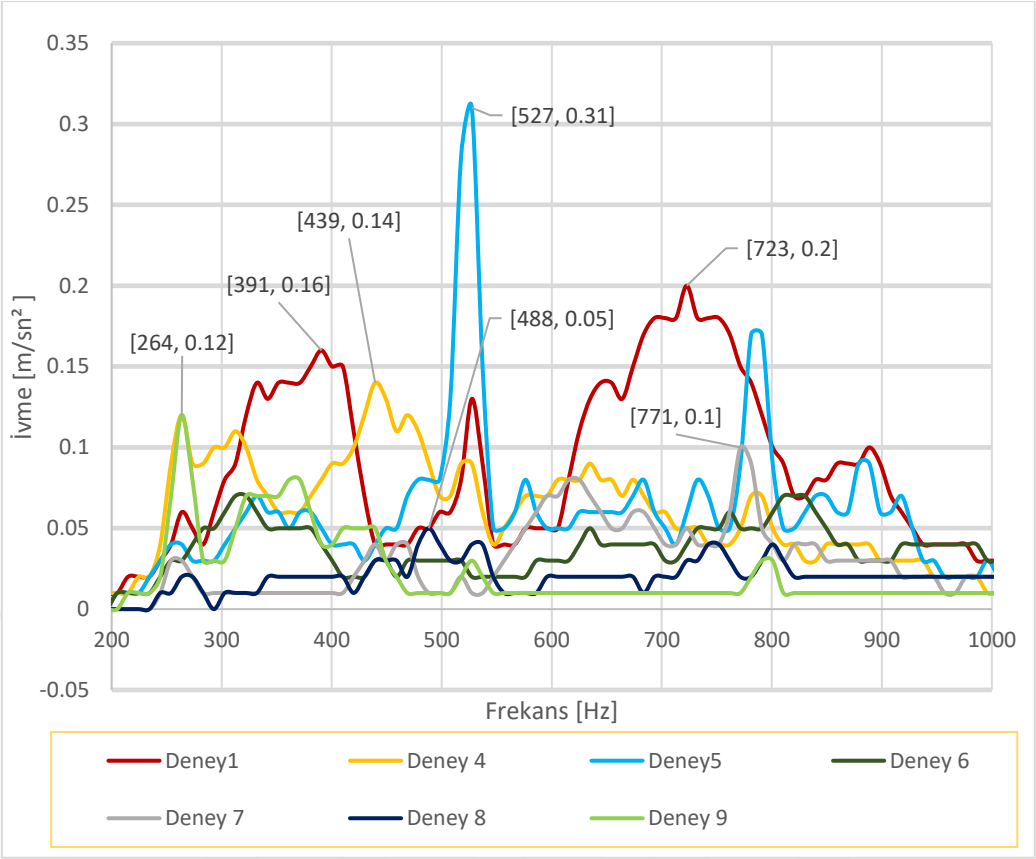


Şekil 3.53 Deney 1 ve deney 9 gürültü sonuçları karşılaştırması

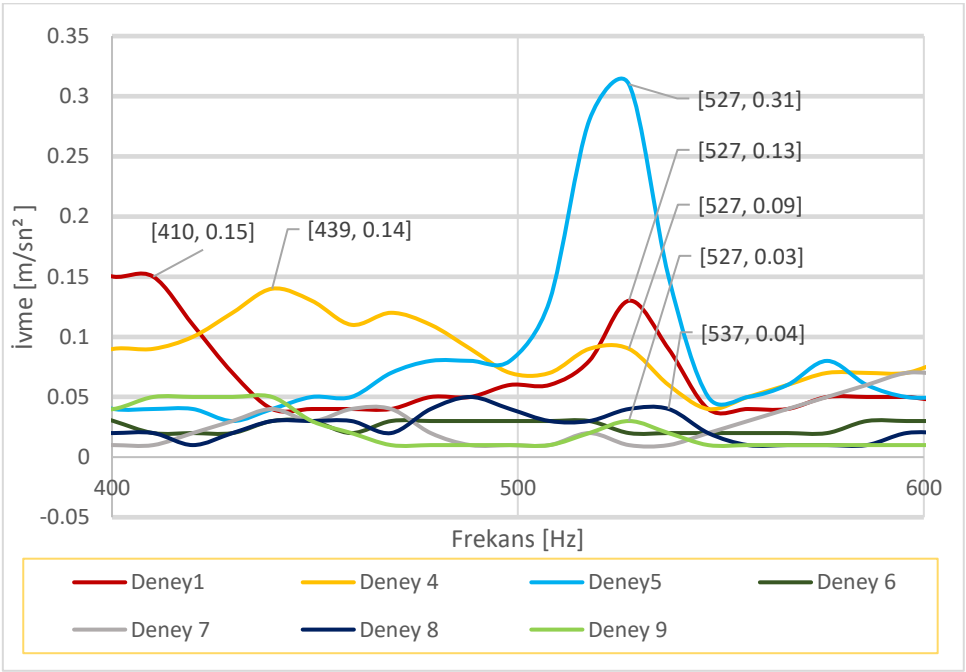
- **Parçaların Rijitliğin Arttırılmasının Titreşim, Sertlik ve Gürültüye Etkisinin Sonuçları**

Deney 4, deney 5,deney 6, deney 7, deney 8 ve deney 9'a ait ivme değerleri sistemin orijinali olan deney 1 ile karşılaştırmalı grafiği Şekil 3.54'te verilmiştir. Yapılan çalışmalarda ölçülen ivme değerleri referans ölçümler olan deney 1'den 300 Hz ile 420 Hz arasında ve 600 Hz ile 800 Hz arasında daha düşük ölçümlenmiştir.

Şekil 3.55'te gösterilen, olası rezonans bölgesi olan 400 Hz ile 600 Hz arası detaylı olarak incelendiğinde deney 5'e ait ivme değeri 0.31 m/sn² ile diğer deney sonuçları ve referans ivme değerinden de oldukça yüksek ölçümlenmiştir. Diğer deneylere ait değerler ise deney 1 in ivme değeri olan 0.13 m/sn² 'den daha düşük çıkmıştır.

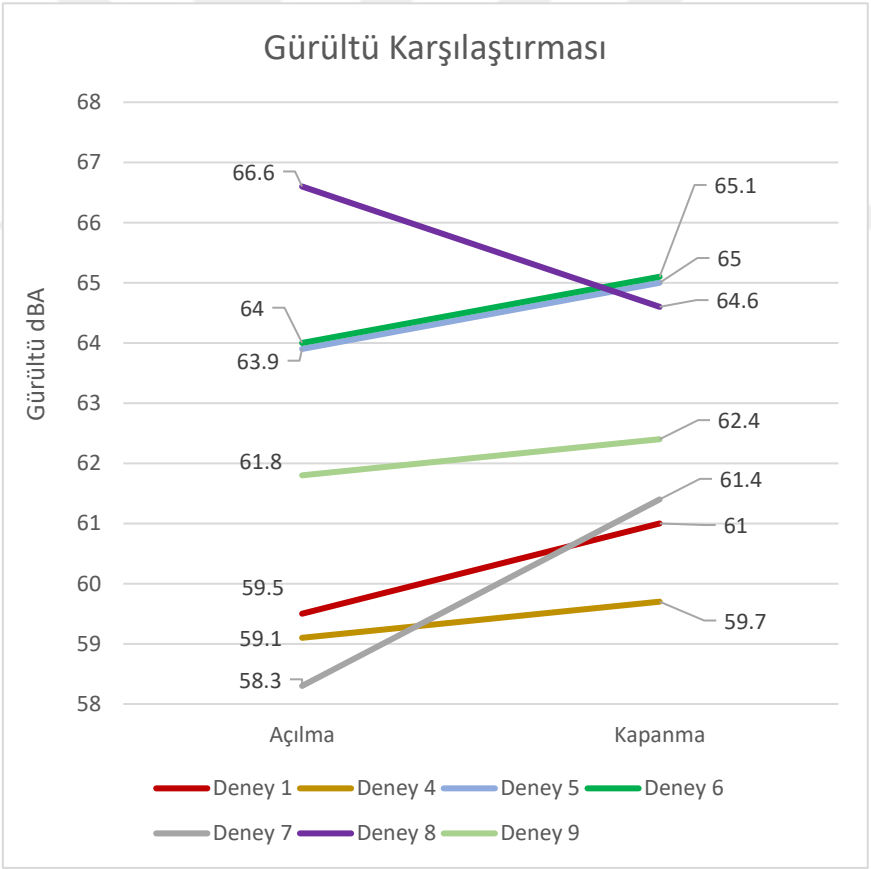


Şekil 3.54 Deney1, deney 4,deney 5, deney 6, deney 7, deney 8, deney 9 ivme grafiği



Şekil 3.55 400Hz -600 Hz arası deney1, deney 4,deney 5, deney 6, deney 7, deney 8, deney 9 ivme grafiği

Deney1, deney 4, deney 5, deney 6, deney 7, deney 8, deney 9 ölçümlerinde elde edilen gürültü sonuçlarına ait grafik Şekil 3.56'da verilmiştir. Şekil 3.55'te grafikte gösterilen ivme değerlerine göre deney 7 de en düşük ivme değerine ulaşılmıştır ve deney 7'ye ait gürültü ölçümünde 57.4 dBA ile hareketli kapağın açılması esnasındaki en düşük gürültü değeri ölçümlenmiştir. Hareketli kapağın kapanması esnasındaki gürültü ölçümleri sonuçlarına göre en düşük değer deney 4 kapsamında yapılan çalışmalara aittir. Hareketli kapağın açılması ve kapanması esnasındaki gürültünün referans ölçüm olan deney1 den daha düşük olduğu çalışma deney 4'e ait olan çalışmalardır. Deney 4'e ait iyileştirme kapsamında elektronik kutunun arka kısmının dolu malzeme ile yeniden tasarlanması her ne kadar elektronik kutunun rijitliğini arttırsa da titreşim iletimini kolaylaştırmıştır. Yapılan ölçümlerde titreşim değeri diğer deney sonuçlarına göre özellikle 400 Hz ve 600 Hz arasında en yüksek değerde çıkmıştır.



Şekil 3.56 Deney1, deney 4,deney 5, deney 6, deney 7, deney 8, deney 9 gürültü ölçümleri karşılaştırması

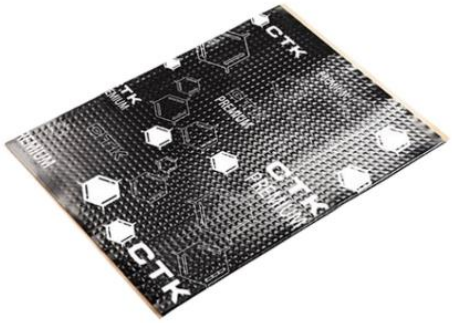
- **Titreşim ve Gürültü Yalıtım Malzemesi Uygulanmasının Titreşim ve Gürültüye Etkisinin İncelenmesi**

Bu bölümde motorun ürettiği titreşimlerin ve gürültünün yalıtılması için çeşitli yalıtım teknikleri üzerinde çalışılmıştır. Bu yöntem, sistemin genel ses kaynağı olan motorun titreşimlerini minimize ederek ses şiddetinin düşürülmesini hedeflemektedir. Titreşim yalıtımı için; endüstride kullanılan farklı özellikte özel elastomer malzeme bulunmaktadır. Bu elastomer titreşim sönümleme malzemelerinin farklı uygulama alanları ve uygulama yöntemleri vardır. Genel uygulamada titreşim sönümleme malzemeleri titreşim iletimini engellemek ve titreşim sönümlenmesine destek olmak için birbiri ile çalışan parçaların aralarına yerleştirilmektedir. Konstrüksiyon gereği parçalar arasına titreşim yalıtım malzemesini yerleştirilememesi durumunda titreşim kaynağına yakın bir bölgeye yerleştirilir ve çalışma esnasında oluşan titreşim elastomer titreşim yalıtım malzemesi tarafından sönümlenir. Endüstride standart olan kullanılan titreşim yalıtım malzemeleri genellikle bir plak şeklinde veya makine ekipmanlarının ayak kısmına takılabilen somun cıvata ilaveli olarak üretilmektedir. Daha küçük ebatlı konstrüksiyonlu sistemler için üretilen titreşim sönümleme malzemelerinin uygulanması için özel yöntemler veya özel sönümleme malzemeleri üretilmesi gerekmektedir. Diğer bir yandan sönümleme malzemesinin genel olarak yoğunluğu arttıkça titreşim sönümleme kapasitesi de benzer oranda artmaktadır.

Titreşim sönümleme malzemesi olarak kullanılan CTK Premium titreşim ve gürültü yalıtım malzemesi, titreşim ve gürültü sönümleme uygulamalarında tercih edilen bir seçenektir. Malzemenin 2 mm kalınlığındaki yapısı, hafiflik avantajı sağlar ve bir yüzeyinin yapışkan özellik taşıması, montajın kolaylıkla yapılabilmesini ve gerektiğinde tekrar edilebilirliğini desteklemektedir. 2 mm kalınlığa rağmen, malzemenin titreşim sönümleme oranı 0.25 olarak ölçülmektedir. Ayrıca, malzemenin en üst katmanında bulunan 0.06 mm kalınlığındaki kabartmalı alüminyum tabaka, gürültü yalıtımını iyileştirmede önemli bir rol oynamaktadır [33].

Şekil 3.57'de CTK Premium titreşim yalıtım malzemesine ait görsel verilmiştir. Konstrüksiyonunun yapısının yeninden tasarlanması mevcut durumda üretilmiş olan plastik enjeksiyon kalıplarının revize edilmesi anlamına gelmektedir. Bu

yalıtım malzemesi sayesinde mevcut gövde ve parça yapılarında tasarım değişikliğine gidilmeden kolay ve hızlı bir uygulama ile ses şiddetinde iyileştirme potansiyeli mevcuttur.



Şekil 3.57 CTK Premium titreşim yalıtım malzemesi görseli [33]

Bu bağlamda 1 numaralı alana tek tarafı yapışkanlı sönümleme elemanı, kauçuk macun tipindeki sönümleme elemanı alternatifli şekilde uygulanacaktır. 2 Numaralı alana ise tek tarafı yapışkanlı sönümleme malzemesi uygulaması yapılacaktır. Titreşim ve gürültü yalıtım malzemesinin uygulanmasının titreşim ve gürültüye olan etkisi için olan deneylerin listesi Tablo 3.15'te verilmiştir.

Tablo 3.14 Titreşim ve gürültü yalıtım malzemesi uygulaması deney listesi

Resim	Açıklama	Deney No
	1 Numaralı Alana Yalıtım Malzemesi Uygulanması	D10
	1 ve 2 Numaralı Alana Yalıtım Malzemesi Uygulanması	D11
	1 Numaralı Alana Yalıtım Malzemesi 2 Numaralı Alana Kauçuk Sönüm Elemanı Uygulanması	D12
	4 Numaralı Alana Yalırım Malzemesi Uygulanması	D13
	Deney 11 ve Deney 13'ün Birlikte Uygulanması	D14
	Deney 12 ve Deney 13'ün Birlikte Uygulanması	D15
	Deney 5 Ve 2 Numaralı Alana Kaucuk Sönüm Elemanı Uygulanması	D16

- **Deney 10; Motorun Sabitlendiği Elektronik Kutunun Arka Kısmına (1 Numaralı Alan) Yalıtım Malzemesi Uygulanmasının Titreşim ve Gürültüye Etkisinin İncelenmesi**

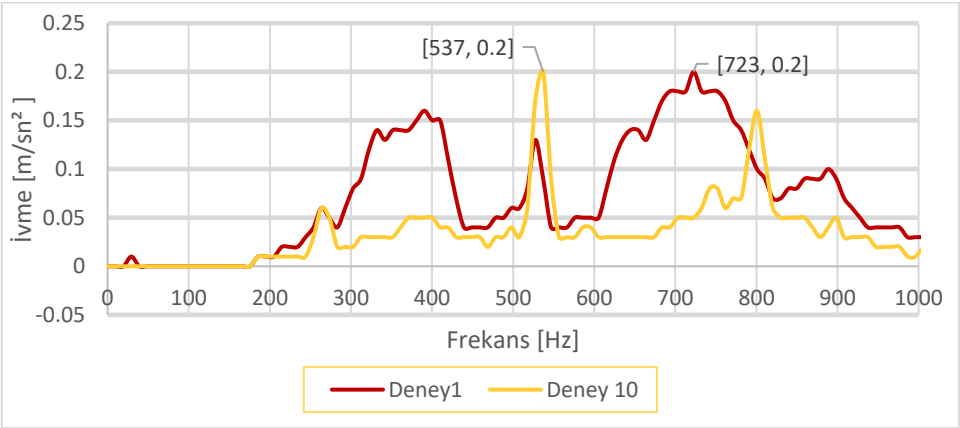
Deney 10 kapsamında, motorun bağlı olduğu elektronik kutunun arka kısmına titreşim ve gürültü yalıtım malzemesi uygulanmıştır ve sistemin diğer tüm bileşenleri mevcut tasarımda bırakılmıştır. Hareketli kapağın açılması ve kapanması esnasında titreşim ve ses şiddeti ölçülmüştür. Yapılan uygulama Şekil 3.58'de gösterilmiştir.



Şekil 3.58 1 numaralı alana yalıtım malzemesi uygulanması

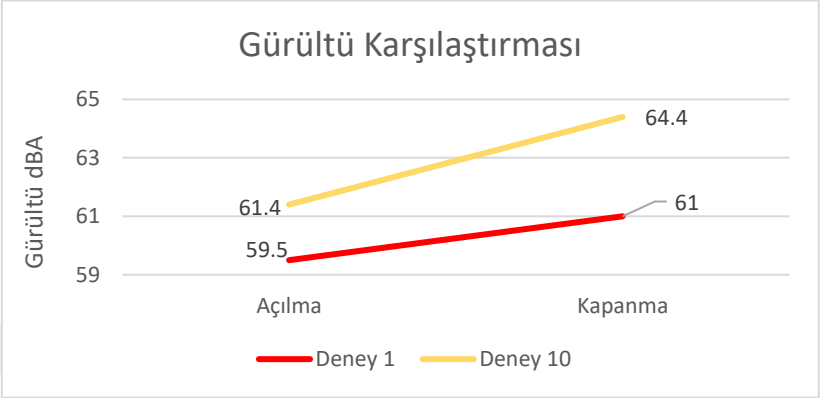
Şekil 3.59'de sistemin referans ölçümü olan deney 1 (D1) ile deney 10 ivme ölçüm sonuçları karşılıklı olarak verilmiştir. Grafik incelendiğinde deney 1'e ait maksimum ivme değeri 723 Hz de 0.2 m/sn² olarak, deney 10 da ise maksimum ivme değeri 537 Hz 'de 0.2 m/sn² olarak ölçülmüştür. İvme ölçümlerine ait sonuçlar deney 9 için EK'ler Şekil Şekil 33'te verilmiştir.

İvme ölçümlerine ait sonuçlar deney 10 için EK'ler Şekil 36'da verilmiştir.



Şekil 3.59 Deney 1 ve deney 10 ivme sonuçları karşılaştırması

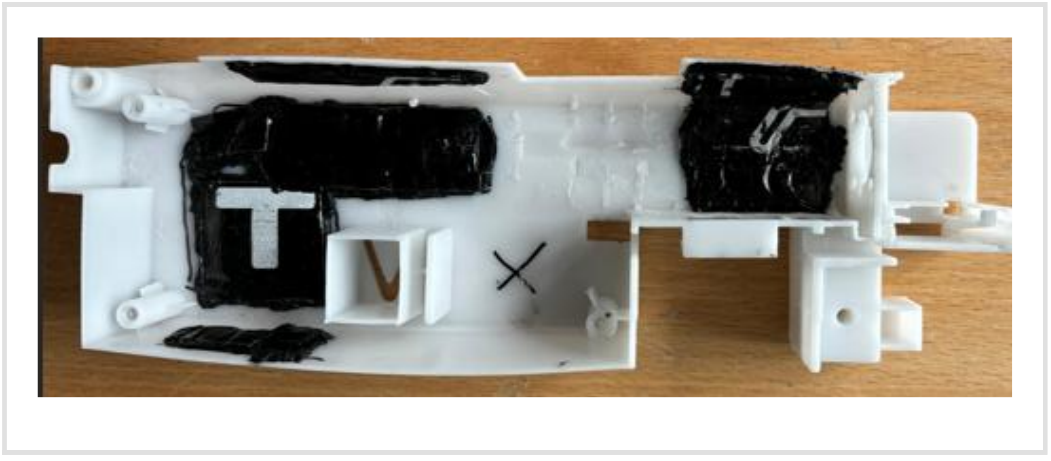
Şekil 3.60'ta deney 1 ve deney 10 için karşılaştırmalı gürültü ölçüm sonuçları verilmiştir. Gürültü ölçümlerine ait sonuçlar deney 10 için EK'ler Şekil 36'da deney 10.1 için Şekil 37'de verilmiştir. Ölçüm sonuçlarına göre 500 Hz ve 550 Hz arası ve 790 Hz -810 Hz arası dışında kalan kısımdaki ivme değerleri referans ölçümlere göre düşük çıkmış olmasına karşın, gürültü ölçümlerinde referans değerlere göre artış olmuştur.



Şekil 3.60 Deney 1 ve deney 10 gürültü sonuçları karşılaştırması

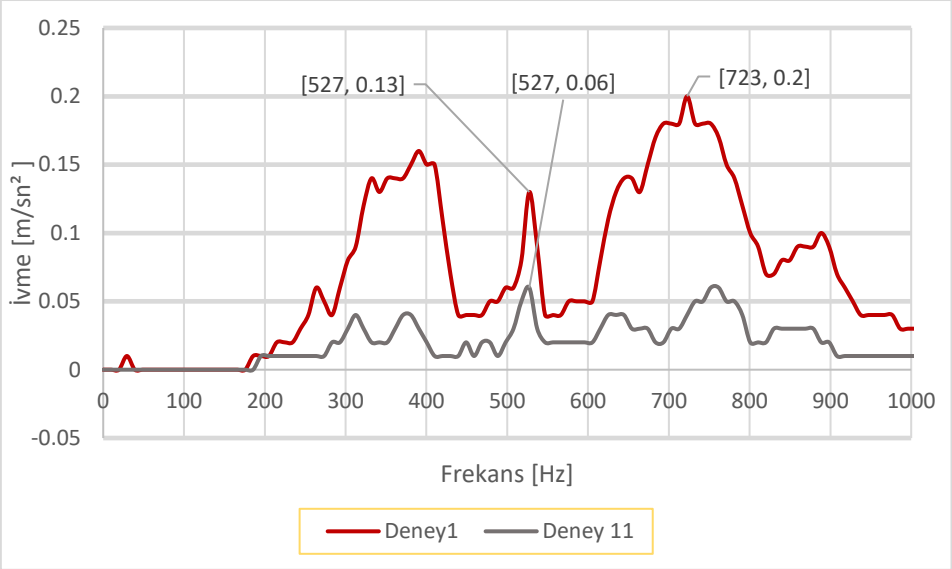
- **Deney 11; Motorun Sabitlendiği Elektronik Kutunun Arka Kısmına (1 Numaralı Alan) ve Motorun Yataklandığı Kısıma (2 Numaralı Alan) Yalıtım Malzemesi Uygulanmasının Titreşim ve Gürültüye Etkisinin İncelenmesi**

Deney 11 kapsamında, elektronik kutunun arka kısmına uygulanan yalıtım malzemesine ek olarak, motorun elektronik kutu ile temas eden bölgesine kauçuk sönümleme malzemesi uygulaması yapılmıştır. Bu uygulama Şekil 3.61'de gösterilmiştir.



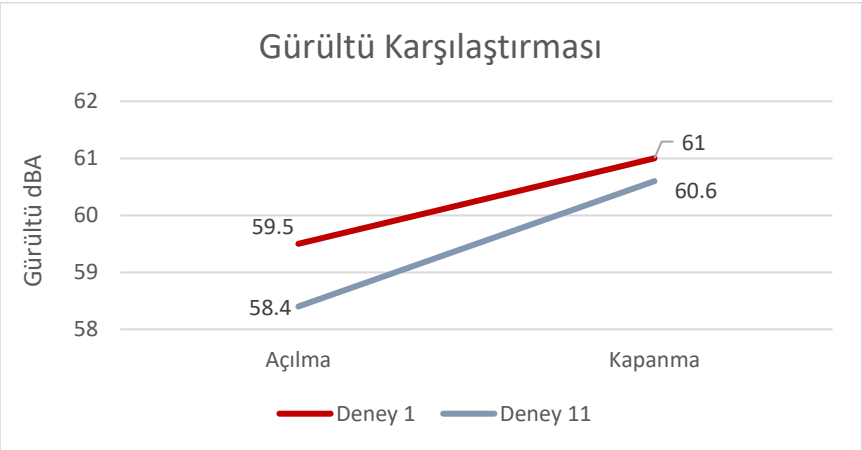
Şekil 3.611 ve 2 numaralı alana yalıtım malzemesi uygulanması

Şekil 3.62'te sistemin referans ölçümü olan deney 1 (D1) ile deney 11 ivme ölçüm sonuçları karşılıklı olarak verilmiştir. Grafikte 200 Hz'den yüksek frekanslardaki ivme değerlerinde azalma olduğu görülmektedir. İvme ölçümlerine ait sonuçlar deney 11 için EK'ler Şekil 39'da verilmiştir.



Şekil 3.62 Deney 1 ve deney 11 ivme sonuçları karşılaştırması

Şekil 3.63'te deney 1 ve deney 11 için karşılaştırmalı gürültü ölçüm sonuçları verilmiştir. Gürültü ölçümlerine ait sonuçlar deney 11 için EK'ler Şekil 40'ta, deney 11.1 için Şekil 41'de verilmiştir. Deney 11 ile elde edilen gürültü sonuçları deney 1 gürültü sonuçlarına göre açma ve kapanma yönünde yüksek çıkmıştır.



Şekil 3.63 Deney 1 ve deney 11 gürültü sonuçları karşılaştırması

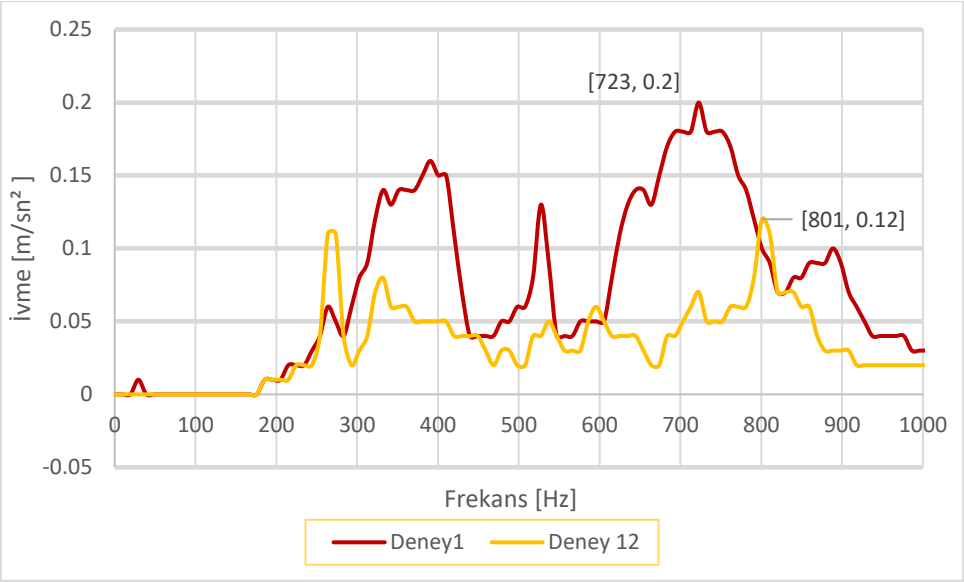
- **Deney 12; Motorun Sabitlendiği Elektronik Kutunun Arka Kısmına (1Numaralı Alan) Titreşim ve Gürültü Yalıtım Malzemesi ve Motorun Yataklandığı Kısıma (2 Numaralı Alan) Sönümleme Macunu Uygulanmasının Titreşim ve Gürültüye Etkisinin İncelenmesi**

Deney 12 kapsamında, motorun bağlı olduğu elektronik kutunun arka kısmına ilave olarak motor yatağına kauçuk titreşim sönümleyici uygulanmıştır ve sistemin diğer tüm bileşenleri mevcut tasarımda bırakılmıştır. Hareketli kapağın açılması ve kapanması esnasında titreşim ve ses şiddeti ölçülmüştür. Yapılan uygulama Şekil 3.64'te gösterilmiştir.



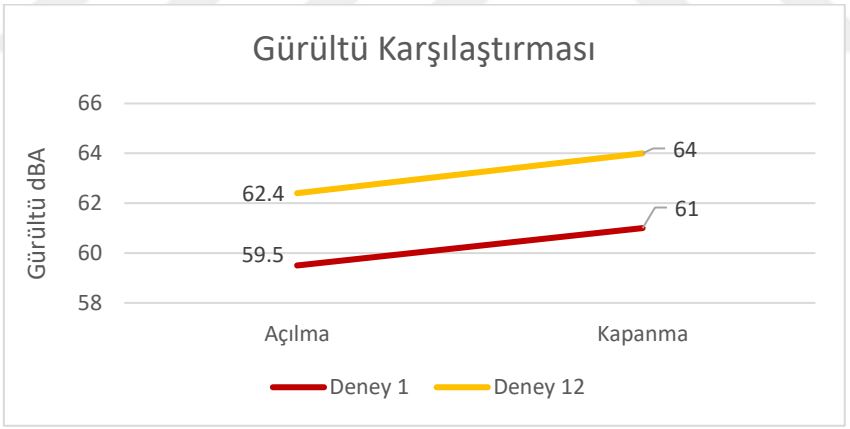
Şekil 3.64 1 numaralı alana yalıtım malzemesi 2 numaralı alana kauçuk sönümleme elemanı uygulanması

Şekil 3.65'te sistemin referans ölçümü olan deney 1 (D1) ile deney 12 ivme ölçüm sonuçları karşılıklı olarak verilmiştir. Grafikte 280 Hz ile 800 Hz arasındaki ivme değerlerinde azalma olduğu görülmektedir. İvme ölçümlerine ait sonuçlar deney 12 için EK'ler Şekil 42'de verilmiştir.



Şekil 3.65 Deney 1 ve deney 12 ivme sonuçları karşılaştırması

Şekil 3.66'de deney 1 ve deney 12 için karşılaştırmalı gürültü ölçüm sonuçları verilmiştir. Gürültü ölçümlerine ait sonuçlar deney 12 için EK'ler Şekil 43'te, deney 12.1 için Şekil 44'te verilmiştir. Deney 12'ye ait gürültü ölçümleri sistem referansı olan deney 1 sonuçlarından daha yüksek çıkmıştır.



Şekil 3.66 Deney 1 ve deney 12 gürültü sonuçları karşılaştırması

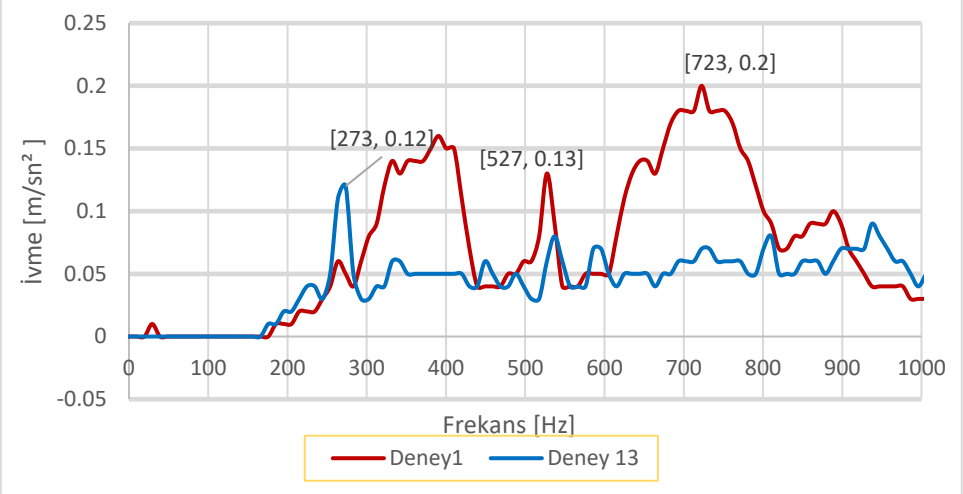
- **Deney 13; Kozmetik Kapağın İç Kısmına (4 Numaralı Alan) Titreşim ve Ses Yalıtım Malzemesi Uygulanmasının Titreşim ve Gürültüye Etkisinin İncelenmesi**

Deney 13 kapsamında, kozmetik kapak içerisine sönümleme malzemesi uygulanmış ve sistemin diğer tüm bileşenleri mevcut tasarımda bırakılmıştır. Hareketli kapağın açılması ve kapanması esnasında titreşim ve ses şiddeti ölçülmüştür. Yapılan uygulama Şekil 3.67'da gösterilmiştir.



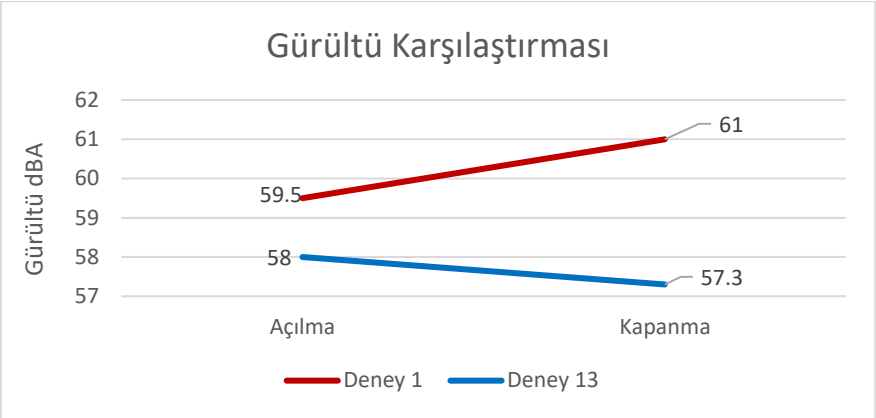
Şekil 3.67 4 numaralı alana yalıtım malzemesi uygulaması

Şekil 3.68'de sistemin referans ölçümü olan deney 1 (D1) ile deney 13 ivme ölçüm sonuçları karşılıklı olarak verilmiştir. Grafikte, özellikle olası rezonans bölgesi olan 400 Hz ile 600 Hz arasındaki 590 Hz değerinde ölçülen 0.07 m/sn² ivme değerleri deney 1'e göre artış göstermiştir. İvme ölçümlerine ait sonuçlar deney 13 için EK'ler Şekil 45'te verilmiştir.



Şekil 3.68 Deney 1 ve deney 13 ivme sonuçları karşılaştırması

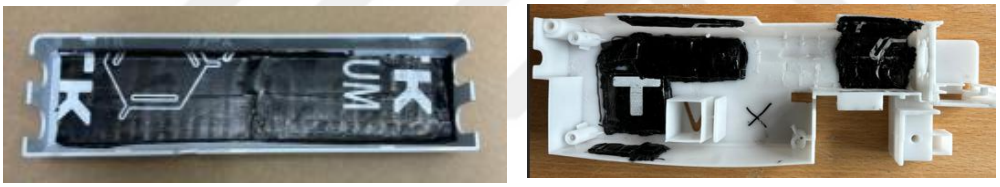
Şekil 3.69'de deney 1 ve deney 13 için karşılaştırmalı gürültü ölçüm sonuçları verilmiştir. Gürültü ölçümlerine ait sonuçlar deney 13 için EK'ler Şekil 46'da deney 13.1 için Şekil 47'de verilmiştir. Deney 13 gürültü ölçüm sonuçlarına göre, açılma yönünde 1.5 dBA kapanma yönünde ise 3.7 dBA iyileşme sağlanmıştır.



Şekil 3.69 Deney 1 ve deney 13 gürültü sonuçları karşılaştırması

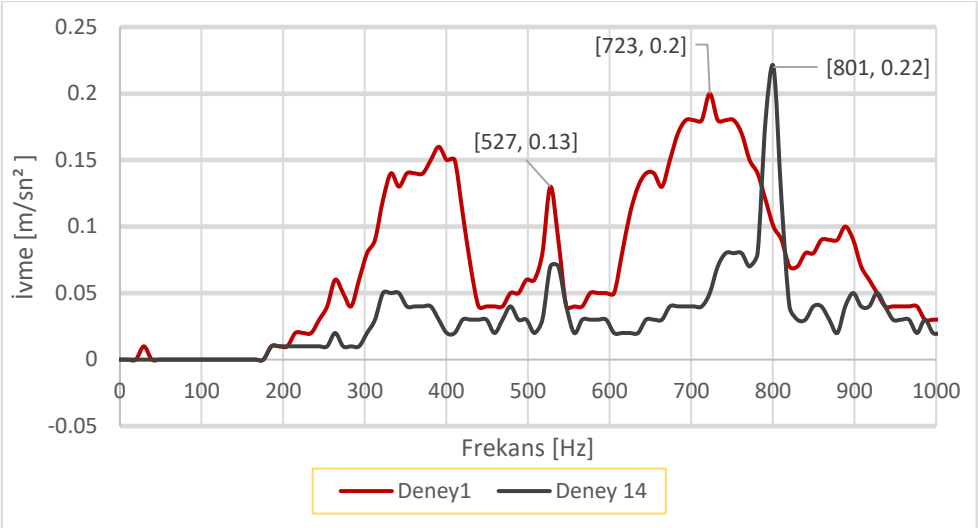
- **Deney 14; Deney 11 ve Deney 13'ün Birlikte Uygulanmasının Titreşim ve Gürültüye Etkisinin İncelenmesi**

Deney 14 kapsamında, deney 11 ve deney 13 birlikte uygulanmıştır. Hareketli kapağın açılması ve kapanması esnasında titreşim ve ses şiddeti ölçülmüştür. Yapılan uygulama Şekil 3.70'te gösterilmiştir.



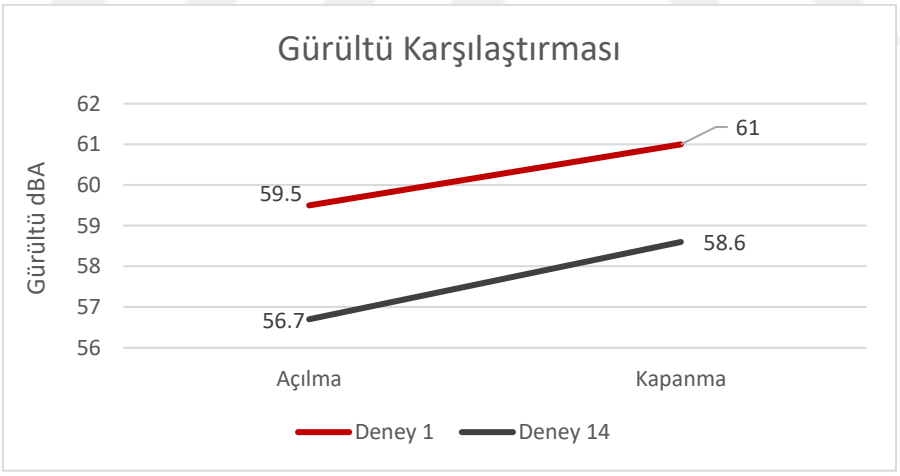
Şekil 3.70 Deney 11 ve Deney 13'in birlikte uygulanması

Şekil 3.71 'te sistemin referans ölçümü olan deney 1 (D1) ile deney 14 ivme ölçüm sonuçları karşılıklı olarak verilmiştir. Grafikte 400 Hz ile 790 Hz arasındaki ivme değerlerinde azalma olduğu görülse de 800 Hz de 0.22 m/sn² değeri ile deney 1'e göre artış gözlemlenmiştir. İvme ölçümlerine ait sonuçlar deney 14 için EK'ler Şekil Şekil 48'de verilmiştir.



Şekil 3.71 Deney 1 ve deney 14 ivme sonuçları karşılaştırması

Şekil 3.72'de deney 1 ve deney 14 için karşılaştırmalı gürültü ölçüm sonuçları verilmiştir. Gürültü ölçümlerine ait sonuçlar deney 14 için EK'ler Şekil 49'da deney 14.1 için Şekil 50'de verilmiştir. Deney 14 sonuçları, deney 1 ile karşılaştırıldığında açılma yönünde 2.8 dBA, kapanma yönünde 2.4 dBA iyileşme sağlanmıştır.



Şekil 3.72 Deney 1 ve deney 14 gürültü sonuçları karşılaştırması

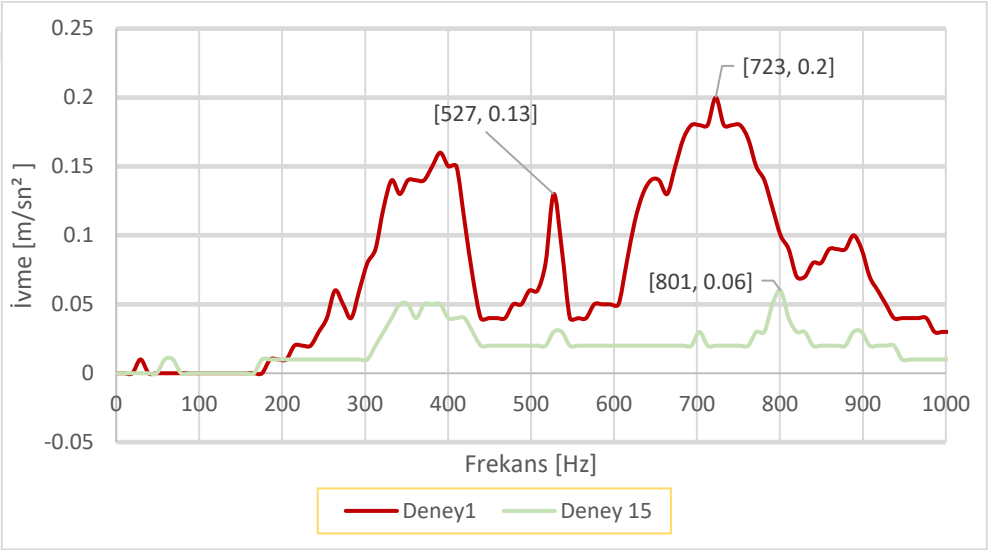
- **Deney 15; Deney 12 ve Deney 13'ün Birlikte Uygulanmasının Titreşim ve Gürültüye Etkisinin İncelenmesi**

Deney 15 kapsamında, deney 12 ve deney 13 birlikte uygulanmıştır. Hareketli kapağın açılması ve kapanması esnasında titreşim ve ses şiddeti ölçülmüştür. Yapılan uygulama Şekil 3.73'te gösterilmiştir.



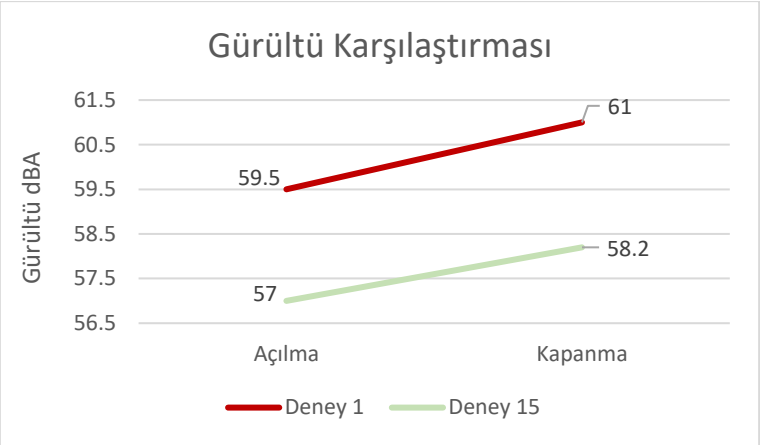
Şekil 3.73 Deney 4 ve Deney 5'in birlikte uygulanması

Şekil 3.74'te sistemin referans ölçümü olan deney 1 (D1) ile deney 15 ivme ölçüm sonuçları karşılıklı olarak verilmiştir. Grafikte, özellikle olası rezonans bölgesi olan 200 Hz ve sonrasındaki değerlerinde azalma olduğu görülmektedir. İvme ölçümlerine ait sonuçlar deney 15 için EK'ler Şekil 51'de verilmiştir



Şekil 3.74 Deney 1 ve deney 15 ivme sonuçları karşılaştırması

Şekil 3.75'te deney 1 ve deney 15 için karşılaştırmalı gürültü ölçüm sonuçları verilmiştir. Gürültü ölçümlerine ait sonuçlar deney 15 için EK'ler Şekil 52'te, deney 15.1 için Şekil 53'te verilmiştir. Deney 15 sonuçları, deney 1 ile karşılaştırıldığında açılma yönünde 2.5 dBA, kapanma yönünde 2.8 dBA iyileşme sağlanmıştır.



Şekil 3.75 Deney 1 ve deney 15 gürültü sonuçları karşılaştırması

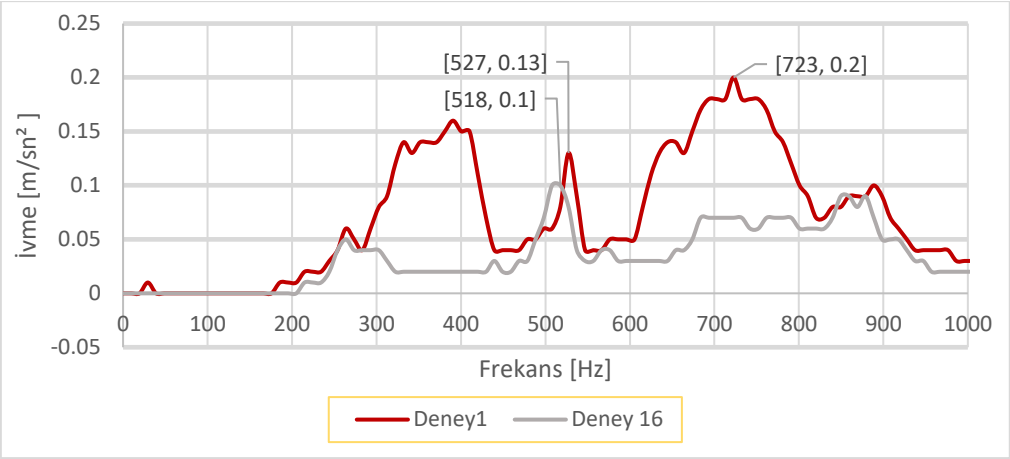
- **Deney 16; Deney 5 ve 2 Numaralı Alana Kaucuk Sönüm Elemanı Uygulaması sının Titreşim ve Gürültüye Etkisinin İncelenmesi**

Deney 16 kapsamında, deney 5'e ilave olarak motorun arka kısmına, 2 numaralı alana ilave edilen yataklama bölgesine kauçuk sönümleme malzemesi uygulanmıştır. Hareketli kapağın açılması ve kapanması esnasında titreşim ve ses şiddeti ölçülmüştür. Yapılan uygulama Şekil 3.76'da gösterilmiştir.



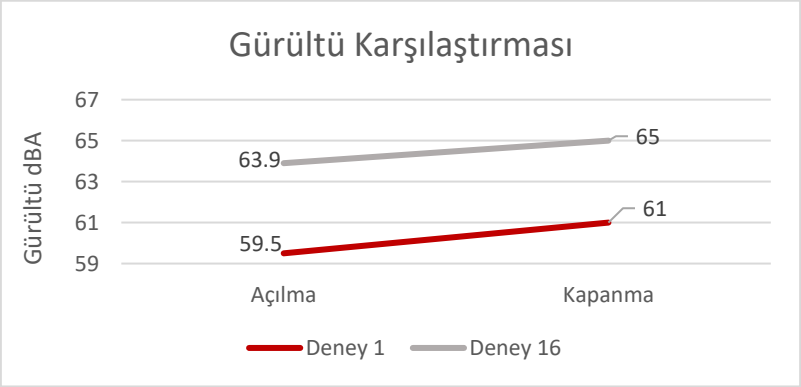
Şekil 3.76 Deney 8 ve 2 numaralı alana kauçuk sönüm elemanı uygulaması

Şekil 3.77'de sistemin referans ölçümü olan deney 1 (D1) ile deney 2 ivme ölçüm sonuçları karşılıklı olarak verilmiştir. 520 Hz'de deney 16 ya ait ivme ölçüm değerleri deney 1'e göre artış göstermiştir. İvme ölçümlerine ait sonuçlar deney 16 için EK'ler Şekil 54'te verilmiştir.



Şekil 3.77 Deney 1 ve deney 16 ivme sonuçları karşılaştırması

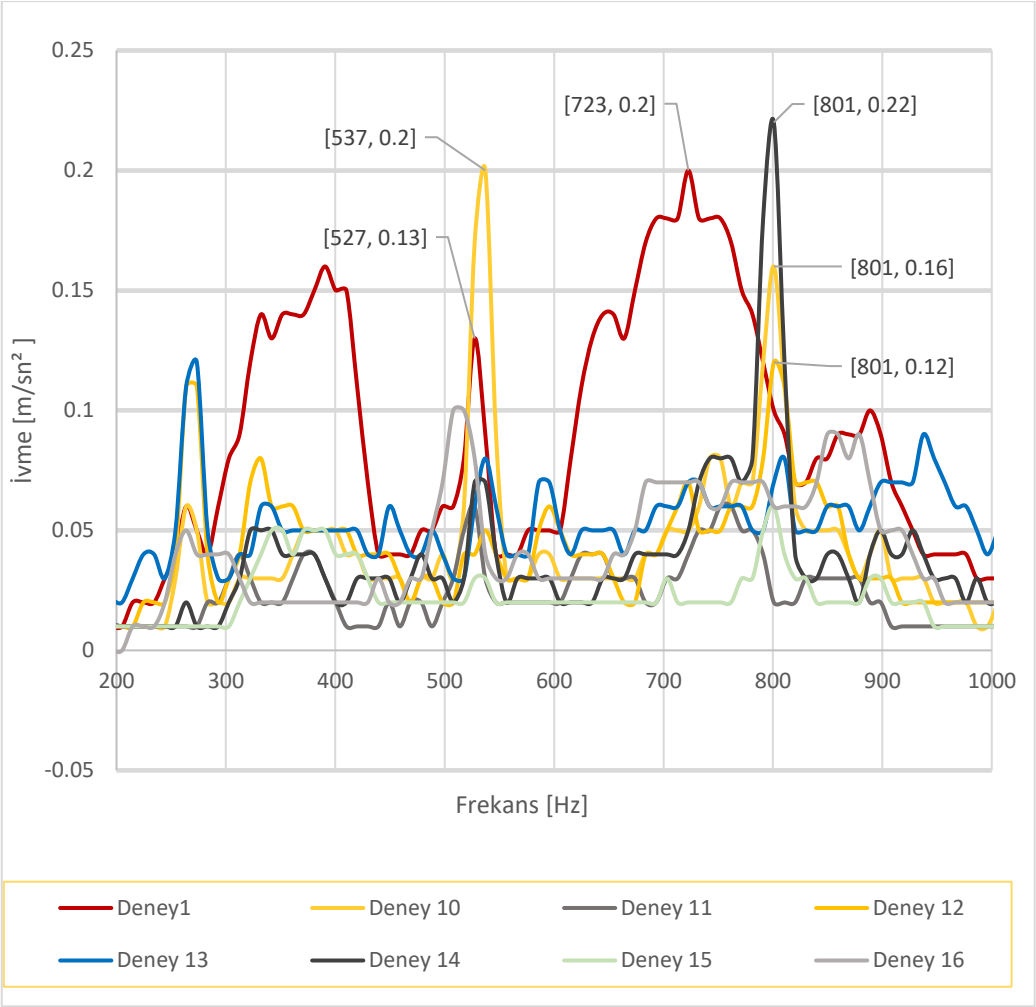
Şekil 3.78'te deney 1 ve deney 16 için karşılaştırmalı gürültü ölçüm sonuçları verilmiştir. Gürültü ölçümlerine ait sonuçlar deney 16 için EK'ler Şekil 55'te, deney 16.1 için Şekil 56'da verilmiştir. Deney 16 sonuçları, deney 1 ile karşılaştırıldığında açılma yönünde 4.4 dBA, kapanma yönünde 4 dBA artış ölçülmüştür.



Şekil 3.78 Deney 1 ve deney 16 gürültü sonuçları karşılaştırması

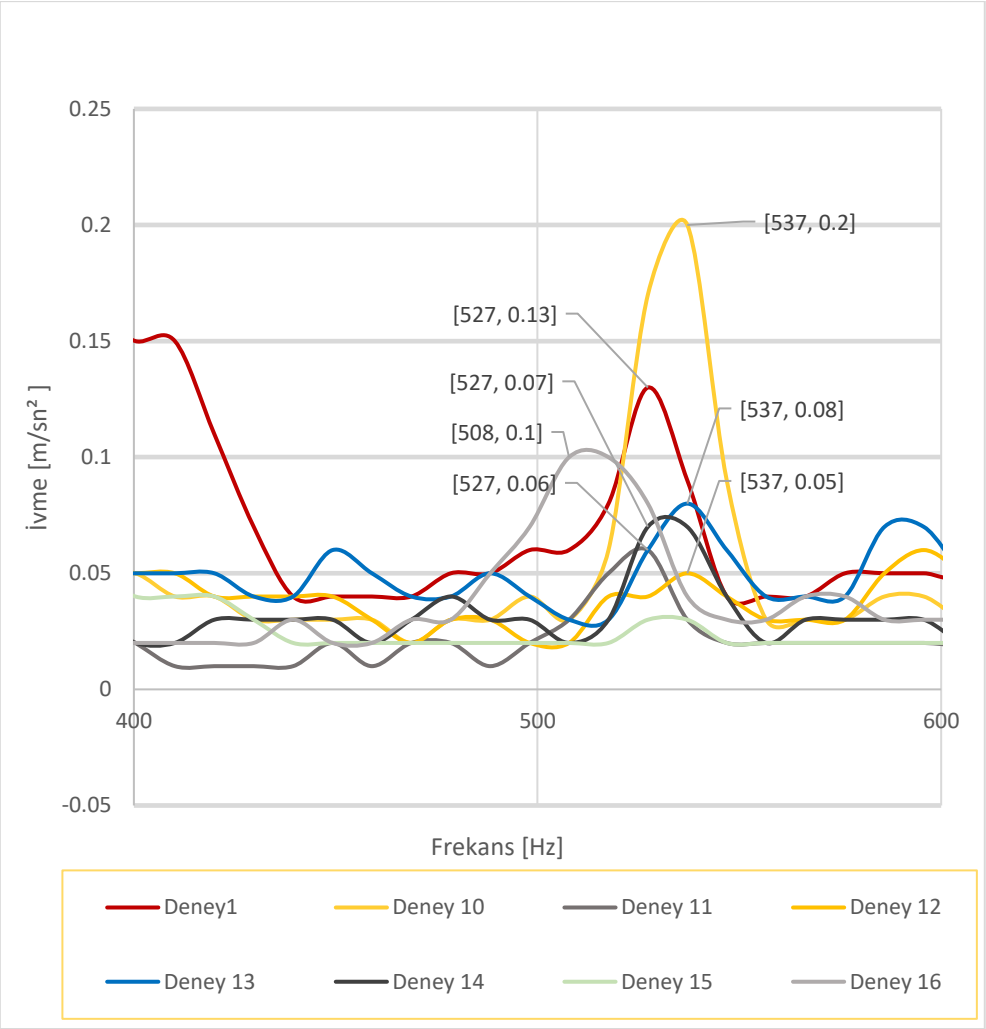
- **Titreşim ve Gürültü Yalıtım Malzemesi Uygulanmasının Titreşim ve Gürültüye Etkisinin Sonuçları**

Deney 10, deney 11, deney 12, deney 13, deney 14, deney 15 ve deney 16'ya e ait ivme değerleri sistemin orijinali olan deney 1 ile karşılaştırmalı grafiği Şekil 3.79'de verilmiştir. Deney sonuçları sistemin referans ölçümü olan deney 1 ile karşılaştırıldığında 250 Hz de deney 13'e ait ivme değeri 0.12 m/sn², deney 10'a ait 537 Hz'de 0.2 m/sn² değeri ile referans değerden yüksek çıkmıştır. Diğer deneylere ait ivme değerleri deney 1'den daha aşağıda ölçümlenmiştir.



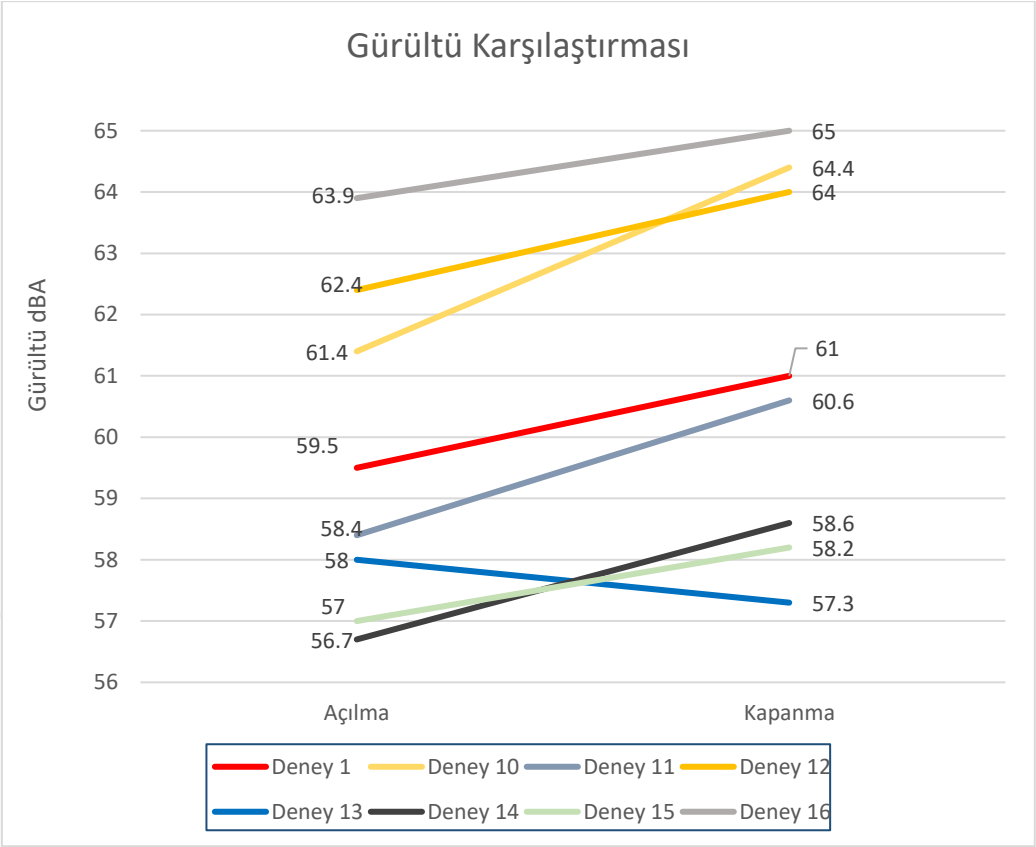
Şekil 3.79 Deney 10, deney 11, deney 12, deney 13, deney 14, deney 15 ve deney 16'ya e ait ivme değerleri karşılaştırılması

Olası rezonans bölgesi olan 400 Hz ile 600 Hz arası detaylı olarak incelendiğinde deney 10'ait ivme değeri 0.2 m/sn² ölçülmüştür ve bu değer deney 1'den daha yüksektir. Deney 15'e ait ivme değeri 527 Hz'de 0.03 m/sn² ile tüm deney sonuçlarından daha düşük olarak ölçümlenmiştir. 400 Hz ile 600 Hz arasındaki ivme değerlerine ait karşılaştırılmalı grafik Şekil 3.80'de verilmiştir.



Şekil 3.80 400 Hz 600Hz arası Deney 1,deney 10, deney 11, deney 12, deney 13, deney 14, deney 15 ve deney 16'ya e ait ivme değerleri karşılaştırılması

Deney1, deney10, deney 11, deney 12, deney 13, deney 14, deney 15 ve deney 16 gürültü ölçümlerinde elde edilen gürültü sonuçlarına ait grafik Şekil 3.81'te verilmiştir. Deney 14'e ait ivme değerleri diğer deney sonuçlarından daha düşük olarak ölçümlenmişti. Deney 14'e ait gürültü sonuçlarında da, hareketli kapağın açılması esnasında ölçülen 56.7 dBA ile en düşük, hareketli kapağın kapanması esnasında 58.6 dBA ile 3. en düşük gürültü sonucu elde edilmiştir.



Şekil 3.81 Deney 1,deney 10, deney 11, deney 12, deney 13, deney 14, deney 15 ve deney 16'ya e gürültü karşılaştırılması

3.2.8 Deneylerin Titreşim, Sertlik ve Gürültü Genel Değerlendirilmesi

Gürültünün azaltılması için 3 farklı grupta deneyler yapılmıştır;

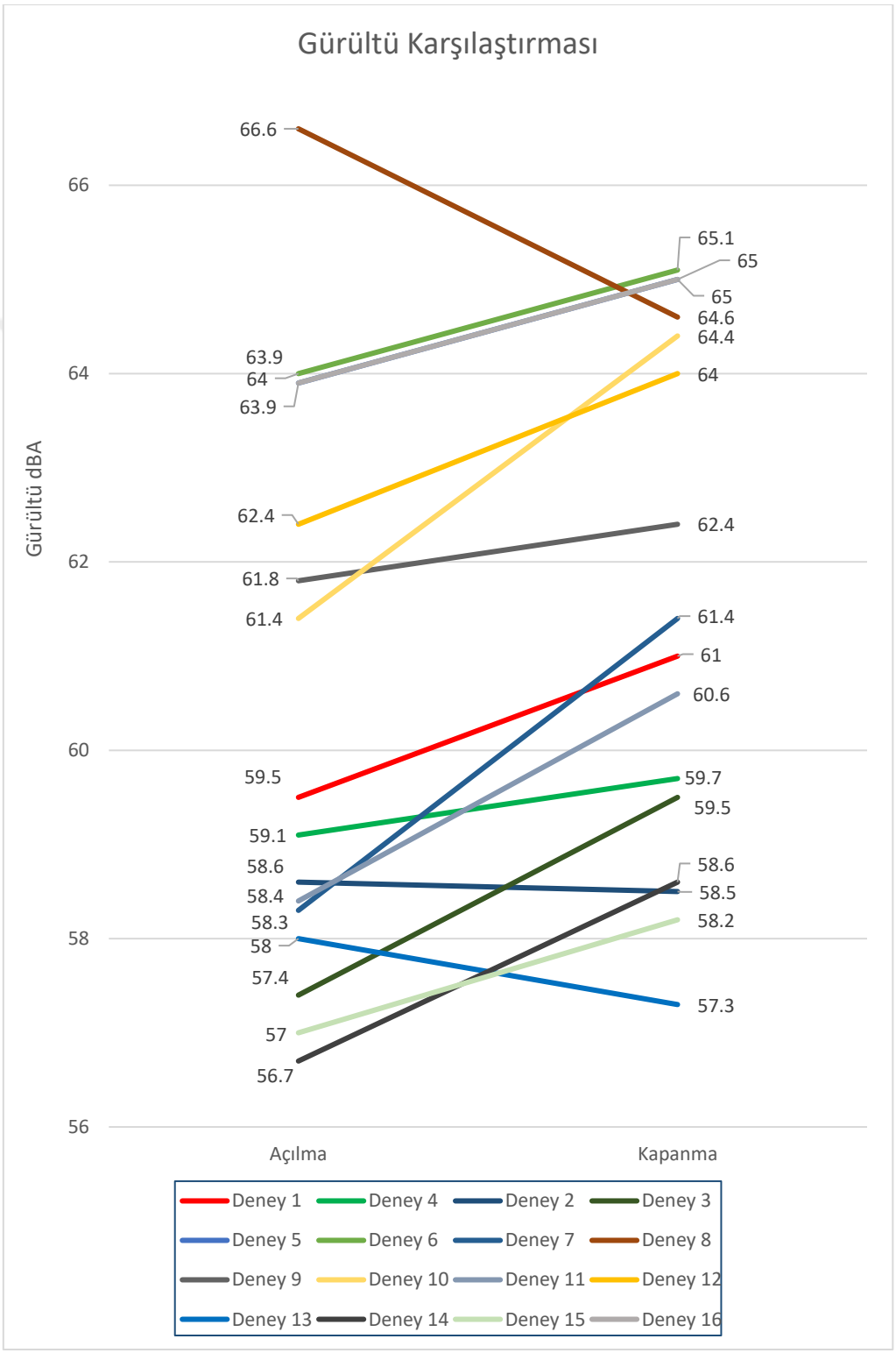
Elektronik kutunun iç hacminde (3 numaralı alanda) yüzey alanı ilişkin çalışmalarda, hareketli kapağın açılması esnasında en düşük titreşim değerleri deney 2'ye ait ölçümlenmiştir. Gürültü ölçüm sonuçlarına göre, hareketli kapağın açılması esasındaki gürültü değeri 57.4 dBA ile deney 3' e ait hareketli kapağın kapanması esnasındaki en düşük gürültü ölçümü 58.5 dBA deney 2 ye aittir.

Parçaların rijitliğin arttırılmasının gürültüye etkisine ait çalışmalarda yapılan titreşim ölçümlerinde deney 7 en düşük ivme değerine sahiptir. Hareketli kapağın açılması esnasında düşük ölçüm 58.3 dBA deney 7' ye ait hareketli kapağın kapanması esnasındaki en düşük gürültü ölçümü 59.7 dBA deney 4'e aittir.

Titreşim sönümlenmesinin ses şiddetine olan etkilerinin incelenmesine ait yapılan çalışmalarda, deney 15'e ait titreşim ölçümleri diğer deney sonuçlarına göre 400 Hz – 600 Hz arasında genel olarak daha düşük çıkmıştır. Hareketli kapağın açılması

esnasında en düşük ölçüm 56.7 dBA deney 14'e ait hareketli kapağın kapanması esnasındaki en düşük gürültü ölçümü 57.3 dBA ile deney 13'e aittir.

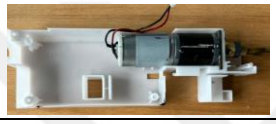
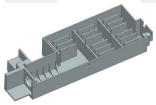
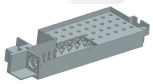
Şekil 3.82'de ise tüm deney sonuçlarına ait gürültü ölçümlerine ait grafik deney 1 ile karşılaştırmalı olarak verilmiştir.



Şekil 3.82 Deneylere ait gürültü sonuçları

Yapılan deneylerde parametre olarak tanımlanan detaylar Tablo 3.16'da verilmiştir.

Tablo 3.15 Deney parametreleri

Görsel	İsim	Referans
	Kozmetik kapak orijinal tasarım	A
	Kozmetik kapak federli tasarım	B
	Kozmetik kapak içine yalıtım malzemesi uygulaması	C
	Elektronik kutu orijinal tasarım	D
	Elektonik kutu federli tasarım	E
	Elektonik kutu metayapı tasarım	G
	Elektonik kutu dolu tasarım	H
	Elektronik kutu kacucuk uygulama	I
	Elektronik yalıtım malzemesi uygulama	J
	Motor altı yalıtım malzemesi	K
	Motor bağlantı tasarımı değişikliği	L
	Elektronik kutu feder eklenmesi	M
	Yekpare tasarım	N

Tablo 3.16'da verilen parametreler kullanılarak Tablo 3.17'de bulunan deney bağıntısı oluşturulmuştur. Referans harfler ile deneylerde bulunan parametrelerin sonuçlara etkisi istatiksel olarak hesaplanmıştır. Tablo 3.17'de deneylerde kullanılan parametrelerin bileşkesi ve hareketli kapağın açılması ve kapanması sırasında elde edilen gürültü değerleri verilmiştir.

Tablo 3.16 Parametrelerin gürültüye olan etkileri

Deney	İçerik					Açılma dBA	Kapanma dBA
D1	A	D				59.5	61
D2	A	E				58.6	58.5
D3	A	G				57.4	59.5
D4	A	H				59.1	59.7
D5	A	L				63.9	65
D6	A	L	M			64	65.1
D7	B	D				58.3	61.4
D8	A	N				66.6	64.6
D9	B	L				61.8	62.4
D10	A	J				61.4	64.4
D11	A	J	K			58.4	60.6
D12	A	J	I			62.4	64
D13	C	D				58	57.3
D14	A	J	K	C	D	56.7	58.6
D15	A	J	I	C	D	57	58.2
D16	A	L	I			63.9	65

Tablo 3.16'da verilen parametrelerdeki harflerin, hareketli kapağın açılması esnasındaki deneylere olan etkisi en küçük kareler yöntemi ile yaklaşık olarak hesaplanmıştır. Parametrelerin deneylere olan etkileri büyükten küçüğe sıralanmış Tablo 3.18'de verilmiştir. Tablo 3.18'deki istatiksel sonuçlara göre C harfi ile isimlendirilen parametre olan kozmetik kapağın içine titreşim ve gürültü yalıtım malzemesi uygulanmış deney en büyük etkiye sahiptir. C harfi ile isimlendirilen parametrenin uygulandığı deney olan deney 14'e ait gürültü ölçüm sonuçları, yalıtım malzemesi uygulanan deney grubundaki en düşük gürültü ölçüm sonucuna aittir. Aynı zamanda C harfi ile isimlendirilen parametrenin içerdiği deneyler, deney 13, deney 14, deney 15 tir. Hareketli kapağın açılması esnasındaki en düşük gürültü ölçümün alındığı deneylerde C referanslı parametre bulunmaktadır.

Tablo 3.17 Parametrelerin açılma esnasındaki ağırlıkları

Harf	Etki
C	-36.73
K	-12.28
I	-7.83
B	-5.88
M	-3.13
A	-1.93
J	58.72
G	59.33
E	60.53
H	61.03
D	62.80
N	68.53
L	69.05

Tablo 3.16'da verilen parametrelerdeki harflerin, hareketli kapağın kapanması esnasındaki deneylere olan etkisi en küçük kareler yöntemi ile yaklaşık olarak hesaplanmıştır. Parametrelerin deneylere olan etkileri büyükten küçüğe sıralanmış Tablo 3.19'da verilmiştir. Tablo 3.19'daki istatiksel sonuçlara göre K harfi ile isimlendirilen parametre olan motorun altına yalıtım malzemesi uygulanması en büyük etkiye sahiptir. K harfi ile isimlendirilen parametrenin uygulandığı deneyler deney 11 ve deney 14'e aittir. Deney 11ve deney 14' e ait kapanma esnasındaki gürültü her ne kadar referans ölçümden daha aşağıda çıksa da diğer ölçümlere göre ortalama bir iyileştirme sağlamıştır.

Parametrelerin olumlu etkisi hareketli kapağın açılması yönünde tutarlı olsa da kapanma yönünde aynı oranda tutarlılık göstermemektedir. Motorun kapağı kaldırması esnasında, redüktör dişlileri arasındaki boşluk minimuma inmektedir. Kapanma yönünde ise, motorun kapağı tahrik edip 70° sonrasında kapağın yerçekimi ile düşmesi ve motorun redüktör dişlilerinin yüksüz çalışmasına neden olmaktadır. Açılma ve kapanma esnasındaki motorun yük durumundaki dinamik davranış, parametrelerin açılış ve kapanışta farklı sonuçlar üretmesindeki neden olarak tespit edilmiştir.

Tablo 3.18 Parametrelerin kapanma esnasındaki ağırlıkları

Harf	Etki
K	-12.35
E	-9.49
J	-8.74
G	-8.49
H	-8.29
I	-8.27
D	-4.95
N	-3.39
M	-3.02
L	0.13
C	30.36
B	64.31
A	67.99

4
SONUÇ

4.1 Sonuçlar ve Öneriler

Tez kapsamında yapılan çalışmalarda, açılır kapanır elektromekanik bir sisteme ait parçalar sonlu elemanlar analizi için ilgili düzenlemeler yapılmış fiili parça kütleleri ve teorik kütleler kontrol edilmiştir ve malzeme özellikleri sonlu elemanlar programında tanımlanmıştır. Sistem ve parçalara ait serbest titreşim analizi gerçekleştirilmiş sistem ve parçaların titreşim biçimleri tespit edilmiştir. Deneysel yöntemler ile sistem ve parçalara ait serbest titreşim testleri yapılmış ve sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen serbest titreşim analizi sonuçları ile karşılaştırılmış ve doğrulamalar yapılmıştır. Hareketli üst kapağın açılması ve kapanmasını sağlayan motorun farklı yüklerde titreşim ve ses şiddeti ölçümleri alınmıştır. Sistemin çalışması esnasında titreşim ve gürültü verileri toplanmıştır. Analiz ve testler sonucunda sistemin iyileştirme yapılması öngörülen bölgeler belirlenmiştir ve bu bağlamda aşağıda bulgular elde edilmiştir.

Serbest titreşim analizi ve serbest titreşim test sonuçlarına göre, sistemin kütlesinin büyük bir oranını oluşturan hareketli ve sabit kapakların serbest titreşim analiz/test sonuçlarının, sistemin genel serbest titreşim analiz/test sonuçlarına en yüksek etkiyi yaratan iki parça olduğu belirlenmiştir. Analiz sonuçlarına göre, Şekil 3.11'de gösterildiği üzere, 188.26 Hz, 421.17 Hz, 550.49 Hz ve 508 Hz de sistemin motor bölümü ve elektronik kart bölgesinde rijitlik problemi olduğu tespit edilmiştir.

Sistemin çalışması esnasında yarı sessiz bir ortamda ses şiddeti ve titreşim ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Açılma esnasında 400 Hz'de ölçülen ivme değeri 0.16 m/sn², 725 Hz de 0.2 m/sn² ile en yüksek değere ulaşmıştır. Kapanması esnasında 550 Hz 'de 0.19 m/sn² ile en yüksek ivme değeri ölçümlenmiştir. Sistemin açılmasında 59.5 dBA, kapanmasında ise 61 dBA maksimum ses şiddeti ölçülmüştür.

SEA sonuçları ile elde edilen serbest titreşim analizindeki frekans değerleri, motorun dişli grubundaki kademelerindeki frekans değerleri ile kontrol edilerek rezonans kontrolü yapılmıştır. Redüktörlü motorun dişli geçiş frekansları her kademe için hesaplanmış 0.8 ve 1.2 katı için rezonans kontrolü yapılmıştır. 1. kademe, 3. kademe ve 4. kademelerin frekans aralığı ile sistemin frekans aralığında denk gelen bir karşılık bulunmamaktadır. 2. kademe de ise 400 Hz ile 600 Hz arasında sistemin ölçülen frekans değerleri de bu aralıkta bulunmaktadır. İyileştirme çalışmaları kapsamında bu frekans aralığına denk gelen bölümler için ivme değerleri de kontrol edilmiştir.

Motorun farklı yüklerle çalışma durumunda titreşim ve ses şiddeti ölçümleri ayrı bir düzenekle gerçekleştirilmiştir. Yük arttıkça titreşimin 250 Hz de 1.1 m/sn² den 2.3 m/sn² değerine artış yaptığı gözlenmiştir. Aynı zamanda yapılan gürültü ölçümünde gürültü değeri 56.1 dBA dan yük arttıkça 65.3 dBA ya yükseldiği ölçülmüştür. Bu bulgular, motora uygulanan yükün artmasının doğrudan ses şiddetinde artışa neden olduğunu göstermektedir.

Motora etki eden yükü azaltmak amacıyla hareketli kapağın geometrik özellikleri incelenmiştir. Kapağın et kalınlığının azaltılması, kütlesel atalet momentini azaltması yönüyle motora gelen direnç momentini azaltabilir; ancak üretim teknolojisinin minimum 4.5 mm sınırlamaları nedeniyle bu değişiklik uygulanamamıştır. Diğer yandan, et kalınlığının hareketli kapağın ön kısmından arka kısmına doğru inceltilmesi planlanmış, ancak bu tasarım değişikliği, hareketli kapağın ön kısmında mukavemet problemlerine yol açabileceği ve et kalınlığındaki tutarsızlıkların üretim sürecinde fire oranını artırma potansiyeline sahip olması nedeniyle gerçekleştirilememiştir.

Rijitlik değişimi, titreşim ve buna bağlı olarak gürültü azaltılmasına yönelik farklı yaklaşımlarda yapılan çalışmalardan;

Titreşimin ve gürültünü yüzey alanlarındaki davranışlarına ilişkin deneylerde elektronik kutu iç yüzeyine feder uygulaması (deney 2) ve meta yapı denemesi (deney 3) üzerine çalışılmıştır. Yapılan uygulamalarda yüzey alanının arttırılmasının yanı sıra SEA sonuçlarına göre referans ölçümlere göre rijitliğinde arttığı analiz edilmiştir. Yapılan titreşim ölçümlerinde, olası rezonans bölgesindeki ivme değerlerinde her iki deney sonucunun da düşüş gözlemlemiştir. Hareketli

kapağın açılması esnasında yapılan ölçümlerde meta yapıya sahip tasarımın gürültünün 59.5 dBA dan 57.4 dBA ya düşürülerek, 2.1 dBA iyileştirme sağlamıştır. Hareketli kapağın kapanması esnasındaki ölçümlerde ise federli yapının, gürültülüyü 61 dBA'dan 58.5 dBA'e düşürülmesinde 2.5 dBA iyileştirme sağlamıştır. Bu uygulamalar arasında federli yapının plastik enjeksiyon üretim sürecine uygun olması ve ürünün montajı esnasında herhangidir ilave işçilik oluşturmaması aynı zamanda da meta yapının elde edilmesi için katmanlı imalata ihtiyaç duyulması ve katmanlı imalat yönteminin maliyetinin yüksek olması sebebiyle, bu gruptaki uygulamalardan federli yapı daha uygun bir seçenek olmuştur.

Rijitliğin arttırılmasının titreşim ve gürültüye olan etkisine ait deneylerde; Açılma esnasında yapılan ölçümlerde kozmetik kapak içine feder uygulanmasının (deney 7) gürültünün 59.5 dBA dan 58.3 dBA ya düşürülerek, 1.2 dBA iyileştirme sağlamıştır. Kapanma esnasındaki ölçümlerde ise elektronik kutunun iç kısmının dolu yapılması (deney 4) yapının, gürültülüyü 61 dBA dan 59.7 dBA ya düşürülmesinde 1.3 dBA iyileştirme sağlamıştır. Deney 7'nin kapanma esnasındaki gürültü ölçümü, referans değerden 0.4 dBA daha yüksek çıkmıştır. Deney 7 ye ait titreşim ölçümünde elde edilen ivme değerleri bu gruptaki diğer deney sonuçlarından daha düşük çıksa da deney 4' ait ivme değerlerinde ciddi bir yükseliş gözlemlenmiştir. Bu durum rijitliğin dolu malzeme ile sağlanmasının titreşim iletimini arttırdığı yönünde yorumlanmıştır. Bu gruptaki uygulamalardan deney 4' e konu olan uygulamanın, plastik enjeksiyon işleminde dolu bölgelerdeki malzeme çekme problemleri sebebiyle uygulanması üretimsel zorlukları beraberinde getirecektir. Deney 7'ye ait uygulamanın herhangi bir ilave işçilik ve montaj maliyeti getirmeyeceğinden, bu grupta deney 7 kabul edilebilir bir uygulama olarak seçilmiştir.

SEA sonuçlarında rijitlik problemi tespit edilen titreşim biçimlerine ait parçalara ve bölgelere titreşim sönümlenmesinin titreşim ve gürültüye olan etkilerinin incelenmesine ait yapılan çalışmalarda, Hareketli kapağın açılması esnasında yapılan ölçümlerde kozmetik kapak içine ve elektronik kutu iç yüzeyine yalıtım malzemesi uygulanması (deney 14) gürültünün 59.5 dBA dan 56.7 dBA ya düşürülerek, 2.8 dBA iyileştirme sağlamıştır. Hareketli kapağın kapanması esnasındaki ölçümlerde kozmetik kapak içine yalıtım malzemesi uygulanmasının

(deney 13), gürültülüyü 61 dBA dan 57.3 dBA ya düşürülmesinde 3.7 dBA iyileştirme sağlamıştır. Yapılan titreşim ölçümlerinde deney 13'e ait ivme değerleri de bu gruptaki deneylerden çok daha düşük çıkmıştır. Bu gruptaki uygulamalardan, uygulama kolaylığı bakımından sadece kozmetik kapağın içine uygulanacak yalıtım malzemesi ile (deney 13), açılması esnasındaki gürültüde 2.5 dBA iyileşme, kapanma yönünde ise 3.7 dBA iyileşme sağlanmıştır.

Tüm deney gruplarında farklı parametrelerin deneylerde uygulanması ve titreşim, sertlik, gürültü üzerine etkileri istatiksel olarak yaklaşık hesaplanmıştır. Hareketli kapağın açılması yönünde en büyük etkiye sahip olarak, kozmetik kapağın içine yerleştirilecek olan titreşim ve gürültü izolasyon malzemesi ön plana çıkmıştır. Kapanma yönünde ise motorun alt kısmına uygulanacak titreşim ve gürültü izolasyon malzemesi en büyük etkiye sahiptir. Parametrelerin olumlu etkisi hareketli kapağın açılması yönünde tutarlı olsa da kapanma yönünde aynı oranda tutarlılık göstermemektedir. Motorun kapağı kaldırması esnasında, redüktör dişlileri arasındaki boşluk minimuma inmektedir. Kapanma yönünde ise, motorun kapağı tahrik edip 70° sonrasında kapağın yerçekimi ile düşmesi ve motorun redüktör dişlilerinin yüksüz çalışmasına neden olmaktadır. Açılma ve kapanma esnasındaki motorun yük durumundaki dinamik davranış, parametrelerin açılış ve kapanışta farklı sonuçlar üretmesindeki neden olarak tespit edilmiştir.

Sonuç olarak, şekil 3.82'de verilen grafikte açılma yönünde en düşük gürültü değeri, kozmetik kapağa ve elektronik kutu içine yalıtım malzemesi uygulanması (deney 13)'na aittir. Kapanma yönünde ise kozmetik kapağın içine uygulanan yalıtım malzemesi uygulanması (deney14) en düşük gürültü değerini vermiştir. Deney 13' ün uygulanması durumunda açılma yönünde 1.5 dBA, kapanma yönünde 3.7 dBA, deney 14' ün uygulanması durumunda açılma yönünde 2.8 dBA, kapanma yönünde 2.4 dBA iyileştirme sağlanmıştır. Her iki deneyden, kozmetik kapağın içine yalıtım malzemesi uygulanması (deney14) montaj ve tekrarlanabilirlik açısından daha uygulanabilirdir. Aynı zamanda deney 13'e göre daha az yalıtım malzemesine ihtiyaç duymaktadır. Kozmetik kapağa tek başına yalıtım malzemesi uygulaması maliyet ve montaj işçiliği açısından deney 13'e göre daha avantajlı gibi gözükse de yalıtım malzemesinin ithal olması ve birim maliyetinin yüksek olması aynı zamanda montaj işçiliğine ihtiyaç duyması sebebiyle en uygulanabilir çözüm olarak tercih edilmemiştir. Elektronik kutu içine feder uygulaması (deney 2),

montaj işçiliği gerektirmemesi, ilave bir parçanın lojistik ve depolama maliyeti ve parça birim maliyet açısından en uygun çözüm olarak seçilmiştir. Elektronik kutu içine feder uygulaması (deney 2) ile açılma yönünde 2.1 dBA kapanma yönünde 1.5 dBA iyileştirme sağlanacaktır.

KAYNAKÇA

[1] S. Sarıgül, "Bir Çubuğun Modal Analizi", [Çevrimiçi]. Mevcut: https://makina.deu.edu.tr/wp-content/uploads/2017/09/7frekans.pdf. [Erişim: 10.Mart 2023].

[2] S. Rao and C. Ratnam, "Experimental and Analytical Modal Analysis of Welded Structure Used For Vibration Based Damage Identification" Global Journal of researches in engineering Mechanical and mechanics engineering, vol. 12, Issue 1, Version 1.0, Jan. 2012, pp. 1-7.

[3] M. Ps, "Static Analysis, Design Modification and Modal Analysis of Structural Chassis Frame" Madhu Ps et al Int. Journal of Engineering Research and Applications, vol. Vol. 4, Issue 5, May 2014, pp. 06–10.

[4] Dr Mehdi, R. Upadhyay, R. Mehra, and A. Singhal, "Modal Analysis of Composite Beam Reinforced by Aluminium-Synthetic Fibers with and without Multiple Cracks Using ANSYS" International Journal of Mechanical Engineering, vol. 4 Issue 2, 2014 , pp. 70–80.

[5] W. Qingchao, "Tire Modal Analysis of ANSYS and Hypermesh Under Co-simulation" , vol. 3, no. 5, Sep. 2015, pp. 1-7

[6] F. Erdemir ve T. Ozkan, "Plastik Parçalarda Bir Esneyerek Kilitlenen Bağlantı Modelinin Modal Analizi" Politeknik Dergisi, vol. 22, no. 4, Aralık. 2019, pp. 927–933.

[7] E. Gülbahçe, Ç. Sezgen, and A. Çakan, "Topology Design and Modal Analysis of a Bracket via FEA" Applied Engineering Letters, vol. 4, no. 3, 2019, pp. 102–105.

[8] M. Hüseyinoğlu and T. Abut, "İki Ucu Ankastre U Çerçeve Yapının Modal Analizi" Muş Alparslan Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi, vol. 7, no. 2, Dec. 2019, pp. 657–665.

[9] A. Khadse, R. Zaweri, and R. Gandhi "Modal Analysis of Aircraft Wing using Ansys Workbench Software Package" College of engineering research and technology chandrapur, vol. 4, no. 07, Jul. 2015, pp. 1-6.

[10] P.Y. Ghodke, D.H. Tupe, and G.R. Gandhe, "Modal Analysis Of Cracked Continuous Beam Using ANSYS", International Research Journal of Engineering and Technology, vol. 04, no. 02, Feb. 2017, pp. 1-8.

[11] A. R. Sonawane and P. S. Talmale, "Modal Analysis of Single Rectangular Cantilever Plate by Mathematically, FEA and Experimental" , International Research Journal of Engineering and Technology ,vol. 04, no. 08, Aug. 2017, pp.1-6.

[12] S. Pakzad, A. Rajab, M. Mahboubkhah, M. Ettefagh, O.Masoudi, "Modal Analysis of the Surface Grinding Machine Structure through FEM and Experimental Test", Advanced Materials Research, vol. 566, 2012, pp. 353-356.

[13] M. Chauhan, B. Soni, and M. Gohil, "Parametric Optimization of Hydraulic Modular Trailer Frame using Ansys (Apdl)", Institute Of Technology, Nirma University, pp. 382-481.

[14] V. Padmasri, E. Surendar, N. Suresh, M. Vidyasagar, and M. Tech, "Design, Multi Rigid Body Dynamic and Modal Analysis of a Centrifugal Governor by using ANSYS," International Journal of Engineering Research, vol. 7, no. 11, Nov. 2018, pp. 1-8.

[15] A. Menteşe and C. Demir, "Ticari Yarı Römork Tanker Aracının Gerçek Yol Sinyalleri ile Bilgisayar Ortamında Yorulma Hasarının İncelenmesi," International Journal of Advanced Natural Sciences and Engineering Researches, vol. 9, no. 1, Jan. 2025, pp. 1-12.

[16] R. Chandrupatla and D. Belegundu, Introduction to finite elements in engineering, Harlow, Pearson Education Limited, 2012.

[17] R. Chandrupatla and D. Belegundu, Introduction to finite elements in engineering, Belegundu, Pearson Education Limited, 2001.

[18] A. Bilsova, "Modal Testing", [Çevrimiçi]. Mevcut: https://moodle2.units.it/pluginfile.php/75129/mod_resource/content/1/EMA.pdf. [Erişim: 10.Nisan 2023].

[19] S. ARIKAN, "Bir Rotorun Modal Analizi ve Yatak Rijitliklerinin Doğal Frekanslar Üzerindeki Etkisinin İncelenmesi", Makine Mühendisliği Bölğmü, Fırat Üniversitesi, Elâzığ, 2023.

[20] D. J. Ewins, Modal Testing Theory and Practice, England, London, Research Studies Press Ltd., 1984.

[21] Y. Saad, Iterative Methods for Sparse Linear Systems, Society for Industrial and Applied Mathematics, 2003.

[22] H. Grafe, "Model Updating of Large Structural Dynamics Models Using Measured Response Functions", Department of Mechanical Engineering, Imperial College, 1998.

[23] "Model 356A15", [Çevrimiçi]. Mevcut: https://www.pcb.com/products?m=356a15 [Erişim: 6 Nisan 2023].

[24] "Darbe Çekiçleri RMC Mühendislik", [Çevrimiçi]. Mevcut: https://rmc.com.tr/darbe-cekicleri [Erişim: 22 Temmuz 2024].

[25] "Model 086D05PCB Piezotronics", [Çevrimiçi]. Mevcut: https://www.pcb.com/products?m=086d05 [Erişim: 22 Temmuz 2024].

[26] "Veri Toplama Sistemleri – RMC Mühendislik", [Çevrimiçi]. Mevcut: https://rmc.com.tr/veri-toplama-sistemleri/ [Erişim: 22 Temmuz 2024].

[27] "SIRIUS-HD", [Çevrimiçi]. Mevcut: http://www.zse.de/en/produkte [Erişim: 22 Temmuz 2024].

[28] B. İrinesil, "Sound Level Meter", RMC Mühendislik, 2024.

[29] “Abs Teçra Plastik”, [Çevrimiçi]. Mevcut: http://www.tecraplastik.com/?newUrun=1&Id=2095442&CatId=ep975262&Fstate=&/ABS [Erişim: 9 Ağustos 2024].

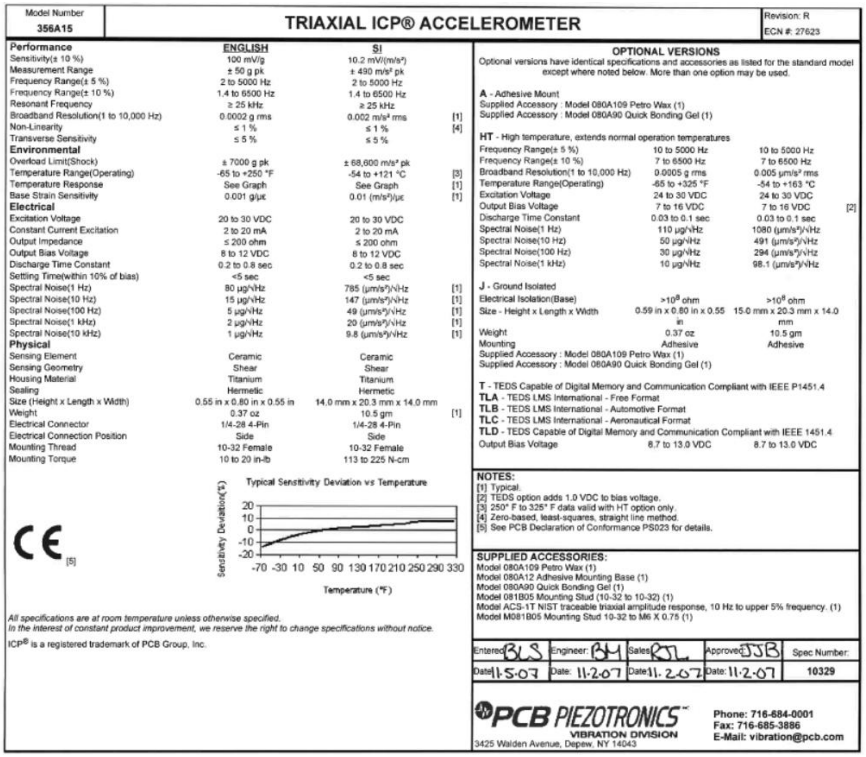
[30] “Overview of materials for Polypropylene, Molded”, [Çevrimiçi]. Mevcut: https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=08fb0f47ef7e454fbf7092517b2264b2 [Erişim: 9 Ağustos 2024].

[31] “46 Plastoseal Datenblatt POM.pdf.”, [Çevrimiçi]. Mevcut: https://www.plastoseal.com/images/datenblaetter/englisch/46_Plastoseal_Datenblatt_POM.pdf [Erişim: 9 Ağustos 2024].

[32] “303257.pdf.”, [Çevrimiçi]. Mevcut: https://dergipark.org.tr/en/download/article-file/303257 [Erişim: 9 Ağustos 2024].

[33] “CTK Premium Series,Vibration Damping”, [Çevrimiçi]. Mevcut: https://www.ctkuk.com/vibration-damping/premium.html [Erişim: 8 Ağustos 2024].

[34] “SIRIUS Modular Technical Specifications”, [Çevrimiçi]. Mevcut: https://dewesoft.com/products/sirius/tech-specs [Erişim: 22 Temmuz 2024].



Model Number 356A15

TRIAXIAL ICP® ACCELEROMETER

Revision: R
ECN #: 27623

Performance	ENGLISH	SI	
Sensitivity(± 10 %)	100 mV/g	10.2 mV/(m/s²)	
Measurement Range	± 50 g pk	± 490 m/s² pk	
Frequency Range(± 5 %)	2 to 5000 Hz	2 to 5000 Hz	
Frequency Range(± 10 %)	1.4 to 6500 Hz	1.4 to 6500 Hz	
Resonant Frequency	≥ 25 kHz	≥ 25 kHz	
Broadband Resolution(1 to 10,000 Hz)	0.0002 g rms	0.002 m/s² rms	[1]
Non-Linearity	≤ 1 %	≤ 1 %	[4]
Transverse Sensitivity	≤ 5 %	≤ 5 %	
Environmental			
Overload Limit(Shock)	± 7000 g pk	± 68,600 m/s² pk	
Temperature Range(Operating)	-65 to +250 °F	-54 to +121 °C	[3]
Temperature Response	See Graph	See Graph	[1]
Base Strain Sensitivity	0.001 g/με	0.01 (m/s²)/με	[1]
Electrical			
Excitation Voltage	20 to 30 VDC	20 to 30 VDC	
Constant Current Excitation	2 to 20 mA	2 to 20 mA	
Output Impedance	≤ 200 ohm	≤ 200 ohm	
Output Bias Voltage	8 to 12 VDC	8 to 12 VDC	
Discharge Time Constant	0.2 to 0.8 sec	0.2 to 0.8 sec	
Settling Time(within 10% of bias)	<5 sec	<5 sec	
Spectral Noise(1 Hz)	80 µg/√Hz	785 (µm/s²)/√Hz	[1]
Spectral Noise(10 Hz)	15 µg/√Hz	147 (µm/s²)/√Hz	[1]
Spectral Noise(100 Hz)	5 µg/√Hz	49 (µm/s²)/√Hz	[1]
Spectral Noise(1 kHz)	2 µg/√Hz	20 (µm/s²)/√Hz	[1]
Spectral Noise(10 kHz)	1 µg/√Hz	9.8 (µm/s²)/√Hz	[1]
Physical			
Sensing Element	Ceramic	Ceramic	
Sensing Geometry	Shear	Shear	
Housing Material	Titanium	Titanium	
Sealing	Hermetic	Hermetic	
Size (Height x Length x Width)	0.55 in x 0.80 in x 0.55 in	14.0 mm x 20.3 mm x 14.0 mm	
Weight	0.37 oz	10.5 gm	[1]
Electrical Connector	1/4-28 4-Pin	1/4-28 4-Pin	
Electrical Connection Position	Side	Side	
Mounting Thread	10-32 Female	10-32 Female	
Mounting Torque	10 to 20 in-lb	113 to 225 N-cm	

Typical Sensitivity Deviation vs Temperature

Sensitivity Deviation(%): 20, 10, 0, -10, -20

-70 -30 10 50 90 130 170 210 250 290 330

Temperature (°F)

CE [5]

All specifications are at room temperature unless otherwise specified.
In the interest of constant product improvement, we reserve the right to change specifications without notice.

ICP® is a registered trademark of PCB Group, Inc.

OPTIONAL VERSIONS

Optional versions have identical specifications and accessories as listed for the standard model except where noted below. More than one option may be used.

A - Adhesive Mount
Supplied Accessory : Model 080A109 Petro Wax (1)
Supplied Accessory : Model 080A90 Quick Bonding Gel (1)

HT - High temperature, extends normal operation temperatures

Frequency Range(± 5 %)	10 to 5000 Hz	10 to 5000 Hz
Frequency Range(± 10 %)	7 to 6500 Hz	7 to 6500 Hz
Broadband Resolution(1 to 10,000 Hz)	0.0005 g rms	0.005 µm/s² rms
Temperature Range(Operating)	-65 to +325 °F	-54 to +163 °C
Excitation Voltage	24 to 30 VDC	24 to 30 VDC
Output Bias Voltage	7 to 16 VDC	7 to 16 VDC [2]
Discharge Time Constant	0.03 to 0.1 sec	0.03 to 0.1 sec
Spectral Noise(1 Hz)	110 µg/√Hz	1080 (µm/s²)/√Hz
Spectral Noise(10 Hz)	50 µg/√Hz	491 (µm/s²)/√Hz
Spectral Noise(100 Hz)	30 µg/√Hz	294 (µm/s²)/√Hz
Spectral Noise(1 kHz)	10 µg/√Hz	98.1 (µm/s²)/√Hz

J - Ground Isolated

Electrical Isolation(Base)	>10^8 ohm	>10^8 ohm
Size - Height x Length x Width	0.59 in x 0.80 in x 0.55 in	15.0 mm x 20.3 mm x 14.0 mm
Weight	0.37 oz	10.5 gm
Mounting	Adhesive	Adhesive

Supplied Accessory : Model 080A109 Petro Wax (1)
Supplied Accessory : Model 080A90 Quick Bonding Gel (1)

T - TEDS Capable of Digital Memory and Communication Compliant with IEEE P1451.4
TLA - TEDS LMS International - Free Format
TLB - TEDS LMS International - Automotive Format
TLC - TEDS LMS International - Aeronautical Format
TLD - TEDS Capable of Digital Memory and Communication Compliant with IEEE 1451.4

Output Bias Voltage	8.7 to 13.0 VDC	8.7 to 13.0 VDC

NOTES:
[1] Typical.
[2] TEDS option adds 1.0 VDC to bias voltage.
[3] 250° F to 325° F data valid with HT option only.
[4] Zero-based, least-squares, straight line method.
[5] See PCB Declaration of Conformance PS023 for details.

SUPPLIED ACCESSORIES:
Model 080A109 Petro Wax (1)
Model 080A12 Adhesive Mounting Base (1)
Model 080A90 Quick Bonding Gel (1)
Model 081B05 Mounting Stud (10-32 to 10-32) (1)
Model ACS-1T NIST traceable triaxial amplitude response, 10 Hz to upper 5% frequency. (1)
Model M081B05 Mounting Stud 10-32 to M6 X 0.75 (1)

Entered: BLS	Engineer: BH	Sales: RJL	Approved: JJB	Spec Number:
Date: 11-5-07	Date: 11-2-07	Date: 11-2-07	Date: 11-2-07	10329

PCB PIEZOTRONICS™
VIBRATION DIVISION
3425 Walden Avenue, Depew, NY 14043

Phone: 716-684-0001
Fax: 716-685-3886
E-Mail: vibration@pcb.com

Şekil 1 İvmeölçer teknik özellikleri

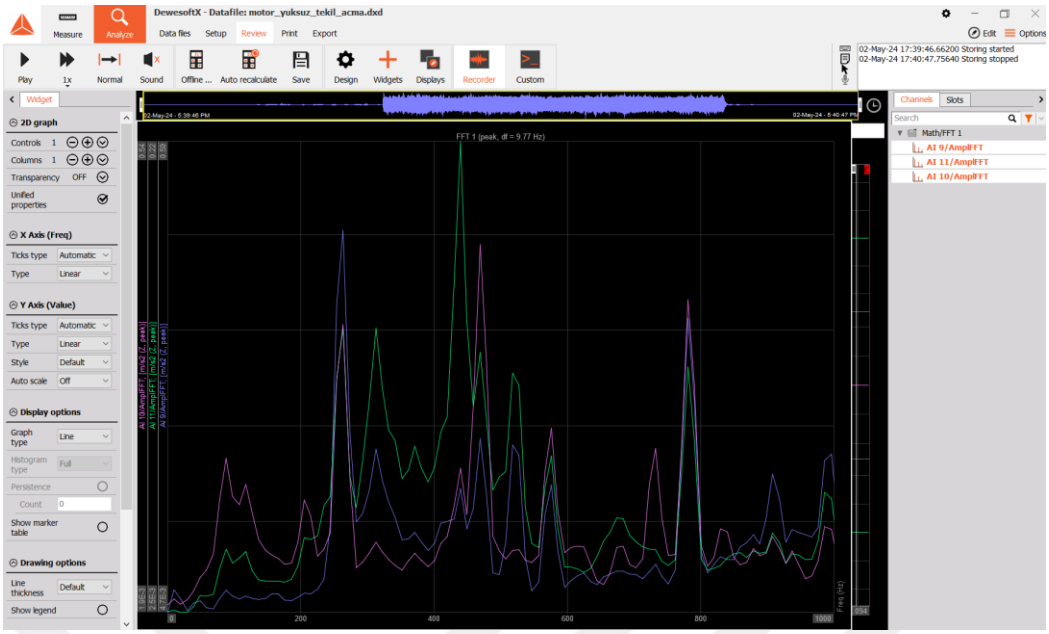
086C03		086C04		086D05		086D20		086D50	
English	SI	English	SI	English	SI	English	SI	English	SI
10 mV/lbf	2.25 mV/N	5 mV/lbf	1.10 mV/N	1 mV/lbf	0.23 mV/N	1 mV/lbf	0.23 mV/N	1 mV/lbf	0.23 mV/N
±500 lbf pk	±2224 N pk	±1000 lbf pk	±4448 N pk	±5000 lbf pk	±22,240 N pk	±5000 lbf pk	±22,240 N pk	±5000 lbf pk	±22,240 N pk
≥22 kHz						≥12 kHz		≥5 kHz	
≤1 %									
20 to 30 VDC									
2 to 20 mA									
<100 Ohm									
8 to 14 VDC									
≥2000 sec						≥1400 sec		≥2000 sec	
Quartz									
Epoxy						Hermetic			
0.34 lb	0.16 kg	0.34 lb	0.16 kg	0.7 lb	0.32 kg	2.4 lb	1.1 kg	12.1 lb	5.5 kg
0.62 in	1.57 cm	0.62 in	1.57 cm	1.0 in	2.50 cm	2.0 in	5.1 cm	3.0 in	7.6 cm
0.25 in	0.63 cm	0.25 in	0.63 cm	0.25 in	0.63 cm	2.0 in	5.1 cm	3.0 in	7.6 cm
8.5 in	21.6 cm	8.5 in	21.6 cm	9.0 in	22.7 cm	14.5 in	37 cm	35 in	89 cm
Bottom of Handle									
2.6 oz	75 gm	2.6 oz	75 gm	7.0 oz	200 gm	Not Available			
BNC Jack									
TLD086C03		TLD086C04		TLD086D05		TLD086D20		TLD086D50	
Calibration Certificate		Calibration Certificate		Calibration Certificate		Calibration Certificate		Calibration Certificate	
081B05 10-32 Mounting Stud		081B05 10-32 Mounting Stud		081B05 10-32 Mounting Stud		084A60 Hammer Tip, Very soft		084A31 Hammer Tip, Soft	
084A08 Extender Mass		084A08 Extender Mass		084A09 Extender Mass		084A61 Hammer Tip, Soft		084A32 Hammer Tip, Hard plastic	
084B03 Hammer Tip, Hard SS		084B03 Hammer Tip, Hard SS		084A50 Hammer Tip, Very soft		084A62 Hammer Tip, Medium			
084B04 Hammer Tip, Medium		084B04 Hammer Tip, Medium		084A51 Tip Adaptor		084A63 Hammer Tip, Hard plastic			
084C05 Hammer Tip, Soft		084C05 Hammer Tip, Soft		084B03 Hammer Tip, Hard SS					
084C11 Hammer Tip, Very soft		084C11 Hammer Tip, Very soft		084B04 Hammer Tip, Medium					
085A10 Tip Cover		085A10 Tip Cover		084C05 Hammer Tip, Soft					
				085A10 Tip Cover					

Şekil 2 Darbe çekici teknik özellikleri

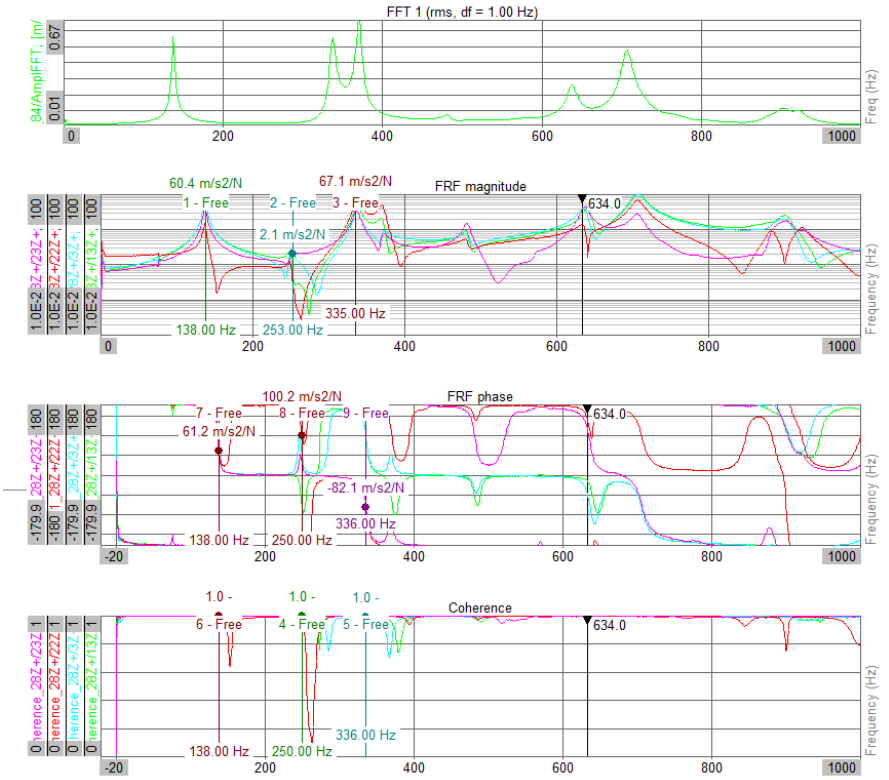
SIRIUS® HD-ACC amplifier specifications

Inputs				
Input types	Voltage IEPE			
ADC Type	Type 24-bit delta-sigma with anti-aliasing filter			
Sampling Rate	Simultaneous 200 kS/sec			
Voltage Mode				
Range	±10 V	±5 V	±1 V	±200 mV
Gain accuracy	±0.05 % of reading			
Offset accuracy	±2 mV	±1 mV	±0.2 mV	±0.1 mV
Typ. Dynamic Range @ 10 kS	-137 dB	-137 dB	-137 dB	-131 dB
Typ. Noise floor @ 10 kS	-109 dB	-109 dB	-108 dB	-102 dB
Typ. CMR @ 400 Hz / 1 kHz	140 dB / 120 dB			
Gain Drift	Typical 10 PPM/K, max. 30 PPM/K			
Offset Drift	Typical 0.3 µV/K + 5 ppm of range/K, max 2 µV/K + 10 ppm of range/K			
Gain Linearity	<0.02 %			
Inter Channel Phase-mismatch	0.02° * fin [kHz] + 0.1° (@ 200 kS/sec and 10 V Range)			
Channel Cross talk	-150 dB @ 50 Hz; -140 dB @ 1 kHz			
Input Coupling	DC, AC 0.1 Hz, 1 Hz			
Input Impedance	1 MΩ (270 kΩ for AC coupling ≥ 1 Hz) in parallel with 100 pF			
Over-voltage Protection	In+ to In-: 50 V continuous; 200 V peak (10 msec) In- to GND (differential version): 3 Volt			
IEPE mode				
Excitation	4, 8 or 12 mA			
Compliance voltage	22 Volt			
Output Impedance	> 100 kΩ			
Sensor detection	Shortcut: <4 Volt; Open: > 19 Volt			
Additional Specifications				
Input connector	BNC			
TEDS support	IEPE mode only			
Rev: 1593385200				

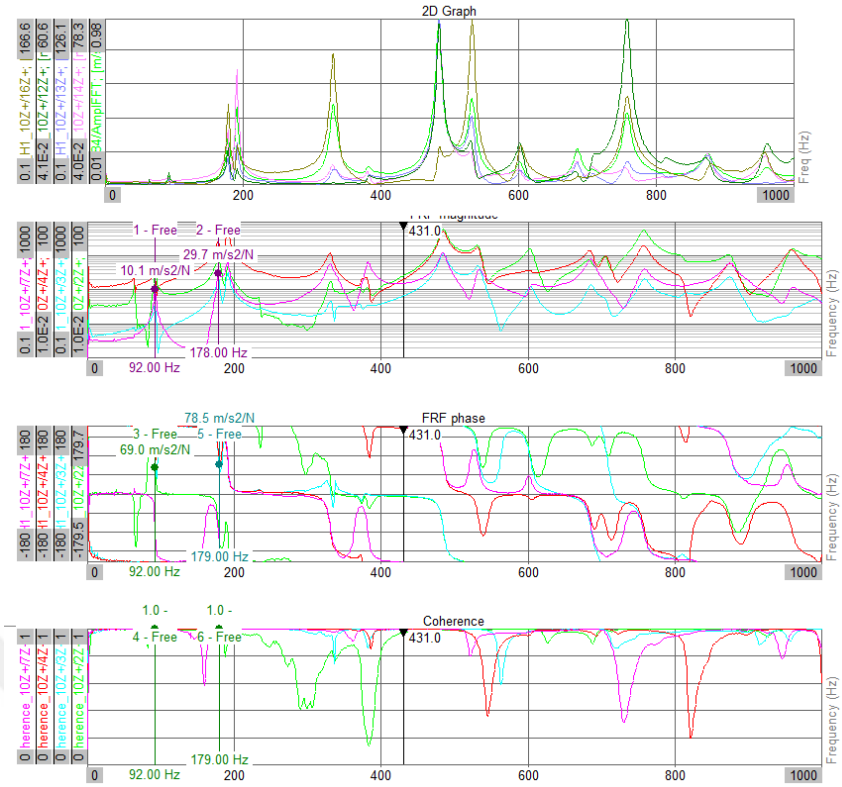
Şekil 3 SIRIUS HD-ACC veri toplama cihazı teknik özellikleri [34]



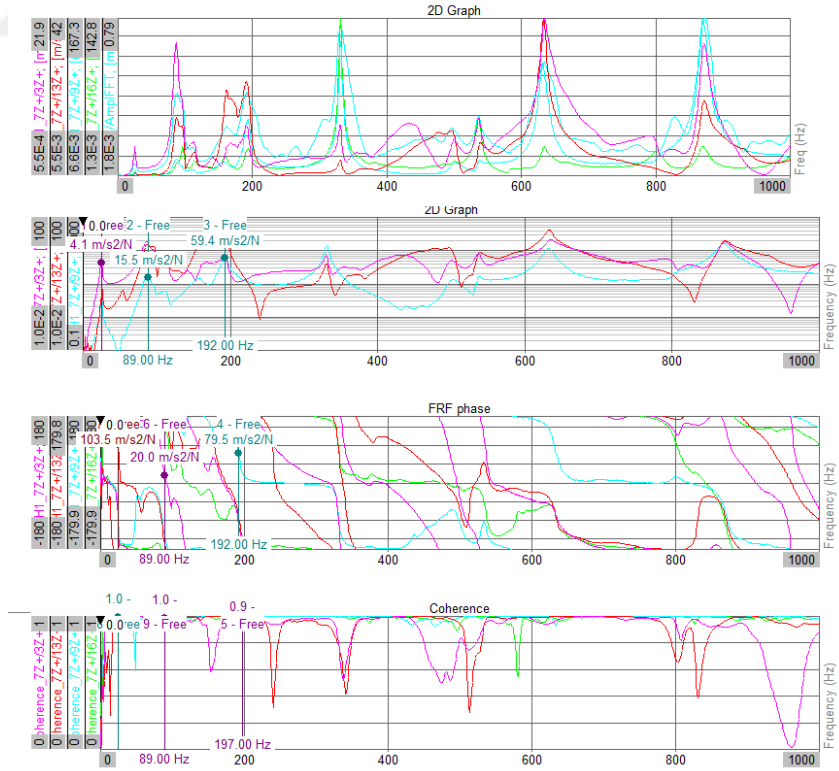
Şekil 4 Dewesoft kullanıcı arayüzü



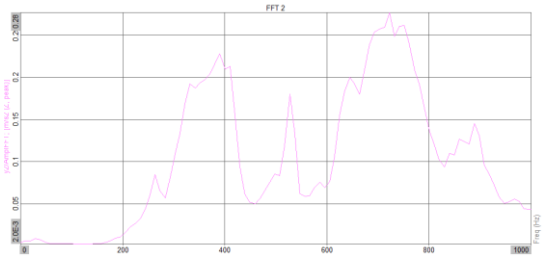
Şekil 5 Sabit kapak için FTF, faz değişimi ve tutarlılık grafikleri



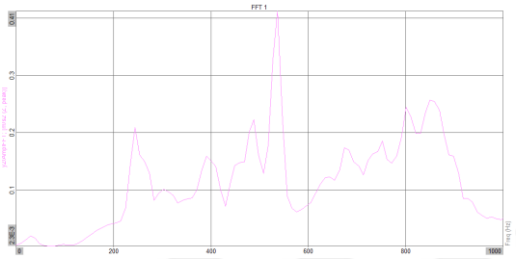
Şekil 6 Haraketli kapak için FTF, faz değişimi ve tutarlılık grafikleri



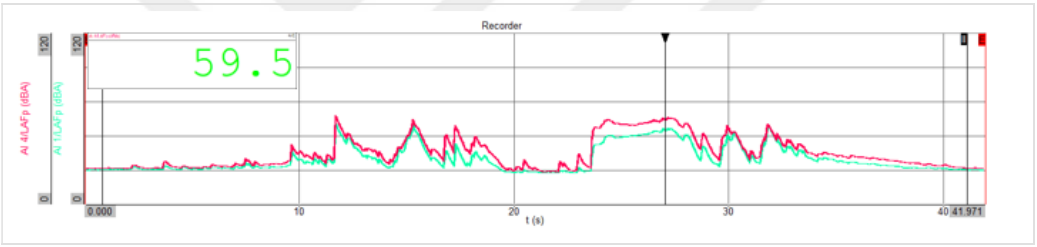
Şekil 7 Sistem için FTF, faz değişimi ve tutarlılık grafikleri



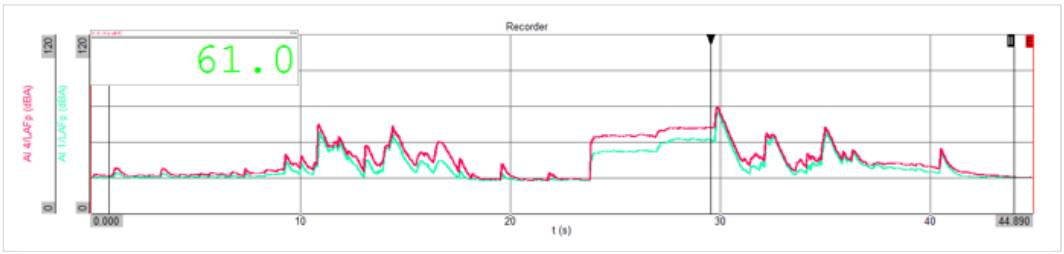
Şekil 8 D1 FFT grafiği



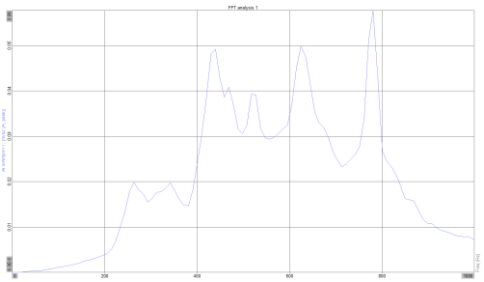
Şekil 9 D1.1 FFT grafiği



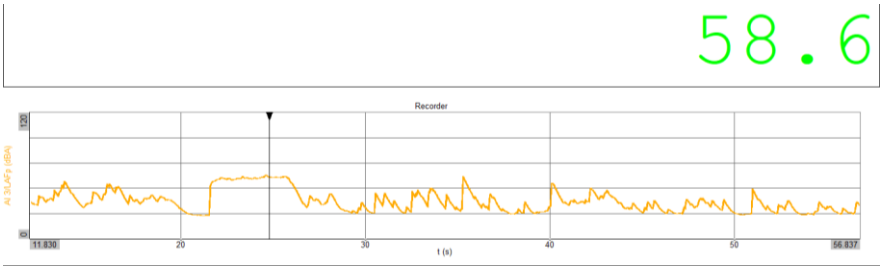
Şekil 10 Deney 1.1 gürültü sonuçları



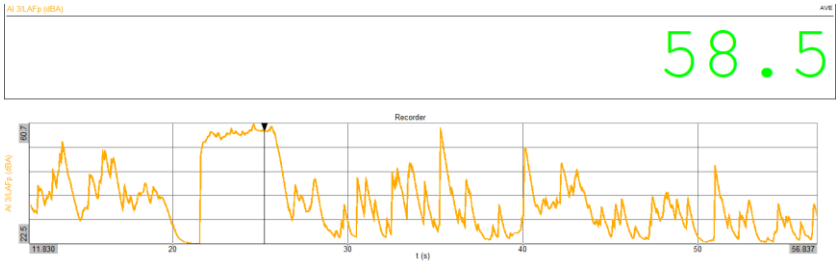
Şekil 11 Deney 1.1 gürültü sonuçları



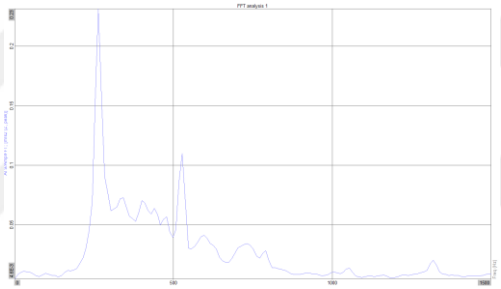
Şekil 12 Deney 2 FFT grafiği



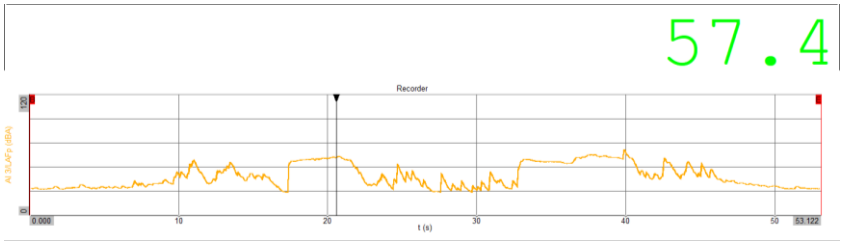
Şekil 13 Deney 2 gürültü ölçümü



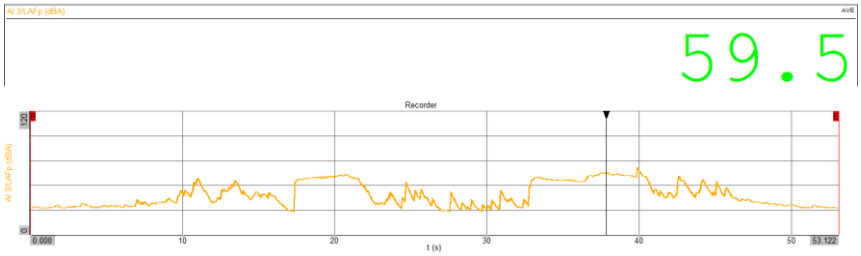
Şekil 14 Deney 2.1 gürültü ölçümü



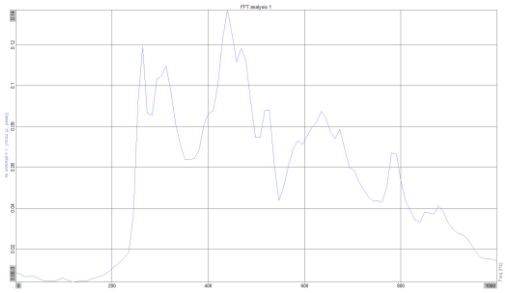
Şekil 15 Deney 3 FFT grafiği



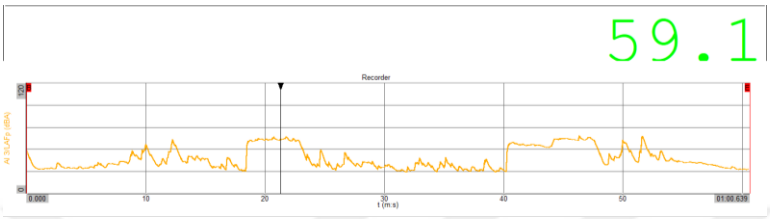
Şekil 16 Deney 3 gürültü ölçümü



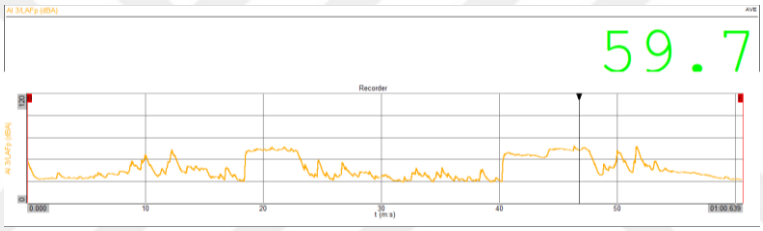
Şekil 17 Deney 3.1 gürültü ölçümü



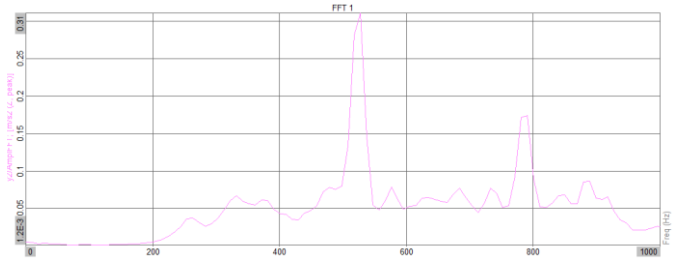
Şekil 18 Deney 4 FFT grafiği



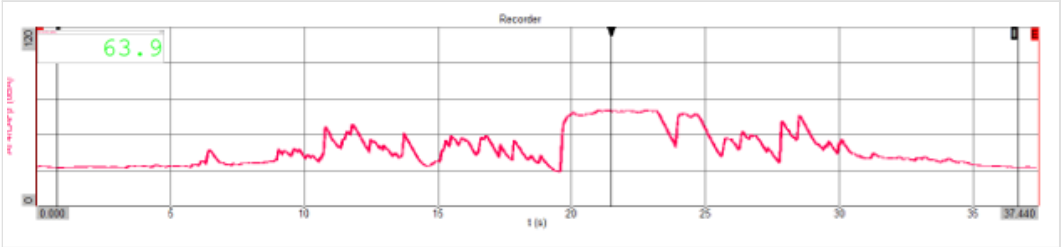
Şekil 19 Deney 4 gürültü ölçümü



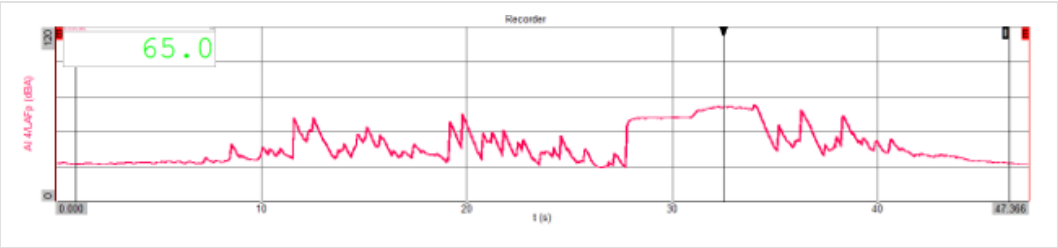
Şekil 20 Deney 4.1 gürültü ölçümü



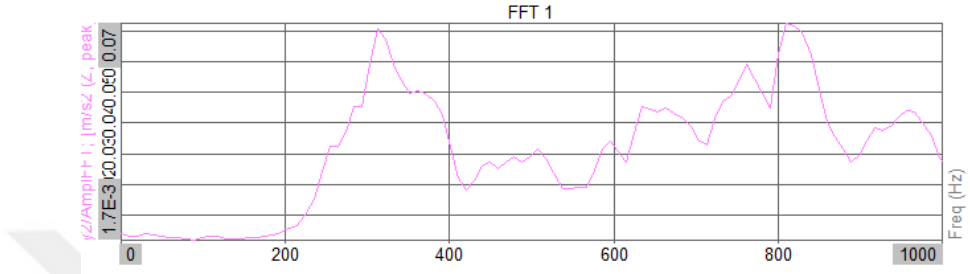
Şekil 21 Deney 5 FFT grafiği



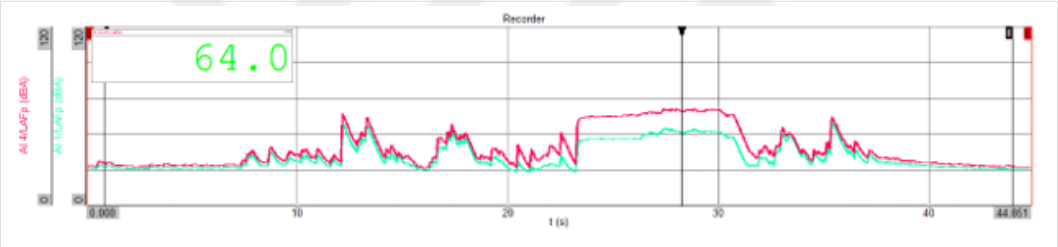
Şekil 22 Deney 5 gürültü ölçümü



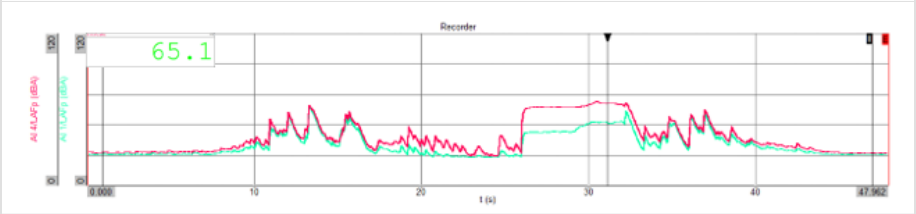
Şekil 23 Deney 5.1 gürültü ölçümü



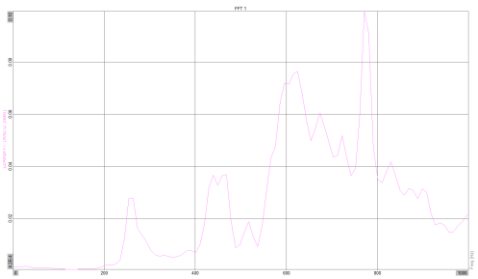
Şekil 24 Deney 6 FFT grafiği



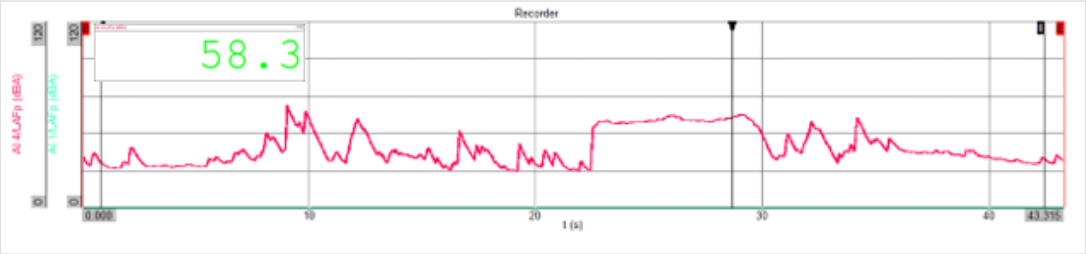
Şekil 25 Deney 6 gürültü ölçümü



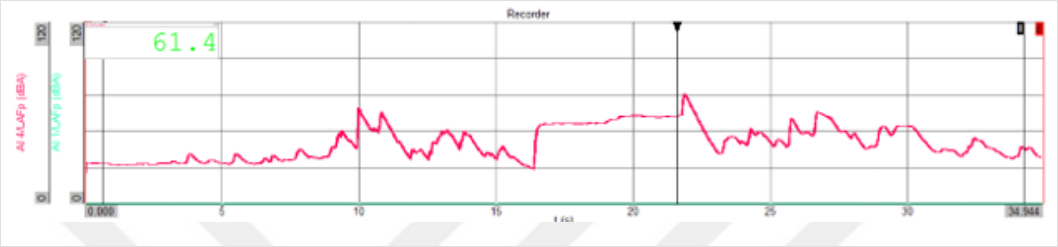
Şekil 26 Deney 6.1 gürültü ölçümü



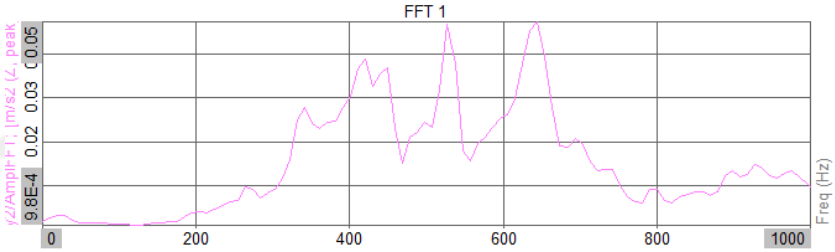
Şekil 27 Deney 7 FFT grafiği



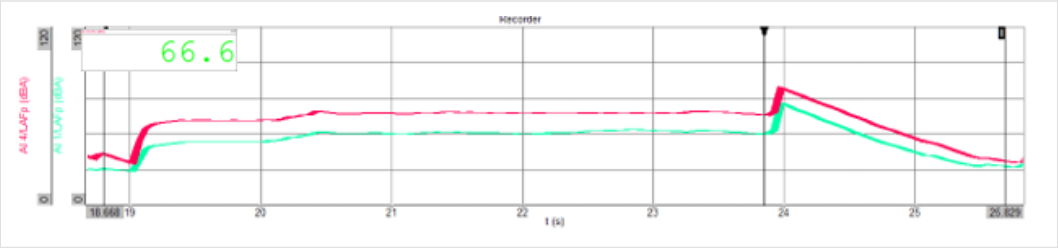
Şekil 28 Deney 7 gürültü ölçümü



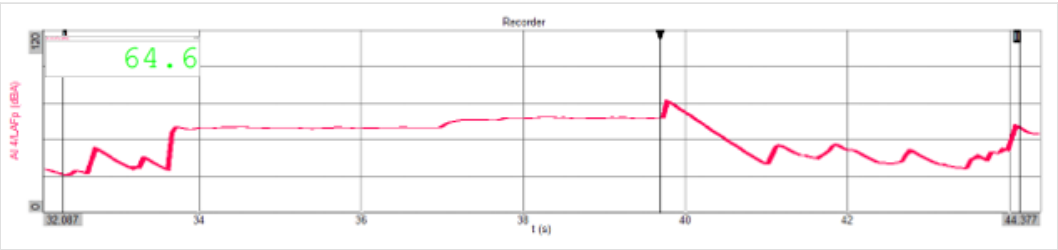
Şekil 29 Deney 7.1 gürültü ölçümü



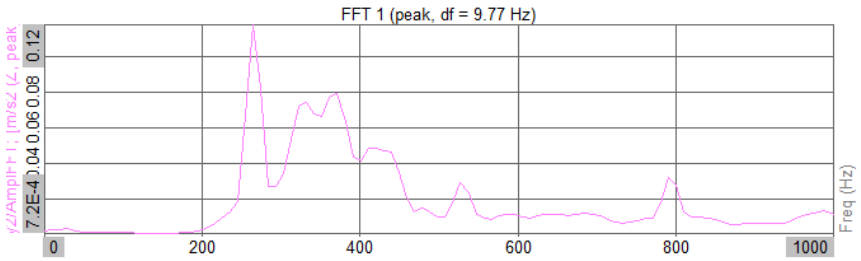
Şekil 30 Deney 8 FFT grafiği



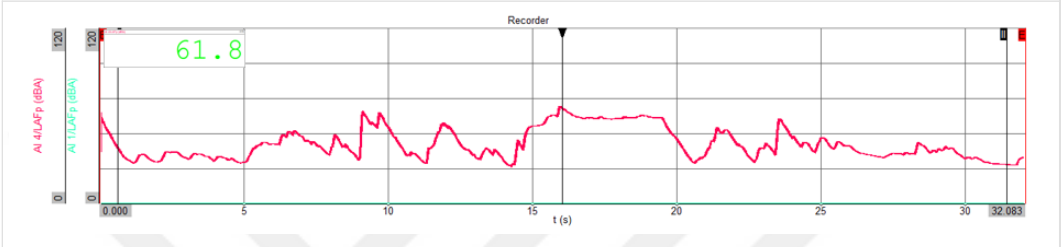
Şekil 31 Deney 8 gürültü ölçümü



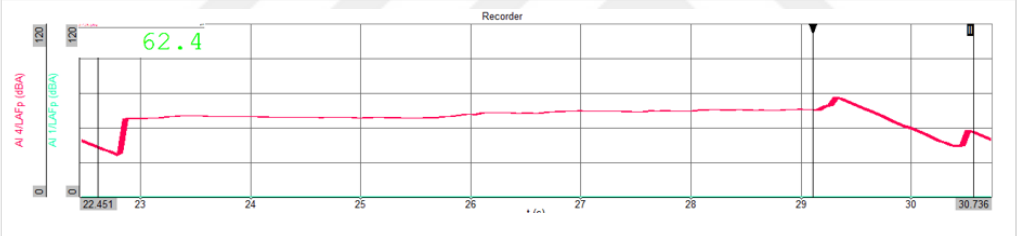
Şekil 32 Deney 8.1 gürültü ölçümü



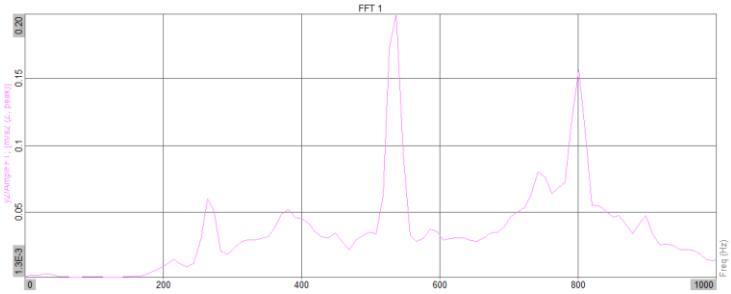
Şekil 33 Deney 9 FFT grafiği



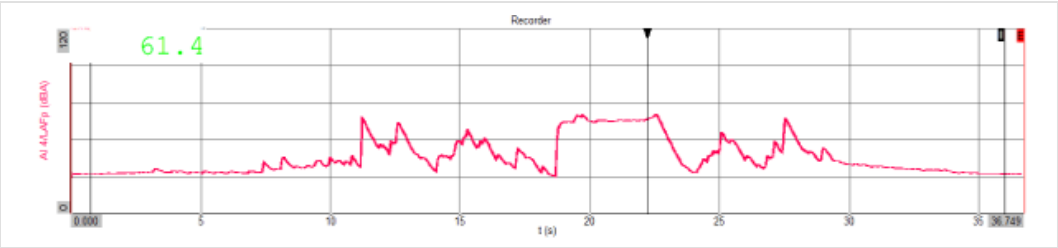
Şekil 34 Deney 9 gürültü ölçümü



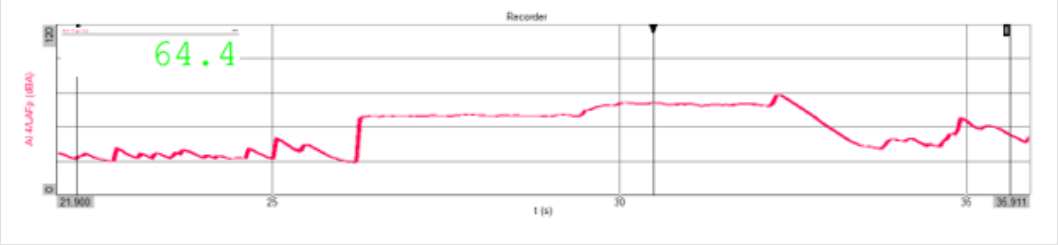
Şekil 35 Deney 9.1 gürültü ölçümü



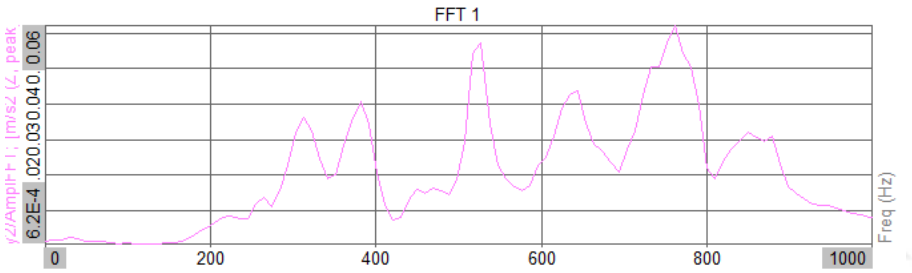
Şekil 36 Deney 10 FFT grafiği



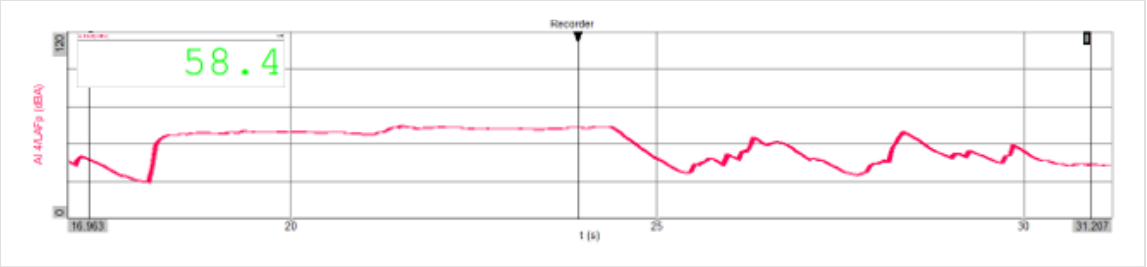
Şekil 37 Deney10 gürültü ölçümü



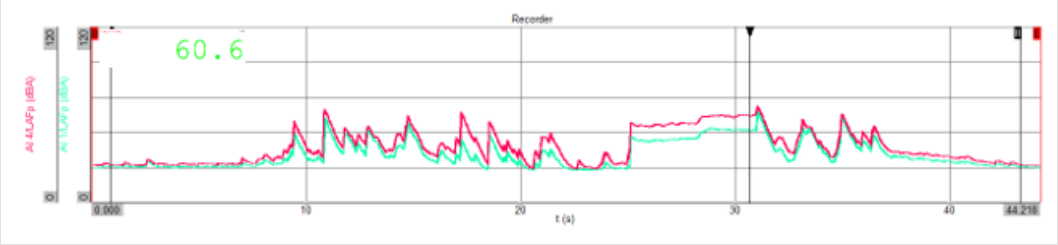
Şekil 38 Deney 10.1 gürültü ölçümü



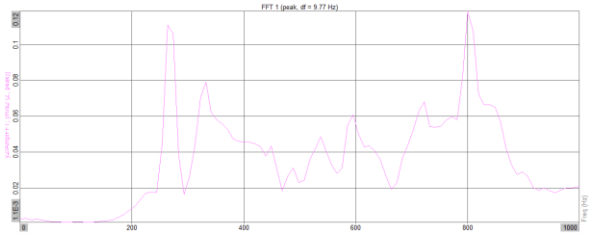
Şekil 39 Deney 11 FFT grafiği



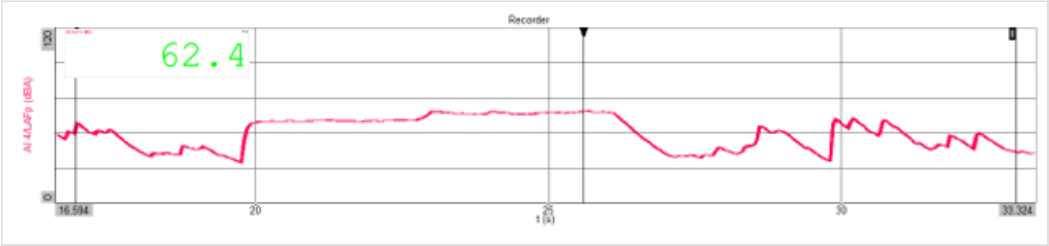
Şekil 40 Deney 11 gürültü ölçümü



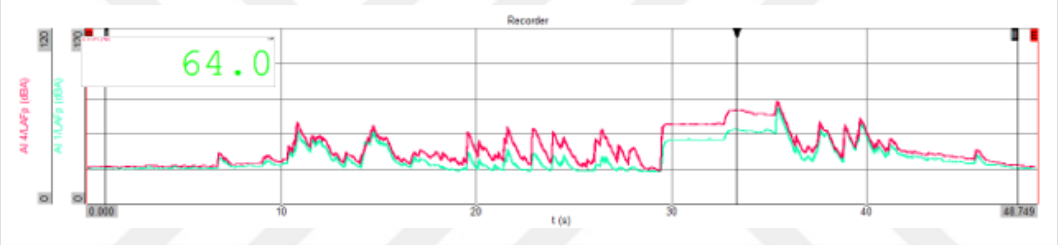
Şekil 41 Deney 11.1 gürültü ölçümü



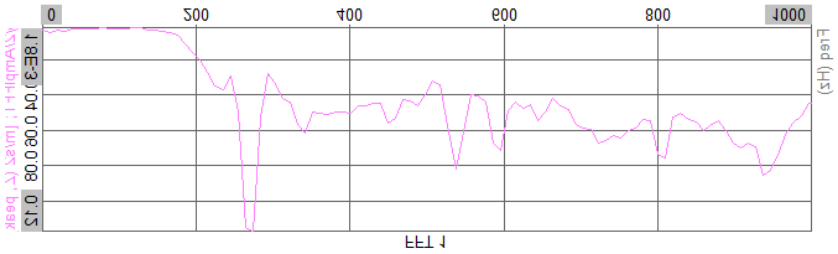
Şekil 42 Deney 12 FFT grafiği



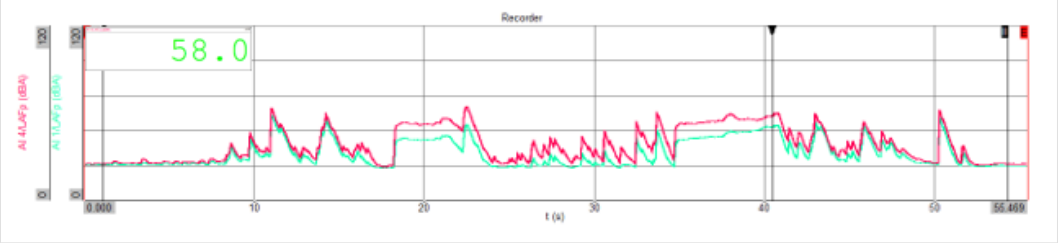
Şekil 43 Deney 12 gürültü ölçümü



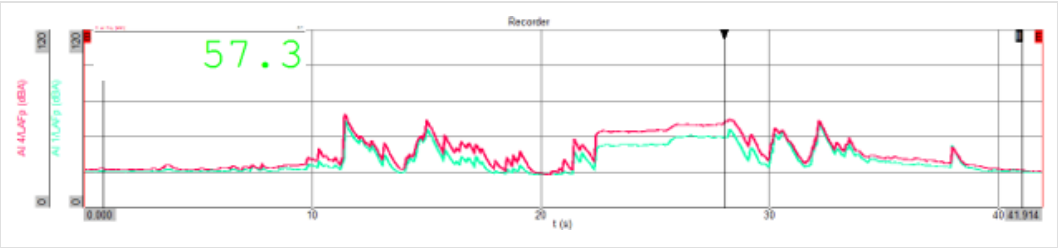
Şekil 44 Deney 12.1 gürültü ölçümü



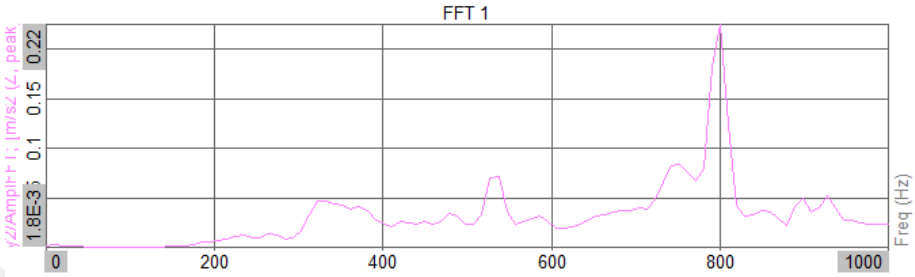
Şekil 45 Deney 13 FFT grafiği



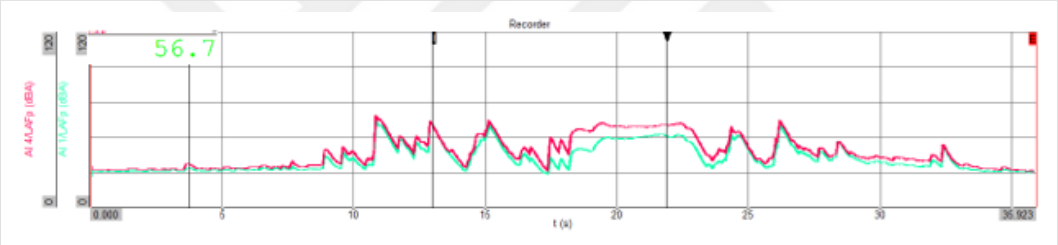
Şekil 46 Deney 13 gürültü ölçümü



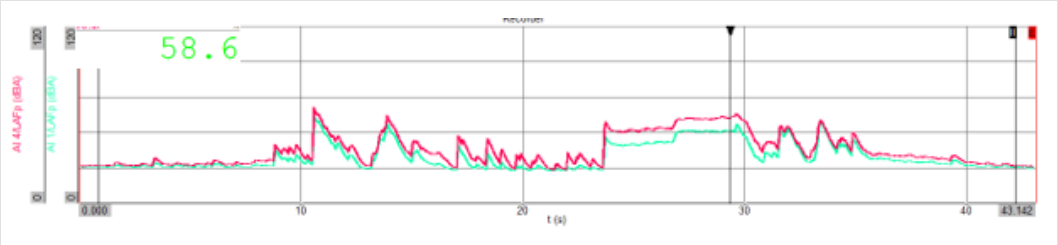
Şekil 47 Deney 13.1 gürültü ölçümü



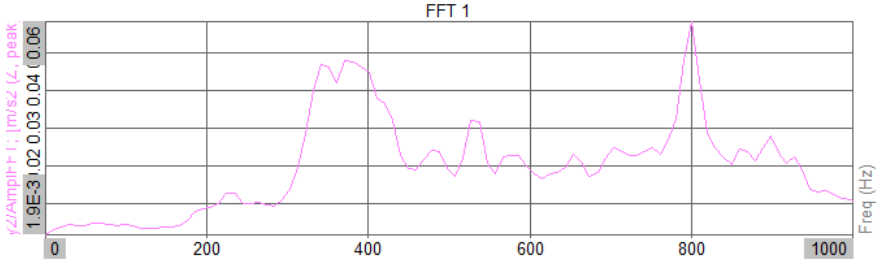
Şekil 48 Deney 14 FFT grafiği



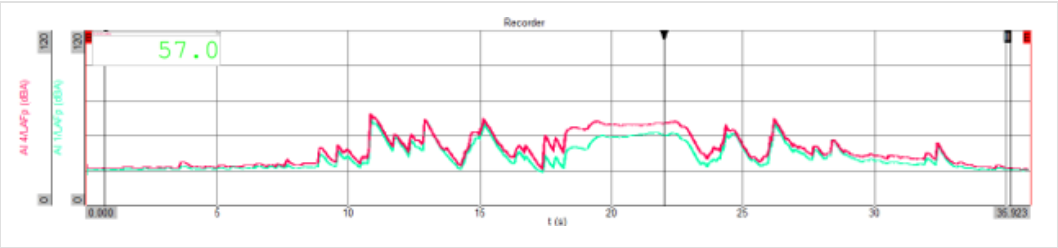
Şekil 49 Deney 14 gürültü ölçümü



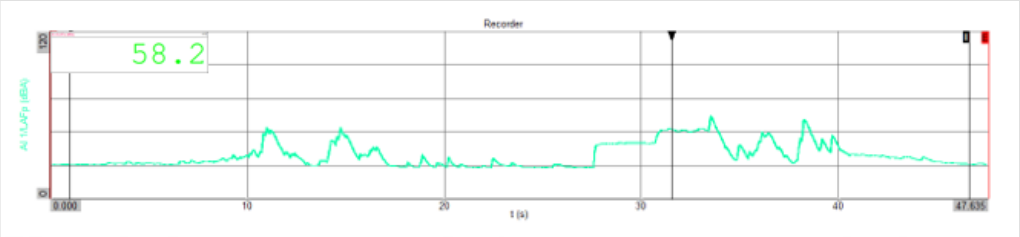
Şekil 50 Deney 14.1 gürültü ölçümü



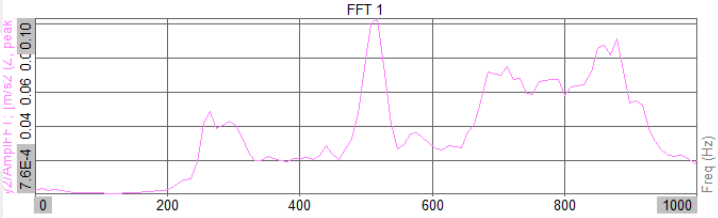
Şekil 51 Deney 15 FFT grafiği



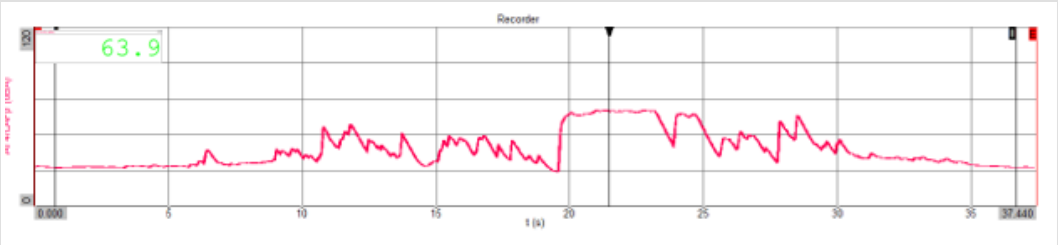
Şekil 52 Deney 15 gürültü ölçümü



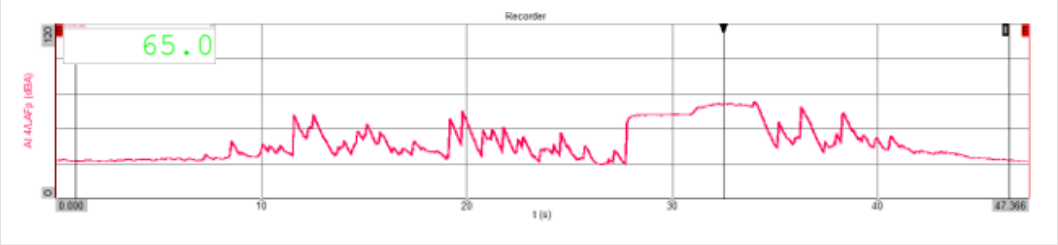
Şekil 53 Deney 15.1 gürültü ölçümü



Şekil 54 Deney 16 FFT grafiği



Şekil 55 Deney 16 gürültü ölçümü



Şekil 56 Deney 16.1 gürültü ölçümü

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Konferans Bildirileri

1. 5. Uluslararası Mühendislik ve Fen Bilimleri Kongresi, açılır kapanır bir elektromekanik sistemin gürültü, titreşim, sertlik analizi. Engin ÖZTÜRK, Doç. Dr. Cihan DEMİR

Makaleler

1. Gazi Üniversitesi Mühendislik - Mimarlık Dergisi, Elektromekanik bir sistemde NVH iyileştirmeleri için meta-yapı ve alternatif yapısal uygulamaları. Engin ÖZTÜRK, Doç. Dr. Cihan DEMİR (İnceme aşamasında)