

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**MOTOR BAĞLANTI ELEMANLARININ TİTREŞİM GEÇİRGENLİĞİ
ÜZERİNDEKİ ETKİLERİNİN İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ali İsa BURSA

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Programı

HAZİRAN 2019

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**MOTOR BAĞLANTI ELEMANLARININ TİTREŞİM GEÇİRGENLİĞİ
ÜZERİNDEKİ ETKİLERİNİN İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Ali İsa BURSA
(503161702)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Programı

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Osman Taha ŞEN

HAZİRAN 2019

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503161702 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Ali İsa BURSA, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “MOTOR BAĞLANTI ELEMANLARININ TİTREŞİM GEÇİRGENLİĞİ ÜZERİNDEKİ ETKİLERİNİN İNCELENMESİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Dr. Öğr. Üyesi Osman Taha ŞEN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Dr. Öğr. Üyesi Osman Akın KUTLAR**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Muammer ÖZKAN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : 02 Mayıs 2019
Savunma Tarihi : 12 Haziran 2019





Anneme ve babama,



ÖNSÖZ

Yaptığım bu tez çalışması sırasında bana rehberlik yapan, bilgi ve birikimini benimle paylaşan değerli hocam Dr. Öğr. Üyesi Osman Taha Şen'e teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca tez çalışmam boyunca bana yardım ve desteğini esirgemeyen çalışma arkadaşlarım Müslüm Yaman ve Erol Çifci'ye teşekkür ederim.

Son olarak tüm hayatım boyunca bana olan desteklerinden ötürü sevgili anneme ve babama şükranlarımı sunuyorum.

Mayıs 2019

Ali İsa Bursa
(Makina Mühendisi)



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL LİSTESİ.....	xvii
ÖZET.....	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Amaç ve Kapsam	2
1.2 Tezin Ana Hatları	2
1.3 Motor Titreşimleri	3
1.3.1 Gaz kuvvetleri	4
1.3.2 Atalet kuvvetleri.....	4
1.3.3 Diğer kuvvetler	5
1.4 Motor Askı Sistemleri	5
1.5 Motor Takozları.....	10
1.5.1 Kauçuk motor takozları.....	10
1.5.2 Pasif hidrolik motor takozları	12
1.5.3 Yarı aktif ve aktif motor takozları.....	14
1.6 Literatür Araştırması	16
2. KAÜÇUK MOTOR TAKOZUNA AİT TEST ÇALIŞMALARI	21
2.1 Giriş	21
2.2 Motor Takozuna Ait Deneysel Çalışmalar ve Sonuçları.....	22
3. MOTOR BRAKETİNE AİT DENEYSEL MODAL ANALİZİ	27
3.1 Deneysel Modal Analiz Yöntemi	27
3.2 Deneysel Modal Analiz Sonuçları.....	29
4. MOTOR TİTREŞİMİ DENEYSEL TEST ÇALIŞMALARI	33
4.1 Motor Titreşimlerinin Ölçülmesi	33
4.2 Motor Titreşimleri Ölçüm Sonuçları	36
5. MOTOR BRAKETLERİNİN SANAL MODAL ANALİZİ	45
5.1 Giriş	45
5.2 Modal Testi Yapılan Brakete Ait Sanal Modal Analiz	46
5.3 Diğer Braketlere Ait Sanal Modal Analiz	50
6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	55
KAYNAKLAR	59
EKLER.....	61
ÖZGEÇMİŞ.....	67



KISALTMALAR

AÖN	: Alt Ölü Nokta
ÜÖN	: Üst Ölü Nokta
ER	: Elektroteolojik
PID	: Proportional Integral Derivative
FEM	: Sonlu Elemanlar Yöntemi
FRF	: Frequency Response Function
RPM	: Revolution Per Minute
KZFD	: Kısa Zamanlı Fourier Dönüşümü



SEMBOLLER

m	: Kütle
t	: Zaman
k	: Yay katsayısı
c	: Sönüm katsayısı
$F(t)$	: Tahrik kuvveti
F_0	: Kuvvet genliği
ω	: Frekans
$x(t)$	: Konum
$x_h(t)$	: Homojen denklem kısmı
$x_0(t)$	: Özel denklem kısmı
F_0	: Kuvvet genliği
A_1, A_2	: Sabit katsayı
ϕ	: Faz açısı
r	: Frekans oranı
ζ	: Sönüm oranı
T	: Geçirgenlik
K_d	: Takoz dinamik katılığı
k_2	: Kauçuk oda yay katsayısı
m_s	: Hidrolik takoza ait sıvı kütlesi
F_d	: Uyarıcı kuvvet
g	: Yer çekimi ivmesi



ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1 : Taşıtlardaki gürültü ve titreşimin komponentlere göre dağılımı [2].	1
Çizelge 1.2 : Motora etki eden kuvvetler, kaynağı ve sonuçları [4]......	3
Çizelge 5.1 : S420MC çeliğine ait özellikler.....	45
Çizelge 6.1 : Arka gövde braketine ait deneysel ve FEM modal analiz sonuçlarının karşılaştırılması.	57
Çizelge 6.2 : Diğer braketlere ait FEM modal analiz sonucunda elde edilen doğal frekans değerleri.	57



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Gövdeye bağlanmış motora ait 6 serbestlik derecesi [12].....	7
Şekil 1.2 : Kütle, yay ve damperden oluşan tek serbestlik dereceli sistem.	8
Şekil 1.3 : Geçirgenlik diyagramı [12].	9
Şekil 1.4 : Kauçuk motor takozları [15].	11
Şekil 1.5 : Kauçuk takoz dinamik katılığı ile frekans ilişkisi [14].	11
Şekil 1.6 : Basit delikli pasif hidrolik takoz yapısı [12].	12
Şekil 1.7 : Atalet kanallı pasif hidrolik takoz yapısı [12].	13
Şekil 1.8 : Atalet kanallı ve ayırıcılı pasif hidrolik takoz yapısı [12].....	13
Şekil 1.9 : Hidrolik takoz dinamik katılığı ile frekans ilişkisi (a) basit delikli (b) ayırıcılı takoz [14].	14
Şekil 1.10 : Pasif hidrolik motor takozu için fiziksel model [12].....	14
Şekil 1.11 : Yarı aktif hidrolik motor takozu için fiziksel model [12].	15
Şekil 1.12 : Aktif motor takozu için fiziksel model (a) kauçuk takozlu (b) pasif hidrolik takozlu [12].	16
Şekil 2.1 : Otobüse ait motor bağlantı braketleri ve takozları.	21
Şekil 2.2 : SIRIUS R2DB veri toplama cihazı [25].	22
Şekil 2.3 : PCB 356A32 üç eksenli ivmeölçer [26].	22
Şekil 2.4 : DYTRAN 5800B3 darbe çekici.	23
Şekil 2.5 : PCB 394C06 kalibrasyon cihazı.....	23
Şekil 2.6 : Test düzeneği. 1- Veri toplama cihazı, 2- İvmeölçer, 3-Kauçuk takoz, 4- Darbe çekici.....	23
Şekil 2.7 : x ekseninde kuvvet uygulanması durumu için titreşim iletimi fazla olan frekanslar.	24
Şekil 2.8 : y ekseninde kuvvet uygulanması durumu için titreşim iletimi fazla olan frekanslar.	25
Şekil 2.9 : z ekseninde kuvvet uygulanması durumu için titreşim iletimi fazla olan frekanslar.	25
Şekil 3.1 : Braket üzerinde işaretlenen noktalar.	28
Şekil 3.2 : Modal test düzeneği.	28
Şekil 3.3 : Ölçüm noktalarına ait FRF grafiği.	29
Şekil 3.4 : (a) 419, (b) 708, (c) 952 Hz için mod şekilleri.....	30
Şekil 3.5 : (a) 1103, (b) 1513, (c) 1694 Hz için mod şekilleri.....	31
Şekil 3.6 : 1762 Hz için mod şekli.....	32
Şekil 4.1 : Test düzeneği. 1-Veri toplama cihazı, 2-Digital takometre, 3-İvmeölçer, 4- Reflektör bant.....	34
Şekil 4.2 : Motor arka bağlantı noktası için ivmeölçer yerleşimi.....	34
Şekil 4.3 : Motor ön bağlantı noktası için ivmeölçer yerleşimi.....	35
Şekil 4.4 : Ön bağlantı noktasında ölçüm sırasındaki motor hızının değişimi.	35
Şekil 4.5 : Arka bağlantı noktasında ölçüm sırasındaki motor hızının değişimi.	36
Şekil 4.6 : Ön-sol bağlantı noktasında ivmelerin aktif ve pasif tarafta değişimi.....	37
Şekil 4.7 : Ön-sağ bağlantı noktasında ivmelerin aktif ve pasif tarafta değişimi.	38

Şekil 4.8 : Arka-sol bağlantı noktasında ivmelerin aktif ve pasif tarafta değişimi....	39
Şekil 4.9 : Arka-sağ bağlantı noktasında ivmelerin aktif ve pasif tarafta değişimi. ..	40
Şekil 4.10 : Ön-sol bağlantı noktasında frekans spektrogramı.	41
Şekil 4.11 : Ön-sağ bağlantı noktasında frekans spektrogramı.	42
Şekil 4.12 : Arka-sol bağlantı noktasında frekans spektrogramı.	43
Şekil 4.13 : Arka-sağ bağlantı noktasında frekans spektrogramı.	44
Şekil 5.1 : 1. Mod test sonucu 419 Hz, FEM sonucu 643 Hz.....	46
Şekil 5.2 : 2. Mod test sonucu 708 Hz, FEM sonucu 665 Hz.....	47
Şekil 5.3 : 3. Mod test sonucu 952 Hz, FEM sonucu 949 Hz.....	47
Şekil 5.4 : 4. Mod test sonucu 1103 Hz, FEM sonucu 1099 Hz.....	48
Şekil 5.5 : 5. Mod test sonucu 1513 Hz, FEM sonucu 1532 Hz.....	48
Şekil 5.6 : 6. Mod test sonucu 1694 Hz, FEM sonucu 1642 Hz.....	49
Şekil 5.7 : 7. Mod test sonucu 1762 Hz, FEM sonucu 1937 Hz.....	49
Şekil 5.8 : Arka taraf motor bağlantı braketı mod şekılleri.821, 844, 1044, 1431, 1795 Hz.	50
Şekil 5.9 : Ön sol taraf gövde bağlantı braketı mod şekılleri.497, 684, 848, 1093, 1641 Hz.	51
Şekil 5.10 : Ön sağ taraf gövde bağlantı braketı mod şekılleri.1150, 1196, 1493, 1747 Hz.	52
Şekil 5.11 : Ön sol taraf motor bağlantı braketı mod şekılleri.381, 456, 826, 1153 Hz.	53
Şekil 5.12 : Ön sağ taraf motor bağlantı braketı mod şekılleri.389, 480, 856,1167 Hz.	54

MOTOR BAĞLANTI ELEMANLARININ TİTREŞİM GEÇİRGENLİĞİ ÜZERİNDEKİ ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

ÖZET

Rekabetin gittikçe arttığı taşıt sektöründe yakıt tüketimi, güvenlik, sürüş konforu ve dayanım gibi parametreler önemli bir yere sahip olup müşterilerin bu parametreler açısından beklentileri sürekli artmaktadır. Bu kapsamda diğer parametreler için yapılan çalışmaların yanında sürüş konforu ve taşıt dayanımını etkileyen her türlü durum için de çalışmalar yapılmaktadır. Taşıtlarda sürüş konforu ve taşıt dayanımını titreşimlerden büyük oranda etkilenmektedir. Taşıtlardaki titreşimin en önemli kaynağı ise içten yanmalı motorlardır. Bundan dolayı motor kaynaklı titreşimlerin azaltılması veya bu titreşimlerin araca olan etkisinin olabildiğince azaltılması için yoğun çalışmalar yapılmaktadır. Bu çalışmaların bir kısmı motor tasarımı sırasında yapılmakta olup diğer kısmı motorun araca bağlanması sırasında yapılmaktadır.

Motor titreşimlerinin araç gövdesine iletimini azaltmak için çeşitli yapıdaki motor takozları kullanılabilir. Titreşim izolasyonu için kullanılan takozun yapısı ve özellikleri elde edilmek istenilen sürüş konforu, motor kaynaklı titreşimlerin frekans aralığı ve titreşim genliklerine bağlı olabilmektedir. Takozlarla birlikte kullanılan ve asıl görevi motor ağırlığını taşımak olan motor braketleri de motorun gövdeye göre konumu, motor ağırlığı ve motor titreşimlerinin özelliklerine göre değişmektedir.

Tez çalışmasının ilk bölümde motor titreşim kaynakları, motor takozları ve motor bağlantıları hakkında bilgiler verilmiştir. Ayrıca araç üzerinde motor titreşim ölçümleri ve motor takozları ile ilgili literatürdeki bazı çalışmalara ait sonuçlara yer verilmiştir.

Tez çalışması kapsamında yolcu konforunun önemli olduğu bir yolcu otobüsüne ait motor braketlerinin doğal frekanslarının belirlenmesi, motor takozunun titreşim geçirgenliğinin ve farklı motor hızlarında oluşan motor titreşimlerinin araç gövdesine iletiminin incelenmesi ile ilgili çeşitli çalışmalar yapılmıştır. Çalışmalar kapsamında ilk olarak motor takozuna araç üzerinde darbe testi yapılmış ve takozda titreşim iletiminin yüksek olduğu frekans değerleri belirlenmiştir. Daha sonra bir motor braketine deneysel modal analiz yapılmış olup deney sonuçları sonlu elemanlar metodu ile doğrulanmaya çalışılmıştır. Deneysel modal analiz sonucu elde edilen mod şekilleri ise Matlab yazılımı ile şekil olarak elde edilmiştir. Buna ek olarak validasyon sonucu elde edilen simülasyon parametreleri ile diğer motor braketlerine ait modal analizler sonlu elemanlar metodu ile gerçekleştirilerek braketlere ait doğal frekanslar ve mod şekilleri elde edilmiştir. Ayrıca araç sabit iken motorun tüm çalışma aralığında motordan gövdeye iletilen titreşimlerin ölçümü yapılmıştır. Ardından bu titreşimlerin frekans tabanlı incelemesini yapmak için ölçüm sonucu elde edilen datalara Matlab'de Kısa Zamanlı Fourier Dönüşümü yapılarak titreşimlerin frekans yoğunluğu zamana göre elde edilmiştir.

Yapılan motor titreşim testlerine ait sonuçlar değerlendirildiğinde dört adet titreşim ölçüm noktasından iki tanesinde z, bir tanesinde y ve bir tanesinde ise x eksenindeki titreşimlerin maksimum değer aldığı görülmüştür. Ayrıca frekans tabanında yapılan incelemede de motor ön bağlantı noktalarında x ekseninde 380 Hz ve 440 Hz frekanstaki titreşimlerin, y ekseninde 440 Hz ile 740-820 Hz frekans aralığındaki titreşimlerin, z ekseninde ise 380 Hz ve 780-820 Hz frekans aralığındaki titreşimlerin baskın olduğu gözlemlenmiştir. Braket modal test ve analizlerinden elde edilen bilgiler ışığında belirtilen frekanslarda titreşim yoğunluğunun fazla olmasının braketler ve takozun titreşim kuvveti altındaki davranışından kaynaklandığı düşünülmektedir. Buna ek olarak arka bağlantı noktalarında 3 ekseninde de sağ ve sol bağlantı noktalarında baskın olan titreşimlerin frekansları farklılıklar göstermektedir. Motor hızının 1500 rpm üzerine çıktığı durumda arka sol bağlantı noktasında x ekseninde 500 Hz ve 1550 Hz frekansında, y ekseninde 1150 Hz frekansında ve z ekseninde 1550 Hz frekansında titreşimler baskındır. Arka sağ bağlantı noktasında x ekseninde 500 Hz ve 2100 Hz frekanslarında, y ekseninde 1150 Hz frekansta ve z ekseninde 1700 Hz frekanstaki titreşimler baskındır. Son olarak pasif taraftaki ivme datalarının 2g değerini geçmediği gözlemlenmiş olup otobüse ait motor titreşim izolasyonunun genel olarak iyi seviyede olduğu söylenebilir.

VIBRATION TRANSMISSION INVESTIGATION OF ENGINE MOUNTING BRACKETS

SUMMARY

In the automotive sector, where competition is increasing day by day, parameters such as fuel consumption, safety, driving comfort, and durability have a significant role because of the fact that the expectations of the customers in terms of these parameters are constantly increasing. Serious works are carried out on the vehicle durability and driving comfort which are significantly affected by the vibrations. The most important source of the vibration in a vehicle is internal combustion engines. Therefore, many studies are carried out in order to reduce the engine induced vibrations or to reduce the effects of these vibrations on the vehicle as much as possible. These studies are carried out both during the engine design phase and during the connection of the engine to the vehicle frame.

Engine mounts in various configurations are used to reduce the transmission of the engine vibrations to the vehicle body. The structure and properties of engine mount for vibration isolation can be dependent on the desired driving comfort, frequency range of engine induced vibrations and vibration amplitudes. Engine brackets are used together with the engine mounts and they carry engine weight. Structure of engine brackets can vary according to the position of the engine against the vehicle frame, the weight of the engine, and the characteristics of the engine vibrations.

In the first part of this thesis study, engine vibration sources, engine mounts and engine connections are explained. Also, the results of some studies in the literature on the engine vibration measurements and engine mounts are expressed.

The primary sources of vibration in internal combustion engines are the inertia forces, which emerge from the movement of the crank - connecting rod mechanism, and gas forces that are created by combustion process. During the running of an engine, engine parts make linear, angular and oscillating movements. While these parts move at different speeds and accelerations, their inertia forces occur in the opposite direction of their movements. These forces cause vibration on the engine. In addition, pressure fluctuations in the engine combustion chamber brings about vibration. These vibrations depend on parameter like engine type, engine cylinder number, cylinder configuration and engine geometry. In addition to these parameters, engine induced vibration is affected by fuels. In other words, fuel type can cause different vibrations due to different gas forces resulted from their combustion processes. Because of that there are also studies on vibration effect of different fuels in the literature.

Reducing engine vibrations transmitted to the vehicle body can be achieved with different types of engine mounts during engine integration. Engine mounts can be classified as rubber engine mounts, passive hydraulic engine mounts, semi active engine mounts and active engine mounts. The first invented engine mount for engine vibration isolation is rubber mounts. They are easy to manufacture and maintenance free. Passive hydraulic engine mounts are mainly preferred for isolation of engine idle

vibrations of small cars. Their dynamic properties are regulatable through a fluid. This feature of passive mounts makes them appropriate for wider vibration frequencies range than rubber mounts. Semi active mounts have special fluids and viscosity of these fluids changes quickly with electricity. That property makes them usable under different vibration range. Active mounts have different components in their structure. They create reaction force to reduce the engine vibrations. Active mounts are most complex ones among the all mounts. Active and semi active mounts ensure high engine vibration isolation and driving comfort.

In this thesis, various studies have been performed to determine the natural frequencies of engine brackets of a passenger bus, the vibration transmissibility of the engine mount, and the transmissibility of engine vibrations to the vehicle body at different engine speeds.

Firstly, impact test was applied to the rubber engine mount on the vehicle. To examine to vibration relation between active and passive side of the mount cross correlation function is used. As a result of that study, some frequencies observed for vibration transmission.

Second, experimental modal analysis was performed to one of the engine brackets. For the measurement 24 points are determined on the bracket. A triaxial accelerometer are fixed at one of points. An impulse hammer was used for excitation of bracket. When accelerometer is fixed a point, impulse hammer is applied other points. Measurement are repeated three times for all measurement points. Frequency response function is plotted in Matlab for all measurement points. Also, mode shapes that were obtained from the result of experimental modal analysis are plotted in Matlab software. Experimental results were tried to be obtained with the finite element method (FEM). Moreover, natural frequencies and mode shapes of other engine brackets were obtained with FEM. Ansys software is used for the FEM modal analysis.

Furthermore, the engine vibrations were measured within the entire operating range of the engine while the vehicle is stationary. First measurement were taken from the two front engine mounting points. Two accelerometer were used for each mounting point. One accelerometer was fixed to the active side of engine mount and the other one was fixed to the passive side of the mounting point. In the experiments, the engine was run in the range from about 600 rpm to 2750 rpm. The same measurement was taken from rear mounting points. Each measurement are repeated three times. After whole measurements were completed, vibration graphs were plotted with respect to time using Matlab. In order to examine the vibrations frequencies, spectrogram images were generated by using Short Time Fourier Transform in Matlab and the frequency density of the vibrations was obtained according to time.

In the last section of thesis, the results of measurements are evaluated. The highest vibration values at the four measurement points were observed in different axis. While the maximum vibration value at two measurement locations are in the z-axis direction, the top vibration value of other two measurement locations are in the x-axis and y-axis direction. Besides, it is observed that the passive side acceleration data do not exceed 2g and the engine vibration isolation of the bus seems to be favorable. The frequency range at which the vibrations at the engine front connection points are dense was examined. In the x direction, dominant vibrations was observed at 380 Hz and 440 Hz frequencies. In the y direction, the dominant vibrations are in the range from 740 Hz to 820 Hz and also approximately 440 Hz frequencies. In the z direction, these values are in the range from 780 to 820 Hz and 380 Hz frequencies. In the light of the

information obtained from the test of bracket, mount and analysis of brackets, it is predicted that the vibration intensity is high at the specified frequencies because of behavior of engine bracket and mounts under engine vibration forces. Besides, the dominant vibration frequencies at the right and left rear connection points in the 3 axis differ from each other. When the engine speed exceeds 1500 rpm, vibrations become dominant for some frequencies. For the rear left mount point, dense vibration was observed at 500 Hz and 1550 Hz frequencies in x-axis direction. In the y direction, it is at 1150 Hz frequency and it is at 1550 Hz in the z-axis direction. For the rear right mount point, dense vibration was seen at 500 Hz and 2100 Hz frequencies in x-axis direction. In the y direction, it is at 1150 Hz frequency and it is at 1700 Hz in the z-axis direction.





1. GİRİŞ

Günümüzde rekabetin oldukça yüksek olduğu otomotiv sektöründe araç ömrü, sürüş ve yolcu konforu taşıt kullanıcıları için çok önemlidir. Bunun sonucunda bu konular taşıt üreticileri için de önemli parametreler haline gelmektedir. Bu kapsamda şirketler ve bilimsel otoriteler araç ömrünü, yolcu ve sürüş konforunu en üst düzeyde tutabilmek için birçok çalışma yapmaktadır.

Taşıtlarda araç ömrü, yolcu ve sürüş konforunu etkileyen temel parametreler ise titreşim ve gürültüdür. Gürültünün kaynaklarından biri titreşim olduğu için titreşimin azaltılması araç üreticilerinin çeşitli ülkelerdeki regülasyonlara uyum sağlamasına ve gürültünün çevresel etkilerinin azaltılmasına da katkı sağlamaktadır. Özellikle regülasyonlar ile araç gürültü üst sınırlarını düşürülmesinden dolayı geçmişten günümüze gürültü azaltılması ile ilgili büyük iyileştirmeler yapılmıştır. Örneğin, 1971'den beri Japonya'da binek araç gürültüsünde %80'in üzerinde, motosiklet ve ağır vasıta araçlarında ise %90'ın üzerinde iyileştirme yapılmıştır [1].

Çizelge 1.1'de taşıtlardaki gürültü ve titreşimin komponentlere göre dağılımı gösterilmektedir. Bu çizelgeye göre araçlardaki en büyük titreşim ve gürültü kaynaklarından biri motordur. Bu kapsamda motor titreşimlerinin araç gövdesine iletiminin önlenmesi veya azaltılmasına yönelik yapılan çalışmalar taşıt dayanımı, regülasyonlar, yolcu ve sürüş konforu gibi nedenlerden dolayı araç tasarımındaki en önemli parametrelerden biri haline gelmektedir.

Çizelge 1.1 : Taşıtlardaki gürültü ve titreşimin komponentlere göre dağılımı [2].

Kaynak	Yüzde %
Motor	22-30
Egzoz Sistemi	25-35
Hava Emiş Sistemi	5-15
Fan ve Soğutma Sistemi	7-15
Şanzıman	12-15
Lastikler	9-15

Motor kaynaklı titreşimlerin temel sebepleri yanma prosesinden kaynaklanan değişken gaz kuvvetleri, motor üzerindeki parçaların doğrusal ve dönel hareketleri sonucu ortaya çıkan dengesizlikler ve bunların atalet momentlerinden kaynaklanmaktadır [3-5].

Motor kaynaklı titreşimler motor konstrüktif yapısından da etkilenmekte olup bu titreşimlerin azaltılması için motor üzerine çeşitli komponentler eklenerek veya motor konstrüktif yapısını değiştirerek farklı çözümler uygulanabilmektedir [5-7]. Bunlarla birlikte motor titreşimleri üzerindeki etkisini görmek ve motor titreşimlerini azaltmak için alternatif yakıtlar üzerine çalışmalar yapılmaktadır [8, 9]. Bunlara ek olarak motorun gövdeye bağlandığı noktarda çeşitli motor takozları ve braketler kullanılarak motor kaynaklı titreşimlerin araç gövdesine iletimi azaltılmaya çalışılmaktadır. Motor takozlarının motor titreşimleri üzerindeki sönümleyici davranışlarını incelemek üzere çeşitli test ve simülasyonlar yapılmaktadır. Ayrıca braketlerin motor ağırlık ve titreşim kuvvetleri etkisi altındaki davranışları da incelenmektedir.

1.1 Amaç ve Kapsam

Bu tez çalışmasının genel amacı; yolcu konforunun önemli olduğu şehirlerarası bir yolcu otobüsüne ait dizel motordan otobüs gövdesine iletilen titreşimlerin, kauçuk takozların ve motor bağlantı braketlerinin incelenmesidir. Bu amaç doğrultusunda dizel motordan otobüs gövdesine iletilen titreşimler test yoluyla belirlenmiştir. Ayrıca kauçuk takozların titreşim iletimi davranışları test ile belirlenmeye çalışılmıştır. Bunlara ek olarak bir motor braketine hem deneysel hem sonlu elemanlar yöntemi ile modal analiz yapılmıştır. Bu motor braketinin modal analizinden elde edilen sonuçlar doğrultusunda diğer motor braketlerine sadece sonlu elemanlar yöntemi ile modal analiz yapılmıştır.

1.2 Tezin Ana Hatları

Tez çalışması genel olarak beş ana bölümden oluşmaktadır. İlk bölümde motor titreşimleri ve motor takozları ile ilgili bilgiler ile birlikte literatür araştırmasına yer verilmiştir. İkinci bölümde kullanılan motor takozuna yapılan darbe testi ve bunun sonuçlarına yer verilmiştir. Üçüncü bölümde araç üzerinde motorun gövdeye bağlanması için kullanılan braketlerden bir tanesine ait deneysel modal analize ve

bunların sonuçlarına yer verilmiştir. Dördüncü bölümde araç motoru çalışır durumda iken motor minimum ve maksimum hızı aralığında, motordan otobüs gövdesine iletilen titreşimleri ve titreşim frekanslarını belirlemek için yapılan testler ile bu testlerin sonuçlarına yer verilmiştir. Beşinci bölümde ise üçüncü bölümde elde edilen sonuçlar doğrultusunda motor braketlerinin modal analizi sonlu elemanlar yöntemi yapılmış ve analiz sonuçları bu bölümde gösterilmiştir. Son olarak elde edilen sonuçlar değerlendirilmiştir.

1.3 Motor Titreşimleri

İçten yanmalı motorlarda titreşimin temel kaynağı krank biyel mekanizmasının hareketinden kaynaklanan atalet kuvvetleri ve yanma sonucu oluşan gaz kuvvetleridir. Çizelge 1.2’de içten yanmalı motorda titreşim etkisi oluşturan kuvvetler, bu kuvvetlerin nedenleri ve ortaya çıkardığı titreşim etkileri gösterilmiştir. Çizelge 1.2 incelendiğinde motor atalet kuvvetlerinin dönel ve doğrusal hareket eden parçalardan kaynaklandığı görülmektedir. Ayrıca gaz kuvvetlerinin nedeni de yanma odası içindeki gaz basıncı değişimleridir.

Çizelge 1.2 : Motora etki eden kuvvetler, kaynağı ve sonuçları [4].

Uyarım Tipi	Uyarım Kaynağı	Titreşim Etkisi
Atalet Kuvvetleri	Dönel Hareketli Parçalar	1.Harmonik Frekanslar Blok Öteleme Burulma Titreşimleri
	Doğrusal Hareketli Parçalar	Düşük Harmonik Frekanslar Blok Öteleme ve Dönme Burulma Titreşimleri
Gaz Kuvvetleri	Gaz Basıncı Değişimi	Tam ve Yarı Harmonik Frekanslar Blok Dönme Burulma Titreşimleri

Motorun çalışması sırasında ortaya çıkan bu kuvvetler motor tipi, silindir sayısı, silindir dizilimi, motor devri ve motor geometrisine de bağlıdır [5, 6]. Örneğin silindir içindeki basıncın daha yüksek olduğu dizel motorlarda gaz kuvvetleri benzinli motorlardaki gaz kuvvetlerine göre daha fazladır [10]. Yine motor silindir sayısına

bağlı olarak yanma kaynaklı titreşim frekansları değişkenlik göstermektedir. Ayrıca silindir dizilimi ve motor geometrisindeki farklılıklardan dolayı motor atalet kuvvetleri de değişecektir [5,7]. Bunlardan dolayı motor yerleşimi sırasında motora ait bu özelliklerde dikkate alınmalıdır.

1.3.1 Gaz kuvvetleri

Motorda meydana gelen yanma olayı sonucunda yanma odası içinde silindir ve piston yüzeylerine etki eden değişken gaz basınç kuvvetleri meydana gelir. Bu kuvvetlerin değişken olmasının temel nedeni yanma olayı sonucunda piston hareketinden dolayı yanma odası hacminin ve basıncının değişmesidir. Yanma zamanında ani basınç artışı olduktan sonra piston hareket ederek yanma odası hacmi artmaktadır. Bunun neticesinde silindir basıncı azalmaktadır. Sıkıştırma zamanında ise yanma odası basıncı tekrar artmaktadır. Oluşan bu basınç dalgalanmasının etkisiyle gaz kuvvetlerinin etki ettiği krank, biyel ve motor bloğu üzerinde çeşitli frekanslarda harmonik titreşimler meydana gelmektedir. Basınç değişimleri krank mili açısıyla ilişkili olduğu için silindir yan duvarlarına gelen kuvvetlerde krank mili açısına göre değişmektedir. Yan yüzeylere gelen bu kuvvetler motor boğunun krank mili eksenine etrafındaki titreşimlerinin en temel nedenidir. Bunun yanında silindirler arası gaz kuvvetlerinin farklılığından dolayı çok silindirli motorlarda motor bloğunun diğer eksenlerinde de bir titreşim etkisi meydana gelir. Ek olarak piston yüzeyine gelen gaz kuvvetlerinin hızlı değişiminden dolayı piston ile silindir yüzeyi arasında gerçekleşen temaslardan dolayı gürültü ve titreşim oluşur. Tüm bunlara ek olarak gaz kuvvetlerinin krank mili üzerinde burulma titreşimleri etkisi de vardır [4].

Motorun yanma odasında oluşan gaz kuvvetleri yanma odası basıncının daha yüksek olduğu dizel motorlarda benzinli motorlara göre daha yüksek değerlere ulaşmaktadır. Turbo şarjlı motorlarda ise oluşan bu gaz kuvvetleri daha büyüktür [10].

1.3.2 Atalet kuvvetleri

İçten yanmalı motorlarda yanma enerjisinin mekanik enerjiye dönüşümü sırasında motora ait parçalar açısal, doğrusal ve salınım hareketleri yapmaktadır. Bu parçalar değişik hız ve ivmelerde hareket ederken bunların hareketlerine zıt yönde atalet kuvvetleri oluşur. Bu kuvvetler ise motor üzerinde titreşim etkisi oluşturur [10, 11].

İçten yanmalı motorda pistonun alt ölü nokta (AÖN) ile üst ölü nokta (ÜÖN) arasındaki hareketi sonucunda oluşan atalet kuvvetleri krank vasıtasıyla motor bloğuna etkir ve motor bloğunu piston hareket yönüne zıt yönde zorlar. Bunun sonucunda motor bloğunda titreşimler oluşur. Buna ek olarak biyel ve krank milindeki dengelenmemiş kütleler nedeniyle motor bloğu yatay yönde zorlanma ve titreşimlere maruz kalır. Bunun dışında krank miline bağlı, volan gibi parçaların etkisiyle oluşan atalet kuvvetleri mil üzerinde burulma momentleri meydana getirerek titreşimlere neden olur [4].

Bunların dışında motor üzerinde bulunan, doğrusal veya dönme hareketi gerçekleştiren pompa, dişli, alternator, kompresör ve subab gibi parçalardan kaynaklanan atalet kuvvetleri sebebiyle titreşimler meydana gelir. Ancak bu titreşimlerin etkisi piston, biyel ve krank milinin oluşturduğu titreşimlere göre daha azdır [12].

1.3.3 Diğer kuvvetler

Hareketli parçalar arasında oluşan sürtünme kuvvetleri, kam milinin eksantirik hareket etmesi sonucu oluşan atalet kuvveti, parçalar arası boşluklar sonucu oluşan çarpma kuvvetleri, motorda bulunan motor yağı, motor suyu, yakıt ve egzoz gazı gibi akışkanların hareketlerinden kaynaklanan atalet kuvvetleri motorda titreşimlere sebep olan diğer etkenlerdir. Ancak bu etkenlerden kaynaklanan titreşimlerin etkisi gaz kuvvetleri ile krank-biyel-piston mekanizmasının oluşturduğu titreşimlere göre oldukça azdır [4, 12]. Taşıt üzerine yerleşimi yapılmış bir motor, yoldan gelen kuvvetler etkisinde de çeşitli titreşimlere maruz kalmaktadır.

1.4 Motor Askı Sistemleri

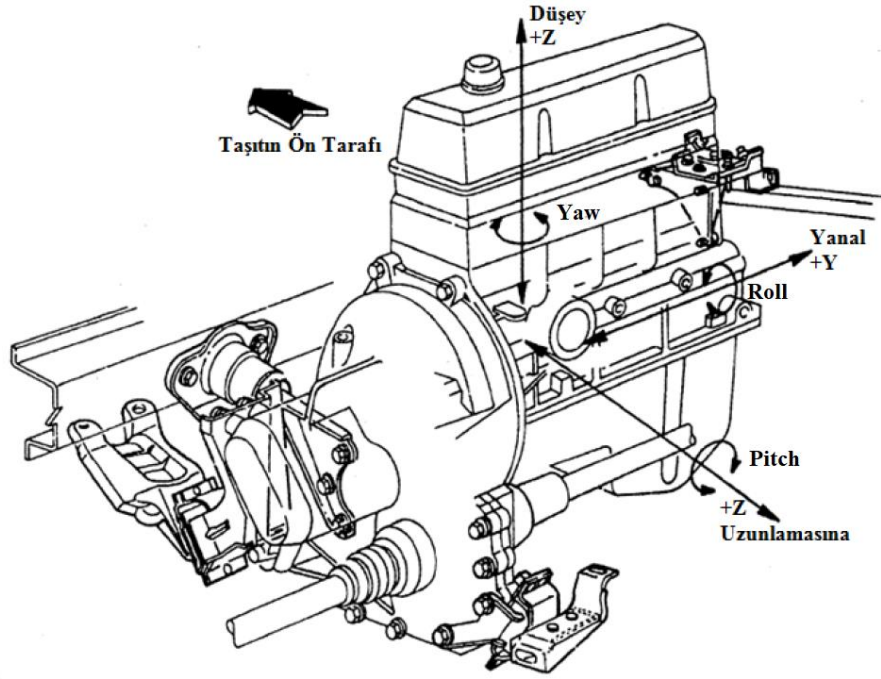
Motorun araç üzerine yerleşimi yapılırken çeşitli elemanlar kullanılır. Bu elemanların temel görevi motor ağırlığını taşımak, motorun gövdeye sabitlenmesini sağlamak, motor titreşimlerinin gövdeye iletimini azaltmak ve yoldan gelen titreşimlerin motora iletilmesini engellemektir. Motoru gövdeye sabitlemek ve motor ağırlığını taşımak için çeşitli motor braketleri kullanılırken titreşimin iletimini azaltmak için farklı tipte motor takozları kullanılmaktadır. Braket ve takozların dışında çeşitli bağlantı elemanları ve yardımcı elemanlar da kullanılmaktadır.

Araç tasarımı sırasında motorun araç üzerindeki konumu, motor ve şanzıman ağırlık dağılımı, motorun meydana getirdiği titreşimler, parça maliyetleri, elde edilmek istenilen sürüş konforu gibi parametrelere göre motorun gövdeye bağlanması için kullanılacak elemanların sayısı, konumu ve yapısı değişmektedir. Bazı araçlarda motorun üç noktadan gövdeye bağlanması yeterli olurken bazı araçlar için bu değer dörde çıkmaktadır. Buna ek olarak bazı araçlarda pasif yapıdaki motor takozları kullanılırken yüksek sürüş konforunun elde edilmek istendiği araçlarda aktif motor takozları kullanılmaktadır.

Motor braketleri birbirlerine göre farklılıklar gösterebilir. Bu farklılıkların çeşitli sebepleri olup motor braketlerinin tasarımında motor ve şanzıman ağırlığı, motorun gövdeye göre konumu, motor kaynaklı dinamik yükler, yol kaynaklı dinamik yükler ve toplam araç ağırlığı gibi parametreler etkili olmaktadır. Bunun yanında motor braketleri tasarlanırken motorun tahrik frekansları ile braket doğal frekanslarının üst üste gelmemesini sağlayacak tasarımlar yapılmalıdır. Bahsedilen bu parametreler braket malzemesinin seçimi ve braketin üretim yöntemini de etkilemektedir. Seçilen braket malzemesinin dinamik yükler altındaki yorulma dayanımı yüksek olmalıdır.

Motor takozlarının tasarımında motor ve şanzıman ağırlığı, motor kaynaklı titreşimler, yoldan gelen titreşimler ve istenilen sürüş konforu seviyesi önemli parametrelerdir. Bu parametrelere göre istenilen titreşim izolasyonunu elde etmek için takoza ait yay katsayısı ve sönüm özellikleri değiştirilerek istenilen performansta takozlar tasarlanır. Sürüş konforunun yüksek tutulmak istendiği durumlarda motor ve yoldan gelen çok geniş aralıktaki frekanslardaki titreşimleri sönümlemek için yapısında farklı elemanlar barındıran yüksek maliyetli takozlar tasarlanabileceği gibi sadece belli frekans aralıklarında sönümleme yapabilen daha düşük maliyetli motor takozları da tasarlanabilir. Motor takozlarının doğal frekansları da yine motor tahrik frekansları ile üst üste gelmemelidir.

Motor askı sistemlerinin en temel işlevi motor kaynaklı titreşimlerin araç gövdesine iletimini azaltmaktır. Bu kapsamda tasarımı yapılacak motor bağlantı sistemi geniş frekans ve titreşim genliği aralığında sistem ihtiyaçlarına karşılık verebilecek seviyede olmalıdır. Bunu gerçekleştirmek için yukarıda bahsedilen parametreler dikkate alınarak araca uygun takoz ve braket tasarımı ve yerleşimi yapılmalıdır.



Şekil 1.1 : Gövdeye bağlanmış motora ait 6 serbestlik derecesi [12].

Şekil 1.1’de araç üzerine bağlanan bir motora ait 6 serbestlik derecesi gösterilmiştir. Büyük kütleyle sahip olan ve aynı zamanda titreşim kaynağı olan motor 3 eksende dönme ve 3 eksende öteleme hareketleri yapmaktadır. Bu sırada meydana getirdiği çeşitli genlik ve frekansdaki titreşimler ile araç gövdesini zorlamaktadır.

Harmonik bir kuvvet etkisindeki tek serbestlik dereceli bir sisteme ait model Şekil 1.2’deki gibi gösterilebilir. Burada m kütle, k yay katsayısını, c ise sönümleme katsayısını temsil etmektedir. $F(t)$ sisteme etki eden kuvveti, $x(t)$ ise hareket genliklerini temsil etmektedir. Şekil 1.2’deki modele ait hareket denklemi;

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (1.1)$$

$$F(t) = F_0 \cos(\omega t) \quad (1.2)$$

Burada hareket denklemi $x_h(t)$ homojen ve $x_ö(t)$ özel çözümünü içeren bir diferansiyel denklem olup aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$x(t) = x_h(t) + x_ö(t) \quad (1.3)$$

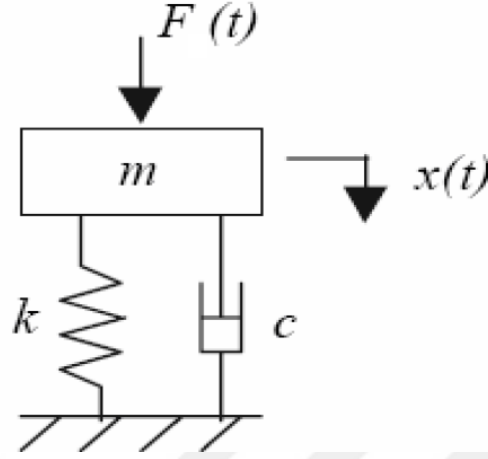
$$x_h(t) = A_1 \cos(\omega_n t) + A_2 \sin(\omega_n t) \quad (1.4)$$

$$x_ö(t) = X \cos(\omega t - \phi) \quad (1.5)$$

Denklem 1.5, denklem 1.1’de kullanılır ve bu denklem çözülürse denklem 1.6 ve denklem 1.7 elde edilir.

$$X = \frac{F_0}{\sqrt{(k-m\omega^2)^2 + c^2\omega^2}} \quad (1.6)$$

$$X = \frac{F_0/k}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (1.7)$$



Şekil 1.2 : Kütle, yay ve damperden oluşan tek serbestlik dereceli sistem.

Böyle bir sistem için en önemli parametrelerden biri $F(t)$ kuvvetinin ne kadarının karşı tarafa iletildiğini gösteren geçirgenlik kavramıdır. Geçirgenlik ile sisteme ait parametreler arasındaki ilişki Şekil 1.3'deki gibi bir grafikte gösterilebilir. Burada yatay eksen sistemin zorlanma frekansının sistemin doğal frekansa olan oranını gösteren frekans oranını, dikey eksen ise yapıya geçen kuvvetler ile tahrik kuvvetlerinin oranını gösteren geçirgenlik parametresi yer almaktadır. Şekildeki eğriler ise sistemin belirli sönüm oranlarındaki geçirgenlik ile frekans oranı arasındaki ilişkiyi göstermektedir.

Şekil 1.2'deki sistem için denklem 1.7'deki parametrelere ait denklemler aşağıdaki gibidir.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (1.8)$$

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (1.9)$$

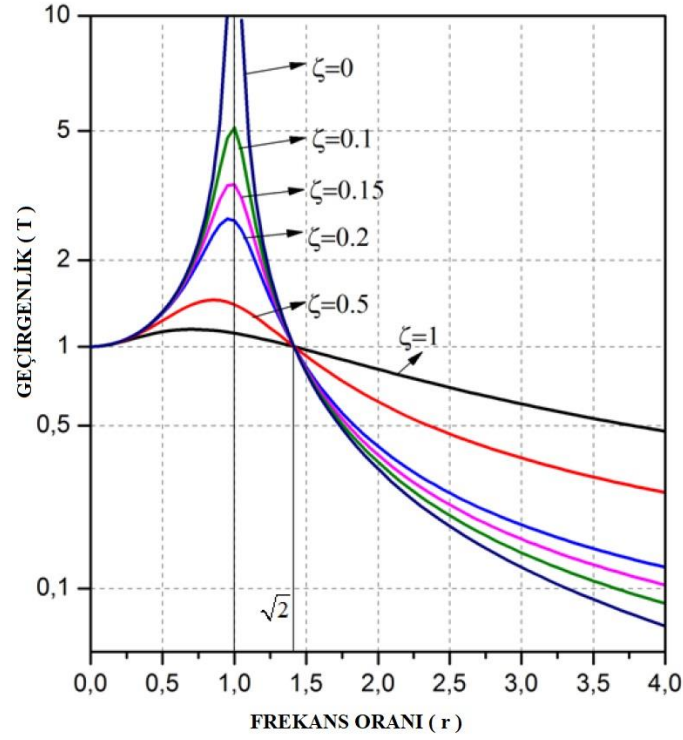
$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{km}} \quad (1.10)$$

Denklem 1.7 kullanılarak aşağıdaki denklemler elde edilir.

$$T = \frac{x}{F_0/k} \quad (1.11)$$

$$T = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (1.12)$$

Bu denklemlerde ω_n doğal frekansı, r frekans oranını, ζ sönüm oranını ve T geçirgenliği temsil etmektedir.



Şekil 1.3 : Geçirgenlik diyagramı [12].

Denklem 1.12 ve Şekil 1.3 incelendiğinde titreşim yalıtımının gerçekleşmesi için $T < 1$ eşitsizliğinin gerçekleşmesi gerektiği anlaşılabılır. Tam tersi durumda titreşim genliklerinin arttığı ve sistemin istenilen durumun tam zıttı yönde çalışacağı aşıkardır. $T = 1$ değeri ise bu iki eşitsizliğin denge noktası olup bu noktadaki frekans oranı olan $r = \sqrt{2}$ değerini almaktadır. Şekil 1.3'e göre sadece $r > \sqrt{2}$ eşitsizliğinin gerçekleşmesi durumunlarda elde edilmek istenen $T < 1$ eşitsizliğinin gerçekleşeceği görülmektedir. Şekil 1.3'deki diğer önemli bir nokta ise sistem doğal frekansının tahrik frekansına eşit olduğu $r = 1$ noktasıdır. Bu durumda geçirgenlik teorik olarak sonsuza gidecektir. Bu durum titreşim yalıtımının yapıldığı bir sistemde dikkat edilmesi gereken en önemli noktalardan biri olup rezonans olarak adlandırılır. Böyle bir durumda tasarlanan herhangi bir sistemde genlikler çok büyük olacağı için sistemde

büyük çok tahribatlar meydana gelecektir. Bundan dolayı tasarımı yapılan braket ve takozlara ait doğal frekanslar motor tahrik frekansları ile çakışmamalıdır.

Şekil 1.3 incelendiğinde titreşim yalıtımı yapılan ve $r > \sqrt{2}$ eşitsizliğinin sağlandığı bir sistemde titreşim yalıtımının maksimum olması için kütlenin olabildiğince büyük, yay katsayısının ve sönüm katsayısının olabildiğince küçük olması gerektiği görülebilir. Ancak bu isterler belirli sınırlar çerçevesinde elde edilebilir. Örneğin motor ağırlığının fazla, yay katsayısının düşük olduğu bir sistemde kauçuk takozlar çok fazla deforme olacaktır. Motor kütlesinin artırılmasının diğer dezavantajı ise maliyetlerin ve araç yakıt tüketiminin artması olacaktır. Bunun gibi nedenlerden dolayı bu parametreler arasında bir optimizasyon yapılmalıdır.

1.5 Motor Takozları

Motor takozları motor braketleri ile birlikte içten yanmalı motorun araç gövdesine bağlanması için kullanılmaktadır. Burada motor takozlarının ana görevi motorun farklı dönüş hızlarındaki oluşturduğu titreşimleri motorun bağlandığı yapıya geçmesini önlemektir. Bu takozların kullanılmaması veya uygun kullanılmaması durumunda araçta parça hasarları, yüksek gürültü, sürüş ve yolcu konforunda azalmalar meydana gelebilir [13]. Bu olumsuzlukları ortadan kaldırmak için araç üreticileri tarafından günümüzde yaygın olarak kauçuk takozlar, hidrolik takozlar, yarı aktif takozlar ve aktif takozlar kullanılmakta olup bu takozların birbirlerine göre çeşitli avantajları ve dezavantajları vardır.

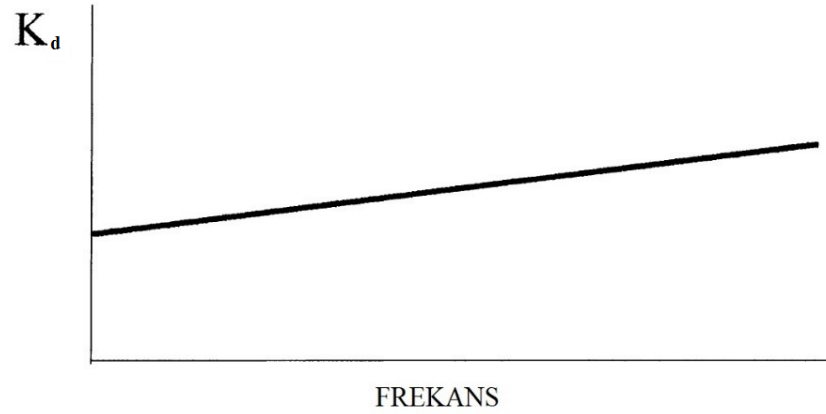
1.5.1 Kauçuk motor takozları

Kauçuk motor takozlarının motor titreşimi izolasyonunda kullanımı 1930'larda başlamıştır. Bu takozların performans artımına yönelik çalışmalar yapılmış ve uygun titreşim izolasyonu için istenilen sönüm özelliklerinde bu takozlar üretilebilir hale getirilmiştir. Ömür ve performansını artırmak için genellikle metal katkılı olarak imal edilirler. Kauçuk takozların üretimi ucuz ve kolay olup bakım gerektirmezler [14]. Çeşitli tip kauçuk takozlara ait görsel Şekil 1.4'de görülmektedir.



Şekil 1.4 : Kauçuk motor takozları [15].

Bir kauçuk motor takozu yay-damper modeli ile modellenebilir. Bununla birlikte kauçuk motor takozlarının dinamik katılığı frekans ile değişmektedir. Kauçuk takoz dinamik katılığı ile frekans arasındaki ilişki Şekil 1.5’de gösterilmiştir. Düşük frekanslarda takoz dinamik katılığı düşük iken frekanslar arttıkça kauçuk takozun dinamik katılık değeri artmaktadır. Ayrıca sönümü ve katılığı yüksek olan bir kauçuk takoz düşük frekanslardaki düşük genlikteki titreşimler için uygun olmasına rağmen yüksek frekanslardaki titreşimler için çok uygun değildir. Tam tersi özelliklerde bir kauçuk takoz ise düşük frekanslarda yüksek salınımları tetikleyebilir. Bu özelliklerinden dolayı motor titreşimlerine ait tüm frekans aralığında istenilen özelliklerde bir titreşim yalıtımı elde edilemeyebilir. Bundan dolayı titreşim izolasyonu için elde edilmek istenen duruma göre bir optimizasyon yapılmalıdır [14]. Yapılan tüm çalışmalara rağmen istenilen performansın alınamadığı yerlerde daha kompleks ve farklı yapılarıdaki motor takozları kauçuk takozların yerine kullanılır.

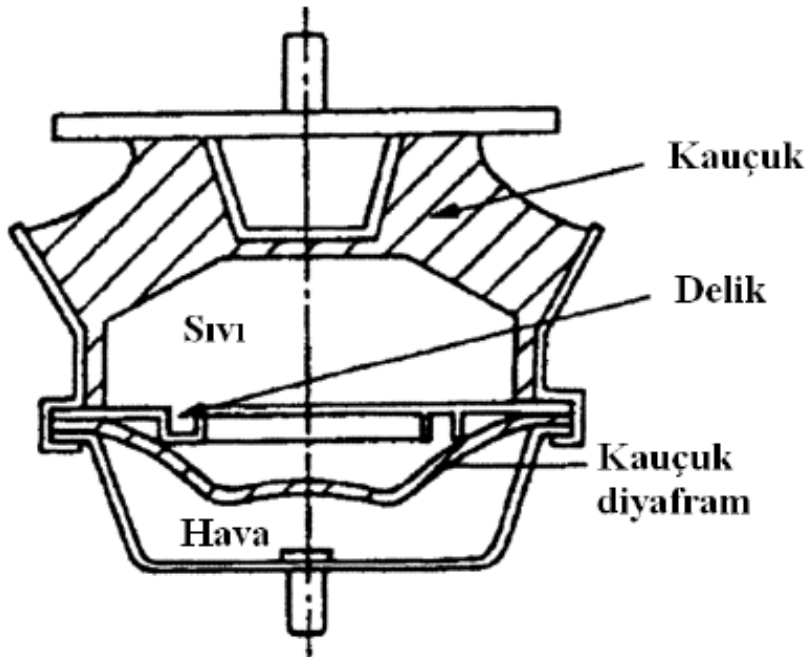


Şekil 1.5 : Kauçuk takoz dinamik katılığı ile frekans ilişkisi [14].

1.5.2 Pasif hidrolik motor takozları

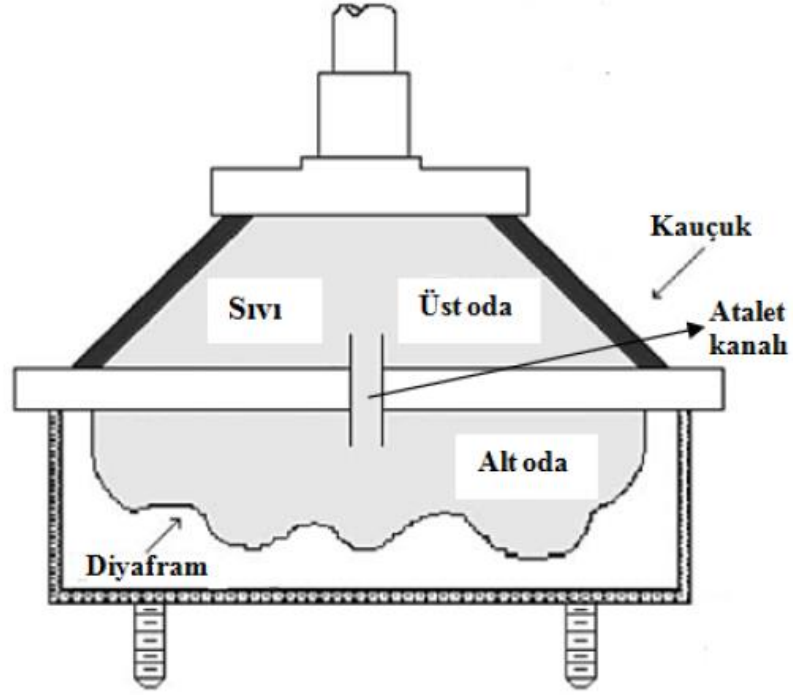
Hidrolik motor takozları bir fikir olarak 1960'lı yıllarda ortaya çıkmıştır. Bu tip takozlara ihtiyaç duyulmasının iki temel nedeni vardır. Bunlardan ilki küçük araçlarda motorun rolanti hızlarındaki titreşimlerini azaltmaya yönelik artan talepler diğeri ise farklı frekanslarda motor titreşim izolasyonu sağlamaya yönelik arayışlardır [14].

Çeşitli tiplerde hidrolik motor takozları olsa da bunların çoğu üç grup altında incelenebilirler. Bunlardan ilki Şekil 1.6'da gösterilen basit delikli hidrolik motor takozudur. Diğeri Şekil 1.7'de gösterilen atalet kanallı hidrolik takozdur. Bu iki tip motor takozunun ortak özelliği düşük frekanslarda iyi sönümleme sağlamasıdır. Buna ek olarak bu iki takoz şok uyarımlarının olduğu frekanslarda yüksek sönüm sağlayabilecek duruma getirilebilirler. Ayrıca bu takozların dinamik katılığı kauçuk takozların dinamik katılığına göre daha yüksek değerlere sahiptir [14].

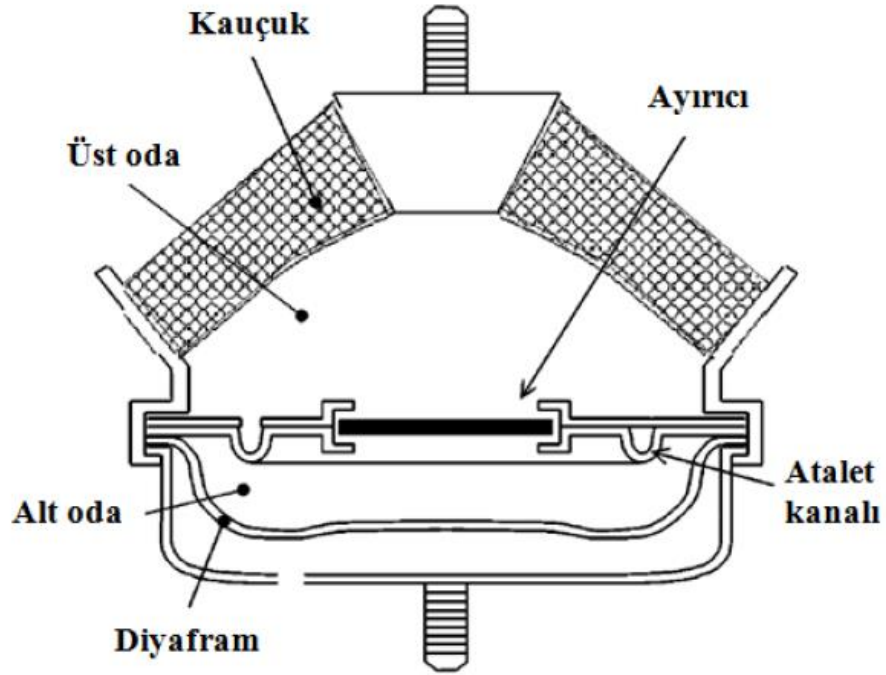


Şekil 1.6 : Basit delikli pasif hidrolik takoz yapısı [12].

Üçüncü tip pasif hidrolik motor takozu ise Şekil 1.8'deki atalet kanallı ve ayırıcılı hidrolik motor takozudur. Bu tip takozu eklenen ayırıcı genlikleri sınırlı bir piston görevi görerek hidrolik takozu kauçuk takoz özelliği kazandırmakta ve bu şekilde yüksek genlikli titreşimlerde iyi bir izolasyon sağlanabilmektedir. Bu özelliklerinden dolayı atalet kanallı ve ayırıcılı hidrolik motor takozu araçlarda yaygın olarak kullanılmaktadır [14].

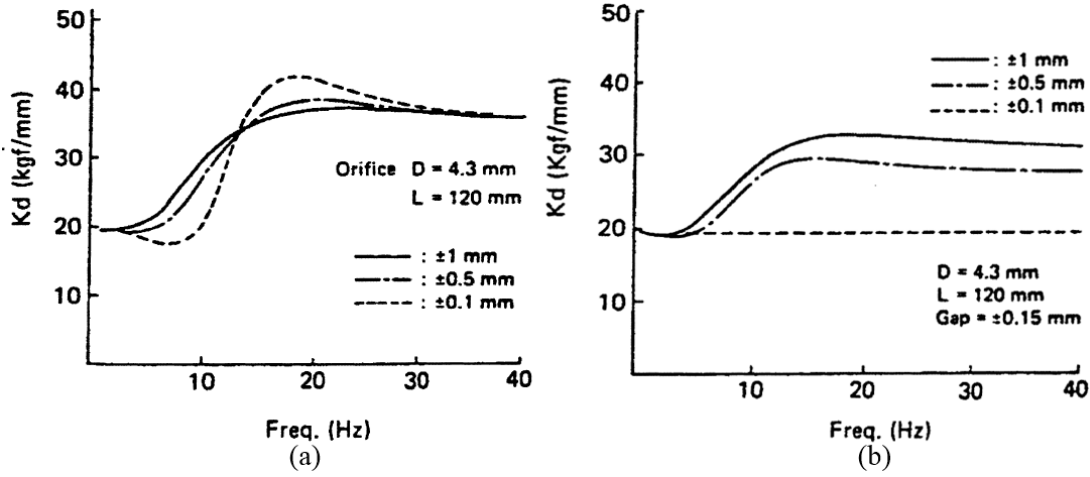


Şekil 1.7 : Atalet kanallı pasif hidrolik takoz yapısı [12].



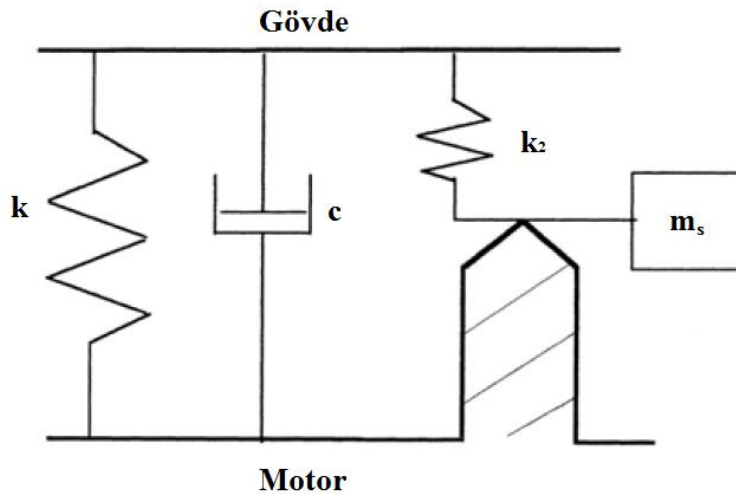
Şekil 1.8 : Atalet kanallı ve ayırıcı pasif hidrolik takoz yapısı [12].

Şekil 1.9’da basit ve kanallı-ayırıcılı hidrolik takozla ait dinamik katılığın frekans ile değişimi görülebilmektedir. Şekil incelendiğinde dinamik katılık değerinin belli bir frekanstan sonra yatay olarak seyrettiği görülmektedir.



Şekil 1.9 : Hidrolik takoz dinamik katılığı ile frekans ilişkisi (a) basit delikli (b) ayırıcılı takoz [14].

Pasif hidrolik motor takozlara ait birçok fiziksel model önerilmiştir. Önerilen fiziksel modeller takoz yapısı ve analiz metoduna bağlı olarak değişse de detaylı bir analiz ve tasarım için takozun içindeki sıvı da modele dahil edilmelidir. Bununla birlikte takozun çok dereceli doğrusal olmayan bir sistem olarak modellenmesi gerekmektedir. Bu kapsamda Şekil 1.10'da hidrolik bir takozu ait fiziksel bir model yer almaktadır. Burada kauçuk bir takozu ait modeldeki k ve c parametrelerine ek olarak m_s kütlesi ve k_2 yay katsayısı eklenmiştir. m_s takoz içindeki sıvının kütlesini temsil ederken k_2 ise kauçuk odanın esnekliğini temsil etmektedir [14].



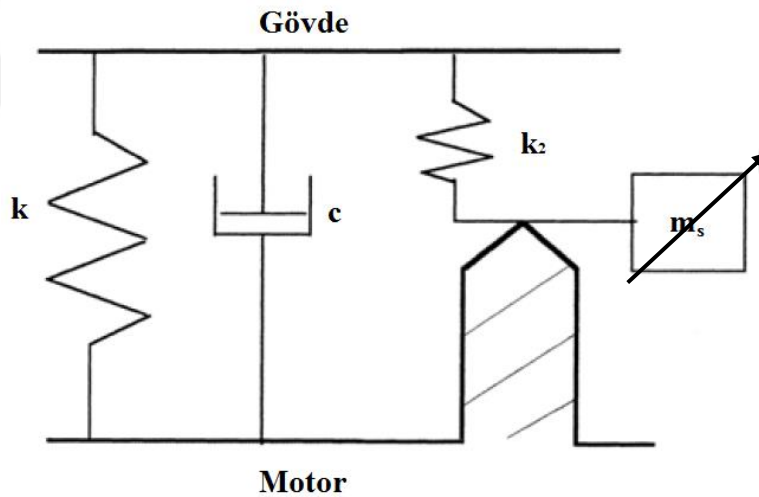
Şekil 1.10 : Pasif hidrolik motor takozu için fiziksel model [12].

1.5.3 Yarı aktif ve aktif motor takozları

Yarı aktif bir kontrol mekanizmasına sahip takozlara yarı aktif takoz denir ve bunlar pasif bir takozu bir kontrol mekanizması eklenerek elde edilir. Kontrol mekanizması

ile kontrol edilen parametreler takoz yay katsayısı ile sönüm katsayısıdır. Çoğu durumda daha uygun olduğu için sönüm katsayısının kontrol edilmesi tercih edilir ve yarı aktif takozların büyük çoğunluğu hidrolik takozlardır. Son yıllarda sönüm katsayısının kontrolü için elektoreolojik (ER) sıvıların kullanımı yaygınlaşmakta olup bu tip takozlar özellikle konforun üst seviyede olduğu lüks araçlarda kullanılmaktadır. Elektoreolojik sıvılara elektrik akımı uygulandığında viskoziteleri kısa zamanda değişmektedir ve bunun sonucunda da takozla ait sönüm katsayısını değiştirilebilmektedir. Böylece doğal frekans çakışmalarında sistemin sönümü artırılabilir. Bununla birlikte motordaki şok uyarımlarında da iletkenlik azaltılabilmektedir. Ayrıca bu özelliklerdeki bir takozla bir valf eklenerek ER sıvıların fonksiyonu da istenilen durumlarda engellenebilmektedir [14].

Yarı aktif takozlara ait fiziksel model Şekil 1.11’de gösterilmiştir. Modelde takoz içinde hareket eden sıvının kütlesini temsil eden m_s değiştirilerek takozla ait sönüm katsayısı kontrol edilebilmektedir [14].

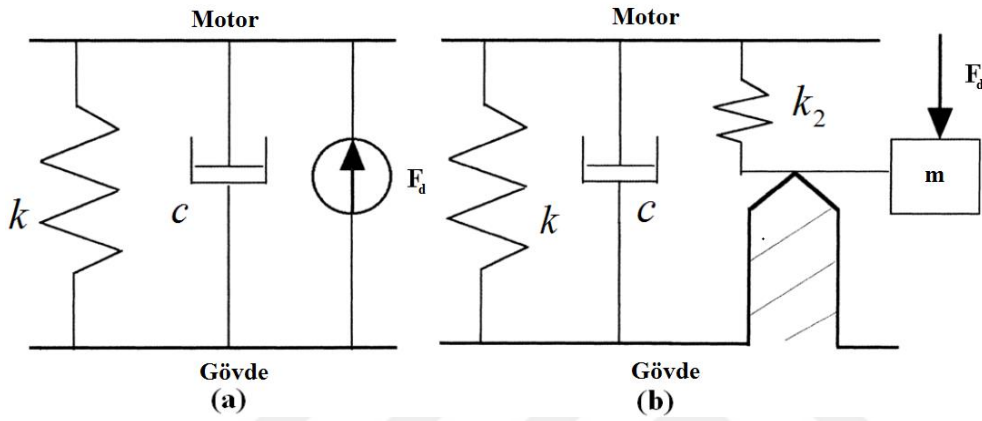


Şekil 1.11 : Yarı aktif hidrolik motor takozu için fiziksel model [12].

Aktif motor takozlarının çalışma prensibi ise çeşitli uyarıcılar ile karşı kuvvet oluşturulması prensibine dayanmakta olup takoz üzerindeki uyarıcılar ile takoz tahrik edilerek motordan gelen titreşimler sönümlenmeye çalışılmaktadır. Bu işlem kuvvet kaynağı olan bir uyarıcı, bir titreşim sensörü ve kontrol modülü ile gerçekleştirilir. Burada sensörün motordan aldığı titreşim bilgisi kontrol ünitesine gönderilir. Alınan bu bilgi kontrol ünitesinde işlenir ve buradan uyarıcının oluşturulması gereken karşı kuvvet belirlenir. İlgili karşı kuvvet uyarıcı tarafından oluşturularak motor titreşimlerinin sönümlenmesi yoluyla şaseye geçmesi engellenir. Bunlara ek olarak

aktif motor takozu yapısında uyarıcının çalışmaması durumuna karşı titreşim sönümleyici görevinde kullanılmak üzere kauçuk veya pasif hidrolik takozu da bulunur [14]. İçinde bulundurduğu parçalara bakıldığında aktif motor takozlarının kompleks yapılar olduğu görülmektedir. Bu da aktif motor takozlarını diğer takozlara göre pahalı yapmaktadır. Bunun yanında enerji tüketmektedirler.

Aktif takozlara ait fiziksel model Şekil 1.12’de görülmektedir. Modelde uyarıcı tarafından oluşturulan değişken kuvvet F_d ile gösterilmiştir [14].



Şekil 1.12 : Aktif motor takozu için fiziksel model (a) kauçuk takozlu (b) pasif hidrolik takozlu [12].

1.6 Literatür Araştırması

Motor kaynaklı titreşimlerin bağlı bulunduğu yapıya, çevreye ve insanlara birçok olumsuz etkisi olduğu için bu titreşimlerin azaltılmasına yönelik birçok araştırma yapılmaktadır. Titreşimlerin bir kısmı motor bünyesinde alınan önlemler ile çözülürken bir kısmı ise motorun gövdeye bağlanması sırasında alınan önlemlerde çözülmeye çalışılmaktadır. Bu amaç çerçevesinde geçmişten günümüze farklı tipteki motor takozları, motor braketleri ve bunların optimum bağlantı ile ilgili birçok deneysel analiz ve simülasyon çalışması yapılmıştır. Bu çalışmaların bir kısmı belirli motor takozu veya braketleriyle ilgili iken bir kısımda motor askı sistemleri tasarımı ile ilgili yol gösterici çalışmalardır.

Literatürde aktif ve pasif motor takozları ile ilgili yapılan araştırmalar bulunmakla birlikte bunların birçoğu aktif motor takozları ile ilgilidir.

Qatu ve diğ. [16] yaptıkları çalışmada V6 motora sahip bir araçta motor ve şanzımanın gövdeye bağlandığı takozlara ait 6 serbestlik dereceli matematiksel bir model kurarak

motorun rölantide çalıştığı durum için takoz katılığındaki değişimlerin araç titreşim ve gürültüsüne etkisini incelemişlerdir. Kurulan bu modelde motor ve şanzıman üç motor takozu ile araç gövdesine bağlanmıştır. Araştırma sonucunda takoz katılık değerindeki %30'a kadar olan farklılıklar sonucu elde edilen verilerin titreşim ve gürültü yönünden kabul edilebilir olduğu sonucuna ulaşmışlardır.

Lin ve diğ. [17] yaptıkları bir çalışmalarında kauçuk bir takozu ait katılık değerini ve sönüm özelliklerini darbe testi ile belirlemeye çalışmışlardır. Bu çalışma sonucunda rezonans frekansları dışındaki bölgelerde, takozu ait sönüm katsayısının frekans ile doğrusal olarak değiştiği sonucuna ulaşmışlardır. Buna ek düşük frekans ve rezonans frekans bölgelerinde takoz katılık değeri ile frekans arasında doğrusal olmayan bir ilişki olduğu sonucuna ulaşmışlardır.

Ripin ve Ooi [18] yaptıkları bir çalışmalarında üç adet motor takozunun üç farklı açıdaki dinamik davranışlarını darbe testi ve kurdukları bir matematik model ile incelemişlerdir. Deneysel çalışmalarını takozların yatayla 30, 45, 60 derece açı yaptığı durumlarda gerçekleştirmişlerdir. Test sonuçları ile matematik model arasında yapılan validasyon sonucunda takoz dinamik özellikleri için %90 oranında 0,95'in üzerinde korelasyon katsayısı elde edebilmişlerdir. Elde ettikleri en düşük korelasyon katsayısı 0,69 olup bu değer bir takozun Z eksenindeki 30 derecelik açıdaki değeridir. Son olarak elde edilen sonuçları kullanarak aynı takozların farklı açılardaki dinamik davranışlarını hesap yoluyla belirlemişlerdir.

Koizumi ve diğ. [19] yaptıkları çalışmada bir motorun rölanti hızlarındaki durumda hidrolik ve kauçuk takozun davranışlarını matematiksel ve deneysel olarak incelemişlerdir. Takozlar için kurdukları deneysel verilerden aldıkları değerler ile doğrulamışlardır. Bu çalışmada motor yerine bir kütle kullanıp bu kütleyi önden iki adet hidrolik motor takozu arka taraftan ise bir kauçuk takoz ile bağlamışlardır. Daha sonra motor titreşimlerini deneysel olarak simüle etmek için sisteme çeşitli genlik ve frekanslarda kuvvet uygulayarak tüm sisteme ait testler yapmışlardır. Yaptıkları bu deneyler sonucunda motor tork ekseninin motor ağırlık merkezinden geçmediği durumlar için hidrolik takoz genliklerinin motor titreşimlerinden çok fazla etkilendiği sonucuna ulaşmışlardır. Ayrıca deneyde kullandıkları hidrolik takoz içindeki diyafram ölçülerinin motor titreşimleri açısından optimum ölçüde olduğunu belirlemişlerdir.

Hafidi ve diğ. [20] arkadan motorlu bir şehir otobüsünde araç gövdesine iletilen titreşimlerin optimize edilmesi için bir çalışma yapmışlardır. Çalışma yaptıkları otobüste motor kullanılan moto altı silindirli olup gövdeye üç yerden bağlanmıştır. Yaptıkları çalışma çerçevesinde motor titreşimlerinin gövdeye en az seviyede iletildiği motor bağlantı takozlarının konumlarını belirlemişlerdir. Motora ait çok farklı çalışma koşulları altında araç üzerindeki motor takozlarının aktif ve pasif taraflarından ivme dataları toplanarak üç farklı tasarım parametresine göre motor takozlarının uzaydaki optimum konumlarını belirlemişlerdir.

Alotaibi ve diğ. [21] altı silindirli bir motora sahip bir yolcu otobüsünde araç gövdesine iletilen titreşimlerin azaltılması için bir çalışma yapmışlardır. Çalışma kapsamında kullanılan motor takozlarının yay katsayıları ve sönüm katsayıları MTS cihazı ile belirlenmiştir. Daha sonra Simulink'te tüm aracı içeren bir matematik model kurmuşlardır. Sisteme ekledikleri bir PID kontrolör ile aşırı salınımların oranı %60'lardan %10'lara düşürülmüştür.

Jin ve diğ. [22] binek bir araçta motorun rölanti devrinde motor takozlarına ait modları ve mod frekanslarını dört farklı durumda belirlemek için çeşitli deneyler yapmışlardır. Daha sonra bu sonuçları araç üzerinde aldıkları sonuçlar ile karşılaştırmışlardır. İlk olarak kullanılan motor takozunun dinamik ve statik özelliklerini bulmuşlardır. Bu sonuçlarını buldukları bir matamatiksel modelde kullanarak motor bağlantı sisteminin mod frekanslarını elde etmişlerdir. Daha sonra bir büyük bir küçük darbe çekici ile motorun bağlı olduğu durumda motor bağlantı sisteminin mod frekanslarını elde etmişlerdir. Daha sonra bu dört farklı durum için elde ettikleri sonuçları araç üzerinde yaptıkları test sonuçları ile karşılaştırmışlardır. Bu karşılaştırma sonucunda, araç üzerinde yapılan ölçümler sonucu elde edilen mod frekans değerleri ile takozların dinamik özelliklerini belirleyerek bulunan mod frekansları arasında %8'in altında hata değeri elde etmişlerdir. Hata değeri takoz statik özelliklerine göre elde edilen mod frekanslarında %55'lere çıkmaktadır.

Yi ve Xie [23] motorun gövdeye üç noktadan bağlandığı bir araçta ve aracın hareketsiz olduğu bir durumda çeşitli motor hızlarında testler yapmışlardır. Çalışmalarının amacı hidrolik ve kauçuk takozları karşılaştırmak olup yaptıkları bu testlerde takozların motor tarafı ve gövde tarafından ivme değerleri toplamışlardır. Yaptıkları çalışma ile motor hızlarının artmasıyla birlikte gövdeye iletilen ivme değerlerinin arttığı sonucuna ulaşmışlardır. Ayrıca takozun maruz kaldığı statik yükün takozun titreşim

izolasyonunu etkilediğini bulmuşlardır. 1500 rpm den düşük motor hızlarında hidrolik ve kauçuk motor takozların titreşim izolasyonları arasında önemli bir farkın olmadığı sonucuna ulaşmışlardır. Yaptıkları çalışma genel olarak incelendiğinde ise hidrolik motor takozlarının kauçuk takozlara göre daha iyi titreşim izolasyonu sağladığı görülebilir.

Loganathan [24] yaptığı bir çalışmada bir motora ait askı sistemini bazı sınır şartları altında dinamik analiz ile optimize etmiş ve elde ettiği simülasyon sonuçlarını testlerle doğrulamaya çalışmıştır. Yaptığı dinamik simülasyon çalışmasında takoz konumları, takoz bağlantı açıları, takoza ait dinamik ve statik özelliklere göre optimizasyon yapmıştır. Simülasyon sonucu elde ettiği optimum durum için motor üzerinde gerçek testler yapmıştır. Motora ait simülasyonda elde ettiği altı mod şeklinden beş tanesini deneylerde elde etmiş olup bunlardan üç tanesinde test ve simülasyonda elde ettiği değerler arasında oldukça düşük hatalar elde etmiştir.

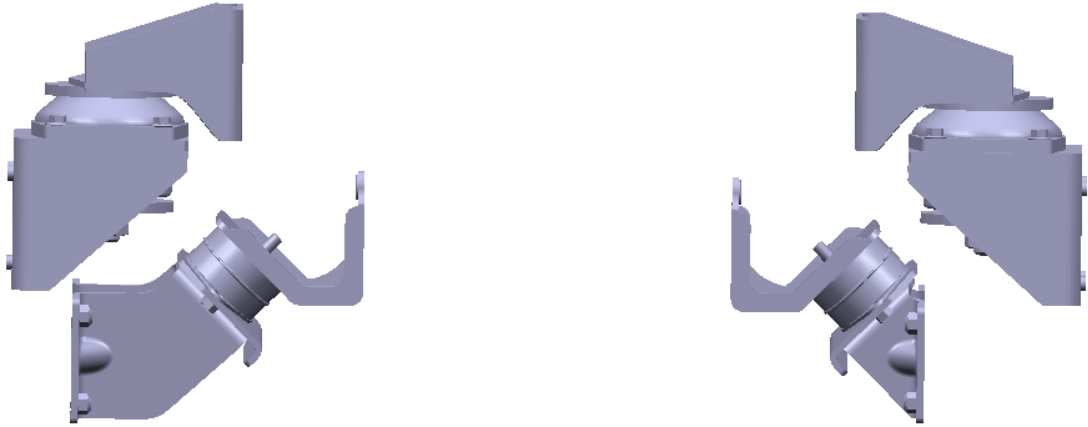


2. KAUÇUK MOTOR TAKOZUNA AİT TEST ÇALIŞMALARI

2.1 Giriş

Bir otobüse ait motor ve şanzımanın otobüs gövdesine bağlanması için kullanılan motor braketleri ve takozlarına çeşitli testler yapılmıştır. Bu testler ile takozların titreşim geçirgenliği, braketlere ait doğal frekanslar, braketlere ait mod şekilleri ve motordan gövdeye iletilen titreşimler belirlenmeye çalışılmıştır.

Motor ve şanzımanı araç gövdesine bağlamak için 6 farklı braket kullanılmaktadır. Braketlerin yerleşimi Şekil 2.1’de görülmektedir.



Şekil 2.1 : Otobüse ait motor bağlantı braketleri ve takozları.

Şekil 2.1’de ön taraftaki braketler ön taraf bağlantı braketleri, arka taraftaki braketler ise arka taraf bağlantı braketleri olarak adlandırılacaktır. Ayrıca iç taraftaki (üstteki) braketler motor bağlantı braketleri, dış taraftaki (alttaki) braketler ise gövde bağlantı braketleri olarak adlandırılacaktır. Bununla birlikte motor bağlantı braketinin bulunduğu taraflar aktif taraf, gövde bağlantı braketinin bulunduğu taraflar pasif taraf olarak adlandırılacaktır. Arka sağ ve sol taraftaki motor ve gövde braketleri aynıdır. Ön sağ ve sol taraftaki motor ve gövde braketleri birbirlerinden farklıdır.

2.2 Motor Takozuna Ait Deneysel Çalışmalar ve Sonuçları

Kauçuk takozun titreşim kuvveti altındaki davranışını tespit edebilmek için araç motoru çalışmıyorken motor takozlarının aktif ve pasif tarafına ivmeölçerler konularak ölçümler yapılmıştır.

Test sırasında Şekil 2.2'deki Dewesoft firmasının SIRIUS R2DB veri toplama cihazı kullanılmıştır. Veri toplama cihazına ek olarak ivme ölçümleri için Şekil 2.3'deki PCB Piezotronics firmasının 356A32 model kodlu üç eksenli ivmeölçeri kullanılmıştır. Bunlara ek olarak test sırasında parçayı tahrik etmek için Şekil 2.4'deki DYTRAN firmasına ait 5800B3 kodlu darbe çekici de kullanılmıştır. Kullanılan ivmeölçerlerin ölçüm öncesi kalibrasyonu için Şekil 2.5'deki PCB Piezotronics firmasının 394C06 kodlu kalibrasyon cihazı kullanılmıştır.



Şekil 2.2 : SIRIUS R2DB veri toplama cihazı [25].



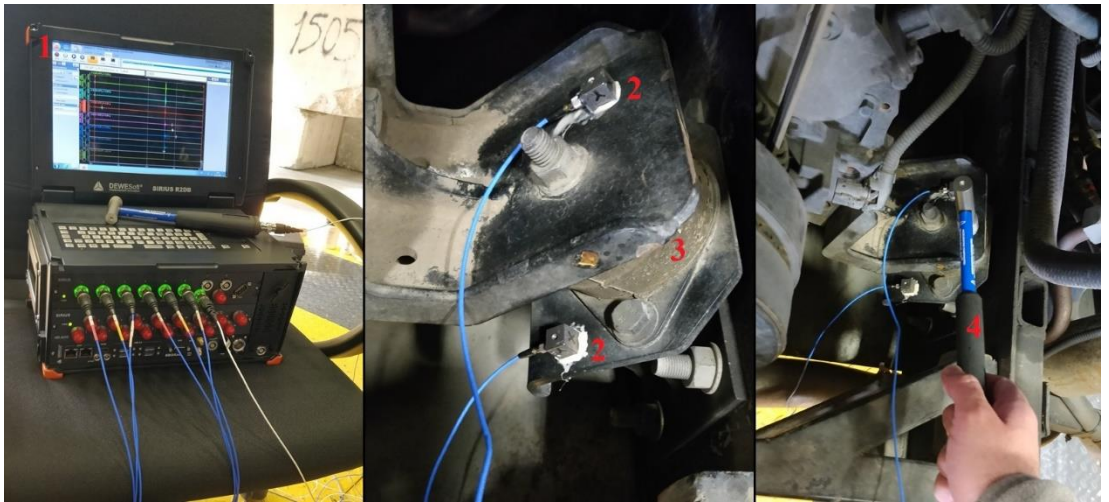
Şekil 2.3 : PCB 356A32 üç eksenli ivmeölçer [26].



Şekil 2.4 : DYTRAN 5800B3 darbe çekici.



Şekil 2.5 : PCB 394C06 kalibrasyon cihazı.

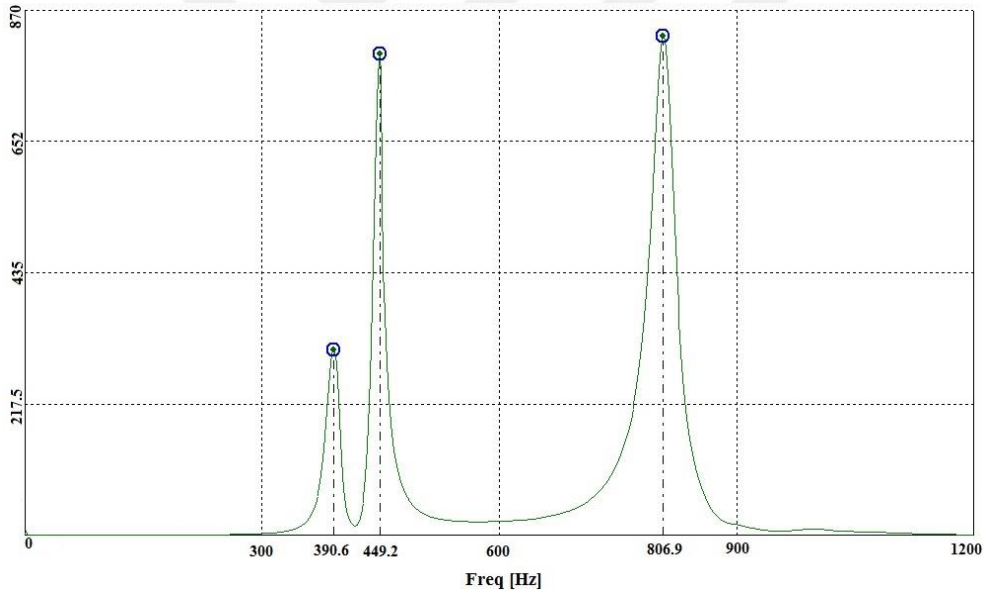


Şekil 2.6 : Test düzeneği. 1- Veri toplama cihazı, 2- İvmeölçer, 3-Kauçuk takoz, 4- Darbe çekici.

Testler sırasında motor takozu aktif ve pasif tarafında birer tane ivmeölçer kullanılmıştır. Test sırasında kauçuk motor takozu sırasıyla Şekil 2.4'deki darbe çekici ile x, y ve z ekseninde tahrik edilmiştir. Aktif ve pasif taraftaki ivme dataları kaydedilmiştir. Elde edilen datalar Dewesoft X2 yazılımında işlenerek takozun aktif ve pasif tarafından toplanan datalar arasındaki cross correlation hesaplanarak Şekil 2.7, Şekil 2.8 ve Şekil 2.9'daki grafikler elde edilmiştir.

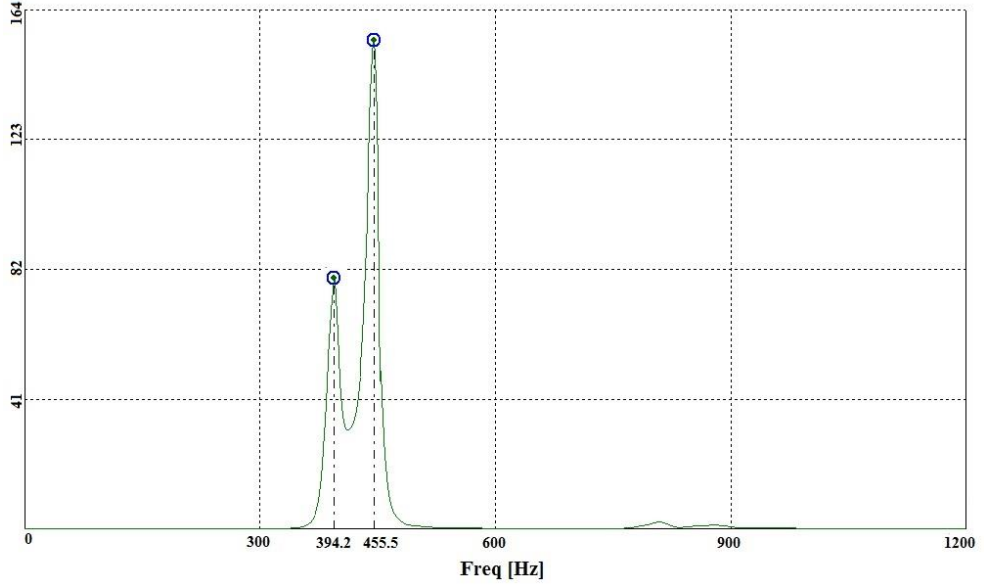
Cross correlation fonksiyonu iki sinyal arasındaki benzerlik ilişkisini gösteren bir fonksiyondur. Bu fonksiyon kullanılarak yapılan ölçüm ile sistem giriş(aktif taraf) ve çıkışından(pasif taraf) toplanan datalar arasındaki ilişkiyi tespit edilmiştir. Bu ilişkiye bakarak takozun nasıl davrandığı belirlenmeye çalışılmıştır.

Grafikler x, y, z ekseninde kuvvet uygulanması durumu için z eksenindeki titreşim iletiminin yüksek olduğu frekansları göstermektedir. Grafiklerdeki yatay eksen frekansı göstermektedir.

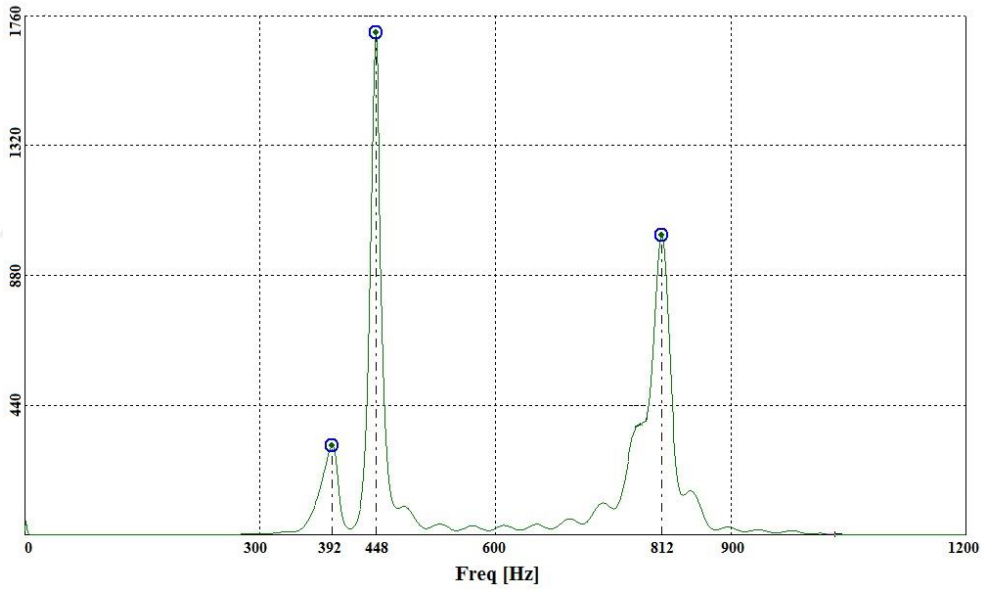


Şekil 2.7 : x ekseninde kuvvet uygulanması durumu için titreşim iletimi fazla olan frekanslar.

Şekil 2.7 incelendiğinde kauçuk takozu x ekseninde kuvvet uygulanması sonucunda takoz aktif ve pasif tarafı arasında 390, 449 ve 807 Hz frekanstaki titreşimlerde güçlü bir ilişki olduğu görülebilir. Benzer bir ilişki bu frekanslara yakın frekanslarda diğer eksenlerde de gözlemlenmiştir.



Şekil 2.8 : y ekseninde kuvvet uygulanması durumu için titreşim iletimi fazla olan frekanslar.



Şekil 2.9 : z ekseninde kuvvet uygulanması durumu için titreşim iletimi fazla olan frekanslar.

Şekil 2.8 incelendiğinde kauçuk takoza y ekseninde kuvvet uygulanması sonucunda takoz aktif ve pasif tarafı arasında 394 ve 445 Hz frekanstaki titreşimlerde güçlü bir ilişki olduğu görülebilir. Şekil 2.9 incelendiğinde kauçuk takoza z ekseninde kuvvet uygulanması sonucunda takoz aktif ve pasif tarafı arasında 392, 448 ve 812 Hz frekanstaki titreşimlerde güçlü bir ilişki olduğu görülebilir. Diğer eksenlerdeki titreşim iletimi ilişkisi z eksenine göre ihmal edilebilir seviyede olduğu için diğer eksenlere göre eğriler gösterilmemiştir.



3. MOTOR BRAKETİNE AİT DENEYSEL MODAL ANALİZİ

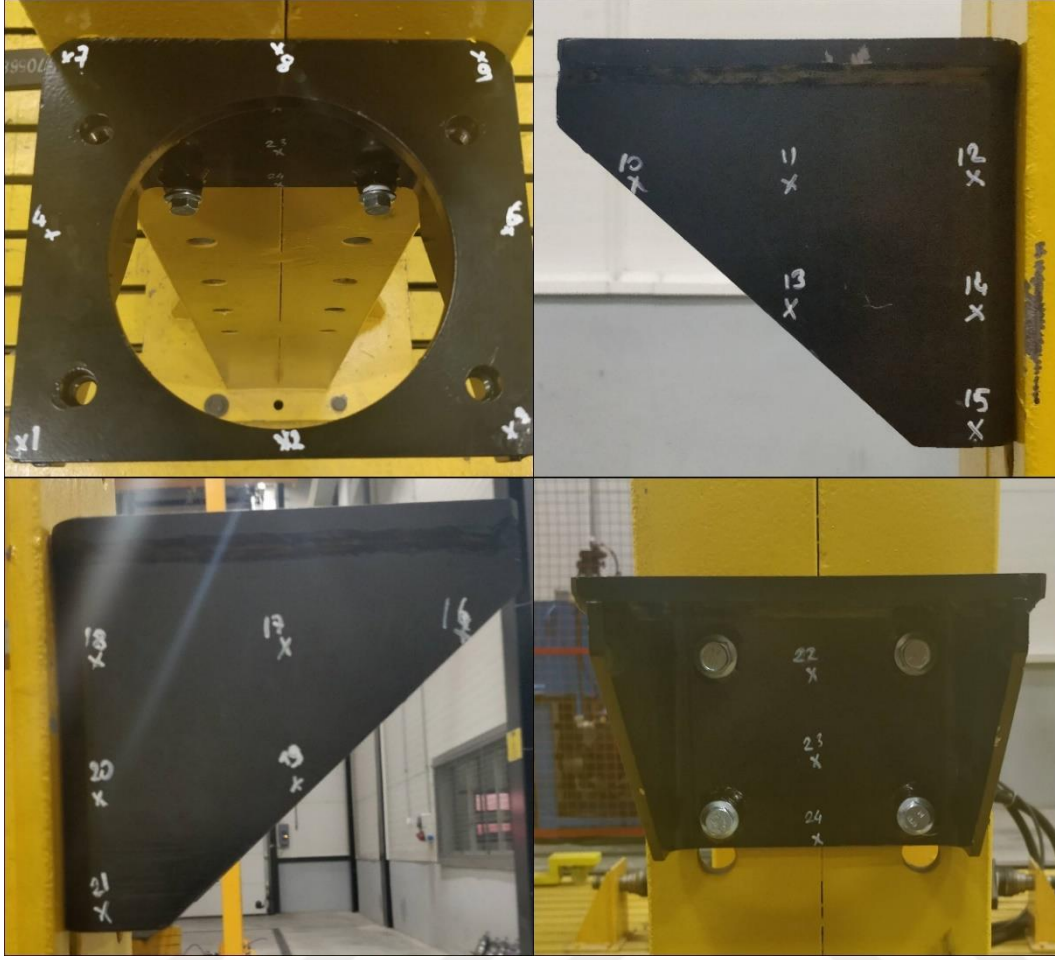
Bu bölümde motor arka bağlantı noktasındaki gövde braketine ait deneysel modal analizlerin yapılış yöntemi ve bu deneylerin sonuçları anlatılacaktır.

3.1 Deneysel Modal Analiz Yöntemi

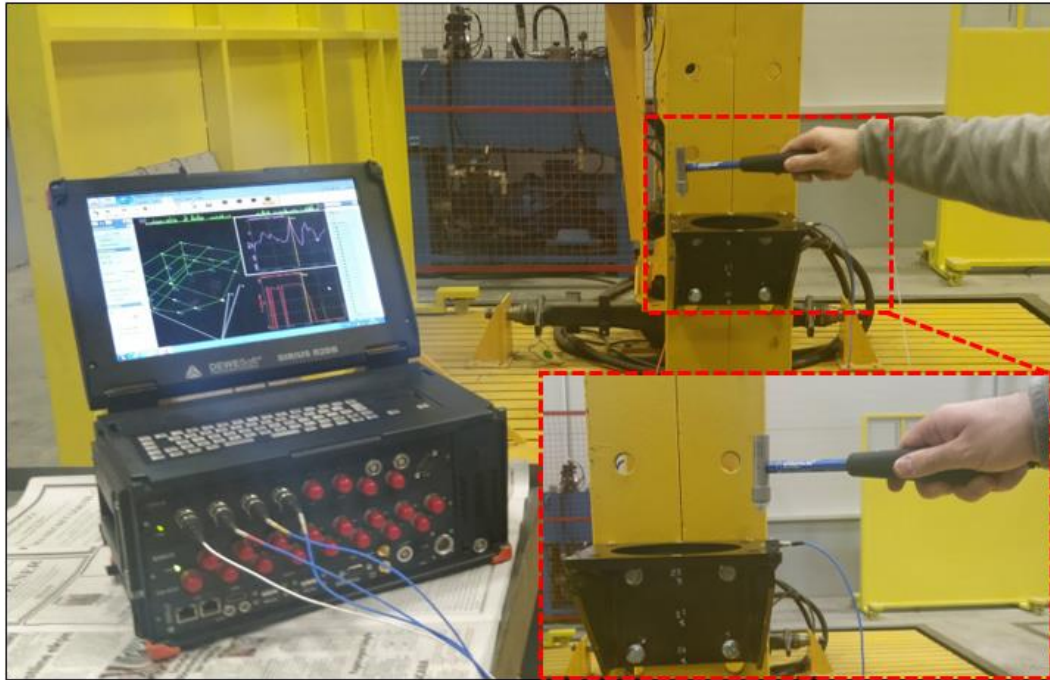
Bu deney kapsamında 6 farklı motor bağlantı braketinden bir tanesinin doğal frekanslarının tespiti için modal test yapılmıştır. Test yapılan braket için sanal ortamda modal analiz yapılarak sonuçlar doğrulanmaya çalışılacaktır. Diğer braketlere ait doğal frekanslar modal testi yapılan braketden alınan sonuçlara göre sonlu elemanlar yöntemi (FEM) ile modal analiz yapılarak tespit edilecektir. Tüm braketlere ait FEM analiz yöntemi ve sonuçları bölüm 5'te gösterilmiştir.

Deneysel modal test sırasında Şekil 2.2'deki Dewesoft firmasının SIRIUS R2DB veri toplama cihazı, Şekil 2.3'deki PCB Piezotronics firmasının 356A32 model kodlu üç eksenli ivmeölçeri, Şekil 2.4'deki DYTRAN firmasına ait 5800B3 kodlu darbe çekici ve Şekil 2.5'deki PCB Piezotronics firmasının 394C06 kodlu kalibrasyon cihazı kullanılmıştır.

Deney motor arka bağlantı noktasındaki gövde bağlantı motor braketini üzerinde yapılmış olup braket araç gövdesine bağlandığı şekilde rijit bir yapıya Şekil 3.1'deki gibi bağlanmıştır. Braketin dört yüzeyinde 24 nokta belirlenmiş ve bu noktalar işaretlenmiştir. İşaretli noktalardan 3. nokta üzerine ivmeölçer sabitlenmiştir. Daha sonra darbe çekici ile her noktaya 3 defa vurmak suretiyle deney gerçekleştirilmiştir. 5 nolu nokta braketin orta noktasındaki boşluğa geldiği için bu noktada braket tahrik edilmemiştir.



Şekil 3.1 : Braket üzerinde işaretlenen noktalar.



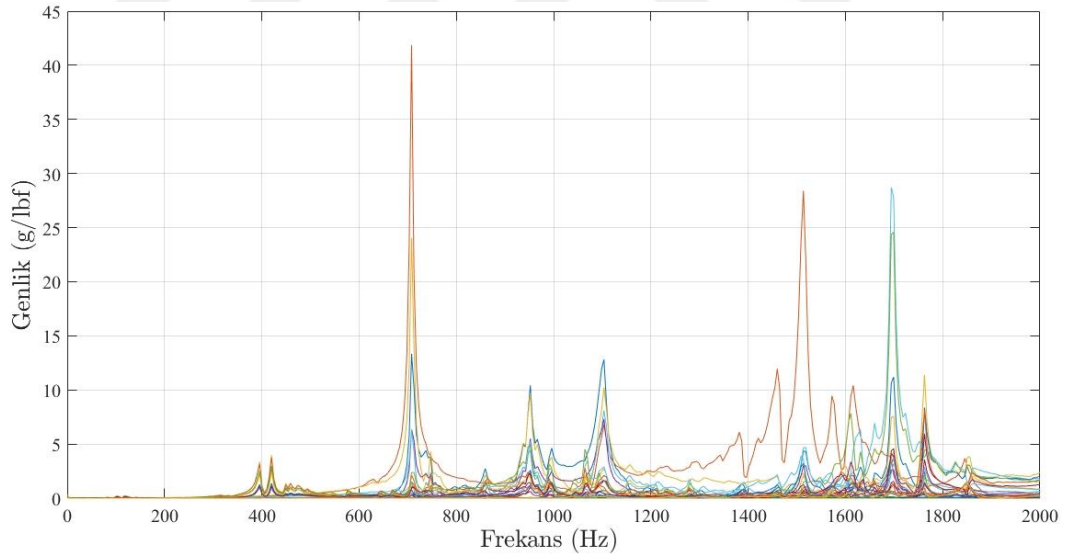
Şekil 3.2 : Modal test düzeneği.

3.2 Deneysel Modal Analiz Sonuçları

Deneysel modal analizlerde herhangi bir yapıya uygulanan bir kuvvete karşı yapının verdiği cevap tespit edilmeye çalışılır. Yani sisteme ait giriş ile çıkış arasındaki transfer fonksiyonu tespit edilmeye çalışılır. Deneysel modal analiz sonuçlarında transfer fonksiyonunun fourier dönüşümü yapılmış olan formu kullanılır ve bu fonksiyon frekans tepki fonksiyonuna (FRF) olarak adlandırılır. Sistemden alınan çıktılar hız, ivme veya genlik olabilir.

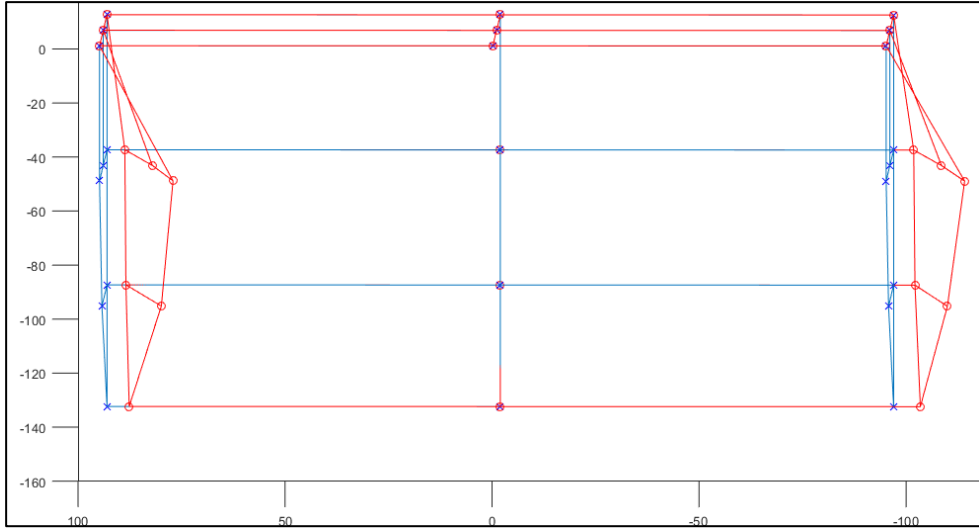
Deneysel modal analiz sonucunda elde edilen veriler Matlab programı kullanılarak işlenmiştir. Yapılan çalışma sonucunda braketeye ait FRF, doğal frekanlar ve doğal frekanslardaki mod şekilleri de elde edilmiştir.

Şekil 3.3'te deneysel modal analizi yapılan braketeye ait ölçüm noktalarındaki FRF eğrisi gösterilmiştir. Bu şekilde yatay eksen frekansı, dikey eksen ivme/kuvvet oranını göstermektedir.

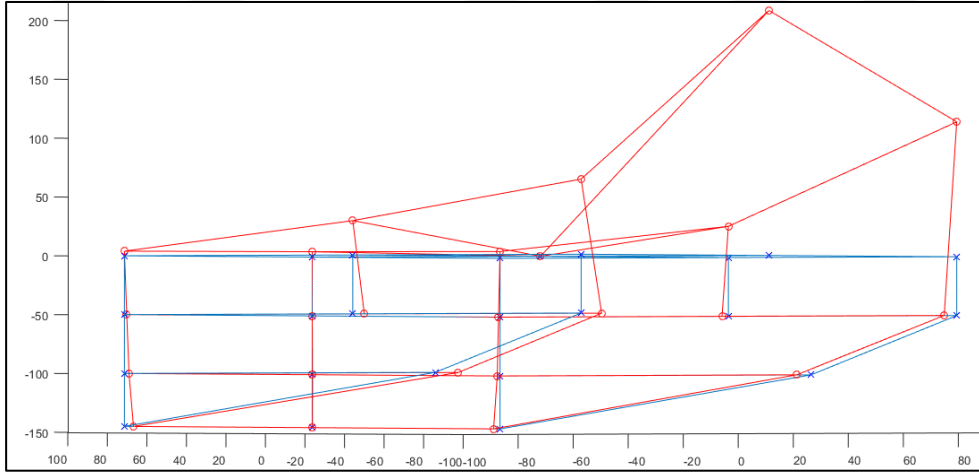


Şekil 3.3 : Ölçüm noktalarına ait FRF grafiği.

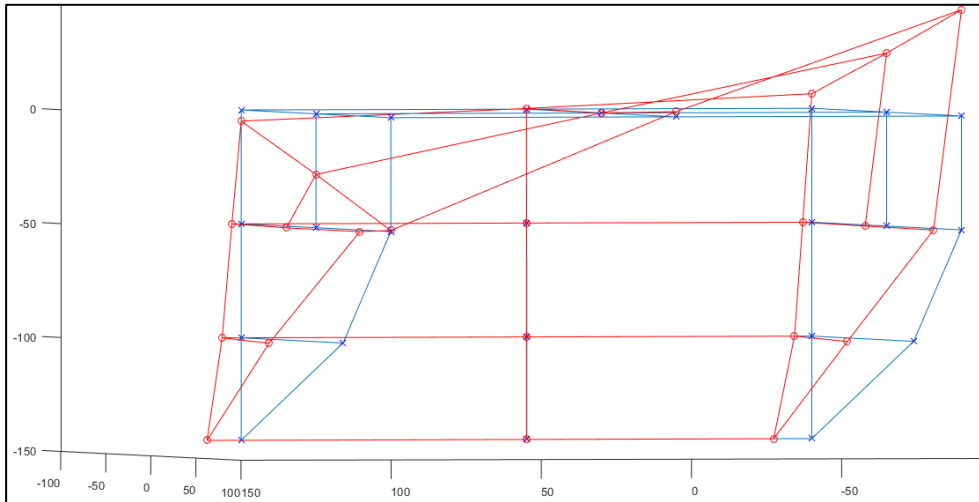
Braketeye ait ilk 8 doğal frekans Şekil 3.3'ten de görüleceği gibi 395, 419 Hz, 708 Hz, 952 Hz, 1103 Hz, 1513 Hz, 1694 Hz ve 1763 Hz'dir. Mod şekilleri incelendiğinde ise 395 Hz ve 419 Hz'de aynı mod şekillerinin aynı olduğu anlaşılmıştır. Belirtilen frekans noktaları için mod şekilleri Matlab programında elde edilmiştir. Elde edilen bu mod şekilleri Şekil 3.4, Şekil 3.5 ve Şekil 3.6 'da gösterilmiştir.



(a)

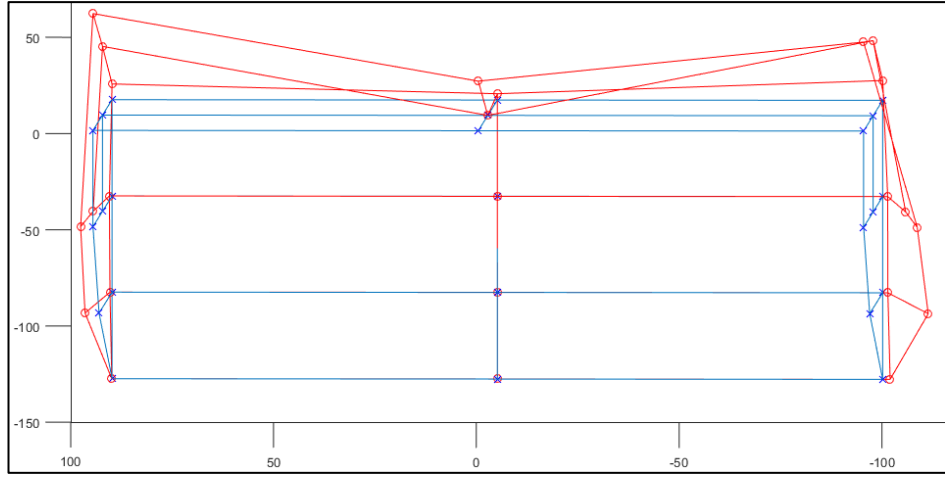


(b)

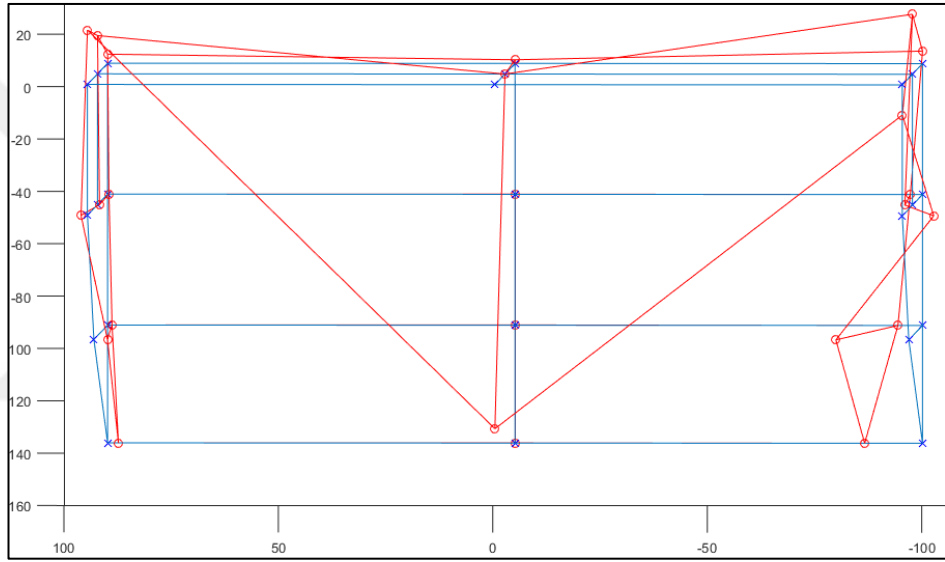


(c)

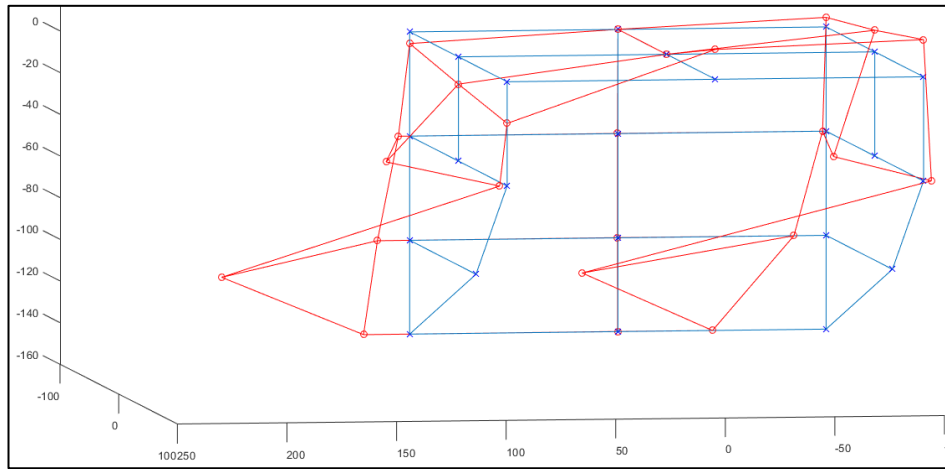
Şekil 3.4 : (a) 419, (b) 708, (c) 952 Hz için mod şekilleri.



(a)

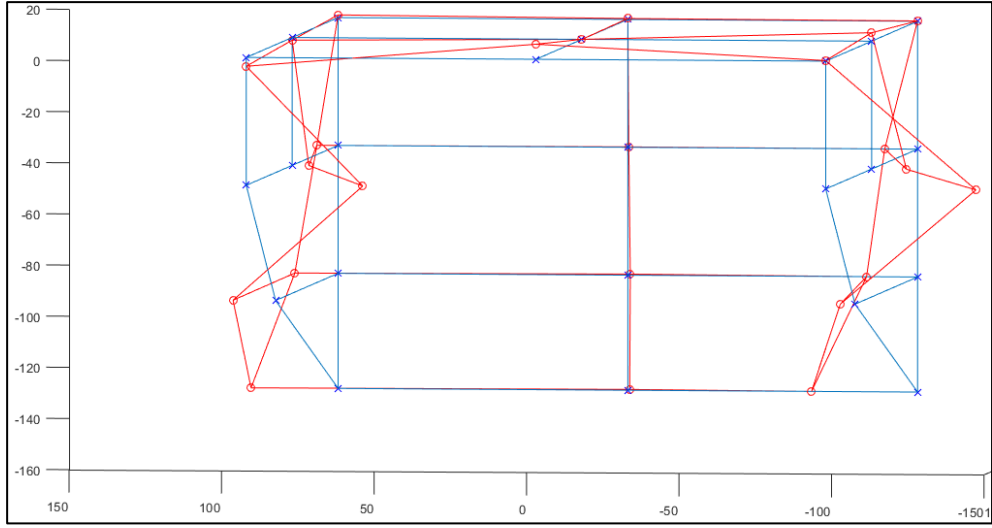


(b)



(c)

Şekil 3.5 : (a) 1103, (b) 1513, (c) 1694 Hz için mod şekilleri.



Şekil 3.6 : 1762 Hz için mod şekli.

Şekillerdeki mavi çizgiler braketin test öncesi ilk şeklini ifade ederken kırmızı çizgiler ise ilgili frekanslardaki mod şeklini ifade etmektedir.

4. MOTOR TİTREŞİMİ DENEYSEL TEST ÇALIŞMALARI

Bu bölümde motor takozlarının aktif ve pasif tarafından toplanan titreşim datası ölçüm yöntemi ve ölçüm sonuçları anlatılacaktır.

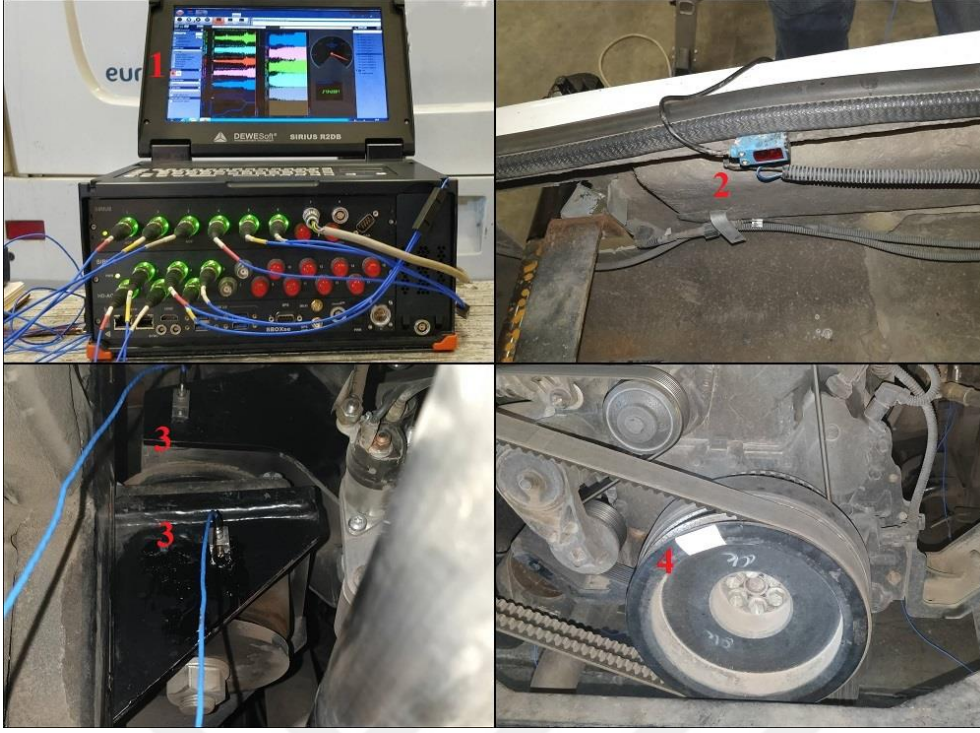
4.1 Motor Titreşimlerinin Ölçülmesi

Yapılan bu test çalışmasında motor çalışır ve araç sabit durumdayken motor takozlarının aktif ve pasif tarafına ivmeölçerler konularak aktif taraftan pasif tarafa geçen titreşimler ölçülmüştür. Ölçümlerde bahsedilen eksenler Şekil 2.1'deki resime göre tanımlanırsa x eksenini kağıt düzlemine dik eksen, y eksenini resimdeki yatay eksen ve z eksenini resimdeki düşey eksenidir.

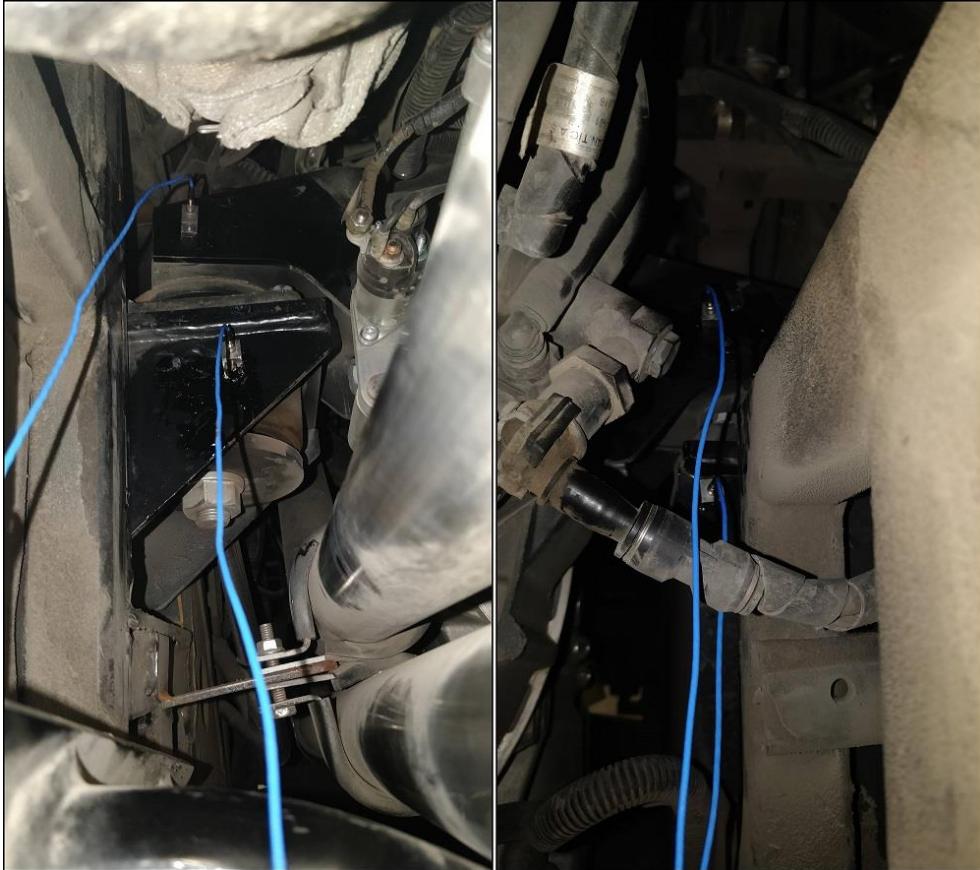
Test sırasında Şekil 2.2'deki Dewesoft firmasının SIRIUS R2DB veri toplama cihazı, Şekil 2.3'deki PCB Piezotronics firmasının 356A32 model kodlu üç eksenli ivmeölçeri, Şekil 2.5'deki PCB Piezotronics firmasının 394C06 kodlu kalibrasyon cihazı ve hız motor hız ölçümü için digital takometre kullanılmıştır.

Testler ilk önce motor ön bağlantıları için daha sonra ise motor arka bağlantıları için yapılmış olup her test sırasında aktif ve pasif tarafta birer adet ivmeölçer olmak üzere toplamda dörder adet ivmeölçer kullanılmıştır. Test sırasında motor hızı ölçümü ise digital takometre ve motor krank kasnağına bağlanan bir reflektör bant vasıtasıyla yapılmıştır. Titreşim ölçümü yapılan motor altı silindirli bir dizel motor olup bu motor aracın arkasında konumlandırılmıştır.

Ölçümler sırasında önce motor ön tarafındaki takozlara ait veriler toplanmıştır. Bunun için motor ön bağlantı noktasında aktif ve pasif taraftaki braketlere sağda ve solda ikişer adet olmak üzere toplamda dört adet üç eksenli ivmeölçerler bağlanmıştır. İvme ölçümleri ile birlikte motor devir verisi de kaydedilmiştir. Daha sonra motor arka tarafındaki bağlantı noktaları için de aynı işlem tekrarlanarak ölçümler tamamlanmıştır.



Şekil 4.1 : Test düzeneği. 1-Veri toplama cihazı, 2-Digital takometre, 3-İvmeölçer, 4- Reflektör bant.

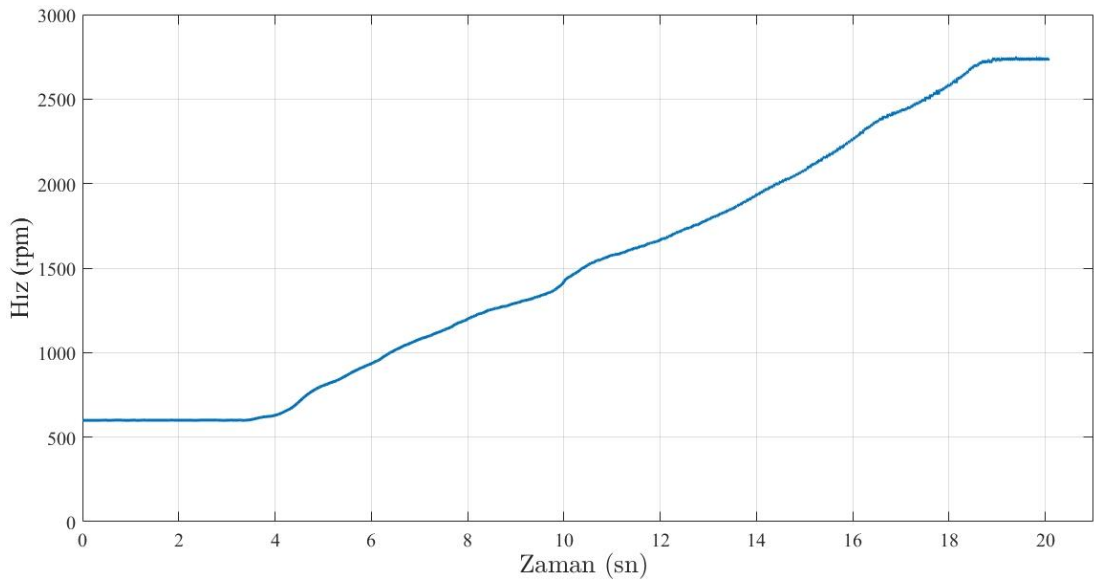


Şekil 4.2 : Motor arka bağlantı noktası için ivmeölçer yerleşimi.

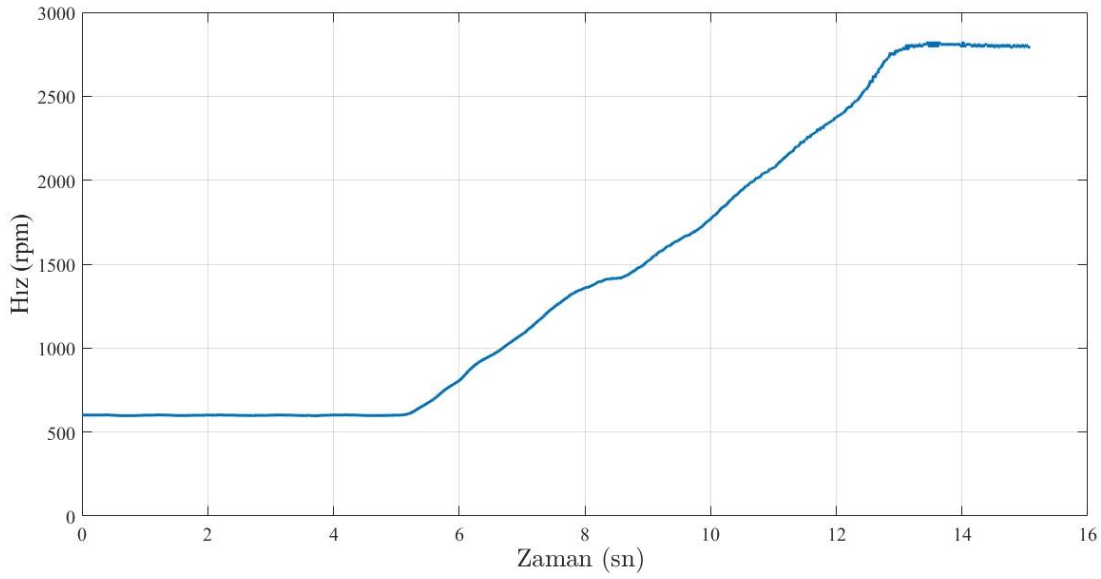


Şekil 4.3 : Motor ön bağlantı noktası için ivmeölçer yerleşimi.

Deneyle sırasında motor 600 rpm değerinden yaklaşık 2750 rpm değerlerine hızlandırılmıştır. Ön ve arka bağlantı noktalarındaki ölçümler sırasındaki motor hızının zamanla değişimi Matlab programında çizdirilmiştir. İki ölçüme ait motor hızının zamanla değişimine ait eğriler Şekil 4.4 ve Şekil 4.5’de gösterilmiştir. Test sırasında motora gaz verme işlemi manuel olarak yapıldığı için eğrilerden de görüleceği üzere motor ön ve arka bağlantı noktasındaki ölçümlerin süreleri farklılık göstermektedir. Bu kapsamda iki ölçüm sırasında motorun ivmelenmesi de farklılık göstermektedir.



Şekil 4.4 : Ön bağlantı noktasında ölçüm sırasındaki motor hızının değişimi.

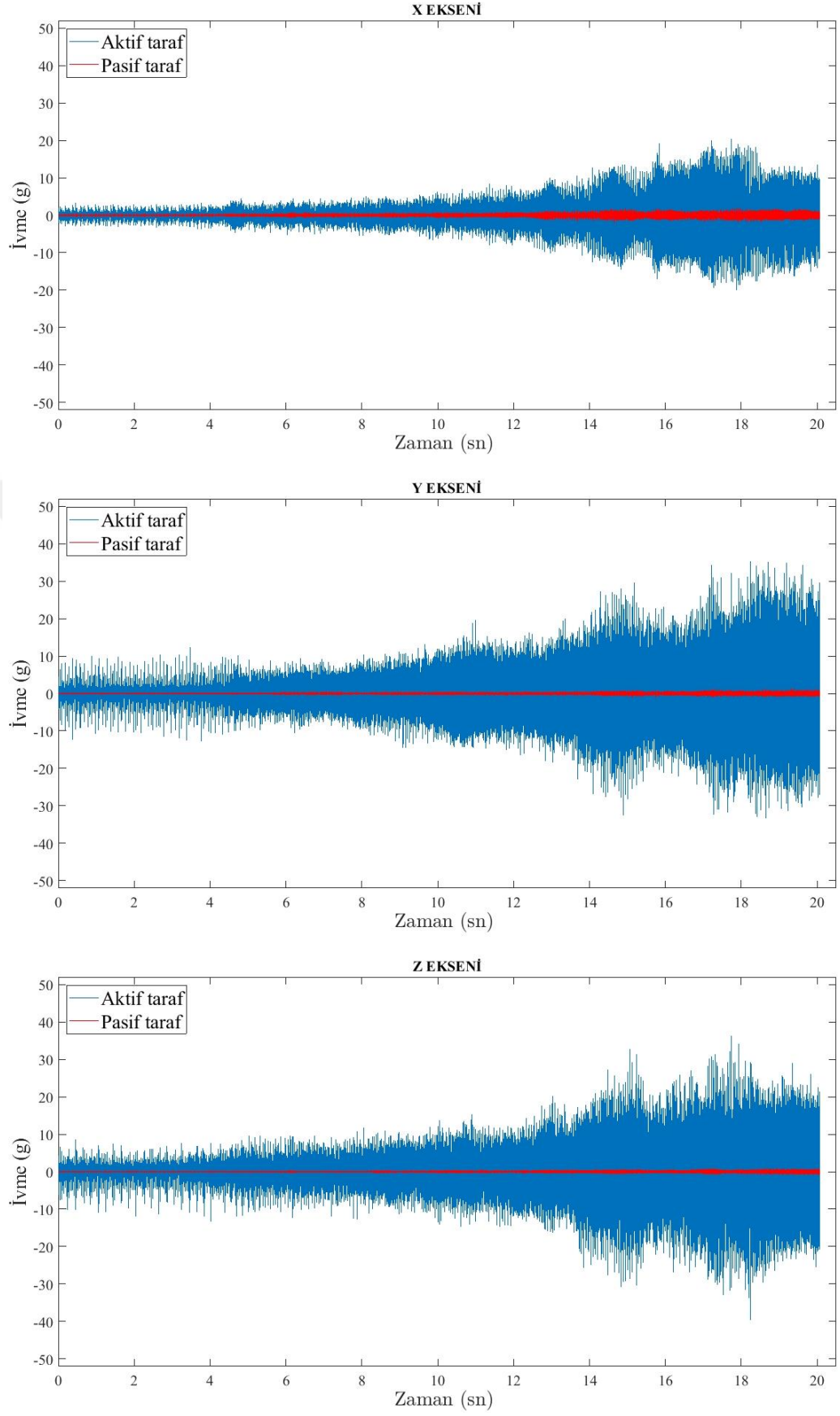


Şekil 4.5 : Arka bağlantı noktasında ölçüm sırasındaki motor hızının değişimi.

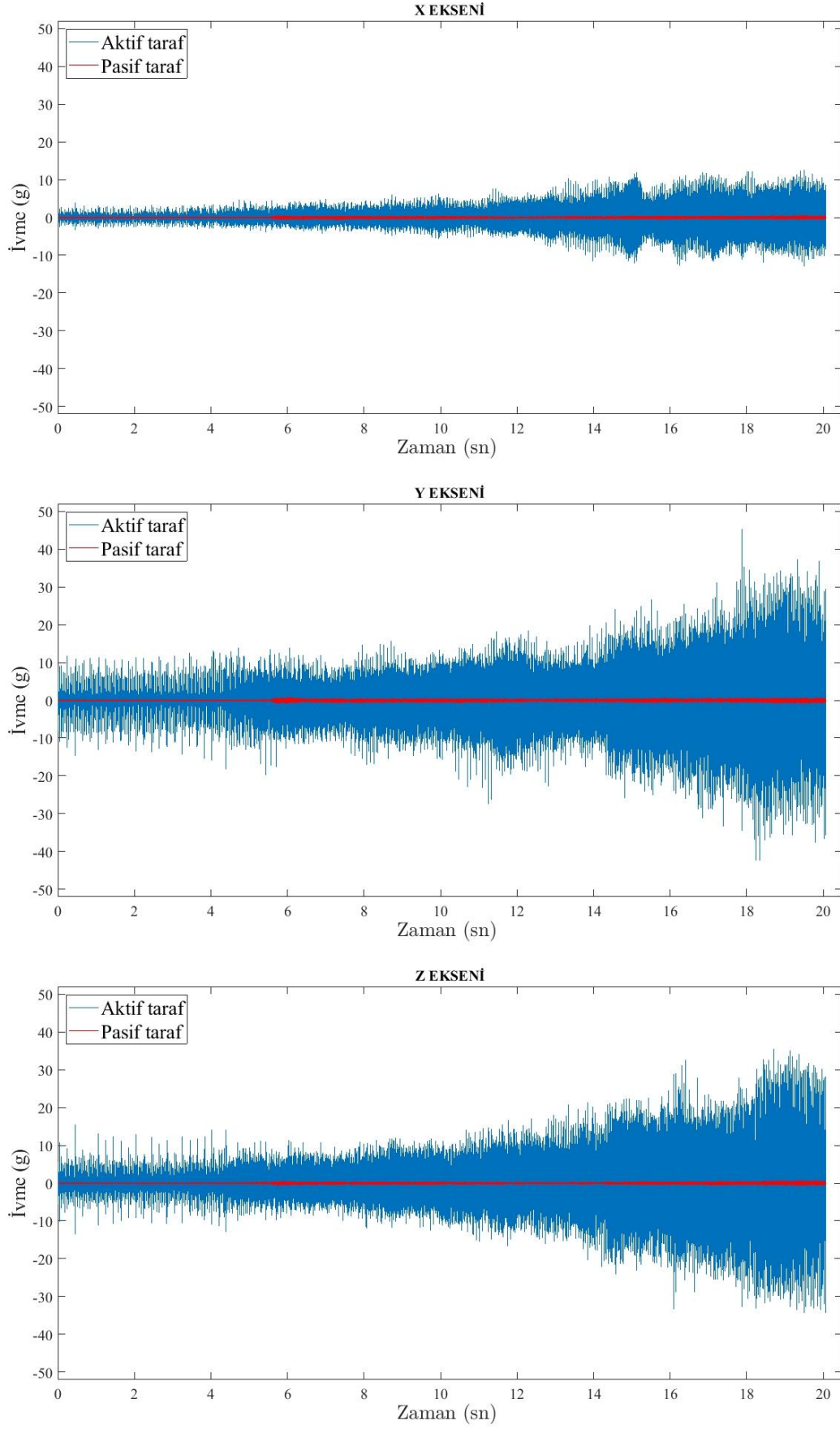
4.2 Motor Titreşimleri Ölçüm Sonuçları

Ölçümler ön ve arka ölçüm noktaları için bir kereden fazla yapılmıştır. Bu ölçümler arasında en uygun olanların sonuçları incelenmiştir. Ölçümlerde ivme değerleri yer çekimi ivmesi (g) biriminde toplamıştır. Elde edilen veriler kullanılarak Matlab programında çeşitli eğriler elde edilmiştir.

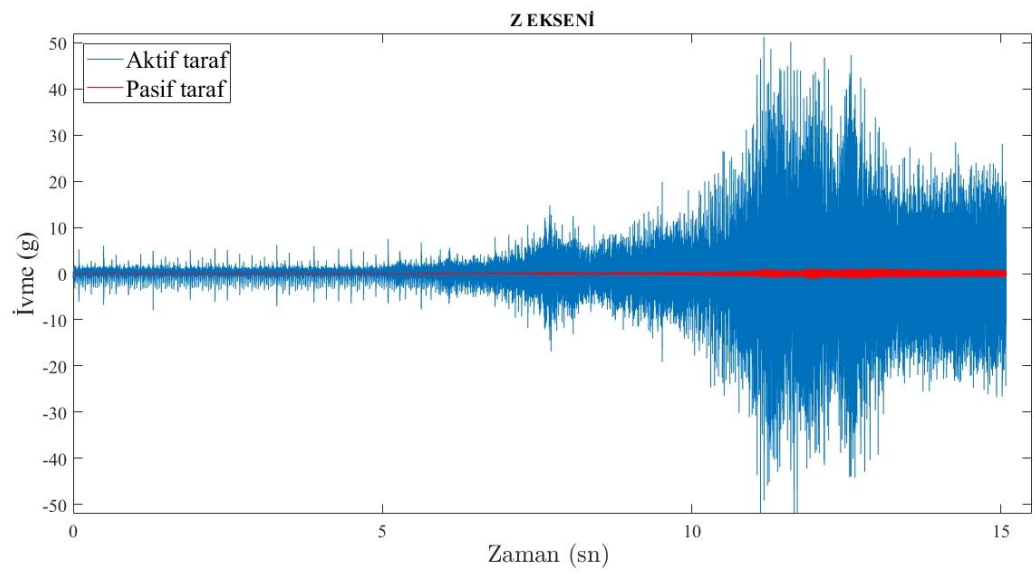
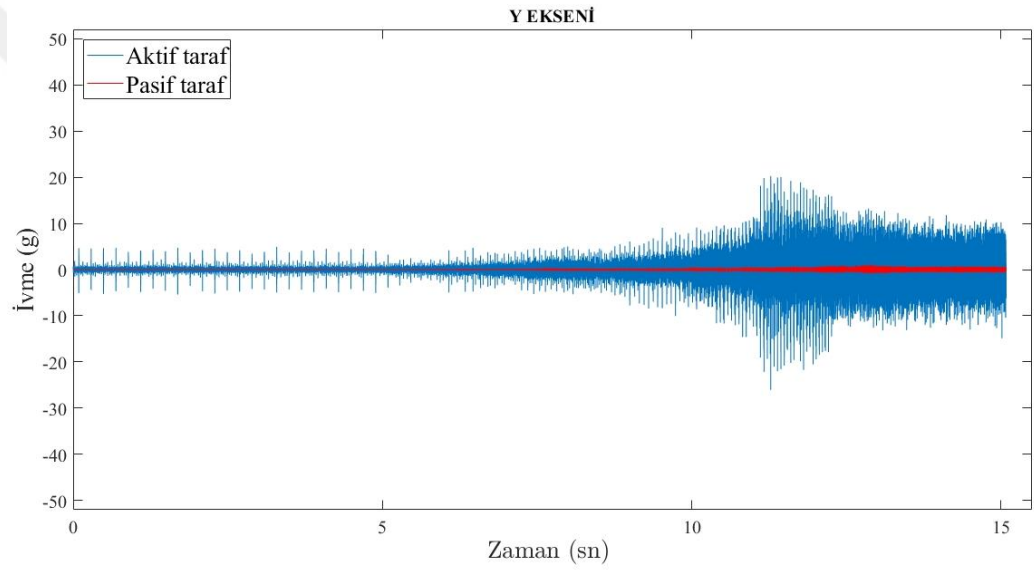
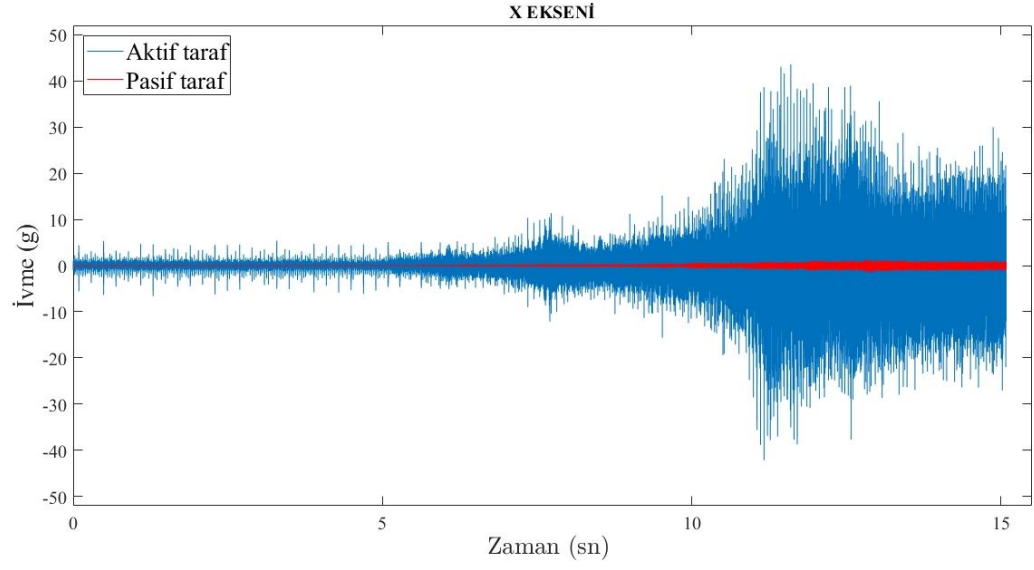
Her bağlantı noktasındaki aktif ve pasif taraf için 3 eksene ait ivme değerlerinin zamanla değişimi Şekil 4.6, Şekil 4.7, Şekil 4.8 ve Şekil 4.9’da gösterilmiştir. Bu eğrilerde yatay eksen zamanı dikey eksen ise ivmeleri göstermektedir. Mavi renkli eğriler aktif taraf braketlerine ait ivme datasını gösterirken kırmızı renkli eğriler ise pasif taraftaki braketlerden toplanan ivme datasını göstermektedir. Ön motor bağlantı noktasındaki ivme dataları incelendiğinde 12. saniyeye kadar ciddi bir ivme artışı olmadığı görülmektedir. Ancak 12 saniyeden sonra ölçülen ivme değerlerinin ciddi bir artış gösterdiği görülebilir. Bu zaman için Şekil 4.4 incelendiğinde motor hızının yaklaşık 1730 rpm olduğu görülebilir. Arka motor bağlantı noktasındaki ivme dataları incelendiğinde ise 10. saniyeye kadar ciddi bir ivme artışı olmadığı görülmektedir. 10. saniyeden sonra ölçülen ivme değerlerinin ciddi bir artış gösterdiği görülebilir. Bu zaman için Şekil 4.4 incelendiğinde motor hızının yaklaşık 1750 rpm olduğu görülebilir. Tüm bağlantı noktalarında aktif tarafta görülen maksimum ivme değeri 52g iken bu değer pasif taraf için 2g’dir.



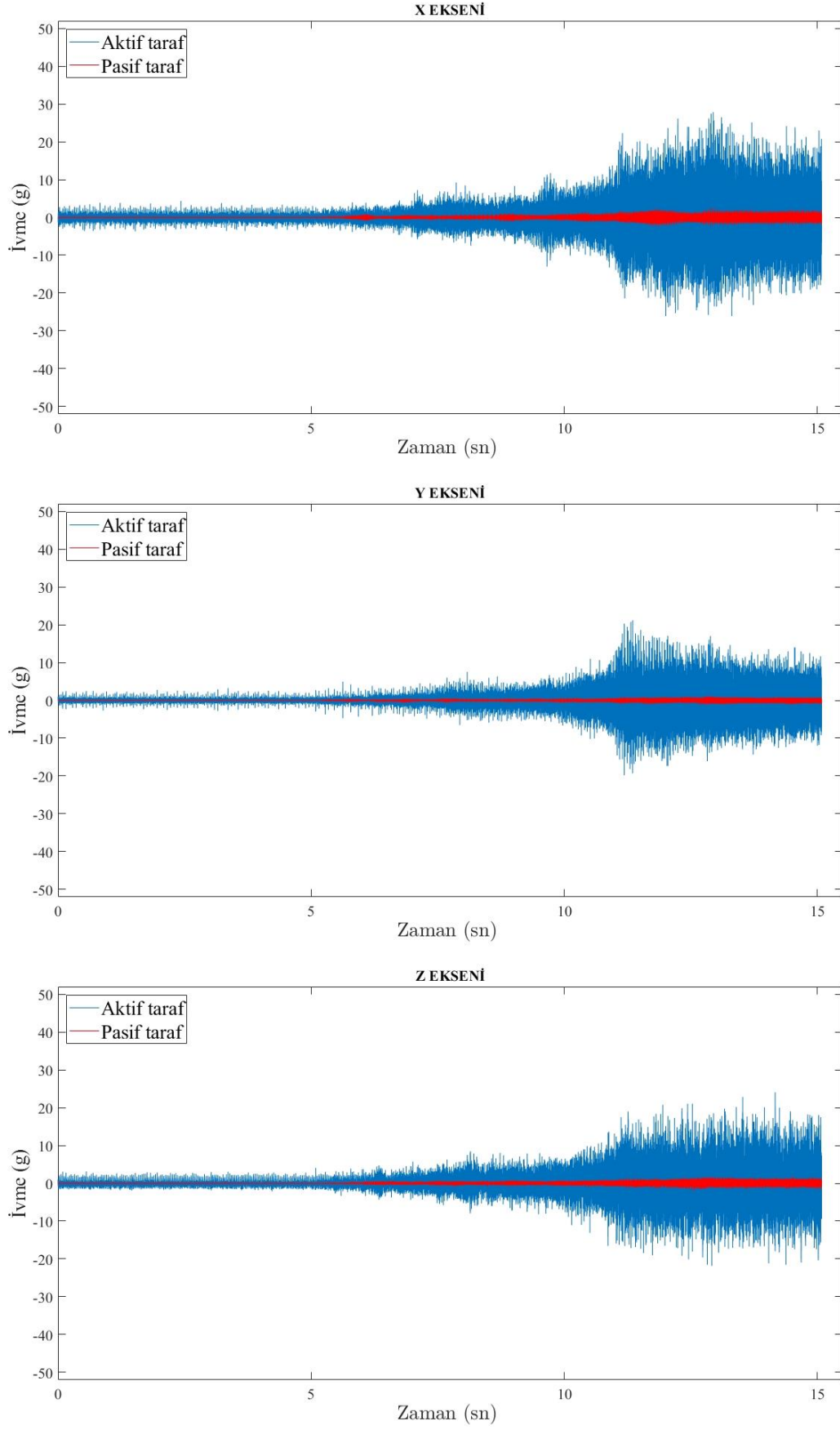
Şekil 4.6 : Ön-sol bağlantı noktasında ivmelerin aktif ve pasif tarafta değişimi.



Şekil 4.7 : Ön-sağ bağlantı noktasında ivmelerin aktif ve pasif tarafta değişimi.



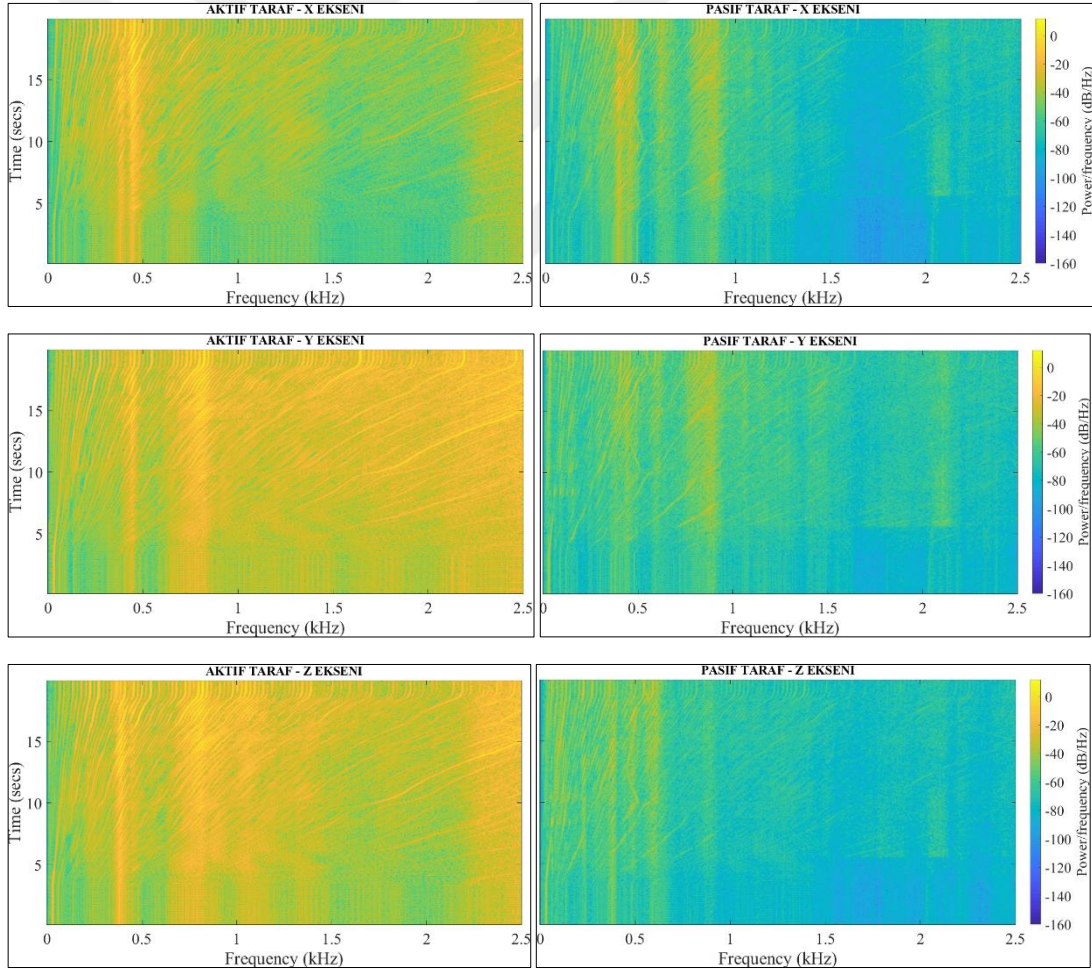
Şekil 4.8 : Arka-sol bağlantı noktasında ivmelerin aktif ve pasif tarafta değişimi.



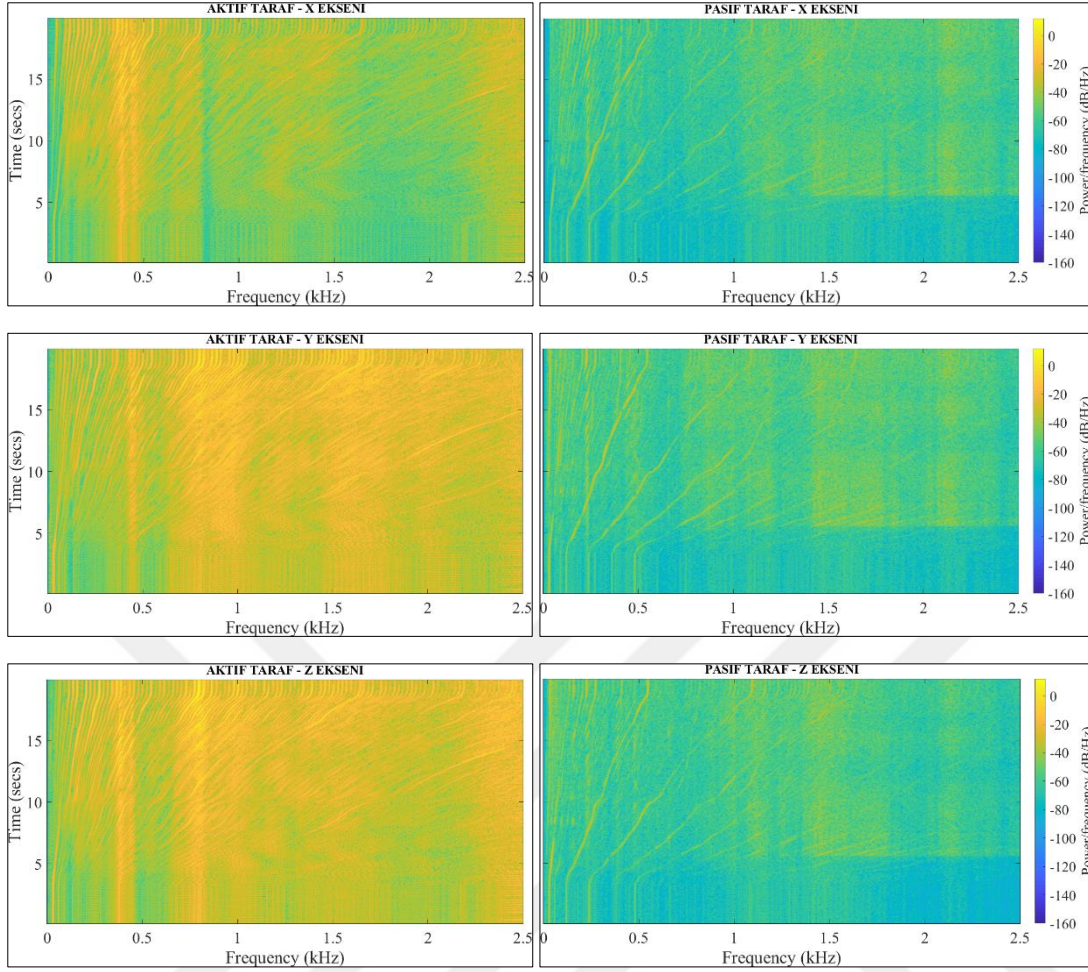
Şekil 4.9 : Arka-sağ bağlantı noktasında ivmelerin aktif ve pasif tarafta değişimi.

Şekil 4.6, Şekil 4.7, Şekil 4.8 ve Şekil 4.9'a ek olarak ölçümler sonucu elde edilen datalara Matlab'de Kısa Zamanlı Fourier Dönüşümü (KZFD) yapılarak dört ölçüm noktasındaki aktif ve pasif taraflar için frekans spektrogramları elde edilmiştir. Bu eğrilerde y eksenini zamanı x eksenini ise frekansı göstermektedir. Renkler ise ilgili frekanslardaki enerji yoğunluğunu temsil etmektedir. Elde edilen grafikler Şekil 4.10, Şekil 4.11, Şekil 4.12 ve Şekil 4.13 arasında gösterilmiştir.

Şekil 4.10 incelendiğinde x ekseninde ölçüm boyunca 380 ve 440 Hz frekans civarlarındaki titreşimlerin baskın olduğu görülebilir. y ekseninde ise 440 Hz ve 740 ile 820 Hz arasındaki titreşimlerin ölçüm boyunca yoğun olduğu görülmektedir. z ekseninde ise 380 Hz ve 780 ile 820 Hz arasındaki titreşimlerin ölçüm boyunca yoğun olduğu görülebilir. Şekilden de anlaşılacağı gibi belirtilen bu frekanslar genel olarak tüm ölçüm süresince baskındır.



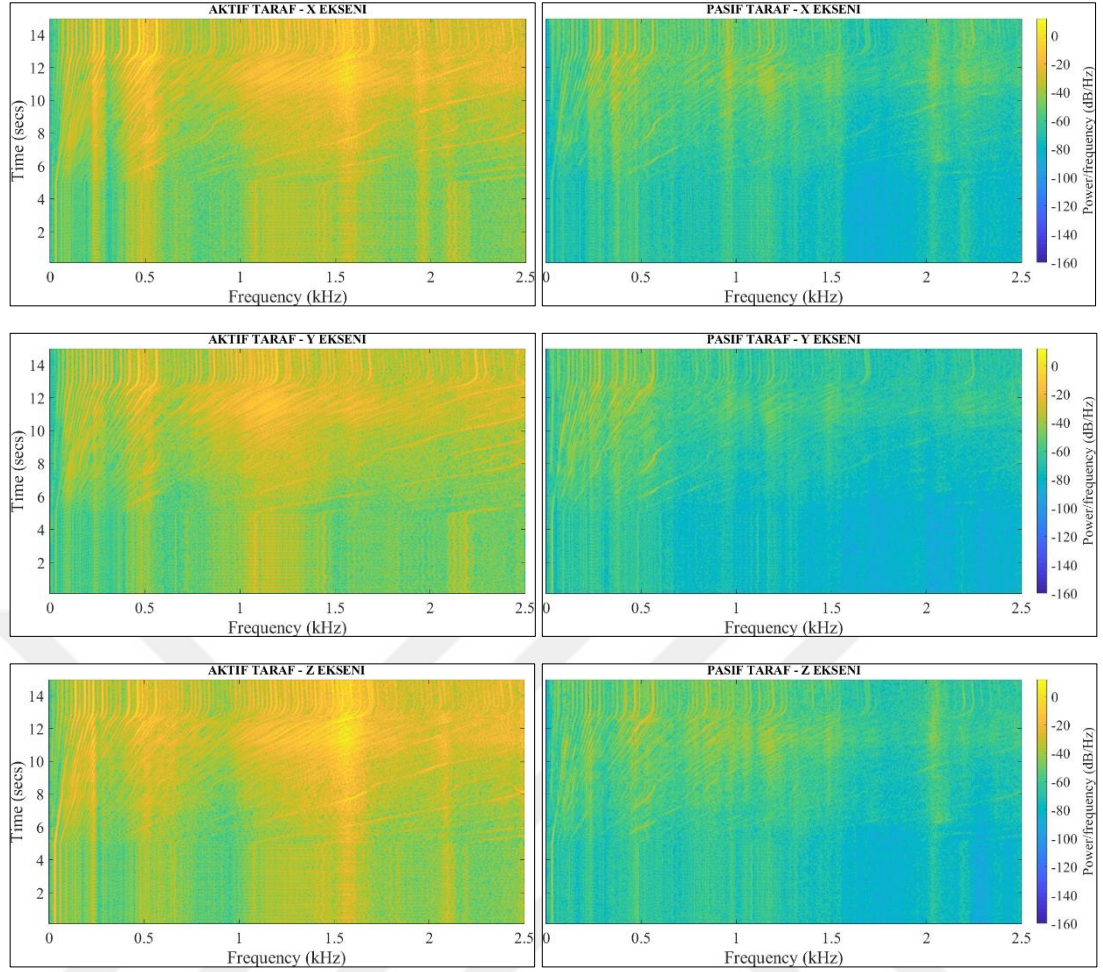
Şekil 4.10 : Ön-sol bağlantı noktasında frekans spektrogramı.



Şekil 4.11 : Ön-sağ bağlantı noktasında frekans spektrogramı.

Şekil 4.11 incelendiğinde x ekseninde ölçüm boyunca 380 ve 440 Hz frekans civarlarındaki titreşimlerin baskın olduğu görülebilir. y ekseninde ise 440 Hz ve 740 ile 820 Hz arasındaki titreşimlerin ölçüm boyunca yoğun olduğu görülmektedir. z ekseninde ise 380 Hz ve 780 ile 820 Hz arasındaki titreşimlerin ölçüm boyunca yoğun olduğu görülebilir. Şekilden de anlaşılabacağı gibi belirtilen bu frekanslar genel olarak tüm ölçüm süresince baskındır.

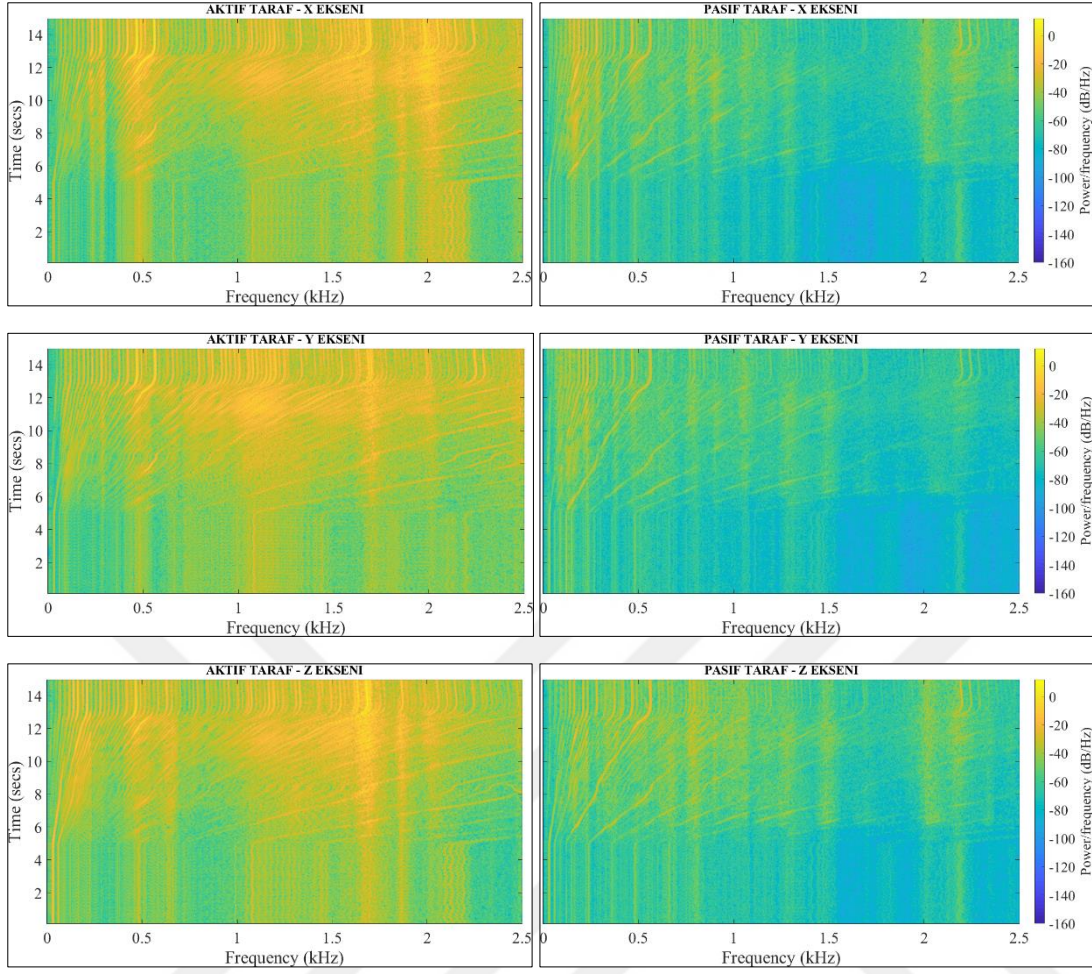
Yine aynı şekil incelendiğinde, aktif tarafta baskın olan bu titreşimlerin takozun pasif tarafında belirginliğini yitirdiği görülmektedir. Bundan dolayı takozun pasif tarafında motor ateşleme frekansları aktif tarafındaki ölçümlere göre daha belirgin olarak görülebilmektedir.



Şekil 4.12 : Arka-sol bağlantı noktasında frekans spektrogramı.

Şekil 4.12 incelendiğinde yaklaşık 8. saniyeden sonra x ekseninde 500 ve 1550 Hz frekanslarındaki, y ekseninde 1150 Hz frekansındaki ve z ekseninde 1550 Hz frekansındaki titreşimlerin baskın olduğu görülmektedir. Ayrıca yaklaşık 11. saniyeden sonra frekans aralığı genişlemektedir.

Şekil 4.13 incelendiğinde yaklaşık 9. saniyeden sonra x ekseninde 500 ve 1550 Hz frekanslarındaki, y ekseninde 1150 Hz frekansındaki ve z ekseninde 1550 Hz frekansındaki titreşimlerin baskın olduğu görülmektedir. Ayrıca 11. saniyede frekans aralığı genişlemektedir.



Şekil 4.13 : Arka-sağ bağlantı noktasında frekans spektrogramı.

5. MOTOR BRAKETLERİNİN SANAL MODAL ANALİZİ

Bu bölümde motor braketleri için yapılan FEM modal analizinin yapılış yöntemi ve sonuçları anlatılacaktır.

5.1 Giriş

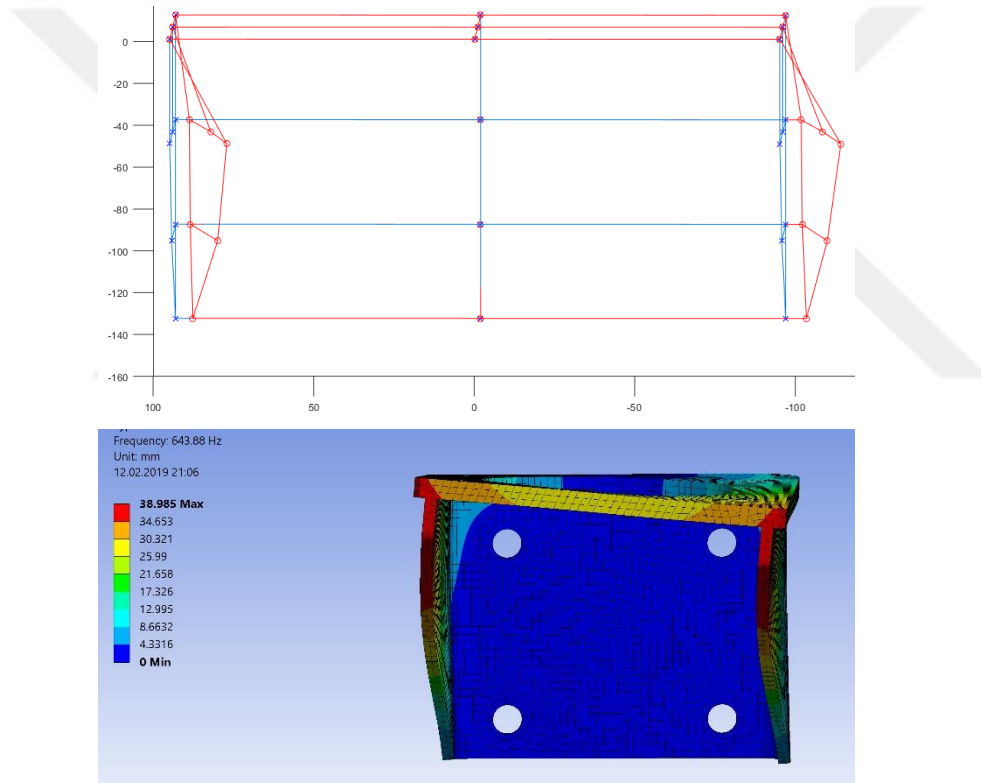
Deneyssel modal analizi gerçekleştirilen brakete FEM ile modal analiz yapılmıştır. Analiz yaparken deneyde olduğu gibi braket araç üzerindeki benzer şekilde dört bağlantı noktasından sabitlenmiştir. Modal testi yapılan braket malzemesi S420MC çeliğidir. Çizelge 5.1’de de görüleceği üzere bu çeliğe ait malzeme özellikleri belli aralıkta değişkenlik göstermektedir. Yoğunluk, elastiklik modülü ve poisson oranı da FEM modal analizi sırasında değişken değerler alabilen analiz parametreleri arasındadır. FEM ile analiz yapılırken ilk önce bu üç özelliğe ait nominal değerlerde analiz yapılmıştır. Bu analizde test sırasında elde edilen mod şekilleri büyük ölçüde elde edilmiştir ancak bu mod şekillerinin oluştuğu frekans değerleri farklılık göstermiştir. Bundan dolayı analizler sırasında bu üç özellik değiştirilerek 125 adet analiz yapılmıştır. Bu analiz sonuçlarından elde edilen doğal frekans değerleri test sonuçları ile karşılaştırılarak en az hatanın elde edildiği yoğunluk, elastiklik modülü ve poisson katsayısı tespit edilmiştir. Elde edilen değerler diğer braketlerin modal analizinde kullanılmıştır. Hata oranı karşılaştırılırken sanal analizde mod şekli elde edilemeyen frekans değerleri göz ardı edilmiştir.

Çizelge 5.1 : S420MC çeliğine ait özellikler.

Özellik	Birim	Değer
Yoğunluk	kg/m ³	7700 - 8030
Poisson Oranı		0.27 - 0.30
Elastiklik Modülü	Gpa	190 - 210
Akma Gerilmesi	Mpa	420
Kopma Gerilmesi	Mpa	480-620

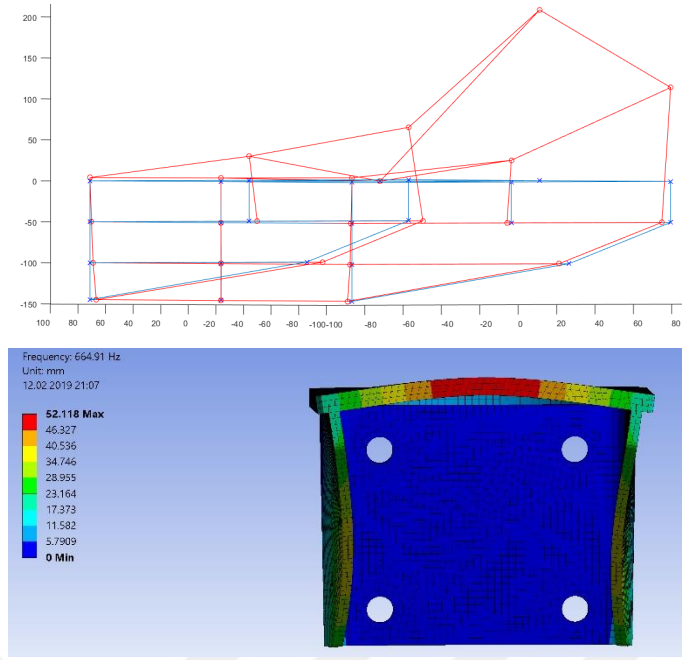
5.2 Modal Testi Yapılan Brakete Ait Sanal Modal Analiz

Bölüm 3’te modal testi yapılan braket için elde edilen sonuçlar sanal ortamda doğrulanmaya çalışılmıştır. Bu kapsamda 125 adet analiz yapılarak deney sonuçlarında elde edilen doğal frekanslar ile birlikte deneylerde ortaya çıkan mod şekilleride elde edilmeye çalışılmıştır. 125 farklı simülasyon sonucunda optimum parametreler ile elde edilen ilk yedi doğal frekanstaki mod şekilleri ve deneysel modal analizde elde edilen yedi mod şekli Şekil 3.2 ile Şekil 3.8 arasında gösterilmiştir.



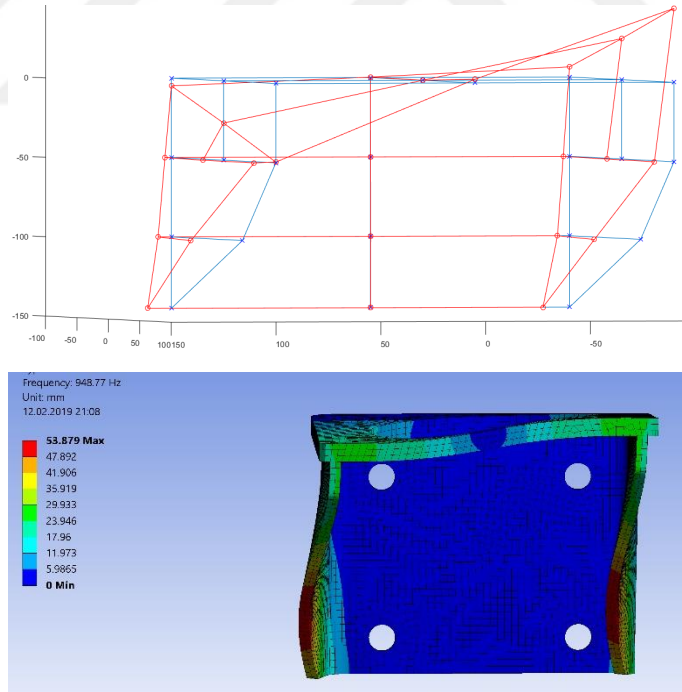
Şekil 5.1 : 1. Mod test sonucu 419 Hz, FEM sonucu 643 Hz.

Şekil 5.1’de görüleceği üzere ilk mod için deney ve analizde elde edilen mod şekilleri birbirinden farklıdır. Ayrıca frekanslar arasında da yaklaşık %54’lük bir fark vardır. Bu sonuçlara bakarak 1. mod için hem mod şeklinin hem de o moddaki doğal frekansın sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilemediği söylenebilir.



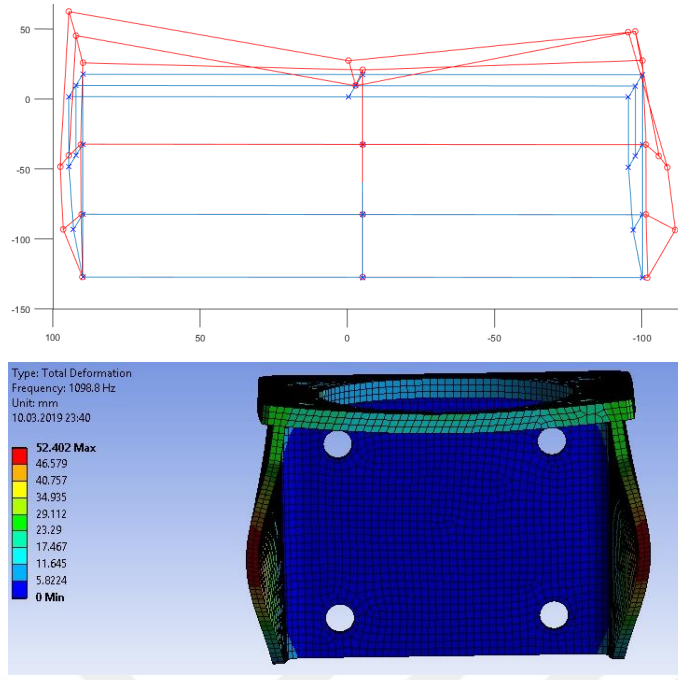
Şekil 5.2 : 2. Mod test sonucu 708 Hz, FEM sonucu 665 Hz.

Şekil 5.2 incelendiğinde 2. mod için deney ve analizde elde edilen mod şekillerinin benzer olduğu görülmektedir. Elde edilen frekanslar arasında ise %6'lık bir fark vardır.



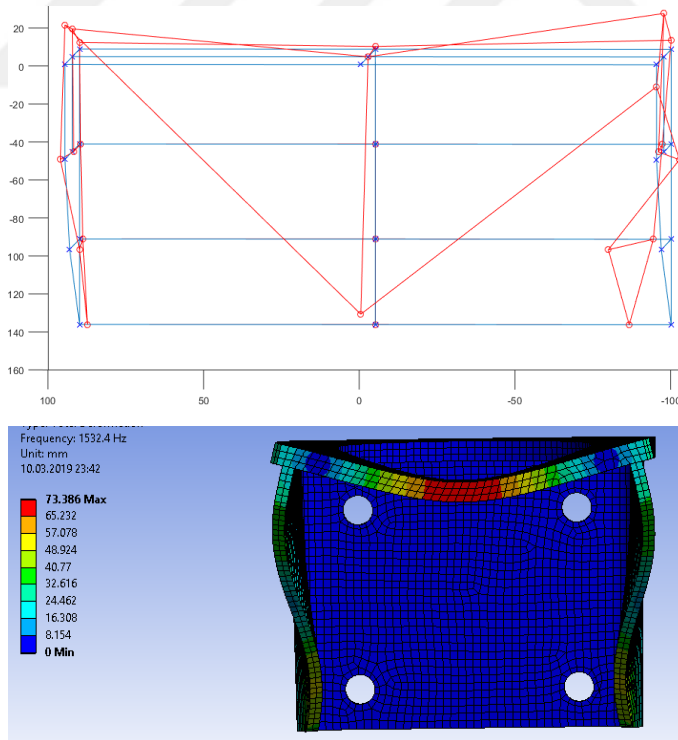
Şekil 5.3 : 3. Mod test sonucu 952 Hz, FEM sonucu 949 Hz.

Şekil 5.3 incelendiğinde 3. mod için deney ve analizde elde edilen mod şekillerinin benzer olduğu görülmektedir. Elde edilen frekanslar arasında ise %0.3'lük bir fark vardır.



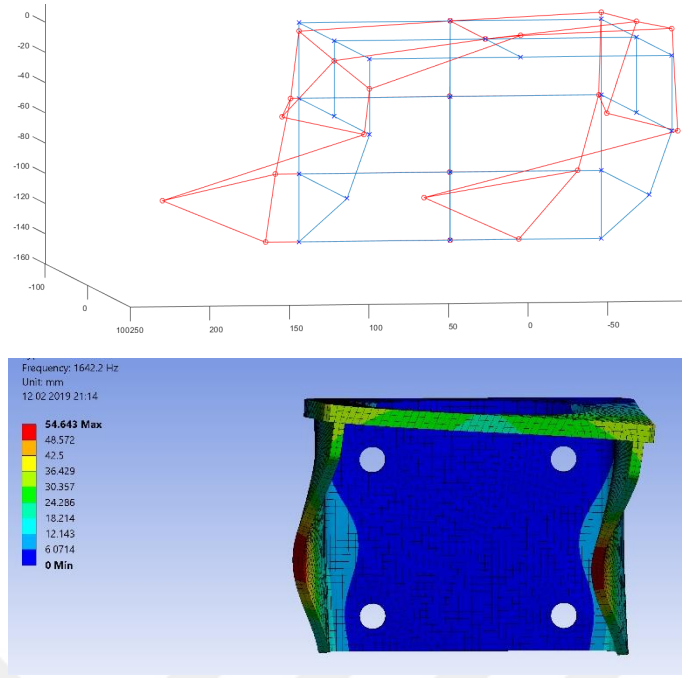
Şekil 5.4 : 4. Mod test sonucu 1103 Hz, FEM sonucu 1099 Hz.

Şekil 5.4 incelendiğinde 4. mod için şeklinin benzer olduğu görülmektedir. Elde edilen frekanslar arasında ise %0.4'lük bir fark vardır.



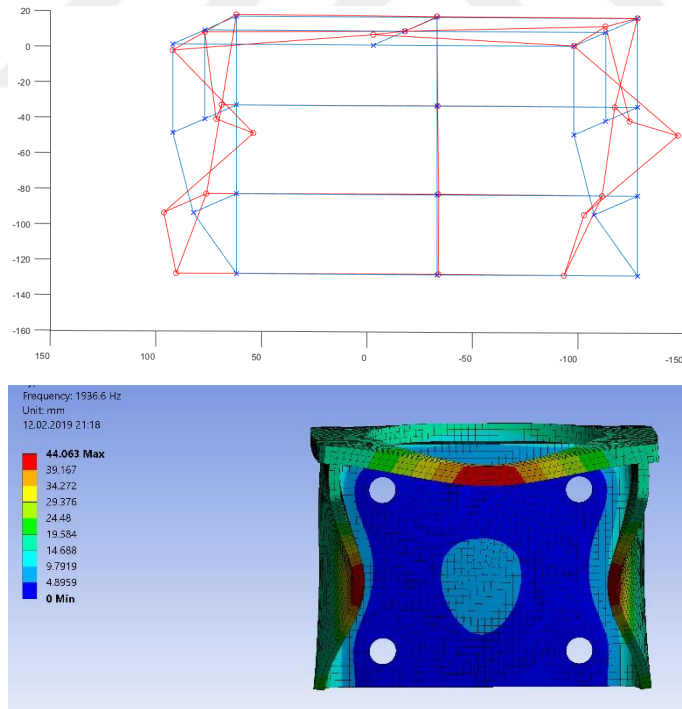
Şekil 5.5 : 5. Mod test sonucu 1513 Hz, FEM sonucu 1532 Hz.

Şekil 5.5 incelendiğinde 5. mod için şeklinin benzer olduğu görülmektedir. Elde edilen frekanslar arasında ise yaklaşık %1'lik bir fark vardır.



Şekil 5.6 : 6. Mod test sonucu 1694 Hz, FEM sonucu 1642 Hz.

Şekil 5.6 incelendiğinde 6. mod için şeklinin braketin yan duvarları için benzer olduğu görülmektedir. Elde edilen frekanslar arasında ise %3'lük bir fark vardır.

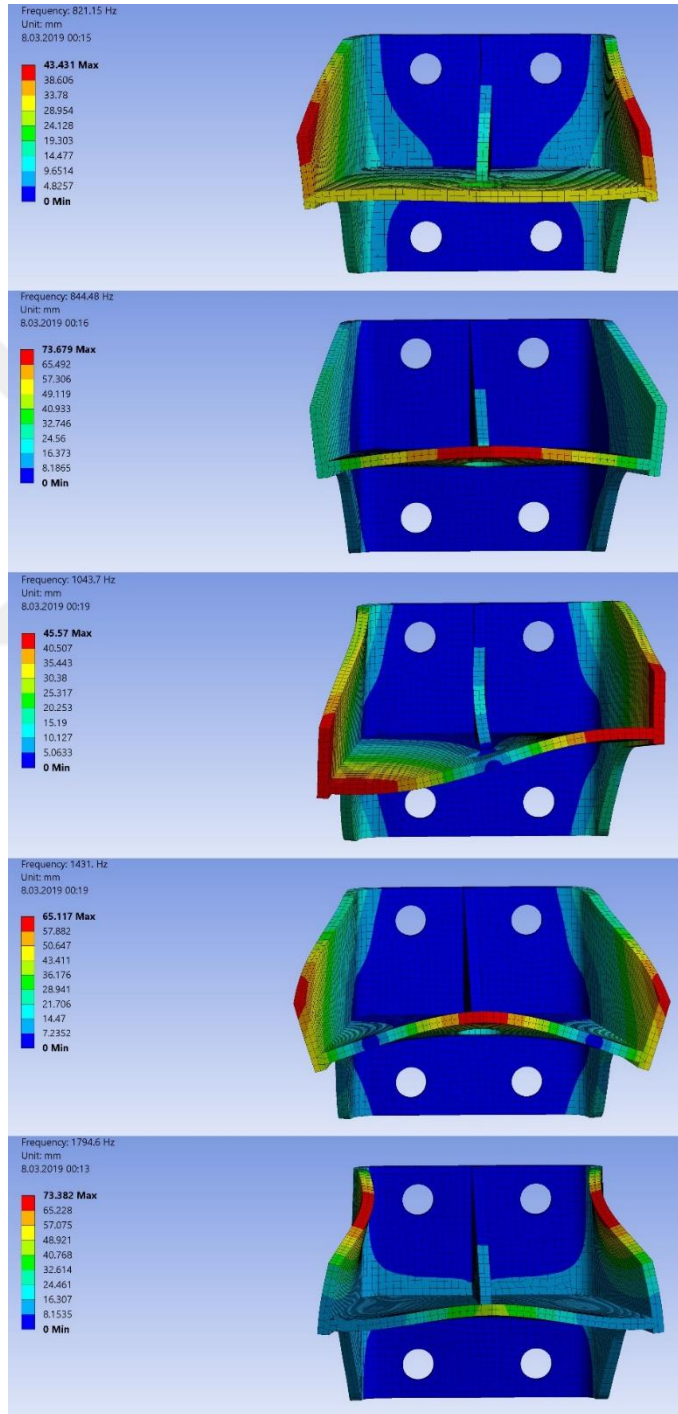


Şekil 5.7 : 7. Mod test sonucu 1762 Hz, FEM sonucu 1937 Hz.

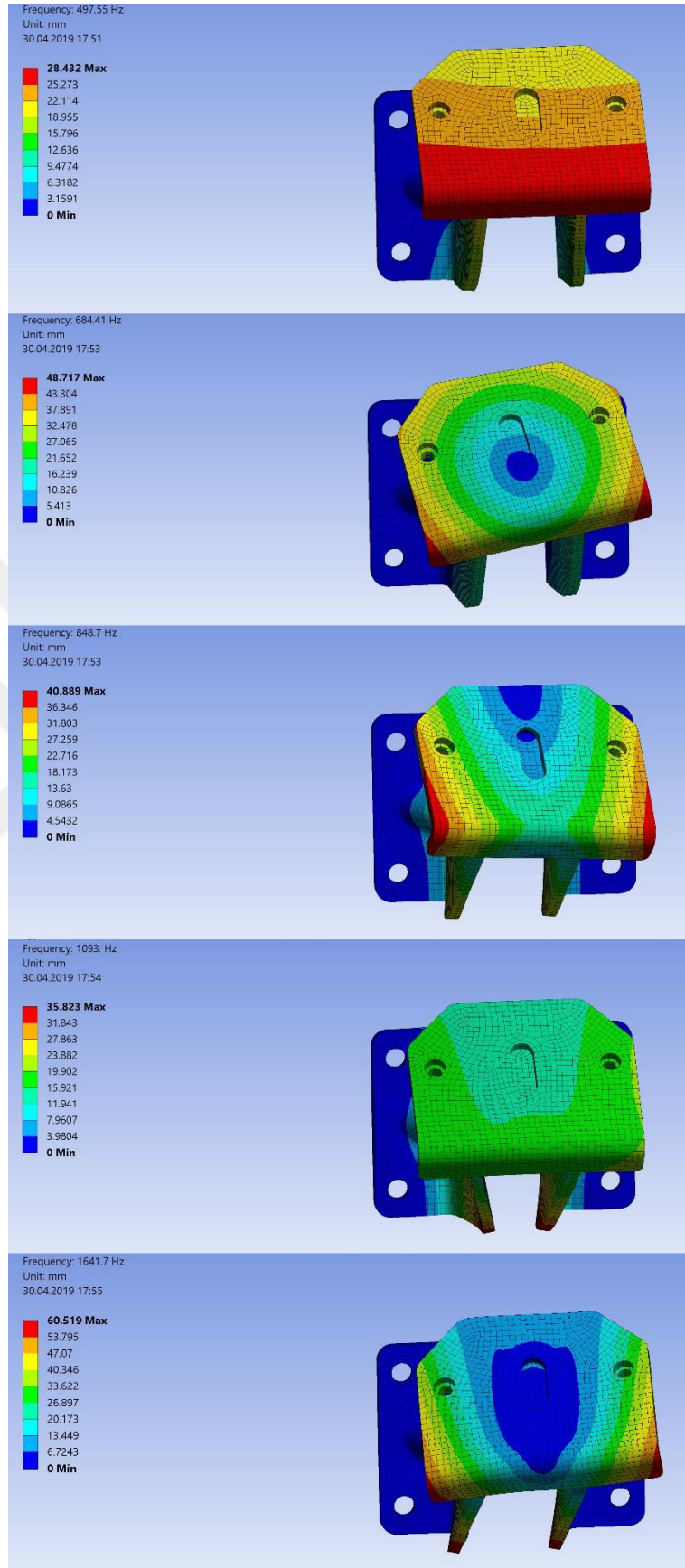
Şekil 5.7 incelendiğinde 7. mod için deney ve analizde elde edilen mod şekilleri aynı değildir. Elde edilen frekanslar arasında ise %18'lik bir fark vardır.

5.3 Diğer Braketlere Ait Sanal Modal Analiz

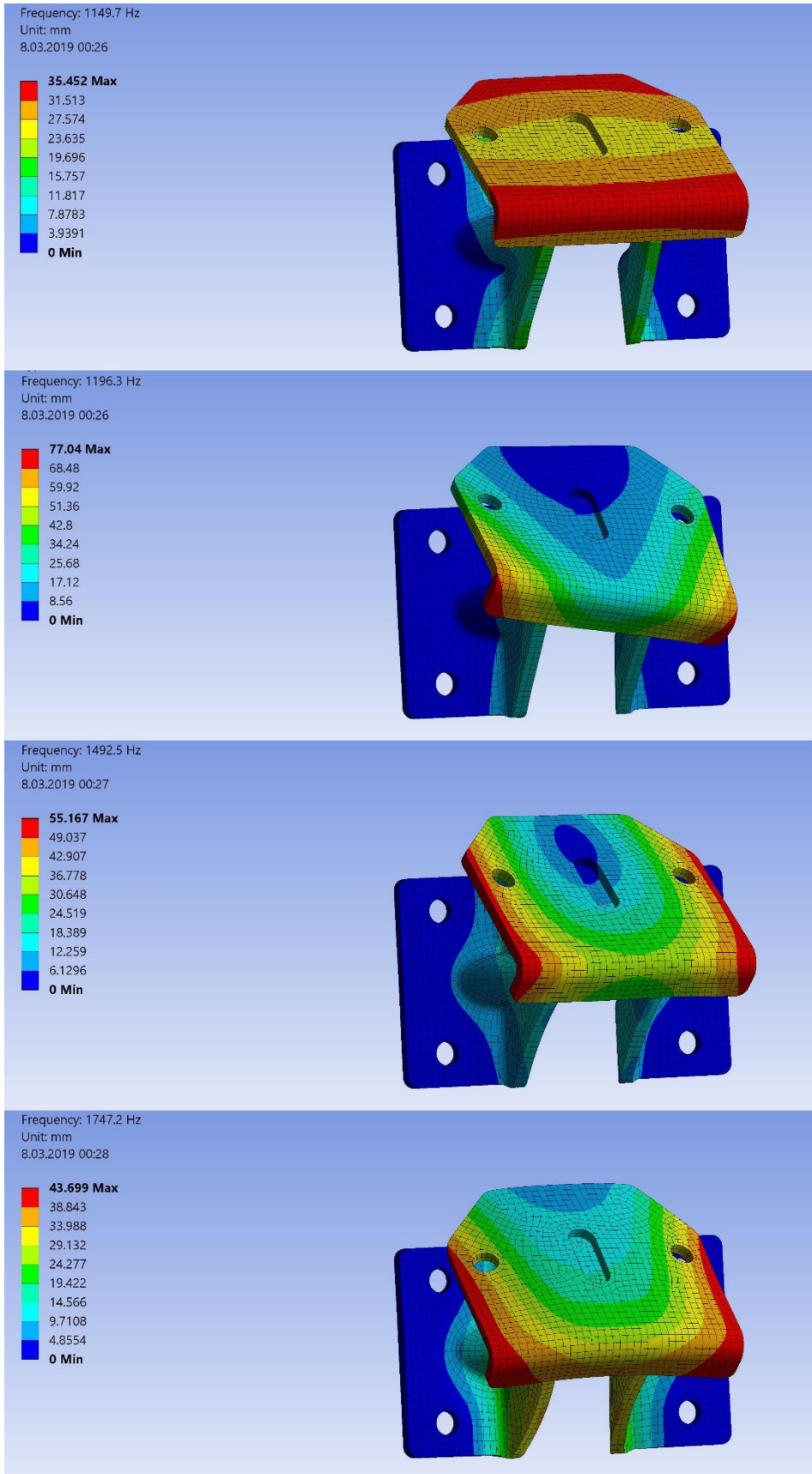
Motoru bağlamak için kullanılan diğer braketlere ait sanal modal analiz yapılmış olup 1800 Hz altında tespit edilen doğal frekans ve mod şekilleri bu bölümde gösterilecektir. Yapılan analizlerde deneysel modal analizi yapılan braketin analizinde kullanılan parametreler kullanılmıştır.



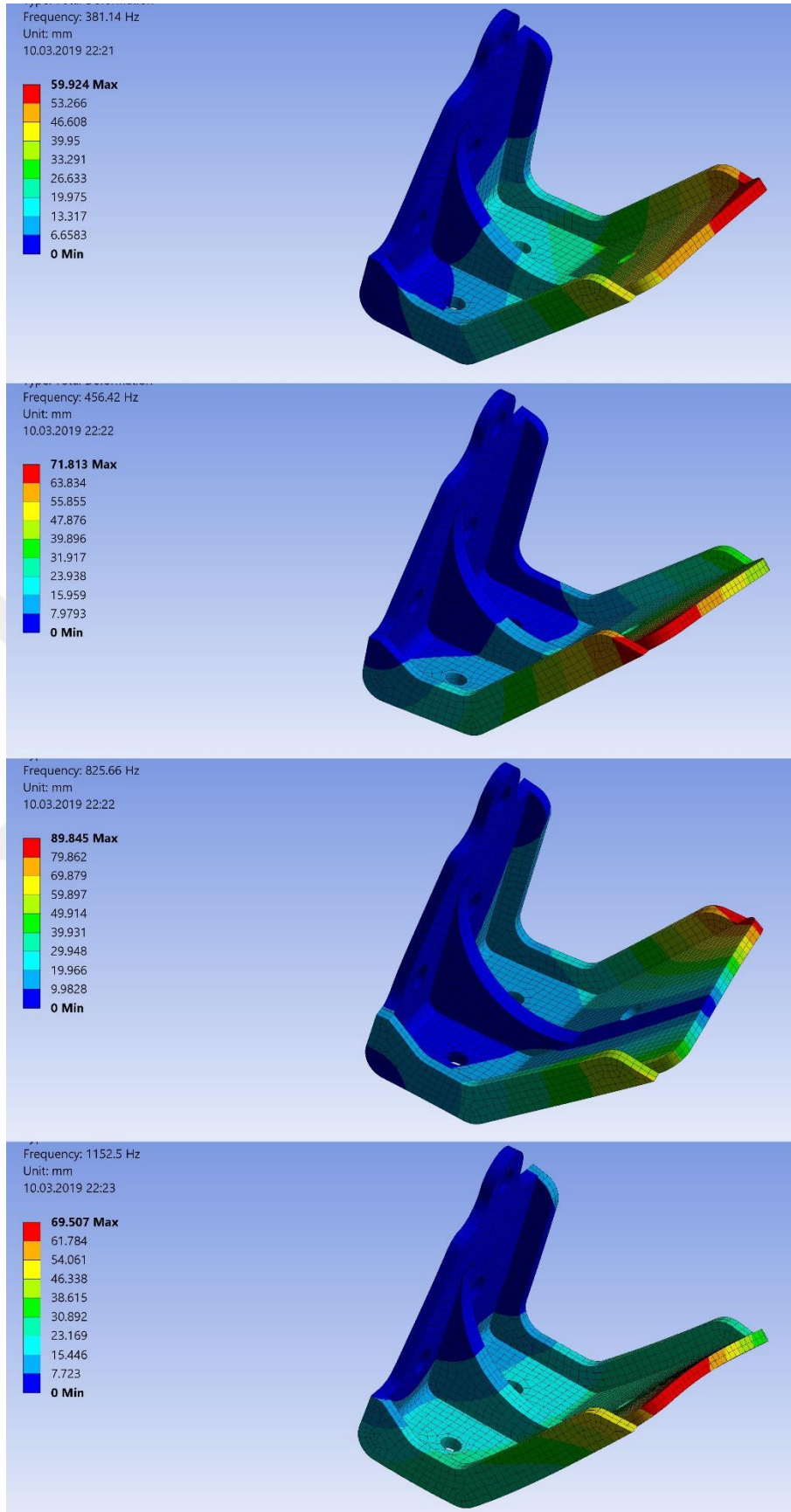
Şekil 5.8 : Arka taraf motor bağlantı braket mod şekilleri.821, 844, 1044, 1431, 1795 Hz.



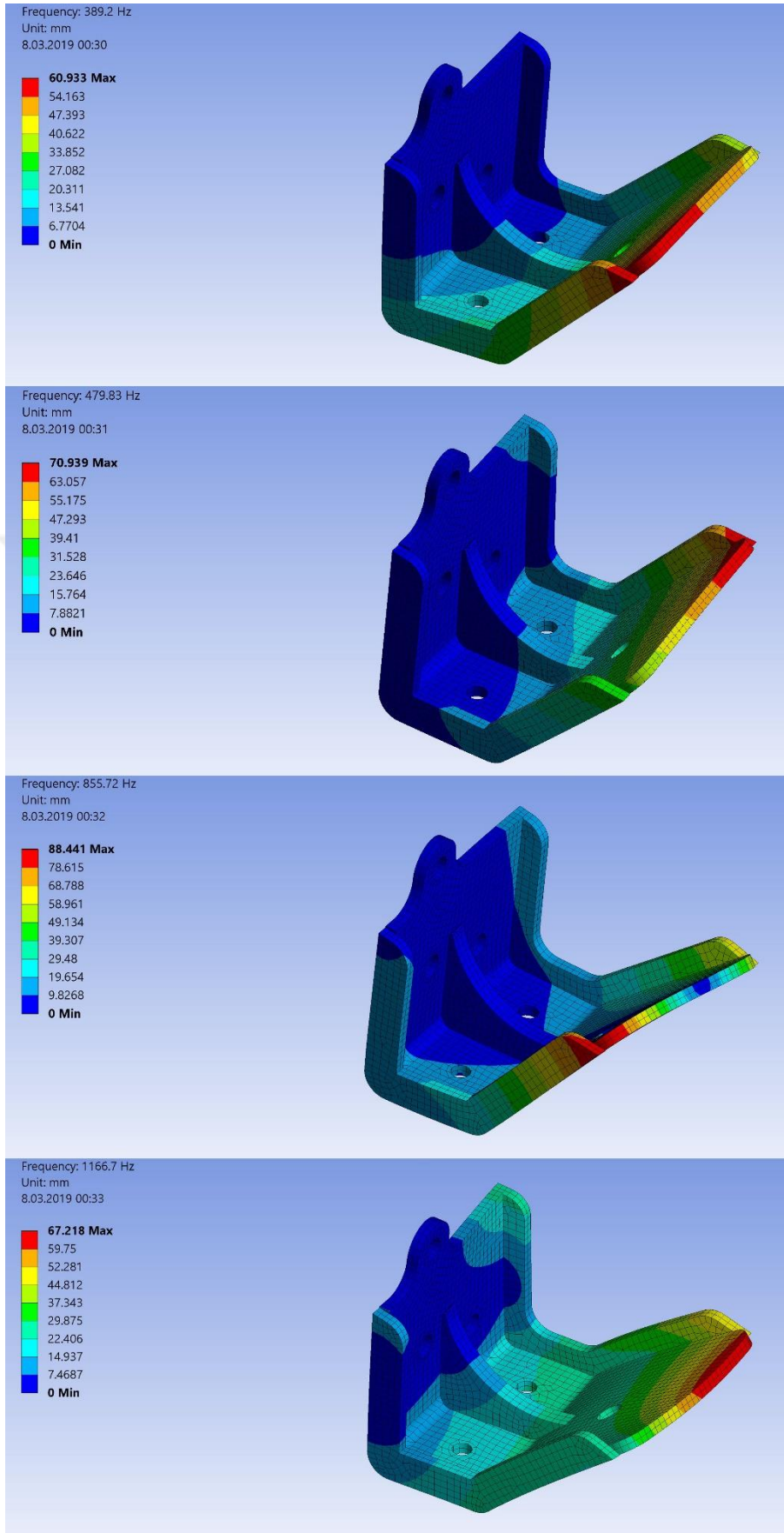
Şekil 5.9 : Ön sol taraf gövde bağlantı braket mod şekilleri.497, 684, 848, 1093, 1641 Hz.



Şekil 5.10 : Ön sağ taraf gövde bağlantı braket mod şekilleri.1150, 1196, 1493, 1747 Hz.



Şekil 5.11 : Ön sol taraf motor bağlantı braketi mod şekilleri.381, 456, 826, 1153 Hz.



Şekil 5.12 : Ön sağ taraf motor bağlantı braket mod şekilleri.389, 480, 856,1167 Hz.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında bir otobüse ait motor braketleri, motor takozları ve motor titreşimleri incelenmiştir. Bu kapsamda çeşitli testler yapılmış ve test sonucunda elde edilen datalar Matlab’de işlenerek çeşitli eğriler elde edilmiştir. Motor braketlerinden birine deneysel modal analiz yapılmıştır. Deneysel modal analizden elde edilen sonuçlar FEM ile valide edilmiş ve belirlenen simulasyon parametreleri ile diğer motor braketlerine FEM ile modal analizler yapılmıştır. Bunlarla birlikte incelenen bu elemanlar ile ilgili literatür araştırması da yapılmıştır.

Motor takozuna yapılan testte, motor takozu motor yükü altındayken 3 ekseninde darbe çekici ile tahrik edilmiştir. Bu testler sonucunda 3 eksenindeki tahrik durumunda da takoz üzerindeki giriş ve çıkış tepkilerinin takoz z ekseninde çok belirgin olduğu görülmüştür. Giriş ve çıkış arasındaki ilişki x ekseninden tahrik durumu için 390, 449 ve 807 Hz frekanslarında en yüksek seviyededir. y ekseninden tahrik durumu için 394 ve 445 Hz frekanslarında en yüksek seviyededir. Son olarak z ekseninden tahrik durumu için 392, 448 ve 812 Hz frekanslarda en yüksek seviyede olduğu tespit edilmiştir.

Arka taraf gövde bağlantı braketine yapılan deneysel modal analiz ile bu braketten ait doğal frekanslar 419 Hz, 708 Hz, 952 Hz, 1103 Hz, 1513 Hz, 1694 Hz ve 1763 Hz olarak tespit edilmiştir.

Araç sabit konumda iken motor minimum ve maksimum devir aralığında motora ait dört bağlantı noktasının aktif ve pasif tarafından ivme dataları toplanarak bu datalar Matlab programında işlenerek çeşitli eğriler elde edilmiştir. Datalar incelendiğinde motor devrinin 1750 rpm değerinin üzerine çıktığında ivme değerlerindeki artışın daha fazla olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Ayrıca motor arka bağlantı noktasındaki ivme değerlerinin motor ön bağlantı noktasındaki ivme değerlerine göre daha büyük değerler aldığı tespit edilmiştir. Eksen bazında bakıldığında ise motor ön sol ve motor arka sol bağlantı noktasında z eksenindeki ivmeler daha yüksek değerlere ulaşırken motor ön sağ bağlantı noktasında y ekseninde ivme değerleri daha yüksek değerlere ulaşmaktadır. Motor arka sağ bağlantı noktasında maksimum ivme x ekseninde elde

edilmiştir. Bunlarla birlikte pasif taraftaki ivme değerleri tüm noktalarda üç eksen de birbirine yakın olup 0.7g ile 2g arasında değer almaktadır. Aktif ve pasif taraftaki ivme dataları göz önüne alındığında motor takozlarının çok iyi şekilde titreşim yalıtımı yaptığı söylenebilir.

Toplanan titreşim dataları frekans tabanında incelendiğinde ön bağlantı noktalarındaki x ekseninde ölçüm boyunca 380 ve 440 Hz frekans civarlarındaki titreşimlerin baskın olduğu gözlemlenmiştir. y ekseninde ise 440 Hz ve 740 ile 820 Hz arasındaki titreşimlerin ölçüm boyunca yoğun olduğu gözlemlenmiştir. Son olarak z ekseninde ise 380 Hz ve 780 ile 820 Hz arasındaki titreşimlerin ölçüm boyunca yoğun olduğu gözlemlenmiştir. Ön bağlantı noktalarındaki 3 eksen de belirtilen frekanslardaki titreşimlerin ölçüm boyunca gözlemlenmesi ölçüm yapılan yapıdaki bazı komponentlerin rezonansından kaynaklanmış olabilir.

Arka bağlantı noktalarında frekans tabanında inceleme yapıldığında ise 3 eksen için de sağ ve sol bağlantı noktalarında baskın olan titreşimlerin frekansları birbirinden farklıdır. Motor hızının 1500 rpm üzerine çıktığı durumda arka sol bağlantı noktasında x ekseninde 500 ve 1550 Hz frekanslarındaki, y ekseninde 1150 Hz frekansındaki ve z ekseninde 1550 Hz frekansındaki titreşimler baskındır. Arka sağ bağlantı noktasında ise x ekseninde 500 ve 2100 Hz frekanslarındaki, y ekseninde 1150 Hz frekansındaki ve z ekseninde 1700 Hz frekansındaki titreşimler baskındır.

Deneysel modal analizi yapılan arka taraf gövde bağlantı braketine ait deneysel sonuçların FEM ile doğrulanması için yapılan analizlerde 7 doğal frekansın çoğu için mod şekilleri FEM ile de elde edilebilmiştir. Ayrıca doğal frekans değerleri de belli bir hata oranı ile tespit edilebilmiştir. Deneysel modal analiz ve FEM ile yapılan modal analiz çalışmasının karşılaştırması Çizelge 6.1’de görülebilir. Bununla birlikte FEM ile modal analizi yapılan diğer braketlerin doğal frekans değerleri Çizelge 6.2’de gösterilmiştir.

Motor ön bağlantı braketlere ait doğal frekanslar ve bu noktalardan toplanan titreşim dataları incelendiğinde 3 eksen de 380, 440 ve 740 ile 820 Hz arası civarındaki titreşim yoğunluğunun nedeni ön bağlantı noktasındaki takoz ve braketlerin yapısından kaynaklanmış olabilir. Çünkü ön bağlantı noktasındaki braketlerin sanal modal analizi incelendiğinde dört braketten üçünde yukarıda bahsedilen frekanslara yakın doğal frekanslar tespit edilmiştir. Bununla birlikte kauçuk takozun farklı eksenlerden tahrik

durumları için yapılan test sonucunda yine yukarıda bahsedilen frekanslarda aktif ve pasif taraf arasında güçlü bir ilişki tespit edilmişti.

Çizelge 6.1 : Arka gövde braketine ait deneysel ve FEM modal analiz sonuçlarının karşılaştırılması.

Mod	Mod Şekli	Deney Sonucu (Hz)	FEM Sonucu (Hz)	Hata Oranı
1	Farklı	419	643	% 54
2	Aynı	708	665	% 6
3	Aynı	952	949	% 0.3
4	Aynı	1103	1099	% 0.4
5	Aynı	1513	1532	% 1
6	Farklı	1694	1642	% 3
7	Farklı	1763	1937	% 18

Çizelge 6.2 : Diğer braketlere ait FEM modal analiz sonucunda elde edilen doğal frekans değerleri.

Mod	Arka motor braket	Ön sol gövde braket	Ön sağ gövde braket	Ön sol motor braket	Ön sağ motor braket
1	821 Hz	497 Hz	1150 Hz	381 Hz	389 Hz
2	844 Hz	684 Hz	1196 Hz	456 Hz	480 Hz
3	1044 Hz	848 Hz	1493 Hz	826 Hz	826 Hz
4	1431 Hz	1093 Hz	1747 Hz	1153 Hz	1167 Hz
5	1795 Hz	1641 Hz	-	-	-

Yapılan bu çalışmanın kapsamının genişletilmesi ve daha spesifik sonuçlar elde edebilmek için motor takozlarına dinamik testler yapılarak bu takozların dinamik karakteristikleri tespit edilebilir. Ayrıca motor askı sistemi ve motorun bulunduğu yapının deneysel modal analizi yapılabilir. Bunlarla birlikte şanzıman ve yoldan gelen etkilerin incelenmesi için yol testleri yapılabilir.

Son olarak elde edilen sonuçlar ışığında braketlerin birbirine yakın olan doğal frekansları farklı noktalara çekilerek herhangi bir frekansta birden fazla braketin rezonansa girmesi önlenabilir.



KAYNAKLAR

- [1] Miloradović, D., Glisovic, J., ve Lukić, J. (2017). Regulations On Road Vehicle Noise – Trends And Future Activities, *International Journal of Mobility and Vehcile Mechanics*, cilt 43, no. 1, ss. 59-72.
- [2] Mahajan S. R., ve Rajopadhye R. D. (2013). Transportation Noise and Vibration- Sources, Prediction, and Control, *International Journal of Soft Computing and Engineering*, cilt 3, no. 5, ss. 151-155.
- [3] Spessert, B. M., ve Kochanowski, H. A. (2010). *Handbook of Diesel Engines: Diesel Engine Noise Emission*. Springer, ss. 487-502.
- [4] Öztürk, E. (2011). *İçten Yanmalı Motorlarda Titreşimlerin İncelenmesi* (Doktora tezi). Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [5] Taylor, C. F. (1985). *The Internal Combustion Engine In Theory and Practice Volume 2: Combustion, Fuels, Materials, Design*. The MIT Press, ss. 240-305.
- [6] Heywood, J. B. (1988). *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill, ss. 19-20.
- [7] Köhler, E., Schopf, E., ve Mohr, U. (2010). *Handbook of Diesel Engines: Crankshaft Assembly Design, Mechanics and Loading*. Springer, ss. 221-290.
- [8] Taghizadeh-Alisaraei A., Ghobadian B., Tavakoli-Hashjin T., ve Mohtasebi S.S. (2012). Vibration analysis of a diesel engine using biodiesel and petrodiesel fuel blends, *Fuel, Elsevier*, cilt 102, ss. 414-422.
- [9] Uludamar, E., Tosun, E., ve Aydin, K. (2016). Experimental and regression analysis of noise and vibration of a compression ignition engine fuelled with various biodiesels, *Fuel, Elsevier*, cilt 177, ss. 326-333.
- [10] Karaca, Ç. (2009). *İçten Yanmalı Bir Motorun Dinamik Modellenmesi ve Analizi* (Yüksek lisans tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [11] Arı, Ş. (2011). *Yanma Odası Tasarımının Dizel Motor Gürültüsüne Etkilerinin İncelenmesi* (Yüksek lisans tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [12] Solmaz, H. (2014). *Dört Silindirli Dört Zamanlı Bir Dizel Motorun Dinamik Modeli ve Titreşimlerinin İncelenmesi* (Doktora tezi). Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [13] Adhau, A., ve Kumar V. (2013). Engine Mounts and its Design Considerations, *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*, cilt 4, no. 11, ss. 763-769.

- [14] **Yu, Y., Naganathan, N.G., ve Dukkipati, R.V.** (2001). A Literature Review of Automotive Vehicle Engine Mounting Systems, *Mechanism and Machine Theory*, cilt 36, no. 1, ss. 123-142.
- [15] **URL-1** <<https://www.trelleborg.com/en/anti-vibration-solutions/products--and-solutions/anti--vibration--products>>, erişim tarihi 23.03.2019.
- [16] **Qatu, M., Sirafi, M., ve Johns, F.** (2002). Robustness of powertrain mount system for noise, vibration and harshness at idle, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 216, ss. 805-810.
- [17] **Lin, T., Farag, Nabil H., ve Johns, F.** (2005). Evaluation of frequency dependent rubber mount stiffness and damping by impact test, *Applied Acoustics*, cilt 6, no 7, ss. 829-844.
- [18] **Ooi, L. E., ve Ripin, M. Z.** (2014). Impact technique for measuring global dynamic stiffness of engine mounts, *International Journal of Automotive Technology*, cilt 15, no 6, ss. 1015-1026.
- [19] **Koizumi, T., Tsujiuchi, N., Yamazaki, K., ve Shibayama, T.** (2003). Vibration of Engine supported with Hydraulic Engine Mounts, *SAE Paper 2003-01-1465*.
- [20] **El Hadifi, A., Martin, B., Lored, A., ve Jegu, E.** (2010). Vibration reduction on city buses: Determination of optimal position of engine mounts, *Mechanical Systems and Signal Processing*, cilt 24, no 7, ss. 2198-2209.
- [21] **Alotaibi, J., Alenzi, A., Alajmi, A., ve Alnaqi, A.** (2016). Vibration Isolation of Bus Engine, *SSRG International Journal of Mechanical Engineering*, cilt 3, no 5, ss. 39-45.
- [22] **Jin, Y., Zhang, J., ve Guan, X.** (2013). Theoretical calculation and experimental analysis of the rigid body modes of powertrain mounting system, *WSEAS Transactions on Applied and Theoretical Mechanics*, cilt 3, no 8, ss. 193-201.
- [23] **Yi, F., ve Xie, M.** (2012). Objective Evaluation of Engine Mounting Isolation, *AASRI Conference on Modeling, Identification and Control*, cilt 3, ss. 49-53.
- [24] **Loganathan, E.** (2015). Commercial Vehicle Powertrain Mount Selection Based on Static and Modal Analysis Using Altair Motion-Solve, *Altair Technology Conference*, India.
- [25] **URL-2** <<https://dewesoft.com/products/daq-systems/r2db>>, erişim tarihi 10.02.2019.
- [26] **URL-3** <<http://www.pcb.com/Products/model/356A32>>, erişim tarihi 10.02.2019.
- [27] **URL-4** <https://www.dytran.com/images/product_pdf/5800B2_ds.pdf>, erişim tarihi 10.02.2019.
- [28] **URL-5** <<http://www.pcb.com/products.aspx?m=394C06>>, erişim tarihi 10.02.2019.

EKLER

Ek A [25] : Data toplama cihazı özellikleri.

Ek B [26] : Üç eksenli ivmeölçer özellikleri.

Ek C [27] : Modal çekiç özellikleri.

Ek D [28] : Kalibrasyon cihazı özellikleri.



4.8.1 R2DB: PC Specifications

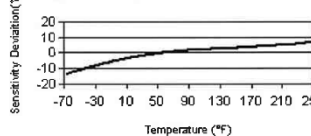
Interfaces and options		PC specifications	
USB Front	4x USB 3.0 NOTE: USB 2.0 has only 2 native ports: see 4.2.2 USB Hubs vs. Native Ports on page 35	Processor	Intel® Core™ i3 processor i7 upgrade available
Ethernet	2x GLAN (RJ45) 1x WLAN (RP-SMA Female Jack)	CPU clock frequency	2x2.1GHz (2 cores, 4 threads)
EtherCAT®	100Mbps Full Duplex LEMO 8pin female (<i>EGG. 1T. 308. CLN</i>)	Memory	4 GB (up to 16 on request)
Synchronisation	2x SIRIUS SYNC: see 4.3.1.3 Sync Connector on page 38	SSD (OS + Data)	240GB, 500GB (mSATA) as option
Video	1xHDMI	Optional GPS	10Hz 100Hz 100Hz + RTK
GPS Antenna	For GPS option		
GPS display	External on DSUB9f connector +remote power on		

4.8.2 R2DB: Specifications

Specifications		
Power In	9-36V _{DC}	
Power Out	Switched supply on Lemo 1B2f	
Power Out	Max. 60W	
Max. Output Voltage	11-16V	without external supply
	24V	with external supply
Power Out (EtherCAT®)	5A max.	
Power Consumption	40W max (no charging, no slices)	
Physical Dimensions	332x225x194 [mm]	
Display	12.1" Full-HD, Multi-touch	
Resolution	WXGA 1280x800	
Brightness	700 cd/m²	
Operating Temperature	0 to 40°C	
Storage Temperature	-20 to 60°C	
Charging Power	40 W	
Batteries		
Number of Batteries	2	
Hot-Swap	YES	
Total capacity (min)	12.5Ah (at fully charged state)	
Weight (32 ch. system)		
Without batteries	9.7 kg	
With all batteries	11kg	
Single battery	0.65 kg	
Humidity	95% RH non condensing @ 60°C	
Shock & Vibration	VIBRATION SWEEP SINUS (EN 60068-2-6:2008) VIBRATION RANDOM (EN 60721-3-2: 1997 - Class 2M2) SHOCK (EN 60068-2-27:2009) MIL-STD-810D	

Table 7: Specifications R2DB

Ek B

Model Number 356A32		TRIAxIAL ICP® ACCELEROMETER		Revision: F ECN #: 28478											
Performance		ENGLISH	SI	OPTIONAL VERSIONS											
Sensitivity(± 10 %)		100 mV/g	10.2 mV/(m/s²)	Optional versions have identical specifications and accessories as listed for the standard model except where noted below. More than one option may be used. 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 7.7 to 17.0 VDC 7.7 to 17.0 VDC Weight .23 oz 6.4 gm Mounting Adhesive Adhesive											
Measurement Range		± 50 g pk	± 491 m/s² pk												
Frequency Range(± 5 %)		1.0 to 4000 Hz	1.0 to 4000 Hz												
Frequency Range(± 10 %)		0.7 to 5000 Hz	0.7 to 5000 Hz												
Resonant Frequency		≥ 25 kHz	≥ 25 kHz												
Broadband Resolution(1 to 10,000 Hz)		0.0003 g rms	0.003 m/s² rms												
Non-Linearity		≤ 1 %	≤ 1 %												
Transverse Sensitivity		≤ 5 %	≤ 5 %												
Environmental															
Overload Limit(Shock)		± 5000 g pk	± 49,050 m/s² pk												
Temperature Range(Operating)		-65 to +250 °F	-54 to +121 °C												
Temperature Response		See Graph	See Graph												
Base Strain Sensitivity		0.001 g/με	0.01 (m/s²)/με												
Electrical															
Excitation Voltage		24 to 30 VDC	24 to 30 VDC												
Constant Current Excitation		2 to 20 mA	2 to 20 mA												
Output Impedance		≤ 200 ohm	≤ 200 ohm												
Output Bias Voltage		7 to 16 VDC	7 to 16 VDC												
Discharge Time Constant		0.4 to 1.5 sec	0.4 to 1.5 sec												
Settling Time(within 10% of bias)		<5 sec	<5 sec												
Spectral Noise(1 Hz)		95 μg/√Hz	932 (μm/s²)/√Hz												
Spectral Noise(10 Hz)		20 μg/√Hz	196 (μm/s²)/√Hz												
Spectral Noise(100 Hz)		6 μg/√Hz	58.9 (μm/s²)/√Hz												
Spectral Noise(1 kHz)		3 μg/√Hz	29.4 (μm/s²)/√Hz												
Spectral Noise(10 kHz)		2 μg/√Hz	19.6 (μm/s²)/√Hz												
Physical															
Sensing Element		Ceramic	Ceramic												
Sensing Geometry		Shear	Shear												
Housing Material		Titanium	Titanium												
Sealing		Hermetic	Hermetic												
Size (Height x Length x Width)		0.45 in x 0.45 in x 0.45 in	11.4 mm x 11.4 mm x 11.4 mm												
Weight		0.19 oz	5.4 gm												
Electrical Connector		8-36 4-Pin	8-36 4-Pin												
Electrical Connection Position		Side	Side												
Mounting Thread		5-40 Female	5-40 Female												
Mounting Torque		4 to 5 in-lb	45 to 55 N-cm												
 [3]		Typical Sensitivity Deviation vs Temperature 		<table><tr><td>Entered: <i>[Signature]</i></td><td>Engineer: <i>[Signature]</i></td><td>Sales: <i>[Signature]</i></td><td>Approved: <i>[Signature]</i></td><td>Spec Number:</td></tr><tr><td>Date: 3-28-08</td><td>Date: 3-27-08</td><td>Date: 3-28-08</td><td>Date: 3-28-08</td><td>16563</td></tr></table>		Entered: <i>[Signature]</i>	Engineer: <i>[Signature]</i>	Sales: <i>[Signature]</i>	Approved: <i>[Signature]</i>	Spec Number:	Date: 3-28-08	Date: 3-27-08	Date: 3-28-08	Date: 3-28-08	16563
Entered: <i>[Signature]</i>	Engineer: <i>[Signature]</i>	Sales: <i>[Signature]</i>	Approved: <i>[Signature]</i>	Spec Number:											
Date: 3-28-08	Date: 3-27-08	Date: 3-28-08	Date: 3-28-08	16563											
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.			 Phone: 716-684-0001 Fax: 716-685-3886 E-Mail: vibration@pcb.com												
			3425 Walden Avenue, Depew, NY 14043												

Ek C



- ACCELERATION COMPENSATED
- EXCELLENT LINEARITY
- INTERCHANGABLE IMPACT TIPS

ENGLISH		SI	
3.5	oz	100	grams
BNC		BNC	
Stainless Steel		Stainless Steel	
Fiberglass		Fiberglass	
Aluminum / Plastic		Aluminum / Plastic	
Quartz		Quartz	
Compression		Compression	

50	mV/LbF	11.2	mV/N
100	Lbs. Force	444.8	N
1,000	Lbs. Force	4448	N
±1	% Full Scale	±1	% Full Scale
75	kHz	75	kHz
11.4	Lb/in	2.0	KN/m

±5	V	±5	V
100	Ω	100	Ω
7 to 12	VDC	7 to 12	VDC
18 to 30	VDC	18 to 30	VDC
2 to 20	mA	2 to 20	mA
50	Sec	50	Sec

-40 to +151	°F	-40 to +66	°C
-------------	----	------------	----

Model Number
5800B3

PERFORMANCE SPECIFICATION

IMPULSE HAMMER

DOC NO
PS5800B3

REV B, ECM 14059, 03/09/10

This family also includes:

Model	Sensitivity (mV/Lb)	Range (Lb. Force)	Max. Force (Lb. Force)	Discharge T.C. (sec)
5800B1	500	10	200	5
5800B2	100	50	1000	20
5800B4	10	500	1000	170
5800B5	5	1,000	2000	300
5801B4	10	500	8000	170
5801B5	5	1,000	8000	300
5801B6	1	5,000	8000	1700

Refer to the performance specifications of the products in this family for detailed description.

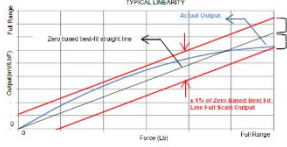
Supplied Accessories:

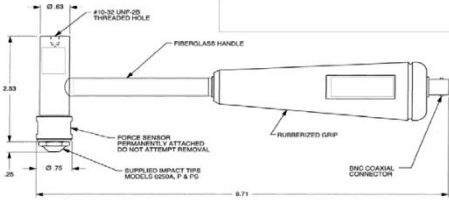
1) Accredited calibration certificate (ISO 17025)
2) Impact tips: 1X Model 6250A (aluminum), 1X Model 6250P (plastic), 1X model 6250PS (soft plastic)

Notes:

(1) Percent of full scale or any lesser range, Zero based best-fit straight line method.
(2) In the interest of constant product improvement, we reserve the right to change specifications without notice.

TYPICAL LINEARITY







21592 Marilla Street, Chatsworth, California 91311 Phone: 818.700.7818 Fax: 818.700.7880 www.dytran.com

For permission to reprint this content, please contact info@dytran.com

64

Ek D

Model Number 394C06		HAND HELD SHAKER		Revision: K ECN #: 48673	
Performance		ENGLISH		SI	
Operating Frequency(± 1 %)		159.2 Hz		159.2 Hz	
Acceleration Output(± 3 %)		1.00 g rms		9.81 m/s ² rms [6]	
Velocity Output		0.39 in/sec rms		9.81 mm/s rms [7]	
Displacement Output		0.39 mil rms		9.81 µm rms [7]	
Transverse Output		≤ 3 %		≤ 3 %	
Distortion(0 to 99 grams load)		≤ 2 %		≤ 2 %	
Distortion(100 to 149 grams load)		≤ 5 %		≤ 5 %	
Distortion(150 to 210 grams load)		≤ 9 %		≤ 9 %	
Maximum Load		7.4 oz		210 gm [8]	
Automatic Switch Off Time		1.0 to 2.5 minutes		1.0 to 2.5 minutes [9]	
Calibration Cycles(2 gram load)		320 cycles		320 cycles [5]	
Calibration Cycles(25 gram load)		600 cycles		600 cycles [5]	
Calibration Cycles(50 gram load)		1600 cycles		1600 cycles [5]	
Calibration Cycles(100 gram load)		400 cycles		400 cycles [5]	
Calibration Cycles(150 gram load)		160 cycles		160 cycles [5]	
Calibration Cycles(210 gram load)		80 cycles		80 cycles [5]	
Environmental					
Temperature Range(Operating)		+15 to +130 °F		-10 to +55 °C	
Electrical					
Ramp-Up time		≤ 3 sec		≤ 3 sec [1]	
Internal Battery(Quantity)		4		4	
Internal Battery(Type)		AA		AA [2]	
DC Power(± 5 %)		12 VDC		12 VDC [3]	
DC Power		1.67 Amps		1.67 Amps [4][5]	
Battery Life(2 gram load)		8 hours		8 hours [5]	
Battery Life(25 gram load)		15 hours		15 hours [5]	
Battery Life(50 gram load)		40 hours		40 hours [5]	
Battery Life(100 gram load)		10 hours		10 hours [5]	
Battery Life(150 gram load)		4 hours		4 hours [5]	
Battery Life(210 gram load)		2 hours		2 hours [5]	
Physical					
Size (Diameter x Height)		2.2 in x 7.8 in		56 mm x 200 mm	
Weight(with batteries)		31 oz		900 gm [1]	
Mounting Thread		10-32 Female		10-32 Female [10][11]	
Mounting Torque(Maximum)		10 in-lb		112 N-cm [11]	
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.					
M - Metric Mount					
Acceleration Output(± 3 %)		1.02 g rms		10.0 m/s ² rms	
NOTES:					
[1] Typical.					
[2] Alkaline type recommended for longest service life.					
[3] This specification for external DC power supply (optional).					
[4] Maximum.					
[5] Approximate values, based on automatic switch off time and dependent on type of batteries.					
[6] Unit supplied set to rms; see manual for peak selection.					
[7] Calculated values for reference only.					
[8] Maximum load includes sensor, connector and cabling.					
[9] Unit supplied set to auto shut off; see manual for continuous use selection.					
[10] Test sensor should be hand tightened (without tools).					
[11] Transducer to shaker table.					
[12] See PCB Declaration of Conformance PS022 for details.					
SUPPLIED ACCESSORIES:					
Model 073A15 Battery Pack (1)					
Model 080A109 Petro Wax (1)					
Model 080A178 Adhesive Mounting Base with 1/2" hex 10-32 Integral Stud (1)					
Model 080A84 Mounting Base (5-40 to 10-32) (1)					
Model 080A85 Mounting Base (M3 X 0.5 to 10-32) (1)					
Model 081A08 Mounting Stud (10-32 to 1/4-28) (1)					
Model 081B05 Mounting Stud (10-32 to 10-32) (2)					
Model M081B05 Mounting Stud 10-32 to M6 X 0.75 (1)					
Model M081B23 Metric mounting stud, 10-32 to M5 x 0.80 long (1)					
OPTIONAL ACCESSORIES:					
Model 073A16 DC switching power supply (for Model 394C06) (1)					
Model 080A150 Mounting Base (1/4-28) (1)					
Model 080B44 3-Pin Mounting Adapter (1)					
Entered: LK		Engineer: CPH		Sales: KK	
Approved: DY		Spec Number:			
Date: 11/5/2018		Date: 11/5/2018		Date: 11/5/2018	
Date: 11/5/2018		Date: 11/5/2018		1345	
CE [12]					
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.					
PCB PIEZOTRONICS					
3425 Walden Avenue, Depew, NY 14043					
Phone: 716-684-0001					
Fax: 716-684-0987					
E-Mail: info@pcb.com					



ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Ali İsa BURSA
Doğum Tarihi : 27.10.1991
E-posta : bursaa@itu.edu.tr

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2014, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği
- **Yüksek Lisans** : 2019, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği
Anabilim Dalı, Otomotiv Programı

MESLEKİ DENEYİM:

- 2016 Mart – 2017 Mart / Tusaş Motor Sanayi - Proses Mühendisi
- 2017 Eylül – / Anadolu Isuzu - Ar-ge Mühendisi

