

**ALÜMİNYUM GÖZENEKLİ MALZEMENİN
ÜRETİMİ VE ARAÇ KOLTUĞU
KONSTRÜKSİYONUNDA TİTREŞİM
ETKİSİNİN ARAŞTIRILMASI**

DOKTORA TEZİ

Lütfiye DAHİL

DANIŞMAN

Doç. Dr. Abdurrahman KARABULUT

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

ANABİLİM DALI

Haziran 2015

Bu tez çalışması 13. TEKNOLOJİ 03 numaralı proje ile BAP tarafından desteklenmiştir.

AFYON KOCATEPE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DOKTORA TEZİ

**ALÜMİNYUM GÖZENEKLİ MALZEMENİN ÜRETİMİ VE ARAÇ
KOLTUĞU KONSTRÜKSİYONUNDA TİTREŞİM ETKİSİNİN
ARAŞTIRILMASI**

Lütfiye DAHİL

DANIŞMAN

Doç. Dr. Abdurrahman KARABULUT

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI**

Haziran 2015

TEZ ONAY SAYFASI

Lütfiye DAHİL tarafından hazırlanan “Alüminyum Gözenekli Malzemenin Üretimi ve Araç Koltuğu Konstrüksiyonunda Titreşim Etkisinin Araştırılması” adlı tez çalışması lisansüstü eğitim ve öğretim yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca 15 / 06 / 2015 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği / oy çokluğu ile Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği **Anabilim Dalı’nda DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman :Doç.Dr. Abdurrahman KARABULUT

Başkan :Prof.Dr. Yasin KİŞİOĞLU
Kocaeli Üniversitesi Teknoloji Fakültesi

Üye :Prof.Dr. Kubilay ASLANTAS
Afyon Kocatepe Üniversitesi Teknoloji Fakültesi

Üye :Doç.Dr. Mustafa AYDIN
Dumlupınar Üniversitesi Mühendislik Fakültesi

Üye :Doç.Dr. Mustafa Serhat BAŞPINAR
Afyon Kocatepe Üniversitesi Teknoloji Fakültesi

Üye :Doç.Dr. Abdurrahman KARABULUT
Afyon Kocatepe Üniversitesi Teknoloji Fakültesi

Afyon Kocatepe Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu’nun
...../...../..... tarih ve
..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

.....
Prof. Dr. İbrahim EROL
Enstitü Müdürü

ÖZET
Doktora Tezi

ALÜMİNYUM GÖZENEKLİ MALZEMENİN ÜRETİMİ VE ARAÇ KOLTUĞU
KONSTRÜKSİYONUNDA TİTREŞİM ETKİSİNİN ARAŞTIRILMASI

Lütfiye DAHİL

Afyon Kocatepe Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Abdurrahman KARABULUT

İçinde bulunduğumuz yüzyılda bilim insanlarının en önemli çabalarından biride, gelişen teknoloji kullanımına bağlı olarak ortaya çıkan olumsuzlukların tetiklediği sağlık sorunlarına çözüm bulmaktır. Bu olumsuzlukların en önemlilerinden biri de yaşamımız boyunca hayatın her yerinde maruz kaldığımız titreşimdir. Taşıtlarda titreşim etkisi yorgunluk olarak ortaya çıkmaktadır. Titreşimin olumsuz etkilerinden korunmak için bazı teknik önlemler almak mümkündür. Bunların en önemlisi titreşim kaynağının etkilerini azaltmaya yönelik yapılan çalışmalardır.

Bu araştırmada, araç koltuklarında yolcuya gelen titreşimin azaltılması hedeflenmiştir. Bunun için vakum döküm yöntemiyle alüminyum köpük malzemedeki koltuk ayağı imal edilmiştir. Bu amaçla iki farklı deneysel çalışma yapılmıştır. İlkinde laboratuvar ortamında deneysel modal analiz yöntemi kullanılarak genlik frekans grafikleri elde edilmiştir. İkincisinde araç hareket halindeyken ivme ölçümü yapılarak ivme-zaman grafikleri elde edilmiştir. Her iki deney sonuçları karşılaştırılarak, alüminyum köpük ayakların orijinal koltuk ayağına göre titreşimi daha iyi sönümlediği tespit edilmiştir.

2015, xii + 135 sayfa

Anahtar Kelimeler: Yolcu koltuğu, Alüminyum köpük, Titreşim, İvme, Sönümleme,

ABSTRACT
PhD Thesis

PRODUCTION OF ALUMINUM POROUS MATERIAL AND INVESTIGATION
OF EFFECTS VIBRATION IN CONSTRUCTION VEHICLE SEAT

Lütfiye DAHİL

Afyon Kocatepe University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Engineering Mechanical

Supervisor: Associate Prof. Abdurrahman KARABULUT

In recent century, one of the most important efforts of scientists is to find the solution of health problems due to the negativities triggered by the use of advancing technology. One of the most important negativities is the vibration, which we are exposed to at every point of our lives. The effect of vibration is seen as tiredness in vehicles. In order to prevent the negative effects of vibration, it is possible to take some technical measures. The most important one of them is the works aiming to decrease the effects of vibration source.

In this study, it has been aimed to decrease the vibration reaching the passengers in vehicle seats. For this purpose, seat leg has been produced from aluminum-foam material via vacuum casting method. For this purpose, 2 different experimental works have been done. First, amplitude frequency graphics have been obtained in laboratory medium by using modal analysis method. Second, by making measurements while the vehicle was moving, acceleration-time graphics have been obtained. By comparing the results of both of experiments, it has been determined that aluminum-foam leg has damped the vibration more than original leg could.

2015, xii + 135 pages

Key Words: Passenger Seat, Aluminum, Vibration, Acceleration, Damping,

TEŞEKKÜR

Bu alıŐma, ‘‘Araç Koltukları Konstrüksiyonunda Gözenekli Malzemelerin Titreşim Yalıtımının Araştırılması’’ isimli ve 13.TEKNOLOJİ 03 numaralı proje kapsamında, Bilimsel Araştırma Projeleri (BAP) tarafından desteklenmiştir. Bu desteklerinden dolayı Bilimsel Araştırma Projeleri birimine, Bu araştırmanın konusu, deneysel çalışmaların yőnlendirilmesi, sonuçların değerlendirilmesi ve yazımı aŐamasında yapmış olduğu bŸyŸk katkılarından dolayı tez danıŐmanım Sayın Doç. Dr. Abdurrahman KARABULUT, malzemelerin dőkŸm ve imalatını gerçekleŐtiren Sayın Doç. Dr. M. Serhat BAŞPINAR’ a, bilimsel araştırmalar konusunda yardımlarını esirgemeyen Sayın Doç. Dr. İbrahim MUTLU’ ya, Őekillerin çizilmesinde destek olan Sayın Őęr. Gőr. Serkan GŐK’ e, araştırma ve yazım sŸresince yardımlarını esirgemeyen çok değerli eŐim Sayın İsmet DAHİL’ e, Őneri ve eleŐtirileriyle yardımlarını gőrđŸğŸm hocalarıma ve arkadaŐlarıma teŐekkŸr ederim.

Bu araştırma boyunca maddi ve manevi desteklerinden dolayı aileme teŐekkŸr ederim.

LŸtfiye DAHİL

AFYONKARAHİSAR, 2015

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

Sayfa

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER DİZİNİ.....	iv
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xi
RESİMLER DİZİNİ	xii
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR BİLGİLERİ	4
2.1 Kaynak Taraması	4
2.2 Titreşimin İnsan Sağlığı Üzerinde Etkisi	20
2.3 Titreşimden Korunma	24
2.4 Titreşimin Denetim Yöntemleri ve Yasal Düzenlemeler.....	24
3. MATERYAL ve METOT	27
3.1 Temel Kavramlar	27
3.1.1 Titreşim	27
3.1.2 Periyodik Titreşim.....	28
3.1.3 Harmonik Titreşim	29
3.2 Serbestlik Derecesi.....	30
3.3 Titreşimlerin Sınıflandırılması.....	32
3.3.1 Serbest ve Zorlanmış Titreşim.....	32
3.3.2 Sönümsüz ve Sönümlü Titreşimler	32
3.3.3 Lineer ve Lineer Olmayan Titreşimler.....	33
3.4 Tek Serbestlik Dereceli Sistemler	33
3.4.1 Tek Serbestlik Dereceli Sönümsüz Sistemler	33
3.4.2 Tek Serbestlik Dereceli Sönümlü Sistemler	36
3.5 Çok Serbestlik Dereceli Sistemler	39
3.6 Sönümleme.....	41
3.7 Frekans	45
3.7.1 Doğal Frekans.....	47
3.8 Rezonans	47

3.9 Modal Analiz.....	48
3.9.1 Impact Test.....	51
3.9.2 Shaker Test.....	59
3.10 Impact Testte Kullanılan İvmeölçerlerin Seçimi	60
3.11 Bileşenlerin Modellenmesi ve Güncellenmesi.....	62
3.12 FRF Matrisinin Oluşturulması	63
3.13 Modal Test Ölçümünde Sınır Şartlarının ve İvmeölçerlerin Etkisi	64
3.14 Bant Genişliği	66
3.15 Modal Test	67
3.16 Antirezonsanların Oluşması	68
3.17 Uyarım Teknikleri.....	70
3.18 Deneysel Çalışma.....	73
3.18.1 Koltuk Ayak Kalıbı İmalatı.....	73
3.18.2 Koltuk Ayaklarının Dökümü	76
3.18.2.1 Koltuk Ayaklarında Kullanılan Malzemelerin Teknik Özellikleri 80	
3.18.3 Deney Düzenegi Elemanları	81
3.18.3.1 Çekiç (Hammer)	81
3.18.3.2 Veri Toplama Cihazı.....	82
3.18.3.3 Sinyal Şartlandırıcı Kart.....	82
3.18.3.4 İvmeölçer.....	82
3.18.3.5 HVM100 Titreşim Ölçüm Cihazı.....	83
3.18.3.6 Ped İvmeölçer	84
3.18.3.7 Blaze Yazılım Programı.....	85
3.19 Deneysel Modal Analiz.....	85
3.20 Koltuk İvme Ölçümü.....	89
4. BULGULAR	92
4.1 Deneysel Modal Analiz Testinin değerlendirilmesi.....	92
4.2 İvme Ölçümünün Değerlendirilmesi	119
5. TARTIŞMA VE SONUÇ	123
6. KAYNAKLAR.....	127
ÖZGEÇMİŞ.....	133

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

m	Kütle
k	Yay sabiti
C	Sönümlenme katsayısı
F	Kuvvet
t	Zaman
x(t)	Yer değiştirme
c _c	Kritik sönüm
[M]	Kütle matrisi
[K]	Yay matrisi
[C]	Sönümlenme matrisi
ζ	Sönümlenme oranı
ω	Frekans

Kısaltmalar

FRF	Frekans cevap fonksiyonu
M1	Plaka köpük ayak
M2	Vakum döküm olarak üretilen köpük ayak
NSS	Negatif sertlik yapısı
AIBC	Uyarlanabilir akıllı kontrolör
RBFNN	Radyal temelli fonksiyon sınır ağı
BC	Adımlama kontrolörü
SEAT	Düşey titreşim izolasyon etkinlikleri
CF	Crest faktörü
TDD	Titreşim doz değeri
PMSM	Kalıcı mıknatıslı senkron motor.
NN	Neural network
FBA	Geriye yayılım algoritması
T	Periyot

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 3.1 Kütle yay sisteminin hareketi.....	28
Şekil 3.2 Titreşimin sönüm elemanları	28
Şekil 3.3 Periyodik titreşim gösterimi.....	29
Şekil 3.4 Basit harmonik hareket	29
Şekil 3.5 Sistemlerin serbestlik derecelerinin gösterimi	31
Şekil 3.6 Çok serbestlik dereceli sistem.....	31
Şekil 3.7 Serbest titreşim.....	32
Şekil 3.8 Tek serbestlik dereceli sönümsüz sistem	33
Şekil 3.9 Tek serbestlik dereceli sönümsüz sistemin yer değiştirme grafiği	35
Şekil 3.10 Tek serbestlik dereceli sönümlü sistem	36
Şekil 3.11 Tek serbestlik dereceli sönümlü sistem ve yer değiştirme grafiği	38
Şekil 3.12 Çok serbestlik dereceli sönümlü sistem	39
Şekil 3.13 Sönümsüz sistemle az sönümlemenin karşılaştırılması	42
Şekil 3.14 Kritik sönümlü sistem	42
Şekil 3.15 Aşırı sönümlü sistem.....	43
Şekil 3.16 Genlik-frekans oranı grafiğinde sönüm oranlarının gösterimi.....	44
Şekil 3.17 Sönüm oranlarının faz-frekans oranı grafiğinde gösterimi	44
Şekil 3.18 Yer değiştirme-frekans oranı grafiğinde sönüm oranlarının gösterimi.....	45
Şekil 3.19 Titreşim hareketinin zaman ve frekans düzleminde gösterimi	46
Şekil 3.20 Çok serbestlik dereceli sönümlü sistem	48

Şekil 3.21 Impact test ölçümü	52
Şekil 3.22 Tekli darbe uyarımı (üst) ve tepkisi (alt) durum 1	52
Şekil 3.23 Tekli darbe uyarımlı FRF (alt) giriş gücü (üst) durum 1	53
Şekil 3.24 Tekli uyarımlı FRF (alt) – coherence (üst) durum 1	53
Şekil 3.25 Çoklu darbe uyarımı (üst) ve tepkisi (alt) durum 2.....	54
Şekil 3.26 Çoklu darbeye giriş gücü (üst) ve (FRF) tepkisi (alt) durum 2.....	54
Şekil 3.27 Çoklu uyarımlı FRF (alt) – coherence (üst) durum 2.....	55
Şekil 3.28 Çok yumuşak uç	56
Şekil 3.29 Çok sert uç	57
Şekil 3.30 Doğru uç kullanımının gösterimi	57
Şekil 3.31 İyi kontrol edilmiş bit impact testi için FRF & Coherence	58
Şekil 3.32 Kötü kontrol edilen impact testi için FRF & Coherence	59
Şekil 3.33 Shaker ile ölçüm gösterimi	60
Şekil 3.34 Hassas ivmeölçer ile FRF (alt) & Coherence (üst)	61
Şekil 3.35 Daha az hassas ivmeölçer ile FRF (alt) & Coherence (üst)	61
Şekil 3.36 Bileşenin fiziksel ve modal gösterimi	62
Şekil 3.37 Ayarlı kütle yay sistemlerinin bileşeni.....	63
Şekil 3.38 FRF matrisinde ölçülen tipik sütun	64
Şekil 3.39 İki farklı ivme ölçer kütesine sahip FRF.....	65
Şekil 3.40 800 Hz bant genişliğinde giriş spektrumu, Coherence ve FRF.....	66
Şekil 3.41 3200 Hz bant genişliğinin üzerinde giriş spektrumu, Coherence ve FRF... ..	66
Şekil 3.42 Modal test için şematik ölçüm	67

Şekil 3.43 Reciprocal ölçümde FRF matris gösterimi	68
Şekil 3.44 Hareket noktası FRF (Magnitude, Phase, Real, Imaginary)	69
Şekil 3.45 Rastgele uyarım w/Hanning	71
Şekil 3.46 Patlamalı rastgele uyarım	71
Şekil 3.47 Sinüs chirp uyarımı	72
Şekil 3.48 Rastgele ve patlamalı rastgele için FRF	73
Şekil 4.1 Koltuğa montajlı orijinal, M1 ve M2 ayaklarının X ekseninde FRF eğrileri..	92
Şekil 4.2 Koltuğa montajlı orijinal, M1 ve M2 ayaklarının Y ekseninde FRF eğrileri ..	93
Şekil 4.3 Koltuğa montajlı orijinal, M1 ve M2 ayaklarının Z ekseninde FRF eğrileri ..	93
Şekil 4.4 Ayakların C1:+X/t1:+Z noktasında X eksenindeki FRF eğrileri.....	95
Şekil 4.5 Ayakların C1:-Y /t1:+Z noktasında Y eksenindeki FRF eğrileri	95
Şekil 4.6 Ayakların C1:-Z/t1:+Z noktasında Z eksenindeki FRF eğrileri	96
Şekil 4.7 Ayakların C2:-X/t1:+Z noktasında X eksenindeki FRF eğrileri.....	97
Şekil 4.8 Ayakların C2:-Y/t1:+Z noktasında Y eksenindeki FRF eğrileri.....	97
Şekil 4.9 Ayakların C2:+Z/t1:+Z noktasında Z eksenindeki FRF eğrileri.....	98
Şekil 4.10 Ayakların C1:+X/t2:+Z noktasında X eksenindeki FRF eğrileri.....	99
Şekil 4.11 Ayakların C1:-Y/t2:+Z noktasında Y eksenindeki FRF eğrileri.....	99
Şekil 4.12 Ayakların C1:-Z/t2:+Z noktasında Z eksenindeki FRF eğrileri.....	100
Şekil 4.13 Ayakların C2:-X/t2:+Z noktasında X eksenindeki FRF eğrileri.....	101
Şekil 4.14 Ayakların C2:-Y/t2:+Z noktasında Y eksenindeki FRF eğrileri.....	101
Şekil 4.15 Ayakların C2:-Z/t2:+Z noktasında Z eksenindeki FRF eğrileri.....	102
Şekil 4.16 Ayakların C3:-X/t3:+Z noktasında X eksenindeki FRF eğrileri.....	103

Şekil 4.17	Ayakların C3:+Y/t3:+Z noktasında Y eksenindeki FRF eğrileri.....	103
Şekil 4.18	Ayakların C3:-Z/t3:+Z noktasında Z eksenindeki FRF eğrileri.....	104
Şekil 4.19	Ayakların C4:+X/t3:+Z noktasında X eksenindeki FRF eğrileri.....	105
Şekil 4.20	Ayakların C4:+Y/t3:+Z noktasında Y eksenindeki FRF eğrileri.....	105
Şekil 4.21	Ayakların C4:+Z/t3:+Z noktasında Z eksenindeki FRF eğrileri.....	106
Şekil 4.22	Ayakların C3:-X/t4:+Z noktasında X eksenindeki FRF eğrileri.....	107
Şekil 4.23	Ayakların C3:+Y/t4:+Z noktasında Y eksenindeki FRF eğrileri.....	107
Şekil 4.24	Ayakların C3:-Z/t4:+Z noktasında Z eksenindeki FRF eğrileri	108
Şekil 4.25	Ayakların C4:+X/t4:+Z noktasında X eksenindeki FRF eğrileri.....	109
Şekil 4.26	Ayakların C4:+Y/t4:+Z noktasında Y eksenindeki FRF eğrileri.....	109
Şekil 4.27	Ayakların C4:+Z/t4:+Z noktasında Z eksenindeki FRF eğrileri.....	110
Şekil 4.28	Orijinal ayak FRF grafiği.....	111
Şekil 4.29	Koltuk Orijinal ayağı 0-1000 Hz aralığındaki FRF grafiği.....	112
Şekil 4.30	M1 ayağının FRF grafiği.....	113
Şekil 4.31	Koltuk M1 ayağı 0-1000 Hz aralığındaki FRF grafiği.....	114
Şekil 4.32	M2 ayağının FRF grafiği.....	115
Şekil 4.33	Koltuk M2 ayağı 0-1000 Hz aralığındaki FRF grafiği.....	116
Şekil 4.34	Hız ivme grefiği	119
Şekil 4.35	Orijinal ve köpük ayağın 25 km/h hızda ivme – zaman grafiği.....	120
Şekil 4.36	Orijinal ve köpük ayağın 50 km/h hızda ivme – zaman grafiği.....	121
Şekil 4.37	Orijinal ve köpük ayağın 75 km/h hızda ivme – zaman grafiği.....	122

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 3.1 Orijinal ayağın kimyasal ve mekanik özellikleri.....	80
Çizelge 3.2. M2 ayağının teknik özellikleri.....	80
Çizelge 3.3 M1 ayağının teknik özellikleri	81
Çizelge 4.1 Orijinal ayak mod frekansları ve sönüm oranları.....	112
Çizelge 4.2 M1 ayağı mod frekansları ve sönüm oranları	114
Çizelge 4.3 M2 ayağı mod frekansları ve sönüm oranları	114
Çizelge 4.4 Orijinal ve köpük ayağın 25km/h' da zaman ve ivme değerleri	120
Çizelge 4.5 Orijinal ve köpük ayağın 50km/h' da zaman ve ivme değerleri	121
Çizelge 4.6 Orijinal ve köpük ayağın 75km/h' da zaman ve ivme değerleri	122

RESİMLER DİZİNİ

	Sayfa
Resim 3.1 Kalıp parçalarındaki kanalın açılması.....	74
Resim 3.2 Sabitleme pimi yuvalarının delinmesi.....	74
Resim 3.3 Kalıp Dış Yüzeylerinin Frezelenmesi.....	75
Resim 3.4 Kalıp tablası.....	75
Resim 3.5 Kalıp Montaj.....	76
Resim 3.6 Ayakların aparatlarla birleştirilmesi (M2 Ayağı).....	79
Resim 3.7 Ayakların aparatlarla birleştirilmesi (M1 Ayağı).....	79
Resim 3.8 Deneyde kullanılan çekiç.....	81
Resim 3.9 Donanım ekipmanları.....	82
Resim 3.10 İvme ölçer cihazı ve HVM 100 test ölçüm cihazı.....	83
Resim 3.11 Blaze program arayüzü.....	85
Resim 3.12 M1 ve M2 ayağı monte edilmiş koltuk.....	86
Resim 3.13 Koltuğun yer değiştirme eksenleri	87
Resim 3.14 Ayakların tahrik ve ivme ölçümü noktaları.....	88
Resim 3.15 İvme ölçümü test çalışmasının gösterilişi.....	90
Resim 3.16 Uygulamanın yapıldığı kasis.....	90
Resim 4.1 Orijinal ayak.....	110
Resim 4.2 Gözenekli alüminyum malzemedan yapılmış ayak.....	113
Resim 4.3 Alüminyum gözenekli malzemedan imal edilen ayak.....	113
Resim 4.4 Koltuğun M1 ayağı.....	117
Resim 4.5 Koltuğun M2 ayağı.....	118

1. GİRİŞ

İçinde bulunduğumuz yüzyılda bilim insanlarının en önemli çabalarından biride, gelişen teknoloji kullanımına bağlı olarak ortaya çıkan olumsuzlukların tetiklediği sağlık sorunlarına çözüm bulmaktır. Bu olumsuzlukların en önemlilerinden biri de yaşamımız boyunca hayatın her yerinde maruz kaldığımız titreşimdir. İnsanlar direk ya da dolaylı olarak titreşimle temas halinde bulunurlar. Bilimsel çalışmaların ışığında, titreşimin canlı ve cansız varlıklar üzerinde çok ciddi etkilere sebep olduğu bilinmektedir. Titreşim, kişinin içinde bulunduğu ortamda vücuduna iletilen sarsıntılardır. Titreşimin vücuda etkileri şiddet ve süresine göre değişiklik göstermektedir. İnsan vücudu her gün birçok değişik titreşime maruz kalmaktadır. Titreşim kaynaklı fiziksel ve ruhsal travmalar vücutta kalıcı ya da geçici değişikliklere neden olur. Başta karayolu olmak üzere, diğer ulaşım araçları da, insanları titreşimin zamana bağlı etkileriyle yaşama zorunluluğuna itmiştir.

Araba koltuklarındaki mankenlerin titreşiminin basitleştirilmiş modelleri üzerinde çalışmıştır. Araba koltuklarında bulunan mankenin statik oturma noktası hakkındaki titreşim yanıtını tahmin etmek için gerçekleştirilen basitleştirilmiş iki boyutlu modellemesi uygulanabilir olarak gösterilmektedir. Araştırmanın amacı, araba koltuğu tasarımcıları için araçlar geliştirmektir. Birbirine bağlı kütleler, yaylar ve amortisörlerden oluşan iki boyutlu model, geometrik etkilerden dolayı doğrusal değildir; ancak bahsi geçen uyarımlar altında model davranışı doğrusaldır. Modelleme hakkındaki bu yaklaşımda, başlangıçta sistemin tamamı alt sistemlere ayrılır ve deneyler, sertlik ve sönümleme parametreleri için yaklaşık değerleri belirlemek amacıyla alt sistemlerle gerçekleştirilir. Sertliğin kompresyon seviyesine bağlı olarak değiştiği koltuk süngerinin oldukça doğrusal olmayan davranışı nedeniyle ve basitleştirilmiş model nispeten basit bir şekilde ölçülmüş frekans yanıt davranışını modellemek için gerekli olandan daha fazla yapı içerdiğinden bu yaklaşım gereklidir; bu nedenle parametrelerin çeşitlilik gösterdiği iyi bir başlangıç noktası gerekmektedir. Koltuk manken sisteminin titreşim yanıtı özelliklerine ilişkin belirli model parametrelerinin etkisini vurgulayan detaylı bir çalışma verilmektedir. Bu çalışma doğal

frekanslar üzerindeki değişen model parametreleri ve frekans yanıt fonksiyonlarındaki mod şekilleri ve rezonans lokasyonları üzerine gerçekleştirilmiştir. Deneysel ve simülasyon frekans yanıt tahminleri arasındaki makul nitel ve nicel anlaşma elde edilmektedir. Özellikle frekans yanıtında piklerde bulunan iki boyutlu hareket, üst ve alt kombinasyon ve rotasyonel davranış model ile tahmin edilmektedir. Doğrusal olmayan yaylara, zemin sürtünme etkilerine ve viskoelastik maddelere sahip olan ve statik oturma noktasını tahmin eden benzer bir model geliştirmeye çalışan bir çalışma gerçekleştirilmektedir. Bu çalışma, söz konusu dinamik modelleme yaklaşımındaki alt sistem modelleme aşamasına yardımcı olmak için gerekli bir adımdır (Kim and White 2003).

Üzerinde insan bulunan bir araç koltuğunun yapısal dinamik özelliği üzerinde çalışılmıştır. Birleşik insan vücudu- koltuk yapısının titreşim uyarısına verdiği yanıt tahmin etmek, hala zor bir iştir. Bunun temel nedeni, koltukta oturmakta olan insan vücudunun titreşime gösterdiği karmaşık dinamik davranışdır. Ancak, koltuğa bir insan oturtulduğunda, kritik frekansları ve karşılık gelen titreşim örüntülerini karakterize ve tahmin etmek büyük önem taşımaktadır. Bu çalışma, köpük yastıklı veya köpük yastıksız olan, üzerinde insanın oturmakta olduğu bir araç koltuğunun yapısal rezonans frekanslarını ve karşılık gelen titreşim modu şekillerini tahmin etmek için önemli bilgiler sağlamaktadır. Test ekipmanı üzerine monte edilen üç farklı araç koltuğunun frekans yanıtlarını, rezonans frekanslarını ve karşılık gelen mod şekillerini ölçmek için bir deney tasarlanmıştır. Deneylere altı gönüllü katılmış. Yastıksız koltuk, yastıklı koltuk ve üzerinde insanın oturduğu koltuğun her biri için deney verileri toplanmış. Sonuçlar süngerli koltuğun, koltuk iskeletinin ve üzerinde oturan koltuğun esasta 80 Hz' den düşük benzer lateral, ön-arka ve büküm koltuk arkalığı yapısal rezonans frekansa sahip olduğunu göstermiştir. Koltuk ve oturan kişinin birleşmesi, oturan kişinin 80 Hz' nin altında koltuğa yeni bir yapısal rezonans frekansı veya mod şekli ekmediğini göstermiş. Bu nedenle, üzerinde oturulmayan koltuğun veya koltuk iskeletinin karşılık gelen karakteristiklerinden oturan koltuğun yapısal rezonans frekansı ve mod şekli gibi kilit titreşim davranışlarını karakterize etmek veya tahmin etmenin mümkün olduğu tespit edilmiş. Bu, insan vücudunun yapısının karmaşık

modellemesi veya detaylı analizi gerekliliğini azalttığı belirlenmiştir (Leo and Fard 2013).

Otobüs yolculuğu yapan insanlar, yol ve araç şartları gereği uzun süre çeşitli titreşimler alırlar. Titreşim esnasında kaslar vücudun stabilitesini sağlamak için kasılmakta ve bu kasılmalar nedeniyle zaman içerisinde titreşimin şiddetine ve etki süresine göre seyahat eden yolcularda; güç kaybı, dikkat eksikliği, baş ağrısı, yorgunluk gibi istenmeyen sonuçlar ortaya çıkmaktadır. Otobüslerde seyahat ederken, yol ve araç şartlarına bağlı titreşime maruz kalan insanlarda, kas, iskelet sistemi, omurga, barsak ve damarlarda çok rahatsız edici sorunlar yaşanmaktadır.

Titreşimin olumsuz etkilerinden korunmak için bazı teknik önlemler almak mümkündür. Bunların en önemlisi titreşim kaynağının etkilerini azaltmaya yönelik yapılan çalışmalardır. Yolcu koltuklarında titreşimin zarar verme riskini azaltmak için, bütün vücut titreşimini etkili bir biçimde azaltan koltuk ve ayaklarının tasarlanıp üretilmesi gerekmektedir.

Konunun önemi nedeniyle bu çalışma yapılmıştır. Bu çalışmanın amacı araç koltuklarında yolcuya gelen titreşimin azaltılmasıdır. Farklı malzemeden koltuk ayakları üretilerek yolcuya gelen titreşimlerin karşılaştırarak en iyi sönümlenme yapan ayak seçilmiştir.

2. LİTERATÜR BİLGİLERİ

2.1 Kaynak Taraması

J.L.Van Niekerk vd. (2003) Dinamik koltuk rahatlığını sağlamak amacıyla koltuk etkin genlik iletkenliği (SEAT) değerlerinin kullanımı konusunda çalışmışlardır. Bu çalışmada, altı kişinin sübjektif değerlendirmesi, sedanlardan, spor arazi araçlarına ve kamyonetlere kadar çeşitlilik gösteren 16 farklı otomobil koltuğu için deneysel yollarla elde edilen iletilebilirlik eğrisiyle hesaplanan SEAT değerleri karşılaştırıldı. Hem sübjektif test hem de SEAT hesaplamaları için girdi olarak dikey bozuk bir yol kullanıldı. Koltuk rayındaki düşey titreşim girdisinin güç spektral yoğunluğu kullanılarak SEAT değerleri hesaplandı ve koltuk üzerindeki düşey yönündeki yanıtı hesaplamak amacıyla iletim verisi ölçüldü. Ortalaması alınmış tahmini SEAT değerleri, ortalaması alınmış hesaplanmış değerlerle karşılaştırıldı ve önemli korelasyon ($R^2 = 0.94$) elde edildi. Değerlendirme sırasında, statik konforu ortadan kaldıran eşleştirilmiş karşılaştırma metodolojisini kullanan Ford Araç Titreşim Simülatörü üzerinde, sübjektif değerler elde edildi. Sonuçlar, sübjektif değerlerin ve iletilebilirliklerin altı konu üzerinden ortalaması alındığında, sübjektif değerler ve SEAT değerleri arasında iyi bir korelasyon ($R^2 = 0.94$) olduğunu göstermiştir (VanNiekerk and Pielemeier 2003).

P. Lemerle, P. Boulanger (2006) yaptıkları çalışmanın amacı, titreşimin oturan kişinin tüm vücuduna iletilmesinde alt uzuvlarının etkisini değerlendirmektir. Süspansiyon koltuk etkinliğini değerlendirmek için kullanılan biyodinamik modelin tasarımı, örneğin oturan kişinin dinamik davranışını çoğaltmayı amaçlayan mekanik sistem, titreşim iletiminde kilit rol oynayan tüm parametrelerin değerlendirilmesini gerektirmektedir. Bugüne kadar, koltuk/denek sisteminin dinamik yanıtıyla ilgili olarak gerçekleştirilen diz ve pelvis odaklı hareketlerin etkisinin oranını belirleyebilecek bir çalışma gerçekleştirilmemiştir. Çalışmanın sonucu, en kötü durumda bu etkinin, yanıtın %15'lik kısmını etkileyeceğini göstermiştir. Aynı zamanda, ek sönümlenme uygulanarak alt uzuvlarının etkisi önemli olarak nitelendirilmiştir. Bu durum, eklemlerde denek ve koltuk arasındaki veya iç sönümlemedeki sürtünme ile ilgili olarak yorumlanabilir. Deneyin esası, mekanik özellikleri günümüzün üretin süspansiyon koltuklarıyla

kıyaslanan süspansiyon sistemiyle sabitlenen bir koltukta oturmakta olan deneğin belli ağırlığıyla, süspansiyonu önceden bloklanmış olan aynı koltuk üzerinde oturmakta olan aynı deneğin belli ağırlığının karşılaştırılmasıdır. Test koşulları, ISA 5982 standardında öngörülen koşullarla tamamen aynı olacaktır (Lemerle and Boulanger 2006).

G. J. Stein vd. (2009) Oturmakta olan insan vücudunun Y-doğrultusundaki belli kütesinin ölçümü ve modelleme, yastıklı koltuk sistemi üzerinde çalışmışlardır. Laboratuvar testleri, aracın yastıklı sürücü koltuğunda oturmakta olan 13 erkek denek kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Y yönündeki ivmeler ve kuvvet, 0.25-30 Hz aralığında frekans, 0.30-0.98 aralığında titreşim genliği 0.30, 0.98 ve 1.92 ms⁻² (ağırlıksız karekök (rms) ile tüm vücut titreşimi sırasında ölçülmüştür. Bu laboratuvar ölçümlerine dayanarak, oturmakta olan insan vücudunun doğrusal bir multi- serbestlik derecesi (mdof) ve lateral doğrultuda (y-ekseni) yastıklı koltuk geliştirildi. Model parametreleri, bahsi geçen üç uyarım büyüklüğü için ortalaması alınmış belli kütle değerlerinden (modül ve faz) tanımlanmıştır. Tercih edilen bir model yapısı, analiz edilen üç model arasından seçilmiştir. Ortalama denek parametreleri tanımlanmıştır. Bunun yanında, her deneğin belli kütle model parametreleri tanımlanmıştır. Bu sonuçlar, önceki çalışmalarla karşılaştırıldı. Geliştirilen model yapısı ve tanımlanan parametreler, oturma dinamikleri üzerine gerçekleştirilen daha kapsamlı biyodinamik araştırmalar içinde kullanılabilir (Stein *et al.* 2009).

L.T. Danh ve K.K Ahn (2014) tarafından yapılan bir başka çalışmada düşük uyarım frekanslarındaki bir araç koltuğu için negatif sertlik yapıları (NSS) kullanan aktif bir pnömatik titreşim izolasyon sistemi ileri sürülmektedir. Burada negatif sertlik yapıları (NSS), bir araç koltuğunun titreşimsel çekimini minimize etmek için kullanılmaktadır. İleri sürülen sistemin zaman değişimli, doğrusal olmayan davranışı nedeniyle, model esaslı kontrolör tasarım için doğru bir dinamik inşa etmek kolay değildir. Bu nedenle, uyarlanabilir akıllı geri adımlamalı kontrolör (AIBC), yüksek izolasyonlu etkinlik için sistem işletimini yönetmek için tasarlanır. Bunun yanında, beklenmedik sarsım etkilerini ortadan kaldırmak için yedek kontrol aracı geliştirilmiştir. Ayrıca, yardımcı kontrolün optimal artışını hesaplamak için radyal temelli fonksiyon sınır ağı (RBFNN)

modeli kullanılmaktadır. Yaklaşık serilerin katsayılarını güncellemek için son kontrol girdisi ve uyarlanabilir ilke, uygun bir Lyapunov fonksiyonu kullanılarak adım adım elde edilebilir. Daha sonra, ileri sürülen sistemin izolasyon performansı, deneysel olarak değerlendirilir. Bunun yanında, İleri sürülen sistem için tasarlanan kontrolörün etkililiği, geleneksel geri adımlama kontrolörün (BC) etkililiğiyle karşılaştırılır. Deneysel sonuçlar, ileri sürülen sistemin izolasyon etkililiğinin NSS' si olmayan aktif sistemin etkililiğinden daha iyi olduğunu göstermektedir. Ayrıca, kontrol çabasındaki istenmeyen gıcırdama olayı, tahmin mekanizmasıyla önemli ölçüde azaltılmaktadır (Danh and Ahn 2014).

C.M. Lee ve V.N Goverdovskiy (2012) tarafından yapılan çalışmada, negatif sertliğe sahip olan çok aşamalı yüksek-hızlı demiryolu titreşim izolasyon sistemi üzerinde durulmuştur. Hareket etmekte olan tren, tarafından oluşturulan mekanik titreşimlerin yoğunluğu, yüksek hızlarda artış gösterir. Geleneksel tren yolu titreşim izolasyon sistemleri, insanlar için en tehlikeli olan iç-düşük frekans aralığında duyarsız veya etkisizdir. Bu çalışmada, mühendisler, personel, yolcular ve tren tollarına yakın yerlerde yaşayan insanlar için çok aşamalı sistem geliştirme yaklaşımı sunulmaktadır. Bu yaklaşım, ‘negatif’ sertliğe sahip geometrik olarak benzer gereksiz mekanizmaların tasarımını içermektedir. Bu mekanizmalar, sıkıştırılarak, yapı ve güvenlik bozulmadan tüm sistem aşamalarına yerleştirilebilir. Bu yaklaşım, koltuk süspansiyonlarının tasarımlarında uygulanmıştır. Son olarak, araç yay askısı ve yol yatağı elementleri için gerekli olan mekanizmaların tasarımı, boyutsal analiz açısından açıklanmaktadır (Lee and Goverdovskiy 2012).

M.K. Patil, M.S. Palanichamy (1988) ise titreşim yanıtının minimize edilmesi için yeni koltuk süspansiyonuna sahip traktör- yolcu sisteminin matematiksel modeli üzerinde çalışmışlardır. Traktör - yolcu sistemi, toplu parametrelili dizge olarak modellenmektedir; kompozit model, dik titreşim yanıtı veya yeni tip koltuk süspansiyonu için bilgisayar simülasyonu ile analiz edildi. Yeni traktör koltuğu süspansiyon sisteminin (parametrelerin doğru bir şekilde seçilmesiyle) traktör koltuğunda oturan kişilerin 0,5-11 Hz frekans aralığında hissettikleri yüksek yoğunluktaki titreşimlere karşı toleransı

büyük ölçüde artırdığı bilinmektedir. Bu maksimum (i) genlik oranları ve gövde parçalarının ilgili distal yerleştirilmeleri sırasıyla 0,029 ve 0-19 mm²ye düşürülerek gerçekleştirilir ve (ii) gövde parçaları "akselerasyon seviyeleri", ISO tarafından öngörülen 7-h 'maruziyet limiti' eğrisinin de altına düşürülür (Patil and Palanichamy 1988).

I. Hostens, K. Deprez, ve H. Ramon (2004) tarafından yapılan çalışmada, hareketli tarım makinelerinin koltukları için gelişmiş bir hava süspansiyonu tasarımı üzerinde durulmuştur. Son 20 yıldır tarım makineleri koltuklarında kullanılan "maksimum hareket" tipi farklı süspansiyon sistemleri değerlendirilmektedir. Yayın ve damperin tipi, teorik analizler ve deneysel çalışmalar aracılığıyla açıklanmaktadır. Yeni bir geliştirilmiş pasif süspansiyon sistemi, en umut verici süspansiyon sistemi olarak önerilmektedir ve ek bir hava hacmine ve değişken hava sönümlemesine sahip bir pnömatik yay içermektedir. Mevcut pasif sistemlerle bir karşılaştırılma yapılmıştır. Tarım makineleri ve benzer titreşim girdilerine sahip diğer makineler için pasif süspansiyon sistemleri göz önünde bulundurulduğunda, teorik ve deneysel çalışmalar, önerilen yeni sistemin en iyi titreşim zayıflatmasını sağladığını göstermektedir (Hostens *et al.* 2004).

T.P. Gunston, J. Rebelle ve M.J. Griffin (2004) tarafından yapılan çalışmada, koltuk süspansiyonu dinamik performansının simüle edilmesini sağlayan iki yöntemin karşılaştırılmasını yapmışlardır. Operatörün maruz kaldığı düşey titreşimi minimize etmek amacıyla, yol dışı araçların çoğu süspansiyon koltukla donatılır. Süspansiyon koltuğun izole karakteristiklerinin optimizasyonu, çeşitli koltuk parçalarının dinamik yanıtlarının değerlendirilmesini kapsamaktadır. Koltuğun sayısal modelleri ideal bir şekilde kullanılarak, koltuk parçaları optimize edilebilir. Ancak modellemeyi zorlaştıran doğrusal olmayan karakteristiklere sahip koltuk süspansiyonları, karmaşıktır; bu nedenle koltuk süspansiyonlarının geliştirilmesi, artık analitik olmaktan çok empiriktir. Bu makale, dinamik karakteristikleri laboratuvar ortamında ölçülen iki süspansiyon koltuğunun doğrusal olmayan davranışlarını modellemenin iki alternatif yöntemini karşılaştırmaktadır. Tekli koltuk parçalarının dinamik yanıtlarını temsil eden "toplular"

parametre modeli” doğrusal olmayan serbestlik derecesine sahip bir global 'Bo tie-Wen modeliyle karşılaştırıldı.

Koltuklar üzerine yerleştirilen titreşimlerin doz değeri tahminleri, laboratuvar ölçümleriyle karşılaştırıldı. Tahminler ve ölçümler arasındaki normalleştirilmiş r.m.s hataları da belirlendi. İki model içinde test koşulları altında ölçülen ve tahmin edilen koltuk yüzeyi titreşim seviyesi değerleri arasındaki fark, ölçülen değer miktarından düşüktü (%20'den düşük çeyrek aralığında). Yük koltuk yüzeyinden kaldırıldıktan sonra, kapama etkilerinin simülasyonunda ki eksiklikler iki modeli de sınırlamıştır. Süspansiyon koltuk tasarımı gelişimine en uygun olanın toplu parametre modeli olduğu görülmektedir. The Bouc Wen modeli, mevcut koltuğun kullanışlı bir simülasyonunu sağlar ve optimize edilen parçalar haricindeki parçaların dinamik özellikleri ölçülmeksizin, koltuktaki tekli parçaların optimizasyonuna yardım eder (Gunston *et al.* 2004).

C.H. Lewis ve M.J. Griffin (2002) ise yaptıkları çalışmada, aktif bir antropodinamik manken kullanılarak yumuşak koltuk minderlerinin titreşim izolasyonunun değerlendirilmesi başlıklı bir konu üzerinde durmuşlardır. Koltuk testi standartları, araç koltuklarının titreşim izolasyonunun ölçülmesi için insan deneklerin kullanılmasını gerektirmektedir. Pasif kitle-yay-amortisör sistemlerine dayanan antropodinamik mankenler, koltukların test edilmesi için geliştirilmiştir; ancak performansları sönümlenme sağlayan mekanik parçalardaki sürtünme gibi doğrusal olmayan fenomenler tarafından düşük uyarım seviyesinde sınırlandırılmıştır. İvme ve kuvvet dönüştürücülerden geribildirimle kontrol edilen amortisman kuvveti oluşturmak amacıyla elektrodinamik çalıştırıcı kullanılması, bu sınırlandırmaları ortadan kaldırmaya ve ek faydalar sağlamaya yardımcı olabilir. Hareketli koltuk süngerlerinin iletkenlikleri, sönümlenme ve yay kuvvetlerinin elektrodinamik bir çalıştırma sağlandığı aktif bir şekilde kontrol edilen antropodinamik manken kullanılarak ölçülmüştür. Manken, hareket geribildirim parametreleri değiştirilerek oturmuş insan vücudunun tek serbestlik dereceli ve çift serbestlik dereceli modelleri yaklaştırmak için ayarlanabilir. Mankenle benzer ağırlığa sahip dokuz insan deneğiyle minder iletkenlikleri de

ölçülmüştür. 4 Hz' den yüksek frekanslarda, deneklerle ölçülen ortalama minder iletkenlikleri, tek serbestlik dereceli mankene kıyasla, çift serbestlik dereceli mankenle elde edilen iletkenliklerle daha yakındır. Ancak 2 - 4 Hz aralığındaki frekanslarda iki serbestlik dereceli mankenle elde edilen minder iletkenlikleri, tek serbestlik dereceli mankenle elde edilen ortalama iletkenlikten büyük oranda farklıdır. Bu durum, girdi hareketinin magnitüd ve spektral içeriğini açıklamak için insan kitle modellerinin daha da geliştirilmesi gerektiğini göstermektedir. Hareketli süngerlerin düşey titreşim izolasyon etkinlikleri (SEAT değerleri), üç tanesi araba içerisinde ölçülen dört adet girdi hareketi içerir. Aktif manken kullanılarak elde edilen SEAT değerleri, en fazla uyumu sağlayan çift serbestlik dereceli kitleye sahip dokuz insan deneğiyle elde edilen orta SEAT değerleriyle oldukça ilişkilidir (Lewis and Griffin 2002).

L. Wei ve J. Griffin (1998) ise, Koltuk ve insan vücudunun matematiksel modellerinden gelen koltuk transmissibilitesini tahmin edilmesine yönelik bir yöntem tarif etmişlerdir. Bir koltuğun karmaşık dinamik sertliği indenter uç kullanılarak ölçülmesi ile tespit edilir ve sertlik, sönüm eğri ile belirlenir. Daha önceden belirlenmiş insan vücudunun dinamik modeli, koltuk modelinin sönümü ve sabit bir sertlik kullanılarak koltuk iletkenliği matematiksel olarak tahmin edilmektedir. Bu yöntem, bir araç koltuğu ve aynı zamanda köpük dikdörtgen numune ile elde edilen veriler ile gösterilmektedir. İnsan vücudunun iki alternatif modeli kullanılarak (tek serbestlik dereceli ve iki serbestlik dereceli model) 1.25 ve 25Hz frekans aralığı üzerinde koltuk ve köpük iletkenliği tahmin edildi. Tahmin edilen koltuk iletkenliği tüm frekans aralığı boyunca sekiz denekten oluşan bir grup içinde ölçülen değerlere yakın olmuştur. İnsan vücudunun iki serbestlik dereceli modeli yaklaşık 8Hz de ikinci bir rezonansın olduğu koltuk ve köpükte iyi tahminler sağladı (Wei and Griffin 1998).

Ö. Gündoğdu (2007) yaptığı çalışmada, sürücünün en iyi performansı elde etmek için parametreler grubunu belirlemek için genetik algoritmalar kullanarak dört serbestlik dereceli çeyrek araç koltuğu ve süspansiyon sisteminin bir optimizasyonunu sunuyor. Arabanın stabilitesi sürücünün sağlığı kadar önemli olduğu için istenen amaç yalnızca süspansiyon sapma ve lastik sapması değil aynı zamanda baş ivmelenmesi ve crest

faktörü (CF) çoklu fonksiyonun kombine edilerek bir amacın minimizasyonu olarak önerilmiştir. Tasarımcılar tarafından bu her zamanki gibi pratik değildir. Optimizasyon sonuçları şu anda kullanılan süspansiyon sistemleri ve optimum süspansiyon sistemleri için koltuk frekans tepkileri ve adımları (aşamaları) karşılaştırılmıştır. Titreşim doz değeri, CF ve rezonans pikleri açısından optimize sistemden nispeten daha iyi sonuçlar elde edilmiştir. Bu çalışmada belirtilen fikirler ve konsept hem otomobil süspansiyonunda hem de koltuk dizaynında sektörde doğrudan uygulanabilir (Gündoğdu 2007).

Ü. Er, S. Orak ve B. Par (2006) taşıt titreşimlerinin teorik analizi ve bir bilgisayar modellemesi, çalışmada; taşıtta meydana gelen titreşimler teorik olarak incelenmiş ve özellikle yoldan gelen uyarılara karşı taşıtın gösterdiği tepkiler esas alınmıştır. Taşıt titreşimlerinin teorik analizinden sonra bilgisayar modellemesi yapılmıştır. Burada yerli üretim bir kamyon ele alınmış, kamyonun yüksüz olduğu düşünülmüş ve taşıt hızının engeli geçerken her noktada sabit kaldığı kabul edilmiştir. Üç ayrı yol profilindeki sürücü koltuğu yer değişimi miktarları hesaplanmış ve iletkenlik eğrisi çizilmiştir. İletkenlik eğrisinden doğal frekans saptanmış, bu taşıt için sürücü koltuğunun sönüm oranı hesaplanmış ve öneriler getirilmiştir (Er *et al.* 2006).

L. Özgener (2002) ise, bir kamyon kabini için yol düzgünlükleri sonucu oluşan titreşiminin bilgisayar yardımıyla modellenmesi analizinin yapılması ve konstrüktif önlemlerinin alınması başlıklı bir çalışma yapmıştır. Bu çalışmanın amacı, kamyonların titreşim davranışları ve şasiye etkileridir. Kamyon kabini bilgisayar programıyla modellendi ve model özellikleri hesaplandı. Bu amaç için kamyon kabini ANSYS 5.7 programında modellendi. İkinci olarak, modelin kritik noktaları belirlendi. Üçüncü olarak modelin analizi yapıldı. Daha sonra elde edilen sonuçlar değerlendirildi. Yapılan analizler neticesinde taşıtlarda ve ele alınan modelde yapılması gereken konstrüktif önerilerde bulunuldu (Özgener 2002).

Taşıtlarda titreşim etkisi yorgunluk olarak ortaya çıkmaktadır. Yorgunluk giderek sürücünün adale gerilimini artırmakta, sinir, dolaşım ve sindirim sistemlerine etkiyerek

hormonal salgıların artışına neden olmaktadır (Babalık and Orak 1988).

Ergonomi açısından taşıt (kamyon, traktör, binek otomobil vb.) sürücüsünü etkileyen faktörler sırasıyla gürültü, toz, egzoz gazı, sıcaklık soğukluk, denetim organlarının yerleşimi ve taşıt içi titreşimler verilebilir. Bunlar arasında en önemlisinin taşıt içi titreşimler olduğu gözlenmektedir (Hampel and Chang 1997).

Omurga rahatsızlıklarının nedeninin, sürücüye taşıttan iletilen titreşimler olduğu birçok çalışmayla saptanmıştır. Örneğin, çalışma zamanının yarıdan fazlasını bir motorlu taşıtı kullanarak geçiren birisinin üzerinde yapılan klinik çalışmada sırt ağrılarında diğer insanlara nazaran daha fazla şikayetçi olduğu ortaya çıkarılmıştır (Bovenzi *et al.* 1992, Dupuis *et al.* 1987, Troup 1988).

Olayın temel nedeni taşıttan sürücüye iletilen titreşimlerle insan vücudu doğal titreşim frekanslarının birbirine çok yakın veya aynı değerlere sahip olmasından kaynaklanmaktadır. Düzgün yol yüzeylerinde hareket eden otomobil ve kamyon gibi taşıtların, çalıştıkları yüzeyin düzgünlüğünün yanında, tekerlek, aks, çatı vb. değişik organlarda yalıtım elemanı kullanma olanağı vardır. Traktörlerde ise en uygun yalıtım; ekonomik ve teknik sorunlar nedeniyle yalnızca traktör sürücü sandalyesinde yapılmaktadır (Seidel 1993, Burdorf *et al.* 1993).

Bunları göz önünde otomobil ve kamyon gibi taşıtlarında meydana gelen titreşimlerin sürücüye aktarımını azaltmak hem teknik hem de ekonomik açıdan daha kolaydır.

Titreşimin tıbbi ve biyolojik etkisi büyük ölçüde şiddetine ve maruz kalınan süresine bağlıdır. İnsan vücuduna belirgin etkisi olan titreşimin frekansı 1 Hz ile 100 Hz arasındadır (İnt. Kyn. 1).

Titreşim; vücutta bazı doku yapılarının deformasyonu, solunum hızının artması, oksijen tüketiminin artması, enerji harcamasının artması, kalp atım sayısının artması, kan basıncının artması performans gerilemesi, merkezi sinir sisteminin etkilenmesine sebep

olmaktadır. İnsanlar, düşük frekanslı titreşimlere maruz kaldıklarında, sarsıntı hisseder. Buna karşılık, yüksek frekanslı titreşimlere maruz kaldıkların da ise, karıncalanma hatta yanma hissi duyarlar (İnt. Kyn. 2).

E. Arkun 1983 yılında yayınlanan çalışmasında, titreşimli makinelerin çalıştığı yapıların 5...10 Hz arasındaki titreşimlere duyarlı olduğunu, işitilebilir sese dönüşün veya dönüşmesin sanayi yapılarında oluşan titreşimlerin, belirli seviyelere ulaştıklarında, insanları tedirgin etmeye başladıklarını belirtmiştir. Yazar, titreşimli makinelerin projelendirilmesinde göz önüne alınması gereken en önemli unsurun sönüm belirtmektedir (Arkun 1983).

A. Güney (1989) yaptığı çalışmasında taşıt titreşimlerinde frekansa bağlı optimum sönüm karakterinin tasarımı üzerinde durmuştur. Düşük frekanslarda yüksek sönüm veren, belli bir frekanstan sonra sönümlenme görevini yapmayan ve tekrar yaklaşık 9 Hz civarında devreye giren bir sönümlenme elemanı kullanıldığında, taşıtların hem seyir emniyeti, hem de titreşim konforu açısından yaklaşık % 20 daha iyi bir duruma getirilebileceği sonucuna ulaşmıştır (Güney 1989).

Taşıt titreşimleri esas olarak yoldan gelen uyarılarla oluşur. Bu titreşimler genelde 0 Hz ile 25 Hz aralığında olmaktadır. Klasik sönümleyici elemanlarla, düzgün yollarda sürücüye gelen titreşimler absorbe edilebilse de, bozuk yol şartlarında kullanımlarda, sertliğini otomatik olarak ayarlayabilen yeni teknoloji ürünü amortisörlere ve plastik sönümlenme elemanlarına ihtiyaç duyulmaktadır (Güney 1989).

A. Karabulut (1995) yaptığı çalışmada traktör sürücü koltuklarının yalıtım sistemlerini incelemiştir. Bu amaçla mekanik bir titreşim üreticinde testler yapılmıştır. Çalışma materyalini oluşturan koltukların sönümlü doğal frekanslarının yüksek olduğu, sönümlenme oranlarının yeterli oranlarda olmadığı ve sürücü koltuğunun traktör üzerine bağlı plakası ile hareketli kısım arasındaki düşey harekette ortaya çıkan kuru sürtünmenin önlenmesi gerektiği sonuçlarına ulaşmıştır (Karabulut 1995).

M.J. Griffin (1997) titreşim ve hareket konulu bir çalışma yapmıştır. Çalışmasında titreşimi bütün vücut titreşimi ve el-kol titreşimi olarak sınıflandırılmış. Bütün vücut titreşiminin sağlık, rahatlık-algılama ve hareket hastalığı üzerindeki etkilerini incelenmiştir. Buna göre titreşim, önemli sağlık problemlerine yol açabilmekte, rahatsızlık meydana getirebilmekte, insanı yorarak dikkat kaybına sebep olabilmekte ve araç tutmasına neden olmaktadır. Titreşim ölçümlerinin değerlendirilmesinde titreşim doz değerinin (TDD) kullanılması önerilmektedir. El-kol titreşimlerinin de el-kol titreşim sendromuna neden olduğu vurgulanmaktadır (Griffin 1997).

Bir başka çalışmada J. Rosen ve M. Arcan (2003) bir titreşim ortamındaki insan vücudu-koltuk sisteminin modellenmesi üzerinde çalışmışlardır. Titreşim ortamlarının insanların yoğun bir şekilde maruz kaldıkları suni ortamlar olduğu belirtilerek, titreşim ortamında bir koltukta oturan kişinin modelinin kurulması için genel insan dinamikleri ile koltuk minderi, süspansiyon sistemi ve koltuk yüzey geometrisi gibi faktörlerin birlikte değerlendirilmesi gerektiği belirtilmiştir. Genel insan dinamikleri, vücudun koltuk üzerine gelen kütlesi, vücut duruşu, arkalık desteği, ayak destekleri, çalışma ve oturma durumlarında ortaya çıkan kas gerginlikleri ile titreşim eksenleri olarak belirlenmiştir (Rosel and Arcan 2003).

Üretim sistemlerinde ergonomik yönden en önemli ortam ve makine özellikleri; sıcaklık ve nem, titreşim, gürültü, zehirli gazlar ve tozlar ile yerleşim olarak belirtilmiştir. Bu özelliklerden titreşim hareketlerinin, insanı rahatsız ettiği, yorduğu veya sağlığını bozduğu belirtilmiştir. Titreşim etkilerinden korunmak için, titreşimin kaynaktan kesilmesi, sürücü koltuklarının doğal frekansının 2 Hz' den aşağıda tutulması ve titreşimli ortamda çalışan personelin sık sık değiştirilerek çalıştırılması gibi önlemler tavsiye edilmektedir (Çarman 2000).

S. Eaton (2003) otobüs sürücüleri ve insan titreşimi konulu araştırma raporunu sunmuştur. Bir otobüs filosundan seçilen otobüsler tipik kullanım koşullarında sürülerek deneyler yapılmıştır. Araştırmada, dümenleme simidi üzerinden el-kol titreşim ölçümleri ve koltuk üzerinden bütün vücut titreşimi ölçümleri yapılmış ve

değerlendirilmiştir. Ölçümler üç eksenli ivme algılayıcıları ve titreşim analiz cihazı ile yapılmıştır. Şehir içi ve şehirlerarası yollarda yapılan ölçümler neticesinde el-kol titreşimi için x ekseninin, bütün vücut titreşimi için z ekseninin dominant olduğu belirlenmiştir. El-kol titreşim ölçümlerinde en iyi sonuçlar şehirlerarası otobüsler ile körüklü otobüslerden elde edilmiş, bütün vücut titreşimi ölçümlerinde ise, yine şehirlerarası otobüsler iyi netice vermiştir. Yoldaki engebelerin ve ilerleme hızının titreşim ivme değerlerini yükseltici bir unsur oldukları vurgulanarak, ölçüm sonuçlarının American Conference of Government Hygienists ve ISO 2631-1 (1997)'de belirtilen riskli bölgelerin çok altında bulunduğu belirtilmiş ve araştırma kapsamında yer alan otobüsleri kullanan sürücüler için herhangi bir sağlık riskinin bulunmadığı sonucuna varılmıştır (Eaton 2003).

Bir sürücünün veya yolcunun araç içerisinde hissedeceği titreşim göz önünde bulundurulduğunda, aracı ve insanı birbirine bağlı dinamik bir sistem olarak değerlendirmek önem taşır. Bunun yanında, aracın içinde bulunanların konforunu azaltabilen çok sayıda olası titreşim kaynağı bulunmaktadır. Hissedilebilecek iki titreşim kaynağı tekerlek temas alanlarındaki yol girdisi ve güç aktarma organları ve yardımcı donanımlardan gelen titreşimdir. Kaynaklardan çıkan titreşim, uyarım noktalarından koltuk raylarına geçen yapısal dinamik iletim yollarıyla filtrelenir. Bu, genellikle aracın döşeme sacına bağlanır. Ortaya çıkan titreşim, bazı titreşim bölgelerinde artabilir ve iletim yolunda oluşan yapısal rezonansa bağlı olarak titreşim azaltılabilir. Koltuk, metal çerçevenin yaylarla ve/veya koltuk süngeriyle birleştirilerek yapıldığından, bu titreşimin modifikasyonuna da neden olacaktır. Ayrıca, insan vücudu yay ve amortisörlerle bağlanan kütlelerden oluşan mekanik bir sisteme benzetilebileceği için, ortaya çıkan iletkenlik, koltuk dinamiğine olduğu kadar araçta bulunan kişinin yapısına, ağırlığına ve boyuna da bağlı olacaktır (Griffin 1990).

J.H. Varterasian ve R.R. Thompson (1977) tarafından daha sonra gerçekleştirilen bir çalışmada, objektif titreşim ölçümleri ve sübjektif insan değerlendirmesi arasındaki korelasyon rapor edildi. Bu çalışmada 16 denekten shaker'a bağlanan bir çift koltuk üzerindeki sürüşü doğrudan karşılaştırarak altı koltuğun konforunu değerlendirmeleri ve

sonrasında en rahat olanı seçmeleri istendi (Varterasian and Thompson 1977).

Çoğunlukla koltukların dinamik yanıtı ivmenin zeminde ve koltuk tabanında ölçüldüğü, üzerinde oturmakta olan koltuklar üzerinde gerçekleştirilen testler aracılığı ile değerlendirilmektedir (Corbridge and Griffin 1986).

Pek çok araba koltuğu esasta kalıplanmış poliüretan köpük bloklarından oluşmaktadır. Köpük yüksek derecede doğrusal olmayan karmaşık bir materyaldir; örneğin, sertlik kompresyon seviyesi fonksiyonu olarak değişiklik göstermektedir; başlangıçta sert, sonrasında yumuşar ve son olarak kompresyon arttıkça yeniden sert bir hal alır (Patten *et al.* 1998).

Oturan farklı kişilerle koltukta farklı kompresyon seviyeleri ortaya çıkacaktır; bu nedenle farklı kişiler için koltuk sertliği de farklı olacaktır, hatta farklı pozisyonda oturan aynı kişi bile farklı sertlik hissedecektir. Bu değişiklik, ölçülmüş titreşim yanıtları üzerinde dramatik etkilere sahip olabilir. Köpüğün de oldukça uzun soluklu bir belleği vardır ve statik ve dinamik kararlı çalışma koşullarının elde edilmesi saatler alır, örneğin referans (White *et al.* 2000).

A. Burdoff ve P. Swuste (1993) standartlaştırılmış araç titreşim spektra kullanarak, laboratuvar ortamında 11 adet süspansiyon koltuğunun aynı zamanda tipik yollar üzerinde sürülen araçların izolasyonunu ölçtüler. Sonuçlar, araçlardaki 24 iletilebilirliğin 19'unun laboratuvarda ölçülene karşılık gelen iletilebilirliklerden daha fazla olduğunu gösterdi. Süspansiyon koltuklarının dinamik yanıtının laboratuvar ölçümlerinin, o alandaki performanslarını tahmin etmekte yeterli bilgi sağlamadığı sonucuna vardılar. Bu farklılığın nedeni, sürtünme (düşük yoğunlukta titreşim) ve kapama (end-stop) etkilerinden (yüksek yoğunlukta titreşim) kaynaklanan doğrusalsızlık olabilir (Burdoff and Swuste 1993).

Traktör sürücülerinin maruz kaldığı bütün vücut titreşimi üzerine gerçekleştirilen bir alan çalışmasında Stiles ve ark. koltukların %45'inin sürücünün maruz kaldığı ivme

düzeylerini artırdığını ortaya çıkardılar. Artışın büyük oranının kapama (end-stop) etkileri olduğu söylendi. Kapama etkilerinin, bazı sürücüler için oldukça ciddi olabileceği ileri sürülmüştür. Öyle ki; sürücüler kapama etkilerinden kaçınmak için süspansiyon sistemini kaynaklamayı tercih etmektedir (Stiles *et al.* 1994).

S. Rakheja vd. (1994) yaptıkları çalışmada doğrusallaştırılmış bir süspansiyon koltuk modeli kullandılar ve Coulomb sürtünümünün viskoz sönümlemeden daha etkili olduğunu ve sürüş performansını artırmak için ikisinin katsayılarının da düşürülmesi gerektiğini ortaya çıkardılar (Rakheja *et al.* 1994).

T. Gunston (2000) hazırladığı bir modele göre, doğrusal olmayan süspansiyon sönümlemesini düşürmenin, düşük genliklerde koltuk performansı üzerinde önemsenmeyecek etkisi, orta genliklerde küçük bir etkisi (%5 artışta, %50 değişim) ve yüksek genlikte kapama etkileri nedeniyle yüksek etkisi (%10 artışta %150 değişim) vardır. Düşük ve orta genlikte süspansiyon sürtünmeyi düşürmek faydalıydı (%50'lik düşüş, %40 gelişme sağlar); ancak sönümlemenin düşürülmesi, genellikle daha fazla kapanma (end-stop) etkilerine yol açacağından, yüksek genlik ve sürtünmeyi düşürmek zararlıydı. Çalışma sonuçlarına göre sürtünme, ideal olarak, olabildiğince azaltılmalıdır ve sürtünmesiz sönümleme, kapama etkilerinin oluşumunu kontrol etmek için kullanılmalıdır (Gunston 2000).

Pek çok araba koltuğu esasta kalıplanmış poliüretan köpük bloklarından oluşmaktadır. Köpük yüksek derecede doğrusal olmayan karmaşık bir materyaldir; örneğin, sertlik kompresyon seviyesi fonksiyonu olarak değişiklik göstermektedir; başlangıçta sert, sonrasında yumuşar ve son olarak kompresyon arttıkça yeniden sert bir hal alır (Cavender 1993).

Oturan farklı kişilerle koltukta farklı kompresyon seviyeleri ortaya çıkacaktır; bu nedenle farklı kişiler için koltuk sertliği de farklı olacaktır, hatta farklı pozisyonda oturan aynı kişi bile farklı sertlik hissedecektir. Bu değişiklik, ölçülmüş titreşim yanıtları üzerinde çarpıcı etkilere sahip olabilir. Köpüğün de oldukça uzun soluklu bir

belleği vardır ve statik ve dinamik kararlı çalışma koşullarının elde edilmesi saatler alır, örneğin referans (Leenslag and Huygens 1997).

Test dönemi sonrasında, köpüğün eski haline gelmesi 2 günden fazla bir zaman alabilir. Koltuk değerlendirme testlerinin oturan-koltuk sistemi kararlı duruma gelene kadar gerçekleştirilmemesi halinde, başarılı bir tekrarlanabilirliği elde etmek için test prosedüründe ölçümler eş zamanlı yapılmalıdır. Köpük özellikleri, sıcağa ve neme karşı da duyarlıdır bu nedenle testler kontrollü ortam koşulları altında gerçekleştirilmelidir ve koltukta oturan kişinin verdiği sıcaklık köpüğün dinamik özelliklerini de etkileyecektir. Köpüğün tüm bu özellikleri, deneyler gerçekleştirilirken tekrarlanabilir sonuçların elde edilmesini zorlaştırmaktadır (Moreland *et al.* 1994).

W. Sun vd. (2011) yaptıkları çalışmada; özellikli dinamik çıktı geri bildirim yolu ile hareketli koltuk süspansiyonu için H_∞ kontrol problemini inceler. İnsan vücudunun bir dikey titreşim modeli koltuk süspansiyon sistemlerinin modellemesini daha kusursuz hale getirmek için gösterilir. Bu arada, tüm frekans etki alanı içinde rahatsızlığı azaltmayı idare eden var olan H_∞ kontrol metotlarından farklı olarak, bu çalışma insan vücudu özelliklerine uyması için sonlu frekans bölgesindeki hareketli koltuk süspansiyonu için H_∞ kontrol problemini de gösterir. Genelleştirilmiş Kalman-Yakubovich-Popov (KYP) Lemmasının kullanarak, rahatsızlıktan kontrollü çıkışa olan H_∞ modeli insanın titreşime çok hassas olduğu ve oturma konforunu arttırmak arasında seçilmiş frekans bandı üzerinde düşürülmüştür. Aktif koltuk süspansiyon sistemlerinin uygulama durumu göz önüne alındığında, Denetçi tasarımını konveks bir optimizasyon problemine dönüştüren etkili bir çoklu genişlemenin kullanıldığı yere tesise eşit olan düzenin dinamik çıktı geri bildirim kontrol edicisi tasarlanmıştır. Hareketli koltuk süspansiyon sistemleri için tüm frekans yaklaşımı ile karşılaştırıldığında, belirli ve rasgele yol bozuklukları olan bir uygulama örneği ile onaylanan performans kısıtlayıcısının kontrolör tasarımında olacağı garanti edildiğinde, sonlu frekans yaklaşımı söz konusu frekans aralığı için rahatsızlık azaltmayı daha iyi başarıyor (Sun *et al.* 2011).

R. Güçlü ve K. Gülez (2008) yaptıkları çalışmada sinir ağı (Neural Network NN) kontrolörü tarafından kontrol edilen Kalıcı Mıknatıslı Senkron Motor (PMSM) kullanan yolcu koltuğu ve aktif süspansiyonu olan serbest motor modelinin doğrusal olmayan sekiz serbestlik dereceli dinamik hareketleri test edilmiştir. Sinir ağı yapısında, Hızlı Geriye Yayılım Algoritması (FBA) kullanılmıştır. Sinir ağının birçok testi gösterdi ki, model daha sınırlı girdi bilgi sersini kullanarak bile, titreşim durumları için yüksek duyarlı çıktılar verebiliyor. Doğrusalsızlık amortisörlerdeki kuru sürtünmeden dolayı ortaya çıkar. PMSM kullanan araç vücudu ve yolcu koltuğu tamamen eş zamanlı kontrol edilir. Yol bozukluğu ve frekans tepkilerinden dolayı doğrusal olmayan araç modelinin tepki zamanları elde edilir. Son olarak, kontrolsüz ve kontrollü durumlar karşılaştırılır. Doğrusal olmayan tüm araç modelinin koltuk titreşimi istenilen ve başarılı çıktı arasında neredeyse sıfır hata ile sinir ağı tarafından kontrol edilir (Güçlü and Gülez 2008).

İnsan vücudu doğal olarak, sinir sisteminin itme ve çekme hareketleriyle sabit bir titreşim üreterek çalışır. Otonom sinir sistemi tarafından kendiliğinden ayarlanan bu hareketler vücudun değişik organ ve yapı elemanlarında belirli bir frekansa sahiptir. İnsan vücudunun titreşim frekansları vücudun titreşim etkisinde dört farklı bölgesine ayrılabilir. Bu bölgeler; 3-6 Hz' lik frekanslarda; bel ve mide, 20-30 Hz' lik frekanslarda; baş ve boyun, 60-90 Hz' lik frekanslarda; göz küreleri, 100-200 Hz' lik frekanslarda; kol ve bacaklara ait rezonans frekanslarıdır (Coermann 1968).

E. Sadıkhov ve E. Bilgiç (2013) yayınladıkları makalelerinde ulusal titreşim ölçeğinin oluşturulması konusunda çalışmışlardır. Ulusal titreşim ölçeği her ülkede metroloji merkezler tarafından oluşturulur. Genellikle titreşim ölçekleri değişik titreşim seviyelerinde ve farklı frekans bölgelerinde kullanılabilen dönüştürücüler kullanılarak oluşturulur. Titreşim metrolojisinde kalibrasyon zincirinin kurulması ISO' nun ilgili standartları doğrultusunda gerçekleştirilir (Sadıkhov 2013).

Taşıtlardaki şok ve titreşimlerin iki ana kaynağı vardır. Birincisi iç kaynaklar, ikincisi de dış kaynaklardır. Taşıtta titreşime neden olan iç kaynaklar; motor, güç iletim

sistemleri (vites mekanizması, debriyaj, diferansiyel) ve tekerlek-lastik tertibatıdır. Kişileri rahatsız eden taşıt titreşimlerin esas kaynağı dış kaynaklı olanlardır. Genelde yol pürüzlülüğünden kaynaklanan bu titreşimlerin iyileştirilmesi ana problemi oluşturmaktadır. Yoldan gelen uyarılar, tekerleklerden gövdeye, yay ve sönüm elemanları üzerinden geçerler. Tekerlekler, düşey hareketlere ilaveten, taşıt düz seyretse bile, tekerlekler asılış sistemlerine bağlı olarak, kamber açısı hareketleri yapıp, yan kuvvetler doğurabilir (Demircan 2012).

Dinamik sistem olan taşıtların, titreşim analizi üzerinde bugüne kadar çok sayıda araştırma yapılmıştır. Buna rağmen taşıt titreşim analizi; konforu ve seyir emniyeti açısından insanların duyarlılık ve beklentilerinin artması, artan taşıt hızları gibi sebeplerle önemini korumaktadır. Süspansiyon sistemi tasarımında süspansiyon çalışma aralığı ve gövde titreşim seviyeleri önemli faktörlerdir. Bu faktörler süspansiyon performansını sınırlar. Taşıt titreşimleri üzerindeki araştırmaların hedefi, titreşimlerin yolcu ve gövde elemanları üzerindeki zararlı etkilerini yok etmek veya azaltmanın yollarını aramaktır (Alarçin and Yüksek 2005).

C. Demir (2004) yaptığı çalışmada; Altı tekerleğinden tahrikli bir taşıtın rezonans frekansları sayısal ve deneysel olarak elde edilmiştir. Taşıtın dinamik modellenmesinde elastik gövde ve rijit gövde modelleme yaklaşımı kullanılmıştır. Elastik gövde yaklaşımında, üç boyutlu sonlu eleman modeli, kabuk ve çubuk elemanlar kullanılarak oluşturulmuştur. Taşıt parçaları kütle eleman olarak, orijinal yerlerine konulmuştur. Rijit gövdeli model yaklaşımında "Tam Taşıt" esas alınarak matematik modellemeler gerçekleştirilmiştir. Tekerlekler, yay ve sönüm elemanı kullanılarak modellenmiştir. Deneysel çalışmalarda, elektrodinamik bir titreşim üretici ile tahrik sağlanmış ve frekans değerleri elde edilmiştir (sinüs-süpürme yöntemi). Ayrıca seyir durumu için testler yapılmıştır. Ölçümler B&K 2515 Vibration Analyser cihazıyla gerçekleştirilmiştir. Sayısal ve deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Seyir durumu için yapılan deneysel çalışmalarda taşıt titreşim ivme değerlerinin büyük olduğu görülmüştür. Wavelet filtreleme yöntemi ile titreşim kaynağı belirlenmiştir ve çözüm önerileri getirilmiştir (Demir 2004).

2.2 Titreşimin İnsan Sağlığı Üzerine Etkisi

Titreşim (vibrasyon): Mekanik bir sistemdeki salınım hareketlerini tanımlayan bir terimdir. Bir başka ifadeyle potansiyel enerjinin kinetik enerjiye, kinetik enerjinin potansiyel enerjiye dönüşmesi olayına titreşim (vibrasyon) denir. Titreşimin özelliğini, frekansı ve şiddeti belirler. Endüstride birçok titreşim kaynağı vardır. Titreşim, araç, gereç ve makinelerin çalışırken oluşturdukları salınım hareketleri sonucu meydana gelir. Çalışmakta olan ve iyi dengelenmemiş araç ve gereçler genellikle titreşim oluştururlar. Titreşimi, insan sağlığı üzerindeki etkisi bakımından iki fiziksel büyüklüğü ile tanımlamak mümkündür. Bunlar titreşimin frekansı ve titreşimin şiddetidir.

Titreşimin frekansı: Birim zamandaki titreşim sayısına titreşimin frekansı denir. Birimi Hertz' dir (Hz).

Titreşim Şiddeti: Titreşimin olduğu ortamda titreşimden ileri gelen enerjinin hareket yönüne dikey, birim alanda, birim zamandaki akım gücüne, titreşimin şiddeti denir. Birimi (W/cm^2) dir.

Titreşim düzgün (sinüzoidal) ve tek frekanslı olabileceği gibi, kompleks frekanslı rasgele bir tipte de olabilir. İnsanlar, 1 Hz. ile 1000 Hz. arasındaki titreşimleri algırlar.

Son yıllarda titreşimin insan sağlığına zararları üzerine araştırmalar yapılmaktadır. Titreşimin vücuda etkileri şiddetine göre değişiklik gösteriyor. İnsan vücudu her gün pek çok değişik etkiye -titreşime- maruz kalmaktadır. Fiziksel ve psikik travmalar vücutta kalıcı ya da geçici değişikliklere neden olur.

İnsan, titreşimin düşük frekanslarında sarsıntı hisseder. Buna karşılık titreşimin yüksek frekanslarında karıncalanma hatta yanma hissi duyar.

Titreşimin insan vücudu üzerindeki etkileri;

- a. Fiziksel ve Biyomekanik,
- b. Psikolojik,
- c. Fizyolojik ve
- d. Patolojik etkiler şeklindedir.

Bu etkiler birbiri ile sıkı ilişkilidirler. Titreşimin tıbbi ve biyolojik etkisi büyük ölçüde şiddetine ve maruz kalınan süresine bağlıdır. İnsan vücuduna belirgin etkisi olan titreşimin frekansı 1 Hz. ile 100 Hz. arasındadır.

Titreşime neden olan el aletlerini kullanan kişilerde yapılan ölçmelerde; El-kol-vücudun titreşim geçirme oranı, 5 Hz' de en yüksek olarak bulunmuştur. İkinci maksimum düzey ise; 20 Hz. ile 30 Hz. arasındadır.

Titreşim enerjisi avuç içinden el sırtına, elden kola ve koldan omuza geçerken önemli güç kaybına uğrar. Bu hafifleme omuz eklemlerinde en fazla olur. Bu gücün azalarak seyretmesi memnuniyet verici bir husustur.

Vücudun mekanik titreşime gösterdiği reaksiyon karışık bir olay olup çok iyi bilinmemektedir.

Buna rağmen vücutta bazı doku yapılarının deformasyonu, solunum hızının artması, oksijen tüketiminin artmasına bağlı olarak enerji harcamasının artması, kalp atım sayısının artması dolayısıyla da kan basıncının artması (5 Hz frekanslı titreşime maruz kalan kişilerin % 50 sinden fazlasında kan basıncında artma görülmektedir) performansta gerileme, sübjektif algılamada bozulma, merkezi sinir sistemi hücrelerinin fonksiyonlarında aksamaya neden olduğu bilinmektedir. Ayrıca kanda glikoz ve glikojen konsantrasyonunda azalma olduğu da bilinmektedir. Bu değişikliklerden çoğu titreşime maruziyetin başlangıcında yüksek iken daha sonra normale dönüşebilmektedir.

Titreşimin klinik olarak belirlenen etkilerini şu şekilde sıralamak mümkündür.

Çok düşük frekanslı titreşimin etkileri ($f < 2$ Hz.): At, otomobil, uçak, gemi gibi araçlarla seyahat sırasında merkezi sinir sistemi şikayetleri meydana gelebilir. Bulantı, kusma, soğuk terleme olabilir. Seyahat bitince belirtiler belli bir süre sonra ortadan kalkar.

Düşük frekanslı titreşimin etkileri ($2 \text{ Hz} < f < 30 \text{ Hz}$): Klinik belirtiler genel olarak titreşimli el aleti kullanan işçilerde, elde dolaşım bozuklukları, hipersensitivite ve daha sonra uyuşukluk şeklinde olur. Maruziyet sürerse omuz başlarında ağrı, yorgunluk soğuğa karşı hassasiyet artması olur.

Tüm vücudun veya el ve kolların titreşime maruziyeti sonucunda oluşan etki;

- Titreşimin frekansına,
- Titreşimin şiddetine,
- Titreşimin yönüne,
- Titreşime maruz kalınan süreye,
- Titreşimin uygulandığı bölgeye ve bölgenin büyüklüğüne,
- Titreşime maruz kalan kişinin yaşına, cinsiyetine ve kişisel duyarlılığı ile genel sağlık durumuna bağlıdır.

Titreşimin etkisi en fazla düşük frekanslarda görülür. Titreşimin frekansı arttıkça, titreşimin ivmesinin şiddeti ve oluşan etkisi azalır. Titreşimin yüksekliği (şiddeti) W/cm^2 olarak ifade edilir.

İşçi sağlığı bakımından önemli olan titreşim, frekans bantlarına ayrılarak ölçülür.

Frekans bantları:

1 - 2 Hz

4 -16 Hz

25 – 250 Hz

1000 – 2000 Hz

4000 - 8000 Hz. dir.

Zorunlu taşıtlardan başta otomobil, uçak, tren ve otobüs olmak üzere toplu taşıma araçları, asfalt delici, vibratör, elektrik testeresi gibi aletler insanları zamana bağlı değişim gösteren etkilerle, titreşim ile tanıştırdı. Otobüs, kamyon, traktör vb. kullanıcıları, iş makinesi operatörleri pnömatik kompresör kullanıcıları ve pilotlar (özellikle helikopter pilotları) meslekleri gereği uzun süre çeşitli titreşimler alırlar. Titreşimin dozu arttığında ya da süresi uzadığında araçların verimliliği çoğalmakta, bunları kullanan ve bir süre içinde bulunan insanlar da ilgi ve iştah kaybı, terleme, salivasyon artışı, bulantı, baş ağrısı, yorgunluk gibi istenmeyen sonuçlar doğabiliyor. Titreşime maruz kalanlarda kas-iskelet, kalp-damar, mide barsak sistemlerinde değişiklikler oluyor. Uzun süre otomobil ve kamyon kullananlarda omurgada disk fitiği problemi yaşanıyor.

Helikopter titreşimlerinin kas ve iskelet sistemlerinde ciddi bozulmalara neden olduğunu yaklaşık 20 sene önce kanıtlamıştır. Pilotların Titreşimle İlişkisi Uçak ve helikopter pilotlarında, 35 Hz' in üzerindeki titreşimlerde, göz kürelerinin hareketleri kontrol edilemez hale gelmekte ve görme keskinliğinde düşüşler oluşmaktadır

1980□de 3500 hasta üzerinde yapılan bir araştırma ise; titreşime maruz kalan traktör, kamyon ya da diğer ağır vasıta sürücülerinde sırt ağrıları yaşadıkları, araştırmalarda, titreşim ile sırt ağrısı arasında direkt bir ilişki gören bilim adamları, bu durumlarda eklemlerde kronik sertleşmelerin olduğunu da belirlemişler. Vücudun titreşimlerle direkt temas noktalarında (örneğin el kompresörü kullanıcıları ile otobüs ve kamyon şoförlerinin titreşimden direkt olarak etkilenen elleri, kolları ve elin palmar yüz derisi)

titreşime bağı mikro travma reaksiyonları oluşmakta, El-kol Titreşim Sendromu ismi verilen dolaşım bozukluğu söz konusu olmaktadır.

2.3 Titreşimden Korunma

Titreşimin etkisinden korunmak için teknik ve tıbbi önlemler ile eğitime gerek vardır. Titreşimden korunmanın temel hedefi, titreşimi kaynağında azaltmaya yönelik olmalıdır.

Genellikle makina tasarımı sırasında titreşimi azaltacak zeminler yapmak ve titreşimi az olan makinalar satın almak. Kullanılan makinaların bakımlarını zamanında yapmak, vuran ve titreşen kısımlara izolasyon uygulamak.

Tıbbi korunmada ise, işe giriş muayenelerinde sinir sistemi kalp, damar ve sindirim sistemleri sağlam olan genç işçilerin seçilmesine dikkat edilmelidir. Periyodik muayenelerde titreşimin etkilerinin klinik muayeneler uygulanarak aranması, el, bilek ve dirsek eklemlerinin dikkatle muayene edilmesi gerekir. Röntgen filmlerinin çekilmesi faydalı olur.

Titreşimden korunmanın bir yolu da eğitimidir. İşyerinde titreşime maruz kalan kişiler ve yöneticiler, titreşimin neden olduğu risklere ve rahatsızlıklara karşı eğitilmelidir.

Ayrıca, titreşimin olumsuz etkileri görülen işçilerin değiştirilmesi yoluna gidilmelidir. Çalışma süresinde kısıtlama yapılması veya çalışma süresince daha sık dinlenme araları verilmesi, titreşimden etkilenmede uygun bir korunma yöntemi olacaktır.

2.4 Titreşimin Denetim Yöntemleri ve Yasal Düzenlemeler

Titreşimin denetimi her şeyden önce, işçi ve işverenin titreşimin olumsuz etkilerini en iyi şekilde bilmesi ile başlar.

Titreşimin olumsuz etkilerine karşı eğitimli bir işveren, kuracağı işyerinde kullanacağı makinanın konulacağı zemini titreşimi yok edecek veya iletmeyecek şekilde düzenler. Makinaların bakımını zamanında yapar. İşçileri işe alırken, titreşime hassasiyeti olmayanlardan seçer.

Ülkemizde, işyerlerindeki denetimlerde titreşim üzerinde pek durulmaz. Nedeni ise, titreşimin çok iyi bilinmemesinden ve çalışanların işyerlerinde titreşimden şikayetçi olmamalarından kaynaklanır.

Titreşim konusunda, ülkemizde yeterli araştırma da yapılmamaktadır. Bir veya iki üniversitenin dışında, titreşim ölçmesi yapan ve değerlendiren kurum ve kuruluşta yoktur.

Çalışma ve Sosyal Güvenlik Bakanlığı olarak da bu konuda ciddi çalışmalar yapılmamıştır.

Her ne kadar, “Titreşim sonucu kemik-eklem zararları ve anijionörotik bozukluklar” olarak, Sosyal Sigortalar Sağlık İşlemleri Tüzüğü’ne ekli listede belirtilmiş ise de; SSK yıllık istatistiklerinde, titreşimden ileri gelen meslek hastalıklarına rastlanılmamaktadır. Titreşimden oluşan meslek hastalığının yükümlülük süresi 2 yıldır.

Bilindiği gibi İşçi Sağlığı ve İş Güvenliği Tüzüğü’nün 79. maddesinde, titreşim (vibrasyon) yapan aletlerle yapılan çalışmalarda alınacak tedbirler;

1 – Titreşim yapan aletlerle çalışacak işçilerin, işe alınırken, genel sağlık muayeneleri yapılacak, özellikle kemik, eklem ve damar sistemleri incelenecek ve bu sistemlerle ilgili bir hastalığı veya arızası olanlar, bu işlere alınmayacaktır.

2 – Titreşim yapan aletlerle çalışacak işçilerin, periyodik olarak, sağlık muayeneleri yapılacaktır. Kemik, eklem ve damar sistemleriyle ilgili bir hastalığı görülenler, çalıştıkları işlerden ayrılacak, kontrol ve tedavi altına alınacaktır.” denilmektedir.

Ayrıca; 10.06.2003 tarihli Resmi Gazete’ de yayımlanan 4857 sayılı İş Kanununun 78 inci maddesine göre hazırlanan ve 23.12.2003 tarihli ve 25325 sayılı Resmi Gazete’ de yayımlanan Titreşim Yönetmeliği bilindiği üzere 23.12.2006 tarihinde yürürlüğe girecektir. Bu yönetmelik hükümlerine göre; el-kol titreşimi ve tüm vücut titreşimi için, günlük maruziyet sınır değerler ve maruziyet etkin değerler verilmekte, maruziyetin ölçülmesi ve değerlendirilmesinin yapılması zorunluluğu hükme bağlanmıştır.

Yine bu yönetmeliğe göre; “Maruziyetin Önlenmesi veya Azaltılması” “Risk Belirlenmesi ve Değerlendirmesi” “İşçilerin Bilgilendirilmesi ve Eğitimi” “İşçilerin Görüşünün Alınması ve Katılımın Sağlanması” “Sağlık Gözetimi” ve “Özel Koşullar” başlıklı maddelerde titreşimle ilgili olarak detaylı hükümler yer almaktadır.

3. MATERYAL ve METOT

3.1 Temel Kavramlar

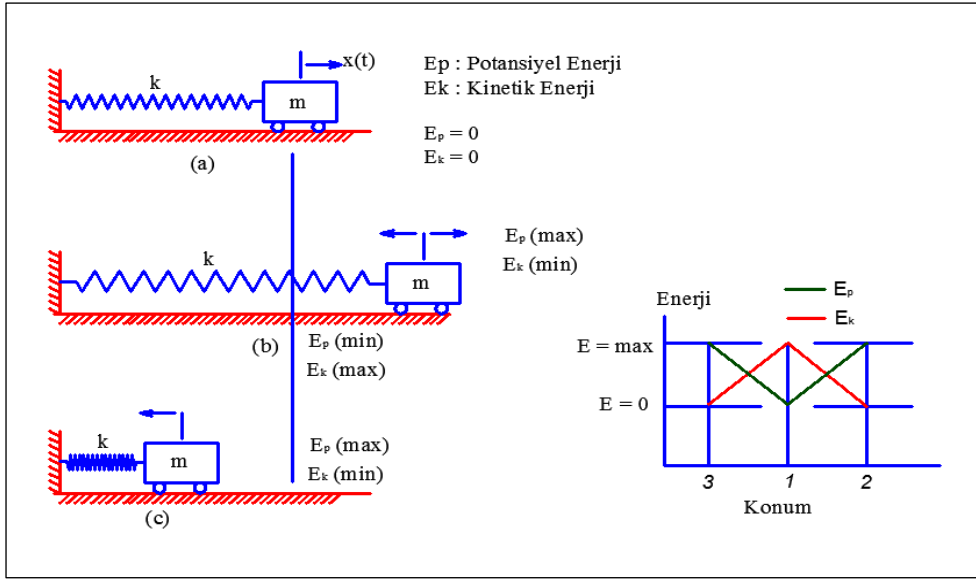
3.1.1 Titreşim

Titreşim, nesnelerin sabit bir referans çevresi veya nominal bir pozisyona göre (genellikle denge durumu) tekrar eden hareketlerinin çalışmasıdır. Titreşim her yerde belirgindir ve birçok durumda mühendislik tasarımlarının doğasını büyük oranda etkiler. Mühendislik cihazlarının titreşim özellikleri performansları üzerinde genellikle kısıtlayıcı bir faktördür.

Titreşimin etkisini belirleyen faktörler, genliği, frekansı, etki süresi, zamana göre değişimi, titreşim yönü ve titreşimin etki noktasıdır. Titreşime bağlı en önemli kavramlardan biri frekanstır. Saniyedeki titreşim sayısı frekans olarak adlandırılır. Diğer bir önemli kavram olan genlik, salınımın en yüksek dalga boyunu ifade eder (Griffin 1992).

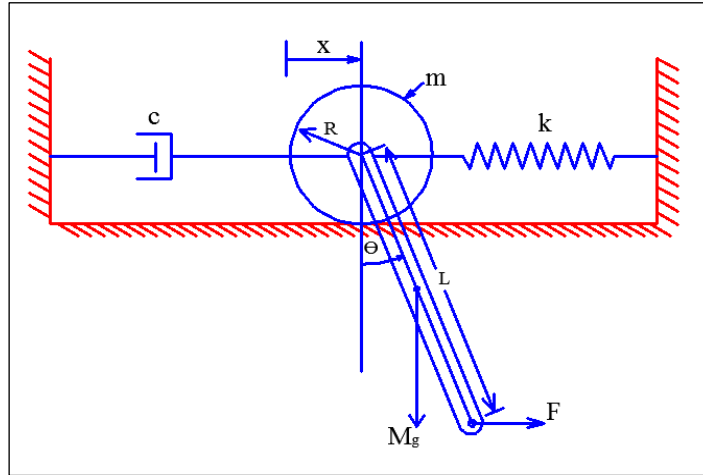
Teorik titreşim fiziksel sistemin salınım hareketi ile ilgilidir. Bu hareket harmonik, periyodik ya da genel hareket şeklini alabilir. Bu hareket zamanla çeşitlenen genliktir. Bizim konforumuz için aklımıza gelebilecek her şey de titreşim önemlidir ve bu nedenle büyük ihtiyaç vardır. Bir sistemin titreşimi dönüşümlü olarak potansiyel enerjisinin kinetik enerjiye ve kinetik enerjisinin potansiyel enerjiye transferini içermektedir.

Bu nedenle titreşim yapan sistemler potansiyel enerji ve kinetik enerji depolayan elemanlara sahip olmalıdır. Potansiyel enerji depolayan elemanlar yay veya elastik elemanlar, kinetik enerji depolayan elemanlar ise kütle veya atalet elemanlarıdır. Elastik elemanlar potansiyel enerji depolar ve bu enerjiyi atalet elemanına kinetik enerji olarak geri verir.



Şekil 3.1 Kütleye yay sisteminin hareketi.

Titreşim sisteminin elemanları; kütle, yay, sönüm ve kuvvettir. Bu elemanlar Şekil 3.1' de gösterilmiştir. Şekil 3.2' de titreşimin sönüm elemanları gösterilmiştir. Sönüm elemanlarında mekanik enerji ısı enerjisine dönüşür.

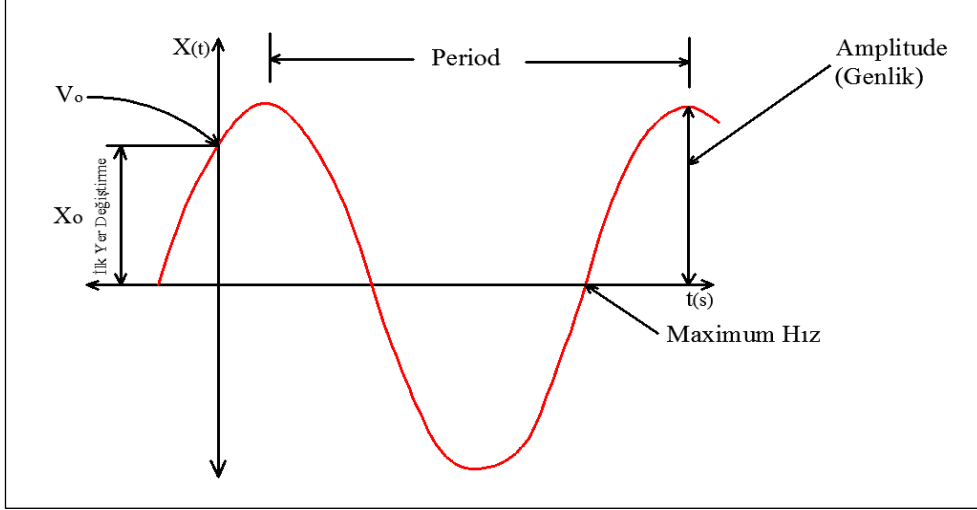


Şekil 3.2 Titreşimin sönüm elemanları.

3.1.2 Periyodik Titreşim

Belirli zaman aralıklarıyla kendisini tekrar eden titreşim şeklidir. Şekil 3.3' te periyodik titreşim gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi hareketin kendisini tekrar ettiği zaman

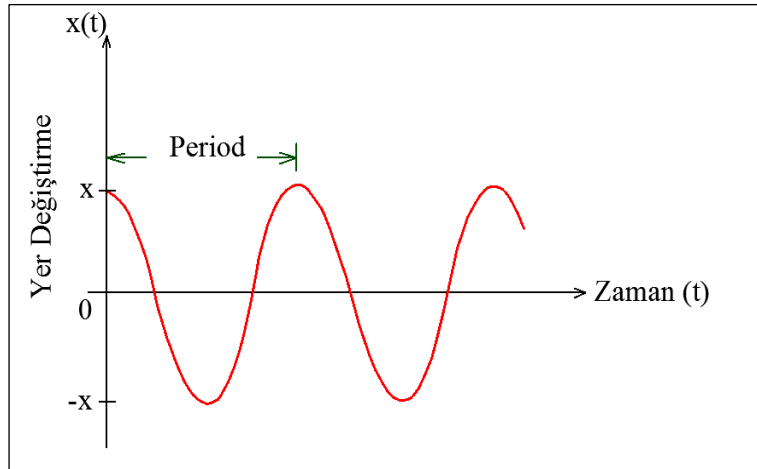
aralığına periyot (T) denir. Bir saniyede meydana gelen hareket sayısına ise frekans (f) denir. Frekans periyodun tersidir. ($f=T^{-1}$)



Şekil 3.3 Periyodik titreşim gösterimi.

3.1.3 Harmonik Titreşim

Bir cismin yaptığı gidip gelme hareketine salınım hareketi veya basit harmonik hareket denir. Bir ipe bağlanarak asılan cismin sallanma hareketi, yatay ya da düşey düzlemde bir noktaya asılan yayın ucundaki cismin çekilip itilmesi sonucu yaptığı hareket basit harmonik hareket olup, bir sinüs dalgası şeklinde değişen titreşim hareketine de harmonik titreşim denir. Şekil 3.4’ te harmonik titreşim gösterilmiştir.



Şekil 3.4 Basit harmonik hareket.

$$x(t)=X \cos \omega t$$

Burada X hareketin genliği, ω hareketin frekansı ve t zamandır.

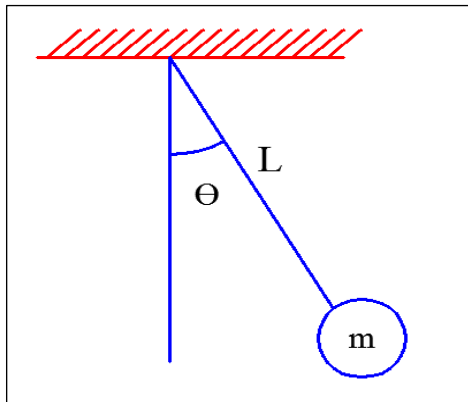
3.2 Serbestlik Derecesi

Bir sistemin tüm parçalarının pozisyonlarını herhangi bir anda tamamen belirlemeyi gerektiren bağımsız koordinat sayısı sistemin serbestlik derecesini tanımlar. Bir başka deyişle sistemin serbestlik derecesi, sistemin kütlelerinin konumunu herhangi bir anda korumak için gerekli olan koordinat yer değişimlerinin minimum sayısıdır.

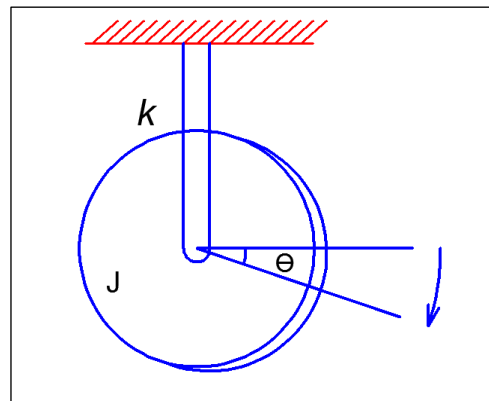
Serbestlik derecesinin sayısı; sistemdeki kütle sayısı ile kütlelerin mümkün olan hareket tipi sayısının çarpımıyla bulunabilir.

Titreşim hareketinin meydana geldiği doğrultu veya eksen sayısı serbestlik derecesi olarak adlandırılır. Uygulamada bir titreşim hareketi pek çok doğrultu veya eksen de meydana gelebilir. Bu yüzden titreşim hareketi üç doğrusal eksen (x, y ve z) ve üç açısıl doğrultu (r_x , r_y ve r_z)'da ölçülür (Anonymous 1997).

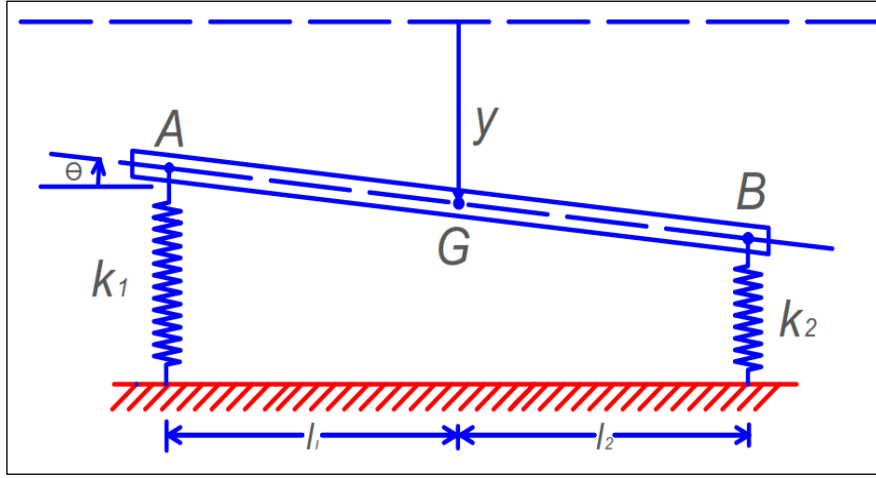
Şekil 3.5 (a) ve (b) de ki yay kütle sistemindeki kütlelerin konumu sadece x koordinatı ile ifade edilebilir, dolayısı ile yay kütle sistemi tek serbestlik derecelidir.



a) Tek serbestlik dereceli (Sarkaç salınım)



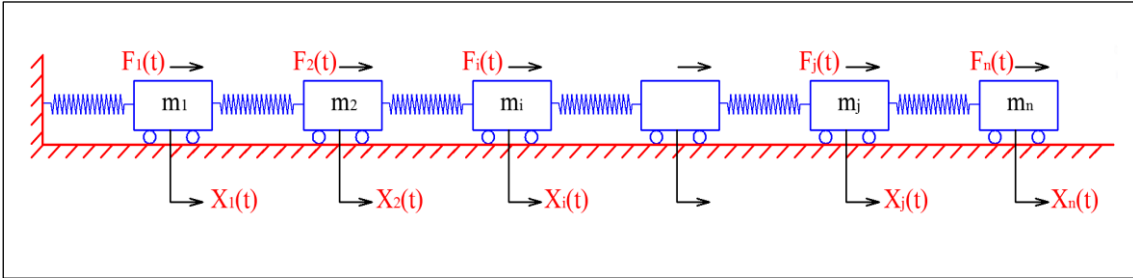
b) Tek serbestlik dereceli (Burulma)



c) İki Serbestlik dereceli sistem

Şekil 3.5 Sistemlerin serbestlik derecelerinin gösterimi.

Çok serbestlik dereceli sistem ise, yay ve sönümleyiciler ile ayrılmış noktasal kütlelerden oluşan bir sistem olarak tanımlanabilir. Şekil 3.6' da çok serbestlik dereceli sistem gösterilmiştir.



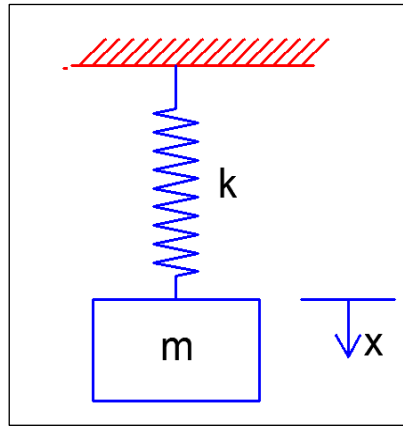
Şekil 3.6 Çok serbestlik dereceli sistem.

Serbestlik derecesi sonlu sayıda olan sistemlere ayrı ve toplu parametrelili sistemler denir ve sınırsız sayıda serbestlik derecesi olanlara ise sürekli veya dağıtık sistemler denir (Shabana 1995).

3.3 Titreşimin Sınıflandırılması

3.3.1 Serbest ve Zorlanmış Titreşim

Eğer bir sistem, ilk bozukluktan sonra kendi kendine titreşmeye bırakılırsa, ardından gelen titreşim serbest titreşim olarak bilinmektedir. Şekil 3.7' de görüldüğü gibi Free (serbest) titreşimde sisteme dışarıdan bir kuvvet yoktur.



Şekil 3.7. Serbest titreşim.

Eğer bir sistem dış kuvvete (sıklıkla kuvvetin tekrar eden bir türü) tabi olursa elde edilen titreşim zorlanmış titreşim olarak bilinmektedir. Zorlanmış (forced) titreşim dışarıdan uyarılmanın sonucunda olur. Her iki durumda da serbest ve zorlanmış titreşim sistemi dengeleyici (düzeltici) kuvvet üretme yeteneğine sahip olmalı. Titreşim hareketi bu eğilimdedir.

3.3.2 Sönümsüz ve Sönümlü Titreşimler

Eğer sistemde sürtünme veya benzeri dirençler sebebi ile enerji kaybı sönümüne sebep olacak bir etki yok ise titreşim sönümsüz olarak adlandırılır. Eğer sistemde sönüm mevcut ise sistem sönümlüdür (Kıral 2013).

Sönümsüz serbest titreşim hareketi aslında teorik bir harekettir. Çünkü sistemde sönümlenme elemanı bulunsun veya bulunmasın bütün sistemler az da olsa sönümlenme

etkisine sahiptir. Sönümsüzlük teorik hesaplamalarda kolaylık sağlaması bakımından kullanılan bir kavramdır.

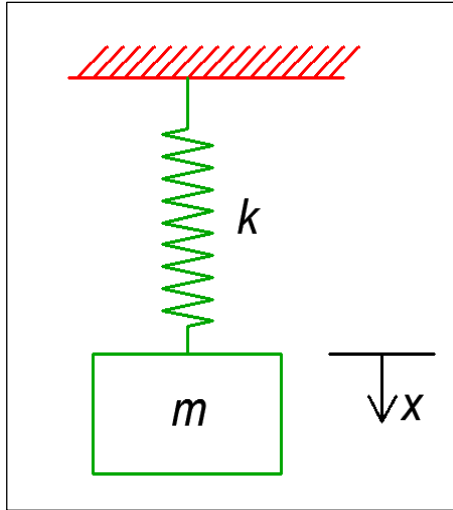
3.3.3 Lineer ve Lineer Olmayan Titreşimler

Eğer titreşim yapan sistemin tüm bileşenleri doğrusal (lineer) davranışa sahip ise oluşan titreşimlere lineer titreşim, eğer sistem elemanlarından herhangi biri doğrusal olmayan davranışa sahip ise oluşan titreşimlere lineer olmayan titreşim adı verilir. Birçok titreşim sistemi, büyük titreşim genlikleri için lineer olmayan davranışa sahiptir (Kıral 2013).

3.4 Tek Serbestlik Dereceli Sistemler

3.4.1 Tek Serbestlik Dereceli Sönümsüz Sistemler

Tek serbestlik dereceli bir cismin sönümsüz serbest titreşimi Şekil 3.8’ de görüldüğü gibi blok veya yayın basit harmonik hareketi ile aynı özelliğe sahiptir. Tek serbestlik dereceli sistemin yer değiştirme grafiği Şekil 3.9’ da görülmektedir.



Şekil 3.8 Tek serbestlik dereceli sönümsüz sistem.

Tek serbestlik dereceli sönümsüz bir sistemin hareket denklemi aşağıdaki gibidir.

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

Hareket denkleminin çözümü için,

$$x(t) = a e^{st} \text{ kabul edilir ve } a \text{ ve } s \text{ sabitleri belirlenir. (} a e^{st} \neq 0 \text{)} \quad (3.1)$$

$$\ddot{x}(t) = s^2 a e^{st} \quad (3.2)$$

1 ve 2 nolu denklemler hareket denkleminde yerine koyulursa,

$$[ms^2 + k] a e^{st} = 0 \quad (3.3)$$

$a e^{st}$ teriminin çarpanı sıfıra eşit olmalıdır ve bu denklemin sıfır yapan s değerleri sistemin özdeğerleri olarak adlandırılır. Bu s değerleri karakteristik denklemin sağlar.

Tek serbestlik dereceli sistemin titreşim frekansı,

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \text{ rad/s dir.} \quad (3.4)$$

Hareket denkleminin genel çözümü;

$$x(t) = a_1 e^{i\omega_n t} \text{ veya } x(t) = a_2 e^{-i\omega_n t} \quad (3.5)$$

5 numaralı denklem lineer olduğu için bu iki denklemin çözümünün toplamı ile hareket denkleminin çözümü elde edilir.

$$x(t) = a_1 e^{i\omega_n t} + a_2 e^{-i\omega_n t} \text{ (} a_1 \text{ ve } a_2 \text{ sabit değerlerdir.)} \quad (3.6)$$

$$\sin\omega t = \frac{1}{2i} (e^{i\omega t} - e^{-i\omega t}), \cos\omega t = \frac{1}{2} (e^{i\omega t} + e^{-i\omega t}) \quad (3.7)$$

($e^{\pm i\omega t} = \cos\omega t \pm i \sin\omega t$) yerine koyulursa,

$$x(t) = a_1 [\cos\omega_n t + i \sin\omega_n t] + a_2 [\cos\omega_n t - i \sin\omega_n t] \quad (3.8)$$

$$x(t) = (a_1 + a_2) \cos\omega_n t + i(a_1 - a_2) \sin\omega_n t \quad (3.9)$$

$$x(t) = A \sin(\omega_n t + \Phi) \text{ veya } x(t) = A_1 \cos\omega_n t + A_2 \sin\omega_n t \quad (3.10)$$

(A, Φ, A_1 ve A_2 gerçek sabitlerdir.)

$$A = \sqrt{a_1^2 + a_2^2} \text{ ve } \Phi = \tan^{-1}\left(\frac{a_1}{a_2}\right) \quad (3.11)$$

$$A_1 = (a_1 + a_2), \quad A_2 = i(a_1 - a_2) \quad (3.12)$$

$$a_1 = \frac{A_1 - A_2 i}{2} \text{ ve } a_2 = \frac{A_1 + A_2 i}{2} \quad (3.13)$$

$$t = 0 \text{ da ilk şartlar; } x = x_0, \dot{x} = \dot{x}_0 \text{ ve başlangıç hızı } v_0 = \dot{x}_0 \quad (3.14)$$

$$x_0 = x(0) = A \sin(\omega_n 0 + \Phi) = A \sin \Phi \text{ ve}$$

$$v_0 = \dot{x}(0) = \omega_n A \cos(\omega_n 0 + \Phi) = \omega_n A \cos \Phi \quad (3.15)$$

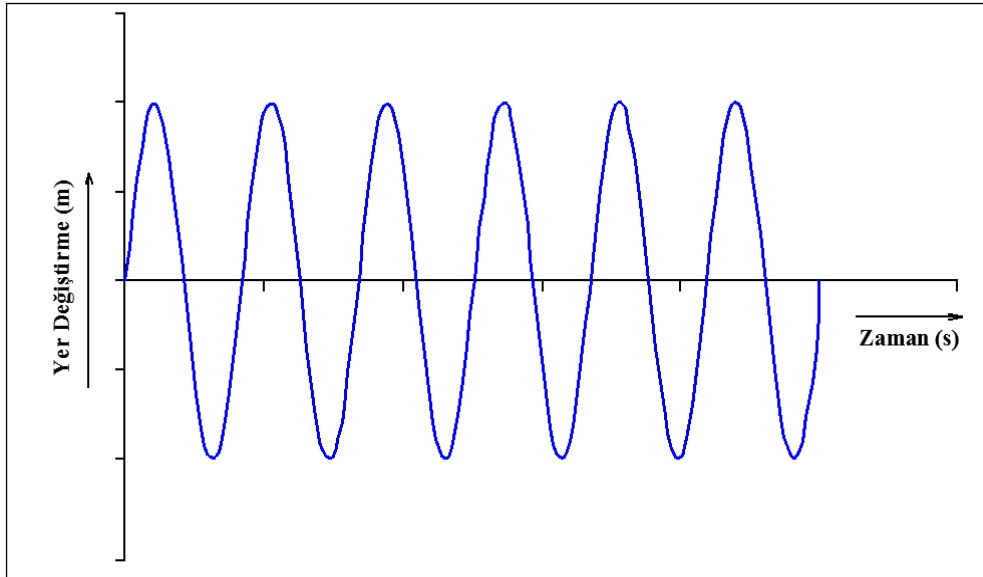
15 numaralı eşitliklerin çözümünden,

$$A = \sqrt{\frac{\omega_n^2 x_0^2 + v_0^2}{\omega_n^2}} \text{ ve } \Phi = \tan^{-1} \frac{\omega_n x_0}{v_0} \quad (3.16)$$

Buradan tek serbestlik dereceli kütle yay sisteminin başlangıç şartları için yer değiştirme cevabı;

$$x(t) = \sqrt{\frac{\omega_n^2 x_0^2 + v_0^2}{\omega_n^2}} \sin\left(\omega_n t + \tan^{-1} \frac{\omega_n x_0}{v_0}\right) \quad (3.17)$$

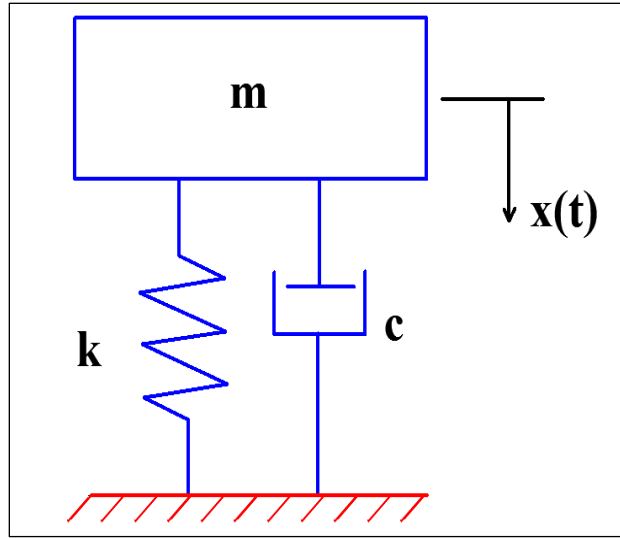
Tek serbestlik dereceli sönümsüz sistemin yer değiştirme grafiği Şekil 3.9' da görülmektedir. Sistem sönümsüz olduğundan dolayı yer değiştirme sonsuza kadar devam eder.



Şekil 3.9 Tek serbestlik dereceli sönümsüz sistemin yer değiştirme grafiği.

3.4.2 Tek Serbestlik Dereceli Sönümlü Sistemler

Sisteme sönümleyici ilave edilirse sistem sönümlü olarak adlandırılır. Şekil 3.10' da tek serbestlik dereceli sönümlü sistem görülmektedir. Problemlerin kolaylıkla çözülebilmesi için sönümleme ihmal edilebilir. Fakat bu rezonans durumlarında sönümlemenin etkisi oldukça önemlidir.



Şekil 3.10. Tek serbestlik dereceli sönümlü sistem.

Tek serbestlik dereceli sönümlü bir sistemin hareket denklemi aşağıdaki gibidir.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0$$

Bu denklemin çözümü için,

$$x(t) = a e^{st} \text{ kabul edilir ve } a \text{ ve } s \text{ sabitleri belirlenir. (} a e^{st} \neq 0 \text{)} \quad (3.18)$$

$$\dot{x}(t) = sa e^{st} \quad (3.19)$$

$$\ddot{x}(t) = s^2 a e^{st} \quad (3.20)$$

1,2 ve 3 numaralı denklemler hareket denkleminde yerine koyulursa,

$$[ms^2 + cs + k] a e^{st} = 0 \quad (3.21)$$

4 numaralı denklemin sağlanabilmesi için,

$$ms^2 + cs + k = 0 \text{ olmalı.} \quad (3.22)$$

$$S_{1,2} = -\frac{c}{2m} \pm \frac{1}{2m} \sqrt{c^2 - 4km} \quad (3.23)$$

Bu köklerde belirleyici olan $c^2 - 4km$ 'dir ve üç durum söz konusudur. Bunlar;

$$c^2 - 4km > 0 \text{ (İki farklı kök)}$$

$$c^2 - 4km < 0 \text{ (Kökler negatif)}$$

$$c^2 - 4km = 0 \text{ (Kökler aynı)}$$

Kritik sönüm değerini tanımlamak için $c^2 - 4km = 0$ uygundur.

$$c_{\text{kritik}} = 2m\omega_n = 2\sqrt{km} \quad (3.24)$$

Sistemdeki sönüm oranı ise mevcut olan elemanın sönüm katsayısının kritik sönüm katsayısına oranı ile bulunur.

$$\zeta = \frac{c}{c_{\text{kritik}}} = \frac{c}{2m\omega_n} = \frac{c}{2\sqrt{km}} \quad (3.25)$$

$$S_{1,2} = -\zeta\omega_n \pm \omega_n \sqrt{\zeta^2 - 1} \quad (3.26)$$

$$s_1 = -\zeta\omega_n + \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}i$$

$$s_2 = -\zeta\omega_n - \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}i$$

$$x(t) = e^{-\zeta\omega_n t} \left(a_1 e^{i\sqrt{1-\zeta^2}\omega_n t} + a_2 e^{-i\sqrt{1-\zeta^2}\omega_n t} \right) \quad (3.27)$$

$$x(t) = e^{-\zeta\omega_n t} [(a_1 + a_2)\cos\omega_d t + i(a_1 - a_2)\sin\omega_d t] \quad (3.28)$$

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \text{ sistemin doğal frekansdır.} \quad (3.29)$$

$$A_1 = (a_1 - a_2)i \quad (3.30)$$

$A_2 = a_1 + a_2$ olarak çözüm şu şekilde ifade edilir.

$$x(t) = e^{-\zeta\omega_n t} [A_1 \sin \omega_d t + A_2 \cos \omega_d t] \quad (3.31)$$

Buradan;

$$A = \sqrt{A_1^2 + A_2^2} \text{ ve } \Phi = \tan^{-1}\left(\frac{A_1}{A_2}\right) \quad (3.32)$$

$$A_1 = A \cos \Phi \text{ ve } A_2 = A \sin \Phi \quad (3.33)$$

$$x(t) = A e^{-\zeta\omega_n t} \sin(\omega_d t + \Phi) \quad (3.34)$$

$t = 0$ da ilk şartlar; $x = x_0$, $\dot{x} = \dot{x}_0$ ve $x_0 = x(0)$

$$x_0 = A e^0 \sin(\omega_d 0 + \Phi) = A \sin\Phi \quad (3.35)$$

İlk hız şartı ve A yerine koyulursa,

$$\dot{x}(t) = -\zeta\omega_n A e^{-\zeta\omega_n t} \sin(\omega_d t + \Phi) + \omega_d A e^{-\zeta\omega_n t} \cos(\omega_d t + \Phi) \quad (3.36)$$

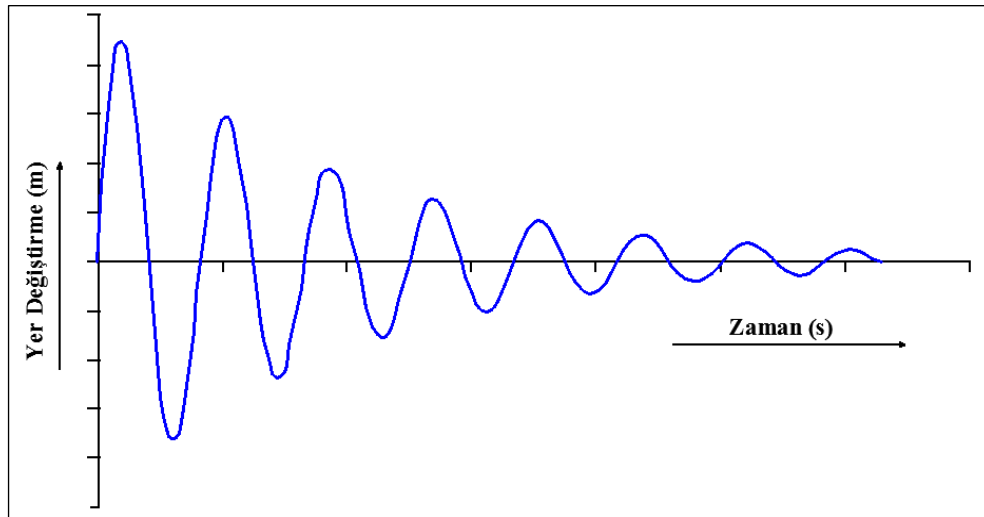
$$\dot{x}_0 = -\zeta\omega_n \frac{x_0}{\sin\Phi} \sin\Phi + \omega_d \frac{x_0}{\sin\Phi} \cos\Phi \quad (3.37)$$

$$\Phi = \tan^{-1} \frac{x_0 \omega_d}{\dot{x}_0 + \zeta\omega_n x_0} \quad (3.38)$$

Buradan kritik altı tek serbestlik dereceli sistem için cevap,

$$x(t) = \frac{\sqrt{(\dot{x}_0 + \zeta\omega_n x_0)^2 + (x_0 \omega_d)^2}}{\omega_d} e^{-\zeta\omega_n t} \sin\left(\omega_d t + \tan^{-1}\left(\frac{x_0 \omega_d}{\dot{x}_0 + \zeta\omega_n x_0}\right)\right) \text{ dir.} \quad (3.39)$$

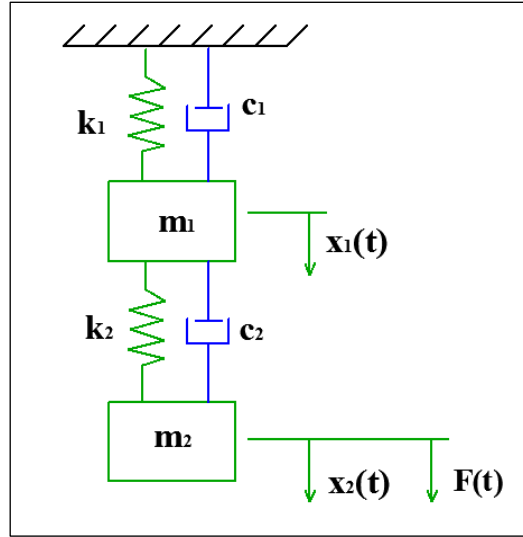
Tek serbestlik dereceli sönümlü sistemin yer değiştirme grafiği Şekil 3.11' de görülmektedir. Belirli bir zamandan sonra yer değiştirme sıfırlanmaktadır.



Şekil 3.11 Tek serbestlik dereceli sönümlü sistem ve yer değiştirme grafiği.

3.5 Çok Serbestlik Dereceli Sistemler

Günlük yaşamda mühendislik sistemlerinin pek çoğu birden fazla serbestlik derecesine sahiptir. Çok serbestlik dereceli sistemlerin titreşim analizleri yapılırken diferansiyel denklemler ve bunlara bağlı olarak oluşturulan matris formundaki denklemler göz önüne alınır. Bu denklemler birlikte veya gerekli dönüşümler yapıldıktan sonra ayrı ayrı çözümlenerek mevcut genel koordinatlar için serbest titreşimlerinin belirli uyarılara karşı zamana bağlı cevapların (tepkilerin) belirlenmesi mümkün olur. Çok serbestlik dereceli sönümlü bir sistem Şekil 3.12’ de görülmektedir.



Şekil 3.12 Çok serbestlik dereceli sönümlü sistem.

Çok serbestlik dereceli bir sistem yay ve sönümleyiciler ile ayrılmış noktasal kütlelerden oluşan bir sistem olarak düşünülebilir. Çok serbestlik dereceli sistemlerde, her bir kütle için bir tane olmak üzere serbestlik derecesi kadar denklem vardır. Sonuçta bu denklemlerden serbestlik derecesi kadar doğal frekans bulunur. Bu doğal frekanslar sönümsüz titreşimlerde frekans denklemini, sönümlü titreşimlerde ise karakteristik denklemi çözerek bulunur. Kütleler o şekilde hareket ederler ki, her kütle maksimum ve minimum deplasmandan, denge konumlarından aynı anda geçebilirler veya sistemin bütün parçaları aynı faz ile salınım yaparlar. Böyle hareket durumuna titreşimin normal modu veya asal mod denir (İnt. Kyn. 3).

Çok serbestlik dereceli sistemlerde hareket denklemlerini elde etmek için Newton'un ikinci kanunu veya enerji denklemi kullanılabileceği gibi etki katsayıları da kullanılabilir.

Çok serbestlik dereceli sistemler için Lagrange Metodu' nu kullanmak daha uygundur. n serbestlik dereceli bir sistemin n tane doğal frekansı vardır. Doğal frekanslar sistemin karakteristik denkleminin determinantı sıfıra eşitlenerek bulunabilir.

Şekil 3.12 için hareket denklemi yazılacak olursa,

$$\sum F = m_i \ddot{x}_i$$

$$-k_i(x_i - x_{i-1}) + k_{i+1}(x_{i+1} - x_i) + F_i = m_i \ddot{x}_i \quad (i=2,3,\dots,n-1) \quad (3.40)$$

veya hareket denklemi formunda

$$m_i \ddot{x}_i - k_i x_{i-1} + (k_i + k_{i+1})x_i - k_{i+1}x_{i+1} = F_i \quad (3.41)$$

m_1 ve m_n kütlesi (2.2) nolu denklemden elde edilebilir. m_1 için $x_{i+1} = 0$ kabul edilirse,

$$m_1 \ddot{x}_1 + (k_1 + k_2)x_1 - k_2 = F_1 \quad (3.42)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 - k_2 x_1 + (k_2 + k_3)x_2 - k_3 x_3 = F_2$$

$$m_n \ddot{x}_n - k_n x_{n-1} + (k_n + k_{n+1})x_n = F_n \quad (3.43)$$

(3) ten (4)' e kadar olan denklemler matris formunda da yazılabilir.

$$m\ddot{x} + kx = F$$

Burada m kütle matrisi olarak adlandırılır.

$$m = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \quad (3.44)$$

ve k yay matrisi olarak adlandırılır.

$$k = \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & -k_2 & 0 \\ -k_2 & (k_2 + k_3) & -k_3 \\ 0 & -k_3 & (k_3 + k_4) \end{bmatrix} \quad (3.45)$$

(5) nolu denklemde x yerdeğiştirme \ddot{x} ivme ve F kuvvet vektörleridir.

Bu vektörler şu şekilde verilir.

$$x = \begin{Bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ \vdots \\ x_n(t) \end{Bmatrix} \quad \ddot{x} = \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1(t) \\ \ddot{x}_2(t) \\ \vdots \\ \ddot{x}_n(t) \end{Bmatrix} \quad F = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ \vdots \\ F_n(t) \end{Bmatrix} \quad (3.46)$$

Buradaki sistem n serbestlik dereceli sistemlerin özel bir durumu içindir. Genel bir çözüm için,

$$m = \begin{bmatrix} m_{11} & m_{12} & m_{1n} \\ m_{21} & m_{22} & m_{2n} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ m_{n1} & m_{n2} & m_{nn} \end{bmatrix} \quad \text{ve} \quad k = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{1n} \\ k_{21} & k_{22} & k_{2n} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ k_{n1} & k_{n2} & k_{nn} \end{bmatrix}$$

3.6 Sönümleme

Titreşimin etkilerini azaltmak için elastik elemanlardan oluşan yalıtım sistemleri kullanılır. Düşük frekanslı titreşimlerin sönümlenmesi daha zordur. Salınım sırasında sistemden enerji alarak, hareketi yavaşlatan ve sonunda durduran elemana sönümleyici denir. Sönümleme oranı, sistemin sönümleme iyiliğinin bir göstergesidir.

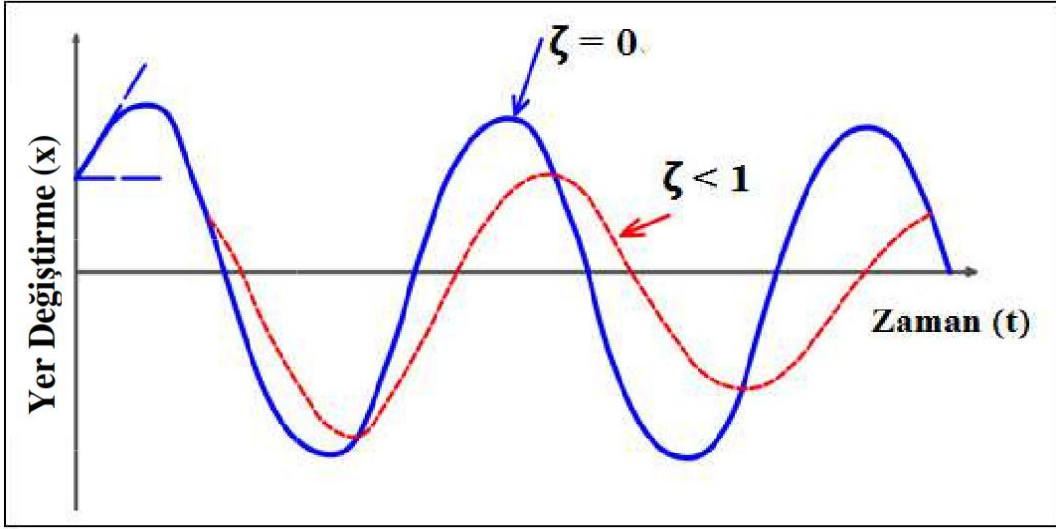
Sönümleme kuvveti hızla orantılıdır. Sönümleme katsayısı (c) ise sönümleme kuvvetinin birim hıza oranıdır ($c=N.(s/m)$).

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (3.47)$$

Bu denklemin çözümü sönüm miktarına bağlıdır. Kütle yay modelindeki kritik sönüm için ulaşılması gereken değer şudur.

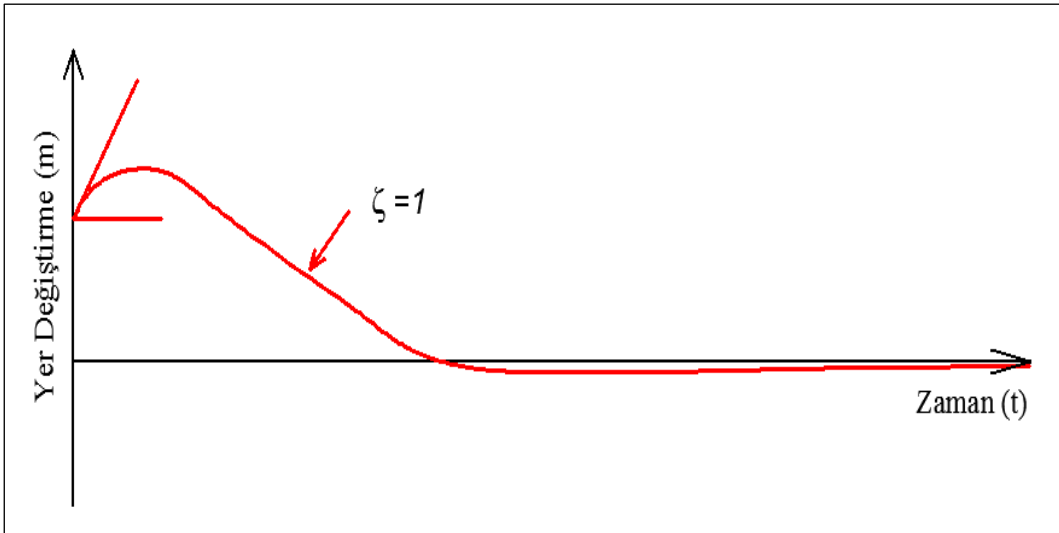
$$c_k = 2\sqrt{km} \quad (3.48)$$

Sistemdeki sönümü tanımlamak için sönüm oranı denilen ifade kullanılır. Bu oran gerçek sönümleme katsayısının kritik sönümleme katsayısına oranı ile ifade edilir. sönümleme oranı (ζ), gerçek sönümleme katsayısı (c) nin kritik sönümleme katsayısına oranıdır. ($\zeta=c/c_k$)

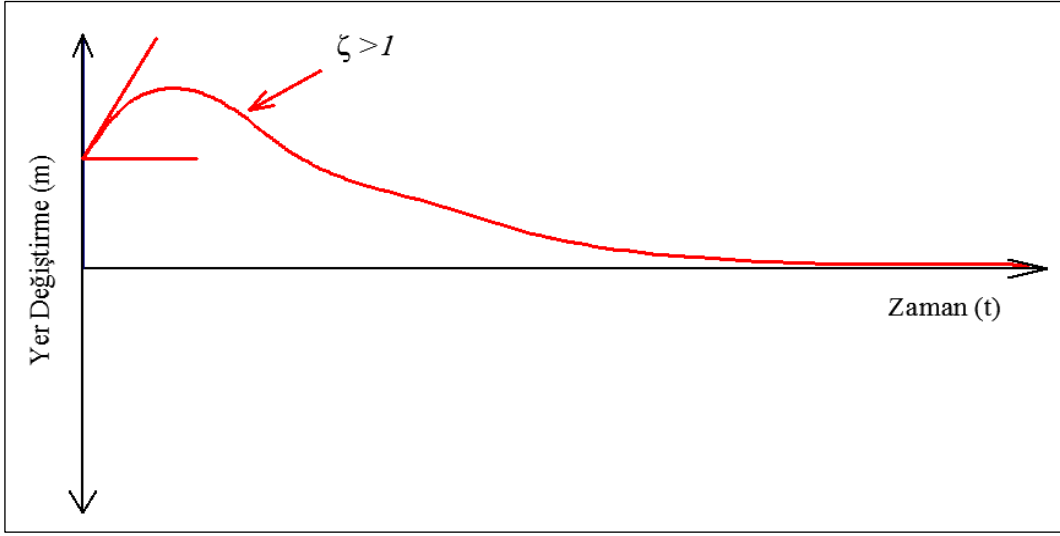


Şekil 3.13 Sönümsüz sistemle az sönümlenmenin karşılaştırılması.

Şekil 3.13’ te görülen düz çizgi ile gösterilen sönümsüz sistemde eğri aynı genlikte sonsuza giderken, kesik çizgi ile gösterilen kritik sönümlü sistem de genlik azalarak eğri devam etmektedir. Sönüm sistemin salınmadığı noktaya kadar artırılırsa kritik sönüme ulaşılmış olur.



Şekil 3.14 Kritik sönümlü sistem.



Şekil 3.15 Aşırı sönümlü sistem.

Sistemde ki sönümlenme, Şekil 3.15'te ki gibi kritik sönümlenmenin üzerinde olursa bu sisteme aşırı sönümlü sistem denir.

Yetersiz sönümlü harekette ζ , 1'den küçüktür. ($0 < \zeta < 1$)

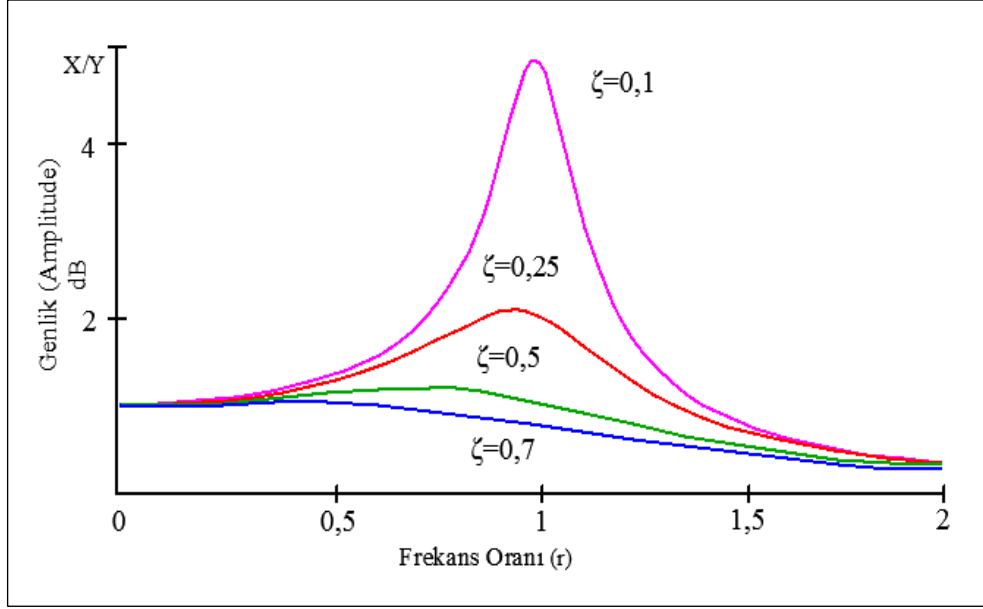
Aşırı sönümlü harekette sönümlenme oranı 1'den büyüktür. ($\zeta > 1$)

Kritik sönümlü harekette sönüm oranı tam olarak 1'dir. ($\zeta = 1$)

Atalet ve elastik kuvvetlerin etkisi salınım hareketini koruma eğilimindeyken enerji yayımı nedeniyle etki tükenmektedir. Enerji yayım süreci genellikle sönümlenme olarak adlandırılır. Sönümlenmenin genellikle titreşimin genliğini düşürücü etkisi vardır ve bu sebeple, denge elde etmek için sönümlenmenin bir kısmına sahip olunması tercih edilir. Deformasyon süreci sırasında materyalin iç düzlemleri arasındaki görelî hareket nedeniyle oluşan içsel sürtünme yüzünden katı maddeler tamamen elastik değildir ve sönüm ortaya çıkarılırlar. Bu tür metaller viskoelastik katılar diye adlandırılır ve ortaya çıkardıkları sönümlenme çeşidi yapısal veya histerik sönümleyici olarak adlandırılır.

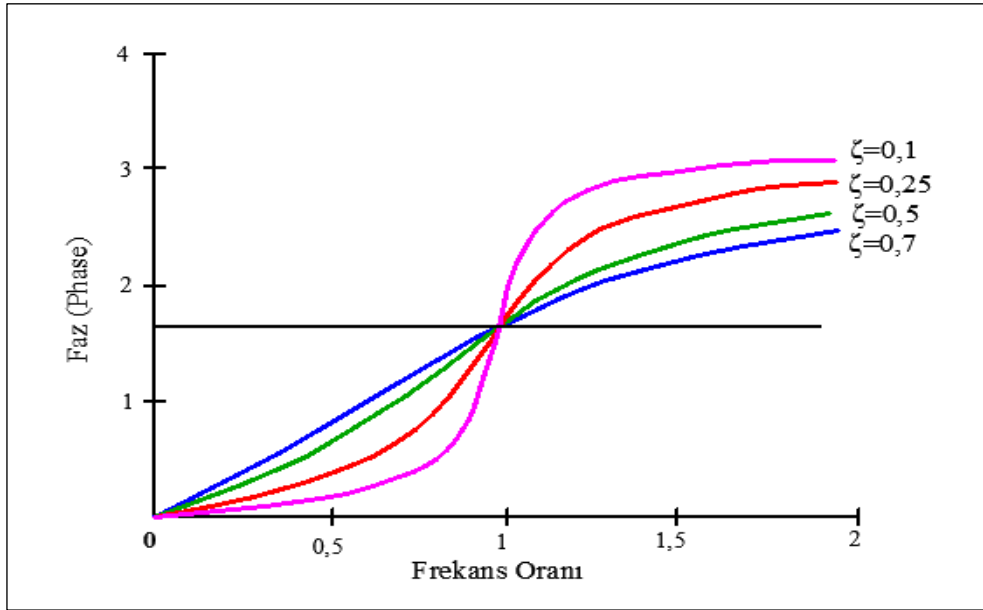
Genellikle iki yüzey arasındaki kayma teması sonucu oluşan sönümlenme çeşidi Coulomb veya kuru-sürtünme sönümlenmesidir.

Sönümlemenin en yaygın türü, üretilen sönümleme kuvvetinin hızla orantılı olduğu viskoz sönümlemedir. Burada üretilen sönümleme kuvveti hızın bir özelliğidir.



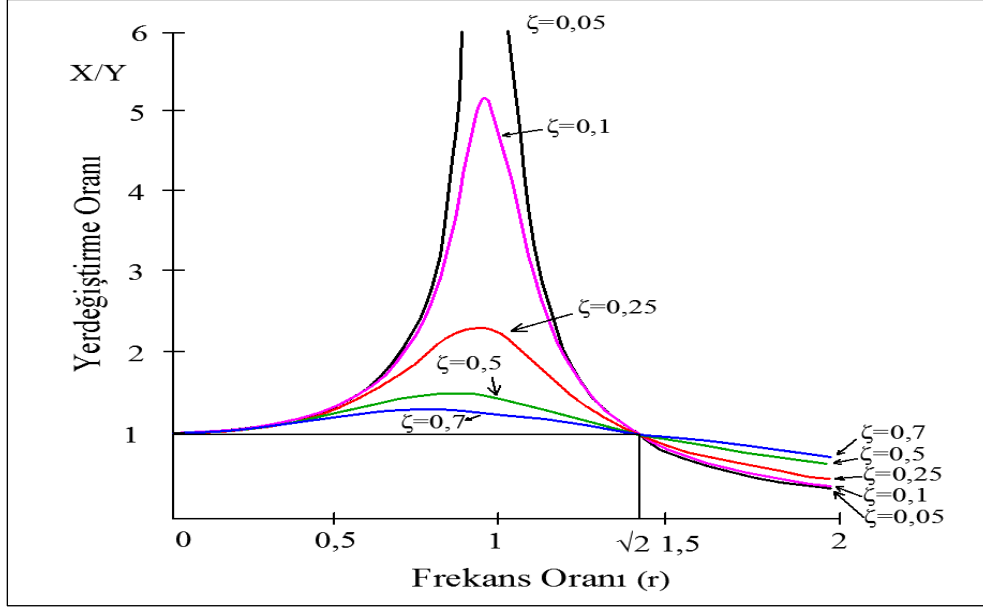
Şekil 3.16 Genlik - Frekans oranı grafiğini de sönüm oranlarının gösterimi.

Şekil 3.16' da görüldüğü gibi sönüm oranının değeri azaldıkça genlik artmaktadır. Bir başka deyişle genlik arttıkça sönümleme azalmaktadır.



Şekil 3.17 Sönüm oranlarının Faz - Frekans Oranı grafiğinde gösterimi.

Şekil 3.17’ de görüldüğü gibi faz grafiklerinde frekans oranı 1’ den büyükse sönümlenme artmaktadır.



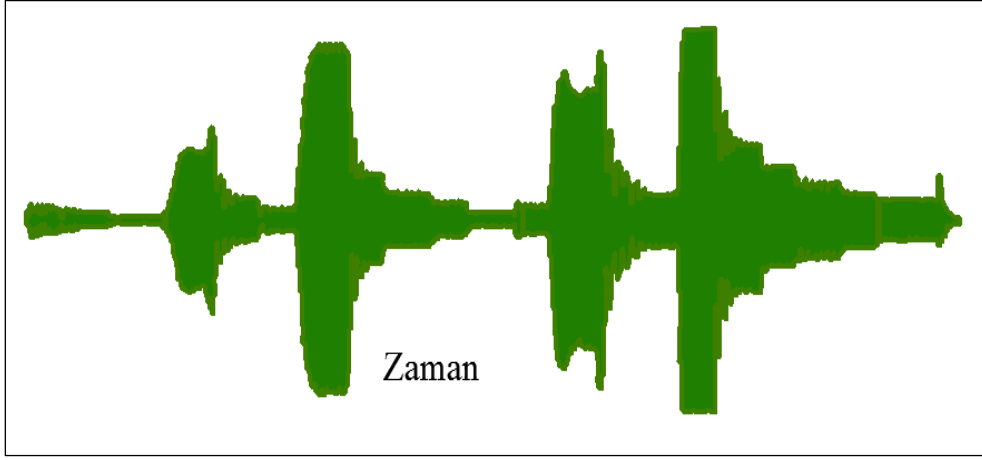
Şekil 3.18 Yer değiştirme – Frekans oranı grafiğinde sönüm oranlarının gösterimi.

Şekil 3.18’ de görüldüğü gibi $r < \sqrt{2}$ durumunda sönüm oranı azaldıkça yer değiştirme artmaktadır. $r > \sqrt{2}$ olması durumunda sönüm oranı arttıkça yer değiştirme azalmaktadır.

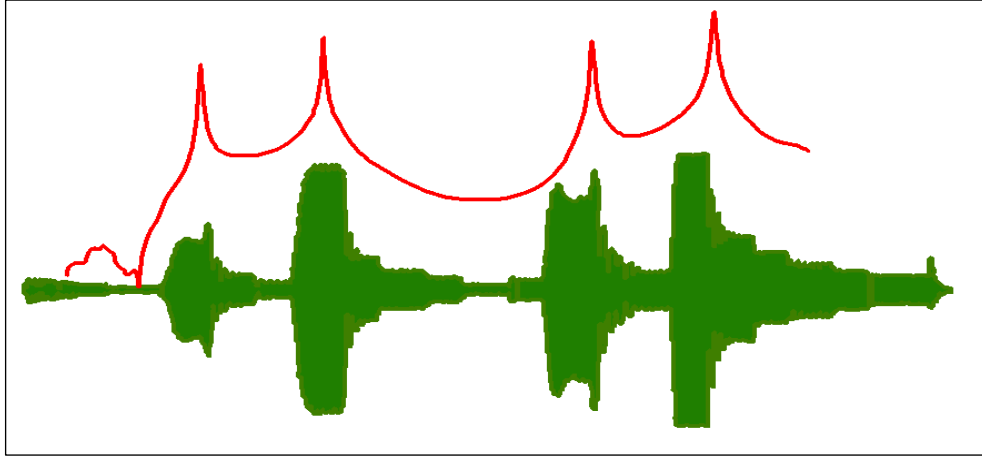
3.7 Frekans

Sistemin serbest titreşimine frekans denir. Titreşim hareketi birden çok doğrultuda ve ekseninde meydana gelir. Yani birden fazla bileşenden oluşur. Bundan dolayı zaman düzleminde titreşim hareketini incelemek zordur.

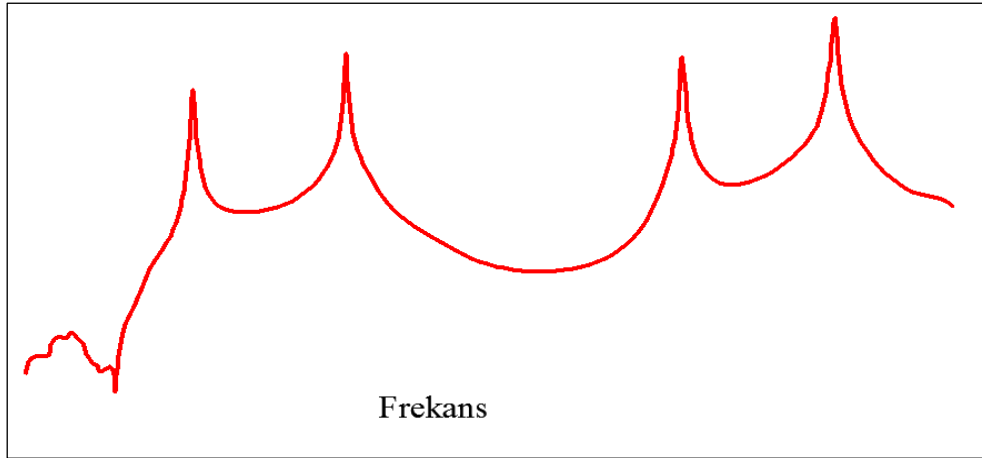
Titreşimin ölçülmesi ve değerlendirilmesinde frekans spektrumu kullanılır. Frekans spektrumu frekans ve titreşime bağlı bir fonksiyondur.



a)



b)



c)

Şekil 3.19 Titreşim hareketinin zaman ve frekans düzleminde gösterimi.

Uygulamada bir titreşim hareketi çok sayıda frekans içerir. Bunların teker teker incelenerek titreşim büyüklüğünün belirlenmesi mümkün değildir. Şekil 3.19’ da görüldüğü gibi frekans spektrumu belirli frekans aralıklarına bölünür ve bu aralıklarda titreşim niceliği ölçülür. Frekans aralıkları aritmetik dizin yerine geometrik dizinden yararlanılarak belirlenir.

Buna göre birbirini izleyen iki frekans değeri arasındaki oran sabit bir sayıdır. Geometrik dizinin birer terimi olan ardışık frekansların aralarındaki aralık oktav olarak adlandırılır (Sabancı 1981). Oktav, birbirini izleyen frekans değerlerinin arasındaki aralığın 2 tabanına göre logaritması olup, uygulamada sabit sayı olarak 2^1 , $2^{1/2}$ ve $2^{1/3}$ değerleri kullanılır. Bu değerlerin 2 tabanına göre logaritması alındığında oktav birimleri sırasıyla 1, 1/2 ve 1/3 olarak belirlenmiştir (Çay 2008).

3.7.1 Doğal Frekans

Bir cismin sadece esnekliğine ve kütesine bağlı olan, cisim o frekansta uyarılırsa yüksek genlikli ve sürekli olan frekansa doğal frekans denir. Diğer bir deyişle doğal frekans her cisme ait öyle bir frekanstır ki cisim o frekansta bir kere uyarıldıktan sonra uyarı kesilse bile titreşmeye devam eder. Doğal frekansın bir diğer özelliği de cisim doğal frekansında uyarıldığında uyarının şiddetine değil, sadece sistemde mevcut sönümlemeye bağlı olarak çok yüksek genliklerde titreşir. Herhangi bir sistemin doğal frekansını ölçmek için o sisteme bir darbe vurup ondan sonra hangi frekansta titreştiğini bulursak doğal frekansını bulmuş oluruz (Çağlayan 2009).

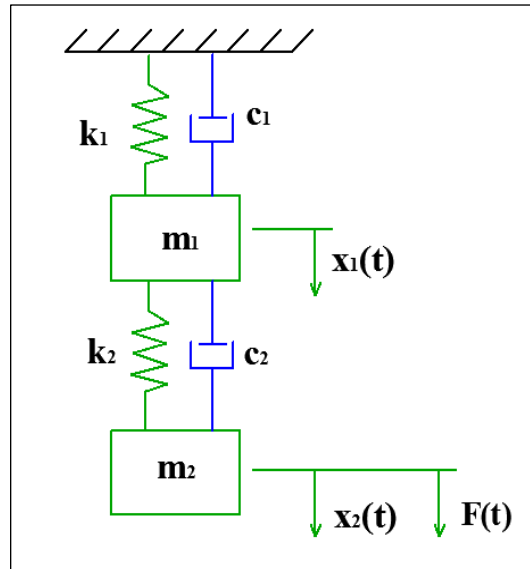
3.8 Rezonans

Rezonans, “genliğin sonsuza gitmesi” şeklinde açıklanır. Periyodik bir etkinin altında olan sistemde salınımlar meydana gelir. Bu salınımlar esnasında sistemin normal durumuna göre yaptığı yer değiştirme miktarına genlik denir. Bu salınımlar eğer sistemin doğal frekansına eşit olursa, sistemin genliği sonsuza dek artma eğilimi gösterir; bu olaya rezonans denir.

Eğer cisim rezonansa girerse aşırı bir şekilde titreşir. Yani cismin üzerine etki eden atalet kuvvetiyle cismin esnekliğinden kaynaklanan yay kuvveti birbirine eşit olur ve bunlar ters işaretli olduğundan birbirini götürür. Geriye sadece sönümleme kuvveti kalır. Bu kuvvet de sönümleme katsayısına bağlı olarak cismin hangi genlikte titreşeceğine karar verir. Rezonans meydana geldiğinde titreşim genliğini sadece sönümleme katsayısı belirler. Sönümleme artırılarak titreşim genliği azaltılabilir.

3.9 Modal Analiz

Modal analiz yönteminde sistemleri titreştirmek amacıyla uygulanan kuvvetin genliği ve zamanla değişimi bilinmektedir. Uygulanan kuvvet etkisindeki sistem mevcut sınır şartlarına ve malzeme özelliklerine bağlı olarak titreşir. Sisteme uygulanan kuvvet çekicinin başlığına yerleştirilen kuvvetölçer yardımıyla, tepkisi ise sisteme bağlanan ivmeölçerler yardımıyla ölçüm süresi boyunca ölçülerek kayıt edilir. Zaman ortamında kayıt edilen sinyallerden çeşitli yöntemlerle sisteme ait dinamik karakteristikler elde edilir. Ayrıca modal analiz yöntemi kullanılarak hareket denklemleri tek başına çözülebilir duruma getirilebilir (Bayraktar 2010).



Şekil 3.20 Çok serbestlik dereceli sönümlü sistem.

Dışarıdan bir kuvvet uygulanarak sönümsüz serbest titreşimler düşünüldüğünde hareket denklemleri aşağıdaki formda yazılır.

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} + \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{Bmatrix} \quad (3.49)$$

Dışarıdan herhangi bir kuvvet uygulanmadan sönümsüz serbest titreşim düşünüldüğünde ise hareket denklemi aşağıdaki gibi yazılır.

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} + \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{Bmatrix} \quad (3.50)$$

$$\left. \begin{array}{l} x_1(t) = X_1 e^{st} \\ x_2(t) = X_2 e^{st} \\ \ddot{x}_1(t) = s^2 X_1 e^{st} \\ \ddot{x}_2(t) = s^2 X_2 e^{st} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{i. doğal frekans için mod şekilleri şöyle yazılır.} \\ \left(\frac{x_1}{x_2} \right)_i = \frac{k_2}{(k_1+k_2)-m_1\omega_i^2} \quad \text{veya} \quad \left(\frac{x_1}{x_2} \right)_i = \frac{k_2 - m_{12}\omega_i^2}{k_2} \end{array} \quad (3.51)$$

$$[K]\{X\}_i - \omega_i^2 [M]\{X\}_i = 0 \quad (3.52)$$

Şekil 3.20' de ki gibi çok serbestlik dereceli bir sistemin i. ve j. doğal frekansları için aşağıdaki ifadeler geçerlidir.

$$\omega_i^2 [M]\{X\}_i = [K]\{X\}_i \quad (3.53)$$

$$\omega_j^2 [M]\{X\}_j = [K]\{X\}_j \quad (3.54)$$

1 numaralı denklem $\{X\}_j^T$ ile 2 numaralı denklem ise $\{X\}_i^T$ ile çarpılırsa,

$$\omega_i^2 \{X\}_j^T [M]\{X\}_i = \{X\}_j^T [K]\{X\}_i$$

$$\omega_i^2 (X_j, X_i)_M = (X_j, X_i)_K \quad (3.55)$$

$$\omega_j^2 \{X\}_i^T [M]\{X\}_j = \{X\}_i^T [K]\{X\}_j$$

$$\omega_j^2 (X_i, X_j)_M = (X_i, X_j)_K \quad (3.56)$$

3 ve 4 numaralı denklemden,

$$\omega_i^2(X_j, X_i)_M - \omega_j^2(X_i, X_j)_M = (X_j, X_i)_K - (X_i, X_j)_K \quad (3.57)$$

$$(X_j, X_i)_M = (X_i, X_j)_M \quad (X_j, X_i)_K = (X_i, X_j)_K \quad (3.58)$$

$$(\omega_i^2 - \omega_j^2) (X_j, X_i)_M = 0$$

$$\omega_i \neq \omega_j \rightarrow (X_j, X_i)_M = (X_i, X_j)_M = 0 \quad (3.59)$$

Farklı doğal frekanslar için elde edilen mod şekil vektörlerinin skaler çarpımları sıfırdır.

Bağlaşık durumdaki diferansiyel denklemleri bağlaşık olmayan (uncoupled) hale getirmek için kütle, sönüm ve direngelik matrisleri Modal matris (P) ile işleme sokulur.

$$[M]_q = [P]^T [M] [P], [M]_q = \begin{bmatrix} m_{q11} & 0 & 0 \\ 0 & m_{q22} & 0 \\ 0 & 0 & m_{qnn} \end{bmatrix} \quad (3.60)$$

$$[C]_q = [P]^T [C] [P], [C]_q = \begin{bmatrix} c_{q11} & 0 & 0 \\ 0 & c_{q22} & 0 \\ 0 & 0 & c_{qnn} \end{bmatrix} \quad (3.61)$$

$$[K]_q = [P]^T [K] [P], [K]_q = \begin{bmatrix} k_{q11} & 0 & 0 \\ 0 & k_{q22} & 0 \\ 0 & 0 & k_{qnn} \end{bmatrix} \quad (3.62)$$

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f\} \quad (3.63)$$

$\{x\}$ yerine $[P]\{q\}$ yazılarak,

$$[M][P]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{f\} \quad (3.64)$$

Denklemin her iki tarafı $[P]^{-1}$ ile çarpılırsa,

$$[P]^{-1} [M][P]\{\ddot{q}\} + [P]^{-1} [C]\{\dot{q}\} + [P]^{-1} [K]\{q\} = [P]^{-1}\{f\} \quad (3.65)$$

Yukarıda ki denklem de serbest titreşim için sağ taraf sıfır olur.

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = 0 \quad (3.66)$$

Başlangıç şartlarında altında ki serbest titreşim için cevap,

$$q_i(t) = e^{-\zeta\omega_{nit}} [A_i \cos(\omega_{di}t) + B_i \sin(\omega_{di}t)] \quad (n; \text{ sistemin serbestlik derecesi}) \quad (3.67)$$

Buradan ilk şartlar elde edilebilir.

$$\{q\}_0 = [P]^{-1}\{x\}_0 \quad (3.68)$$

$$\{\dot{q}\}_0 = [P]^{-1}\{\dot{x}\}_0 \quad (3.69)$$

$$A_i = q_{i0}, B_i = \frac{\dot{q}_{i0} + \zeta_i \omega_{ni} q_{i0}}{\omega_{di}} \quad (3.70)$$

$$\zeta = \frac{c_{qii}}{2\sqrt{k_{qii}m_{qii}}} \quad (3.71)$$

$$\omega_{di} = \omega_{ni} \sqrt{1 - \zeta_i^2} \quad (3.72)$$

İlk şartlara bağlı modal koordinatlar bulunduktan sonra ters dönüşümle gerçek koordinatlara geçiş yapılabilir.

$$\{x\}_t = [P]\{q\}_t \quad (3.73)$$

Şekil 3.20' de ki bir sistem için,

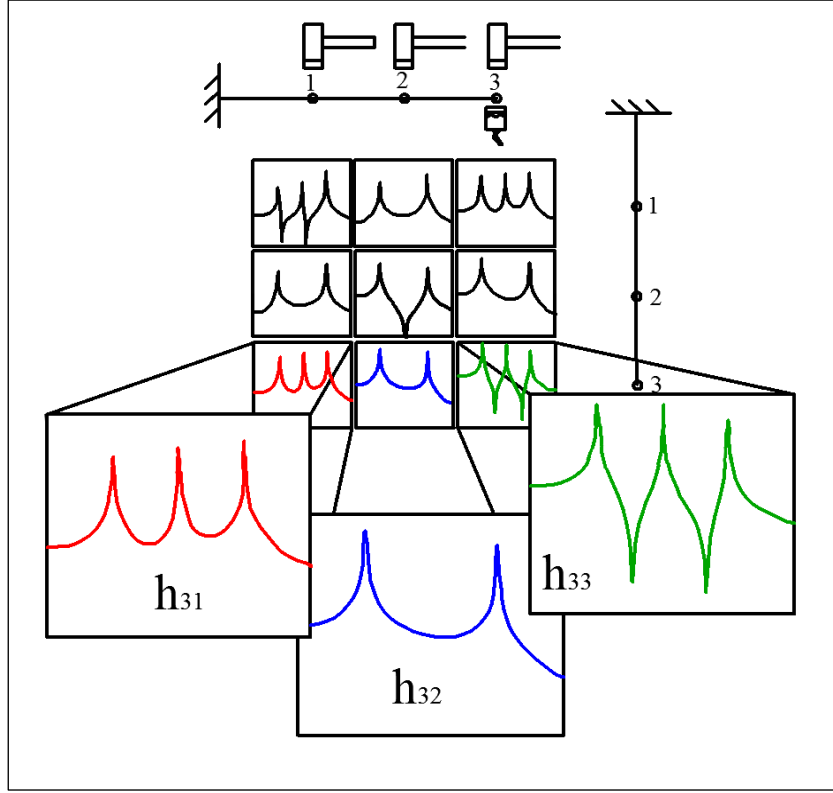
$$\begin{Bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{11} & P_{12} \\ P_{21} & P_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_1(t) \\ q_2(t) \end{Bmatrix} \text{ ise } x_1(t) = P_{11}q_1(t) + P_{12}q_2(t) \quad (3.74)$$

$x_2(t) = P_{21}q_1(t) + P_{22}q_2(t)$ elde edilir.

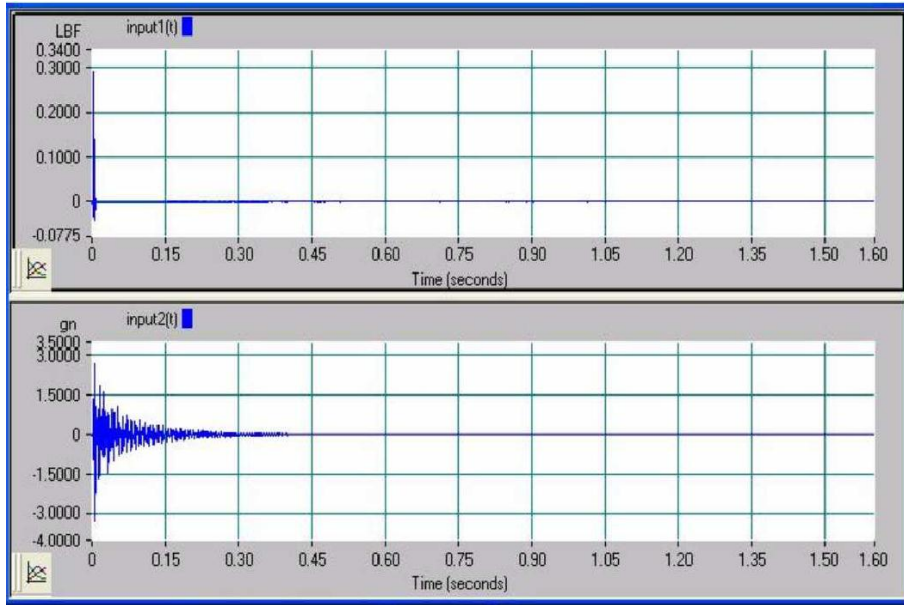
3.9.1 Impact Test

Darbe testi yapısal bir sisteme ilişkin FRF' lerin elde edilmesi için kullanılan yaklaşımların en yaygın ve en popüleridir. Oldukça ekonomik olmakla birlikte impact testinin kurulması da kolaydır. Darbeden kaynaklanan tepki genellikle katlanarak azalan sönümlü tepkidir.

Darbe testi uygulanırken Şekil 3.21'de görüldüğü gibi ankastre kirişte bir noktaya ivmeölçer bağlanır ve üç noktaya çekiçle vurularak ölçümler alınır. İvmeölçer sırasıyla kalan iki noktaya da bağlanarak çekiçle üç noktaya vurulup ölçüm sonuçları alınır. Toplamda dokuz adet ölçüm yapılmış olur. Bir noktadan diğer noktaya dolaşarak vurduğumuz için FRF matrisinde bir satırdan ölçüme başlanır, sonunda matristeki son satır ölçülür.

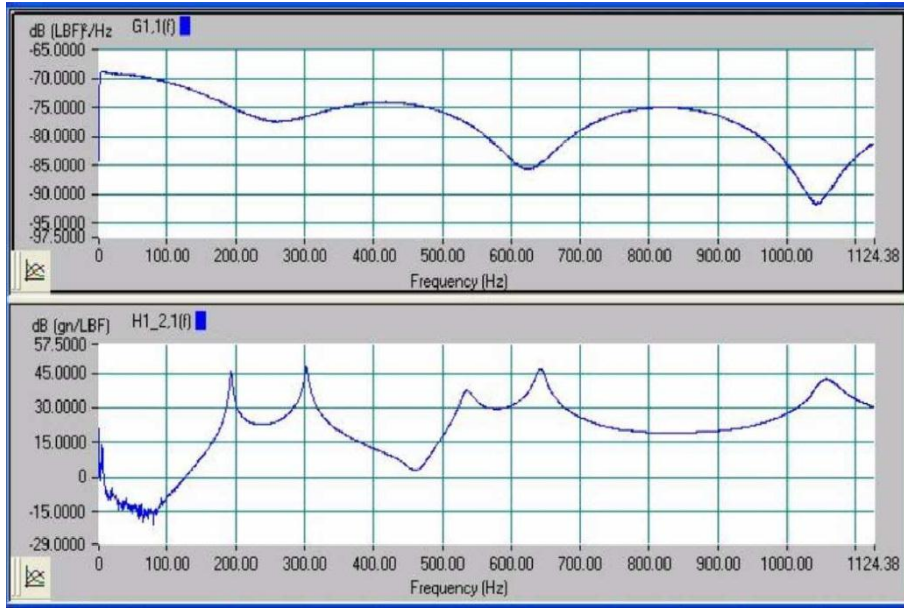


Şekil 3.21 Impact test ölçümü.



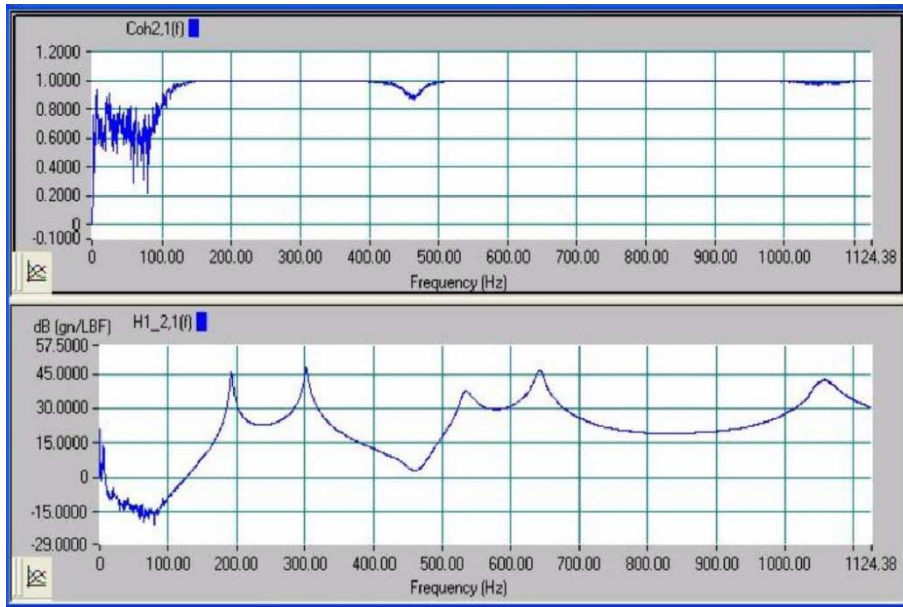
Şekil 3.22 Tekli darbe uyarımı (üst) ve tepkisi (alt) Durum 1.

Şekil 3.22’ de ki üstteki grafikte sisteme tekli darbe uygulaması yapılmış. Alttaki grafikte ise sistemin tepkisi alınmıştır.



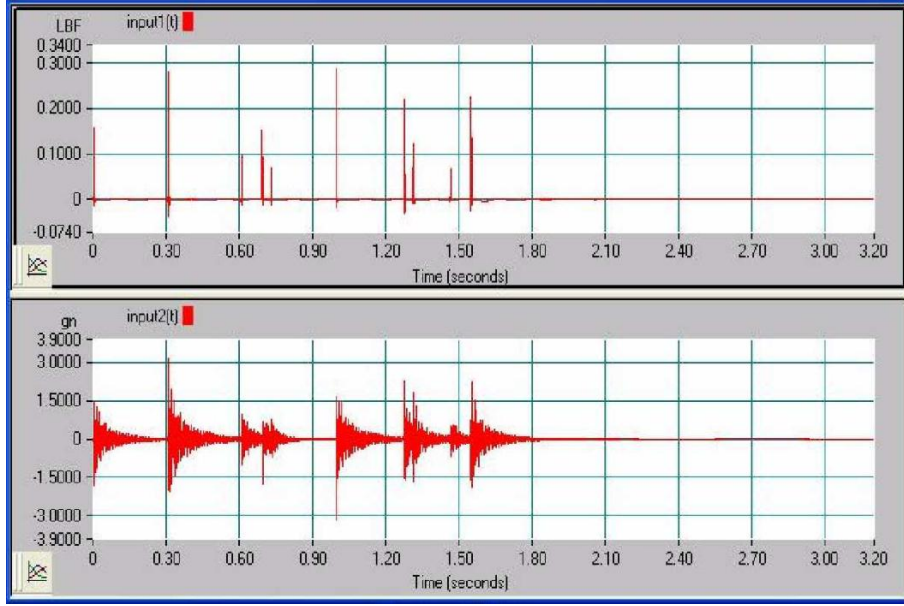
Şekil 3.23 Tekli darbe uyarımlı FRF (alt) Giriş gücü (üst) Durum 1.

Şekil 3.23’ de üstteki grafikte tekli darbe uygulamalı giriş gücü gösterilmekte. Altteki grafikte ise cevap grafiği (FRF) gösterilmiştir.



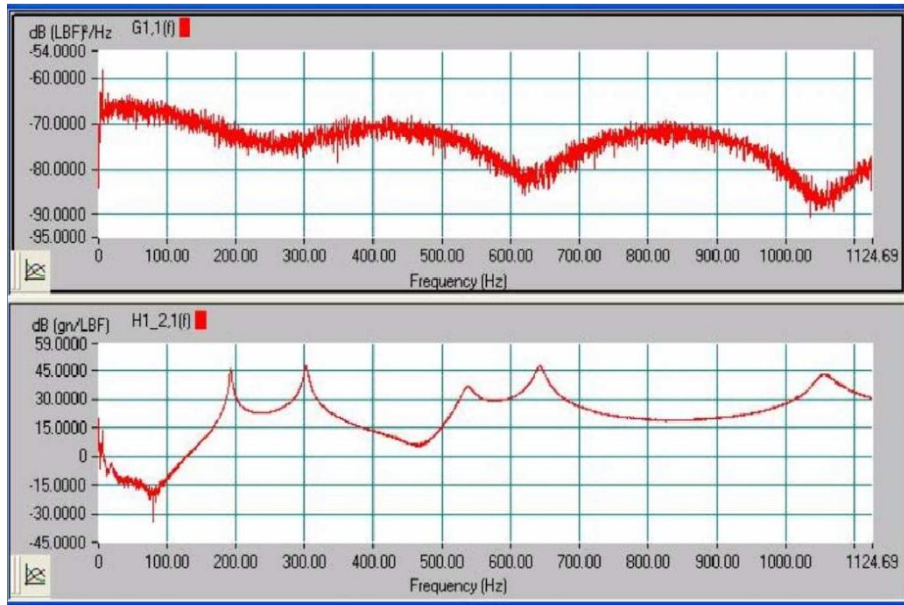
Şekil 3.24. Tekli uyarımlı FRF (alt) – Coherence (üst) Durum 1.

Şekil 3.24’ de tekli uyarımda üstteki grafikte coherence, alttaki grafikte ise yine cevap grafiği (FRF) gösterilmiştir.



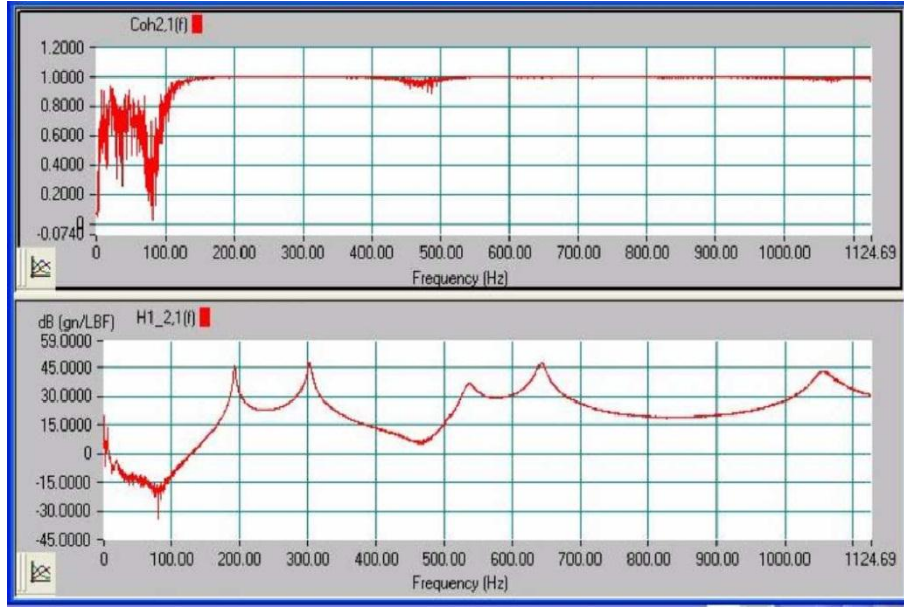
Şekil 3.25 Çoklu darbe uyarımı (üst) ve tepkisi (alt) Durum 2.

Şekil 3.25’ de üstteki grafikte çoklu darbe uyarım verilmiş olup alttaki grafikte ise uygulanan uyarıma karşılık verilen tepki gösterilmiştir.



Şekil 3.26. Çoklu darbe ile giriş gücü (üst) ve (FRF) tepkisi (alt) Durum 2.

Şekil 3.26’ da üstteki grafikte çoklu darbe ile uygulanan giriş gücü, alttaki grafikte ise uygulanan kuvvette karşılık verilen tepki (FRF) gösterilmiştir.



Şekil 3.27 Çoklu uyarımlı FRF (alt)- Coherence (üst) Durum 2.

Şekil 3.27’ de üstteki grafikte çoklu uyarımın Coherence’ si gösterilmiş olup alttaki grafikte ise FRF eğrisi verilmiştir.

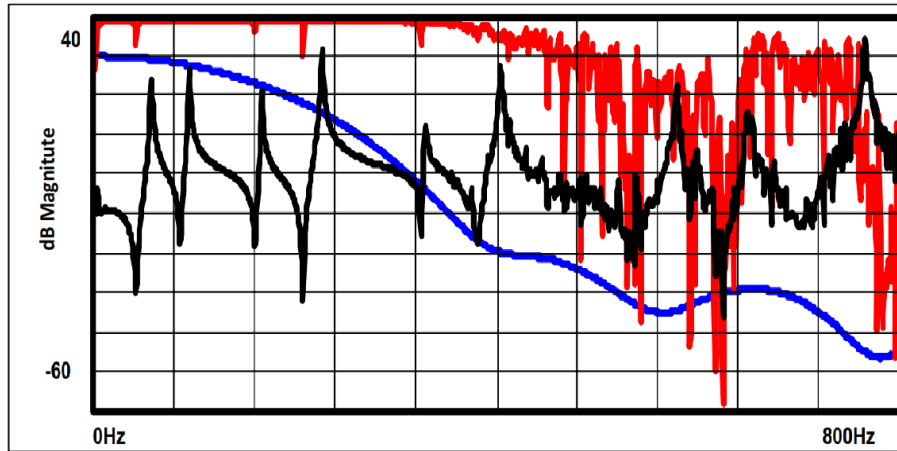
Yukarıdaki şekillerde görüldüğü gibi sisteme tekli darbe ve çoklu darbe uygulaması (Durum 1 ve Durum 2) yapılmıştır. Burada önemli olan nokta, darbelerin zamanlama ve aralıklandırma açısından oldukça tutarsız bir biçimde uygulanmış olması gerekliliğidir. Birinci durumda, tekli darbe ölçümü yapılmıştır. Ölçüm genel olarak iyidir ancak giriş spektrumunda çifte darbenin etkileri görülmektedir. Giriş spektrumunda meydana gelen değişme coherence ile ispat edilmiş sistemin toplam ölçümünü bozmayacak kadar küçüktür. İkinci durumda, çoklu darbeler uygulandığında, toplam ölçümün çok iyi olduğu görülmektedir. Sonuçta oluşan frekans tepkisi ve coherence oldukça iyidir (Avitaible 2012).

Coherence; çift kanallı cihazlarda bulunan, iki kanal arasında alınan sinyaller arasındaki faz ilişkisi ile her iki kanaldan sinyalin alınıp alınmadığını gösteren grafikdir. Coherence değerinin 1’e yaklaştığı frekanslarda iki nokta arasında birebir ilişki olduğu sonucu çıkarılır. Coherence ile iki sensör tarafından kaydedilen verilerin aynı vuruntuyu

okuyup okumadığı analiz edilebilir. Bu uygulama ile yapıdaki olası çatlakların bölgesi belirlenebilir (Köse 2007). Bu durum çoklu darbe uyarımlarının aslında yapının harekete geçirilmesi ve toplam tepki fonksiyonlarının ölçülmesi için kullanılabileceğini ortaya koymaktadır.

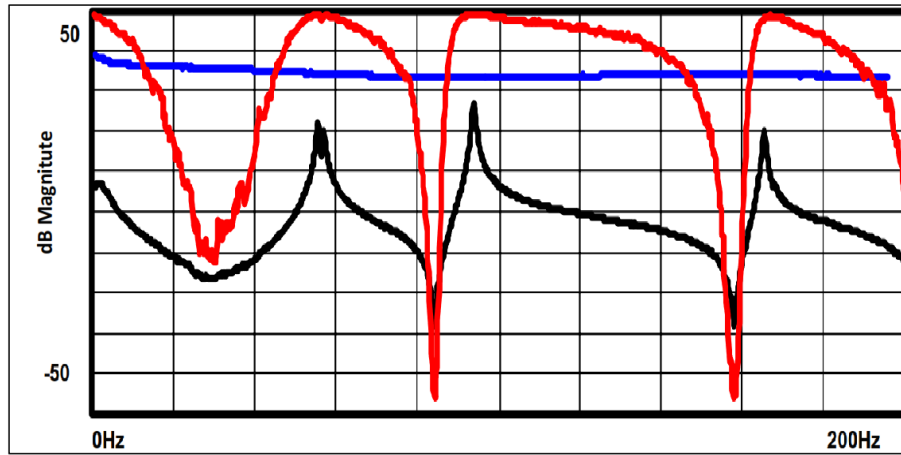
Darbe testleri için sert bir uç kullanılıp kullanılmayacağı önemlidir. Darbe testi için kullanılacak çekiç uçlarının seçimi konusunda belirli prensipler vardır. Öncelikle sistem üzerine uygulanan giriş gücü spektrumu, sistemin sertliğinin yanı sıra çekiç ucu sertliğinin de kombinasyonudur. Giriş gücü spektrumu darbe vuruş süreci tarafından kontrol edilir. Zaman alanı içerisindeki uzun süreli darbe kısa veya dar bir frekans spektrumu ile sonuçlanır. Zaman alanındaki kısa süreli darbe ise geniş bir frekans spektrumu ile sonuçlanır.

Şekil 3.28’de siyah renk FRF’yi, mavi renk giriş spektrumunu ve kırmızı renk ise coherence’yi göstermektedir. Burada dikkat edilirse 400 Hz’i geçen giriş gücü spektrumunun (mavi) bir takım anlamlı etkilere sahip olduğunu, coherence’nin (kırmızı) 400 Hz den sonra önemli ölçüde düşüşe geçtiğini ve FRF’in (siyah) 400 Hz geçildiğinde o kadar da iyi gözükmediği görülür. Buradaki sorun, yüksek frekansta sistemin tepki vermesine neden olacak yeterli uyarımın bulunmamasıdır. Fazla giriş olmaması halinde fazla da çıkış olmayacaktır. Yani coherence’nin yanı sıra FRF de kabul edilebilir değildir.



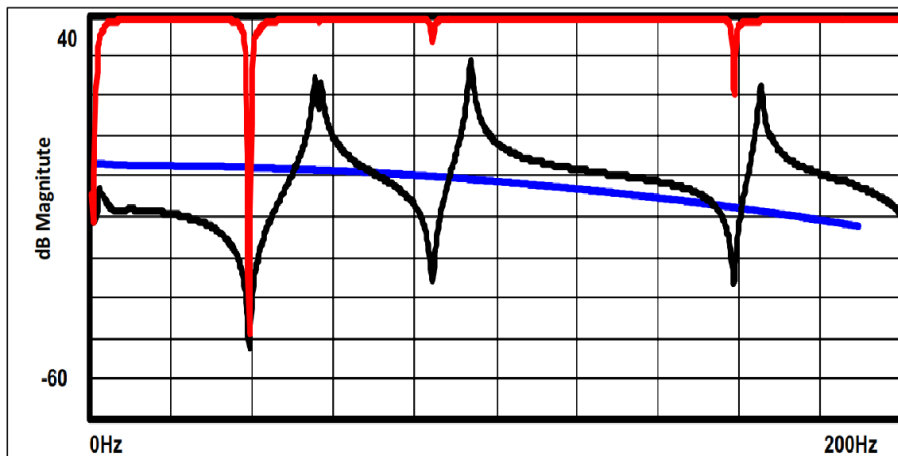
Şekil 3.28 Çok yumuşak uç.

Şekil 3.29’da görüldüğü gibi 200 Hz frekans aralığı üzerinde bir yapıyı harekete geçirmek için çok sert bir uç kullanılırsa, şekilde gösterildiği gibi giriş gücü spektrumunun (mavi) ilgili tüm frekanslarda son derece düz olduğu, coherence’ nin (kırmızı) bu ölçüm için iyi olmadığı fark edilir. Burada karşılaşılan sorun yüksek frekanslarda yapıda bulunan tüm modların tepki vermesine neden olacak çok sayıda uyarımın bulunmasıdır.



Şekil 3.29 Çok sert uç.

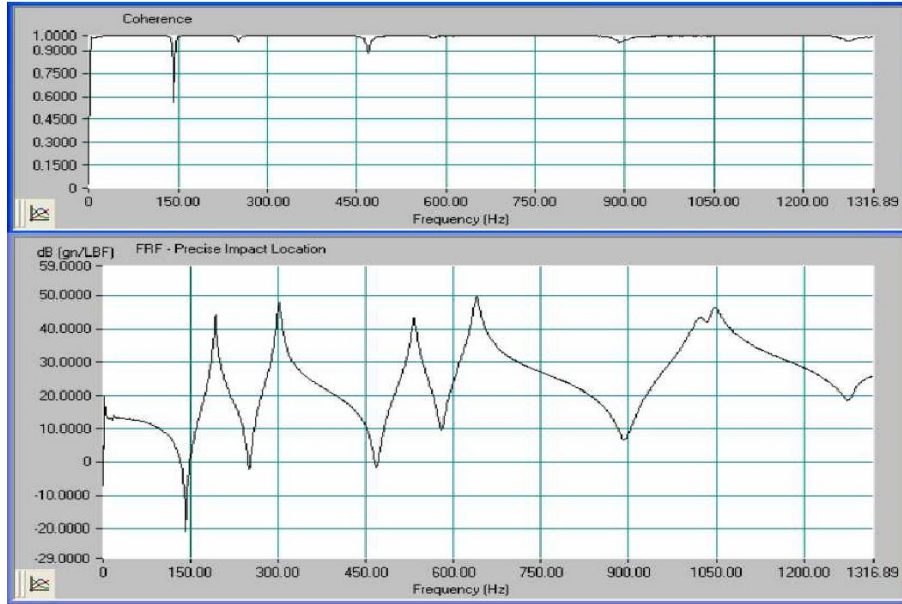
Şekil 3.30’ da gösterildiği gibi orta sertlikte bir uç kullanıldığında giriş gücü spektrumunda (mavi) 200 Hz frekansına kadar önemli bir düşüş olmamakta ve coherence (kırmızı) 200 Hz bandının üzerinde oldukça iyi görünmektedir. Rezonans olmayan bölgelerde coherence’ nin düşmesi kabul edilebilirdir. Dolayısıyla bu iyi bir ölçümdür.



Şekil 3.30 Doğru uç kullanımının gösterimi.

Darbe (Impact) testlerinde sürekli sert uç kullanılmak istenmez. Bu uç elbette iyi ve düz bir giriş gücü spektrumu sağlamaktadır. Burada karşılaşılan sorun, sert ucun istenenden daha fazla modu harekete geçirmesi ve dolayısıyla düşük kaliteli bir ölçümün yapılmasına neden olmasıdır.

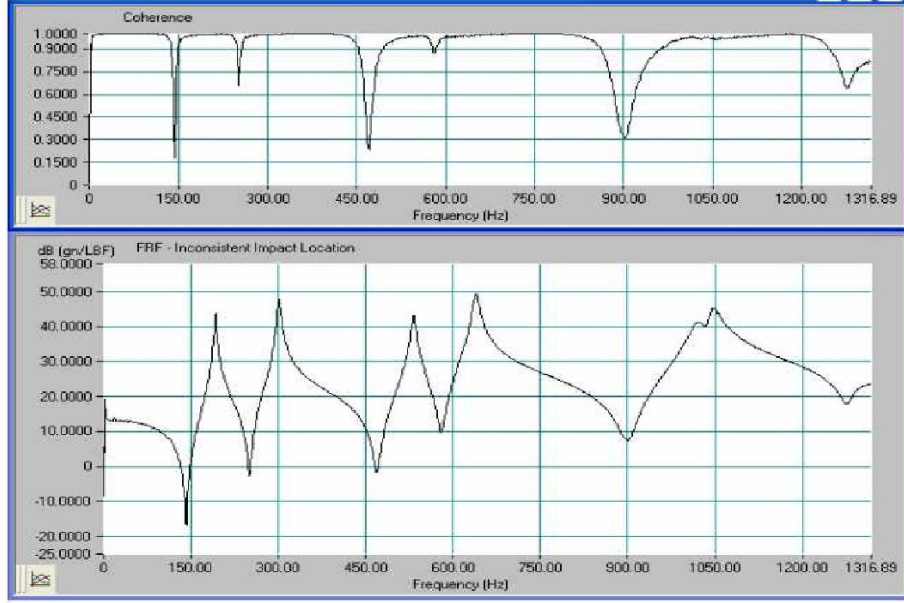
Darbe testi uygulanırken giriş darbesi konumunun, sonuçta ortaya çıkan FRF üzerinde çok önemli bir etkisi olabilir. Bu duruma ortalaması alınmış verilerin her bir kümesi için coherence fonksiyonunda rastlanabilir.



Şekil 3.31 İyi kontrol edilmiş bit impact testi için FRF & Coherence.

Şekil 3.31’de görüldüğü gibi FRF’ in çok iyi bir ölçüm olduğuna ve coherence’nin ise bu ölçüm için çok iyi olduğuna dikkat edilmelidir. Coherence antirezons bölgelerde hafif bir eğim gösterir. Ancak bu ölçüm açısından bir sorun teşkil etmez.

Yapılan ölçümde her ortalamanın aynı konum ve aynı yönde ki darbenin sonucu olmasına dikkat edilmelidir. Darbe testi esnasında buna özen gösterilmez Şekil 3.32’ de görüldüğü gibi FRF mantıklı görünürken coherence de sapmalar meydana geldiği görülmektedir. Coherence FRF’ nun piklerine ilişkin mutlak bölgede kabul görürken toplam coherence ise zayıftır.



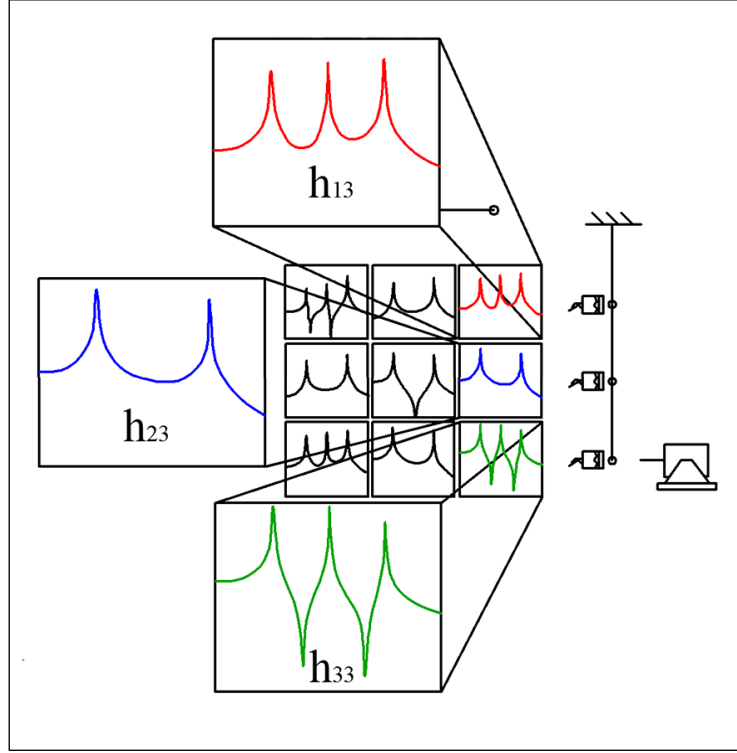
Şekil 3.32 Kötü kontrol edilen impact testi için FRF & Coherence.

Coherence FRF' in antirezonans bölgelerinde büyük ölçüde etki altında kalmıştır. Antirezonans bölgeler giriş-çıkış ölçüm konumuna bir hayli bağlıdır. Antirezonans bölge ölçümün toplam ortalamasını oluşturan her giriş-çıkış ölçümünde değişmektedir. Dolayısıyla bir ölçüm konumundan diğerine kadar ölçümde herhangi bir tutarlılık gözlenmemektedir ve coherence bu durumu yansıtmaktadır.

Tüm ölçümler için toplam kabul edilebilir bir coherence'nin kesinleştirilmesi adına FRF' nu meydana getiren ortalamaların herbiri için aynı noktada ve aynı yönde darbeye bulunulduğundan emin olunmalı.

3.9.2 Shaker Testi

Shaker testi süresince ivmeölçerler sistem üzerine yerleştirilir. Sistemde ivmeölçerler Şekil 3.33' de görüldüğü gibi sistem üzerine yerleştirilir ve bir noktadan shaker ile sistem uyarılır. Kuvvet sabit olduğundan FRF de ölçüm bir sütundan başlayarak ölçülür, sonunda son satır ölçülür.

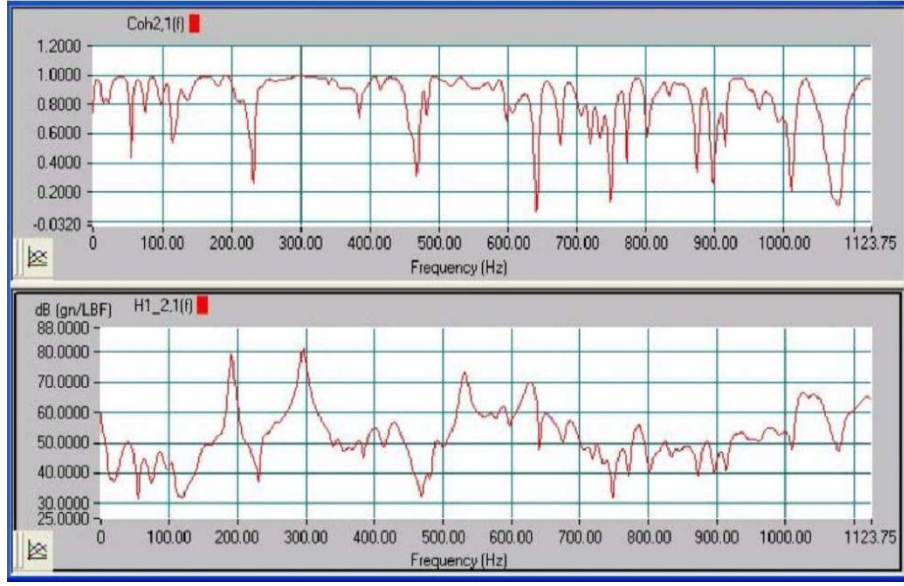


Şekil 3.33 Shaker ile ölçüm gösterimi.

Alınan ölçülere bakılırsa impact testindeki h_{31} ile shaker testindeki h_{13} ün tam olarak aynı olduğu görülür. Aynı şey diğer noktalar içinde geçerlidir. Shaker test ile impact test arasında teorik olarak fark yoktur. Pratik açıdan bakıldığında farklar olabilir. İvmeölçerlerin ağırlığı sistemin toplam ağırlığına göre oldukça küçük olabilir. Fakat onun ağırlığı sistemin farklı parçalarının ağırlığını oldukça büyük oranda etkileyebilir. Bir diğer önemli fark ta sistemin modlarını eklenen shaker'ın rijitliği ve kütlesi etkileyebilir. Impact testinde bunlar söz konusu değildir. Bu nedenle teorik olarak shaker testi ile impact testi arasında fark yoktur.

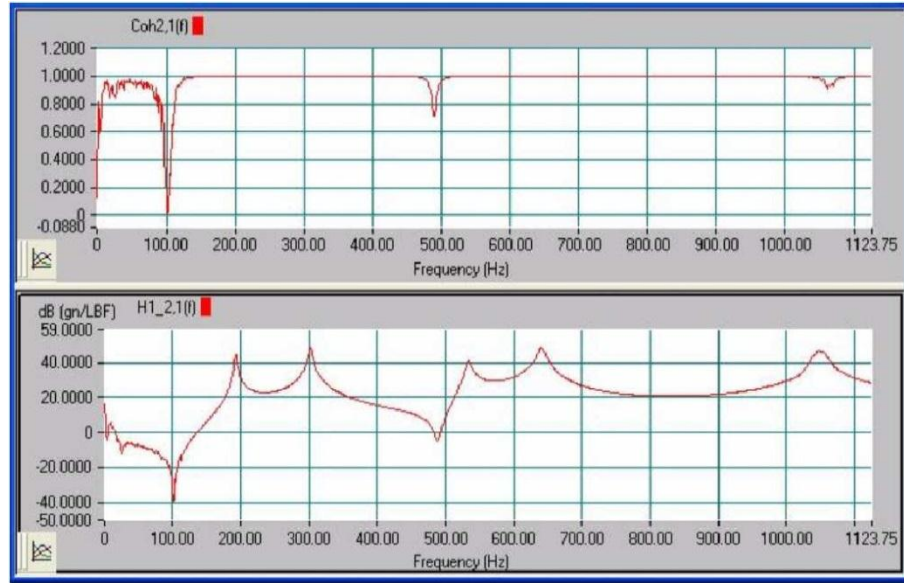
3.10 Impact Testte Kullanılan İvmeölçerlerin Seçimi

Impact testte kullanılan ivmeölçerlerin seçimi oldukça önemlidir. Özellikle ölçülen yapının ağırlığı bunu önemli kılmaktadır. Ölçümde gösterilen frekans aralıklarına bakarak grafikler yorumlanabilir.



Şekil 3.34 Hassas ivmeölçer ile FRF (alt) & Coherence (üst).

Şekil 3.34' e bakıldığında ölçümün çok kötü olduğu söylenebilir. İvmeölçer tepkisinin çok büyük olmasından dolayı bu tepkiyi doyurarak doğrusal olmayan bir biçimde tepki vermesine neden olmuştur.



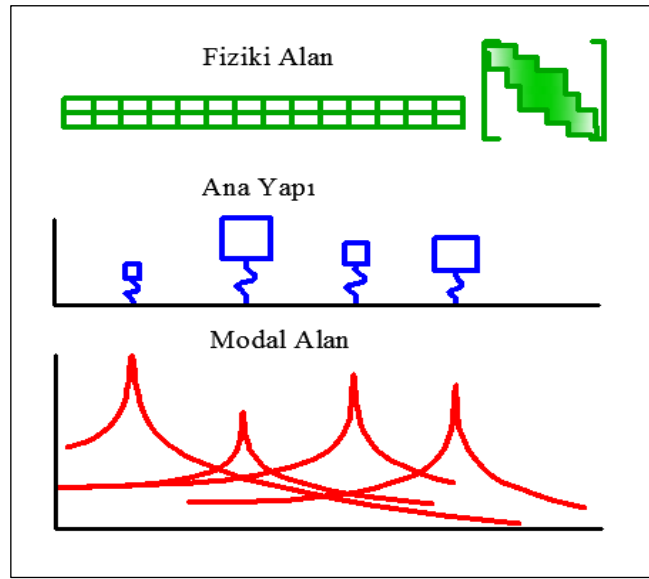
Şekil 3.35 Daha az hassas ivmeölçer ile FRF (alt) & Coherence (üst).

Şekil 3.35’ de görüldüğü gibi daha az hassasiyete sahip bir ivmeölçer kullanılmış ve frekans tepkisi beklendiği gibidir.

Bu durumda karşılaşılan sorun, darbe testi için aşırı hassas ivme ölçerlerin kullanılmasıdır. FFT çözümleyici ACD aşırı yükleme yapmazken, ivmeölçer ise daha büyük bir tepki ile doyurulmuştur. Bu da beklenen sönümlü tepkiden çok daha farklı bir tepkiye yol açmıştır.

3.11 Bileşenlerin Modellenmesi ve Güncellenmesi

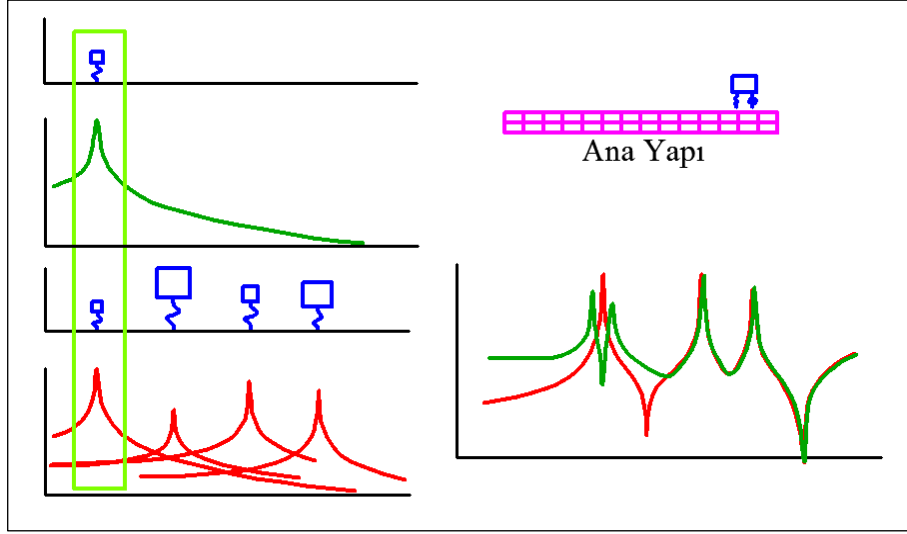
Bileşenlerin modellenmesi veya güncellenmesi tüm sisteme nazaran daha kolaydır. Burada karşılaşılan en büyük sorun sınır şartları ve sistem modelindeki bileşenlerin etkileşimidir.



Şekil 3.36 Bileşenin fiziksel ve modal gösterimi.

Şekil 3.36’ da tek serbestlik dereceli sisteme ait model gösterilmiştir. Şeklin alt kısmı bileşeni, sistemdeki modların herbirine ilişkin frekans davranış kümesinin yanı sıra tek serbestlik dereceli sistemlerin kümesi olarak ta gösterilmektedir.

Başka yay-kütle sisteminin eklenmesi halinde orijinal bileşen modları üzerinde ki etkileri asgaridir.



Şekil 3.37 Ayarlı kütle yay sistemlerinin bileşeni.

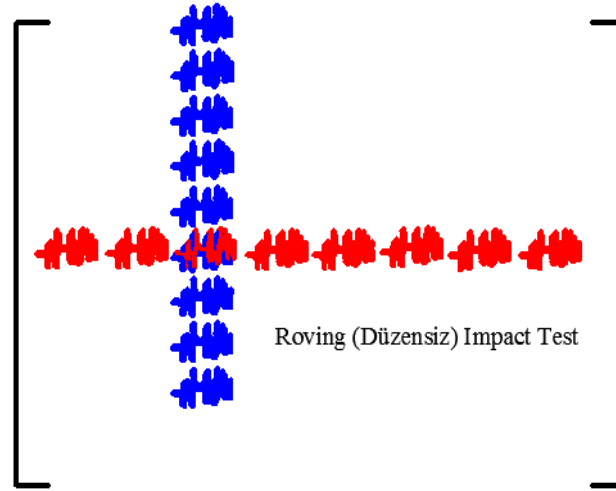
Şekil 3.37' de yay-kütle sisteminin modlardan biriyle çakışması halinde frekans tepkisinin üzerinde çıkan etkileri gösterilmektedir. Burada sistemin dinamik özelliklerinde geniş kapsamlı bir değişiklik görülecektir. Ancak kütle yay sistemine ait frekansların doğru bir şekilde seçilmemesi halinde yay-kütle sistemleri ve bileşen arasında herhangi dinamik bir eşleşme görülmeyecektir.

3.12 FRF Matrisinin Oluşturulması

Shaker testinde kuvvet ölçümü referans olarak kabul edilir ve ivmeölçer sistemin etrafında farklı konumlarda dolaştırılır. Tüm ölçümler sağlandığında ise FRF matrisine ait sütun elde edilir. Ölçülen özel sütun, yapı üzerindeki kuvvet ölçümünün konumu ile karar verilir.

Ancak darbe testinde ivmeölçer aynı konumda tutulurken çekiç hareket ettirilir. Bu durumda ivmeölçer referans alınırken FRF matrisinin bir sırası elde edilir.

Herhangi bir durumda sabit ölçüm referans alınır. Çünkü her giriş-çıkış ölçümü için aynıdır. Şekil 3. 38' de görüldüğü gibi shaker testi için FRF matrisinin tipik sütunu mavi renkte gösterilirken, darbe testi için tipik bir sırası kırmızı renkle gösterilmiştir.



Şekil 3.38 FRF matrisinde ölçülen tipik sütun.

Bir seferde yalnızca tek bir FRF ölçülebilir. Ancak testin en kritik noktası referans konumunun uygun olarak seçilmesidir. Referans konumunun o referans konumu üzerinden mutlaka ilgili tüm modlara yönelik mode şeklini ölçmek durumunda olduğu kesindir. Modal parametrelerin tahmini için birden fazla referansa sahip olmak iyidir.

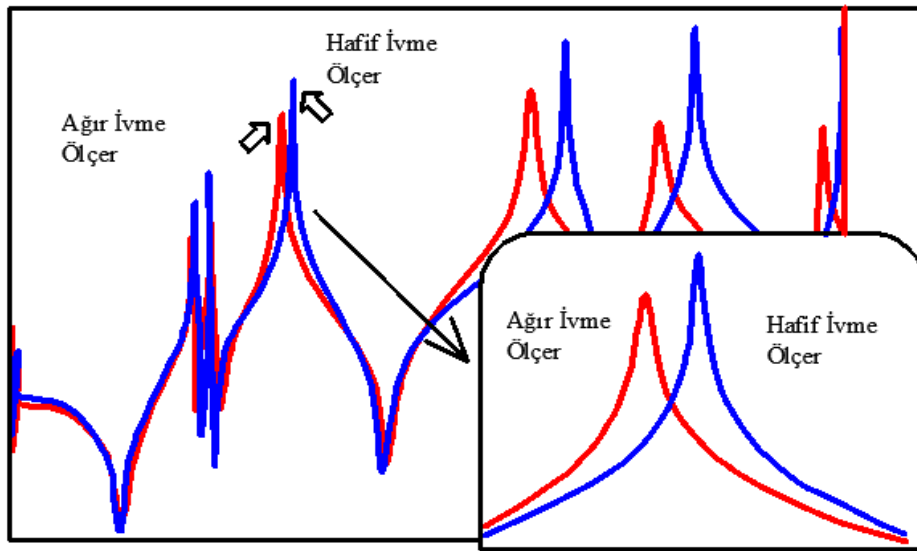
Örneğin 4 kanallı bir FFT den yararlanıldığında kanallardan biri kuvvet çekici kalan üçü ise ivmeölçerler için iyi olacaktır. Bu stratejinin kullanılmasıyla her seferde ortalama kümesi elde edilir. FRF matrisinin üç farklı sırasında yine üç farklı FRF bulunacaktır. Çekiç bir noktadan diğerine hareket ettiğinde ilave FRF ler elde edilecek ve tüm darbe konumları tamamlandığı için FRF matrisinin üç ayrı sırası elde edilmiş olacaktır. Bu veri toplama işlemine çoklu referans darbe testi denir. Tüm ivmeölçer tepkilerinin aynı anda ölçülmesi için büyük ve çok kanallı bir sistemin kullanılmasıyla FRF matrisinin çoklu sütunları elde edilir.

3.13 Modal Test Ölçümünde Sınır Şartlarının ve İvme Ölçerlerin Etkisi

Test esnasında sisteme uygulanan algılayıcının yapıya doğrudan eklenen bir kütle olduğu fark edilmelidir. Yapı üzerine monte edilen algılayıcı ölçülen frekans davranış fonksiyonları üzerinde etkilidir. Doğal frekans kütle rijitliği oranının karekökü ile alakalıdır. Dolayısıyla bir ivmeölçerlerin kütlesi ölçüm yapmak amacıyla yapıya

eklendiğinde doğal frekans azalır. İvmeölçerlerin kütlesi büyüdükçe frekans kayması da bir o kadar bariz ve kesin olur.

İvmeölçerin köprü veya bina gibi büyük bir yapıya eklenmesi halinde ivmeölçerlerin etkileri muhtemelen önemsiz olur. Ancak testten geçirilen yapının boyutu ve kütlesi küçüldükçe ivmeölçerlerin kütlesinin bıraktığı etkide bir o kadar önemli olur. İvmeölçerlerin kütlesi tüm yapının toplam kütlesinden çok farklı olan modal açıdan aktif kısmın kütlesiyle alakalıdır.

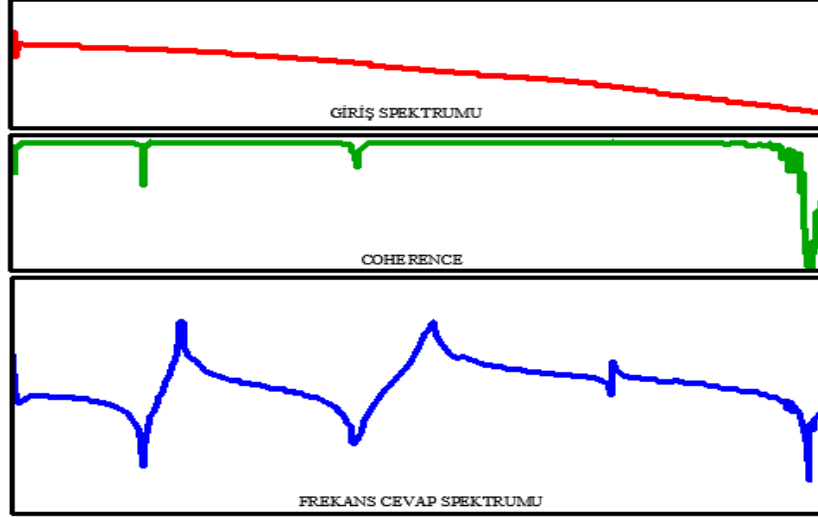


Şekil 3.39 İki farklı ivmeölçer kütlesine sahip FRF.

Yüksek frekanslar ivmeölçerlerin kütlesinden daha yüksek bir derecede etkilenebilir. İki düşük genlik frekansının ivmeölçerlerin kütlesinden önemli ölçüde etkilenmediği Şekil 3.39'da görülmektedir. İvmeölçerlerin kütlesi aslında düşük frekanslardaki mod'ların boğumunda konumlanmıştır yani önemsiz bir etkisi vardır. Buradan iki önemli sonuç elde edilmiştir. İlk olarak ivmeölçerlerin kütlesi etkiye sahiptir. Herhangi bir sistemin doğal frekansını tanımlayan denklem hem sertlik hem de kütle içerdiğinden bu yargı doğrudur. İkinci olarak ivmeölçerlerin kütlesinin konumu da etkilidir. Kütle mod'un boğumuna yerleştirilmesi halinde (Sıfır genlik noktası), kütle ilavesinin mod üzerinde hiçbir etkisi olmayacaktır. İvmeölçerlerin mod'un antinod'una yerleştirilmesi durumunda ise (Maksimum Genlik Noktası) mod üzerinde en büyük etkiye sahip olacaktır.

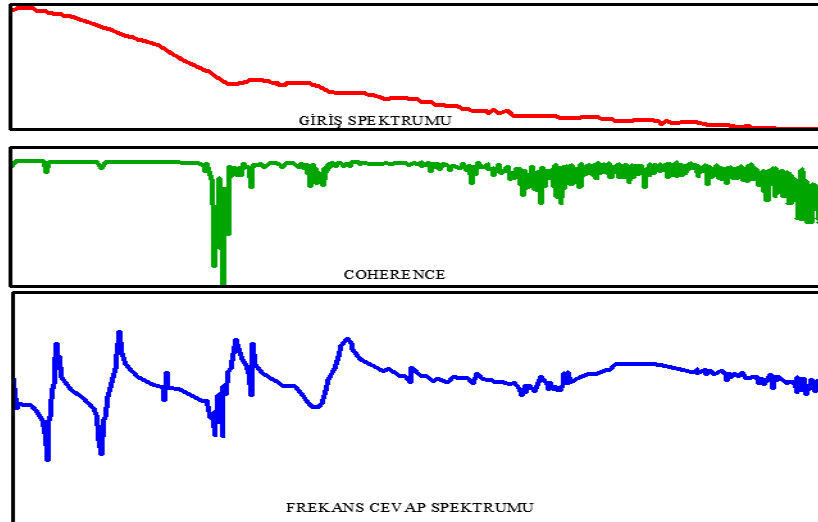
3.14 Bant Genişliği

Bant genişliğinin daha dar olması halinde, daha yüksek pikler gözlemlenemeyebilir. Bant genişliğinin çok büyük olması halinde ise ilgi konusu olamayan daha yüksek pikler görülecektir.



Şekil 3.40 800 Hz bant genişliğinin de giriş spektrumu, Coherence ve FRF.

Şekil 3.40' da 800 Hz bant genişliği üzerinde yapılan tipik bir ölçüm görülmektedir. Genel itibariyle ölçümde frekans tepkisi, istenilen piklerin iyi ve yapılan ölçümün kabul edilebilir olduğu görülmektedir.

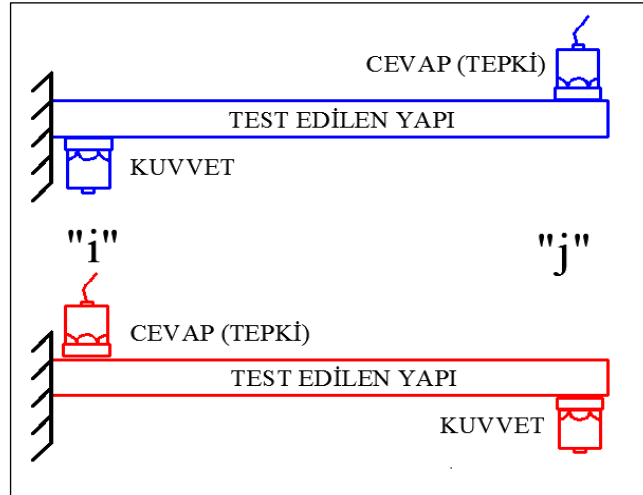


Şekil 3.41 3200 Hz bant genişliğinin üzerinde giriş spektrumu, Coherence ve FRF.

Şekil 3.41’ de ki ölçümün, ölçülen tepkinin coherence’ ine dayanarak aslında tercih edilen bir ölçümdür. Bu ölçümde ki püf noktası ise çekiç ucunun FFT analizöründeki tüm bant genişliği için değil, yalnızca ilgili frekans aralığının harekete geçirilmesi için seçilmesi gerektiğidir.

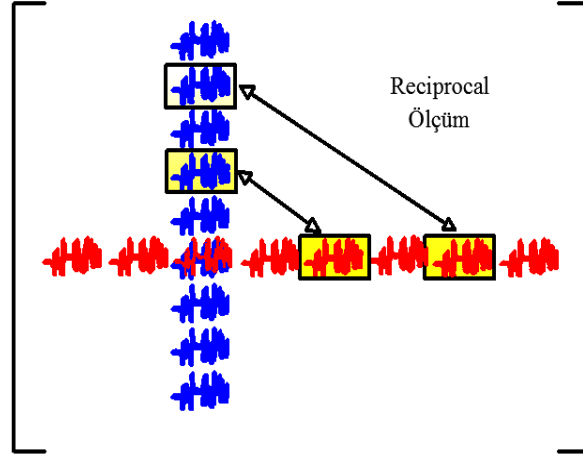
3.15 Modal Test

Modal test yapılırken ölçümlerin karşılıklı oldukça önemli bir yere sahiptir. Şekil 3.42’de “i” ve “j” noktalarından giriş ve çıkış ölçümlerinin gerçekleştirildiği yapı gösterilmektedir.



Şekil 3.42 Modal test için şematik ölçüm.

Kuvvet birinci ölçümde “i” noktasına uygulanırken tepki ise “j” noktasından ölçülmektedir. İkinci ölçümde ise, kuvvet “j” noktasından uygulanırken tepki ise “i” noktasından ölçülmektedir. Karşılıklı prensibine göre “hij” mutlaka “hji” ile eşit olmalıdır. Ölçüm kümelerinin tamamına bakıldığında Şekil 3.43’de bir sıra ve bir sütunun ölçüldüğü yer olan frekans davranış matrisini görebiliriz.

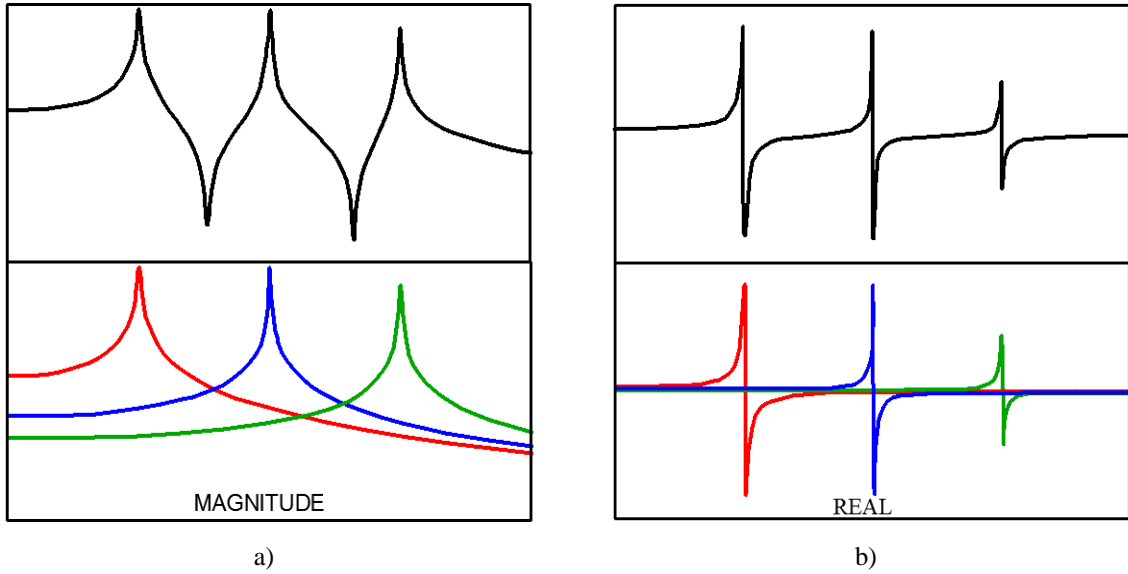


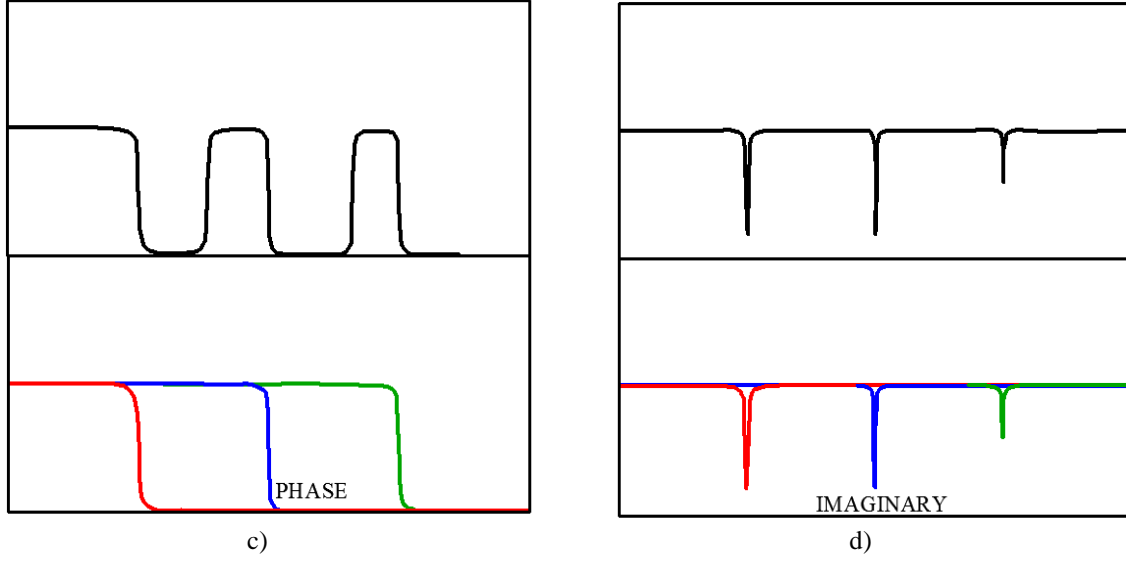
Şekil 3.43 Reciprocal ölçümde FRF matris gösterimi.

Bu matrisler simetrik kare matrislerdir. Bu da matrisin “ij” ve “ji” koşullarının birbirleriyle aynı olduğu anlamına gelir.

3.16 Antirezonansların Oluşması

Bir hareket noktası ölçümü, giriş kuvvetinin ve çıkış tepkisinin aynı noktada ve aynı yönde yapıldığı yerdir. Tipik bir hareket noktası ölçümü Şekil 3.44’de gösterilmiştir.





Şekil 3.44 Hareket noktası FRF (Magnitüde, Phase, Real, Imaginary).

Hareket noktasıyla ilgili olarak şu hususlara dikkat edilmelidir.

- * Tüm rezonanslar magnitüde diyagramında görüldüğü üzere antirezonanslar aracılığı ile ayrılmıştır.
- * Phase (faz), rezonansın üzerinden geçerken 180 derecelik fazı serbest bırakırken, antirezonansın üzerinden geçerken ise 180 derecelik faz kazanır.
- * FRF'in imaginary kısmındaki pikler mutlaka aynı yönü işaret etmelidir.

Hareket noktası ölçümü, tüm modların toplamı veya her bir moda ilişkin katkı olarak görülebilir. Şekil 3.44' deki dört diyagramda görüldüğü üzere üst diyagram tüm modların toplamını içerirken alt diyagram ise her bir moda ilişkin katkıyı göstermektedir. Gösterilen ilk üç mode için frekans tepkisi, sisteme ilişkin her bir modu tanımlayan tek serbestlik dereceli titreştiricinin her birinin toplamı ile oluşur.

Frekans davranış fonksiyonunun sanal kısmının tamamı mutlaka aynı yönde olmalıdır ve bu durumda, her modun arasında bir antirezonans bulunur. Bunun nedeni, 1 ve 2. modların FRF'nin (Frekans Davranış Fonksiyonu) büyüklüğü, antirezonans frekansta

eşittir. Ancak bu frekansta magnitudler eşitken, faz (phase) ise, bir diğerinden 180 derece dışarıda olacak konumdadır. 1. ve 2. modların toplamı eşit ve zıttır. Dolayısıyla, fonksiyon sifıra yönelir. Yani her bir ölçüm, frekans tepkisinin sanal kısmının yönüne bağlı olarak antirezonsansa sahip olabilir veya olmayabilir.

Ardışık modlar için frekans davranış fonksiyonunun sanal (imaginary) kısmının aynı yönde olması halinde, bu iki mode arasında bir antirezonsans bulunacaktır. Ardışık modların sanal kısımlarının farklı işaret taşıması veya farklı yönlerde olması halinde ise, bu iki mode arasında bir yuva bulunacaktır.

3.17 Uyarım Teknikleri

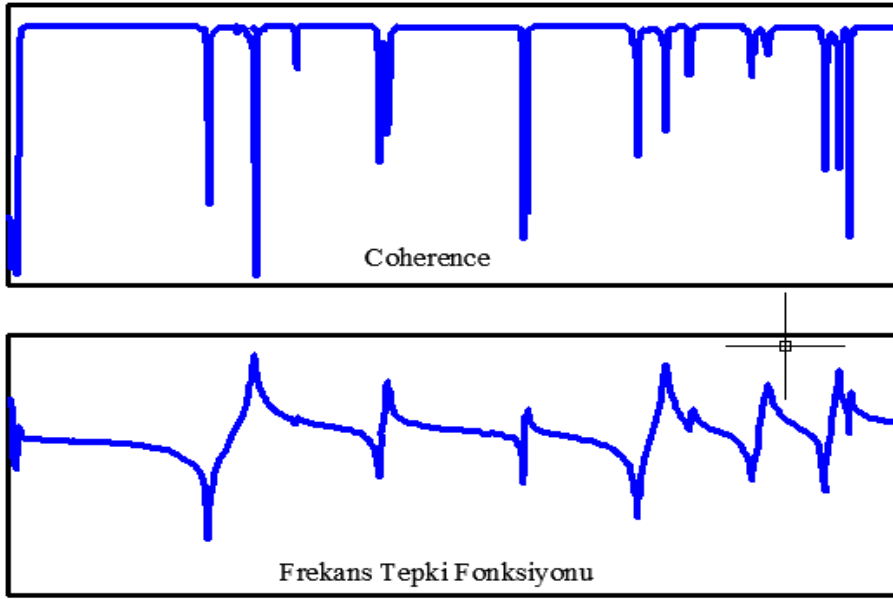
Uyarımlar rastgele ve rastgele olamayanlar olmak üzere ikiye ayrılır.

Rasgele olamayan sinyaller, matematiksel fonksiyon yoluyla zaman içerisinde herhangi bir noktada tanımlanabilen sinyallerdir. Bu türe ait tipik sinyaller, tabiatı gereği sinüs biçimlidir; sinüs chirp'i ve dijital kademeli sinüs gibi. Öte yandan rasgele sinyaller, matematiksel fonksiyon yoluyla tanımlanamazlar, bunun yerine kendi istatistikler özellikleri kullanılarak tanımlanabilirler. Bu türe ait tipik sinyaller, rasgele ve patlamalı rastgeledir.

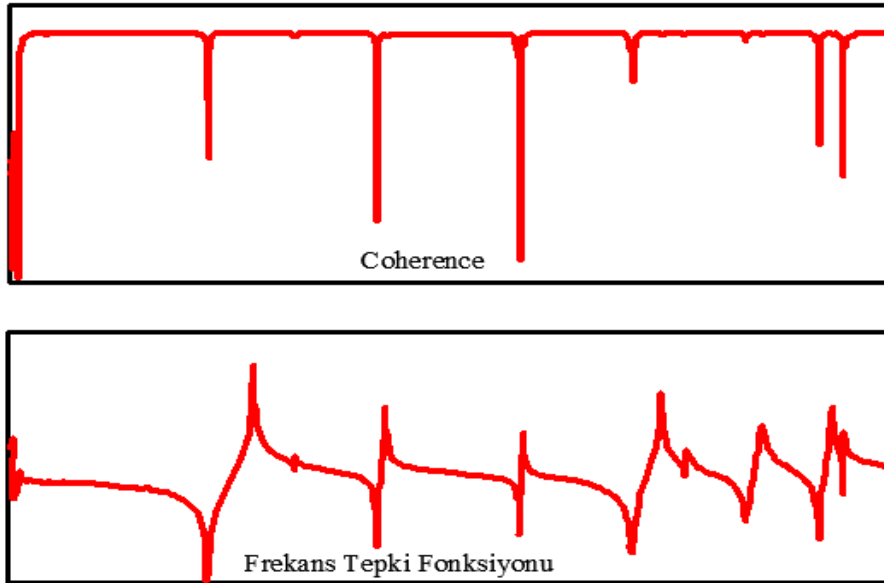
Genel itibariyle, bu rasgele olmayan sinyalleri, doğrusal sistemler üzerinde kullanılmaktayız. Bu rasgele sinyalleri ayrıca, doğrusallık testi yoluyla bir sistemin doğrusal olup olmadığına karar vermek amacıyla da kullanırız.

Rasgele uyarım, günümüzün genel titreşim testlerinde oldukça yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Ancak bu yöntem, modal analiz teknikleri için FRF elde edilmesinde kullanılan en iyi teknikler arasında gösterilmemekte olup sızıntı büyük bir sorundur. Hanning penceresi uygulansa dahi, sonuçta oluşan FRF' ler daima sızıntıya maruz kalacaktır; genlik piki etkilenecek sızıntı ve pencereleme kaynaklı etkilerden ötürü yapı içerisinde daha fazla sönümlenme görülecektir. Sonuçta oluşan FRF ve COH ise Şekil

3.45’de gösterilmektedir. Sistem rezonansında ki coherence düşmelerine dikkat edilirse bu durum, rasgele uyarımın bir özelliğidir. Patlamalı rasgele uyarım ele alındığında buradaki tek farklılık, rasgele sinyalin yalnızca veri yakalama işleminin bir bölümünde kullanılmasıdır. Dolayısıyla sinyal, FFT sürecinin dönemsellik ihtiyacını karşılamaktadır. Bu da, herhangi bir sızıntının olmayacağı ve herhangi bir pencereye ihtiyaç duyulmadığı anlamına gelir.



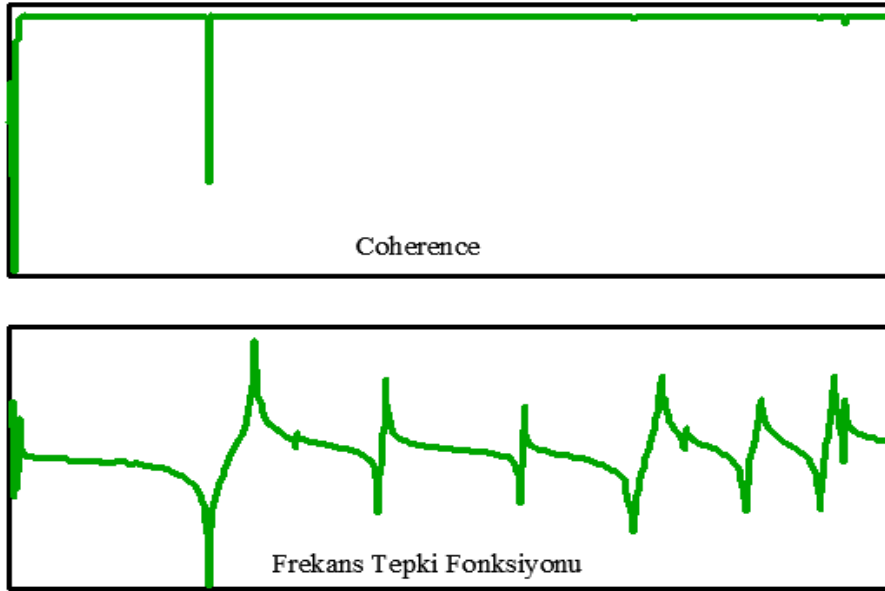
Şekil 3.45 Rasgele uyarım w/Hanning.



Şekil 3.46 Patlamalı rasgele uyarım.

Tipik bir zaman ölçümünden sonra elde edilen Şekil 3.45' deki grafik Şekil 3.46. ile kıyaslandığında ölçüm ve coherence' de değişiklikler meydana geldiği görülür. Pik noktaları daha keskin ve daha iyi bir şekilde tanımlanmıştır; coherence' nin özellikle rezonanslar da iyi olduğu görülmektedir.

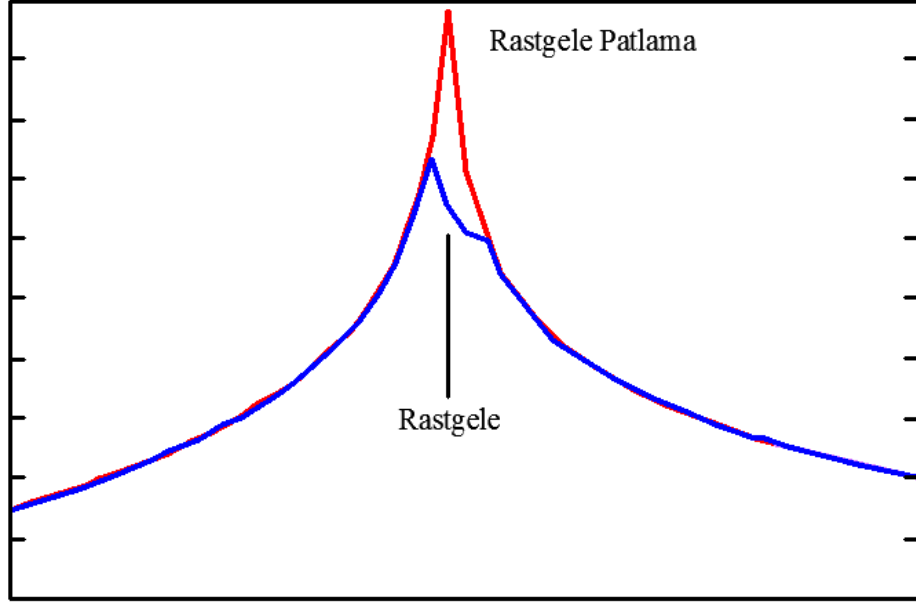
Sinüs chirp'i, analizöre ait bir örnek aralığı içerisinde düşük frekanstan yüksek frekansa doğru yapılan hızlı taramadır. Sinyal kendini tekrar eder ve böylece FFT sürecinin periyodik ihtiyacını karşılar. Bu da, herhangi bir sızıntı olmayacağı ve herhangi bir pencereye ihtiyaç duyulmadığı anlamına gelir. Sonuçta oluşan FRF ve COH, Şekil 3.47' de görülmektedir.



Şekil 3.47 Sinüs chirp uyarımı.

Bu teknik, doğası gereği geniş bantlı olmadığından kullanılan tüm teknikler arasında en yavaş olanıdır çünkü her spektral ayrı ayrı değerlendirilmektedir. Ancak bu teknik, sapmaların belgelendirilmesinde mükemmeldir ve yukarıda bahsi geçen tüm uyarım teknikleri içinde en iyi sonucu vermesi muhtemeldir.

Bu teknikler kıyaslanırken, patlamalı rasgele ve sinüs chirp'i sistemin doğrusal olması halinde benzer sonuçlar verecektir. Genel itibariyle rastgele ölçüm, bu tekniğin kullanılması esnasında daima sızıntıya maruz kalacak ve ölçümün kalitesinden düşüş olacaktır.



Şekil 3.48 Rastgele ve patlamalı rastgele için FRF.

Rastgele uyarımın kullanıldığı esnada ölçümde meydana gelen bozulma Şekil 3. 48’ de gösterilmiştir. Sistemin ilk rezonans piki etrafında rastgele ve patlamalı rastgele kıyaslanmıştır. Rastgele sinyal, birçok değişkeni içerir ve pikte, rezonans da bozunuma uğramıştır. Aslında, bu frekansta iki modun olduğu görülmektedir; bu da, sızıntıdaki bozunumun sonucudur. Patlamalı rastgele ölçüm temiz ve keskindir. Bu iki ölçüm arasında patlamalı rastgele ölçümün daha iyi olduğu açıkça görülmektedir.

3.18 Deneysel Çalışma

3.18.1 Koltuk Ayak Kalıbı İmalatı

Çalışmamızda kullanılan gözenekli malzemelerden ilki vakum döküm yöntemiyle okulumuz metal atölyesinde dökülmüştür. Farklı gözenek yoğunluğuna sahip olan diğer alüminyum köpük malzeme Bursa’ da ALUPAM firmasından alınmıştır.

Koltuk ayaklarında kullanacağımız alüminyum gözenekli malzemeyi dökülebilmek için öncelikle vakumlu döküm yöntemiyle üretimde kullanılacak kalıbın tasarımı yapılarak imalatı aşamasına geçilmiştir. Kalıp imalatı için 50 x 30 x 500 mm ölçülerinde 2 adet

Ç1040 malzeme kullanılmıştır. Resim 3.1’ de görüldüğü gibi kalıbın tasarımına göre her bir parçaya 30 x 25 mm ölçülerinde boydan boya CNC freze tezgahında kanal açılarak kalıbın içi boşaltılmıştır.



Resim 3.1 Kalıp parçalarındaki kanalın açılması

Resim 3.2’ de görüldüğü gibi her iki parçaya açılan kanallar düzlem yüzey taşlama tezgahında taşlanarak pürüzsüz döküm yapılabilmesi için ideal yüzey kalitesi elde edilmiştir. İki parça halinde imal edilen eş parçalar kanal boşlukları üst üste gelecek şekilde yerleştirilip merkezlemenin sağlanması için pim yuvası açılmıştır.



Resim 3.2 Sabitleme pimi yuvalarının delinmesi

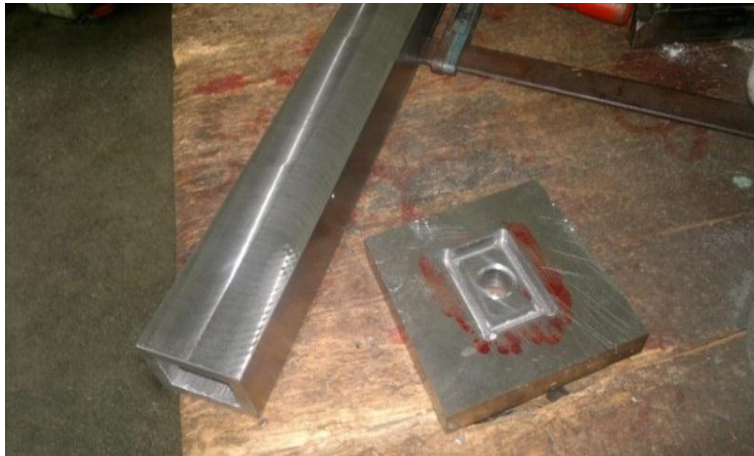
Pimle sabitlenen eş parçaların dış yüzeylerinden CNC freze tezgahında 60 x 50 x 500 mm ölçülerine getirilene kadar talaş kaldırılmıştır.

Talaş kaldırma işlemleri tamamlanan eş parçaların zemine dik durabilmesi ve yeterli vakum sağlanarak dökümün gerçekleştirilebilmesi için Resim 3.3’ deki gibi tablaya sabitlenmesi gerektiğinden 12 x 120 x 20 mm ölçülerinde Ç1040 malzemeden tabla imalatı gerçekleştirilmiştir.

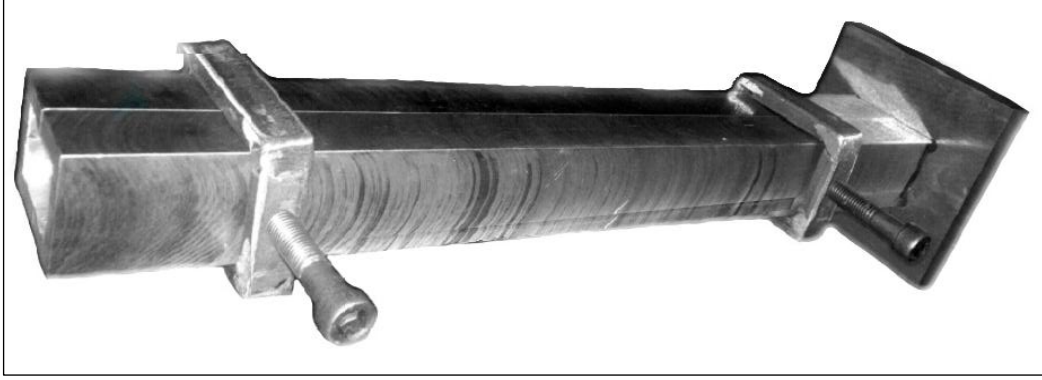


Resim 3.3 Kalıp tablasının işlenmesi

Ölçülere göre Üiversal freze tezgahında işlenen tablanın üzerine eş kanallı parçaların oturması için 60 x 50 mm ölçülerinde kanal açılmıştır. Vakumlu döküm yöntemiyle imalatın gerçekleştirilmesi için kalıbın içine çekilecek alüminyum malzemenin akmasını sağlayacak delik Resim 3.4’ te ki gibi delinmiştir.



Resim 3.4 Kalıp alt tablası.



Resim 3.5 Kalıp Montaj.

Resim 3.5’ te görüldüğü gibi tablaya dik bir şekilde yerleştirilen eş kanallı kalıp direkleri merkezlemenin sağlanmasından sonra alüminyum köpük malzemenin imalatının gerçekleştirilmesi için döküm ünitesine gönderilmiştir.

3.18.2 Koltuk Ayaklarının Dökümü

Kalıp imali yapıldıktan sonra koltuk konstrüksiyonun da kullanılacak olan alüminyum gözenekli malzemenin döküm aşamasına geçilerek vakumlu döküm yöntemiyle gözenekli alüminyum köpük malzemeden dört adet 25 x 40 x 250 mm ölçülerinde imalatı yapılmıştır.

Metalik köpükler, köpük görünümlü, gözenekli yapıya sahip metal malzemeden imal edilmiş endüstriyel ürünlerdir. Doğal bir ürün değildir. Gözenekli yapı, bazı işlemler uygulandıktan sonra meydana gelir. Doğal köpükle hiçbir ilgisi olmamasına rağmen görünüm ve bazı özelliklerinden dolayı “metalik köpük” olarak adlandırılırlar.

Metalik köpüklerin %80-90’ı gözeneklerden oluşmaktadır. Eğer gözenekler birbiriyle bağıntılı bir halde bulunuyorsa bu yapıya “açık hücreli köpük metal” adı verilmektedir. Kapalı hücreli köpük metaller hücrelerin her birinin içerisinde gaz hapsedilmiştir ve birbirinden yalıtılmış bir halde bulunmaktadır.

Açık hücreli köpük metaller genellikle hassas döküm yöntemleriyle üretilirler. Açık hücreli köpük metal üretmek için kullanılan başlıca yöntemlerden biri boşluk tutucu malzemelerin etrafında hassas döküm yöntemidir.

Köpük metaller inorganik hatta organik tanecikler veya küreler etrafına sıvı metal dökümü yoluyla üretilebilir. Tanecikler ya dökümden sonra metalik ürün olarak kalmakta ya da uygun bir çözücü veya asitle liç edilerek çıkarılmaktadır.

Diğer metal malzemelere göre çok daha hafif olmasına karşın dayanımının yüksek olması, darbe ve sarsıntıları absorbe edebilmesi, ısı izolasyonu sağlaması ve kimyasal sızma gibi özelliklere sahip olması sebebiyle köpük metaller birçok iyi özelliğinden dolayı kendilerine değişik endüstri kolunda pek çok kullanım alanı bulmuştur.

Çalışmamızda kullanacağımız koltuk ayakları için vakum döküm yöntemiyle boşluk tutucu malzeme olarak kullanılan NaCl (Sodyum Klorür) tuzlar ile alüminyum esaslı, açık gözenekli köpük metal elde edilmiştir.

Çözünen tip boşluk doldurucu malzeme olarak sofr tuzu kayaç NaCl (Sodyum Klorür) kullanılmıştır. Tuz nemini alması için sıcaklığı sabit tutulabilen etüv içerisinde 100 °C de 30 dakika süreyle bekletilmiştir.

Külçe alüminyum ve alüminyum-silisyum alaşım malzemeler belirli oranlarda alınarak potaya yerleştirilmiştir.

Kalıp ve NaCl tuzların (Sodyum Klorür) oda sıcaklığında bulunması, döküm esnasında sıvı metalin hızlı soğumasına neden olup sıvı metalin taneler arasında ilerlemesini zorlaştırmasını önlemek için potayla birlikte kaya tuzlarının bulunduğu metal kap ve kalıp ısıtılmıştır. Bu ısıtma işleminin yapılması sıvı alüminyumun NaCl tuz taneleri arasından kolayca sızmasını kolaylaştırmıştır.

Kalıbın içerisine yerleştirilen NaCl tuzların taneleri arasına sıvı alüminyum vakum yöntemiyle sızdırılmıştır.

Al veya Al-12Si esaslı alüminyum köpükler üretmek için NaCl tuzların vakum sistemindeki kalıp tablası bölümüne kalıp yerleştirilerek içerisine NaCl tuzlar dökülür.

Vakum sistemi çalıştırılarak -0,8 bar basınç değerine ulaşılmıştır. Hemen ardından fırında ergitilmiş sıvı alüminyum, daha önceden kalıp içerisine dökülmüş NaCl tuzların üzerine dökülerek hemen ardından vakum vanası açılmıştır. Böylelikle sıvı alüminyum, NaCl tuzların arasına süzmesi sağlanmış ve ortaya düşük yoğunluklu bir alüminyum köpük çıkmıştır.

Numuneler, tuzların çözünerek yerinde boşluk bırakmalarını sağlamak için çözünme işlemine tabi tutulmuşlardır. Bu nedenle numunelere, 100°C'de ve yaklaşık 30+30 olmak üzere 60 dakika çözünme işlemi uygulanmıştır.

Çözme işleminden sonra alüminyum köpük numuneler, fırında yaklaşık 100°C'de 2 saat boyunca kurumaları için bekletilerek ayaklara son şekli verilmiştir.

İmalatı yapılmış olan dört adet ayağın koltuk altına sabitlenebilmesi işleminin gerçekleştirilebilmesi için bağlantı aparatlarına ihtiyaç duyulmuştur. Her bir tarafta iki direk olmak üzere 4 adet direk üzerinde tutunması sağlanacak olan ayakların koltuğun orijinal imalatlı ayaklarının ölçü aralıklarında 4 adet aparat yapılmıştır.

Ayaklar resim 3.6 (a) da görüldüğü gibi aparatların kaynaklı birleştirilmesinin ardından kalıptan çıkarılan alüminyum köpük malzemeye tutturulması için civatalı birleştirme kullanılmıştır. Daha sonra aparata bağlantısı yapılan ayaklar Şekil 3.6 (b) de görüldüğü gibi koltuğa montaj edilmiştir.



a) Ayakların aparatlarla birleştirilmesi



b) Ayakların koltuğa monte edilmesi

Resim 3.6 Ayakların aparatlarla birleştirilmesi ve koltuğa monte edilmesi (M2 Ayağı).

ALUPAM firmasından temin edilen plaka şeklindeki farklı gözenekteki alüminyum köpük malzemedен 300 x 230 x 50 mm ölçülerinde iki adet koltuk ayağı su jeti tezgahında kesilmiştir.

Plaka şeklindeki ayakların koltuk altına montajının yapılması için kaynaklı birleştirmeye Resim 3.7 (a) de ki gibi 4 adet aparat yapılmıştır.



a) Ayakların aparatlarla birleştirilmesi



b) Ayakların koltuğa monte edilmesi

Resim 3.7 Ayakların aparatlarla birleştirilmesi ve koltuğa monte edilmesi (M1 Ayağı).

Resim 3.7 (b)' de görüldüğü gibi aparatlara yerleştirilen ayaklar koltuk altına sökülebilir birleştirme yöntemiyle sabitlenmiştir.

3.18.2.1 Koltuk Ayaklarında Kullanılan Malzemelerin Teknik Özellikleri

Metalik köpükler düşük gerinim değerlerinde doğrusal elastik davranış gösterirler. Lineer elastik bölgede elastik deformasyona uğrarlar. Bu bölge gözenek duvarlarının bükülmesi ve yırtılması ile sona erer ve çökme bölgesi başlar. Metalik köpükler çekme gerilmesi altında kırılma davrandığından bu malzemelerden mekanik olarak yararlanma alanları basma kuvvetlerinin baskın olduğu alanlardır.

Basma kuvvetlerine maruz kaldığında hücre duvarlarının plastik bükülmeye uğraması nedeniyle metalik köpüklerin enerji emebilme özelliği yüksektir. Uygulanan kuvvetin iletim miktarı gözenek özellikleri ile kontrol edilebildiğinden geniş plastik gerinim potansiyeli metalik köpükleri enerji emilimi gerektiren uygulamalar için ideal malzeme haline getirmektedir. Köpüklerin, mekanik özellikleri açık veya kapalı gözenek yapısına sahip olmalarına bağlıdır (Başpınar and Yurtcu). Gözenekli malzemede sönümlenme katsayısı gözeneğe bağlıdır. Gözenek arttıkça sönümlenme artmaktadır (Dahil *et al.* 2011). Koltukta kullanılan orijinal, M2 ve M1 ayaklarına ait teknik özellikler Çizelge 3.1-3.3' de gösterilmiştir

Çizelge 3.1 Orijinal ayağın kimyasal ve mekanik özellikleri.

Standart	Kimyasal Bileşim				Fiziksel Özellikler		
EN10130	C	Mn	P	S	Çekme Dayanımı (N/mm ²)	Akma Dayanımı (N/mm ²)	Uzama, min.%
	0.10	0.45	0.35	0.35	270-370	240	34

Çizelge 3.1' de orijinal ayağın soğuk şekillendirme ve derin çekmeye uygun olduğu görülmektedir. %0.1 düşük C, seviyesinde olan saç malzeme 280 N/mm² çekme, 240 N/mm² akma dayanımına sahiptir.

Çizelge 3.2 M2 ayağının teknik özellikleri.

Teknik Özellikler	Değerler	Birimi
Materyal Bileşimi	Al – 12Si	
Gözenek Boyutu	2 - 4	mm
Basma Dayanımı	5.1	N/mm ²
Akma Dayanımı	3.5	N/mm ²
Elastisite Modülü	3.6	GPa
Yoğunluk	0.937	gr/cm ³
Relatif Yoğunluk	0.35	

Çizelge 3.3 M1 ayağının teknik özellikleri (Alupam, 2015).

Teknik Özellikler	Değerler	Birimi
Materyal Bileşimi-Alaşım	Al (97.5%>) / AA.1070	
Yapısı	Kapalı Hücreli	
Gözenek Boyutu	2.0 ~ 8.0	mm
Basma Dayanımı	1.0 ~ 1.8	MPa
Young Modülü	53 (0.2 gr/cm ³) 124 (0.37 gr/cm ³)	MPa
Eğilme Dayanımı	1.0 ~ 2.0	MPa
Gerilme Dayanımı	1.0 ~ 1.8	MPa
Yoğunluk	0.15 ~ 0.35	gr/cm ³
Elastisite Modülü	0.4 ~ 1.0	GPa
Enerji Absorbe Etme (%50 deformasyon)	0.61 (0.2 gr/cm ³) 1.28 (0.37 gr/cm ³)	MJ/m ³

3.18.3 Deney Düzenegi Elemanları

Titreşim ölçme aletinin amacı, yer değiştirme genliğini, hızı veya titreşimin hızlandırılması gibi bir girişi olabildiğince yakın bir şekilde üreten bir girişi veya yanıtı işaret etmektedir.

3.18.3.1 Çekiç (Hammer)

Deneyde Resim 3.8' de görüldüğü gibi PCB Model 356B21 numaralı çekiç kullanılmıştır. Yapıların davranışlarını test etmek için kullandığımız bu çekiç FFT analizi ile uyumludur. Mekanik yapıların dinamik davranışlarını anlamak için genellikle testte çekiç ivmeölçer veya akustik mikrofon kullanılmaktadır.



Resim 3.8 Deneyde kullanılan çekiç.

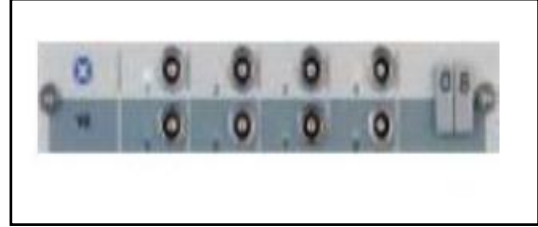
Çekiç modellerini ayırmak çekiç yapısının boyutunu ve kütlelerinin tanımlanmasını içermektedir. Bu bize test altındaki yapının uygun uyarım için gerekli ivme ve frekans kuvvetini sağlamaktadır. Lokomotif, tank ve köprü gibi ağır ve büyük yapılar için sledge hammer, küçük yapılar için mini çekiçler kullanılır.

3.18.3.2 Veri Toplama Cihazı

Veri toplama cihazı olarak Resim 3.9 (a) da görülen LMS SCADAS SCM05 kullanıldı. Ön uçları çok yönlü sinyal ve veri toplama özelliği olan bir sistemi temsil eder. Arabirimi 4 -8 kanal desteği ve kolay taşınabilirlik sağlar.



a) Veri toplama cihazı



b) Sinyal Şartlandırıcı Kart

Resim 3.9 Donanım Ekipmanları.

3.18.3.3 Sinyal Şartlandırıcı Kart

Resim 3.9 (b) de görülen sinyal şartlandırıcı kart sekiz kanallı /ICP/TEDS şarj girişine modülüne sahip. V8-E modülü artırılabilir. Özel modülü destekleyen sinyal şartlandırma şarjına sahip.

3.18.3.4 İvme Ölçer

İvme, birim zamandaki titreşim hızı değişimidir. Titreyen gövdenin ivmesini ölçen alet ivmeölçerdir. İvmeölçer kaydından, entegrasyonla hız ve yer değiştirmeler elde edilir. Ölçülen genel titreşim ivmesinin (ms^2 veya g-yerçekimi ivmesi) birinci integrali ile titreşimin hızı, ikinci integrali ile de genliği elde edilir.

PCB firmasının üretmiş olduğu 2 adet 3 eksenli PCB Model 356B21 numaralı ivmeölçer kullanılmıştır. Resim 3.10 (a) da bu ivmeölçer gösterilmektedir. İvme alıcıya sensör de denmektedir. Bu elemanlar aldığı sinyalleri artırır ve sinyal şartlandırıcılara iletir. Bu sinyaller elektriksel bazda gerçekleşmektedir. Zaten dB sinyaller arasındaki akım farkından oluşmaktadır. Sinyal şartlandırıcıda bu sinyaller bin kata kadar kuvvetlendirilebilir. Bu ivmeölçer, içyapısı itibariyle gelen sinyali artırarak ileten ekonomik fiyata sahip piezoelektrik elemanıdır.

3.18.3.5 HVM100 Titreşim Ölçüm Cihazı

PCB firmasının üretmiş olduğu HVM100 cihazı, insan vücudunun maruz kaldığı titreşimleri ölçen, ilgili hesaplamaları yaparak sonuçları gösteren taşınabilir, çok fonksiyonlu ve üç eksenli bir ölçüm cihazıdır. Bilgisayara aktarımı paket programlar üzerinden yapılarak grafikler irdelenebilir. Vücut titreşimlerinin ölçülmesi dahil taşıtların titreşimlerinin ölçümüne kadar geniş uygulama alanları mevcuttur. HVM100; insan vücudunun maruz kalabileceği titreşimde, standartlara göre örnekleme ve filtreleme yapar. Farklı ölçümler için bilgisayar tarafından programlanabilir. Cihaz üzerindeki düğmelerden veya bilgisayar yazılımı olan “Blaze” programı üzerinden kontrolü mümkündür. HVM100 Hand-Arm, Whole Body ve General Vibration tipinde ölçümlerde kullanılır. HVM100, ivmeölçerden gelen 3 eksene ait işlenmemiş elektronik sinyali anlamlı data'lara dönüştürür. Test ölçüm cihazı olan HVM100 cihazı Resim 3.10 (b) de gösterilmiştir.



a) İvmeölçer cihazı



b) HVM 100 test ölçüm cihazı

Resim 3.10 İvmeölçer cihazı ve HVM 100 test ölçüm cihazı.

HVM 100 Test ölçüm cihazının teknik özellikleri;

- Giriş aralığı > 100 dB
- Birimler m/s^2 , cm/s^2 , ft/s^2 , in/s^2 , g, dB
- Kaydetme kapasitesi 100 dosya
- Frekans aralıkları
- 3 eksenli, hafif ve taşınabilir, kullanımı için 2 adet DC pil veya AC güç kaynağı ile işlem
- Hassaslık $\mp 0.5 dB$
- 200 saatten fazla ölçüm kaydedilme özelliği
- USB ya da seriport ile bilgisayara bağlantı

3.18.3.6 Ped İvme Ölçer

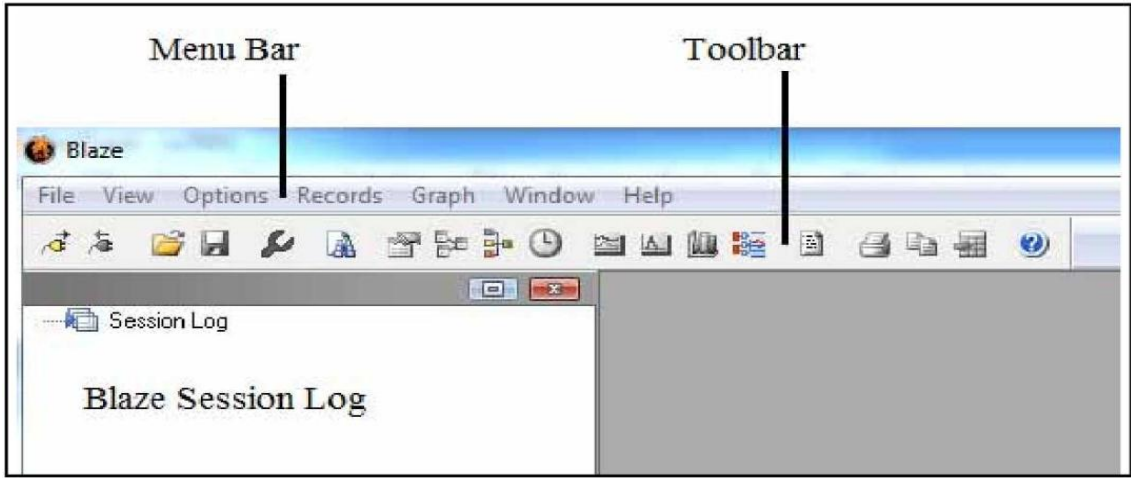
Sürücü koltuğu üzerinde konarak titreşim ölçümlerini almak için PCB firmasının üretmiş olduğu SEN027 seri numaralı ivmeölçer kullanılmış olup, x, y, z eksenlerinden aldığı sinyalleri ara kablo vasıtasıyla HVM100 cihazına iletmektedir. İvmeölçerde 3 adet ölçüm elemanının (x, y, z) oluşturduğu sinyaller ISO ve ANSI standartlarına göre prosese tabi tutularak değerlendirilir. İvmeölçerin içerdiği ölçüm elementinin özellikleri bilinmeli ve ivmeölçerin tüm elemanlarının net çıkış değerleri cihaza tanımlanmalıdır. Cihazın ilk kullanımında bu değerler tanımlanırsa, sonraki kullanımlar için yeterli olacaktır. Kullanımda önemli noktalardan biri de; ivmeölçerin birer range değerine sahip olduğudur. Eğer ivmeölçerin oluşturduğu sinyal çok küçükse bir amplifier ile yükseltilmesi gerekebilir.

İvmeölçerin teknik özellikleri

- Frekans aralığı 0.3-1000 Hz
- Duyarlılığı 100 mV/g
- Ağırlığı 272 gram (9.6 oz)
- Çapı 200.2 mm
- Yükseklik 12 mm
- İvme alıcısı mounting pad'dir.

3.18.3.7 Blaze Yazılım Programı

Blaze programıyla bilgisayar üzerinden HVM cihazının ulaştığı tüm bilgilere ulaşılabilir, değerler analiz edilebilmektedir. Blaze yazılım programı ile HVM100 cihazından alınan veriler grafik haline getirilir. Mühendislik uygulamalarında ideal bir veri analizi yapar ve raporlamada kullanılabilir. Bu programın ara yüzü Resim 3.11’ de gösterilmiştir.



Resim 3.11 Blaze program ara yüzü.

3.19 Deneysel Modal Analiz

Araç konforunu belirleyen en önemli husus sönüm sistemi olmasından dolayı, bunun üzerinde çok farklı çalışmalar yapılmıştır. Koltuk konstrüksiyonunu oluşturan ayaklar üzerinde yapılan deneysel çalışmayla bulgular elde edilmiştir. Bu işlem için deneysel modal analiz yöntemi ve ivme ölçümü kullanılmıştır. Koltuk ayakları prizmatik ve dolu levha şeklinde geometriye sahip iki tip ayak olarak döküm yöntemiyle imal edilmiştir. Orijinal ayaklar, 2 mm kalınlığında sac metal malzemeden imal edilmektedir. Deneyde kullanılan ayakların ilki (M1) bir firmadan hazır olarak alınıp diğeri ise (M2) atölyemizde vakumlu döküm yöntemiyle imalatı gerçekleştirilmiştir.

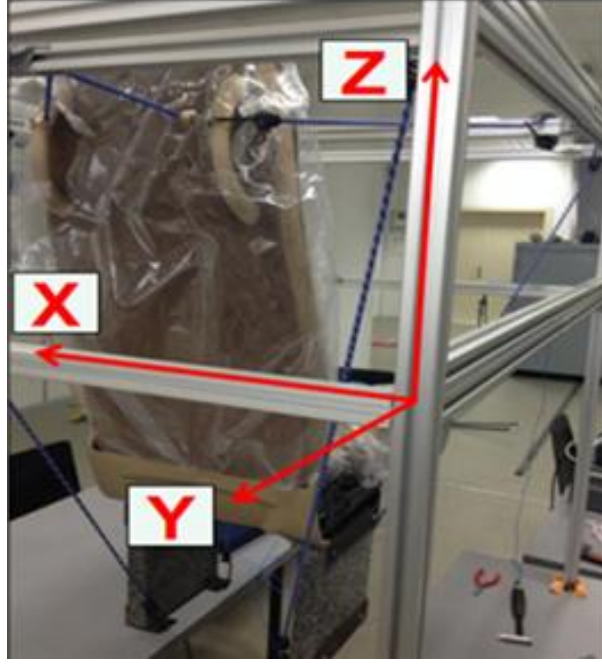
Koltuk muhtelif parçaların birleştirilmesiyle oluşturulmuştur. Koltuk malzemeleri birbirine rijit-sabit bağlantılarla birleştirilmiştir. Resim 3.12’ de gösterildiği gibi

koltuğun belli noktalarına yani ayakların zemin ile olan bağlantı noktalarına çekiçle kuvvet uygulanmıştır. Çekiç ucunda kuvvetin şiddetini belirleyen transyuser mevcuttur. Ayakların koltuk ile olan bağlantı noktalarına ivmeölçerler bağlanarak uygulanan kuvvete karşılık cevaplar alınmıştır.



Resim 3.12 M1 ve M2 ayağı monte edilmiş koltuk.

Koltuk yapısını oluşturan parçaların titreşim iletimini ne kadar gerçekleştirdiğini görmek için test yapılmıştır. Koltuk iletkenlik eğrileri oluşturma işlemi bu testte bulunmamıştır. Bu testte koltuk genel yapısının uyarı kuvvetlerine cevabı elde edilmek istenmiştir. Koltuğun modal testinin elde edilmesi ve rijit bölgelerin üzerindeki ivmelerin bulunması gerekmektedir. Bunun için Resim 3.12’ de görüldüğü gibi free - free şartların olabildiğince iyi sağlanması için koltuk elastik malzemelerle yüksek bir yere asılmıştır. Koltuk üzerindeki yumuşak bölgeyle ilgili ivme ölçümü yapılmaz. Fakat sabit bağlantılı kısımlar üzerinde ivme ölçümü yapılmıştır. Koltuk yapısını oluşturan birçok malzeme olmasından her birinin iletkenlik eğrisi farklı olacaktır.



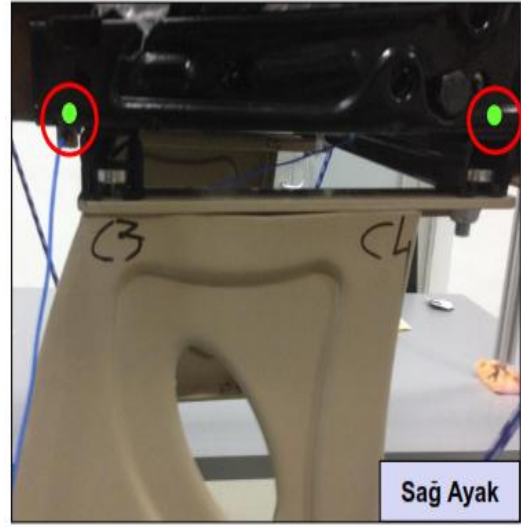
Resim 3.13 Koltuğun yer değiştirme eksenleri.

Titreşim ölçüm analizinin doğru ve hassas bir şekilde yapılabilmesinin temelinde yapılan ölçüm ve alınan spektrumların yeterli sayı ve özellikle doğru alınmış olması yeterlidir. Sistemlerin üç doğrusal yönde hareket yetenekleri olduğu için mühendislik mantığı ve fizik bilimi bu üç yönde hareket bilgisi alınması gerekliliğini zorunlu kılar (Watts and Çağlayan 2014).

Resim 3.13’ de görüldüğü gibi koltuğun düşey yöndeki yer değiştirmesi “Z” eksenini ile zemine paralel sol yöndeki yer değiştirmesi “X” eksenini ile ve zemine paralel geri hareketindeki yer değiştirmesi “Y” eksenini ile gösterilmiştir. Bu yönlerin en önemlisi olan “Z” yönündeki düşey yer değiştirmesidir. Araçlarda insanı rahatsız eden en etkili titreşim büyüklüğü düşey yönde oluşmaktadır. Buna rağmen “X” ve “Y” eksenleri yönünde de belli bir yer değiştirme oluşmaktadır. Araçların genel tasarımında bu değerler kullanılmaktadır. İvmeölçerlerin bağlandığı ve tahrik noktaları Resim 3.14’de orijinal ayak üzerinde gösterilmiştir. “C” noktaları ivmeölçerlerin bağlandığı yer “T” noktaları tahrik-çekici ile vurulan noktalardır. Tahrik noktası ayağın zemine bağlı olduğu cıvata deliği yerinden yapılmaktadır. Araçlarda koltuğu tahrik eden yer bu noktadır. Bu nedenle deneylerde bağlantı noktası tercih edilmiştir.



a)



b)



c)



d)

Resim 3.14 Ayakların tahrik ve ivme ölçüm noktaları.

Tahrik noktalarına vurulan çekiç ucunda transyuser vardır. Bunlarla kuvvetin şiddetini ölçebiliyoruz. Girdi (tahrik) noktası ile çıktı (cevap) noktası arasında frekans alanındaki transfer fonksiyonu alınmaktadır. Bu nedenle, çekiçle kuvvetli veya zayıf vurulması neticeyi değiştirmez. Her iki durumda da Fourier Response Function (FRF) eğrisi aynı olacaktır.

Grafiklerin elde edilmesinde aşağıdaki yollar takip edilmiştir.

Testlerde kullanılan yöntem Impact test yöntemidir. Impact testte kuvvet, zaman alanında anlık (impuls) olarak verilmektedir.

Zaman alanında anlık olarak uygulanan bu kuvvetin frekans alanındaki karşılığı tüm frekans değerlerini (incelenen aralık 0-1000 Hz) tarayacak şekildedir.

Nihai olarak, uygulanan girdi kuvvetinin frekans içeriği ile çıktı ivmesinin frekans içeriği elde edilir. FRF' in tanımından girişin çıkışa oranı ile transfer fonksiyonu elde edilir.

Ayak üzerinde T ile belirtilmiş noktalara ait tahrik noktasına karşılık C ile belirtilen noktalardan cevap alınmıştır. Birkaç kez tahrik noktasına vurularak en uygun cevap bulununcaya kadar devam edilmiştir.

3.20 Koltuk İvme Ölçümü

Yapılan ikinci deneysel çalışmada aynı tip araç üzerine orijinal ayak ve M2 ayak sırayla koltuğa monte edilerek aracı kullanan yolcunun hareket halinde iken meydana gelen titreşim değerleri incelenerek ayakların sönümleme üzerindeki etkisi değerlendirilmiştir. Deneysel çalışma için, koltuk ivmesinin belirgin hale gelmesini sağlayan yolda kasis oluşturulmuştur. Bu çalışmada minibüs kullanılmıştır. Yolcu 25km/h, 50km/h ve 75km/h hızlarla kasisli yolda seyahat etmiştir. Yolcu koltuğu üzerine gelen titreşim değerlerini belirlemek için, Resim 3.15' de görüldüğü gibi sürücünün altına konulan test pedi ve elde edilen bilgileri sayısal hale getirmek için HVM100 cihazı kullanılmıştır.



a)



b)

Resim 3.15 İvme ölçümü test çalışmasının gösterilişi.

Üç yöndeki ivme hareketini HVM 100 cihazına iki dakika kadar süre içindeki araç seyahati kayıt edilebilmektedir. Araç içindeki koltuk üzerine oturan kişi bütün deney sonuna kadar kütleinin değişmemesi için aynı kişi olmuştur. Koltuk ayaklarının bağlantıları her iki ayakta standart bağlama aparatları yardımıyla birleştirme gerçekleştirilmiştir. Uygulamanın yapıldığı kasis Resim 3.16’ de gösterilmiştir.



Resim 3.16 Uygulamanın yapıldığı kasis.

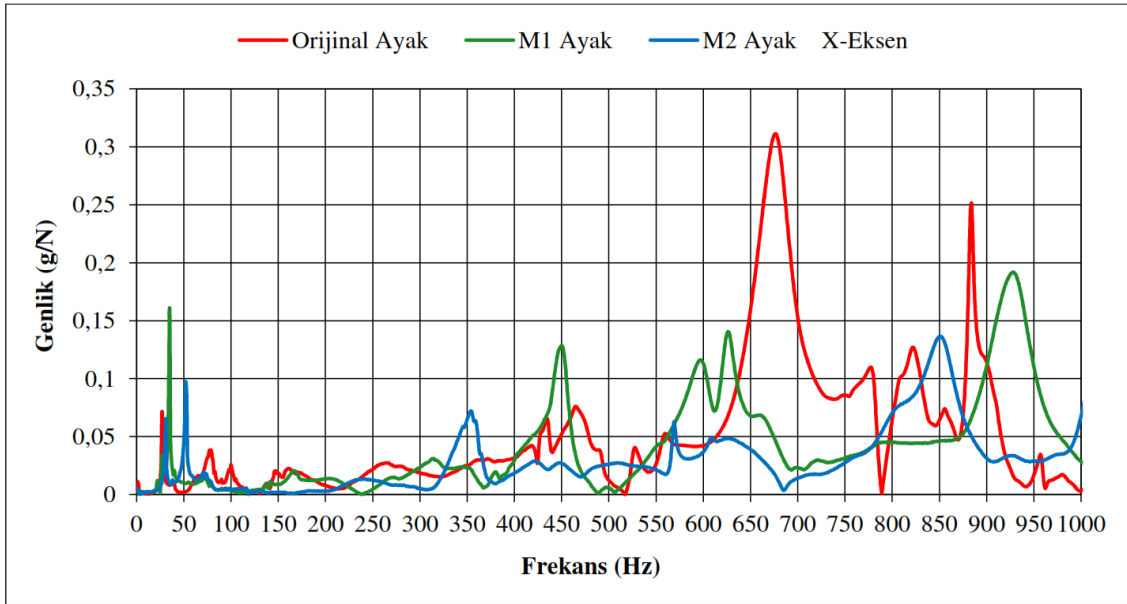
HVM 100 cihazındaki veriler bilgisayarda Blaze yazılım programı sayesinde sayısal değerler pratik olarak kullanılacak hale getirilmiştir ve bunlar grafiklere dönüştürülmüştür. Grafiklerin eğrileri karşılaştırılarak koltuk ayakları hakkında bilgi edinilmiştir.

4. BULGULAR

4.1 Deneysel Modal Analiz Testinin Değerlendirilmesi

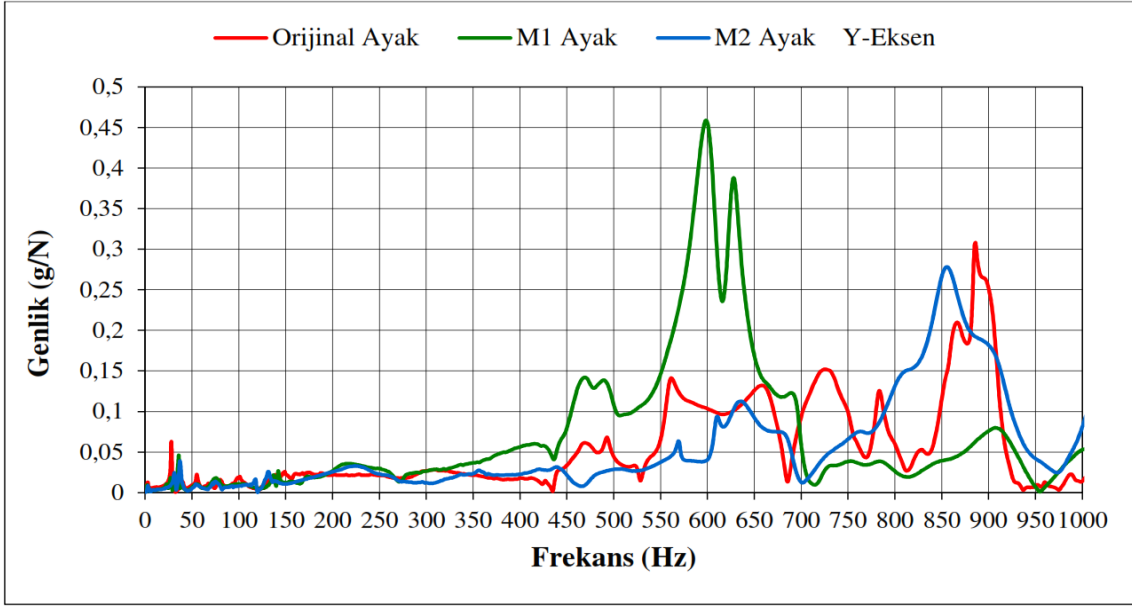
Deneysel modal analiz yönteminde üç eksen için ayrı ayrı incelemeler gerçekleştirilmiştir. Modal testten elde edilen FRF grafiklerinde 0 - 1000 Hz' e kadar olan frekans aralıklarının sonucu elde edilmiştir.

FRF grafiklerinde ayakların dinamik davranışları farklılık gösterdiğinden incelemeler belli frekans aralıklarında göz önünde tutulmuştur. İnceleme frekans aralıkları 20-45 Hz “bant 1”, 45-100 Hz aralığı “bant 2” olarak sınıflandırılmıştır.

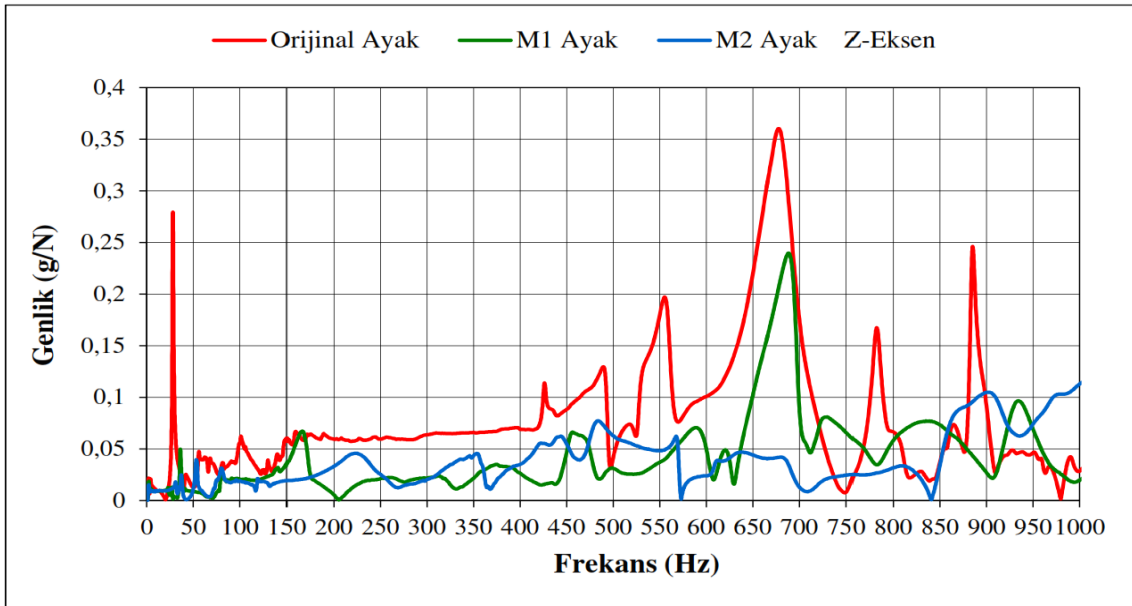


Şekil 4.1 Koltuğa montajlı orijinal, M1 ve M2 ayaklarının X ekseninde FRF eğrileri.

1000 Hz' e kadar olan frekans aralıklarının da elde edilen grafikler Şekil 4. 1 – 4.3' de görülmektedir. Şekil 4.1 de ki X eksen yönünde olan FRF grafiğinde Orijinal ayak ve M1 ayağı yaklaşık aynı frekanslarda ilk rezonansa girmiştir. M2 ayağı bu frekansı biraz daha ötelemiştir. Yüksek frekanslar göz önüne alındığında orijinal ayak ve M1 ayağının genlikleri daha yüksektir.



Şekil 4.2 Koltuğa montajlı orijinal, M1 ve M2 ayaklarının Y ekseninde FRF eğrileri.



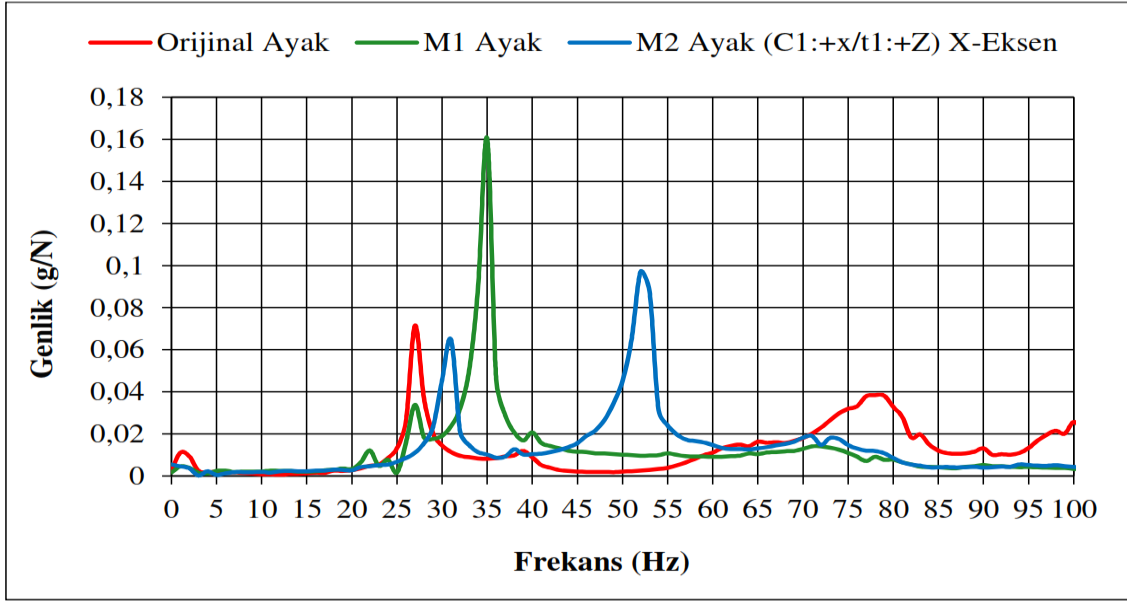
Şekil 4.3 Koltuğa montajlı orijinal, M1 ve M2 ayaklarının Z ekseninde FRF eğrileri.

Koltukta ki yer değiştirme yönleri Resim 3.13' te daha önce gösterilmiştir. Bu yönlere göre her üç ayak üzerindeki ivme değerleri ölçülerek FRF grafikleri Şekil 4.1-4.3' de gösterilmiştir. Orijinal ayak "Z" yönünde rezonansa girmektedir. 200 Hz'e kadar FRF grafiklerinde rezonans frekansları yani modlar oluşmaktadır. Bu frekanstan sonra

titreşim ivmeleri algılanmamaktadır. Gerçekte 100Hz'den sonra eğriler incelenmeye alınmıştır. Bu grafiklerde dar aralıkta araçlar için önemli görülen FRF eğrileri gösterilmiştir.

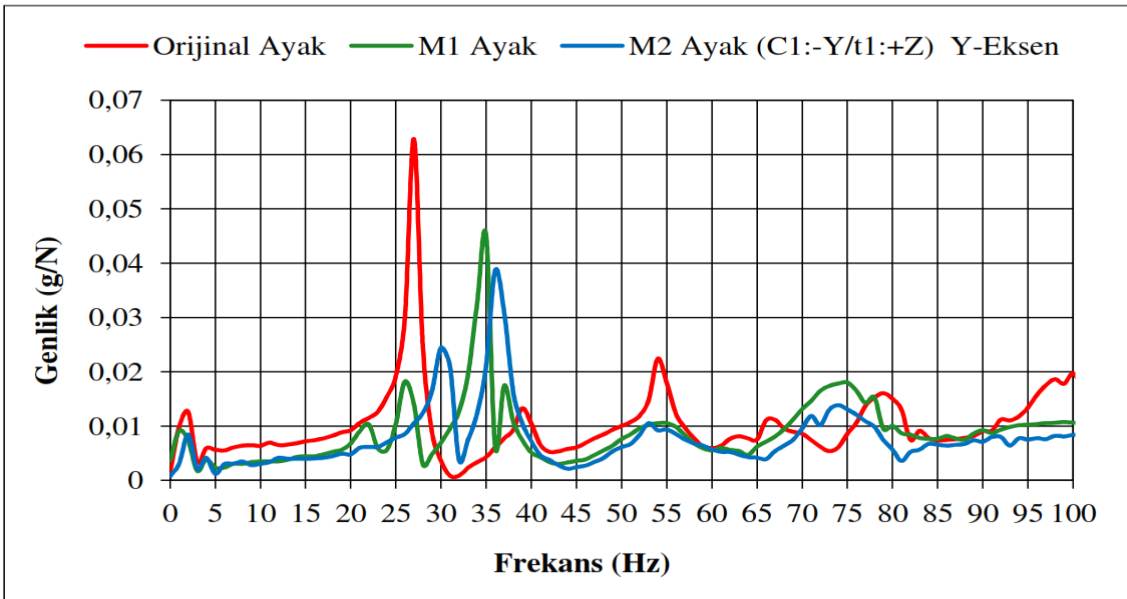
Şekil 4.1' da 500 Hz' den sonra rezonans frekanslarının oluştuğu görülmektedir. Metal özelliği gösteren malzemelerin 1000 Hz' den sonra rezonans frekanslarına girdiğini söyleyebiliriz. Araçlarda 100 Hz' e kadar titreşimler dikkat alınıyor. 100 Hz' den sonra titreşimlerin etkisi, zararı az olduğu için üzerinde durulması gereken aralık 0-100 Hz aralığıdır.

Grafiklerin düşey ekseni ivme değerlerini yatay ekseni frekans değerlerini göstermektedir. İvme g/N olarak gösterilmiştir. Fonksiyonda "F" olarak belirtilen yapıya uygulanan kuvvet girdisidir. Yine aynı şekilde "g" olarak belirtilen nicelik ise yapıya uygulanan kuvvete karşılık yapıda meydana gelen ivme çıktısıdır. Ancak transfer fonksiyonunda girdinin kuvvet veya çıktı değerinin ivme olma gibi bir zorunluluğu yoktur. Girdi olarak kuvvet biriminin kullanılmasının sebebi testlerde kolaylıkla uygulanabilmesi, yapıyı tahrik etmesi ve kolaylıkla ölçülebilmesidir. Çıktı olarak ise ivme yerine herhangi bir değer (deplasman, hız, strain vb.) kullanılabilir. İvme verisinin kullanılmasının sebebi titreşim ölçen sensörlerin büyük çoğunluğunun ivme çıkışı vermesi ve yapıya kolayca uygulanabilmesidir. Yapıya uygulanan girişe karşılık verdiği cevap arasındaki ilişki frekans alanında incelenmektedir ve matematiksel olarak **çıkıtı/girdi** olarak ifade edilmektedir. Sonuç olarak elde edilen bu frekans alanındaki fonksiyona **frekans cevap fonksiyonu** (Frequency Response Function) denir ve **FRF** olarak kısaltılmıştır. Kullanılan niceliklere bağlı olarak g/N, m/s²/N, m/s/N, m/N, mE/N gibi birimlerle ifade edilir. Bu çalışmada ki grafiklerde çıktı olarak ivme kullanılmıştır, ancak bu ivme değeri yer çekimi ivmesi değil yapının uygulanan kuvvete karşılık verdiği cevap titreşimidir. Birim olarak g ile ifade edilirken yapının titreşimi 9,81 ile bölünerek oranlanmış olur. Yapısal olarak, g/N birimi ile belirtilmek istenen ise birim kuvvete karşılık yapının ne kadar titreyeceği anlaşılabilir.



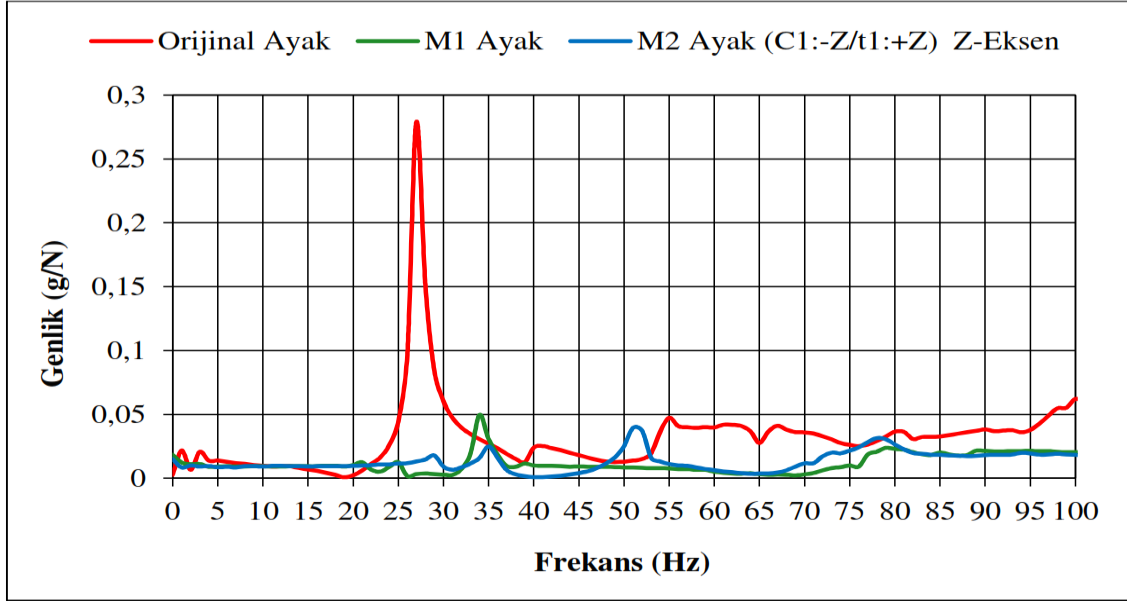
Şekil 4.4 Ayakların C1:+X/t1:+Z noktasında X eksenindeki FRF eğrileri.

Şekil 4.4' te görüldüğü gibi X eksen yönünde t1 noktasından tahrik edilip C1 noktasından cevap alındığında M1 ayağı ve orijinal ayak 1. Mod' da aynı aralıkta rezonansa girmiştir. M2 ayağı ise 1. Modu biraz daha yüksek frekansa öteleyerek daha sonra rezonansa girmiştir. 2. Modu ise M2 ayağı çok daha yüksek frekanslara öteleyerek rezonansa girmiştir, orijinal ayağa göre fark edilir bir iyileştirme yapmıştır.



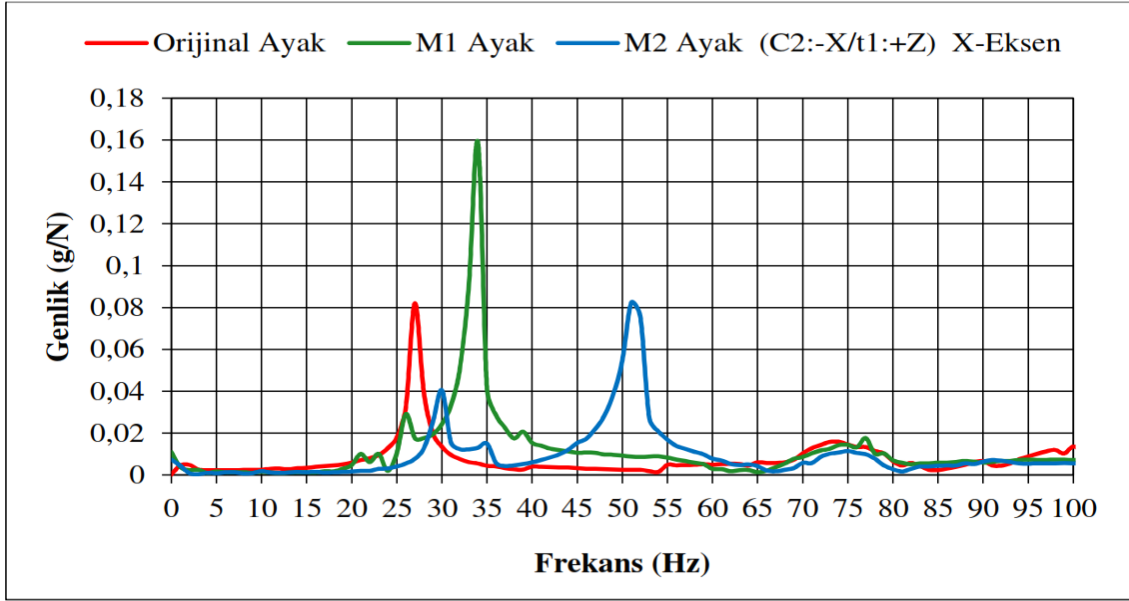
Şekil 4.5 Ayakların C1:-Y/t1:+Z noktasında Y eksenindeki FRF eğrileri.

Şekil 4.5’ de görüldüğü gibi Y eksenini yönünde t1 noktasından tahrik edilip c1 noktasından cevap alındığında M1 ayağı orijinal ayakla aynı aralıkta rezonansa girmiş olup genliklerinde farklılık söz konusudur. 2. Mod’ da M2 ayağı Y ekseninde iyileştirme yapmamış diğer ayaklara kıyasla daha düşük frekanslarda rezonansa girmiştir.



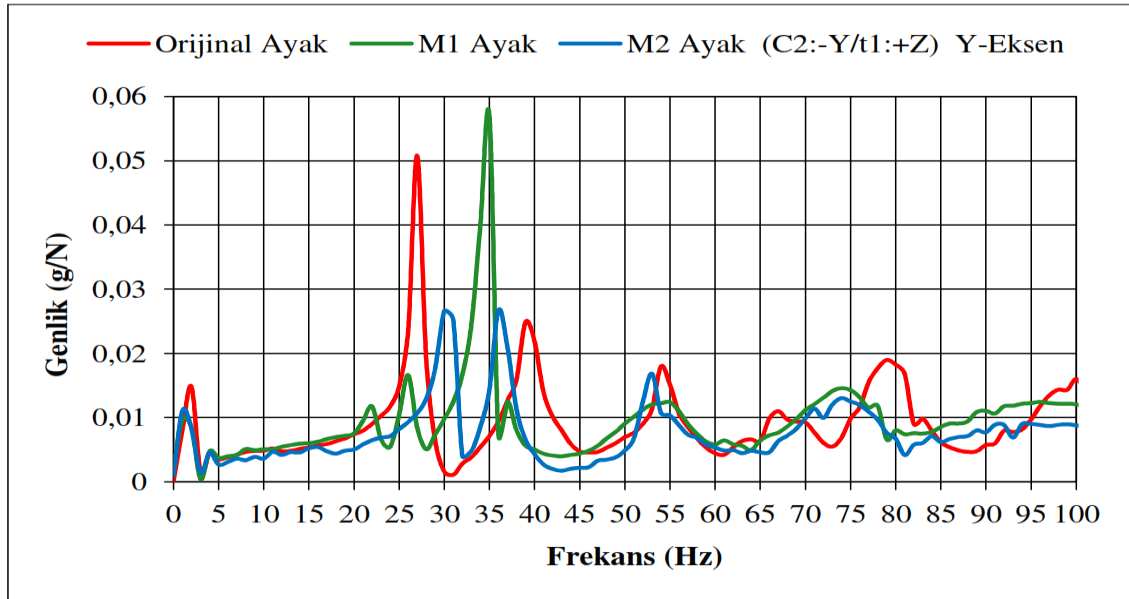
Şekil 4.6 Ayakların C1:-Z/t1:+Z noktasında Z eksenindeki FRF eğrileri.

Şekil 4.6’ de görüldüğü gibi Z eksenini yönünde t1 noktasından tahrik edilip C1 noktasından cevap alındığında Z eksenini yönünde orijinal ayak sonra M1, ve en son M2 ayakları rezonansa girmiştir. Burada mavi çizgi ile temsil edilen M2 ayağı diğerlerine göre belirtilen aralıkta rezonansa girmemiştir. Orijinal ayak ve M1 ayağının rezonansa girdiği frekanslar birbirine yakındır. Grafiklerde ki eğrilerin farklı görülmesi her birinin ölçüm noktalarının farklı koordinatlarda ve uyarı kuvvetinde farklı noktadan etkimesi sonucu algılamada da farklılık yaratmasındandır. Grafikteki eğrileri her bir deneme için ayrı ayrı bulunması gereklidir.



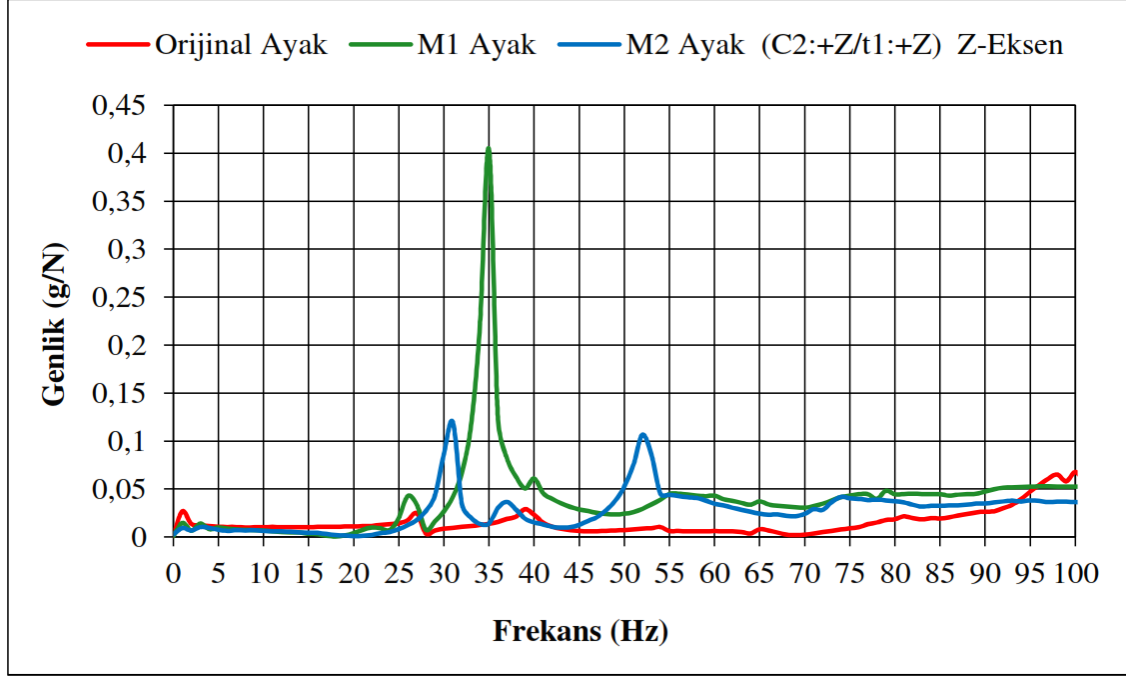
Şekil 4.7 Ayakların C2:-X/t1:+Z noktasında X eksenindeki FRF eğrileri.

Şekil 4.7' de görüldüğü gibi t1 noktasında tahrik edilip C2 noktasından cevap alındığında X eksen yönünde 55 Hz' e kadar olan aralık dikkate alınırsa üç ayakta bu aralıkta rezonansa girmiştir. Daha sonraki modu dikkate alırsak M1 ayağı orijinal ayakla aynı aralıkta rezonansa girmiş olup M2 ayağı ise bu modu biraz daha yüksek frekansa ötelemiştir.



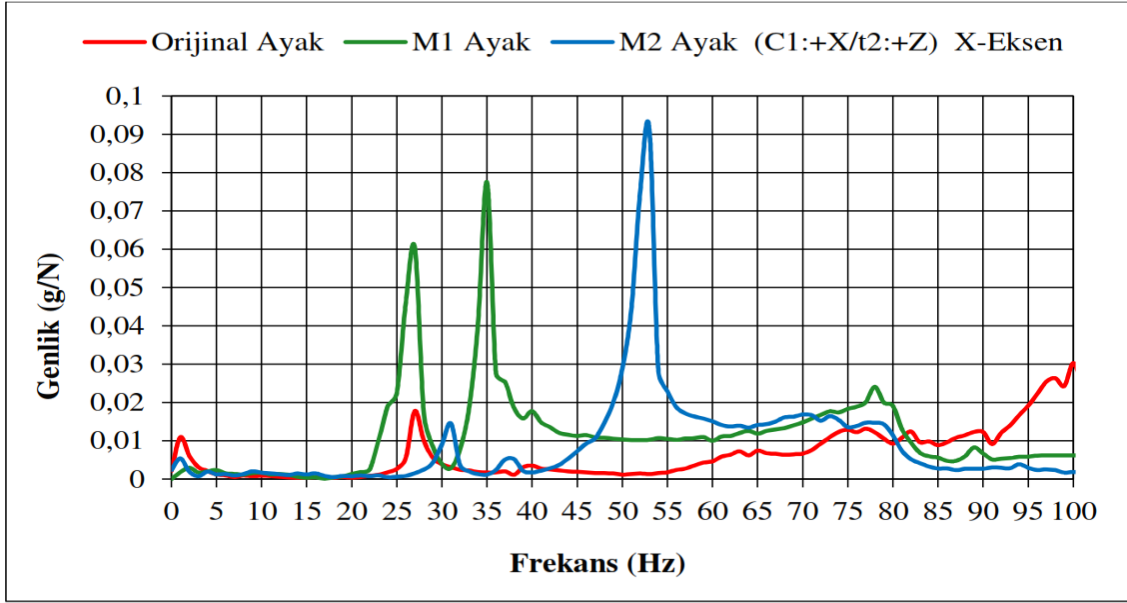
Şekil 4.8 Ayakların C2:-Y/t1:+Z noktasında Y eksenindeki FRF eğrileri.

Şekil 4.8’ de görüldüğü gibi t1 noktasında tahrik edilip C2 noktasından cevap alındığında Y eksenini yönünde M1 ayağı daha önce rezonansa girmiş olup daha sonraki mod’ da M1 ayağı orijinal ayakla birlikte rezonansa girmiştir. M2 ayağı bu mod’u biraz daha yüksek frekansa öteleyerek rezonansa girmiştir.



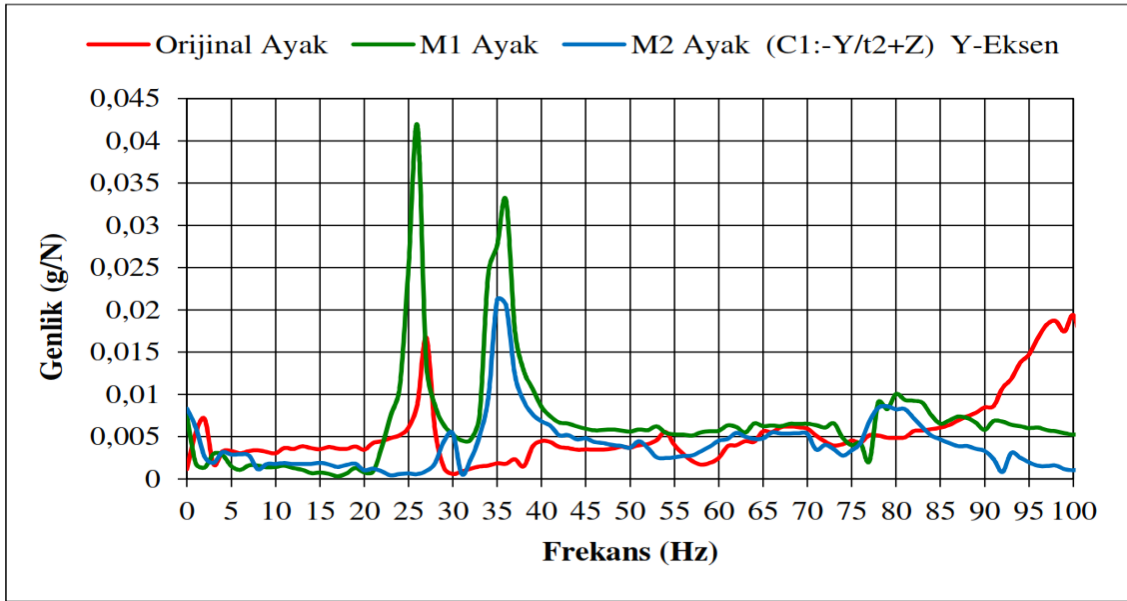
Şekil 4.9 Ayakların C2:+Z/t1:+Z noktasında Z eksenindeki FRF eğrileri.

Şekil 4.9’ da görüldüğü gibi t1 noktasında tahrik edilip C2 noktasından cevap alındığında Z eksenini yönünde orijinal ayak titreşimi hiç algılamadığını görmekteyiz. Bunu sebebi ivme alıcıların bağlı olduğu noktadır. Ölçümlerde C2, noktası dikkate alınırsa kırmızı renkli orijinal ayak titreşimden daha az etkilenmektedir. Diğer ayaklar, aynı oranda titreşime maruz kaldığı görülmektedir. Her iki ayak aynı titreşimlerde rezonansa girmektedir.



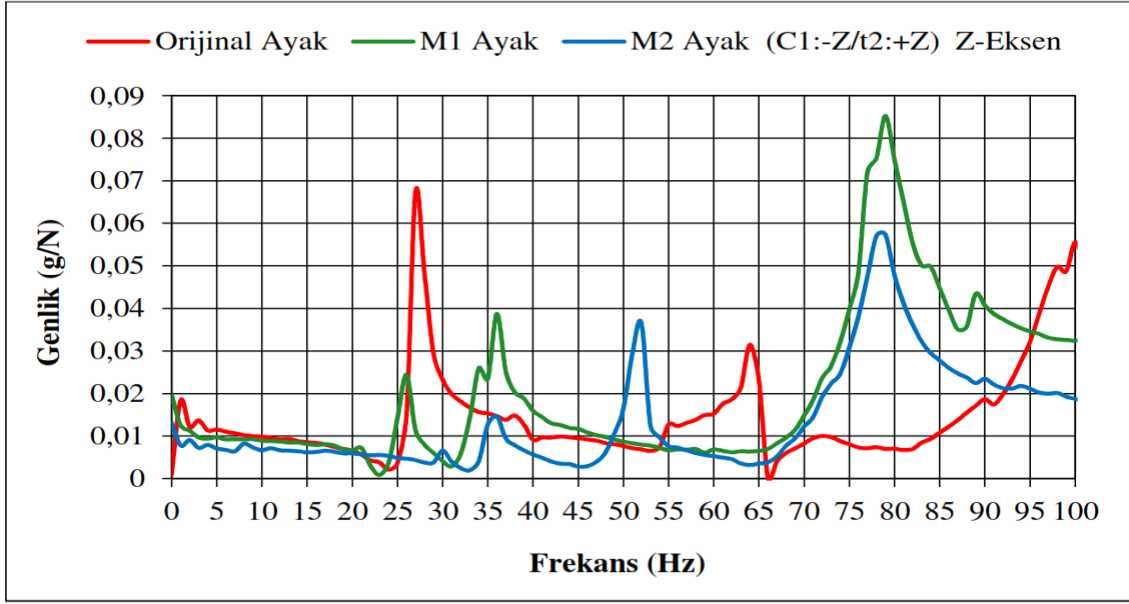
Şekil 4.10 Ayakların C1:+X/t2:+Z noktasında X eksenindeki FRF eğrileri.

Şekil 4.10' da görüldüğü gibi t2 noktasında tahrik edilip C1 noktasından cevap alındığında X eksenini yönünde 1. Mod' da orijinal ayakkabı ve M1 ayakkabı yaklaşık aynı frekanslarda rezonansa girmektedir. 2. Mod' da M2 ayakkabı, 3. Mod' da M3 ayakkabı daha iyi performans sergilemiştir.



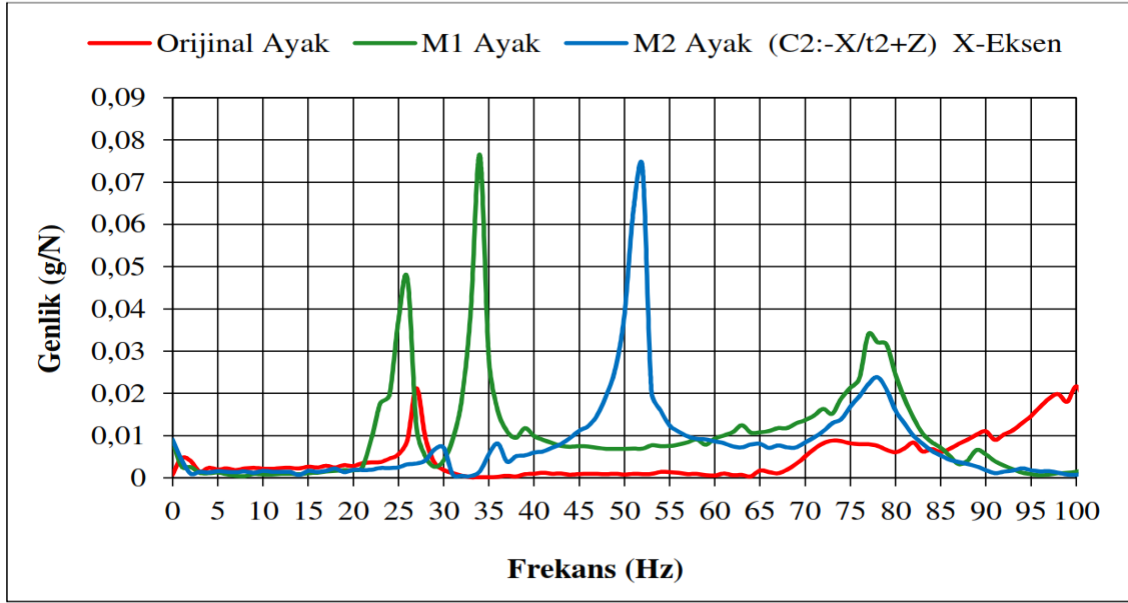
Şekil 4.11 Ayakların C1:-Y/t2:+Z noktasında Y eksenindeki FRF eğrileri.

Şekil 4.11’ de görüldüğü gibi t2 noktasında tahrik edilip C1 noktasından cevap alındığında Y eksen yönünde 1.Mod’ da M1 ve orijinal ayak aynı frekanslarda rezonansa girmiştir. 2.Mod’ da ise M1 ve M2 ayakları aynı frekanslarda rezonansa girmiştir.



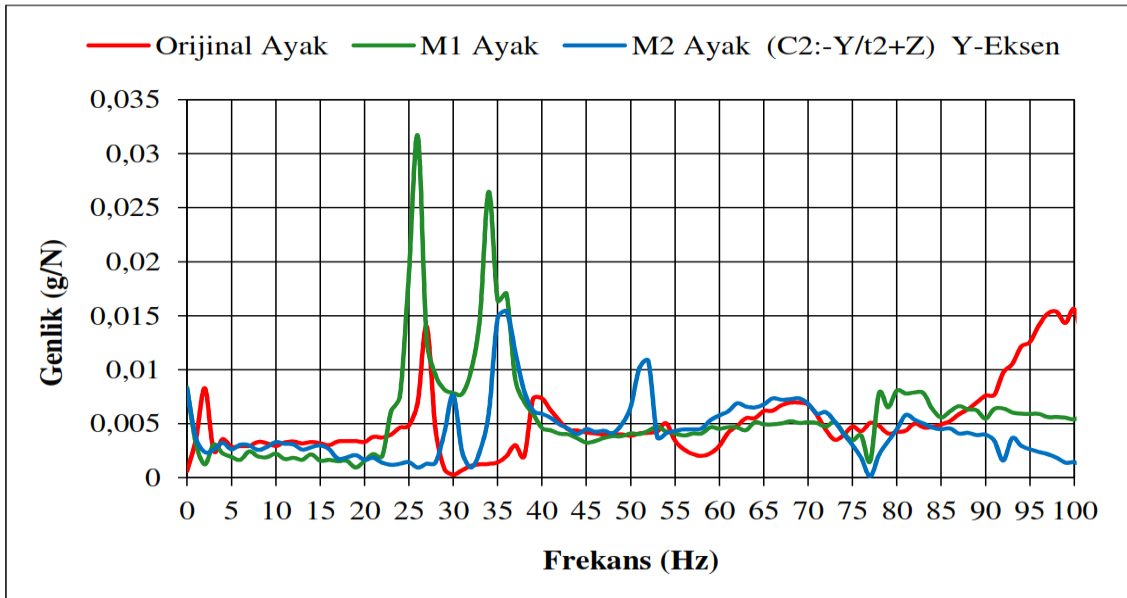
Şekil 4.12 Ayakların C1:-Z/t2:+Z noktasında Z eksenindeki FRF eğrileri.

Düşey yöndeki titreşim hareketi X ve Y yönlerdeki titreşim hareketlerinden farklılık göstermektedir. Yan ve ön taraflardaki rezonans frekansları, 50 Hz’den sonra meydana gelmektedir. Düşey yani Z, yönünde rezonans frekansları 100 Hz’e kadar devam ettiği Şekil 4.10-4.12’ de görülmektedir. Her üç grafikte orijinal ve M1 ayaklarının birinci rezonans frekans değerleri 25 Hz’de ortaya çıkmıştır. Burada, her iki ayağın yapısal özellik bakımından birbirine çok yakın olduğunu söyleyebiliriz. M2, üçüncü ayak ilk rezonans frekansına daha sonra girmektedir. Mavi renkteki M2 ayağı 0-100 Hz frekans aralığında dört kez rezonans frekansına girmektedir. İvme alıcıların bağlı olduğu nokta kritik nokta olarak görülür.



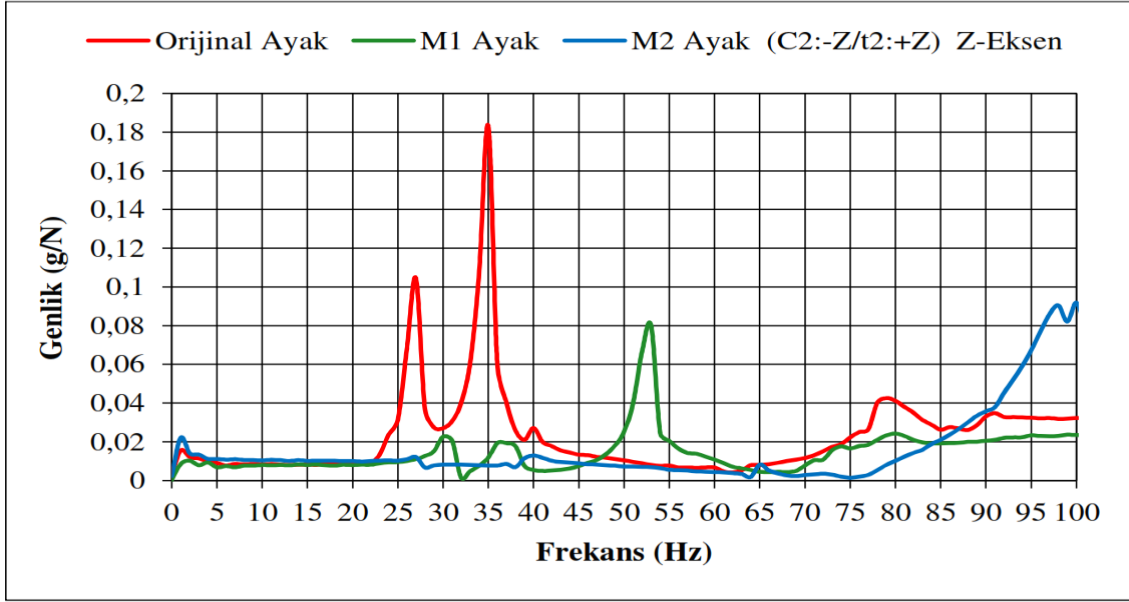
Şekil 4.13 Ayakların C2:-X/t2:+Z noktasında X eksenindeki FRF eğrileri.

Şekil 4.13’ te görüldüğü gibi t2 noktasında tahrik edilip C2 noktasından cevap alındığında X eksenini yönünde 1. Mod’ da M2 ayağı frekansı biraz ötelemiştir. Orijinal ayak oldukça uzun bir aralıkta rezonansa girmemiş olup bu aralıkta M2 ayağı M1 ayağına göre daha iyi bir sonuç vermiştir.



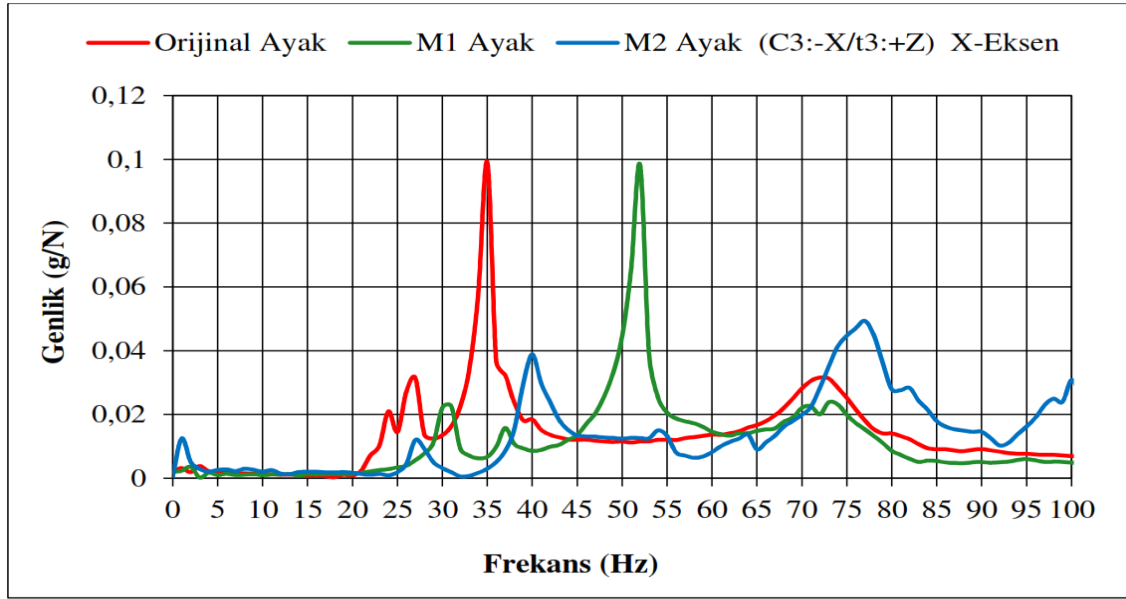
Şekil 4.14 Ayakların C2:-Y/t2:+Z noktasında Y eksenindeki FRF eğrileri.

Şekil 4.14' te görüldüğü gibi t2 noktasında tahrik edilip c2 noktasından cevap alındığında Y eksenı yönünde M2 ayağı diğerlerine göre ilk rezonansa geç girmiştir. 55 Hz' den sonra her üç ayakta belirgin bir mode görülmemiştir.



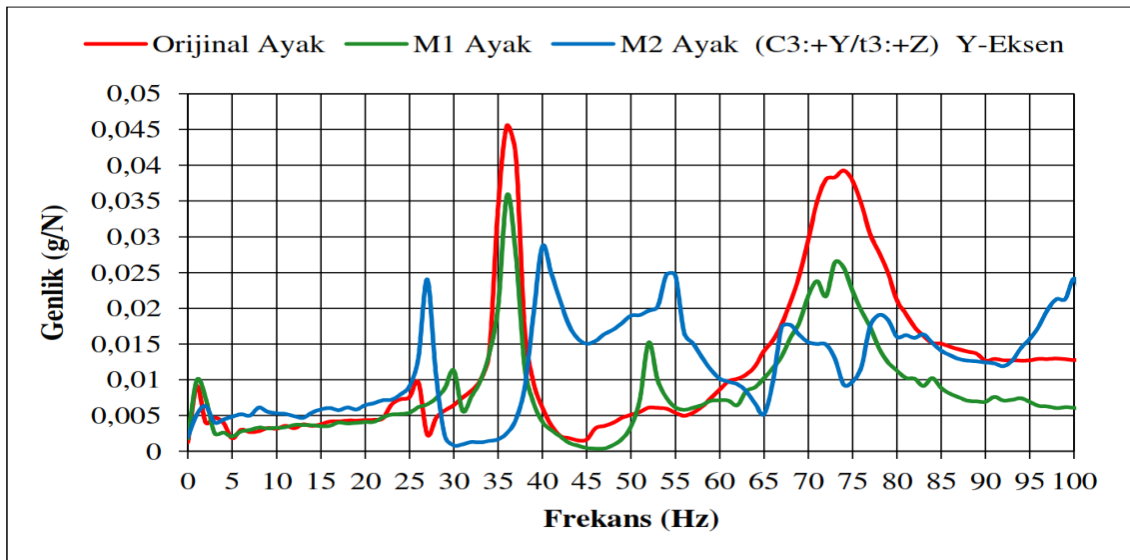
Şekil 4.15 Ayakların C2:-Z/t2:+Z noktasında Z eksenindeki FRF eğrileri.

Şekil 4.13 - 4.15' te görüldüğü gibi t2 noktasında tahrik edilip C2 noktasından cevap alındığında bu grafiklerde M1 ayağı üzerine bağlanan ivmeölçer noktası ve tahrik noktası öyle bir yer seçilmiş ki X,Y ve Z yönlerinde ki yer değiştirme, ivme değerleri birbirine çok benzer, her üç yönde oluşan FRF grafikleri aynıdır. Şekil 4.15' de görüldüğü gibi 2. Mod' da M2 ayağı ilk frekansı yaklaşık 55 Hz' e öteleyerek iyi bir performans göstermiştir.



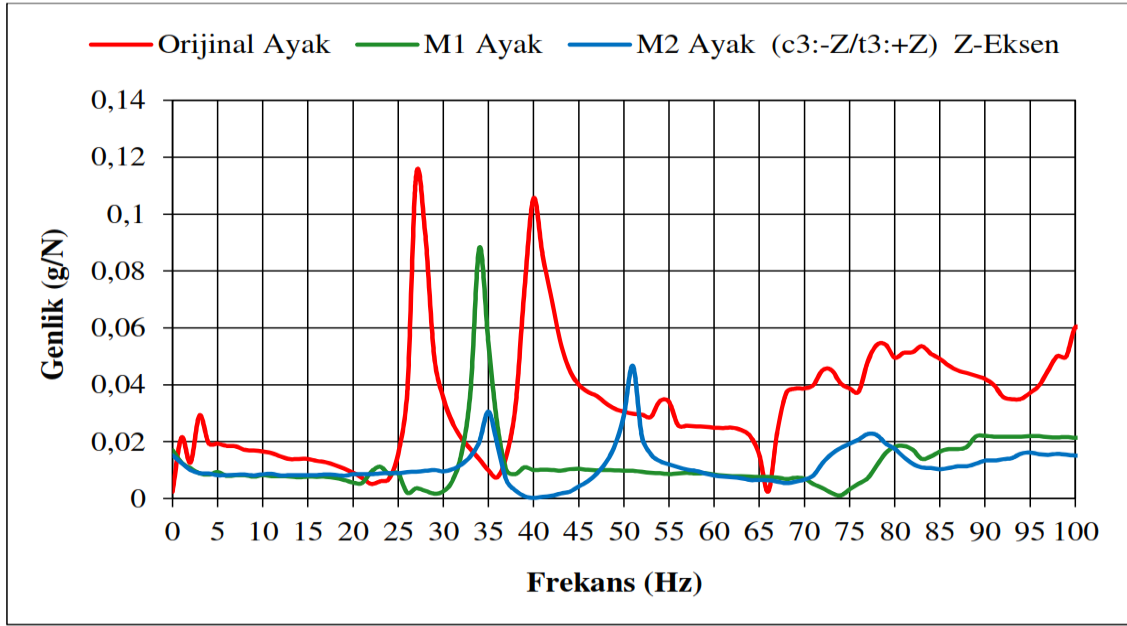
Şekil 4.16 Ayakların C3:-X/t3:+Z noktasında X eksenindeki FRF eğrileri.

Şekil 4.16' da görüldüğü gibi t3 noktasında tahrik edilip C3 noktasından cevap alındığında X eksenini yönünde yeşil renkle gösterilen M1 ayağı ilk olarak rezonansı daha yüksek frekanslara ötelemiştir. 1. Mod ve 2. Mod' a bakıldığında M2 ayağı daha yüksek frekanslarda yaklaşık 55 Hz' de rezonansa girmiştir.



Şekil 4.17 Ayakların C3:+Y/t3:+Z noktasında Y eksenindeki FRF eğrileri.

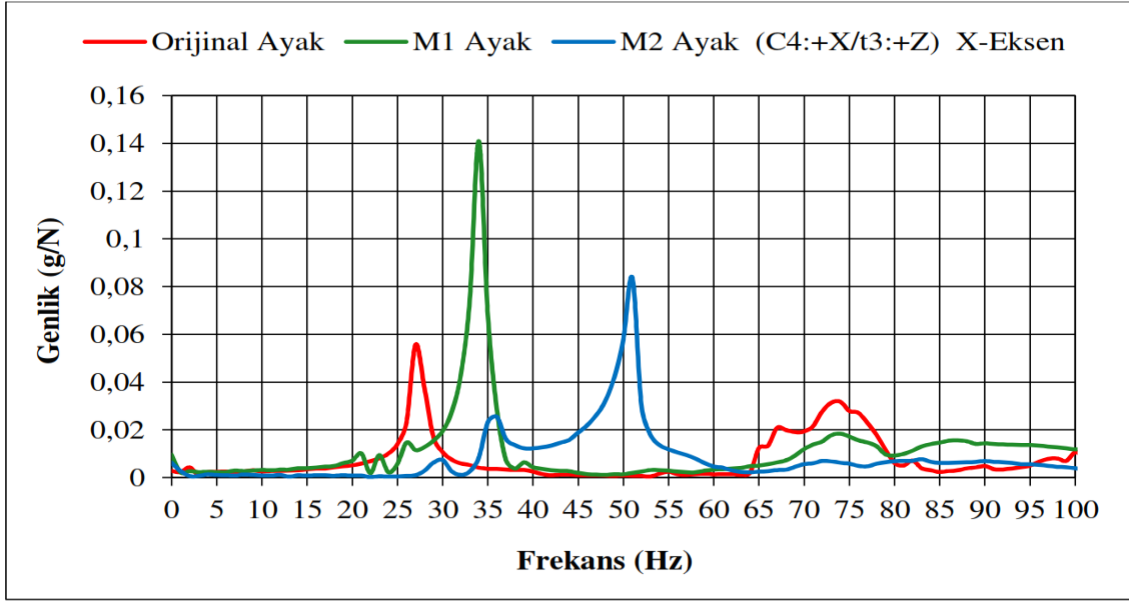
Şekil 4.17' de görüldüğü gibi t3 noktasında tahrik edilip C3 noktasından cevap alındığında Y eksen yönünde ilk olarak M2 ayağı rezonans frekansına girmiştir. Orijinal ayak ve M1 ayakları aynı frekanslarda rezonansa girmiş olup orijinal ayağın genliği M1 ayağının genliğinden büyüktür.



Şekil 4.18 Ayakların C3:-Z/t3:+Z noktasında Z eksenindeki FRF eğrileri.

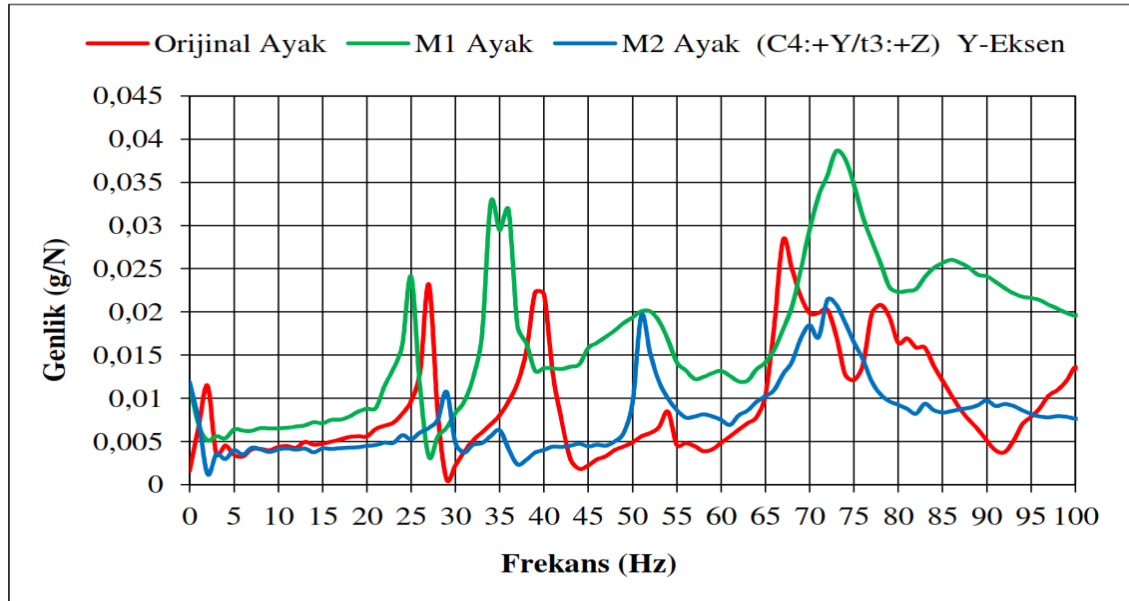
Şekil 4.18' de görüldüğü gibi t3 noktasında tahrik edilip C3 noktasından cevap alındığında Z eksen yönünde orijinal ayak birinci rezonans frekansına önce girmektedir. M1 ve M2 ayakları 30 - 35 Hz arasında birbirine yakın değerlerde rezonans frekansına girmiş ve fakat M1 ayağının genliği M2 ayağına göre daha büyüktür.

İleri-geri ve yan yönde oluşan titreşim hareketinin daha yoğun olduğu görülmektedir. Genelde 25-60 Hz bandında rezonans frekanslarının toplandığı üç grafikten görülmektedir. En az genliğe M1 ayağı sahiptir. Yüksek frekanslarda diğer ayaklardan daha avantajlı duruma gelmektedir. Orijinal ayak Şekil 4.18' de 30 ve 42 Hz' ler de arka arkaya rezonans frekansına girmektedir.



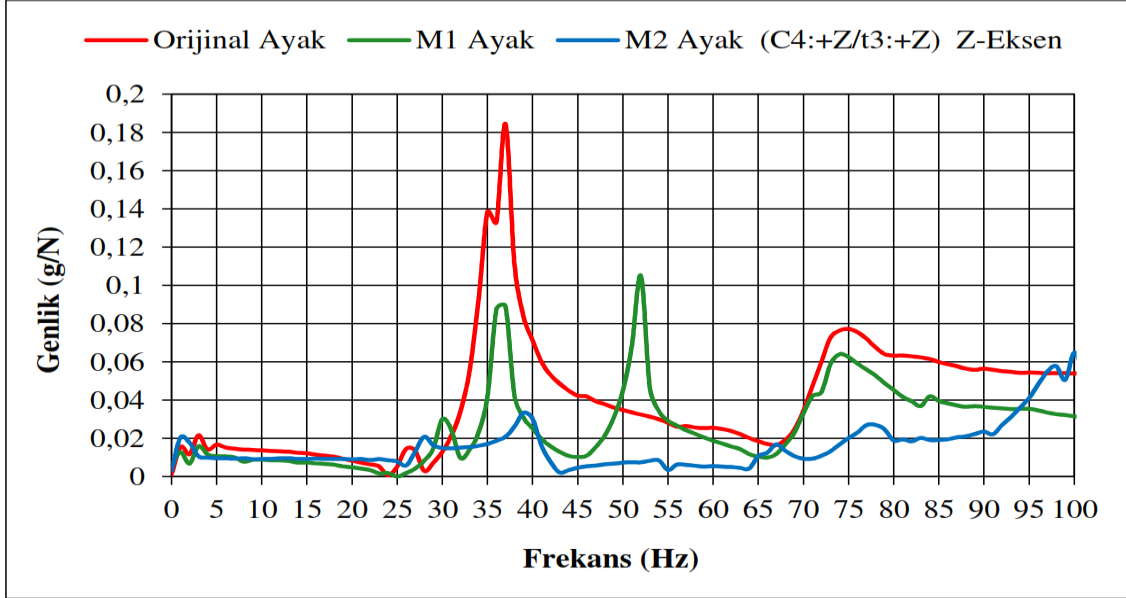
Şekil 4.19 Ayakların C4:+X/t3:+Z noktasında X eksenindeki FRF eğrileri.

Şekil 4.19’ da görüldüğü gibi t3 noktasında tahrik edilip C4 noktasından cevap alındığında X eksenini yönünde ilk olarak orijinal ayak rezonans frekansına girmekte olup genliği oldukça yüksektir. 65 Hz’ den sonra M1 ve M2 ayağı aynı performansı sergilemektedir.



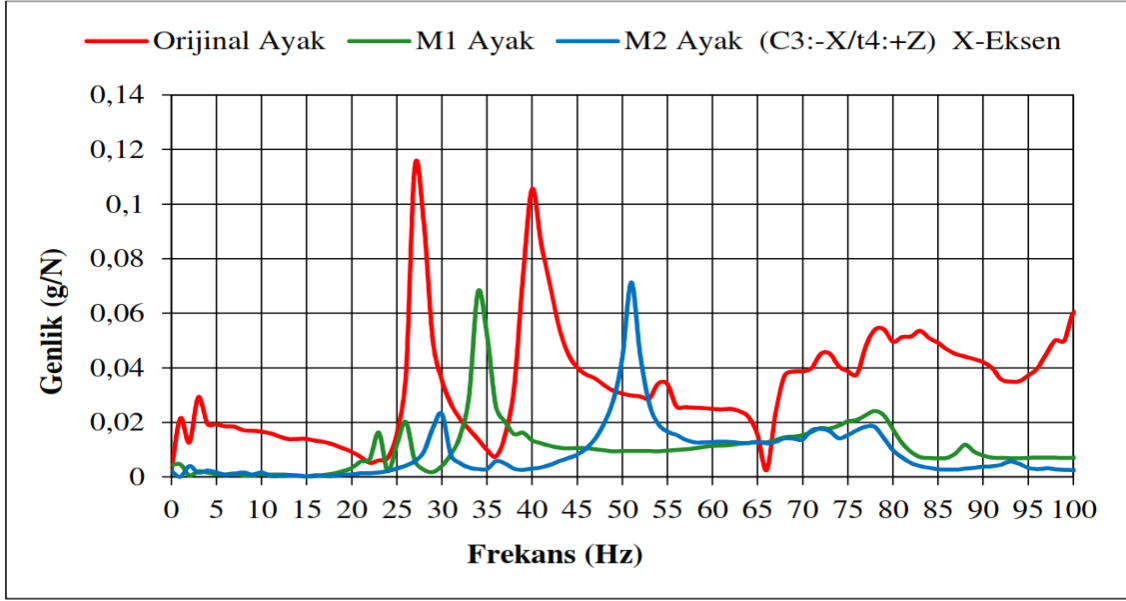
Şekil 4.20 Ayakların C4:+Y/t3:+Z noktasında Y eksenindeki FRF eğrileri.

Şekil 4.20' de görüldüğü gibi t3 noktasında tahrik edilip C4 noktasından cevap alındığında Y eksen yönünde 28 Hz' de orijinal ayak ve M1 ayağı rezonans frekansına girmektedir. 45 Hz den sonra her üç ayak için de düzgün modlar elde edilememiştir.



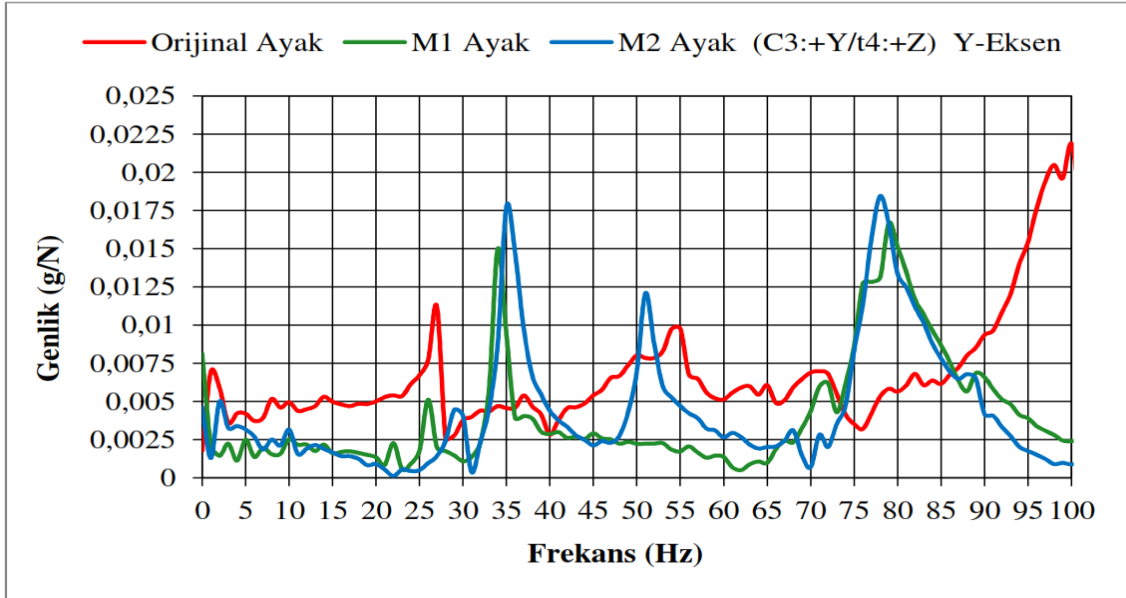
Şekil 4.21 Ayakların C4:+Z/t3:+Z noktasında Z eksenindeki FRF eğrileri.

Şekil 4.17-4.21' da görüldüğü gibi t3 noktasında tahrik edilip C4 noktasından cevap alındığında 0-5 Hz aralığında her üç ayakta küçük genlikler oluşmaktadır. Düşey yönden ziyade ileri-geri ve yan yönlerinde genlik daha fazladır. Koltuk zemine bağlandığı zaman küçük frekanslarda rezonans frekansına yakalanması mümkün görünmemektedir. Koltuk ayakları boşta olmasından dolayı tek parça, rijit parça gibi çalışmaktadır. Uyarı kuvvetine hemen cevap vermek zorunda kalmıştır. Grafiklerin tamamı incelendiğinde, 0-5 Hz aralığında küçük genliklerde meydana geldiği görülmektedir. FRF grafiklerinde bu bölge dikkate alınmaz. Montajlı parçalarda yüksek frekanslar sistemi rezonansa zorlamaktadır. Şekil 4.21' de 2. Mod' da M2 ayağı daha iyidir. t3 noktası hareketli bir nokta olarak görülmektedir. Bu durum sistemin yıpranmasına neden olacaktır.



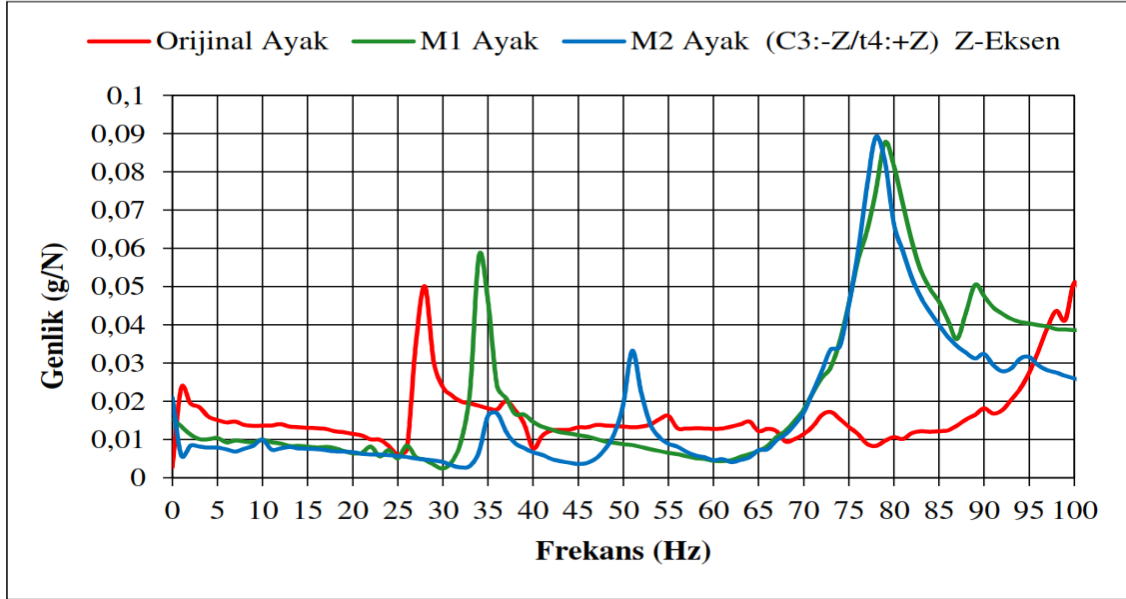
Şekil 4.22 Ayakların C3:-Z/t4:+Z noktasında X eksenindeki FRF eğrileri.

Şekil 4.22' de görüldüğü gibi t4 noktasında tahrik edilip C3 noktasından cevap alındığında X eksen yönünde ilk olarak M1 ayağı 25 Hz de rezonans frekansına girmektedir. M2 ayağı M1 ayağı ile kıyaslandığında M2 ayağının 2. Mod frekansını daha yüksek frekanslara ötelediği görülmektedir.



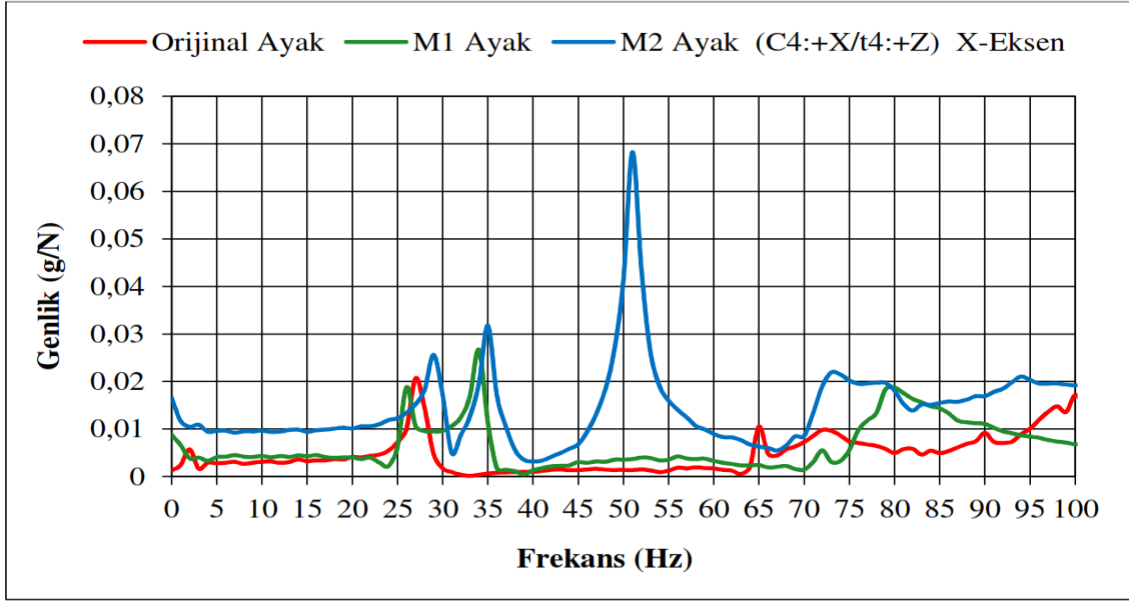
Şekil 4.23 Ayakların C3:+Y/t4:+Z noktasında Y eksenindeki FRF eğrileri.

Şekil 4.23' te görüldüğü gibi t4 noktasında tahrik edilip C3 noktasından cevap alındığında Y eksen yönünde orijinal ayakla M1 ayağı rezonans frekansına girmekte M2 ayağı 1. Mod' u biraz daha ötelemektedir. 2. Mod' da ise M2 ayağı M1 ayağına göre az bir iyileştirme göstermiş ve mod' u daha yüksek frekanslara ötelediği görülmektedir.



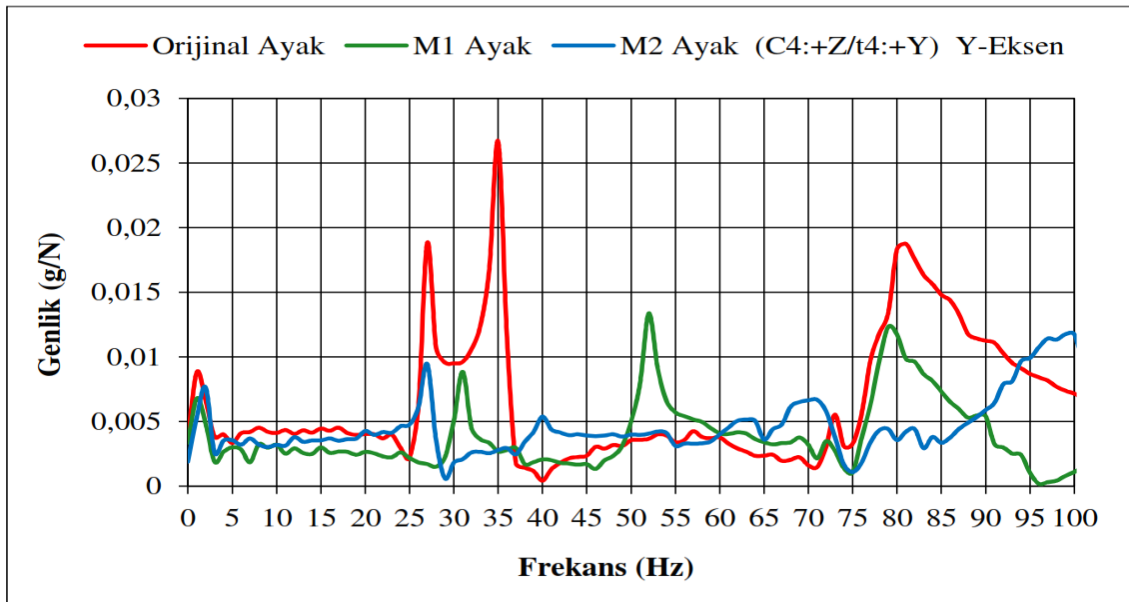
Şekil 4.24 Ayakların C3:-Z/t4:+Z noktasında Z eksenindeki FRF eğrileri.

Şekil 4.24' de görüldüğü gibi t4 noktasında tahrik edilip C3 noktasından cevap alındığında Z eksen yönünde ilk olarak orijinal ayak rezonansa girmiştir. Tahrik ve cevap noktaları değişmesi FRF grafiklerinde frekans ve genlik değerlerinde değişime neden olmaktadır. Genlik değerlerindeki değişmeden bulunduğu mod frekansının parçayı daha fazla zorladığını parçanın hangi geometride hareket yapıyorsa zorlamanın en büyük değerlere ulaşmakta olduğunu görülmektedir. Buradan tahrik noktası "t" cevap noktası "c" , indekslerine göre bilhassa grafik genliği farklılık göstermektedir. Orijinal ayak tek rezonans frekansına girmektedir. Şekil 4.22-4.24' te M2 ayağı için t4 noktası kritik nokta olarak görülmektedir ve sistemin yorulmasına sebep olacaktır. Böyle noktaların zarar görmesini engellemek için uyarı kuvvetinin yeri başka yere kaydırılmalı veya noktaya ait geometri değiştirilmelidir.



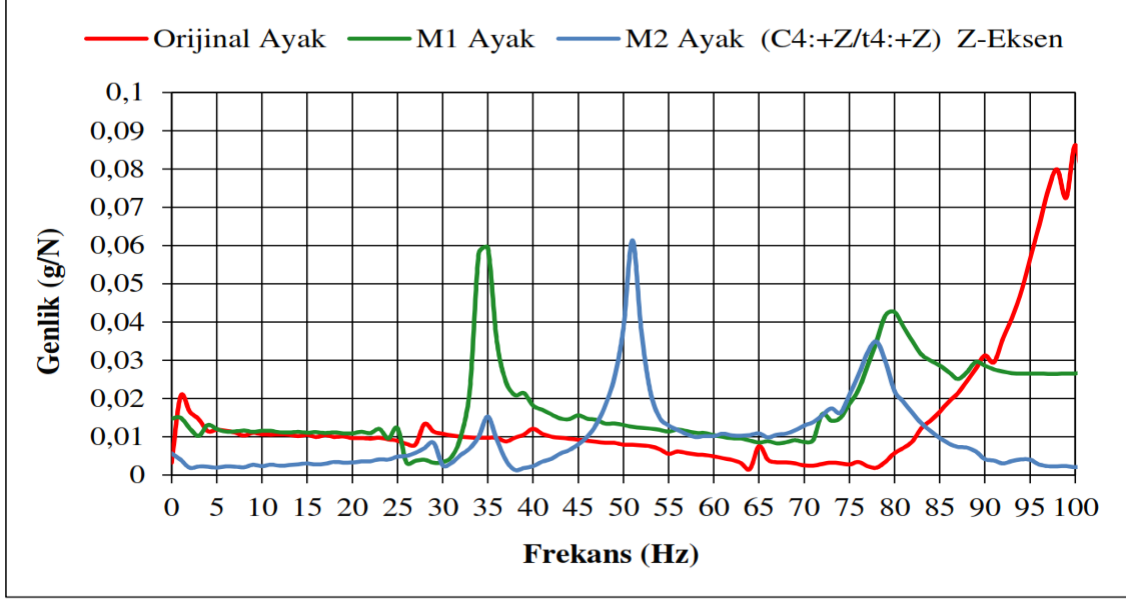
Şekil 4.25 Ayakların C4:+X/t4:+Z noktasında X eksenindeki FRF eğrileri.

Şekil 4.25’ te görüldüğü gibi t4 noktasında tahrik edilip C4 noktasından cevap alındığında X eksenini yönünde ilk olarak M1 ayağı rezonans frekansına girmiştir. 2. Mod’ da M1 ve M2 ayağı aynı frekanslarda rezonansa girmiştir fakat M1 ayağının genliği oldukça yüksektir.



Şekil 4.26 Ayakların C4:+Y/t4:+Z noktasında Y eksenindeki FRF eğrileri.

Şekil 4.26' de görüldüğü gibi t4 noktasında tahrik edilip C4 noktasından cevap alındığında Y eksenini yönünde M1 ve M2 ayağı 4 kez rezonansa girmiştir. M2 ayağı diğer ayaklara göre fark edilir bir iyileşme göstermemiştir.

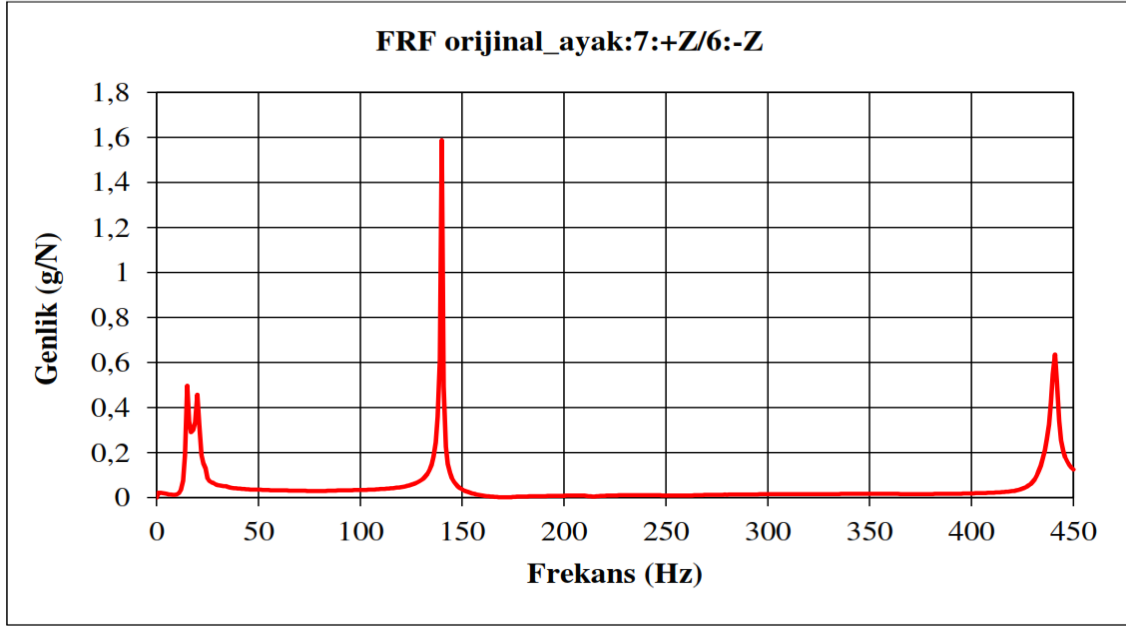


Şekil 4.27 Ayakların C4:+Z/t4:+Z noktasında Z eksenindeki FRF eğrileri.

Şekil 4.27' de görüldüğü gibi t4 noktasında tahrik edilip C4 noktasından cevap alındığında Z eksenini yönünde grafik incelendiğinde mavi renkli M2, 0-100 Hz aralığında dört kez rezonansa girmektedir. M1 ayakkabısının 2 kez rezonans frekansı ortaya çıkmaktadır. Bunun nedeni yapı olarak diğerlerinden farklı olması, daha ince, küçük kesite sahip olması, yaylanma katsayısının küçük olması diğerlerinden daha fazla rezonans frekansına girmesidir.



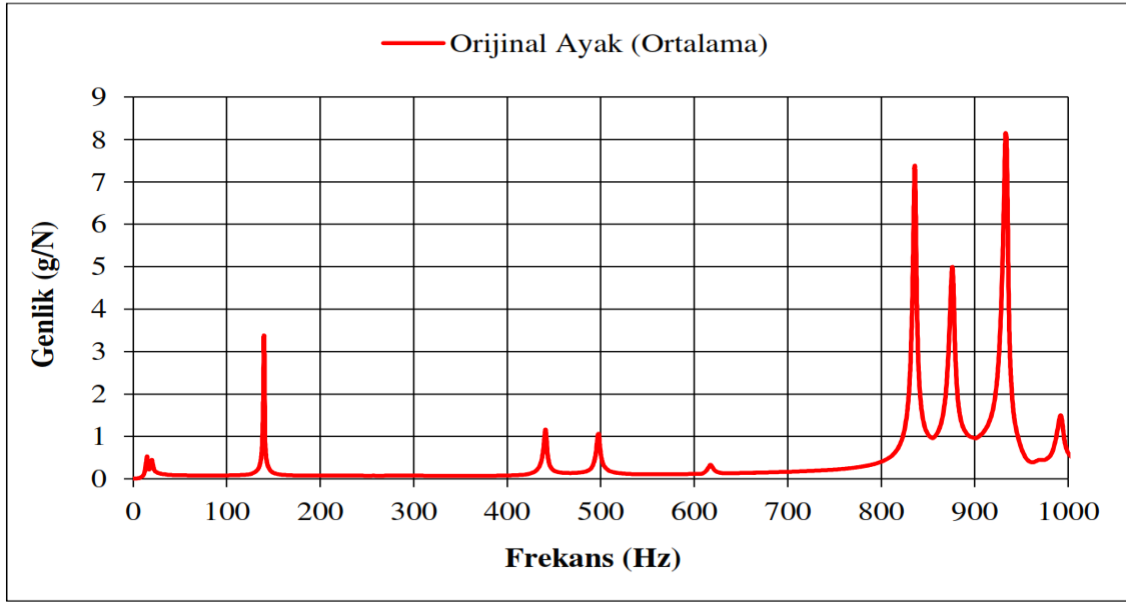
Resim 4.1 Orijinal ayakkabı.



Şekil 4.28 Orijinal ayak FRF grafiği.

Koltuğa ait orijinal ayak, modal testi yapılmış 500 Hz'e kadar rezonans frekansları yani mod frekansları elde edilmiştir. Genlik değerleri farklıdır. 500 Hz'e kadar üç mod şekline girmiştir. İlk iki mod'u önemlidir. Birinci mod, double olarak görülmektedir. Etkisi bir mod olarak değerlendirmeye alınmaktadır. Koltuk ayağının geometrisinin de belli oranda rezonans frekansına etkisi olacaktır. Resim 4.1' de orijinal ayak görülmektedir. Şekil 4.28' de ki grafik orijinal ayağa ait FRF grafiğidir. Frekans bazlı bir grafikdir.

Rezonans frekansı eğrisinden cismin ait olduğu frekans değerinde sönüm oranı da bulunur. Hem deneysel hem de teorik olarak sönüm değeri ζ ' yi bulmak mümkündür. ζ , değerine göre cismin, rezonans frekansta ne kadar kalacağı tahmin edilebilir. Sönüm oranları ile rezonans frekans değerleri modal teste birlikte verilir. Sönüm oranı her rezonans frekansta değişir. Çünkü, rezonans frekansta cisim farklı hareketlere sahip olmasından, bu hareketlerin sonlanması da sönüm oranı ile ilgilidir. Cisimlerin özelliğine göre sönüm oranları değişmektedir.



Şekil 4.29 Koltuk orijinal ayağı 0-1000 Hz aralığındaki FRF grafiği (Ortalama).

Ayak belirtilen 0-1000 Hz frekans aralığında dokuz kez rezonansa girmiştir. Yüksek frekanslarda koltuk sönümlemesine etkisi azdır. Şekil 4.29' da rezonans frekansları gösterilmiştir. Çizelge 4.1' de her bir rezonans frekansının sönüm oranları verilmiştir. Sönümleme cismin bulunduğu rezonans frekanslarında ki, hareketini yavaşlatmaya yarayacaktır. Her bir mod'da sönüm oranı farklıdır. 800-1000 Hz arasında üç kez rezonans frekansı oluşmaktadır.

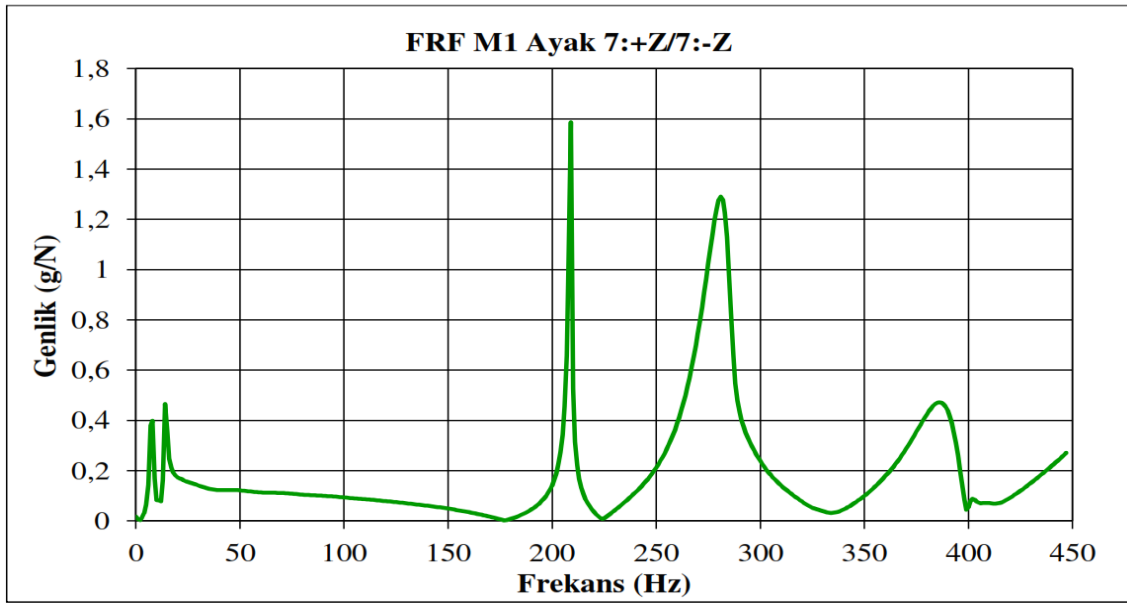
Çizelge 4.1 Orijinal ayak mod frekansları ve sönüm oranları.

Mode	Mod Frekansı [Hz]	Sönüm Oranı[%]
1	139,755 ±0,0102	0,25 ±0,006
2	440,508 ±0,0158	0,34 ±0,003
3	497,374 ±0,0149	0,35 ±0,003
4	617,276 ±0,0106	0,57 ±0,002
5	835,665 ±0,0196	0,20 ±0,002
6	875,587 ±0,0510	0,28 ±0,006
7	932,831 ±0,0546	0,20 ±0,006
8	990,804 ±0,0500	0,32 ±0,005

Çizelge 4.1 de orijinal ayağın sönüm oranı Mod 1'de 0,25 olarak gösterilmiştir. Birinci mod, cismin hareketini sonlandırırken 0,25 sönüm oranı cismin hareketini durdurmaya çalışıyor. Her bir rezonans frekans değeri için değişik sönüm oranları tespit edilmiştir.



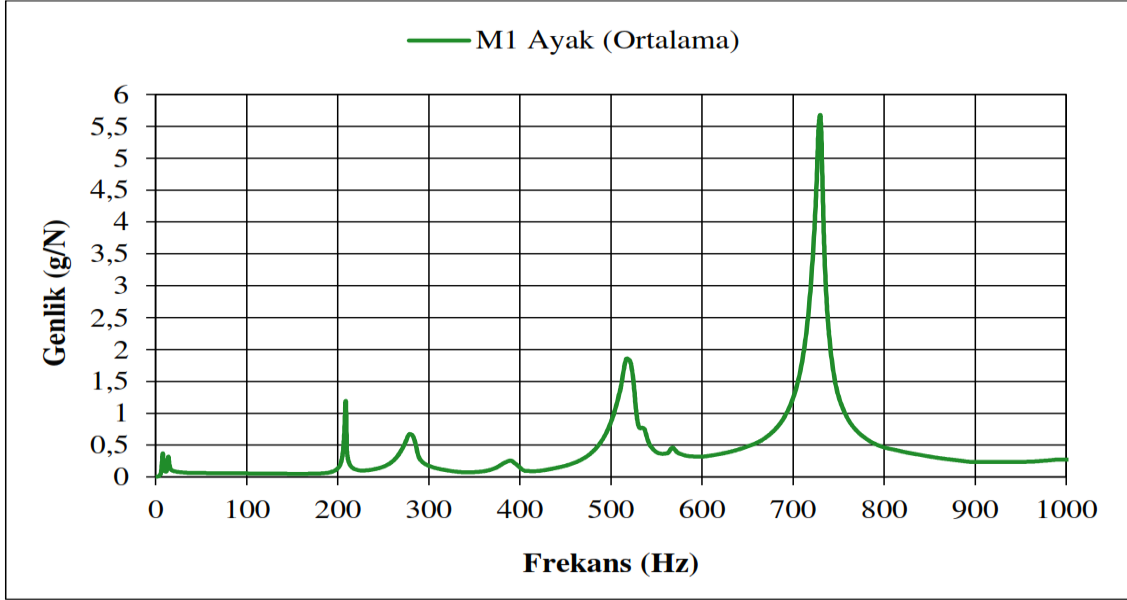
Resim 4.2 Gözenekli alüminyum malzemeden yapılmış ayak.



Şekil 4.30 M1 ayağının FRF grafiği.

40 mm kalınlıkta içi gözenekli alüminyum malzeme koltuğun ayağında kullanılmıştır. Daha fazla sönümlenme yapmasından orijinal ayaktan avantajlı durumda görülmektedir. İlk oluşan pik, dikkate alınmazsa ilk rezonans-mod frekansı, 210 Hz' de oluşmaktadır. Bu frekansa kadar rezonans olayının gerçekleşmemesi bu aralıkta yolcu rahatsız eden ivme olmayacaktır. Yolcuları ivme rahatsız etmektedir. Belli ivme değerlerinin rahatsızlık etme sınırları dünya sağlık örgütü tarafından belirlenmiştir. Rezonansın olmadığı yerde ivme değerleri de düşük olacaktır. Böylelikle sürücü veya yolcu konforu

artacaktır. Resim 4.2’ de koltuk ayağı olarak kullanılan, içi gözenekli alüminyum malzeme gösterilmiştir. Şekil 4.30’ da ise düşey yönde hareketinden dolayı FRF grafiği gösterilmiştir. Grafiğin sivri noktaları rezonans-mod frekanslarıdır.



Şekil 4.31 Koltuk M1 ayağı 0-1000 Hz aralığındaki FRF grafiği (Ortalama).

Gözenekli malzemenin 0-1000 Hz aralığındaki FRF grafiği Şekil 4.31’ de gösterilmiştir. Grafikte yaklaşık olarak beş rezonans frekansı oluşmuştur. Bu frekansların her birine karşılık sönüm oranları oluşmaktadır. Yüksek frekanslarda genliğin arttığını görmekteyiz.

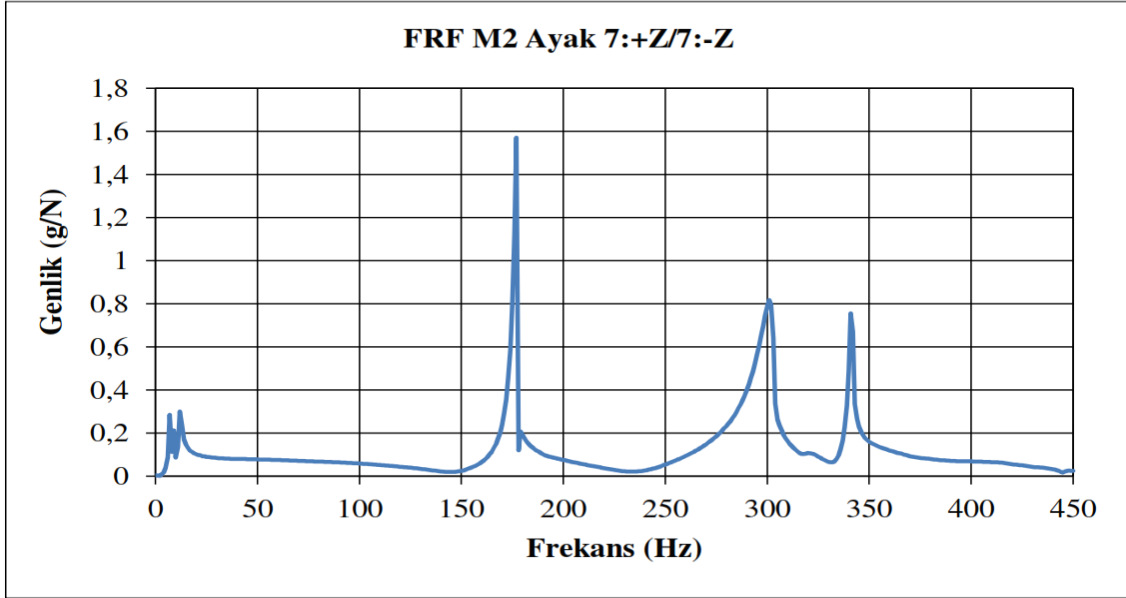
Çizelge 4.2 M1 ayağı mod frekansları ve sönüm oranları.

Mode	Mod Frekansı [Hz]	Sönüm Oranı[%]
1	208,097 ±0,0251	0,41 ±0,010
2	280,536 ±0,0293	1,56 ±0,010
3	388,639 ±0,0526	1,76 ±0,013
4	521,728 ±0,0784	1,30 ±0,015
5	536,950 ±0,2414	2,59 ±0,045
6	564,714 ±0,0904	0,74 ±0,016
7	729,589 ±0,0173	0,67 ±0,002

Çizelge 4.2’ de rezonans frekanslarının her birine karşılık gelen sönüm oranı değerleri gösterilmiştir. Sönüm oranlarının her bir rezonans frekans değerinde farklı olduğu görülmektedir. Önceki orijinal ayakta sönüm oranı ile karşılaştırılırsa M1 gözenekli ayağın sönüm oranları daha büyüktür. Ölçümler bu değerleri göstermektedir.



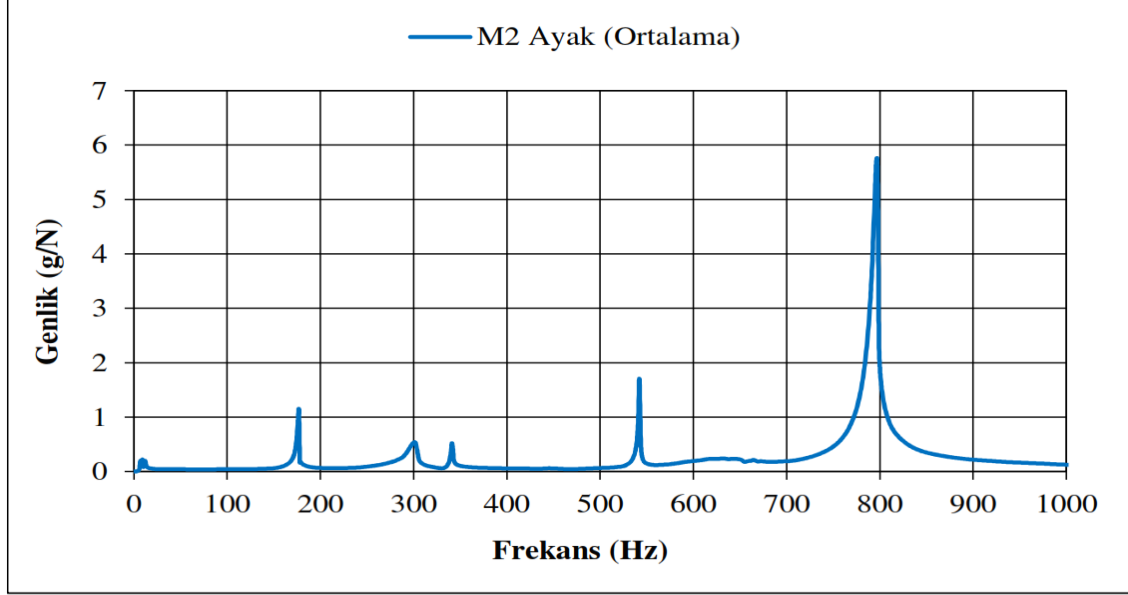
Resim 4.3 Alüminyum gözenekli malzemedan imal edilen ayak.



Şekil 4.32 M2 ayağının FRF grafiği.

Vakum döküm yöntemiyle gözenekli alüminyum malzemedan imal edilen M2 ayaklar, diğerlerinden farklı dinamik özellikler göstermektedir. Resim 4.3' de M2 gözenekli malzemedan yapılan ayak gösterilmiştir. Koltuk altına dört adet monte edilmektedir. Yapılan hesaplamalara göre yeterli dayanıma sahiptir. Şekil 4.32' de ki grafikte bu ayağın FRF grafiği gösterilmiştir. 185 Hz' de rezonansa girmektedir. 300- Hz ve 340 Hz' de rezonansa girmektedir.

Bu tip ayak, diğer ayaklara göre sönümleme özelliği bakımından daha da üstündür. Bunu sönüm sırasında yaylanma katsayısı yani cismin rijitliğinden anlamaktayız. M2 ayağının rijitliği diğer ayaklardan küçüktür.



Şekil 4.33 Koltuk M2 ayağı 0-1000 Hz aralığındaki FRF grafiği (Ortalama).

M2 ayağına ait tüm rezonans-mod frekansları Şekil 4.33' te gösterilmiştir. İlk mod, 175 Hz' de görülmüştür. İlk pik, sifıra çok yakın olmasından mod olarak değerlendirilmemiştir. Çok küçük sapmalardan oluşan sıfır değerinden cismin hareketlenmesi buna sebep olacaktır. Sıfıra yakın frekans değerinde, pik olması parçanın dinamiğinde olmaktadır. Montaj halinde ilk pik görülmez. Her rezonans-mod frekansındaki sönüm oranı çizelge 4.3'de gösterilmiştir.

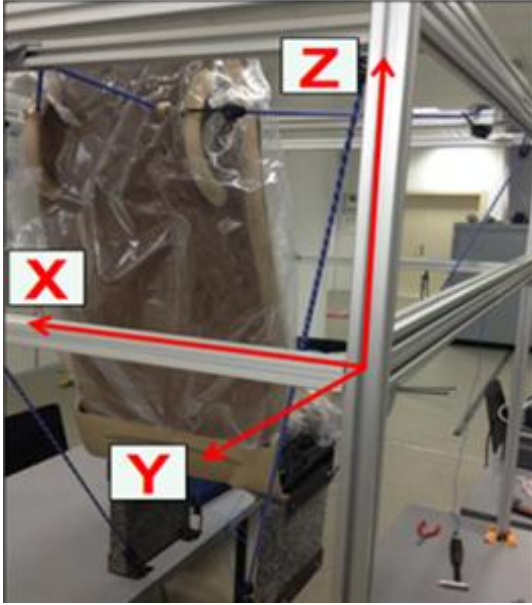
Çizelge 4.3 M2 ayağı mod frekansları ve sönüm oranları.

Mode	Mod Frekansı [Hz]	Sönüm Oranı [%]
1	175,301 ±0,0337	0,68 ±0,018
2	299,684 ±0,0630	1,10 ±0,019
3	340,677 ±0,0944	0,30 ±0,027
4	540,774 ±0,0536	0,30 ±0,009
5	795,436 ±0,0253	0,42 ±0,003

Çizelge 4.3' te M2 ayağında her bir mod' a karşılık gelen sönüm oranları gösterilmiştir. İkinci mod' da en büyük sönümlemenin gerçekleştiği görülmektedir.

M1 ayağına göre M2 ayağı 2, 3, ve 4. Mod' larında daha iyi bir sönümlenme göstermiştir. Sönüm oranının küçük olmasıyla sönümlenme daha etkili olmakta, genlik artmaktadır. Sönüm değeri büyük ise sönümlenme etkisi zayıf olmaktadır. Buna bağlı olarak, genlik değerleri küçük olmaktadır. Eğrilere dikkat edilirse, sönüm oranı küçük ise eğri daha sivri bir geometri halini almaktadır. Sönüm oranı büyükse eğri sivriligi azalmaktadır.

X,Y ve Z eksenleri yönünde oluşan ivmelenme sonucu frekansa bağlı olarak rezonans-mod frekansları incelendikten sonra her iki ayak M1 ve M2 için aşağıda yorumlar yapılmıştır.



a)



b)

Resim 4.4 Koltuğun M1 ayağı.

Resim 4.4 (a) da koltuğun hareket eksenleri, Resim 4.4 (b) de ise M1 ayağı gösterilmiştir.

M1 ayağının X eksenini yönünde yani koltuğun yan tarafa hareketinde, frekans bazlı grafiklerinde orijinal ayakla karşılaştırıldığında; orijinal ayakta var olan mod frekanslarını düşürerek iyileştirme yapmadığı dolayısıyla sönümlenmede de bariz bir iyileştirme yapmadığı görülmüştür.

Y, ekseninde ise M1 ayağının orijinal ayağa göre mod'ların bir kaçında düşüş olduğu, sönüm oranlarında biraz sayısal azalma olmasından sönüm etkisinin arttığı görülmektedir.

Z, ekseninde M1 ayağı, orijinal ayak ile kıyaslandığında sönümlemeyi artırdığı görülmüştür. İkinci mod'u ise yüksek frekanslara öteleyerek ve sönüm oranlarını artırarak sönüm etkisini düşürdüğü görülmüştür.



a)



b)

Resim 4.5 Koltuğun M2 ayağı.

Resim 4.5 (a) da koltuğun M2 ayağı, Resim 4.5 (b) de ise M2 ayağının koltuğa montajlı hali gösterilmiştir. M2, koltuk ayağının orijinal ayakla frekans ve sönüm oranı yönünden karşılaştırılması yapılacaktır. Deneyde elde edilen değerler, göz önüne alınarak M2, ayağının üstün yönleri ortaya çıkarılmaktadır.

X, ekseninde 1. Mod için sönümlemeyi artırarak kayda değer bir iyileştirme yapmıştır. Yüksek frekanslarda sönümlemeyi artırdığı görülmektedir.

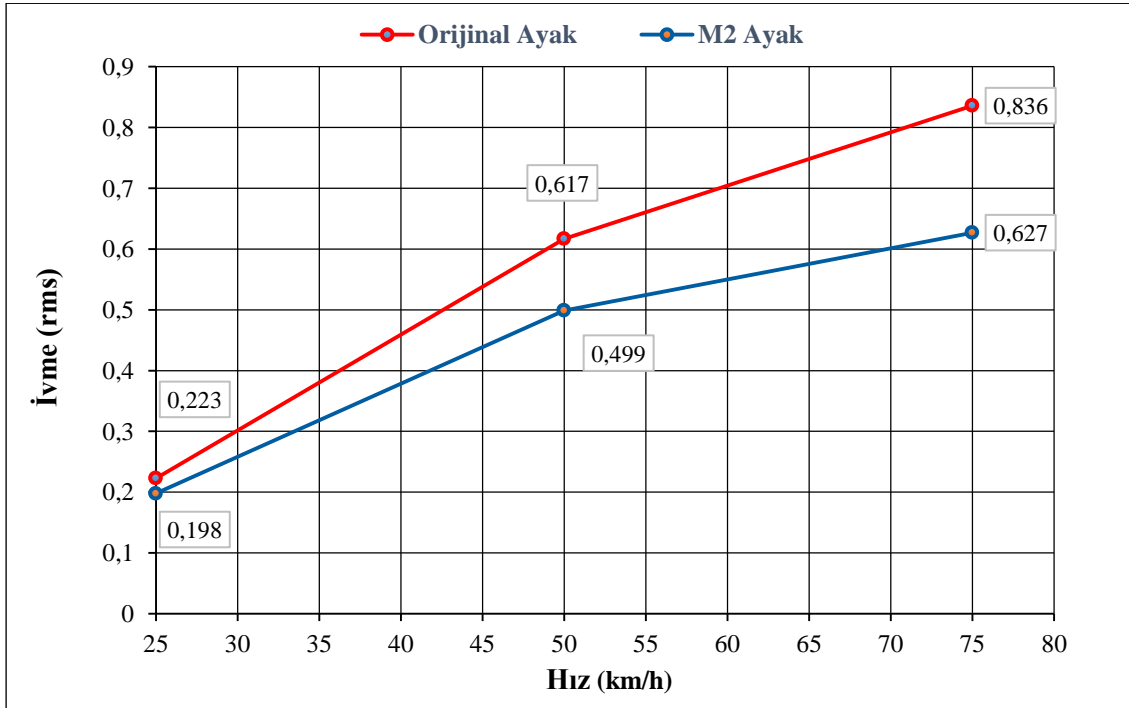
Y ekseninde de X ekseninde ki bulgulara benzer sonuçlar elde edilmiştir. Orijinal ayağa göre sönümleme daha iyi sonuçlar elde edilmiştir.

Z ekseninde ilk mod için iyileştirme yaptığı fakat 2. Mod için kayda değer bir iyileştirme yapmadığı görülmüştür.

4.2 İvme Ölçümünün Değerlendirilmesi

Titreşimde ivme önemli bir değerdir. İvme araçlarda yolcunun yorulmasına neden olmaktadır. Uluslararası sağlık örgütünün ivme değerine göre yorgunluk eğrileri oluşturulmuştur. Yorgunluk süreleri ivmenin değerine göre değişmektedir. İvme değeri arttıkça yorgunluk süresi azalmaktadır. Yani ivme büyüdükçe yolcu daha çabuk yorgunluk sınırına ulaşmaktadır.

Kasis noktasından geçen aracın bütünü düşey yönde genlik yapacaktır. Bununla birlikte hem hızı hem de ivmesi maksimum değere çıkacaktır. Kasis üzerinden araç geçerken araçta oluşan ivme normal yola göre daha fazla olmasından ivme-zaman grafiği Şekil 4.34'de gösterildiği gibi kasis noktasında pik yapmıştır. Üç hız değerinde, iki koltuk ayağının ivmeleri ölçülmüştür. Çizelge 4.4-4.6' da rakamsal veriler gösterilmiştir. Daha sonra bu veriler grafik haline dönüştürülmüştür.



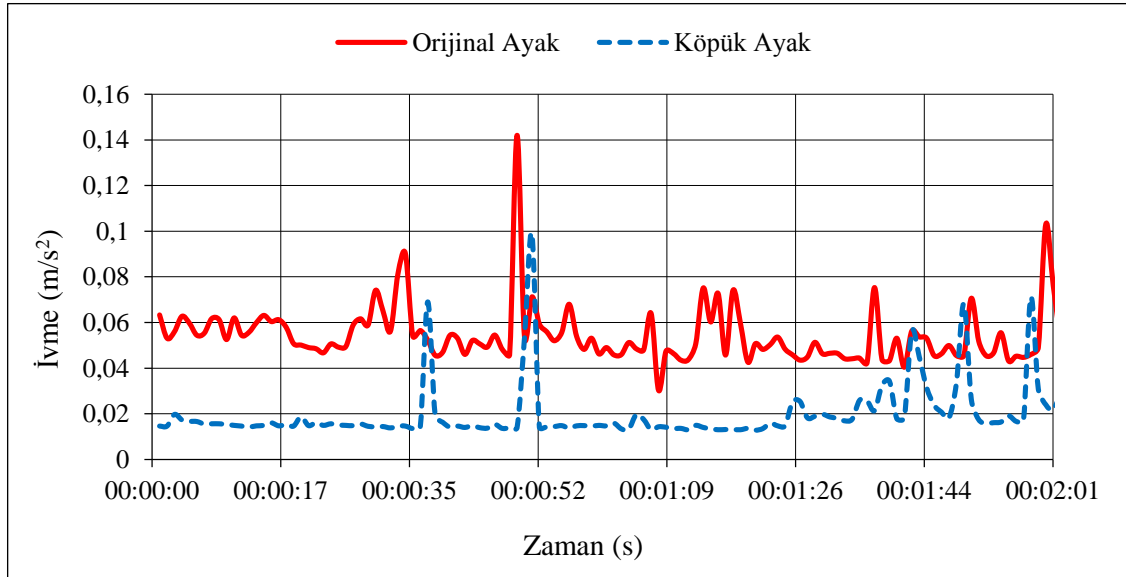
Şekil 4.34 Hız-ivme grafiği.

Oluşturulan grafik, düşey yöndeki ivmenin grafiğidir. Grafiklerde bir benzerlik görülmektedir. Sadece pik noktası her iki koltuk ayağı için farklıdır.

Çizelge 4.4 Orijinal ve köpük ayağın 25 km/h da zaman ve ivme değerleri.

Orijinal Ayak		Köpük Ayak	
Zaman (s)	İvme (m/s^2)	Zaman (s)	İvme (m/s^2)
00:00:03	0,179	00:00:13	0,0525
00:00:20	0,175	00:00:37	0,0203
00:00:37	0,0698	00:00:52	1,142
00:00:51	0,123	00:01:11	1,0303
00:01:05	0,0187	00:01:39	0,0423
00:01:26	0,0192	00:02:03	0,153
00:01:35	0,0184	00:02:21	0,0206
00:01:39	0,0148	00:02:28	0,176
00:01:42	0,163	00:02:52	0,0607
00:01:49	0,187	00:03:41	1,189

Orijinal ayakla köpük ayağın 25 km/h hızla ivme değerleri karşılaştırıldığında Çizelge 4.4' te görüldüğü gibi, köpük ayağın ivme değerleri orijinal ayaktan daha düşük ölçülmüştür. Orijinal ayak 1:49. Saniyede en büyük ivme değerine, köpük ayak ise 37. Saniyede en küçük değerini almıştır.



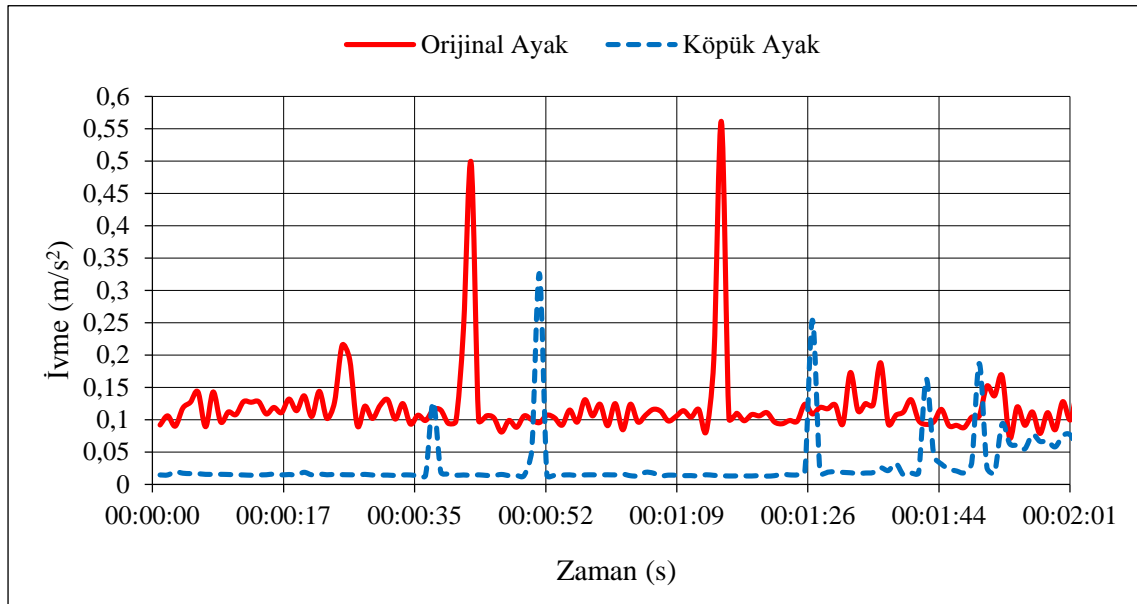
Şekil 4.35 Orijinal ve köpük ayağın 25km/h' da ivme – zaman grafiği.

Şekil 4.35' te ki grafikte görüldüğü gibi orijinal ayağın ivme genliğinin köpük ayaktan daha yüksek olduğu ve köpük ayağın titreşim sönümlenmesi sonucu ivmenin azaldığını söyleyebiliriz.

Çizelge 4.5 Orijinal ve köpük ayagın 50 km/h da zaman ve ivme değerleri.

Orijinal Ayak		Köpük Ayak	
Zaman (s)	İvme (m/s ²)	Zaman (s)	İvme (m/s ²)
00:00:03	0,0901	00:00:56	0,1271
00:00:20	0,137	00:01:13	0,241
00:00:24	0,1271	00:01:34	0,0144
00:00:37	0,115	00:01:47	0,485
00:00:51	0,0955	00:02:37	0,167
00:01:05	0,107	00:03:04	0,524
00:01:26	0,124	00:03:24	0,547
00:01:35	0,123	00:03:33	0,198
00:01:39	0,112	00:03:42	0,598
00:01:42	0,0928	00:03:46	0,173
00:01:49	0,106	00:00:56	0,1271

50 km/h hızda orijinal ayakla köpük ayagın ivme değerleri karşılaştırıldığında Çizelge 4.5' te görüldüğü gibi köpük ayagın ivme değerleri orijinal ayaktan daha küçük ölçülmüştür. Orijinal ayak 20. Saniyede en büyük ivme değerine ulaştığında köpük ayak 1:13. Saniyede en küçük değerini almıştır.



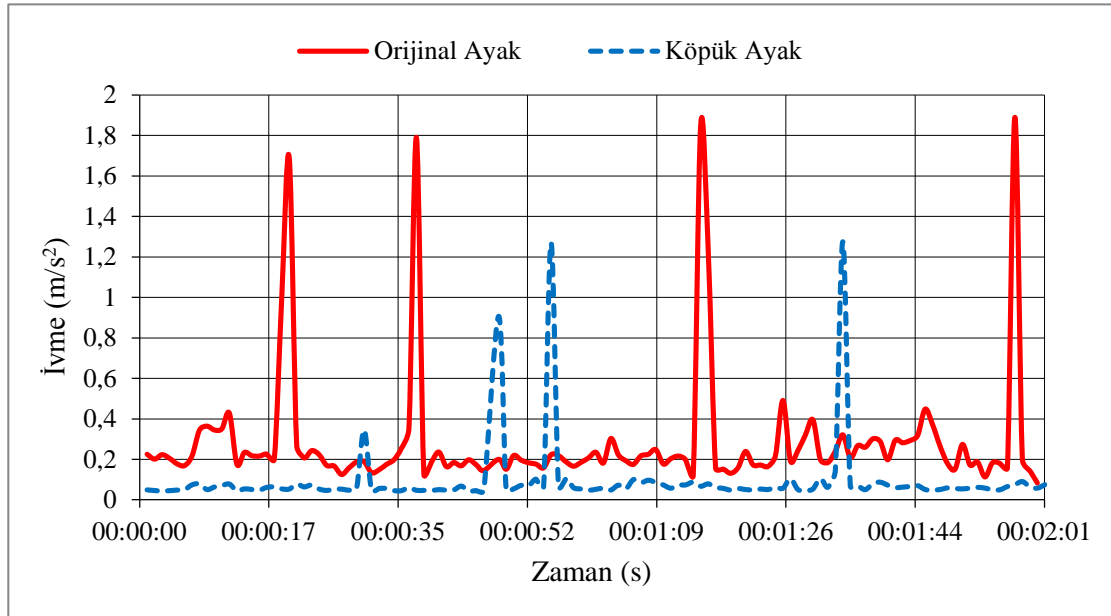
Şekil 4.36 Orijinal ve köpük ayagın 50 km/h' da ivme – zaman grafiği.

Orijinal ayagın ivme genliğinin köpük ayaktan daha yüksek olduğu Şekil 4.36' da ki grafikte görülmektedir. İvme değerleri 50 km/h hızda bir önceki hıza göre artmıştır.

Çizelge 4.6 Orijinal ve köpük ayağın 75 km/h da zaman ve ivme değerleri.

Orijinal Ayak		Köpük Ayak	
Zaman (s)	İvme (m/s^2)	Zaman (s)	İvme (m/s^2)
00:00:02	0,201	00:00:30	0,185
00:00:11	0,351	00:00:48	0,272
00:00:20	1,83	00:00:55	0,441
00:00:30	1,79	00:01:34	0,512
00:00:37	0,222	00:02:25	0,516
00:01:04	1,85	00:02:49	0,681
00:01:15	0,491	00:03:03	0,452
00:01:26	0,395	00:03:31	0,722
00:01:30	0,448	00:03:41	0,203
00:01:45	1,89	00:03:59	0,792

75 km/h hızda orijinal ayakla köpük ayağın ivme değerleri karşılaştırıldığında Çizelge 4.5’ te görüldüğü gibi köpük ayak ve orijinal ayak en büyük ivme değerlerine ulaşmıştır. Kasislerden geçerken hıza bağlı olarak ivme değerleri de artmıştır.



Şekil 4.37. Orijinal ve köpük ayağın 75km/h’ da ivme – zaman grafiği.

İnsanı rahatsız eden ivme değeri olmasından dolayı ivmenin küçük olması daha iyi olacaktır. Şekil 4.37’ te ki grafikte görüldüğü gibi köpük ayağın ivme değeri orijinal ayaktan daha düşüktür. Köpük ayağın sönümlemesi orijinal ayaktan daha iyi olduğu için tercih sebebi olabilir.

5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Koltuktaki yer değiştirme yönlerine göre her üç ayak üzerindeki ivme değerleri ölçülerek FRF grafikleri elde edilmiştir. Öncelikli olarak 1000 Hz' e kadar bütün ayakların ayrı ayrı ortalama FRF eğrileri alınmıştır. Bu grafikler de rezonans – mode frekanslarının azalması ile sivrilik geometrisi artmakta sönüm oranı azalmaktadır. Sönüm oranının artması durumunda ise rezonans – mode frekanslarının sivrilik geometrisi azalmaktadır. Sönüm oranları ayaktan ayağa farklılık göstermekte olup her mode artmakta veya azalmaktadır. Bunda cismin geometrisi de etkili olmaktadır.

Bu ortalama grafikler incelendiğinde 200 Hz' e kadar FRF grafiklerinde rezonans frekanslarının etkili olduğu görülmektedir. Bu frekanstan sonra titreşim ivmeleri algılanmadığından 100 Hz' e kadar olan eğriler ayrıntılı olarak incelenmiştir.

100 Hz' e kadar olan FRF grafiklerinin daha ayrıntılı incelenmesi için belirli frekans aralıklarına ayrılarak inceleme yapılmıştır. Bu aralıklar 1. Bant aralığı ve 2. Bant aralığı olmak üzere ikiye ayrılmıştır.

1. Bant aralığında 20-45Hz ' e kadar olan frekanslar, 2. Bant aralığında 45-100 Hz' e kadar olan frekanslar incelenmiştir.

X eksen yönünde 1. Bant aralığında yani 20-45 Hz' de M1 ayağı orijinal ayakla kıyaslandığında daha önce bulunmayan rezonans frekanslarının belirlenmesine neden olmuştur. Orijinal ayakta var olan modlarda iyileştirmeler yapmadığı aksine mode frekanslarını bir miktar düşürdüğü görülmüştür. Sönüm oranlarında da bariz bir iyileştirme yapmamıştır.

X eksen yönünde 20-45 Hz aralığında M2 ayağı orijinal ayakta var olan 1. Modu daha yüksek frekanslara ötelediğı ve 1. Mode için sönüm oranlarında artış gerçekleştirdiğı ve iyileştirmeler yaptığı görülmüştür. Orijinal ayakta var olan 2. Mode için tam bir iyileştirme söz konusu değildir.

Y eksenini yönünde 1. Bant aralığında M1 ayağı ile orijinal ayak karşılaştırıldığında Z eksenini yönünde olduğu gibi bu aralıkta daha önce bulunmayan rezonans frekanslarının neden olmuştur. Orijinal ayakta var olan mod' ları düşük frekanslara doğru ötelemiştir. Orijinal ayakta var olan sönümü oranını ortalama % 1 artırarak sönümlemede iyileştirme yapmıştır.

Y eksenini yönünde 20-45 Hz aralığında M2 ayağı ise orijinal ayakta var olan 1. Modu daha yüksek frekanslara ötelemiş ve sönüm oranlarında da iyileştirmeler yaptığı belirlenmiştir.

Z eksenini yönünde 1. Bant aralığında M1 ayağı orijinal ayağa göre 1. Modu düşük frekanslara öteleyerek sönüm oranlarında iyileştirme yapmadığı görülmüştür. 2. Mode için ise yüksek frekanslara ötelendiği sönümlemeyi iyileştirdiği gözlemlenmiştir.

Z eksenini yönünde 20-45 Hz aralığında ise M2 ayağının orijinal ayakta var olan 1. Modu daha yüksek frekanslara ötelelediği ve sönümlemede iyileştirme görülmüştür. 2. Mode için ise sönümleme için iyileşme istene oranda değildir.

X eksenini yönünde 45-100 Hz aralığında M1 ayağı orijinal ayakla benzer performansı göstermiştir. Orijinal ayağa göre sönüm oranlarını artırarak iyileştirmeler yaptığı görülmüştür. Orijinal ayakta bu aralıkta meydana gelen modlar da azaltmalar gerçekleştirerek iyileşme sağlamıştır. Görülen bu iyileşmenin M2 ayağına göre daha iyi olduğu görülmüştür.

X eksenini yönünde 2. Bant aralığında M2 ayağının orijinal ayağa göre 52 Hz' de baskın bir mod' a sahip olduğu görülmüştür. Orijinal ayağa göre sönümlemeyi iyileştirmiştir. Orijinal ayakta yüksek frekanslarda oluşan modlarda azaltmalar gerçekleştirdiği ve bu anlamda iyileştirmeler yaptığı görülmüştür.

Y eksenini yönünde 45-100 Hz aralığında M1 ayağı orijinal ayakla benzer performans sergilemiştir. Orijinal ayağa ait 1. Mod' a sönüm eklemiş ve bu anlamda iyileştirme

yapmıştır. M1 ayağının orijinal ayağa göre 74 ve 78 Hz' de baskın modlar oluşturduğu görülmüştür. Yüksek frekanslarda oluşan modlarda iyileştirmeler yapmış ve bu iyileştirmelerin M2 ayağına göre daha iyi olduğu görülmüştür.

Y eksenini yönünde 2. Bant aralığında M2 ayağı orijinal ayağa ait 1. Mod' u yüksek frekanslara ötelemiş. M1 ayağına göre sönümlemede tam bir iyileştirme yapmadığı fakat orijinal ayağa kıyaslandığında sönümlemeyi oldukça iyileştirdiği görülmüştür.

Z eksenini yönünde 2. Bant aralığında M1 ayağının orijinal ayağa ait 1. Mod' u büyük oranda bertaraf ettiği sönümlemeyi artırdığı görülmüştür. Orijinal ayağa göre 80 Hz' de baskın bir mod oluşmuştur. Z ekseninde de orijinal ayakta meydana gelen yüksek frekanslarda ki modları azalttığı görülmüştür. Z ekseninde belirtilen bu noktalar dışında sönüm oranlarının benzer olduğu görülmüştür.

Z eksenini yönünde 45-100 Hz aralığında M2 ayağı orijinal ayağa göre 1. Mod' u düşük frekanslara ötelemiştir. Orijinal ayakta görülen yüksek frekanslarda oluşan mod' larda iyileştirmeler yaparak sönümlemeyi iyileştirmiştir.

Orijinal ve M1 ayaklarının yapısal özellikleri bakımından birbirine benzer olduğunu grafiklerden görmekteyiz. Her iki ayak 25 Hz frekansta ilk mod' a girmektedir.

M2 ayağı diğer ayak türlerine göre daha geç rezonansa girmektedir. 100 Hz' e ulaşıncaya kadar dört kez mode-rezonans frekansına girmektedir

Sonuç olarak; düşük frekanslar göz önüne alındığında M2'nin daha iyi sonuç vereceği, yüksek frekanslar göz önünde bulundurulduğunda M1, ayağının daha iyi sonuç vereceği kanaatine varılmıştır. Koltuk, araç içine monte edilerek yapılan ölçümlerin küçük değişimlere neden olacağı düşünülmektedir.

Burada koltukta kullanılan ayakların sönümleme etkisini incelemek, titreşim büyüklükleri ve sürücüye etkileri araştırılmıştır. Araçların yol pürüzlülüğü etkisi

üzerinde yapılan çalışmada üç farklı koltuk ayağı üç farklı hızda (25 km/h, 50 km/h ve 75 km/h) aynı koşullar da ve aynı sürücü kullanılarak deneysel çalışma yapılmıştır.

Deneysel çalışmanın yapıldığı ortamda hızın azaltılması için kasisler bulunmaktadır. Farklı ayaklar kullanılarak yapılan deneysel çalışmada yol şartları aynı olmak koşuluyla araçların hızlarına bağlı olarak titreşim değerlerinin çıktığı görülmüştür. Kasislerden geçerken hız arttıkça ivme değerinin de arttığı belirlenmiştir. Farklı koltuk ayaklarının da sönümleme üzerinde ki etkisi farklılık göstermektedir.

Hız arttıkça ivme değerleri yol durumuna bağlı olarak artmakta genlik değeri düşmektedir. Ayrıca hızın artmasıyla frekans oranlarının arttığı belirlenmiştir.

Grafiklerde orijinal ayağın ivme değeri, M2 ayağından büyüktür. Gözenekli alüminyum malzemenin (M2) konforu artırdığını, yorgunluk sınırı süresini uzattığını görmekteyiz. Dolayısıyla gözenekli ayak (M2), araçtaki uyarı kuvvetlerinin yalıtımını orijinal ayaktan daha iyi yapmaktadır. Buna bağlı sönüm etkisinin de daha iyi olduğu söylenebilir.

Yapılan bu tez çalışması sonucunda şu değerlendirme ve öneriler yapılabilir.

M1 ve M2 ayağı titreşimi sönümlemede orijinal ayaktan daha iyi performans sergilemiştir. M1 ayağı kapalı gözenekli M2 ayağı açık gözenekli yapıya sahip olduğundan dolayı, M2 ayağı M1 ayağına göre titreşimi daha iyi sönümlemiştir.

M2 ayağının mukavemeti M1 ayağına göre daha yüksektir. Her iki ayakta sandviç panel haline getirilerek mukavemeti daha da artırılabilir.

Orijinal ayak köpük ayaklara göre çok ağır olduğu için araç ağırlığını artırarak devamında da yakıt sarfiyatını artıracığı olacağı düşünülmektedir. Dolayısıyla köpük ayaklar orijinal ayağa göre oldukça avantajlıdır.

6. KAYNAKLAR

- Alarçin, F. and Yüksek, İ. (2005). Farklı aks modellerinin taşıt titreşimlerine etkisi. *Yıldız Teknik Üniversitesi Dergisi*, **2**: 71-82.
- Anonymous (1997). Evaluation of human exposure to whole-body vibration. International Standard 2631-1. *Mechanical vibration and shock*. ISO. P. 31.
- Arkun, E. (1983). Yapı Bilgisi. Makine Mühendisliği El Kitabı, Ankara, 1-144.
- Avitaible, P. (2012). Modal Space. SEM Experimental Techniques, Feb. 1-2.
- Babalık, F.C. and Orak, S. (1988). Traktör sürücü sandalyelerinde titreşimlerin konstrüktif önlemlerle alınması, **8**: 53-60.
- Başpınar M.S. and Yurtcu Ş. (2011). Metalik Köpük Malzemelerin Mekanik Özelliklerini Belirlemede Kullanılan Matematiksel Modeller. *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, **8**: 69-78.
- Bayraktar, A., Türker, T., Altunışık, A. C., Sevim, B., Şahin, A. and Özcan, D. M. (2010). Binaların dinamik parametrelerinin operasyonel modal analiz yöntemiyle belirlenmesi. *İMO Teknik Dergi*, **337**: 5185-5205
- Bovenzi, M. and Zadini, A. (1992). Self reported low back symptoms in urban bus drivers exposed to whole body vibration. *Spine*, **17**: 1048-1059.
- Burdoff, A. and Swuste, P. (1993). The effect of seat suspension on exposure to whole-body vibration of professional drivers. *Annals of Occupational Hygiene*, **37**: 45-55.
- Burdorf, A. and Swuste, P. (1993). Effect of seat suspension on exposure to whole body vibration of professional drivers. *Annals of Occupational Hygiene*, **37**: 45-55.
- Çağlayan, H. (2009). Rezonans: Makinelerin ve gizli düşmanı. *Mühendis ve Makine*, **50**: 55-60.

- Çarman, K. (2000). Ergonomi. Selçuk Üniversitesi Yayınları No: 136.Ziraat Fakültesi Yayınları, **32**: 145.
- Cavender, K.D. (1993). Real time foam performance testing. *Journal of Cellular Plastics*, **29**: 350-364.
- Çay, C.İ. (2006). Tarım traktörleri sürücü koltukları titreşim sönümleme elemanları üzerine bir araştırma. Ankara Üniversitesi Ziraat Fakültesi Doktora Tezi, Ankara.
- Coermann, R. (1968). Mechanical vibration. Paper Presented at the Agricultural Engineering Symposium of the Institution of Agricultural Engineers, Rome, 126-132.
- Corbridge, C. and Griffin, M.J. (1986). Vibration and comfort: Vertical and lateral motion in the range 0.5–5.0 Hz. *Ergonomics*, **29**: 249-272.
- Dahil, L. Başpınar, M.S. and Karabulut A. (2011). Gözenekli malzemelerin sönümlemeye etkisi. *Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*. **11**: 1-7.
- Danh, L.T. Ahn, K.K. (2014). Active pneumatic vibration isolation system using negative stiffness structures for a vehicle seat. *Journal of Sound and Vibration*, **333**: 1245-1268.
- Demir, C. (2004). Thevibration analysis of a six wheeled vehicle. *Journal of Engineering and Natural Sciences*, **3**: 129-143.
- Dupuis, H. and Zerlett, G. (1987). Whole body vibration and disorders of the spine. *International Archives of Occupational and Environmental Health*, **59**: 323-336.
- Eaton, S. (2003). Bus drivers & human vibration. Worker's Compensation Board of BC Engineering Section Report, Project Number, 7.24-03257 10.
- Er,Ü. Orak, S. and Par, B. (2006). Taşıt titreşimlerinin teorik analizi ve bir bilgisayar modellemesi. *Eng & Arch. Fac. Eskişehir Osmangazi University*, **2**:
- Griffin, M. J. (1990). Handbook of Human Vibration. Academic Press, London, 35-42
- Griffin, M. J. (1997). Vibration and motion. handbook of human factors and ergonomics; A Willey-Interscience Publication John Willey & Sons Inc. New York. 828-857.

- Güçlü, R. and Gülez, K. (2008). Neural network control of seat vibrations of a non-linear full vehicle model using PMSM. *Mathematical and Computer Modelling*, **47**: 1356-1371.
- Gündoğdu, Ö. (2007). Optimal seat and suspension design for a quarter car with driver model using genetic algorithms. *International Journal of Industrial Ergonomics*, **37**: 327-332.
- Güney, A. (1989). Taşıt titreşimleri ve irdelenmesi. Yıldız Teknik Üniversitesi Seminer Notları.
- Güney, A. (1989). Taşıt titreşimlerinde frekansa bağlı optimum sönüm karakteri tasarımı. *Mühendis ve Makine*, **356**: 15-21.
- Gunston, T. (2000). An investigation of suspension seat damping using a theoretical model. 35th united kingdom group meeting on human response to vibration. Institute of Sound and Vibration Research, University of Southampton, 13-15.
- Gunston, T.P., Rebelle, J. and Griffin, M.J. (2004). A comparison of two methods of simulating seat suspension dynamic performance. *Journal of Sound and Vibration*, **278**: 117-134.
- Hampel, G.A. and Chang, W.R. (1997). Body height change from motor vehicle vibration. *Industrial Ergonomics*, **16**: 489-498.
- Hostens, I., Deprez, K., and Ramon, H. (2004). A mathematical model of tractor-occupant system with a new seat suspension for minimization of vibration response. *Journal of Sound and Vibration*, **276**: 141-156.
- K, Demirca. (2012). Süspansiyon tasarımında amortisör bağlantı takozlarının optimizasyonu ve iyileştirilmesi. Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, Balıkesir.
- Karabulut, A. (1995). Traktör sürücü oturakları yalıtım sistemi üzerinde bir araştırma. Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Doktora Tezi, Ankara.
- Kim, S.K., White, S.W., Bajaj, A.K. and Davies, P. (2003). Simplified models of the vibration of mannequins in car seats. *Journal of Sound and Vibration*, **264**: 49-90.

- Köse, R. K. (2007). Rezonans - kritik hız makina arızalarının temel sorunu. *Mühendis ve Makine*, **538**: 52-58.
- Kral, Z. (2012). Mekanik titreşim ders notları
- Lee, C.M. and Goverdovskiy, V.N. (2012). A multi-stage high-speed railroad vibration isolation system with “negative” stiffness. *Journal of Sound and Vibration*, **331**: 914-921.
- Leenslag, J.W., Huygens, E. and Tan, A. (1997). Recent advances in the development and characterisation of automotive comfort seating foams. *Cellular Polymers*, **16**: 411-430.
- Lemerle, P. Boulanger, P. (2006). Lower limb contribution to the dynamic response of the seated man. *Journal of Sound and Vibration*, **294**: 1004-1015.
- Leo, L., Fard, M., Subic, A. and Jazar, R. (2013). Structural dynamic characterization of a vehicle seat coupled with human occupant. *Journal of Sound and Vibration*, **332**: 1141-1152.
- Lewis, C.H. and Griffin, M.J. (2002). Evaluating the vibration isolation of soft seat cushions using an active anthropodynamic dummy. *Journal of Sound and Vibration*, **253**: 295-311.
- Mansfield, N.J. and Griffin, M.J. (1992). Non-linearities in apparent mass and transmissibility during exposure to whole-body vertical vibration. *Journal of Biomechanics*, DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S0021-9290\(00\)00052-X](http://dx.doi.org/10.1016/S0021-9290(00)00052-X)
- Moreland, J.C., Wilkes, G.L. and Turner, R.B. (1994). Viscoelastic behaviour of flexible slabstock polyurethane foam as a function of temperature and relative humidity. ii. compressive creep behavior. *Journal of Applied Polymer Science*, **52**: 569-576.
- Özgener, L. (2002). Bir kamyon kabininde yol düzgünlükleri sonucu oluşan titreşiminin bilgisayar yardımıyla modellenmesi analizinin yapılması ve konstrüktif önlemlerinin alınması. Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi. Temmuz, İzmir.

- Patil, M.K. and Palanichamy, M.S. (1988). A mathematical model of tractor-occupant system with a new seat suspension for minimization of vibration response. *Appl. Math. Modelling*, **12**:
- Patten, W.N., Sha, S. and Mo, C. (1998). A vibration model of open celled polyurethane foam automotive seat cushions. *Journal of Sound and Vibration*, **217**: 145-161.
- Rakheja, S., Afework, and Y. Sankar, S. An analytical and experimental investigation of the driver-seat-suspension system. *Vehicle System Dynamics*, **23**: 501-524.
- Rosen, J. and Arcan, M. (2003). Modeling the human body/seat system in a vibration environment. *Journal of Biomechanical Engineering*, **125**: 223-231.
- Sadikhov, E. And Bilgiç, E. (2013). Ulusal titreşim ölçeğinin oluşturulması. TÜBİTAK, Ulusal Metroloji Enstitüsü, 425 -429.
- Seidel, H. (1993). Selected health risks caused by long term whole body vibration. *American Journal of Industrial Medicine*, **23**: 13-18.
- Shabana, A.A. (1995). Theory of Vibration. Springer, 67-73.
- Stein, G.J., Mucka, P., Hinz, B. and Blüthner, R. (2009). Measurement and modelling of the Y-Direction Apparent mass of Sitting Human Body-Cushioned Seat System. *Journal of Sound and Vibration*, **322**: 454-474.
- Stiles, M.A., Lines, J.A. and Whyte; R.T. (1994). A farmer's daily dose, part ii: result of the tractor ride vibration survey. Informal Group Meeting on Human Response to Vibration, INM, Gosport, Canada, 19-21.
- Sun, W., Li, J., Zhao, Y. and Gao, H. (2011). Vibration control for active seat suspension systems via dynamic output feedback with limited frequency characteristic. *Mechatronics*, **21**: 250-260.
- Troup, J.D.G. (1988). Clinical effects of shock and vibration on the spine. *Clinical Biomechanics*, **3**: 227-231.
- VanNiekerk, J.L. and Pielemeier, W.J. Greenberg, J.A. (2003). The use of seat effective amplitude transmissibility (SEAT) values to predict dynamic seat comfort. *Journal of Sound and Vibration*, **260**: 867-888.

Varterasian, J.H and Thompson, R.R. The dynamic characteristics of automobile seats with human occupants. Society of Automotive Engineers, SAE Paper 770249, 1-10.

Watts, B. and Çağlayan, İ.H. (2014). Sağlıklı titreşim analizi için 3 eksenle ölçüm neden gereklidir. DLI Engineering, USA.

Wei, L. and Griffin, J. (1998). The prediction of seat transmissibility from measures of seat impedance. *Journal of Sound and Vibration*, **214**: 121-137.

White, S.W., Kim, S.K., Bajaj, A.K., Davies, P., Showers, D.K. and Liedtke, P.E. (2000). Experimental techniques and identification of nonlinear and viscoelastic properties of flexible polyurethane foam. *Nonlinear Dynamics*, **22**: 281-313.

İnternet Kaynakları

- 1) [http://www.fmo.org.tr/wp-content/uploads\(riskakademi.com\)](http://www.fmo.org.tr/wp-content/uploads(riskakademi.com)) (13.01.2015)
- 2) <https://www.facebook.com/permalink.php?storyfbid=241708382576628&id=241684699245663> (Occupational Health and Safety expert) (25.06.2014)
- 3) <http://www.makina.selcuk.edu.tr> (20.09.2014)

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Lütfiye DAHİL
Doğum Yeri : Afyonkarahisar
Yabancı Dili : İngilizce (ÜDS 65)
İletişim (Telefon/e-posta) : 0505 485 60 73 / lutfiyedahil@gmail.com

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Afyon Cumhuriyet Lisesi 1994
Lisans : Afyon Kocatepe Üniversitesi TEF Makine Resmi ve
Konstrüksiyonu Öğretmenliği 2009
Yüksek Lisans : Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Eğitimi 2011
Doktora : Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği 2015

Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl: Afyonkarahisar Belediyesi 1999
İstanbul Arel Üniversitesi 2012
İstanbul Aydın Üniversitesi 2013

SCI Yayınlar:

L.DAHİL, A.KARABULUT, S.BAŞPINAR. Damping Properties Of Open Pore Aluminum Foams Produced By Vacuum Casting And NaCl Dissolution Process. Journal of Metalurgija 2013

-L.DAHİL, İ.DAHİL, A.KARABULUT. The Implementation of The High Technology Methods of Cutting on St50 Alloyed Steel And The Examination of The Effects Of Cutting Operation At The Surface Of Material. Journal of Metalurgija 2013

-L.DAHİL, A. KARABULUT, İ.DAHİL. Comparison of Advanced Cutting Techniques on Hardox 500 Steel And Its Effect On Features Of Material. Journal of Metalurgija 2014.

-L.DAHİL, A. KARABULUT. Assessment of The Vibration On The Foam Legged And Sheet Metal-Legged Passenger Seat. Journal of Metalurgija 2015.

H. AYTEKİN, L.DAHİL, Investigation of Wear Resistance of Boronized AISI D3 Tool Steel. Material & Design (2015) (Under Rewiev)

-L.DAHİL, A. KARABULUT, İ.DAHİL Research On Vibration Damping On Computer Power Supply Box Made Of Castermid Material. Journal of Vibroengineering (2015) (2. Düzeltme verildi)

A. KARABULUT, L.DAHİL, The Effects on Vibration Damping of Passenger Seat Legs Made of Aluminum Foam Material. Arabian Journal for Science and Engineering (2015) (Under Rewiev)

Uluslararası Bilimsel Toplantılarda Sunulan Ve Bildiri Kitabında Basılan Bildiriler

-L.DAHİL, A.KARABULUT, İ.MUTLU. The Inadequacy Reasons and Solution Proposals of The Vocational Higher Education on Economic Development and Level of Development in Turkey.(IVETS 2014). Bursa. TURKEY.

-L.DAHİL, A.KARABULUT, İ.MUTLU. Reasons and Results of Nonapplicability of Education Technology in Vocational and Technical Schools in Turkey. International Educational Technology Conference. (IETC 2014). Chicago.USA.

-L.DAHİL, A.KARABULUT, İ.MUTLU. Problems and Solution Offers Related To The Vocational and Technical Orientation in Turkey. (INTE 2014). Paris. FRANCE.

-L.DAHİL, A.KARABULUT. Effects of Total Quality Management on Teachers And Students. 4th International Conference on New Horizons in Education. (INTE 2013). Roma ITALY.

-L.DAHİL, A. KARABULUT, İ.DAHİL. Comparison of advanced cutting techniques on Hardox 500 steel and its effect on features of material. (ISTEC 2013) Roma ITALY.

-A.KARABULUT, L.DAHİL. Frequency Analysis of A Reflector That is Foldable as Compact and Can be Opened Automatically. BULGARIA 2013

-L.DAHİL, A.KARABULUT, F.TAHTA. Problems Encountered In Educating Qualified Workforce In Vocational High Schools And Solution Seeking. (ICQH 2013) International Conference on Quality in Higher Education 2013. Sakarya, TURKEY.

-L.DAHİL, A.KARABULUT. Dairesel Ve Prizmatik Makine Elemanlarında Oluşan Çatlağın Deneysel Modal Analiz Yöntemiyle Belirlenmesi. IATS 11 6. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu.(2011) Elazığ. Türkiye.

Ulusal Dergilerdeki Yayınlar

-L.DAHİL, S.BAŞPINAR, A.KARABULUT, Gözenekli Malzemelerin Sönümlenmeye Etkisi. Afyon Kocatepe University Journal of Science. 2011