



**FARKLI SÖNÜMLEME ELEMANLARI  
KULLANILARAK TİCARİ TAŞIT SÜRÜCÜ KOLTUĞU  
DİNAMİK KONFORUNUN İNCELENMESİ**

**CENK ÇETİN**



T.C.

ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

FARKLI SÖNÜMLEME ELEMANLARI KULLANILARAK TİCARİ TAŞIT  
SÜRÜCÜ KOLTUĞU DİNAMİK KONFORUNUN İNCELENMESİ

**Cenk ÇETİN**

Yrd. Doç. Dr. Gürsel ŞEFKAT

(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2015

**Her Hakkı Saklıdır**

## TEZ ONAYI

Cenk ÇETİN tarafından hazırlanan “Farklı Sönümleme Elemanları Kullanılarak Ticari Taşıt Sürücü Koltuğu Dinamik Konforunun İncelenmesi “adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

**Danışman:** Yrd. Doç. Dr. Gürsel ŞEFKAT

**Başkan :** Yrd. Doç. Dr. Gürsel ŞEFKAT  
U.Ü. Mühendislik Fakültesi  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

**Üye :** Doç.Dr. Hakan GÖKDAĞ  
BTÜ Doğa Bilimleri, Mimarlık ve Mühendislik Fakültesi  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

**Üye :** Yrd. Doç. Dr. Elif ERZAN TOPÇU  
U.Ü. Mühendislik Fakültesi  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

**Yukarıdaki sonucu onaylıyorum**

**Prof. Dr. Ali Osman DEMİR**  
**Enstitü Müdürü**  
**.../.../..... (Tarih)**

**U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;**

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı **beyan ederim.**

**25/12/2015**

**CENK ÇETİN**

## ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

### FARKLI SÖNÜMLEME ELEMANLARI KULLANILARAK TİCARİ TAŞIT SÜRÜCÜ KOLTUĞU DİNAMİK KONFORUNUN İNCELENMESİ

**Cenk ÇETİN**

Uludağ Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

**Danışman:** Yrd. Doç. Dr. Gürsel ŞEFKAT

Ticari taşıt sürücü koltuklarında genel anlamda kullanılan sürüş konforu; statik ve dinamik konfor olarak ayrı ayrı tanımlanabilir. Statik konfor koltuğun ergonomi, görünüş gibi özelliklerini kapsar. Dinamik konfor ise araç şasesinden gelen titreşimlerin sürücüye aktarımını kapsar. Ticari araç sürücüleri günde 5–10 saat boyunca sürüş yaparlar ve binek araç sürücülerine nazaran daha yüksek seviyeli titreşimlere maruz kalırlar. Bu durum ticari araç sürücüsünde yorulma, dikkat kaybı vb. sebeplerden kaynaklanan verim kayıplarının yanında, kalıcı rahatsızlıklara da sebep olabilmektedir. Koltuk süspansiyon sistemleri istenmeyen titreşimleri azaltmak için basit ve etkili bir metot olarak kullanılmaktadır.

Bu çalışmada, farklı süspansiyon sistemleri kullanılarak ticari araç sürücü koltuğunun dinamik konforu incelenmiştir. Mevcut pasif süspansiyon sistemine sahip yeni bir ticari taşıt sürücü koltuğu tasarlanmış ve prototip imalatı yapılmıştır. Bu prototip koltuğun bir taraftan teorik modeli kurulup analizleri yapılırken diğer taraftan deneysel çalışmalar yapılmıştır. Daha sonra değişken sönüme sahip MR damper kullanılarak teorik ve deneysel sonuçlar elde edilmiştir. Yarı aktif süspansiyon sisteminde sönüm elemanın karakteristiği değiştirilerek dinamik konfor şartlarının değiştirilebileceği gözlemlenmiştir.

**Anahtar kelimeler:** Ticari Taşıt Sürücü Koltuğu, Süspansiyon Sistemleri, Sürüş Konforu, MR Damper.

**2015, viii+82 sayfa**

## ABSTRACT

MSc Thesis

### INVESTIGATION OF COMMERCIAL VEHICLE DRIVER SEAT'S DYNAMIC COMFORT BY USING DIFFERENT DAMPING ELEMENTS

**Cenk ÇETİN**

Uludağ University  
Graduate School of Natural and Applied Sciences  
Department of Mechanical Engineering

**Supervisor:** Asst. Prof. Dr.Gürsel ŞEFKAT

Ride comfort, which is used in a general sense in the commercial vehicle driver's seat; static and dynamic comfort as separately identifiable. The static comfort includes that features of the seat like ergonomic, appearance. The dynamic drive comfort covers the transmission of vibrations from the vehicle chassis. Commercial vehicle drivers make driving for 5-10 hours a day and in comparison with passenger car drivers are exposed to higher levels of vibration. In this case, the commercial vehicle driver fatigue, loss of attention and so on. In addition to yield loss caused by the reasons, it may also cause permanent injury. Seat suspension systems are used as a simple and effective method to reduce unwanted vibrations.

In this study, dynamic comfort of commercial vehicle driver's seat were investigated using a different suspension systems. A new commercial vehicle driver's seat available with passive suspension system was designed and made prototypes. While this prototype seat was producing, on the other hand theoretical models to analyze experimental studies were established. Later theoretical and experimental results were obtained by using MR damper with variable damping. Semi-active suspension systems have been observed that can be changed the dynamic comfort conditions by changing the characteristics of the damping element.

**Key words:** Commercial Vehicle Driver Seat, Suspension Systems, Driver Comfort, MR Damper.

**2015, viii+82 pages**

## TEŞEKKÜR

“FARKLI SÖNÜMLEME ELEMANLARI KULLANILARAK TİCARİ TAŞIT SÜRÜCÜ KOLTUĞU DİNAMİK KONFORUNUN İNCELENMESİ ” isimli tez çalışmasını bana öneren ve çalışmamın başından itibaren her aşamasında bilgisi ve tecrübesi ile yol gösteren ve her türlü desteğini benden esirgemeyen hocam Sayın Yrd. Doç. Dr. Gürsel ŞEFKAT’e içten teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmamı başından beri takip eden, inceleyen ve değerli görüş ve bilgilerini benimle paylaşan sevgili eşim Yrd. Doç. Dr. Sevda Telli ÇETİN’e çok teşekkür ederim.

Laboratuvar çalışmalarında desteğini esirgemeyen, MARTUR firması ARGE Direktörü Sayın Recep KURT’a ve Test Merkezi Sorumlusu Ersin KILIÇ’a çok teşekkür ederim.

Bu tez çalışması Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı tarafından desteklenen 00807.STZ.2011-1 numaralı San-Tez projesi kapsamında gerçekleştirilmiştir. Tez çalışmamın sağlıklı bir şekilde yürütülmesinde çalışmalar için maddi destek sağlayan Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı’na teşekkür ederim.

Öğrenim hayatım süresince bana en büyük desteği veren aileme müteşekkir olduğumu belirtmek isterim. Çalışmada emeği geçen ve adını burada saymadığım herkese teşekkür eder; bu çalışmanın, yeni çalışmalara ışık tutmasını ve ülkemize faydalı olmasını temenni ederim.

CENK ÇETİN

## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER .....	iv
SİMGE VE KISALTMALAR DİZİNİ .....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	viii
1. GİRİŞ .....	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI .....	4
3. GENEL BİLGİLER .....	11
3.1. Titreşim .....	11
3.2. Titreşimin İnsan Üzerine Etkileri .....	14
3.3. Süspansiyon Sistemleri.....	17
3.3.1. Süspansiyon sisteminin elemanları .....	19
3.3.2. Manyeto-Reolojik (MR) damperler .....	25
3.4. Süspansiyon Sistemlerinin Tipleri.....	30
3.4.1. Pasif süspansiyon sistemleri.....	30
3.4.2. Yarı aktif süspansiyon sistemleri .....	31
3.4.3. Aktif süspansiyon sistemleri .....	32
4. MATERYAL VE YÖNTEM .....	34
4.1. Ticari Taşıt Sürücü Koltuğunun Tasarımı ve Prototip İmalatı.....	34
4.2. Koltuğun Dinamik Konfor Parametrelerinin Belirlenmesi .....	38
4.3. Pasif Süspansiyon Sistemli Koltuğun Dinamik Modeli.....	43
4.3.1. Grafik yöntem .....	45
4.3.2. Lagrange yöntemi.....	46
4.4. Yarı Aktif Süspansiyon Sistemli Koltuğun Dinamik Modeli .....	48
4.5. Test Düzenegi.....	53
5. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME.....	56
5.1 Pasif Süspansiyonlu Koltuğun Analizi.....	56
5.2. Yarı Aktif Süspansiyonlu Koltuğun Analizi .....	60
5.3. Deney Sonuçları .....	64
5.3.1. Pasif süspansiyon sistemli koltuk deney sonuçları .....	65
5.3.2. Yarı aktif süspansiyon sistemli koltuk deney sonuçları .....	66
5.4. Değerlendirme.....	69
KAYNAKLAR .....	71
EKLER.....	74
EK-1: Prototip Koltuk Parça Listesi.....	74
EK-2: MR Damperin Tanıtım Kartı .....	75
EK-3: Pasif Süspansiyonlu Koltuk Modelinin MATLAB Kodları.....	76
EK-4: Pasif Süspansiyonlu Koltuk İçin Fonksiyon Dosyası.....	80
EK.5: MR Damperin Düzeltilmiş Bouc-Wen Modeline Ait Analiz Sonuçları.....	81
ÖZGEÇMİŞ .....	82



## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Kisaltmalar	Açıklama
m	Kütle (kg)
k	Rijitlik katsayısı (N/m)
b	Sönüm katsayısı (N.sn/m)
F	Tepki kuvveti (N)
x	Düşey doğrultudaki yerdeğiştirme (m)
z	Araç şasesinin düşey doğrultudaki yerdeğiştirmesi (m)
L	Lagrangian
K	Kinetik enerji (Nm)
P	Potansiyel enerji (Nm)
$\partial$	Kısmı türev
Q	Genelleştirilmiş kuvvet
q	Genelleştirilmiş koordinat
f	Frekans (Hz)
T	Periyot (sn)
v	Gerilim (V)

## ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa No
Şekil 3.1. Titreşim sistemi .....	11
Şekil 3.2. Titreşim hareketinin zaman ve frekans düzleminde gösterilmesi .....	13
Şekil 3.3. İnsan vücudu doğal frekansları .....	14
Şekil 3.4. Janeway'e göre konfor ölçütü grafikleri .....	16
Şekil 3.5. Titreşimlerin insan vücuduna iletim yüzeyleri .....	17
Şekil 3.6. Taşıt titreşimleri iletim / sönümlenme elemanları .....	18
Şekil 3.7. Sürücüye etki eden titreşimler.....	18
Şekil 3.8. Sadece yaydan ibaret bir süspansiyon sisteminin davranışı.....	19
Şekil 3.9. Yaprak yay ve elemanları .....	20
Şekil 3.10. Helezon yay ve çeşitleri .....	21
Şekil 3.11. Havalı yay ve kısımları .....	21
Şekil 3.12. Sönümleyici + yaydan oluşan bir süspansiyon sistemine sahip olan taşıtın çukurdan geçerken yaptığı yaylanma hareketi .....	22
Şekil 3.13. Sadece yaydan ibaret süspansiyon sistemi ile yay + sönümleyiciden oluşan süspansiyon sisteminin salınım hareketlerinin karşılaştırılması.....	23
Şekil 3.14. MR akışkanın normal durumda ve manyetik alanda davranışı .....	25
Şekil 3.15. MR damperin temel elemanları .....	26
Şekil 3.16. Bingham plastik modeli .....	27
Şekil 3.17. Viskoelastik-plastik model .....	27
Şekil 3.18. MR damperin Bouc-Wen modeli .....	28
Şekil 3.19. MR damperin düzeltilmiş Bouc-Wen modeli .....	29
Şekil 3.20. Pasif süspansiyon sistemi .....	30
Şekil 3.21. Yarı aktif süspansiyon sistemi .....	32
Şekil 3.22. Aktif süspansiyon sistemi .....	33
Şekil 4.1. Mekanik ve pnömatik süspansiyonlu koltuklar.....	34
Şekil 4.2. ECE R107 regülasyonuna göre koltuk ölçüleri.....	35
Şekil 4.3. Koltuk tasarım çizimleri.....	36
Şekil 4.4. Pasif süspansiyonlu prototip koltuk .....	37
Şekil 4.5. Koltuk süspansiyon sisteminin yayları.....	38
Şekil 4.6. Yay rijitlik katsayısının tayini .....	38
Şekil 4.7. Yayların kuvvet-uzama miktarı grafikleri.....	39
Şekil 4.8. Koltuk süspansiyon sisteminin damperi.....	40
Şekil 4.9. Damperin kuvvet-hız eğrileri .....	40
Şekil 4.10. Sünger basma testi.....	41
Şekil 4.11. Yükseltme mekanizması basma testi .....	42
Şekil 4.12. Yükseltme mekanizması yük-yerdeğiştirme eğrisi .....	43
Şekil 4.13. Koltuk pasif süspansiyon sisteminin modeli.....	44
Şekil 4.14. Koltuk pasif süspansiyon sisteminin lineer grafik gösterimi .....	44
Şekil 4.15. Pasif süspansiyon sisteminin Simulink modeli .....	47
Şekil 4.16. Düzeltilmiş Bouc-Wen modeli.....	48
Şekil 4.17. Düzeltilmiş Bouc-Wen doğrusal olmayan sönüm elemanı modeli.....	49
Şekil 4.18. Şekil 4.17'deki alt sistemler .....	50
Şekil 4.19. Yarı aktif süspansiyon Simulink modeli .....	51
Şekil 4.20. a) Koltuk yarı aktif süspansiyon sisteminin modeli b) Chirp sinyal ile uyarılan Bouc-Wen Modelli yarı aktif süspansiyon sisteminin Simulink modeli .....	52

Şekil 4.21. Test düzeneği .....	53
Şekil 4.22. xPC Target yapısı .....	54
Şekil 4.23. Test düzeneğinin elemanları .....	55
Şekil 4.24. Test düzeneğinin genel görünümü .....	55
Şekil 5.1. Pasif süspansiyonlu koltuğun MATLAB çözümü .....	57
Şekil 5.2. Pasif süspansiyonlu koltuğun Simulink çözümü.....	57
Şekil 5.3. MATLAB fonksiyonu ve Simulink modeli basamak cevabı eğrileri .....	58
Şekil 5.4. MATLAB modelinin farklı parametreler için frekans cevap eğrisi.....	58
Şekil 5.5. Simulink modelinin basamak ve sinüzoidal giriş için cevabı .....	59
Şekil 5.6. Farklı gerilimler için sistem cevabı.....	60
Şekil 5.7. Farklı gerilimlerdeki (10 ve 40V) doğrusal olmayan sönüm elemanı karakteristikleri .....	60
Şekil 5.8. Uyarı geriliminin 10V ve 40V olmasına karşılık $m_1$ ve $m_2$ kütlelerinin cevap eğrisi .....	61
Şekil 5.9. Şiddeti 1 birim, frekansı 0.1-10 Hz arasında 5 sn. değişen Chirp sinyal cevabı .....	61
Şekil 5.10. Chirp sinyal girdisinde hız-kuvvet ve konum-kuvvet eğrileri .....	62
Şekil 5.11. Birim şiddette, 1 Hz'lik sinüzoidal girdiye karşılık a) sistem cevap eğrisi b) Hız-kuvvet ve konum-kuvvet eğrileri .....	63
Şekil 5.12. Farklı akımlarla sürülmüş sönümlenme elemanına göre 0.2Hz'lik kare dalga .....	63
Şekil 5.13. 4 Hz'lik kare dalga girişi karşısında cevap eğrisi .....	64
Şekil 5.14. Host bilgisayarın farklı girişlerdeki ekran görüntüsü .....	64
Şekil 5.15. Farklı frekanslarda elde edilen verilerin grafikleri .....	65
Şekil 5.16. Farklı sinüzoidal frekanslarda, MR damperin farklı uyarıları için yapılan testler .....	68

## ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa No

Çizelge 4.1. Koltuk elemanlarının kütleleri .....	37
Çizelge 4.2. Yaylara ait geometrik ölçüler.....	38
Çizelge 4.3. Yay rijitlik katsayısı için elde edilen değerler .....	39
Çizelge 4.4. Damperin tepki kuvvetleri .....	40
Çizelge 4.5. Süngerin kuvvet-uzama değerleri .....	42
Çizelge 4.6. Test düzeneğini oluşturan cihazlar.....	53



## 1.GİRİŞ

Otomotiv sektöründe müşteri beklentilerinin her geçen gün artması ile otomotiv firmaları daha çok müşteri odaklı çalışmaya başlamışlardır. Yüksek müşteri beklentileri, sadece binek araçlarla sınırlı kalmayıp bir ticari aracın da hemen hemen binek araçlarla aynı seviyede konforlu olması beklenmektedir. Bu da ticari araç üreticilerinin özellikle konfor iyileştirmesi konusunda ürün geliştirme çalışmalarına ağırlık vermesini gerektirmektedir.

Gürültü, titreşim ve hareketin seyahat sırasında sürücü ve yolcular üzerinde bıraktığı etki konfor, daha açık bir ifadeyle “sürüş konforu” olarak tanımlanır. Kelime anlamı olarak konfor; rahatsızlıktan uzak olma, insanın kendini iyi hissetmesi durumu olarak tanımlanmıştır. Yol pürüzlülüğü, aracın dönen elemanlarının düzgünsüzlüğü, motor titreşimleri, seyir hareketleri, araçtan sürücüye ve yolcuya etkileyen titreşimlerin ana kaynaklarıdır.

Sürüş konforu için, yol pürüzlülüğü ile tekerlekler arasındaki darbelerle ortaya çıkan enerjinin sürücü/yolcuya aktarılan kısmının mümkün olduğu kadar az olması gerekmektedir. Bu enerjinin bir kısmı amortisörler ve yaylar tarafından alınmaktadır. Geriye kalan enerjinin araç kabineye kolayca tahammül edebilecek bir frekansta iletilmesi gerekir. ‘Süspansiyon’ terimi taşınan yolcular veya yük ile zemin arasında konmuş bulunan bütün organları ifade etmektedir. Bu terim, çok elastik olan yaylar, amortisörler, lastikler ve koltuklarla birlikte, yük ve darbe tesirleriyle şekil değiştiren tekerlekler ve şasiyi de içermektedir.

Araçlarda yoldan gelen titreşimlerin sürücüye ulaşmasını engellemek veya etkisini azaltmak için farklı noktalarda süspansiyon sistemleri kullanılmaktadır. Bunlar genellikle araç gövdesi ile tekerlekler arasında, araç gövdesi ile sürücü kabini arasında ve araç gövdesi ile sürücü koltuğu arasında olmak üzere 3 noktada uygulanmaktadır.

Binek araçlarda yol ile gövde (şase) arasında kullanılan süspansiyon sistemlerinin gelişkin modellerinin kullanıldığı, ancak daha düşük maliyetli ticari araçlarda yol ile gövde arasında pasif süspansiyon sistemleri yaygın olarak kullanıldığı görülmektedir. Bu yüzden ticari araçlarda gövde ile koltuk arasında kullanılan süspansiyon sisteminin geliştirilmesi ve sürücüye aktarılan titreşimlerin daha da azaltılması yolu ekonomik bir

uygulama olarak görülmektedir. Sürücü koltuğu ile araç gövdesi arasına yerleştirilen, koltuk süspansiyon sistemleri sürücüye etkiyen tüm titreşimleri büyük oranda sönmüleyebilmenin yanı sıra gerek basit yapıları ve gerekse aracın hareket kabiliyetini sınırlandırmamaları nedeniyle etkin bir şekilde kullanılmaktadırlar.

Süspansiyon sistemlerinin sürüş konforu ve sürüş güvenliği olmak üzere iki temel görevi vardır. Sürüş konforu dikkate alındığında, yol yüzeyindeki bozukluklardan kaynaklanan titreşimlerin, dolayısı ile ivme etkisi ile oluşan kuvvetlerin minimum seviyede taşıt gövdesine aktarılması söz konusudur. Bunun için mümkün olduğunca tekerlek ile taşıt gövdesinin izole edilmesi gerekmektedir. Sürüş güvenliği ise, hareket esnasında taşıt tekerleğinin yol ile olan temasının sürekliliğinin sağlanması olarak tanımlanır. Sürüş güvenliğinin artırılması daha sert bir süspansiyon mekanizması gerektirirken, sürüş konforu ise daha yumuşak bir süspansiyon sistemi gerektirmektedir. Bu sebeple, süspansiyon sistemlerinin tasarımında, sistemin çalışacağı aracın görevi, çalışma şartları oldukça önem taşımaktadır. Üst sınıf araçlarda, aktif araç amortisör sistemleri kullanılarak titreşim izolasyonu gerçekleştirilmektedir. Günümüz teknolojisine uygun bu tip amortisör sistemleri maliyet açısından orta ve alt sınıf taşıtlarda tercih edilmemektedir. Bu yüzden orta ve alt sınıfa giren ve yaygın olarak kullanılan, özellikle ticari araçlarda pasif amortisör sistemi kullanılmaktadır. Bu nedenle sürücü koltuğunda titreşim izolasyonu için yeni nesil süspansiyon sistemi kullanımı dinamik konfor açısından uygun görülmektedir.

Taşıt koltukları üzerindeki müşteri beklentileri fonksiyonellik, güvenlik ve konfor olarak ele alınabilir. Koltuklar araç sürücüleri ve yolcular için en önemli konfor elemanlarından biri olarak göze çarpmaktadır. Koltuk konforu kullanıcıların sağlıkları açısından büyük önem taşımaktadırlar. Konfor; statik konfor ve dinamik konfor olarak iki farklı durum olarak ele alınmaktadır. Statik konfor, kullanıcının duran araçtaki hissiyatına bağlı olan bir durumdur. Kullanıcı ile oturduğu koltuk arasında oluşan basınç bu konforun değişkenidir. Statik konfor açısından ideal olan durum kullanıcı üzerinde basıncın en az olduğu durumdur. Dinamik konfor ise kullanıcının sürüş esnasındaki konforuna ait bir durumdur. Ses, titreşim ve sertlik parametreleri sürüş esnasında kullanıcıların dinamik konforuna etki eden parametrelerdir.

Koltuk süspansiyon sistemleri genel olarak pasif, yarı aktif ve aktif olmak üzere 3 kategoride incelenebilir. Pasif süspansiyon sistemleri sabit katsayılı bir damper ve yaydan oluşmaktadırlar. Tasarım kolaylıkları ve düşük maliyetleri nedeniyle en yaygın olarak kullanılan süspansiyon sistemleridir. Ancak sürücünün maruz kaldığı 1-5 Hz aralığındaki titreşimlerin sönümlenmesinde yetersiz kalmaktadırlar. Bu titreşimlerin en etkili şekilde sönümlendiği sistemler aktif süspansiyon sistemleridir. Ancak bu sistemler yüksek maliyetleri ve çalışma anında ihtiyaç duydukları yüksek güç tüketimlerinden dolayı çok fazla tercih edilmemektedirler. Burada fiyat-performans açısından en efektif çözümü sunan sistemleri yarı aktif süspansiyon sistemleridir. Bunlar titreşimlerin sönümlenmesinde aktif süspansiyon sistemlerine yakın bir performansa sahip olmakla birlikte fiyatları bu sistemlere göre daha düşüktür.

Yarı aktif koltuk süspansiyon sistemleri hareketli mekanizmalara gereksinim duymadan kontrol edilebilir sönümleme kuvveti üretebilen aktif bir damper ve basit bir yaydan oluşur. Aktif damper yapısı için genellikle manyetoreolojik (magneto-rheological, MR) veya elektoreolojik (electro-rheological, ER) sıvılar kullanılmaktadır. Ancak son yıllarda Lord® firması tarafından geliştirilen MR damperler yüksek akma mukavemeti, yüksek sıcaklık değerlerinde kararlı çalışabilme ve düşük güç tüketimi gibi özellikleri ile ticari kullanımlarda yoğun olarak tercih edilmektedir.

Bu çalışmada, ticari araç sürücü koltuğu süspansiyon sistemleri için dinamik konforun incelenmesi çalışmaları yapılmıştır. Çalışma kapsamında öncelikle mevcut pasif süspansiyon sistemine sahip yeni bir ticari taşıt sürücü koltuğu tasarlanmış ve prototip imalatı yapılmıştır. Bu prototip koltuğun bir taraftan teorik modeli kurulup analizleri yapılırken diğer taraftan deneysel çalışmalar yapılmıştır. Daha sonra değişken sönüme sahip MR damper kullanılarak teorik ve deneysel sonuçlar elde edilmiştir. Çalışma sonucunda; yarı aktif süspansiyon sisteminin pasif sisteme göre sönümleme kabiliyeti bakımından daha uygun olduğu ancak yarı aktif için gereken elemanların yüksek fiyatlı ve çoğunlukla ithal olmaları nedeniyle de daha maliyetli olduğu görülmüştür.

## 2.KAYNAK ARAŞTIRMASI

Son yirmi yılda yapılan çalışmalara bakıldığında süspansiyon sistemleri ve araç titreşimlerinin sürücüye olan etkileri üzerine birçok bilimsel çalışma yapıldığı görülmektedir. Bu çalışmaların büyük çoğunluğu taşıt süspansiyonu olarak tanımlanan yol ile taşıt şasesi arasında kullanılan süspansiyon sistemlerine yöneliktir. Diğer önemli bir kısmı ise yoldan ve araç motorundan gelen titreşimlerin sürücü üzerindeki fiziksel ve psikolojik etkilerini inceleyen çalışmalardır. Koltuk süspansiyon sistemlerine yönelik yapılan çalışmalar bahsedilen iki gruba göre daha az olmasına rağmen mevcuttur. Koltuk süspansiyon sistemlerinin ele alındığı çalışmalarda genellikle traktör veya kamyon gibi araçların sürücü koltukları incelenmiştir. Bu çalışmanın konusu olan hafif ticari araç sürücü koltuğunun süspansiyon sistemine yönelik çalışmalara ise pek rastlanmamıştır.

Literatürde mevcut çalışmalardan bu tez konusuna katkı sağladığı düşünülenlere aşağıda kısaca yer verilmiştir.

Şahin ve ark. (2005), yayınlamış olduğu makalesinde, kamyon, kamyonet ve traktör gibi ticari araçlara uygulanabilen manyetik sıvılı yarı aktif bir süspansiyon sistemi üzerinde durulmuş ve mekanik davranışları araştırılmıştır. Bu araştırmada, değişik çalışma koşulları altında damperde oluşan gerilmeler ve bunların damper üzerindeki etkileri sonlu elemanlar analizi ile incelenmiştir.

Spencer ve ark. (1997), yayınlamış olduğu makalesinde, yarı aktif kontrol sistemlerinin günümüzde çok yaygın bir kullanımı olduğunu ve büyük güçte enerji gerektirmeden aktif kontrol cihazlarını uygun bir biçimde kullanılabilceğini vurgulamıştır. MR damperler yarı aktif bir kontrol sistemi olup, bu damperde MR akışkan ile kontrol etmiştir. MR damperlerin eşi benzeri olmayan özelliklerinden maksimum bir biçimde faydalanmak için kontrol algoritmasını ve damperin kendine özgü doğrusal olmayan davranışını yeterince karakterize edebilmek için model geliştirmiştir. Ayrıca prototip bir damper tasarlamıştır. Prototip damperden elde edilen deneysel sonuçların karşılaştırılması ile geliştirilen modelin geniş çalışma şartlarında, kontrol tasarımında ve analizinde yeterli olduğunu ispatlamıştır.



Phulé (2001), yayınlamış olduğu makalesinde, son zamanlarda pek çok avantajları nedeniyle ilgi çeken MR akışkan ve cihazların uygulamasını ve özelliklerini kısaca özetleyerek anlatmıştır. MR akışkanların otomotiv sektöründe ve diğer teknoloji sektöründe uygulamalarını hacim hatlarıyla da anlatmıştır.

Yazıcı ve ark. (2008) yaptıkları çalışmada, MR damper kullanılarak tasarlanan yarı aktif koltuk süspansiyon sisteminin titreşimleri sönümlenme performansı için geliştirilen test düzeneğinde iki farklı kontrol yöntemi için, doğrusal karesel regülatör (Linear Quadratic Regulator, LQR) ve havaya-asma (sky-hook), yapılan gerçek zaman uygulamaları ile incelenmiştir. Yapılan gerçek zaman uygulamalarında tasarlanan yarı aktif koltuk süspansiyon sisteminin tahrik sistemi tarafından üretilen 1-5 Hz aralığında,  $\pm 2-5$ cm genliğindeki titreşimleri % 70'e varan oranlarda sönümleyebildiği gösterilmiştir.

Lewis ve Griffin. (2002), yaptıkları çalışmada farklı koltuk minderlerinin titreşim izolasyon karakteristiklerini incelemiştirler. Beş farklı koltuk minderinde tek serbestlik dereceli gerçek insan ve bir kukla model kullanarak ivme aktarım sonuçlarını elde etmişlerdir. Aktif insan ve kukla model için elde edilen frekans cevap eğrileri karşılaştırıldığında oldukça yakın eğriler elde etmişlerdir. Tasarımın doğası gereği rezonansa neden olan kaçınılmaz bir doğal frekans vardır ve tamamen pasif elemanlarla bu rezonans frekansının bastırılmadığını göstermişlerdir.

Choi ve ark. (2003), yaptıkları çalışmada ER sönümleyici kullanan yarı aktif koltuk süspansiyon sisteminin matematik modelini kurmuş ve kayan kip kontrol kanununu uygulayan deney düzeneğini tasarlamış ve imal etmişlerdir. Deneysel ve teorik çalışmalarını kontrollü ve kontrolsüz olarak test etmişlerdir. Kontrol edilen sistemin insan için rezonans frekansı olan değerler civarında titreşim izolasyonunu büyük oranda iyileştirdiğini göstermişlerdir.

Wu ve Griffin (1997), ER damper kullanan sistemde farklı kontrol stratejisi geliştirmişlerdir. ER sönüm elemanının farklı sıklıkları için rezonans frekansı civarında deneyler yapmış. Aç-kapa denetimin, sıkı ve yumuşak modlar arasında iyi bir uyum sağladığını göstermişlerdir.

McManus ve Clair (2002), yaptıkları çalışmada pasif ve MR damper kullanan yarı aktif süspansiyon sistemini karşılaştırmışlardır. Farklı koltuk pozisyonları için sistemin titreşim izolasyon karakteristikleri incelenmiş ve tüm koltuk pozisyonlarında, klasiğe göre yumuşak ve sıkı karakterli MR damperin kullanıldığı süspansiyon sisteminin daha iyi performansa sahip olduğunu göstermişlerdir.

Kawana ve Shimogo (1998), yaptıkları çalışmada sürücüye aktarılan düşey ivmeyi minimize etmek için titreşim kontrol sistemi tasarlamışlardır. Eyleyici olarak elektrik servo motor kullanmışlardır. Eyleyicili ve eyleyicisiz durumda koltuk çerçevesi ve kukla modele aktarılan titreşimin rezonans frekanslarında önemli ölçüde bastırıldığını göstermişlerdir.

Malowicki ve Leo (2001), yaptıkları çalışmada indüklenmiş gerilme eyleyicili aktif koltuk süspansiyon sistemini incelemişlerdir. Sürücünün ve taşıtın süspansiyon modeli de sisteme katılarak komple incelenmiştir.

Tuncel (2008), “Kamyon Kabin Süspansiyonun İncelenmesi ve Konfor Optimizasyonu” isimli tez çalışmasında, Ford Cargo kamyon kabininin konforunu iyileştirmek için bozuk yollarda sistem doğal frekansını hesaplamıştır. Sürüş konforunu incelemek için MATLAB yazılımını kullanarak bir model oluşturulmuş ve oluşturulan bu modelin doğruluğu toplanan veriler ile kontrol edilmiştir. Konfor parametreleri ISO 2631 standart temel alınarak yapılmıştır.

Hacıoğlu (2008), aktif süspansiyon için geri beslemeli bir kontrol sistemi geliştirerek sürüş konforu üzerindeki etkilerini incelemiş, belirlenen kriterlerin farklı koşullarda sabit kalmasını sağlamaya çalışmışlardır. Elde edilen 7 serbestlik dereceli lineer olmayan matematiksel tam araç modeli ile oluşturulan kontrol sistemi denenmiştir. Sonuçlara göre yolcu konfor değerlerinin geliştirildiği bildirilmiştir.

Karen ve ark (2012), yaptıkları çalışmada, tam araç modeli üzerine oturtulan koltuk için sürüş konfor parametrelerini belirlemişlerdir. Bu çalışmada, tam araç süspansiyon

sisteminin benzetim tabanlı modelin sürüş konforunu tahmin etmek için önermişlerdir. Yapılan çalışmada, altı farklı yolda hareket eden dört farklı karayolu taşıtı ile toplanan, koltuk yüzeyi, koltuk sırtı ve ayak taban ivmeleri benzetim için kullanılmışlardır. Bu model kullanılarak, sürüş konforu değerlerinin fiziksel prototipe gerek kalmadan hesaplanabileceğini ve bu benzetim tabanlı yaklaşımın tasarım aşamasında yardımcı bir araç olarak çok yararlı olabileceği gösterilmiştir.

Brogioli ve ark.(2011), yaptıkları çalışmada sürüş konfor değerlendirmesi için kullanılabilecek yolcu/koltuk modelini analiz etmişlerdir. Çalışmanın nihai amacı, araç koltuğu tasarımcıları için özellikle yaşamlarını araç üzerinde çalışırken geçiren insanlar için rahat (ve sağlıklı) koltuk geliştirmeyi sağlayan kapsamlı bir çerçeve oluşturmaktır.

Taşıt koltuğunda oturan kişiye, sırtlığın titreşimin iletiminin incelendiği bu çalışmada, koltuğa çoklu titreşim girdisi uygulanarak çıktılar incelenmiştir. Sürüş sırasında koltuk tabanından 12 giriş sinyali (4 köşede 3 eksenli titreşim), 6 çıkış sinyali (Sırtlıkta ve koltuk panelinde 3 eksenli titreşim) ölçülmüştür. Sonuçlar koltuğun farklı dört pozisyonu arasında çeşitli titreşim girdileri ile gösterilmiştir. Koltuğun sol tarafındaki iki ivme girdisi ve sağ tarafındaki ivme girdisi birbirleriyle benzerdir. Aynı zamanda koltuğun arkasında ve önündeki yanal ivme girdileri de büyük benzerlik göstermektedirler. Çoklu giriş kanalı üzerinden koltuk titreşim iletimini çalışmak için bir bilgisayar programı geliştirilmiştir ve bu program koltuğun titreşim aktarılabilişliğini 12 ve üstü farklı girdiyle hesaplanmasına izin vermektedir. Çok eksenli titreşiminin koltuktaki iletimi tek girdili, çift girdili, altı girdili sekiz girdili modellerle araştırılmışlardır. Sonuçlar sırtlığın sadece dikey yöndeki titreşimini göz önüne alındığında, sırtlıktaki titreşimlerin önden arkaya olan titreşime katkıda bulunduğunu göstermiştir. Sırtlığın aktarılabilişlikteki birincil pik değeri 4-5Hz civarında meydana gelmektedir. İletim karakteristiğinin aynı kalmasına rağmen çok girişli modeller kullanıldığında problemin tutarlılığı geliştirilmiştir. Sırtlıktaki yanal titreşimin iletimi tek girişli ve çift girişli modeller kullanılarak çalışıldı. Tek girdili modellerle koltuk tabanındaki yanal ivmenin, sırtlıktaki yanal ivmeye iletimi 18-35Hz arasında olmuştur ve 26Hz civarında pik değerinde gerçekleşmiştir. 20Hz üzerindeki frekanslarda daha düşük frekanslara göre tutarlılık daha yüksektir. Düşük frekanslardaki tutarlılık çift girişli modellerle iyileştirilmektedir. Dikey titreşimlerin sırtlıktaki dikey

titreşime iletimi tek girişli, çift girişli, dört girişli ve altı girişli modeller kullanılarak araştırılmıştır. Sonuçlar sırtlıtaki dikey yöndeki ivmelenmeyle koltuk tabanının dört köşesindeki dikey ivmelenme arasında yüksek bir etkileşim olduğunu göstermektedir. Tek girdili modeller koltuğun yatay doğrultudaki titreşim iletimini çalışmak için yeterli değildir ancak dikey yöndeki titreşim iletiminde özellikle de düşük frekanslar söz konusuysa tek girdili modeller yeterli olabilirler (Qiu ve Griffin 2004).

Otomobil yol titreşimlerinin değerlendirilmesi için ISO2631 ve BS6841 konfor kriterlerinin performansının araştırıldığı çalışmada koltuklardan dolayı insan vücudunca algılanan tranziyen titreşimlerin deneysel araştırması yapılmıştır. 30 katılımcı (25 Erkek, 5 Bayan), Avrupa B segmenti araçlarda kullanılan deneysel değerlerden, 6 ivme sinyalinin kombinasyonlarına maruz bırakılan rijit bir koltuğa oturtuldular. Bir pürüzlü yol girdisi ile boylamasına koltuk ivmelenmesi olacak şekilde bir konfor test cihazı kullanılmıştır. Data 250Hz lik bir örnekleme hızıyla kazanılmış ve 0.5-50Hz aralığında olmak için band geçirici süzgeçten geçirilmiştir. 3 tane yol sinyali, iki referans r.m.s genlikleri  $0.6\text{m/s}^2$  ve  $1.2\text{m/s}^2$  'ye göre yeniden ölçeklendirilmiştir ve böylece 6 tane test sinyali değeri oluşmuştur. Bu 6 temel sinyal, iki saniyelik aralıklarla ayrılmış 15 saniye değeriyle oluşturulmuş 30 eşleştirme-karşılaştırma değerini biçimlendirmek için kullanılmıştır. Özel bilgi, katılımcıların algılarının karşılaştırmalı yargı kuramı (Comparative Judgment Theory) diye adlandırılan algılama skalasına dönüştürülerek elde edilmiştir ve 15 saniyelik yol datasından hesaplanan VDV değerleri ve r.m.s değerleri, ağırlıksız, ISO2631 ve BS6841 frekans ağırlıklı formlarda karşılaştırılmıştır. Frekans ağırlıklı ölçümler hem r.m.s. hem de VDV, insanın titreşimsel konforuna onun yüksüz eşdeğerinden daha iyi bir yaklaşım bulmak için bulunmuştur. Sınırlı bir zaman içinde elde edilen datalarla, başlangıç değerleri ISO2631 ve BS6841 değerlendirme prosedürlerinin konforsuzluk çıkışı düzeyinde değerlendirilmiştir. (Giacomin ve Hacaambwa 2001)

Dinamik koltuk konforunu öngörmek için koltuk etkili genlik aktarılabirliği (seat effective amplitude transmissibility – SEAT) değerlerinin kullanımının açıklandığı çalışmaya göre, SEAT değeri; koltuk üstünden elde edilen titreşim değerinin, zeminden elde edilen titreşim değerine oranıdır. SEAT değerleri, bir koltuğun titreşim izolasyon

verimliliğini belirlemek için yaygın bir şekilde kullanılır. Bu çalışmada 16 farklı araç koltuğunu 6 farklı insanda değerlendirerek deneysel sonuçlar ile tahmini SEAT değerleri karşılaştırılmıştır. SEAT hesaplamalarında ve testler için dikey yönde pürüzlü bir yol uyarıcı kullanılmıştır. SEAT değerleri dikey titreşim girdilerinin güç spektrum yoğunluğu kullanılarak tahmin edilir. Tahmini SEAT değerleri, ortalama ölçüm değerleri ve belirgin korelasyon ( $R^2=0.94$ ) ile karşılaştırılarak ortalama değer elde edilmiştir. Sübjektif derecelendirme Ford taşıt titreşim simülatörü üzerinde elde edilmiş olup değerlendirme sırasında statik konfor eğilimi ihmal edilip bir eşleştirmeli karşılaştırma metodolojisi kullanılmıştır. Sonuçlar SEAT değerleri ve sübjektif oranlar arasında iyi bir korelasyon ( $R^2=0.94$ ) olduğunu göstermiştir. Bu çalışmada farklı metotlarla SEAT değeri denklemleri açıklanmıştır (Niekerk ve ark. 2003).

Koltuk süspansiyon sistemleri istenmeyen titreşimleri azaltmak için basit ve etkili bir metot olarak kullanılmaktadır. Dahası, koltuk titreşim enerjisi 10 Hz'in altındaki düşük frekanslarda yoğunlaştığı için koltuk süspansiyonları düşük frekans bölgelerinde oldukça etkilidir. Bu frekanslar ise insan vücudu için kritik rezonans frekansları seviyesindedir. Bu nedenle uygun süspansiyon sistemi bileşenleri ile koltuk frekansının insan sağlığı için hassas olduğu 2-4 Hz'lik frekans bölgesinden uzaklaştırılması gerekmektedir.

Titreşimlerin azaltılması genelde sistemden enerji atılmasını gerektirdiğinden, yarı aktif askı sistemlerinde değişken sönümleyicilerin kullanılması benimsenmiştir. Yarı aktif askı sistemleri aktif sistemlere göre daha basit, daha az ilk yatırım gerektiren ve daha az enerji kullanımına ihtiyaç gösteren sistemlerdir.

Yarı aktif bir kontrol elemanı olarak MR damperler, geniş bir frekans aralığında çalışan koltuk süspansiyon sistemleri için uygun bir sönümleme elemanıdır. Bu damperlerin mekanik basitliği, yüksek dinamik çalışma alanı, düşük güç gereksinimi, büyük güç kapasitesi ve sağlam oluşu, bu cihazları başlıca inşaat, uzay ve otomotiv mühendisliği alanlarındaki birçok titreşim azaltıcı uygulamalarda cazip ve etkili kılmaktadır. (Engin ve ark.2008).

Aktif süspansiyonlu koltuk % 90 oranında izolasyon imkânı sağlamaktadır. Bu değer piyasadaki hiçbir koltuğun erişebildiği bir değer değildir. ISO normlarına göre yapılan karşılaştırma deneyinde, traktör platformunda belirlenen frekans ağırlıklı KOK (Kareler Ortalamasının Karekökü) ivme değeri 1,30 m/s<sup>2</sup>, karşılaştırma amacıyla kullanılan pnömatik süspansiyonlu pasif bir koltuk üzerindeki ivme değeri 1,05 m/s<sup>2</sup> ve aktif süspansiyonlu koltukta ise, 0,35 m/s<sup>2</sup> olarak belirlenmiştir. Buna göre aktif süspansiyonlu koltuk, pnömatik süspansiyonlu koltuğa göre % 66 ve traktör platformuna göre % 75 oranında izolasyon imkanına sahiptir (Çay 2006).

Fischer ve Isermann (2004)'in çalışmasında ise pasif sistemlerle yarı aktif sistemlerin performansı arasında ayrıntılı bir karşılaştırmaya gidilmiştir. Buna göre; yapısında rheological akışkan kullanılan benzer bir sönümleyiciyle gerçekleştirilen yarı aktif süspansiyon sisteminde pasif elemanlar kullanılan bir süspansiyon sistemine göre sürüş konforu açısından %20-30, sürüş güvenliği açısından da %10-25 arasında daha iyi sonuçlar elde edilmektedir. Aktif süspansiyon sistemlerinde ise bu oranlar sadece ve sadece sürüş konforu için >%30 ve sürüş güvenliği için de %25'e çıkmaktadır. Sonuç olarak basit yapıları olan ve çok az harici enerji kaynağı gerektiren yarı aktif süspansiyon sistemleri aslında oldukça iyi performans değerleri sunmaktadır.

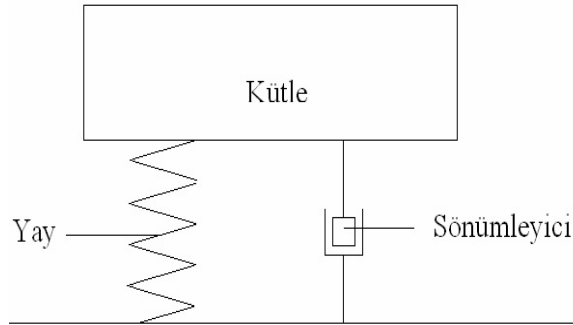
### 3. GENEL BİLGİLER

Bütün mekanik sistemlerde olduğu gibi taşıtlarda da titreşim olgusu, hem yolcu hem de taşıtı oluşturan elemanlar için sorun teşkil etmektedir. 1886'da Manneheim'da hareket eden ilk taşıttan günümüze kadar bu titreşim probleminin önlenmesi için çeşitli süspansiyon sistemleri tasarlanmış ve geliştirilmiştir. Araç konforunu olumsuz yönde etkilemekte olan bu titreşimler, artan müşteri ve konfor beklentilerinin karşılanamamasına sebep olmaktadır. Minibüs, otobüs gibi ticari araçların neredeyse günün %70 ini yolda geçirdiği göz önüne alındığında araç konforunun sürücü için önemi daha net ortaya çıkmaktadır. (Tuncel 2008)

Bu çalışmada bir ticari araç sürücü koltuğunun dinamik konforunun incelenmesi ele alındığından bu bölümde öncelikle titreşim ve etkileri daha sonra da titreşimlerin sönümlenmesinde kullanılan süspansiyon sistemleri hakkında temel bilgiler verilecektir.

#### 3.1 Titreşim

Titreşim bir kütlenin referans bir pozisyon etrafında yapmış olduğu salınım hareketidir. Başka bir deyişle titreşim, bir kütlenin belirli bir merkez etrafında çevrimsel hareketi olarak da ifade edilebilir. Titreşim, bir kütlenin elastik bir eleman üzerinde salınım hareketi yapmasıyla oluşur. Kütle ve elastik elemandan oluşan bu sistem, titreşim sistemi olarak adlandırılır. Basit bir titreşim sistemi Şekil 3.1'de görülmektedir. Şekil 3.1'de görülen titreşim sisteminde kütle kinetik enerjiyi, yay ise potansiyel enerjiyi depo eder. Titreşim, potansiyel enerji ve kinetik enerji arasında enerji dönüşümü ile oluşur. Salınım sırasında sistemden enerji alarak, hareketi yavaşlatan ve sonunda durduran elemana sönümleyici denir (Çay 2006).



Şekil 3.1. Titreşim sistemi

Bir titreşim sistemindeki temel elemanlar aşağıdaki şekilde tanımlanabilir:

- **Elastik Elemanlar (Yaylar):** Yaylar titreşim sistemlerindeki kütleleri birbirine bağlayan ve kütlelerin bağıl hareketlerini sağlayan elemanlardır.
- **Atalet Elemanları:** Kinetik enerji depolayan elemanlardır. Atalet elemanları öteleme ve dönme hareketlerini ayrı ayrı yapabilecekleri gibi, hem öteleme hem de dönme hareketini birlikte gerçekleştirilebilirler.
- **Sönüm Elemanları:** Sönümlü sistemlerde enerji yutumunu sağlayan elemanlardır. Amortisör tipi elemanlar akışkan sürtünmesi ile enerji kaybını sağlarlar ve titreşim genliklerini eksponansiyel olarak azaltırlar. Sönüm elemanlarında mekanik enerji ısı enerjisine dönüşür (Türkkan 2014).

Titreşim hareketi periyodik ve random (gelişigüzel) titreşim hareketi olarak iki sınıfa ayrılabilir. Periyodik titreşim hareketi, belirli bir sürede aynen veya kısmen tekrar etme özelliğine sahip bir harekettir. Random titreşim hareketi ise, zamanla tekrarlanabilme özelliğine sahip değildir.

Periyodik titreşim hareketinde, hareketin tekrar süresine periyot (T), ve saniyede meydana gelen hareket sayısına frekans (f) adı verilir. Matematiksel tanım ile frekans periyodun tersidir ve aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$f = T^{-1} = \frac{1}{T} \quad (3.1)$$

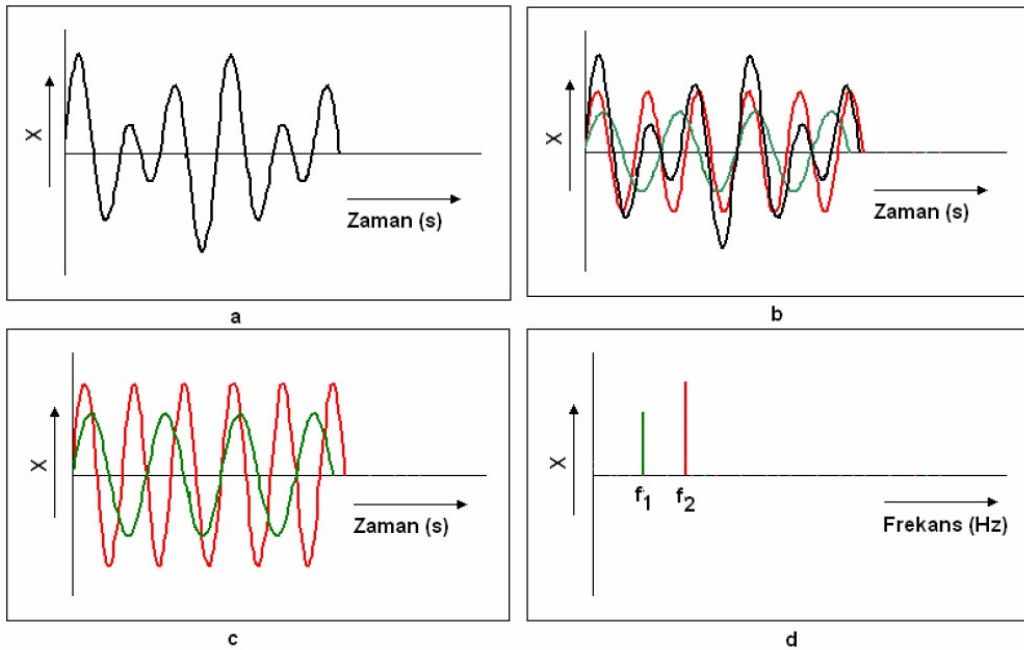
Periyodun birimi saniye (s), frekansın birimi Hertz (Hz)'dir. Sistemin sürtünmesiz serbest titreşimi esnasında ki frekansına doğal frekans denir. Uygulanan dış kuvvet frekansının, sistem doğal frekansına eşit olması durumunda, **rezonans** meydana gelir. Rezonans giriş ve çıkış genlikleri oranının sonsuza gitmesi demek olup sönüm oranına bağlı olarak sınırlandırılabilir. Ancak işletme frekansı ile doğal frekansın çakıştırılmamaları gerekir. Böyle bir durumda titreşim genliğinin çok artması ve meydana gelecek istenmeyen olaylardan (gürültü, kırılma, vb.) korunmak için, sistemin doğal frekansı bilinmelidir.

Serbest titreşim, sistemin statik denge konumundan uzaklaştırılıp bırakılması halinde yaptığı periyodik harekettir. Uygulanan kuvvetler, yay kuvveti, sürtünme kuvveti ve kütlelerin ağırlığıdır. Sürtünme olması halinde, titreşim zamanla azalır. Genellikle  $F(t)=F_0 \sin \omega t$  veya  $F(t)=F_0 \cos \omega t$  şeklinde dış kuvvetlerin sisteme etkimesi halinde,



titreşim hareketi **zorlanmış titreşim** olur. Zorlanmış titreşim hareketlerinde, sistem kendi doğal frekansı ile olduğu kadar, uygulanan dış kuvvet frekansı ile de titreşime zorlanır. Sürtünme olması halinde, hareketin doğal uygulanan sinüsoidal dış kuvvetin ihtiva etmediği bölümü, zamanla söner. Neticede sistem, ilk şartlardan ve kendi doğal frekansından bağımsız olarak, uygulanan dış kuvvetin frekansı ile titreşir. Dış kuvvetin etkilerinde meydana gelen titreşime, düzgün titreşim hali veya tepki denir.

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 de ve üç açılal doğrultuda ölçülür. Titreşim hareketi birçok doğrultu ve eksen de meydana geldiği için, bir başka deyişle birden fazla bileşenden oluştuğu için, zaman düzleminde bir titreşim hareketini incelemek zordur. Bu yüzden titreşim ölçme ve değerlendirme uygulamalarında frekans spektrumu kullanılır. Frekans spektrumu, bir titreşim hareketinin frekans ve titreşim niceliğine bağlı bir fonksiyon olarak gösterimidir. Şekil 3.2’de bir titreşim hareketi zaman düzleminde ve frekans düzleminde gösterilmiştir.



Şekil 3.2. Titreşim hareketinin zaman ve frekans düzleminde gösterilmesi

Şekil 3.2.a’da periyodik, fakat harmonik olmayan bir titreşim hareketi görülmektedir. Her ne kadar görünüşte harmonik olmasa da bu hareket, aslında frekansları ve genlikleri farklı iki adet harmonik bileşene sahiptir (Şekil 3.2.b ve Şekil 3.2.c). Bu bileşenlerin zaman

düzleminde analiz edilmeleri oldukça zordur. Bu yüzden hareket frekans düzleminde incelenir (Şekil 3.2.d) (Çay 2006).

Hareket yapan sistemin, bilinen fiziksel yasalar kullanılarak elde edilen ve zamana bağlı matematiksel ifadesine *hareket denklemi* denir. Titreşim problemlerinde hareket denklemi oluşturulurken sistem kütle-yay-sönüm elemanı cinsinden basitleştirilir ve mevcut yöntemlerden biri (Newton'un hareket kanunu, enerji yöntemi, vb.) kullanılarak sistemin hareketini tanımlayan diferansiyel denklemler (hareket denklemleri) elde edilir. Daha sonra, bu denklemlerin çözümü ile sistemin, doğal frekans, sönüm oranı, kütlelerin denge konumuna göre yer değiştirmesi, hızı, ivmesi gibi büyüklükleri tayin edilir.

### 3.2. Titreşimin İnsan Üzerine Etkileri

Yoldan gelen uyarılar, tekerlekler aracılığıyla, yay ve sönüm elemanları üzerinden taşıt gövdesine geçerler. Genelde dört tekerlekli olan taşıtların gövdeleri dikey, yatay, başvurma ve yalpa titreşimleri yapmaktadır. Taşıt içinde oturan kişiye bu titreşimler yine yay ve sönüm elemanlarından oluşan koltuk sistemi aracılığıyla iletilmektedir. İnsan vücudu titreşim yapan bir sistem olarak ele alındığında, farklı doğal frekansları olan organların titreşim genliklerine göre değil, daha çok frekanslarına göre algılama yaptıkları ve etkilendikleri bilinmektedir. Bu konuda yapılan araştırmalar subjektif algılar ile fiziksel ölçüm değerleri arasında frekansa bağlı bir ilişki olduğunu göstermektedir.



Şekil 3.3. İnsan vücudu doğal frekansları (Çay 2006)

Titreşimin insana etkileri üzerine birçok çalışma söz konusu olmuştur. İnsanın titreşime dayanımı ve sürüş konforu için akıllı bir kriter araştırması, konunun bireysel tercihlere dayanması ve çoğu halde cevabın kişiye bağlı olması tam ve net olmayan sonuçları ortaya çıkarmaktadır. Yıllar boyunca sayısız sürüş konfor kriteri teklif edilmiştir.

Els (2005) çalışmasında günümüzde dünyada dört adet sürüş konfor indeksi hesaplama metodunun olduğunu belirtmiştir. Çalışmaya göre, Avrupa'da çoğunlukla ISO 2631 standardı kullanılmakla birlikte İngiltere'de BS 6841, Almanya ve Avusturya'da VDI 2057 kullanılmaktadır. Ortalama Sönümlenmiş Güç veya AAP 'nin ise Amerika'da kullanıldığı belirtilmiştir. Bu çalışmada ISO 2631 ile VDI 2057 aynı tolerans eğrilerini kullandığı, BS 6841 ve ISO 2631'in ise prensip olarak aynı yöntem ve hesaplama şekillerine sahip olduğu ifade edilmiştir.

ISO 2631 standardına göre; titreşim hareketinin insan üzerindeki etkileri iki frekans aralığında değerlendirilmektedir:

0.5 Hz – 80 Hz aralığındaki titreşimler insan sağlığı, konforu ve algıları üzerinde etkili olmaktadır.

0.1 Hz – 0.5 Hz aralığındaki titreşimler ise insan üzerinde taşıt tutmasına yol açmaktadır.

Yine aynı standarda göre konfor kriteri için kabul edilebilir titreşim genlikleri arasında aşağıdaki şekilde bir gruplandırma yapılmaktadır. Ancak titreşim hareketi bazı kişiler için kabul edilebilir bir olgu iken bazı kişiler için sinir bozucu ve rahatsız edici olabilmektedir. Bu yüzden konfor hissi için doğruluğu kesin bir sınıflandırma yapmak zordur.

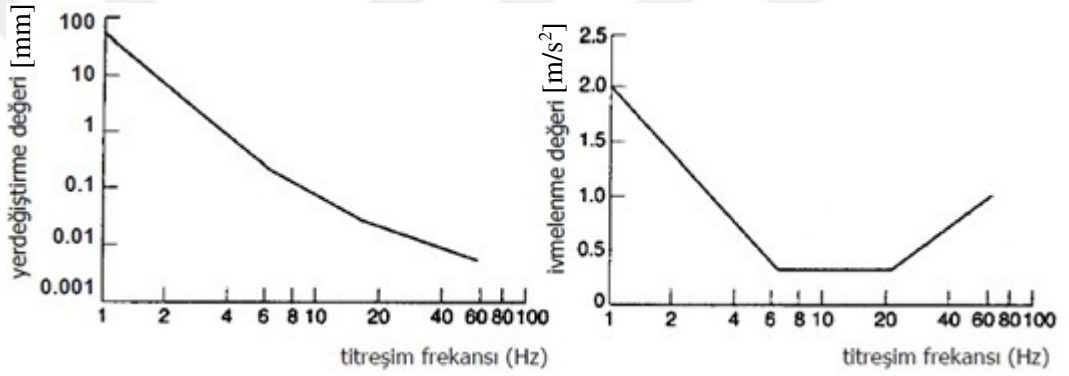
0.315 m/s <sup>2</sup> ' den küçük değerler için	⇒	konforsuz değil
0.315 m/s <sup>2</sup> – 0.63 m/s <sup>2</sup> arası değerler için	⇒	biraz konforsuz
0.5 m/s <sup>2</sup> – 1 m/s <sup>2</sup> arası değerler için	⇒	neredeyse konforsuz
0.8 m/s <sup>2</sup> – 1.6 m/s <sup>2</sup> arası değerler için	⇒	konforsuz
1.25 m/s <sup>2</sup> – 2.5 m/s <sup>2</sup> arası değerler için	⇒	çok konforsuz
2 m/s <sup>2</sup> ' den büyük değerler için	⇒	oldukça konforsuz

Bunların yanı sıra standartlaşmamış olmakla beraber, konuyla ilgili yapılmış ilk bilimsel çalışma olma özelliğini taşıyan ve Society of Automotive Engineers (SAE) tarafından da kabul görmüş olan Janeway Konfor Ölçütü'nden de bahsetmek uygun olacaktır. Şekil 3.4'de grafikleri verilen bu kritere göre; taşıt, tek bir frekans bileşeninden sahip sinüzoidal tipteki düşey doğrultulu titreşime maruz kalmakta ise konfor limitleri aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır:

$$0 \leq f \leq 6 \text{ Hz değeri için tepe refleks değeri} \leq 12.6 \text{ m/s}^2$$

$$6 \text{ Hz} \leq f \leq 20 \text{ Hz değeri için tepe ivmelenme değeri} \leq 0.33 \text{ m/s}^2$$

$$20 \text{ Hz} \leq f \leq 60 \text{ Hz değeri için tepe hızlanma değeri} \leq 0.0027 \text{ m/s}^2$$

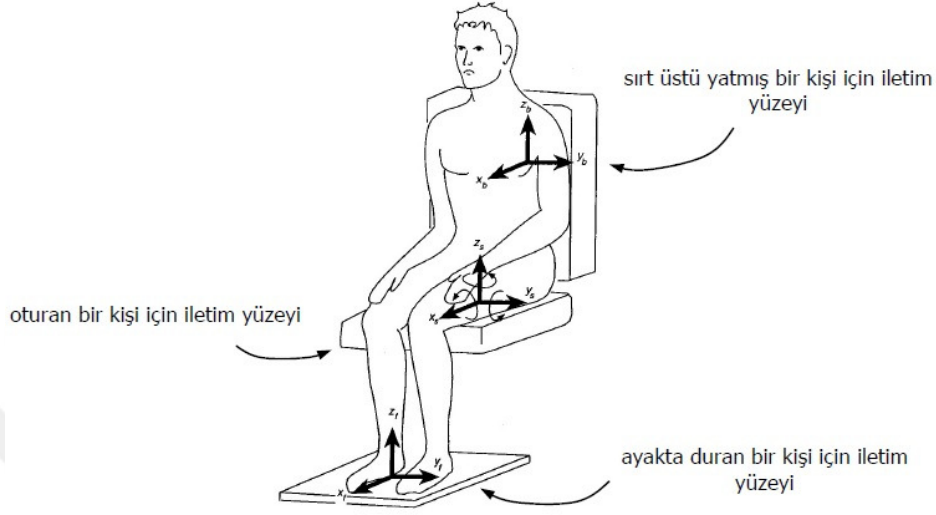


Şekil 3.4. Janeway' e göre konfor ölçütü grafikleri

Janeway'in konfor ölçütleri, insan vücudunun 4 Hz – 8 Hz frekans aralığındaki düşey doğrultulu titreşimlere karşı çok duyarlı olduğunu belirtmektedir. Bu ölçüt, konfor açısından rahat bir taşıtın tasarımı esnasında mutlaka göz önünde bulundurulması gereken bir ölçüt olmaktadır. Buna göre taşıt yaylı kütesinin doğal frekansının 4 Hz değerinin altında, yaysız kütenin doğal frekansının ise 8 Hz değerinin üzerinde olacak şekilde tasarlanması gerekmektedir. Genellikle günümüz taşıtlarının yaylı kütlelerinin doğal frekans değer aralıkları 1 Hz ile 4 Hz değerleri arasında olmaktadır.

Titreşimler insan vücuduna Şekil 3.5'de görüldüğü gibi destek yüzeyleri üzerinden iletilmektedir. 1 Hz' den küçük frekanslı titreşimlerde gövde ve oturağın düşey doğrultudaki hareketleri hemen hemen aynı ve bu anda titreşimin iletimi de birebir olmaktadır. Titreşimin frekansının artmasıyla birlikte gövdenin hareketleri oturaktan ölçülen değerden daha fazla olmakta iletilebilirlik değeri bir ya da daha fazla frekans

değerinde (rezonans frekansları) tepe yapmaktadır. Yüksek frekanslarda ise tam tersi olarak iletilebilirlik düşmekte yani gövdenin yaptığı hareket oturaktan daha az olmaktadır. Görüldüğü gibi iletilebilirliğin en yüksek değerlerini aldığı frekanslar, titreşimin doğrultusuna ve kişinin duruş şekline göre değişiklikler göstermektedir.



Şekil 3.5. Titreşimlerin insan vücuduna iletim yüzeyleri (Düven 2007)

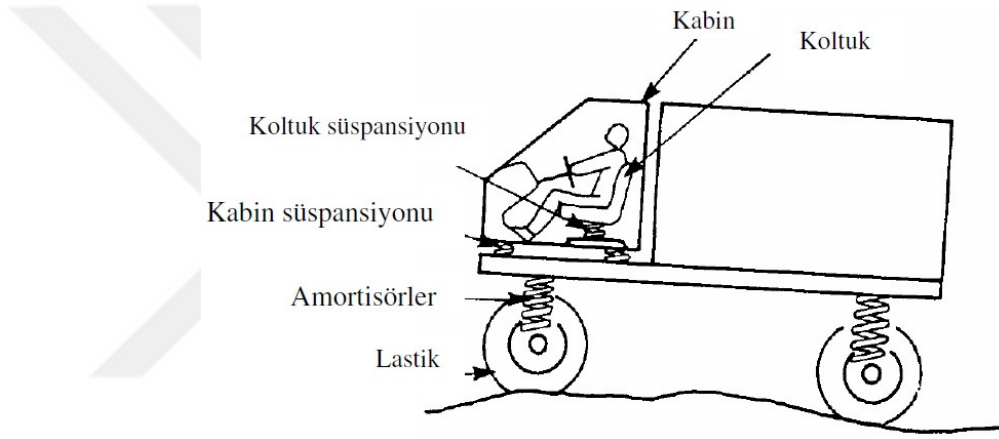
Taşıtlarda sürüş konforu ve sürüş güvenliğini arttırmanın yolu titreşim hareketlerinin bastırılmasından geçmektedir. Taşıtlarda titreşim hareketlerini bastırma amacıyla kullanılan sistemler süspansiyon sistemleri olarak tanımlanmaktadır Tezin bu kısmında süspansiyon sistemleri hakkında genel bilgiler verilecek, tez çalışmasında yer alan sistemler ve sönümleme elemanları tanıtılacaktır.

### 3.3. Süspansiyon Sistemleri

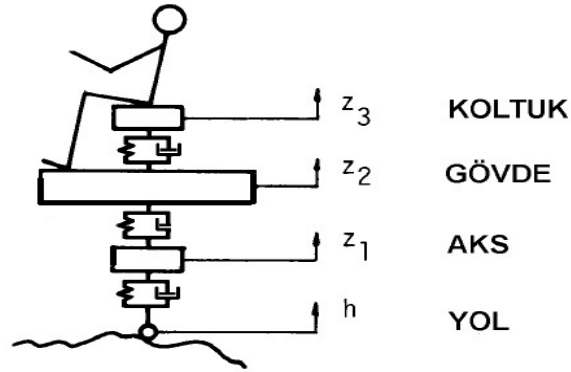
Araçlarda yoldan gelen titreşimlerin sürücüye ulaşmasını engellemek veya etkisini azaltmak için farklı noktalarda süspansiyon sistemleri kullanılmaktadır. Süspansiyon sistemlerin birbiriyle çelişen iki temel amacı vardır. Bunlar sürüş konforu ve sürüş dinamiğidir. Sürüş konforunu araçların seyir halindeyken aracın yol düzgünlüklerinden gelen etkilerin yolcu ve sürücülere olan etkileri belirler. Sürüş dinamiği ise temel olarak aracın manevra alma kabiliyeti, ani manevralarda gösterdiği performans olarak bilinmektedir. Sürüş konforunda genel olarak beklenen daha yumuşak süspansiyon sistemi ile yol düzgünlüklerinden kaynaklanan etkilerin sürücü ve

yolculara iletilmesini engellemekken, sürüş dinamiğinde ise daha sert süspansiyon sistemi ile aracın savrulmasının ve yan yatmasının az olmasıdır (Alpak 2014).

Şekil 3.6'da taşıt titreşimlerinin iletimini ve sönümünü sağlayan elemanlar görülmektedir. Bu süspansiyon sistemlerinden sürücü koltuğu ile araç gövdesi arasına yerleştirilen, koltuk süspansiyon sistemleri sürücüye etkileyen tüm titreşimleri sönümleyebilmenin yanı sıra gerek basit yapıları ve gerekse aracın hareket kabiliyetini sınırlandırmamaları nedeniyle etkin bir şekilde kullanılmaktadırlar. Taşıttaki sürücüye ve yolcuya etkileyen titreşimler; yol pürüzlülüğü, taşıtın dönen elemanlarının düzgünsüzlüğü, motor titreşimleri ve seyir hareketlerinde kaynaklanmaktadır.



Şekil 3.6. Taşıt titreşimleri iletim / sönümleme elemanları (Tuncel 2008)



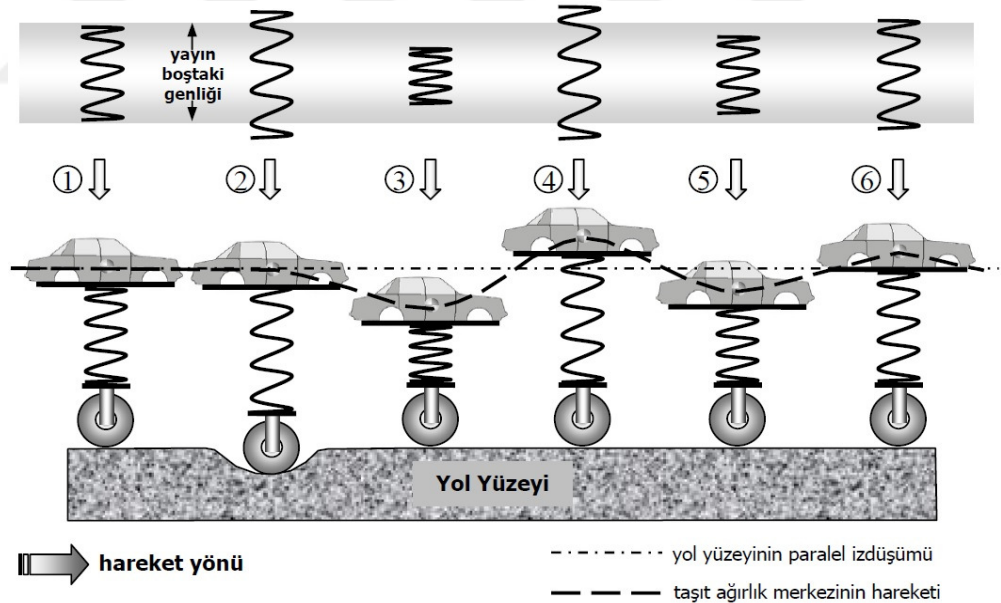
Şekil 3.7. Sürücüye etki eden titreşimler

Şekil 3.7'de ise kara taşıtlarında konfor için ölçülen hareketler gösterilmiştir. Belirtilen bu hareketlerin kendisi değil ivmeler göz önüne alınmaktadır.

### 3.3.1.Süspansiyon sisteminin elemanları:

Süspansiyon sistemleri, en genel haliyle bir yay ve bir damperden (amortisör) oluşan ve nakil araçları dikkate alındığında, araçların ağırlığını taşıyan mekanizmalardır. Çok çeşitli bağlantı şekillerine sahip olmakla birlikte, genel anlamda bu iki eleman bir arada paralel çalışarak yoldan gelen etkileri absorbe ederek ortadan kaldırmaya çalışmaktadır. Bu elemanları biraz daha detaylı inceleyecek olursak;

**Yaylar**, üzerlerinde enerji depolayan elemanlardır. Seyir halindeki bir taşıta yoldan gelen darbeler, tekerlekler aracılığıyla çok kısa bir süre içerisinde yaylara kinetik enerji olarak iletilmektedir. Yine çok kısa bir süre içerisinde sıkışmak suretiyle bu enerjiyi üzerlerine alan yaylar enerjiyi potansiyel enerji olarak depolamış olmaktadır. Ancak bir süre sonra bu enerjiyi yavaş bir salınım hareketiyle kinetik enerjiye dönüştürerek açığa çıkartırlar ve böylece yoldan gelen darbeler yaylar üzerinde yumuşatılmış olurlar. Örneğin; yolunda ilerlerken önüne çıkan bir tümsekten geçen ve sadece yaydan ibaret bir süspansiyon sistemine sahip olan taşıtın yapacağı hareket Şekil 3.8' de verilmiştir.



Şekil 3.8. Sadece yaydan ibaret bir süspansiyon sisteminin davranışı (Düven 2007)

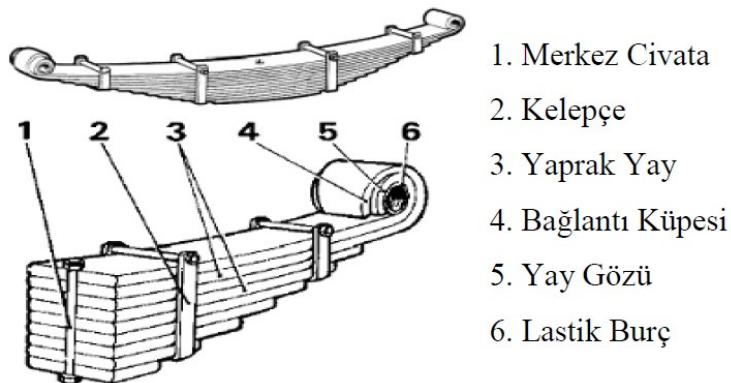
Şekil üzerinde gövdenin ve yayın yaptığı hareketler ayrı ayrı belirtilmektedir. Hareketin 1 numaralı aşamasında durağan bir konumda iken 2 numaralı aşamada yolda karşılaşılan çukur yüzünden tekerlek grubu aşağıya düşmektedir. Bunu takiben de taşıt gövdesi aşağı



yönde bir harekete zorlanmakta ve **3** numaralı harekette de görüldüğü gibi yay sıkışarak üzerinde enerji depolamaktadır. Depolanan bu enerji **4** numaralı açılma hareketi esnasında yayın önceki durağan konumunun ötesinde bir açılmaya zorlayabilmektedir. Aracın yükselmeye çalışması da bu harekete yardım etmekte ve böylece yay normal açılma miktarının ötesine taşıyacak kadar uzamaktadır. Bir sonraki aşamada (**5** numaralı hareket) taşıt gövdesi aşağı inme hareketine geçtiğinden tekrar yayı sıkıştırmakta ve meydana gelen enerji yayı normal yük altındaki boyutlarının altına, ancak **3** numaralı harekettekinden daha az miktarda sıkıştırmaktadır. Bu ise **6** numaralı hareketteki gibi yayın tekrar kendini açmaya çalışmasına yol açmaktadır. Döngü bu şekilde devam etmektedir. Kendiliğinden meydana gelen bu salınımın önüne geçmek için yayın sıkışması anında üzerinde depoladığı enerjiyi dağıtacak ya da harcayacak bir elemana ihtiyaç duyulmaktadır. Bu eleman ise süspansiyon sistemlerinin diğer unsuru olan sönümleyicilerdir.

Yaylar fiziksel yapılarına göre 3 çeşide ayrılmaktadır:

**Yaprak Yaylar:** Yaprak yaylar yassı çelikten bant şeklinde kıvrılarak yapılan birkaç yaprağın kısıdan uzuna doğru üst üste demetlenip bağlanmasından oluşmaktadır. Çok sert yaylanma karakteristiğine sahip olduklarından günümüz binek araçlarında pek kullanılmamakta daha çok iş makineleri ve kamyon, otobüs gibi ağır vasıta taşıtlarında kullanılmaktadırlar. Şekil 3.9’da yaprak yay ve elemanları görülmektedir.

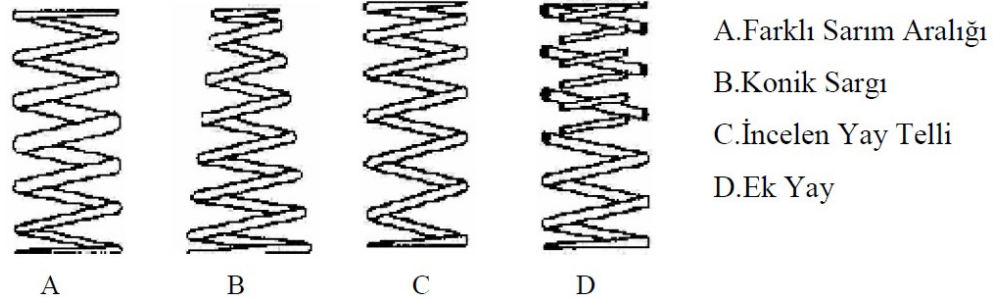


Şekil 3.9. Yaprak yay ve elemanları (Esim 2010)

**Helezon Yaylar:** Helezon yaylar bükülerek helezon şekli verilmiş özel yay çeliklerinden imal edilmektedir. Bir helezon yayın üzerine yük uygulandığında yayın tamamı esneyerek boyu kısalmakta, bu şekilde üzerinde yük depolayabilmektedir. Günümüzde

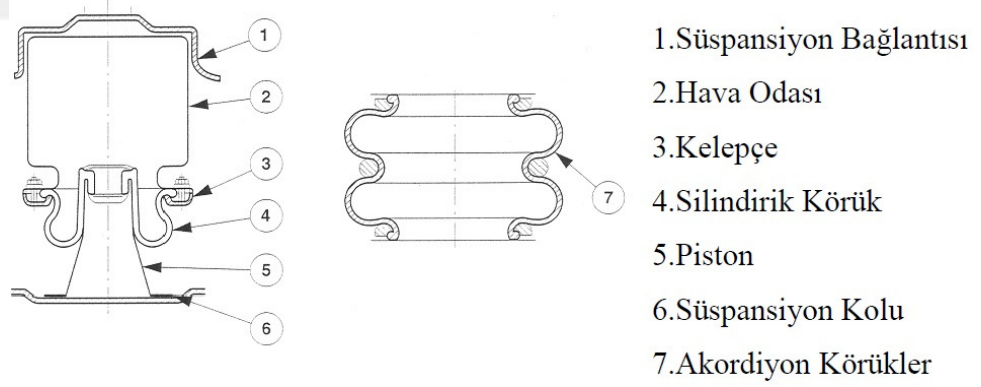


kara taşıtlarının hemen hemen tamamında helezon yaylar kullanılmaktadır. Şekil 3.10'da helezon yay çeşitleri verilmiştir.



Şekil 3.10. Helezon yay ve çeşitleri (Esim 2010)

**Hava Yayları** (pnömatik ve hidro-pnömatik yaylar): Gazların sıkıştırıldıklarında yay gibi esnemesi özelliğinden faydalanılarak yapılmaktadır. Yay içerisindeki akışkan miktarı ayarlanarak daha rahat ve güvenli bir sürüş imkanı sağlanabilmektedir. Ancak maliyetleri ve karmaşık yapıları sebebiyle sınırlı bir kullanım alanları mevcuttur. Çoğunlukla yolcu otobüslerinde ve özellikle koltuk süspansiyon sistemlerinde tercih edilmektedirler. Şekil 3.11'de bir havalı yay ve kısımları gösterilmiştir.

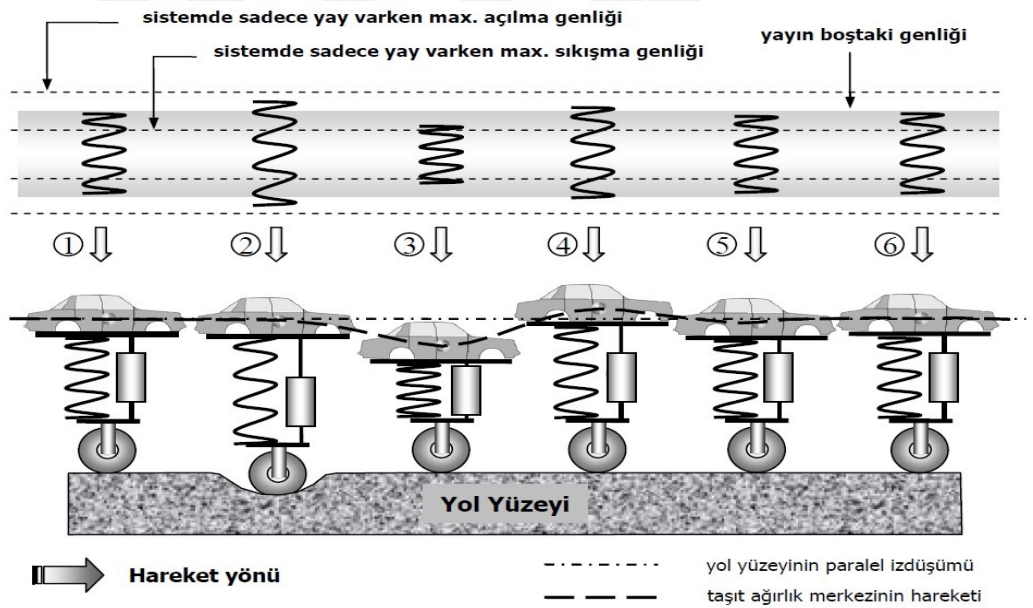


Şekil 3.11. Havalı yay ve kısımları (Esim 2010)

Bir taşıt yol üzerinde ilerlerken yoldan veya kullanım şeklinden kaynaklanan darbelere maruz kaldığında süspansiyon yayları uzayarak ya da kısalarak bu etkileri karşılamakta ve bir süre salınım hareketi yapmaktadır. Gerçekte bir yayın kısa bir salınımdan sonra durağan haldeki konumuna geri dönmesi beklenir. Ancak bu yaylanma hareketi beklenildiği şekilde sonlanmayabilir ve devam eden titreşim hareketi taşıtta aşırı sarsıntılara yol açarak sürüş konforunu ve güvenliğini azaltabilmektedir.

Bu nedenlerle işte bu noktada; sarsıntıları ve darbeleri taşıt gövdesine mümkün olduğunca iletmeden süspansiyon yayının sıkışmasını ve açılmasını denetleyen, kontrolsüz salınım hareketine yol açan depolanmış enerjiyi üzerinde harcayarak sistemin kısa sürede durağan haline geri dönmesini sağlayan bir donanım elemanına ihtiyaç duyulmaktadır. Taşıtlarda bahsedilen bu görevi yerine getiren elemanlar sönümleyicilerdir.

**Sönümleyiciler**, elektrik devrelerindeki direnç elemanına karşılık gelmektedir. Sistemde üzerinde mevcut olan hareket enerjisini, yapısını oluşturan elemanlar üzerindeki sürtünme kuvveti ile ısı enerjisine dönüştürerek tüketmektedir. Bunun sonucunda da azalan hareket enerjisi ile süspansiyon sistemleri taşıt üzerindeki salınımları bastırmaktadır. Yaylar bölümünde ele alınan, sadece yaydan ibaret bir süspansiyon sistemi olan taşıtın çukurdan geçerken yaptığı hareketleri sönümleyici ilavesi ile yeniden inceleyecek olursak:

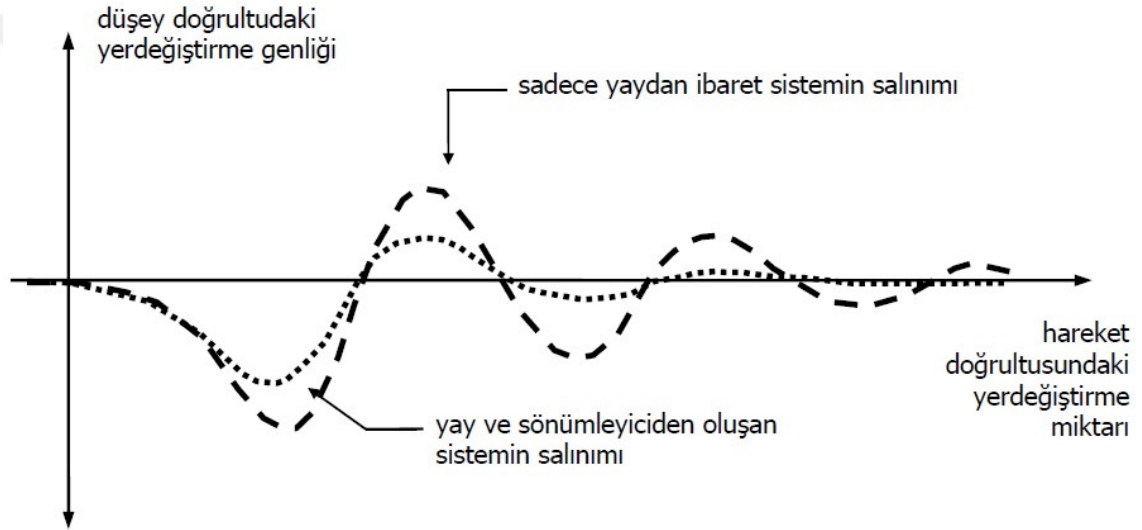


Şekil 3.12. Sönümleyici + yaydan oluşan bir süspansiyon sistemine sahip olan taşıtın çukurdan geçerken yaptığı yaylanma hareketi (Düven 2007)

Sisteme yapılan sönümleyici ilavesinin ardından salınım hareketlerinin ve bunların genliklerinin azaldığı görülmektedir. 1 numaralı durağan başlangıcın ardından gelen 2 numaralı çukura düşme hareketi ile birlikte 3 numaralı harekette de görüldüğü gibi yay sıkışarak üzerinde enerji depolamaktadır. Ancak bu kez sönümleyicinin kendi içerisinde yarattığı sürtünme kuvveti sayesinde daha bu andan itibaren enerjisinin bir kısmı

dağıtılmaktadır. Takip eden 4 ve 5 numaralı açılma ve sıkışma hareketlerinde de yayda depolanan enerji tüketilmeye devam edilmekte ve sonunda da 6 numaralı harekette olduğu gibi taşıt ve süspansiyon sistemi durağan başlangıç konumuna yani 1 numaradaki durumuna geri dönmektedir. Sadece yaydan ibaret olan sistemde 6 numaralı kısımda taşıt yaylanma hareketine devam etmekteydi.

Sadece yay içeren ve yay+sönümleyici içeren süspansiyon sistemlerinin salınım performanslarını karşılaştırmak için her ikisinin taşıt ağırlık merkezlerinin düşey doğrultuda yaptığı hareketi bir arada çizerek incelemek mümkündür. Buna göre;



Şekil 3.13. Sadece yaydan ibaret süspansiyon sistemi ile yay + sönümleyiciden oluşan süspansiyon sisteminin salınım hareketlerinin karşılaştırılması (Düven 2007)

Yapılarına ve çalışma şekillerine göre çok çeşitli sınıflandırmalara tabi tutulabilecek olan sönümleyicileri sönümleme eylemi için kullandıkları prensiplere göre aşağıdaki gibi gruplandırmak mümkündür.

**Yapılarında akışkan kullanılan sönümleyiciler:** Bu türden sönümleyiciler sıvıların sıkıştırılmama ve bunun sonucunda yer değiştirme özelliğinden yararlanılarak yapılmaktadır. Sönümleyicinin içerisindeki sıvı sıkıştırıldığında çıkış yolu bulması durumunda yüksek bir sürtünme kuvvetine maruz kalmakta ve hareketi ısıya dönüştürerek soğurmaktadır. Yapısında gaz ve hidrolik kullanılan iki çeşidi mevcuttur.

Gazlı sönümleyiciler: İki bölmeden oluşan bir borudan ibarettir. Bölmeleri ayıran bir piston üzerinde gaz, altında ise akışkan mevcuttur. Açılma ve sıkışma hareketlerinde bölmeler arasında valfler üzerinden dolaşmaya çalışan akışkanın gösterdiği direnç sönümleme kuvvetini oluşturmaktadır.

Hidrolik sönümleyiciler: İç içe yerleştirilmiş iki adet borudan ibarettir ve her ikisi de hidrolik ile doldurulmuştur. Gazlı sönümleyicilere benzer olarak, açılma ve sıkışma hareketleri sırasında bölmeler arasında valfler üzerinden dolaşmaya çalışan akışkanın gösterdiği direnç sönümleme kuvvetini oluşturmaktadır.

**Yapılarında geliştirilmiş materyaller kullanılan sönümleyiciler:** Bu sönümleyici tiplerinin içerisinde geleneksel akışkanlar yerine “smart materyaller” adı verilen, karakteristikleri denetlenebilen, kestirilebilen ve gözlenebilen maddeler kullanılmaktadır. Bu türden materyallere elektrik ya da manyetik alan gibi bir dış etki uygulandığında materyalde bazı kestirilebilir ve tekrarlanabilir değişimler oluşmakta, örneğin akışkanlığı değişmektedir. Bu sayede sönümleyici içerisinde farklı sönümleme kuvvetleri (sürtünme kuvvetleri sayesinde) sağlanabilmektedir. Elektrik alanına duyarlı özel bir akışkanın içerisinde elektrik voltajı geçirilmesi sureti ile akışkanın viskozite özelliklerinin değişmesini kullanarak çalışan sönümleyicilere Elektro Reolojik (ER) damperler, manyetik alan ile özellikleri değiştirilebilen özel bir akışkanın kullanıldığı sönümleyicilere de Manyeto Reolojik (MR) damperler denir. Günümüzde MR damperler ER damperlere göre daha çok kullanım alanı bulmakta ve tercih edilmektedirler. MR ve ER damperler karşılaştırıldığında şu tespitlere ulaşılmaktadır:

- MR akışkanlar, ER akışkanlara göre çok daha büyük basınçlara dayanabilirler.
- Benzer mekanik özelliklere sahip (düşük basınç dayanımları için), MR ve ER sönümleyiciler ele alındığı zaman, ER akışkanlı olanlar yaklaşık olarak iki kat daha büyüktürler.
- Benzer güç gereksinimleri olmasına karşın, ER akışkanlar yüksek volt değerlerine (kilovolt seviyesinde) karşılık az akım isterlerken (mili amper seviyesinde), MR akışkanlar kolayca standart düşük voltajlı güç kaynakları ile çalışabilirler.

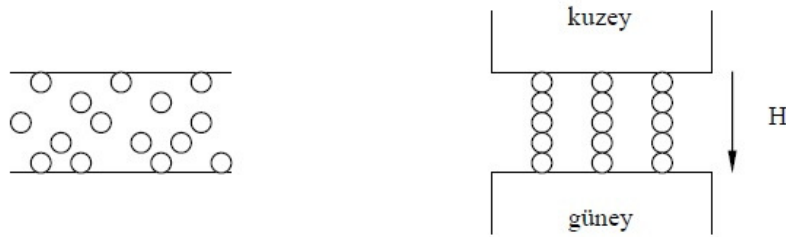
- ER akışkanlar dış etkenlerden (sıcaklık değişimi gibi) çok çabuk etkilenirken, MR akışkanlar dış etkilerin bozucu etkilerine karşı daha dayanıklıdır.

Bu sebeplerden dolayı günümüz teknolojisinde MR akışkanların kullanımı gün geçtikçe artmaktadır. Bu çalışmada da ayarlanabilir katsayılı sönümleyici olarak bir MR damper kullanıldığından burada MR damperler hakkında biraz daha detaylı bilgi verilecektir.

### 3.3.2. Manyeto-Reolojik (MR) damperler:

MR akışkanların ilk keşif ve gelişimi Amerika Birleşik Devletleri Ulusal Standartlar Daire'sinde (US National Bureau of Standarts) Jacob Rabinow tarafından 1940'ların sonlarında (1948-1951) olmuştur. MR sıvılar, bir taşıyıcı akışkan içerisine belirli oranda karıştırılmış mikron boyutlu mıknatıslanma özellikli partiküllerin oluşturduğu bir karışımdır.

Taşıyıcı akışkan; genellikle yağlar ve silikonlar gibi malzemeler olup mıknatıslanma özelliği gösterecek olan partikülleri içerisinde taşıyabilecek fiziksel özellikleri barındırır.

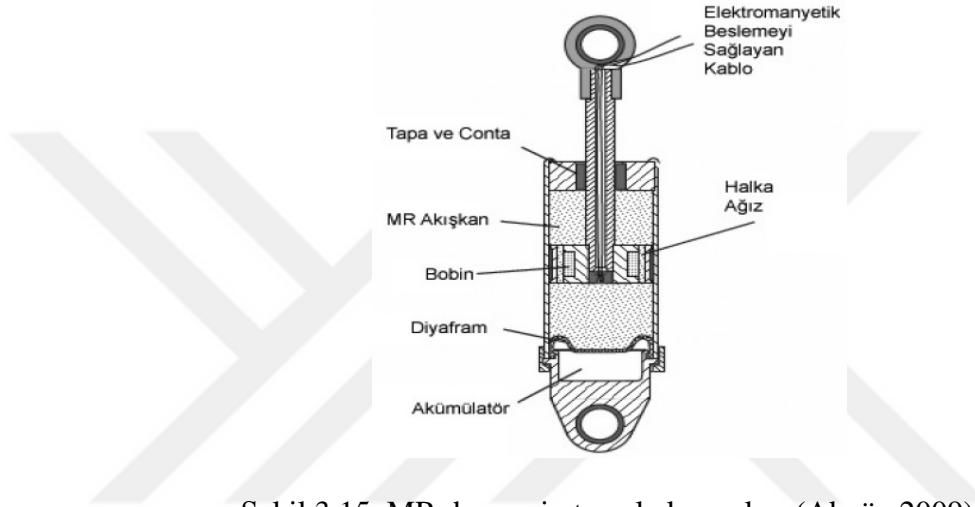


Şekil 3.14. MR akışkanın normal durumda ve manyetik alanda davranışı (Bilgiç 2007)

MR sıvıya dışarıdan manyetik alan uygulanması durumunda; sıvının içerisinde bulunan metal partiküller, Şekil 3.14'de görüldüğü gibi manyetik alan çizgileri boyunca zincir biçiminde yapı oluşturacak ve bir elek görevi görerek, taşıyıcı akışkanın akma özelliklerini sınırlayacaktır. Böyle bir durumda, manyetik alan içerisindeki MR sıvı çok yüksek viskozite özellikleri sergileyecektir. MR sıvının bu yüksek viskozite avantajları, modellenebilir olması ve damperlerin manyetik alanlar içerisinde kullanılmasından dolayı, günümüzde kullanılabilir güvenli bir değişken sönüm katsayısına sahip süspansiyona imkân tanır. MR sıvılar, kısa sürede manyetik alana tepki verirler ve  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$

ile 150 °C gibi geniş bir ısı aralığında çalışabilirler, aynı zamanda, 100kPa basınç oluşturabilirler. 12 V veya 24 V gibi gerilimlerde, 1-2 Amperlik akımlarla, fazla güç gerektirmeden sürülebilirler.

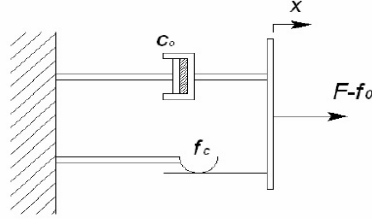
Şekil 3.15’de bir MR damperin temel elemanları gösterilmiştir. Burada, piston kolunun içinden uzanan kablo yardımıyla bobinlere (coil) elektrik akımı iletilir ve buralarda manyetik alan oluşturulur. Akışkan pistondaki deliklerden geçerken, oluşturulan manyetik alan sayesinde, akışkanın içindeki parçacıklar sıralı hale sokulur ve viskozite artırılır. Bu sayede sönüm katsayısı artırılmış olur.



Şekil 3.15. MR damperin temel elemanları (Akyüz 2009)

MR sıvıların davranışlarının lineer olmaması sebebiyle, MR damperlerin davranışlarını sadece manyetik alan ve viskoz etkinin dikkate alındığı akışkanlar mekaniği yönüyle açıklamak mümkün olmamaktadır. Sistemdeki sürtünme kuvvetleri, akümülatör kuvveti vb. etkiler de MR damperin davranışını etkilemektedir. Dolayısı ile bu cihazların kullanıldığı sistemlerin dinamik davranışlarının tespitinde bu damperleri tek bir sönüm elemanı olarak tarif etmek mümkün olmamaktadır. Lineer olmayan MR damper davranışını tanımlamak amacıyla günümüze kadar çeşitli modeller öngörülmüştür. Burada bunlardan en çok bilinen birkaçına yer verilecektir. (Engin 2008)

**Bingham Plastik Modeli:** MR sıvı kullanılarak yapılan damperler için geliştirilen dinamik modellerden biri Bingham plastik modelidir. Bu modelin şematik gösterimi Şekil 3.16’da verilmiştir.



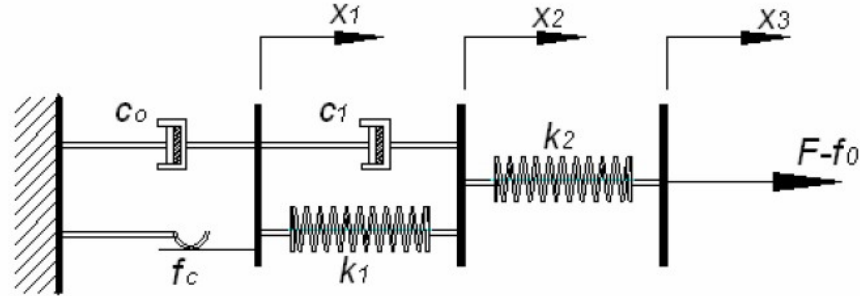
Şekil 3.16. Bingham plastik modeli (Engin 2008)

Bu model viskoz dampere paralel yerleştirilmiş bir *Coulomb* sürtünme elemanından oluşmaktadır. Bu model ile tasarlanan damperin, tepki kuvveti sıfırdan farklı hızlar için,

$$F = f_c \text{sgn}(\dot{x}) + c_0 \dot{x} + f_0 \quad (3.2)$$

ile verilir. Denklemdaki  $c_0$  sönüm katsayısı,  $f_c$  sürtünme katsayısı ve  $f_0$  sistemde bir akümülatör olması durumunda, akümülatör içindeki gazın tepki kuvvetidir.

**Viskoelastik-Plastik Model:** MR damperin karakterini temsil eden ikinci model Şekil 3.17’de verilen viskoelastik-plastik modeldir.



Şekil 3.17. Viskoelastik-plastik model (Engin 2008)

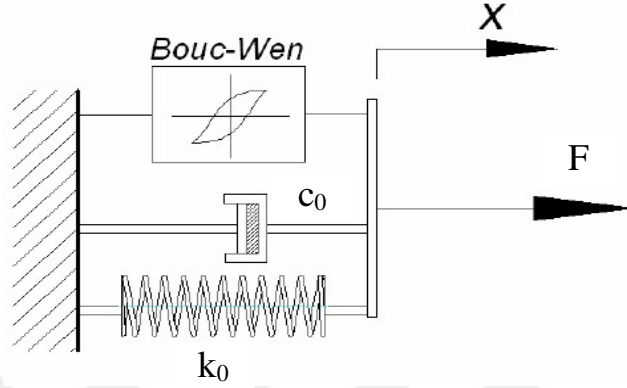
Bu modelin hareket denklemleri ise,

$$\left. \begin{aligned} F &= k_1(x_2 - x_1) + c_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + f_0 \\ &= c_0 \dot{x}_1 + f_c \text{sgn}(\dot{x}_1) + f_0 \\ &= k_2(x_3 - x_2) + f_0 \end{aligned} \right\} |F| > f_c \quad (3.3)$$

$$\left. \begin{aligned} F &= k_1(x_2 - x_1) + c_1 \dot{x}_2 + f_0 \\ &= k_2(x_3 - x_2) + f_0 \end{aligned} \right\} |F| < f_c \quad (3.4)$$

biçimindedir. Bu denklemlerde  $c_0$  Bingham modeli ile ilişkili sönüm katsayısı,  $k_1$ , ve  $k_2$  ve  $c_1$  ise MR damper ile ilgili malzemenin yay ve sönüm katsayılarıdır.

**Bouc-Wen Modeli:** Diğer bir model ise, Bouc-Wen tarafından önerilmiş olan modeldir. Bu modelde MR damperin histerisiz davranışı tanımlanmıştır (Şekil 3.18).



Şekil 3.18. MR damperin Bouc-Wen modeli (Engin 2008)

Bu modelin uygulandığı sistemlerde kuvvet,

$$F = c_0 \dot{x} + k_0 x + \alpha z \quad (3.5)$$

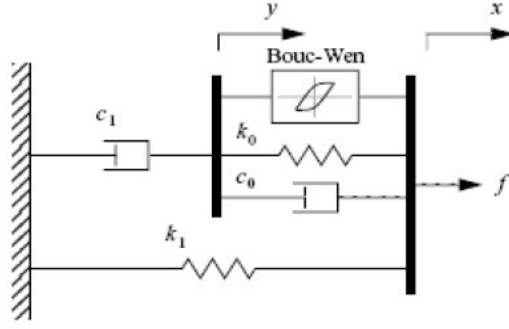
Bu denklemde,

$$\dot{z} = -\gamma |\dot{x}| z |z|^{n-1} - \beta \dot{x} |z|^n + A \dot{x} \quad (3.6)$$

olarak verilmektedir. Bu modelde  $\alpha, \beta, \gamma$  ve  $A$  histerisiz eğrilerinin tanımlanmasında kullanılan, deneysel verilerden elde edilen sabitlerdir.  $f_0$  akümülatör basınç kuvveti,  $k_0$  lineer yayın yay katsayısı ve  $x$  yer değiştirmedir.

**Düzeltilmiş Bouc-Wen Modeli:** Hız ve ivmenin birbirine zıt yönde olduğu geçiş bölgelerinde ve küçük hızlarda Bouc-Wen modeli, MR damperin lineer olmayan tepkisini yeterince iyi tanımlayamamaktadır. Bouc-Wen modeline ilave olarak bir yay ve bir sönüm elemanının eklenmesi ile oluşturulan yeni bir model ortaya atılmıştır ve bu model geçiş bölgelerinde damperin tepkisini daha iyi kestirebilmektedir. Model Şekil 3.19'da şematik olarak gösterilmektedir.





Şekil 3.19. MR damperin düzeltilmiş Bouc-Wen modeli (Engin 2008)

Bu modelde damper tarafından üretilen sönümleyici kuvvet;

$$F = \alpha z + c_0(\dot{x} - \dot{y}) + k_0(x - y) + k_1(x - x_0) = c_1\dot{y} + k_1(x - x_0) \quad (3.7)$$

şeklinde ifade edilir. Burada,

$$\begin{aligned} \dot{z} &= -\gamma |\dot{x} - \dot{y}| z |\dot{z}|^{n-1} - \beta (\dot{x} - \dot{y}) |z|^n + A(\dot{x} - \dot{y}) \\ \dot{y} &= \frac{1}{c_0 + c_1} \{ \alpha z + c_0 \dot{x} + k_0(x - y) \} \end{aligned} \quad (3.8)$$

ve  $x$ : toplam bağıl yerdeğiştirme,  $x_0$ : yay sabiti  $k_1$  olan yayın başlangıç yerdeğiştirmesi,  $k_0$ : yüksek hızlardaki yay sabiti,  $k_1$ : akümülatör yay sabiti,  $c_0$ : yüksek hızlardaki viskoz sönümü ve  $c_1$ : düşük hızlarda kuvvet azalması için viskoz sönümü olarak tanımlanır.

Sönüm kuvvetinin, akım sürücü devreye uygulanan gerilim ve oluşan manyetik alanla olan ilişkisini göstermek amacıyla,  $v$  akım sürücüsüne uygulanan gerilim değeri olmak üzere,

$$\begin{aligned} \alpha &= \alpha(u) = \alpha_a + \alpha_b u, & \dot{u} &= -\eta(u - v) \\ c_1 &= c_1(u) = c_{1a} + c_{1b} u, & c_0 &= c_0(u) = c_{0a} + c_{0b} u \end{aligned} \quad (3.9)$$

ifadeleri tanımlanmıştır.

Süspansiyon sisteminde MR damperler gibi katsayısı ayarlanabilen (değiştirilebilen) elemanların kullanılıp kullanılmaması durumuna göre farklı tipler ortaya çıkmaktadır. Bundan sonraki bölümde bu süspansiyon tipleri hakkında temel bilgiler verilmiştir.

### 3.4. Süspansiyon Sistemlerinin Tipleri

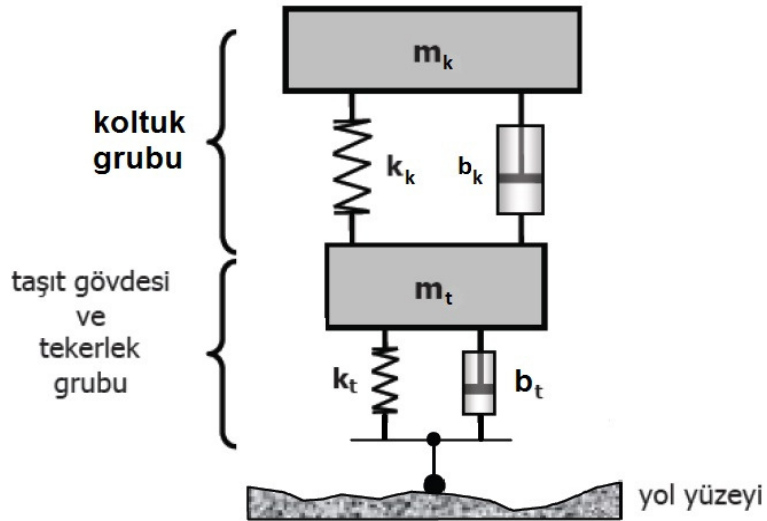
Yoldan gelen ya da sürüş şeklinden kaynaklanan titreşimleri sönümleme özelliklerine göre süspansiyon sistemleri 3 ana grupta ele alınmaktadır:

- i. Pasif Süspansiyon Sistemleri
- ii. Yarı Aktif Süspansiyon Sistemleri
- iii. Aktif Süspansiyon Sistemleri

#### 3.4.1. Pasif süspansiyon sistemleri

Pasif süspansiyon sistemleri konvansiyonel (alışlageldik) yay ve damperlerden oluşan mekanizmalardır. Diğer bir ifadeyle, bir pasif süspansiyon sistemi karakteristik değerleri sabit olan ve çalışma esnasında bu değerleri değişmeyen elemanlardan (yani geleneksel yay ve sönümleyici) oluşmaktadır. Bu karakteristik değerler sistem tasarımcıları tarafından taşıtın tasarımı esnasında istenilen amaçları (konfor ve güvenlik) gerçekleştirecek doğrultuda belirlenmekte ve çalışma yerine montajlanmaktadır. Pasif süspansiyon sistemlerinde bu noktadan sonra eleman değerlerinin değiştirilmesinin tek yolu yeni değeri taşıyan elemanların sisteme takılmasıdır. Sistemin titreşim sönümleme kabiliyeti bu pasif elemanların ve mekanizmanın karakteristiğine bağlıdır.

Şekil 3.20' deki gibi bir pasif süspansiyon sistemi yay üzerinde enerji depolayabilme ve sönümleyici vasıtasıyla da bu enerjiyi dağıtabilme yeteneğine sahiptir.



Şekil 3.20. Pasif süspansiyon sistemi

Sistemdeki yaylanma katsayıları  $k$  ve sönümlenme katsayıları ise  $b$  harfi ile temsil edilmekte ve bu parametre değerleri sürüş esnasında değiştirilememektedir. Süspansiyon sisteminin oluşturulmasında, üzerindeki tüm yükü taşıyabileceği şekilde bir kez yay seçildikten sonra geriye istenilen sönümlenme etkisini sağlayacak sönümleyici katsayısının belirlenmesi kalmaktadır.

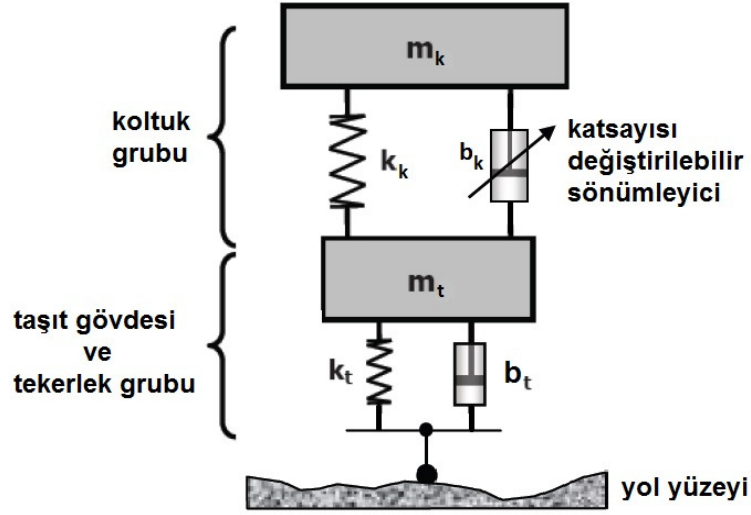
Sistem için eğer küçük bir sönümlenme katsayısı seçilirse; taşıt veya koltuğun doğal frekanslarına sahip bir yol bozukluğu ile karşılaşıldığında rezonans hareketi gözlenmekte ancak buna karşın yoldan gelen yüksek frekanslı bileşenler için iyi bir izolasyon sağlanmaktadır. Büyük bir sönümlenme katsayısı seçildiğinde ise; tersi biçimde rezonans hareketinde azalma olmakla birlikte yüksek frekanslı titreşimlere karşı daha az izolasyon sağlanmaktadır. Yani sürücü tarafından daha fazla titreşim hissedilmektedir.

Farklı yol ve sürüş koşullarında konfor ve güvenlik ölçütlerini aynı şekilde muhafaza etmek için süspansiyon sisteminde yer alan parametrelerin değiştirilebilmesi gerekmektedir. Pasif süspansiyon sistemleri buna imkân vermediğinden yarı aktif veya aktif süspansiyon sistemlerinin kullanılması gün geçtikçe yaygınlaşmaktadır.

#### **3.4.2. Yarı aktif süspansiyon sistemleri**

Pasif süspansiyon sistemlerinde parametre değişimine izin verilmezken; yarı aktif süspansiyon sistemlerinde yayların sertlik dereceleri aynı kalmakta fakat damperin sönümlenme katsayısı değiştirilebilmektedir. Ancak pasif süspansiyon sistemlerinde parametre değişimi gibi bir eylem mevcut olmadığından bu işlem için fazladan bir enerji kaynağına ihtiyaç duyulmazken, yarı aktif süspansiyon sistemlerinde sönümlenme katsayısını ayarlama ve denetleyici sistemler ile algılayıcıları çalıştırmak için harici bir enerji kaynağına ihtiyaç duyulmaktadır.

Şekil 3.21'de yapısı verilen sistemden de görüldüğü üzere; yarı aktif süspansiyon sistemlerinde pasif sistemden farklı olarak sönümlenme kuvveti ayarlanabilir bir sönümleyici mevcuttur. Yarı aktif sönümlenme sistemleri sönümlenme katsayısının değerinin değiştirilme aralığına göre iki ayrı grupta ele alınabilmektedir.



Şekil 3.21. Yarı aktif süspansiyon sistemi

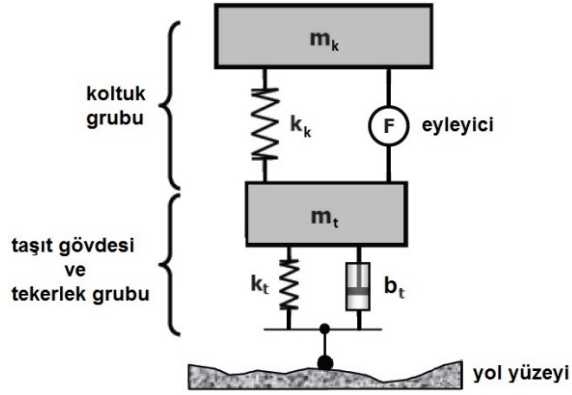
- i. Açık–kapalı yarı aktif süspansiyon sistemleri: Denetim algoritması tarafından belirlenen ölçütlere göre sönümleyici ya açık ya da kapalı konuma geçmektedir. Açık konuma geçtiğinde sert (yüksek) sönümleme katsayısına sahiptir. Kapalı konuma geçtiğinde ise yumuşak (düşük) sönümleme katsayısını almaktadır.
- ii. Sürekli değişken yarı aktif süspansiyon sistemleri: Açık – kapalı yapıda olduğu gibi sönümleyici açık ya da kapalı konumlara geçmektedir. Ancak açık konumda iken sönümleyicinin yapısı farklı sönümleme katsayısı değerlerini sağlayabilecek şekilde düzenlenmiştir. Denetim algoritması tarafından belirlenen ölçütlere göre sönümleyici, yapısının müsaade ettiği aralıklarda farklı sönümleme katsayısı değerlerine ayarlanabilmektedir.

Bu sistemlerde kullanılacak sönümleyicilerin de klasik damperlerden farklı olacağı açıktır. Bu çerçevede, kullanılacak, en uygun sönümleyiciler, sönüm katsayısı elektrik ile değişen elektromekanik sönümleyiciler ve manyetik alan ile değişen magnetoreolojik sönümleyicilerdir.

### 3.4.3. Aktif süspansiyon sistemleri

Aktif süspansiyon sistemleri etki tepki prensibine göre çalışır. Yani titreşimi (ve dolayısıyla ivmeyi) meydana getiren yoldan gelen kuvvete karşı onunla eş zaman ve şiddette kuvvet uygulanarak titreşimin önlenmesi hedeflenir. Bunun için aktif sistemler,

hidrolik veya elektriksel eyleyiciler (aktüatörler) kullanılır. Bu sistemlerde çeşitli algılayıcılar ve bir kontrol mekanizması bulunması zorunludur.



Şekil 3.22. Aktif süspansiyon sistemi

Aktif süspansiyon sistemleri getirdikleri performans artışına rağmen harici bir enerji kaynağına gereksinim duymaları yüzünden ek bir maliyet artışına ve kompleks bir yapıya sebep olabilmektedirler. Bununla birlikte gelişen teknoloji ile birlikte maliyetlerde düşme ve yapılarda da basitleşmeler gözlenmektedir.

Bu sistemler kendi aralarında karşılaştırıldıklarında şunlar söylenebilir:

- Yarı aktif süspansiyon sistemleri performans açısından aktif sistemler kadar iyi olmasalar da iyi bir tasarımla titreşim seviyelerinde büyük iyileşmeler meydana getirebilirler. Bunu sağlarken de aktif sistemlerde olduğu kadar yüksek bir maliyet gerektirmezler. Sistem bu özellikleri ile ileride daha geniş kullanım alanları ve yoğunluğu vaat etmektedir.

- Pasif sistemler, aktif ve yarı aktif sistemlere göre performans açısından daha kötü olmakla beraber maliyet ve çalışma prensibi bakımından her ikisinden de ucuz ve basittir. Bunun yanında iyi tasarlanan bir pasif sistem, aktif ve yarı aktif sistemleri aratmayacak kadar ihtiyaca cevap verebilir.

- Literatürde aktif süspansiyon sistemleri ile ilave olarak %80, yarı aktif süspansiyon sistemleri ile ilave olarak %50 civarında titreşim genliği azalması sağlandığı bildirilmektedir. (Çakır 2006)

#### 4. MATERYAL ve YÖNTEM

Bu çalışmada, ticari araç sürücü koltuğu süspansiyon sistemleri ele alınmış ve farklı sönümlenme elemanları kullanılarak dinamik konforun iyileştirilmesi hedeflenmiştir. Bu maksatla öncelikle, pasif süspansiyon sistemine sahip yeni bir ticari taşıt sürücü koltuğu tasarlanmış ve prototip imalatı yapılmıştır. Daha sonra bu prototip koltuğa ait teorik modeli kurularak analizleri yapılmış ve bu analizler yapılan deneysel çalışmalarla desteklenmiştir. Çalışmanın devamında koltukta kullanılan sönümlenme elemanı değiştirilerek yarı aktif süspansiyon sistemi uygulanmış ve bu yeni sistemin koltuğun dinamik konforuna olan etkisi analiz edilmiştir.

Bu bölümde, tez çalışmasını oluşturan bu aşamaların detaylı izahı yapılacaktır.

##### 4.1 Ticari Taşıt Sürücü Koltuğunun Tasarımı ve Prototip İmalatı

Ticari araçlar ve iş makinelerinde kullanılan sürücü koltukları mekanik ve pnömatik olmak üzere iki ana grupta ele alınabilir. Bu sınıflandırma koltukların titreşim yalıtım sisteminde yer alan yayın helezon veya havalı olmasına göre yapılmaktadır. Mekanik süspansiyonlu koltuklarda helezon yaylar, pnömatik süspansiyonlu koltuklarda ise havalı yaylar (körükler) kullanılmaktadır. Şekil 4.1’de farklı süspansiyon sistemine sahip koltuk örnekleri gösterilmiştir.

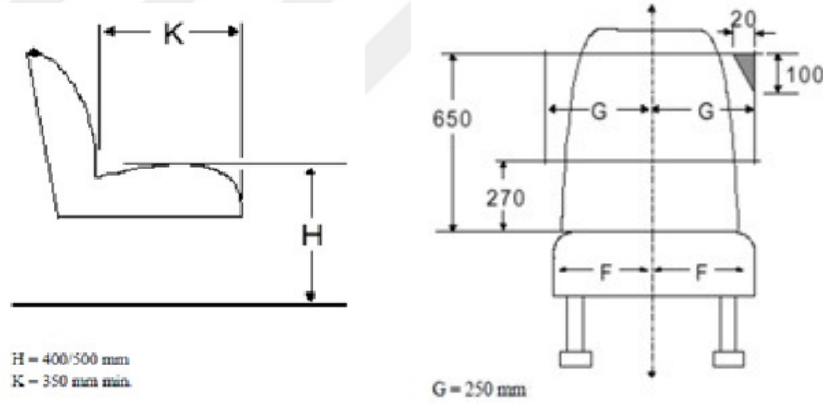


Şekil 4.1. Mekanik ve pnömatik süspansiyonlu koltuklar

Mekanik süspansiyonlu koltuklar L tipi, yatay tip ve düşey tip olmak üzere 3 farklı tipte olabilmekte iken, pnömatik süspansiyonlu koltuklar da otomatik kütle ayarlı tip ve kütle ayarı elle yapılan tip şeklinde sınıflandırılmaktadırlar.

Bu tez çalışmasında, piyasada mevcut ticari araç sürücü koltukları incelendikten sonra deneysel çalışmalarda kullanılmak üzere yatay tip mekanik süspansiyonlu bir koltuğun tasarım ve imalatına karar verilmiştir. Yatay tip koltuklarda, titreşim yalıtım sistemi koltuk oturma yüzeyinin altına yatay olarak yerleştirilmiştir. Yalıtım sistemi, diğer tiplerde olduğu gibi helezon yaylar ve amortisörden oluşmaktadır. Koltuk, makaslar üzerinde askıda durmaktadır ve titreşim halinde, bu makaslar üzerinde salınım hareketi yapmaktadır.

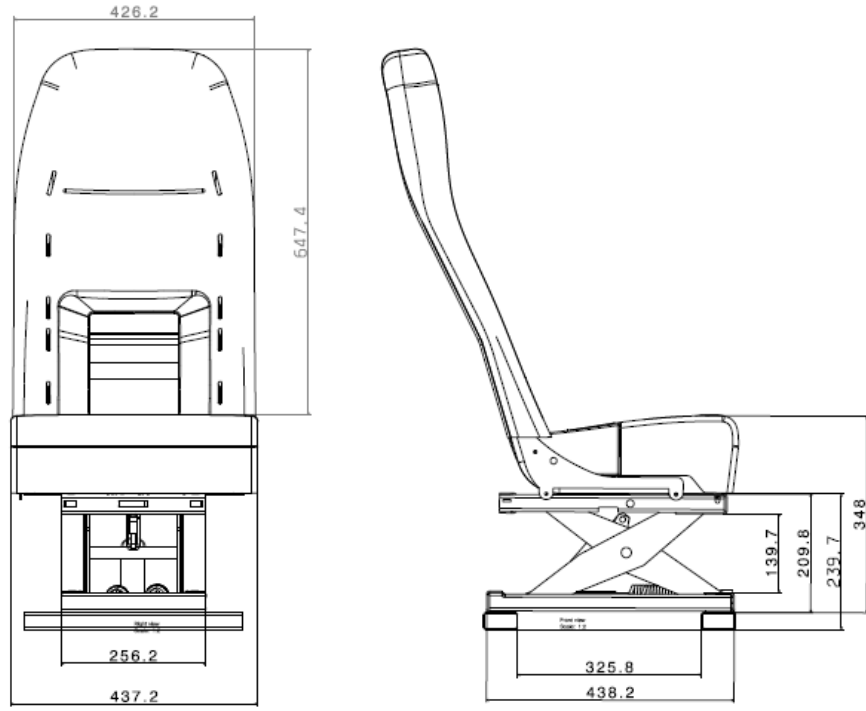
Tasarım yapılırken ECE R107 regülasyonundan faydalanılarak koltuğun ölçüleri belirlenmiştir. Regülasyona göre koltuğun sağlaması gereken ölçüler Şekil 4.2’de verilmiştir.



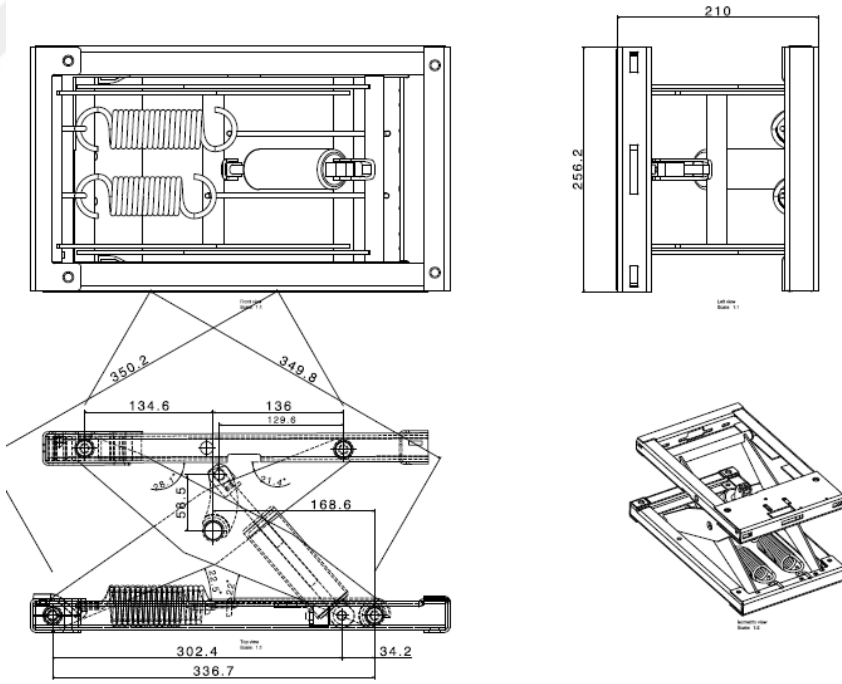
Şekil 4.2. ECE R107 regülasyonuna göre koltuk ölçüleri

Tipi ve ölçüleri belirlenen koltuğun tasarımı Catia V5 paket programı kullanılarak yapılmış ve tasarıma ait şekiller Şekil 4.3’de, parça listesi ise Ek.1’de verilmiştir. Şekil 4.3.a’da koltuğun genel görünümü, Şekil 4.3.b’ de ise makas ve süspansiyon grubu gösterilmiştir. Koltuğun ilk tasarımında süspansiyon sistemi pasif süspansiyona göre yapılmış, daha sonra yarı aktif süspansiyon çalışmaları için modifiye edilmiştir

Tasarımı tamamlanan koltuğun prototip imalatı da gerçekleştirilmiştir. Prototip koltuğa ait fotoğraflar da Şekil 4.4’de verilmiştir.



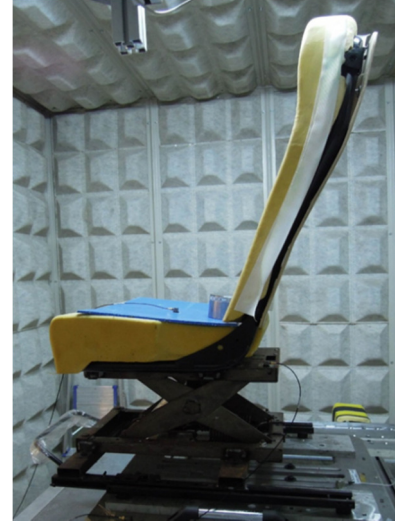
(a)



(b)

Şekil 4.3. Koltuk tasarım çizimleri





Şekil 4.4. Pasif süspansiyonlu prototip koltuk

İmalatı sonrası koltuğa ait bazı eleman gruplarının kütle değerleri Çizelge 4.1’de görüldüğü şekilde ortaya çıkmıştır:

Çizelge 4.1. Koltuk elemanlarının kütleleri

Eleman	Kütlesi (kg)
Sırt grubu	6,90
Oturak grubu	4,85
Makas grubu	6,77
Toplam	21,60

Pasif süspansiyon sistemine sahip prototip koltukta, çalışmanın ilerleyen aşamalarında yarı aktif süspansiyon sistemi de kullanılacaktır. Bu nedenle, tasarım esnasında, MR damperin boyutları da dikkate alınmış hem klasik damper hem de MR damperin montajına uygun bir mekanizma tasarlanmıştır.

Pasif süspansiyonlu koltukla ilgili test ve deneysel ölçümler tamamlandıktan sonra klasik damper yerinden çıkartılıp onun yerine sönüm katsayısı değişken olan bir MR damper monte edilmiştir. Prototip koltukta Lord firmasından ithal edilen RD8040-1 kodlu MR damper kullanılmıştır. Kullanılan MR damperin tanıtım kartı Ek.2’de verilmiştir.

Koltuğun tasarımı ve prototip imalatı tamamlandıktan sonra dinamik modellemede ihtiyaç duyulacak konfor parametrelerinin belirlenmesi çalışmaları yapılmıştır. Bu parametrelerin belirlenmesinde çoğunlukla deneysel yöntemler tercih edilmiştir.

#### 4.2.Koltuğun Dinamik Konfor Parametrelerinin Belirlenmesi

Prototip koltuk üzerinde dinamik konfora etkisi olan temel elemanlar, yaylar, damper, sünger ve makaslı yükseltme mekanizmasıdır. Bu elemanların rijitliği (diğer bir ifadeyle elastikiyeti) ve sönümlenme kabiliyetleri dinamik konforu belirleyen parametrelerdir. Yapılan çalışmada, bu parametreler deneysel olarak belirlenmiş ve yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar aşağıda sırasıyla verilmiştir.

**Yaylar:** Koltuk süspansiyon sisteminde 2 adet helezon yay kullanılmıştır. Şekil 4.5’de gösterilen bu yayların geometrik ölçüleri Çizelge 4.2’de verilmiştir.



Şekil 4.5. Koltuk süspansiyon sisteminin yayları

Çizelge 4.2. Yaylara ait geometrik ölçüler

	Yay 1	Yay 2
Sarım Sayısı	13	17
Tel Çapı (mm)	5,5	5,5
Yüksüz Boy (mm)	71	92

Yayların rijitlik katsayılarının belirlenmesi için Şekil 4.6’da gösterildiği gibi farklı kuvvetler altında oluşan uzama miktarları ölçülmüş ve elde edilen değerler Çizelge 4.3’de sunulmuştur.

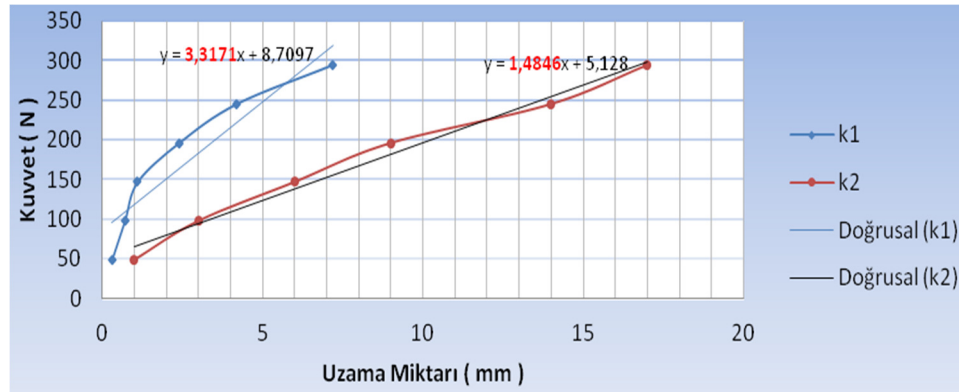


Şekil 4.6. Yay rijitlik katsayısının tayini

Çizelge 4.3. Yay rijitlik katsayısı için elde edilen değerler

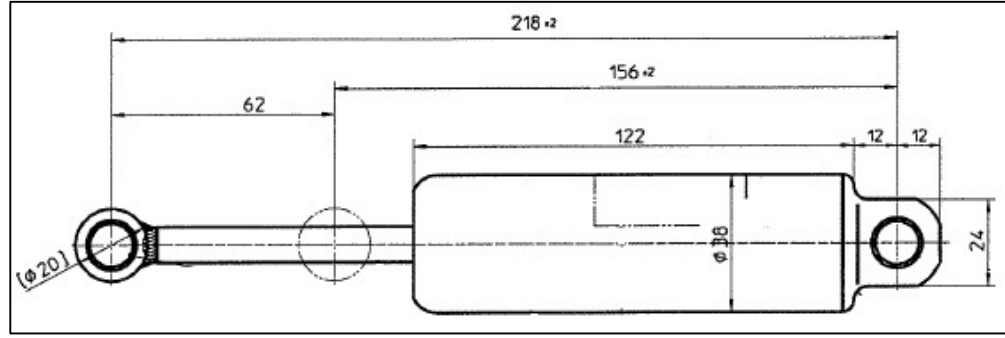
Yay 1			
Kuvvet ( N )	Yük Sonrası Boy ( mm )	Yük Öncesi Boy ( mm )	Uzama Miktarı ( mm )
49,05	71,3	71	0,3
98,1	71,7		0,7
147,15	72,1		1,1
196,2	73,4		2,4
245,25	75,2		4,2
294,3	78,2		7,2
Yay 2			
49,05	93	92	1
98,1	95		3
147,15	98		6
196,2	101		9
245,25	106		14
294,3	109		17

Yukardaki çizelgede verilen değerler ile oluşturulan kuvvet-uzama miktarı grafikleri Şekil 4.7’de gösterilmiştir. Grafiklerden koltukta kullanılan yayların rijitlik katsayıları yaklaşık olarak sırasıyla  $k_1=3317,1$  N/m ve  $k_2=1484,6$  N/m olarak belirlenmiştir.



Şekil 4.7. Yayların kuvvet-uzama miktarı grafikleri

**Sönümleyici (Damper):** Koltuk süspansiyon sisteminde geometrik ölçüleri Şekil 4.8’de gösterilen bir adet sönümleyici kullanılmıştır. Damperin sönümleme katsayısına ulaşmak amacıyla koltukta kullanılan bir numune üzerinde farklı hızlarda sıkıştırma testleri yapılmıştır. Bu testler yardımıyla damperin tepki kuvveti ölçülmüştür. Bu değer;  $F=BV$  denkleminde kullanılarak sönümleme katsayısına ulaşılmıştır.

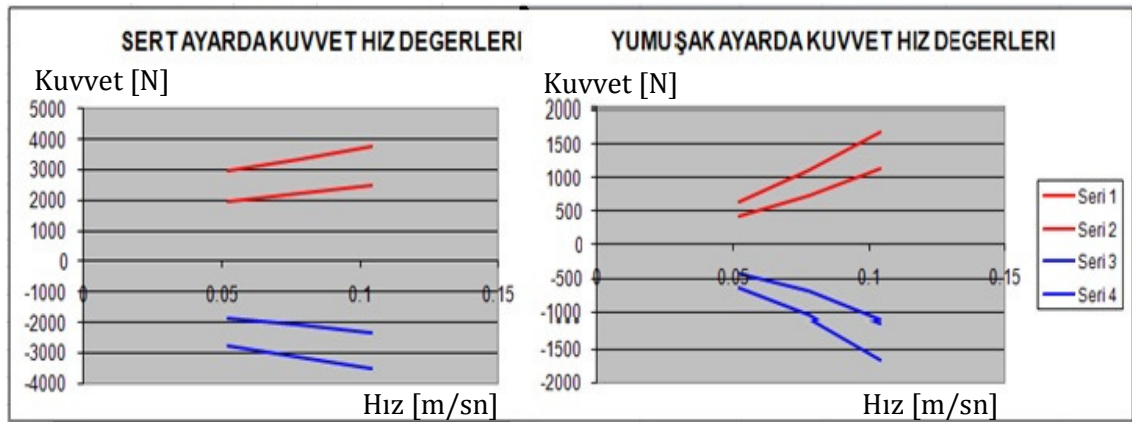


Şekil 4.8. Koltuk süspansiyon sisteminin damperi

Damper üzerindeki ayar çubuğu vasıtası ile kuvvet değerleri yumuşak ve sert olarak iki türlü ayarlanabilmektedir. Ayar çubuğu sola yatık durumda çalışırken damper yumuşak değerlerde sağa yatık durumda iken sert değerlerde çalışmaktadır. Buradaki sert ve yumuşak kavramı damperin ürettiği kuvvetle ilişkilidir. Bu kuvvet değeri maksimum ve minimum olarak çizelgelerde yer almaktadır. Yani sönümleyici bu alt ve üst tolerans bölgelerinde çalışacaktır. Farklı hız ve ayarlarda yapılan testler neticesinde damperin tepki kuvvetinin değerleri Çizelge 4.4’de, bunlara ait grafikler ise Şekil 4.9’da verilmiştir.

Çizelge 4.4: Damperin tepki kuvvetleri

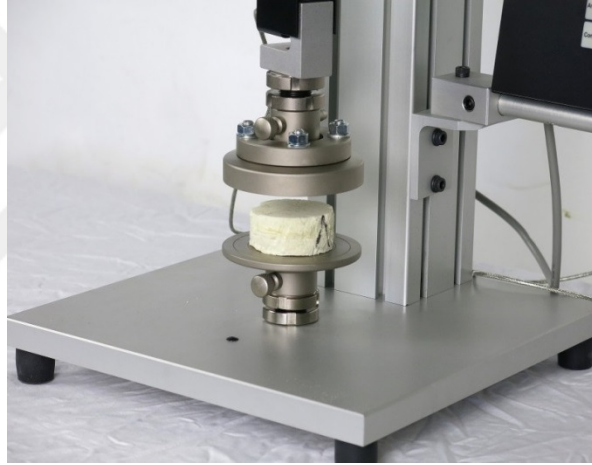
Hız (m/sn)	Sert Ayarda				Yumuşak Ayarda			
	Geri Dönüş (N)		Sıkıştırma (N)		Geri Dönüş (N)		Sıkıştırma (N)	
	Maks.	Min.	Min.	Maks.	Maks.	Min.	Min.	Maks.
0.052	2950	1950	-1840	-2760	640	420	-420	-640
0.078	3360	2240	-2080	-3120	1110	730	-690	-1050
0.104	3780	2520	-2330	-3490	1690	1130	-1110	-1670



Şekil 4.9. Damperin kuvvet-hız eğrileri

**Sünger:** Bu eleman koltuk konforu açısından en önemli elemanların başında gelir. Özellikle statik konfor açısından büyük önem taşımaktadır. Süngerin geometrisi, yoğunluğu ve bileşimi sönüm karakteristikleri açısından etkileyici parametrelerdir. Mevcut koltuklarda kullanılan sünger yoğunluğu ve bileşimi kullanılarak oluşturulan numune üzerinde basma testleri yapılarak süngerin yay ve sönüm katsayısı çıkarılmaya çalışılmıştır. Kullanılan numune 45g/lt yoğunluğunda tüm otomotiv standartlarına uygun bileşenlerden oluşan bir süngerdir.

Bir oturma süngeri numunesi üzerine sabit bir hızda, Şekil 4.10'da görüldüğü gibi, sünger geometrisine uygun bir basma aparatı yardımıyla basma testi gerçekleştirilmiştir. 3 kez tekrar edilen testler ile  $F=kx$  denklemi kullanılarak süngerin yay katsayısı belirlenmeye çalışılmıştır.



Şekil 4.10. Sünger basma testi

Sünger basma testi çapı 112,5 mm, yüksekliği de 50 mm olan numuneler üzerinden gerçekleştirilmiştir. Numune rijit bir platforma koyularak, çapından daha büyük ve sert bir aparat yardımıyla 100 mm/dk ilerleme hızıyla basıya zorlanmıştır. Bu basma testi esnasında yük okuyucu sensörler yardımıyla süngerin basma kuvveti karşısında verdiği direnç kuvvetleri ölçülmüştür. Sünger elastik bir malzeme olduğu için basma yükü kaldırıldığında eski haline dönmeye çalışmaktadır. Ancak geri dönerken gösterdiği direnç, basmaya zorlandığındaki dirençten bir miktar daha düşüktür. Bu fark histerizis kaybı olarak tanımlanmaktadır. Testlerden elde edilen değerler Çizelge 4.5'de verilmiş olup bu değerlere göre süngerin rijitlik katsayısının 30000 N/m civarında olduğu tespit edilmiştir.

Çizelge 4.5. Süngerin kuvvet-uzama değerleri

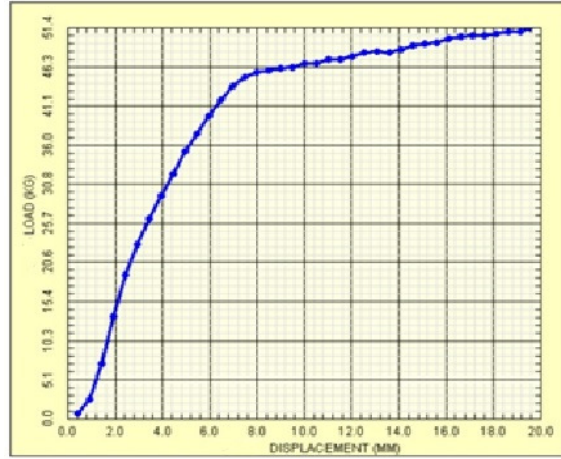
Deneme1			Deneme2			Deneme3		
F [kg]	x [mm]	k [N/mm]	F [kg]	x [mm]	k [N/mm]	F [kg]	x [mm]	K [N/mm]
10.00	3.20	30.66	10.00	4.10	23.93	10.00	4.00	24.53
20.00	6.20	31.65	20.00	7.00	28.03	20.00	6.80	28.85
30.00	9.30	31.65	30.00	10.50	28.03	30.00	10.20	28.85
40.00	12.30	31.90	40.00	13.50	29.07	40.00	13.10	29.95
50.00	15.40	31.85	50.00	17.20	28.52	50.00	16.80	29.20
60.00	18.50	31.82	60.00	19.30	30.50	60.00	19.10	30.82
70.00	21.60	31.79	70.00	22.90	29.99	70.00	22.10	31.07
80.00	24.70	31.77	80.00	26.50	29.62	80.00	25.90	30.30
90.00	27.80	31.76	90.00	29.60	29.83	90.00	28.40	31.09
100.00	30.90	31.75	100.00	32.00	30.66	100.00	31.50	31.14
k <sub>ort</sub> [N/mm]		31.66	k <sub>ort</sub> [N/mm]		28.82	k <sub>ort</sub> [N/mm]		29.58

**Makaslı Yükseltme Mekanizması:** Koltukta yükseltme mekanizması olarak makaslı tip mekanizma kullanılmıştır. Mekanizmayı oluşturan parçalar çelik malzemeden yapılmış olup bunların mekanik özellikleri direkt dinamik konforu etkileyen parametreler değildir. Ancak, koltuğun düşey hareketi sırasında makas mekanizması, yaylar ve sönümleyici birlikte hareket ettiklerinden bu üçlü grubun kuvvet etkisi altındaki elastik davranışını görmek amacıyla testler yapılmış ve kuvvet-yerdeğiştirme eğrisi elde edilmiştir. Şekil 4.11’de görülen test düzeneğinde koltuk rijit bir platform üzerine konularak belirli bir bölgeden sabit hızla basma yükü uygulanmıştır. Testler sonucunda elde edilen grafik Şekil 4.12’de verilmiştir.



Şekil 4.11. Yükseltme mekanizması basma testi





Şekil 4.12. Yükseltme mekanizması yük-yerdeğiştirme eğrisi

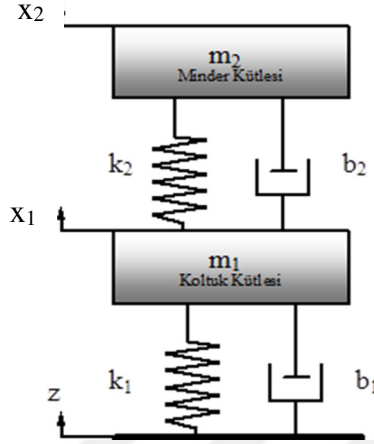
Makas mekanizması-yaylar-damper grubu için elde edilen grafikten de anlaşıldığı üzere makas mekanizması, yay ve damper için bulunan rijitlik katsayısı değerlerini yukarı çekmiş yani diğer bir ifadeyle elastikiyetlerini azaltmıştır. Makas mekanizmasının rijitliği hayli yüksek çelik malzemeden yapıldığı göz önünde bulundurulduğunda bu sonuç gayet normaldir. Ayrıca Şekil 4.12’de görüldüğü üzere sistemin rijitliği belli bir bölgeden sonra lineerlik özelliğini kaybetmektedir. Ancak bu bölge, koltuğun uygulanan kuvvet etkisinde tam çökme durumuna karşılık geldiğinden sistemin analizinde sadece lineer bölge dikkate alınmıştır.

Prototip koltuk üzerinde dinamik konfora etkisi olan parametrelerin yukarıda izah edildiği şekilde belirlenmesinden sonra koltuğun dinamik modellenmesine geçilmiştir. Dinamik model öncelikle pasif süspansiyon sistemine sahip koltuk için oluşturulmuş, daha sonra da yarı aktif süspansiyonlu koltuk modeli hazırlanmıştır.

### 4.3. Pasif Süspansiyon Sistemli Koltuğun Dinamik Modeli

Genel olarak sistemlerin dinamik modellenmesi yapılırken, kütle, yay ve sönümleyici elemanlardan istifade edilir. Sistemde, uygulanan kuvvet karşısında geçici şekil değişikliğine uğrayan (esneme kabiliyeti olan) cisimler yay elemanı, enerji yutma (sönümleme) kabiliyeti olan cisimler sönümleyici eleman ve kütlesi ihmal edilmeyip ağırlıkları analizde hesaba katılacak cisimler de kütle elemanı olarak modellenir. Bu çalışmada ele alınan sürücü koltuğu da aynı benzetimle modellenmiş, koltuğun süspansiyon sistemini temsil etmek amacıyla; yükseltme mekanizması (araç şasesi ile oturak arasındaki kısım) ve oturma kısmı (sünger ve koltuk kumaşı kısmı) ayrı ayrı kütle-

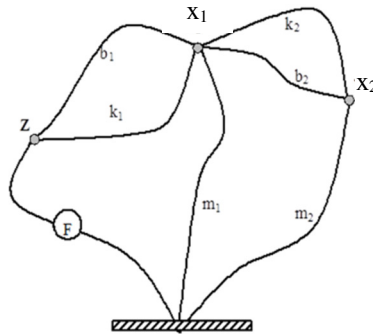
yay-damper grupları ile modellenmiştir. İki serbestlik dereceli olan bu koltuk süspansiyon sisteminin modeli Şekil 4.13’de görülmektedir.



Şekil 4.13. Koltuk pasif süspansiyon sisteminin modeli

Burada  $m_1$ , koltuk oturak grubunun çelik iskelet yapısı ve yükseltme mekanizmasında yer alan parçaların toplam kütesini,  $m_2$  oturma minderinin kütesini,  $k_1$  yükseltme mekanizmasında yer alan ve esneme kabiliyeti olan parçaların toplam rijitlik katsayısını,  $k_2$ , minder süngerinin rijitliğini,  $b_1$ , yükseltme mekanizmasının sönüm katsayısını,  $b_2$ , minder süngerinin sönüm katsayısını ve  $z$ ,  $x_1$ ,  $x_2$  ise sırasıyla araç şasesinin, yükseltme mekanizmasının ve minderin düşey yerdeğiştirmelerini göstermektedir.

Sistemin modeli oluşturulduktan sonra, bu modeli temsil eden matematiksel ifadelerin yani sistemin hareket denklemlerinin çıkartılması gerekir. Hareket denklemlerinin çıkartılmasında Newton’un 2. hareket kanunu, Lagrange yöntemi, lineer grafik yöntemi gibi farklı yöntemler tercih edilebilir. Burada sistemin hareket denklemleri hem lineer grafik yöntemi hem de Lagrange yöntemi kullanılarak çıkartılmış olup koltuk süspansiyon sisteminin lineer grafiği Şekil 4.14’de verilmiştir.



Şekil 4.14. Koltuk pasif süspansiyon sisteminin lineer grafik gösterimi



### 4.3.1 Grafik yöntem

Sistem grafiği, sistemi oluşturan elemanların bağlantıları sistem yapısına uygun olarak bir araya getirilmesiyle elde edilir. Hem sistemin elemanları hem de bunların birbiriyle olan yapısal ilişkileri hakkında bilgi içeren sistem grafiği sistemin türüne bağlı olmadan ortak yöntemlerin genel bir yaklaşımla tüm sistemlere uygulanmasına olanak sağlar. Burada hareket denklemleri düğüm yasası kullanılarak oluşturulmaktadır. Düğüm yasası, bir sistemin doğrusal grafiğine göre, herhangi bir uç (düğüm) noktasına giren iç değişkenlerin cebrik toplamının sıfır olduğunu ifade eder. Buna göre Şekil 4.14'de verilen sistemde bulunan 3 adet düğüm noktası için aşağıdaki ifadeler yazılabilir:

1.düğüm için;

$$F(t) = b_1(\dot{z} - \dot{x}_1) + k_1(z - x_1) \quad (4.1)$$

2.düğüm için;

$$b_1(\dot{z} - \dot{x}_1) + k_1(z - x_1) = m_1\ddot{x}_1 + b_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_2(x_1 - x_2) \quad (4.2)$$

3.düğüm için;

$$b_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_2(x_1 - x_2) = m_2\ddot{x}_2 \quad (4.3)$$

Her bir düğüm için yazılan bu ifadeler Laplace dönüşümü alınırsa,

$$F(s) = (b_1s + k_1) Z(s) - (b_1s + k_1) X_1(s) \quad (4.4)$$

$$(b_1s + k_1) Z(s) - (b_1s + k_1) X_1(s) = (m_1s^2 + b_2s + k_2) X_1(s) - (b_2s + k_2) X_2(s) \quad (4.5)$$

$$(b_2s + k_2)X_1(s) - (b_2s + k_2)X_2(s) = m_2s^2X_2(s) \quad (4.6)$$

(4.6) numaralı eşitlikten;

$$X_2(s) = \frac{b_2s + k_2}{m_2s^2 + b_2s + k_2} X_1(s) \quad \text{veya} \quad X_1(s) = \frac{m_2s^2 + b_2s + k_2}{b_2s + k_2} X_2(s)$$

bulunur. Gerekli sadeleştirmeler yapılmış; sistemin girişi olan yerden gelen düzensizliklere (Z) karşılık sistemin çıkışı olabilecek  $m_1$  ve  $m_2$  kütlelerinin yer değiştirme davranışlarını gösteren transfer fonksiyonları aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\frac{X_1(s)}{Z(s)} = \frac{(b_1s + k_1)(m_1s^2 + b_2s + k_2)}{m_1m_2s^4 + [(b_1 + b_2)m_2 + b_2m_1]s^3 + [(k_1 + k_2)m_2 + b_1b_2 + k_2m_1]s^2 + (b_2k_1 + b_1k_2)s + k_1k_2}$$

$$\frac{X_2(s)}{Z(s)} = \frac{(b_1s + k_1)(b_2s + k_2)}{m_1m_2s^4 + [(b_1 + b_2)m_2 + b_2m_1]s^3 + [(k_1 + k_2)m_2 + b_1b_2 + k_2m_1]s^2 + (b_2k_1 + b_1k_2)s + k_1k_2}$$

Bu aşamadan sonra sistem; Transfer Fonksiyonu Yaklaşımı, Frekans Cevabı Yaklaşımı ve Simulink Modeli kullanılarak ayrı ayrı analiz edilebilmektedir. Bu çalışmada yapılan analizlerde sabit değerler literatürdeki önceki çalışmalarda kullanılan değerler alınarak yapılmıştır. Farklı frekans değerlerinde sinüzoidal ve basamak girişlere karşılık sistem cevapları elde edilmiştir. Analizler için kullanılan yazılım kodları Ek.3'de, elde edilen grafikler ise Sonuçlar ve Değerlendirme bölümünde verilmiştir.

### 4.3.2 Lagrange yöntemi

Bu yöntemde incelenen sisteme ait kinetik ve potansiyel enerjiler dikkate alınır. Ayrıca Virtüel İş ilkesi ile dış kuvvetlerin ve sönüm kuvvetlerinin sistemin genel koordinatlarında gerçekleştirmiş oldukları işler dikkate alınarak elde edilen genel kuvvetler hareket denkleminin oluşturulmasında kullanılır. Lagrange Denklemi aşağıdaki formda tanımlanmıştır:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \left( \frac{\partial L}{\partial q_i} \right) = Q_i \quad (4.7)$$

Burada,  $q_i$  sistemin genelleştirilmiş koordinatlarını,  $Q_i$  ise bu koordinata etki eden genelleştirilmiş kuvveti ifade etmektedir. (4.7) denkleminde yer alan L Lagrangian olarak isimlendirilmekte olup kinetik enerji ile potansiyel enerjinin farkını temsil etmektedir.

$$L = K - P \quad (4.8)$$

Lagrangian ifadesinin tanımı Lagrange denkleminde kullanıldığında,

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial K}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial P}{\partial \dot{q}_i} \right) - \left( \frac{\partial K}{\partial q_i} - \frac{\partial P}{\partial q_i} \right) = Q_i \quad (4.9)$$

elde edilir. Şekil 4.13'de fiziksel modeli verilen koltuk süspansiyon sistemi için kinetik ve potansiyel enerjiler aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$\text{Toplam Kinetik Enerji:} \quad K = \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_2^2 + \frac{1}{2} m_1 \dot{x}_1^2 \quad (4.10)$$

$$\text{Toplam Potansiyel Enerji: } P = \frac{1}{2}k_2(x_2 - x_1)^2 + \frac{1}{2}k_1(x_1 - x_0)^2 \quad (4.11)$$

Lagrange denkleminde yer alan genelleştirilmiş kuvvet elde edilirken dış zorlamaların ve sönümleyici kuvvetlerin genel koordinatlar üzerindeki sanal işleri dikkate alınır. Buna göre sönümleyici kuvvetlerin sanal işleri;

$\delta W_1 = -b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_0)\delta q_1$  ve  $\delta W_2 = -b_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1)\delta q_2$  olur. Sistem iki serbestlik dereceli olduğundan;  $q_1 = x_1$ ,  $q_2 = x_2$  alındığında genelleştirilmiş kuvvetler için;

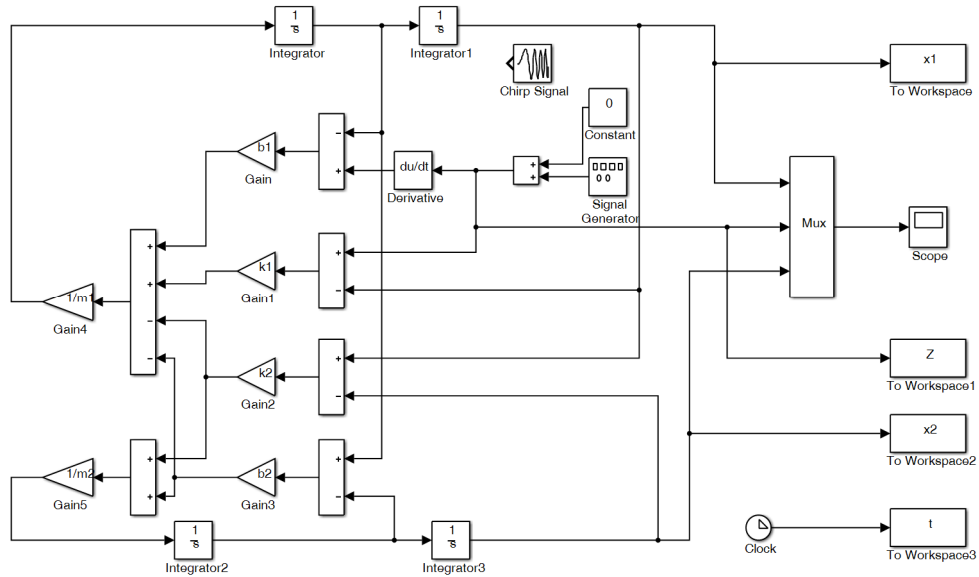
$$\begin{aligned} Q_1 &= -b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_0) \\ Q_2 &= -b_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \end{aligned} \quad (4.12)$$

yazılır ve enerji ifadeleri Lagrange denkleminde yerleştirilip gerekli türev işlemleri yapıldığında sistemin hareket denklemleri için

$$\begin{aligned} m_1\ddot{x}_1 + b_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_2(x_1 - x_2) + b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_0) + k_1(x_1 - x_0) &= 0 \\ m_2\ddot{x}_2 + b_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_2(x_2 - x_1) &= 0 \end{aligned} \quad (4.13)$$

ifadeleri elde edilir.

Elde edilen bu matematiksel denklemlerin çözümü MATLAB-Simulink yazılımı kullanılarak yapılmış ve sistem analiz edilmiştir. Şekil 4.15’de pasif süspansiyonlu koltuk için hazırlanan Simulink modeli görülmektedir.



Şekil 4.15. Pasif süspansiyon sisteminin Simulink modeli

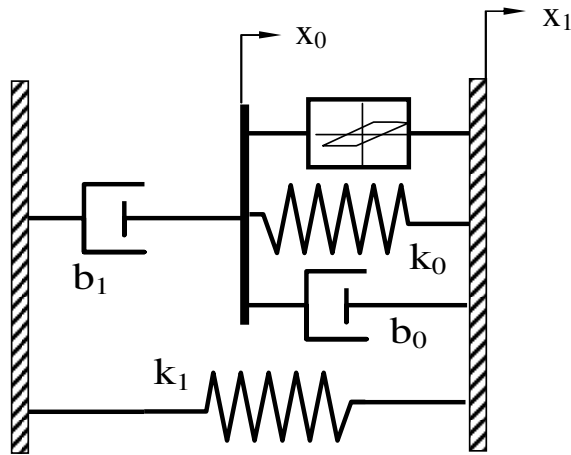
Sistemin MATLAB çözümüne esas teşkil eden fonksiyon dosyası, MATLAB diferansiyel denklem çözüm (ode) yaklaşımı ile oluşturulmuş ve farklı parametre değerleri için çözülmüştür. Bu fonksiyon dosyası Ek.4’de verilmiştir. Sistemin dinamik davranışına yönelik elde edilen grafikler ise Sonuçlar ve Değerlendirme bölümünde sunulacaktır.

#### 4.4. Yarı Aktif Süspansiyon Sistemli Koltuğun Dinamik Modeli

Yarı aktif süspansiyon sistemlerinde pasif sistemden farklı olarak sönümlenme kuvveti ayarlanabilir bir sönümleyici mevcuttur. Yani, yarı aktif süspansiyon sistemlerinde yayların sertlik dereceleri aynı kalmakta fakat damperin sönümlenme katsayısı değiştirilebilmektedir. Dolayısıyla, bu sistemlerde kullanılan sönümleyicilerin de klasik damperlerden farklı olacağı açıktır. Günümüzde yarı aktif süspansiyon sistemlerinde yaygın olarak kullanılan sönümleyiciler sönüm katsayısı manyetik alan ile değişen magnetoreolojik (MR) sönümleyicilerdir.

MR sıvıların davranışlarının doğrusal olmaması sebebiyle, MR damper davranışını tanımlamak amacıyla çeşitli modeller öngörülmüştür. Bu çalışmada, Düzeltilmiş Bouc-Wen modeli kullanılmıştır.

Yarı aktif süspansiyonlu sürücü koltuğunda kullanılan MR damperin matematiksel modeli için kullanılan doğrusal olmayan sönüm elemanı modeli Şekil 4.16’da gösterilmiştir.



Şekil 4.16. Düzeltilmiş Bouc-Wen modeli

Bu modelde sönümleyici tarafından üretilen kuvvet;

$$F = \alpha Z + b_0(\dot{x}_1 - \dot{x}_0) + k_0(x_1 - x_0) + k_1(x_1 - x_s) = b_1\dot{x}_0 + k_1(x_1 - x_s) \quad (4.14)$$

olup burada;

$$\alpha = \alpha(u) = \alpha_a + \alpha_b u, \quad b_1 = b_1(u) = b_{1a} + b_{1b} u,$$

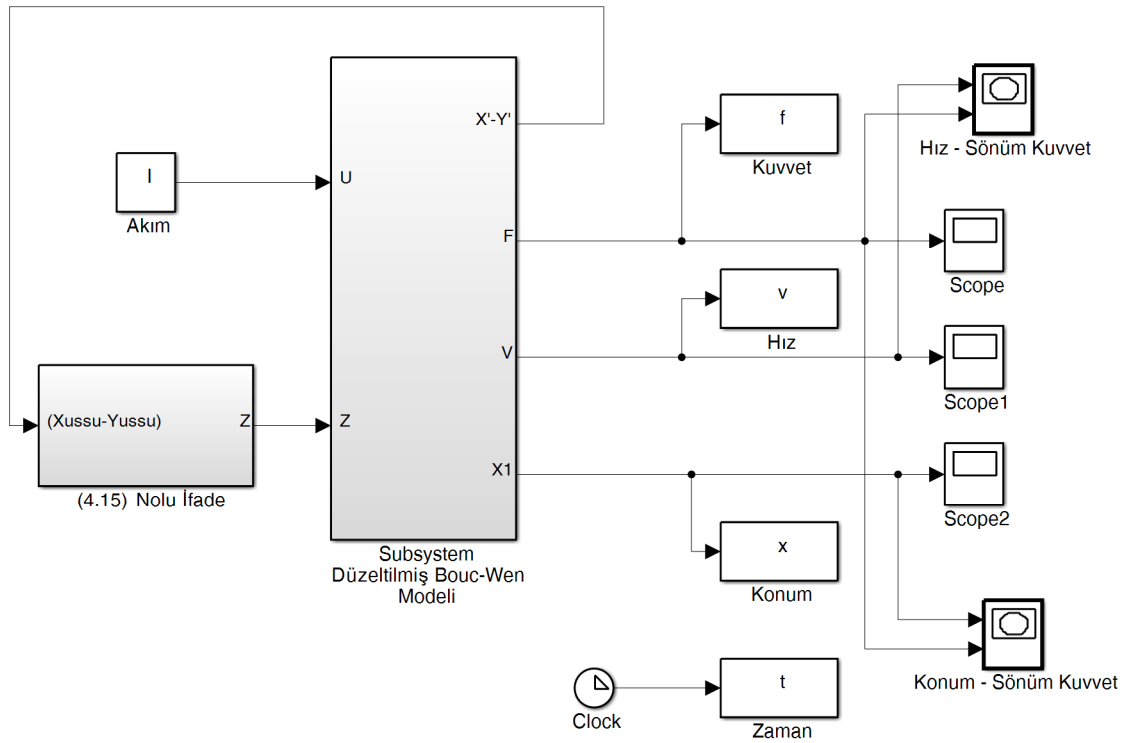
$b_0 = b_0(u) = b_{0a} + b_{0b} u$  ve  $\dot{u} = -\eta(u - v)$  şeklinde tanımlanmıştır.  $v$  de sönümleyiciye uygulanan gerilim değeridir. Ayrıca;

$$\dot{Z} = -\gamma|\dot{x}_1 - \dot{x}_0| Z |\dot{Z}|^{n-1} - \beta(\dot{x}_1 - \dot{x}_0)|Z|^n + A(\dot{x}_1 - \dot{x}_0) \quad (4.15)$$

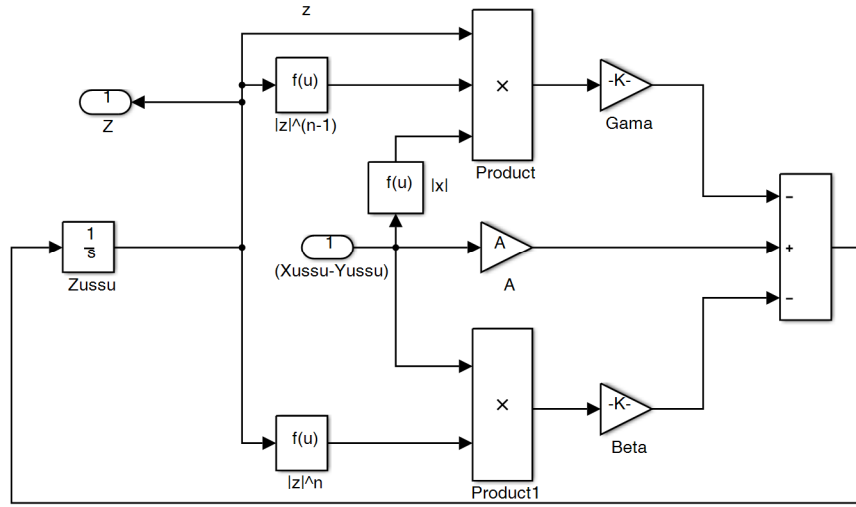
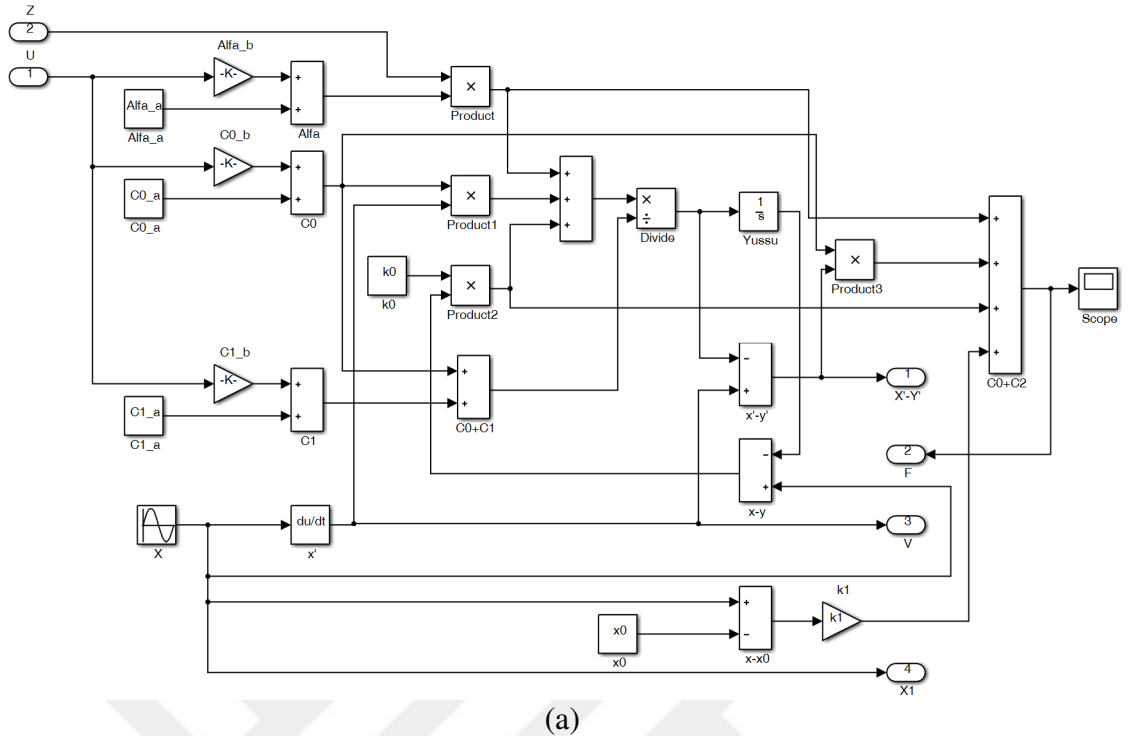
$$\dot{y} = \frac{1}{b_0 + b_1} \{ \alpha Z + b_0 \dot{x}_1 + k_0(x_1 - x_0) \} \quad (4.16)$$

dir. Burada,  $x_1$  toplam bağıl yer değiştirmeyi,  $x_s$  yay sabiti  $k_1$  olan yayın başlangıçtaki boyunu,  $k_0$  yüksek hızlardaki yay sabitini,  $k_1$  akümülatör yay sabitini,  $b_0$  yüksek hızlardaki sönümü ve  $b_1$  düşük hızlardaki sönüm katsayısını ifade etmektedir.

Yarı aktif süspansiyon sisteminin analizi için öncelikle MR damperin Şekil 4.17 ve Şekil 4.18'de verilen Simulink modeli hazırlanmış daha sonra bu model pasif süspansiyonlu sisteme entegre edilerek sistem yarı aktif hale dönüştürülmüştür.



Şekil 4.17. Düzeltilmiş Bouc-Wen doğrusal olmayan sönüm elemanı modeli

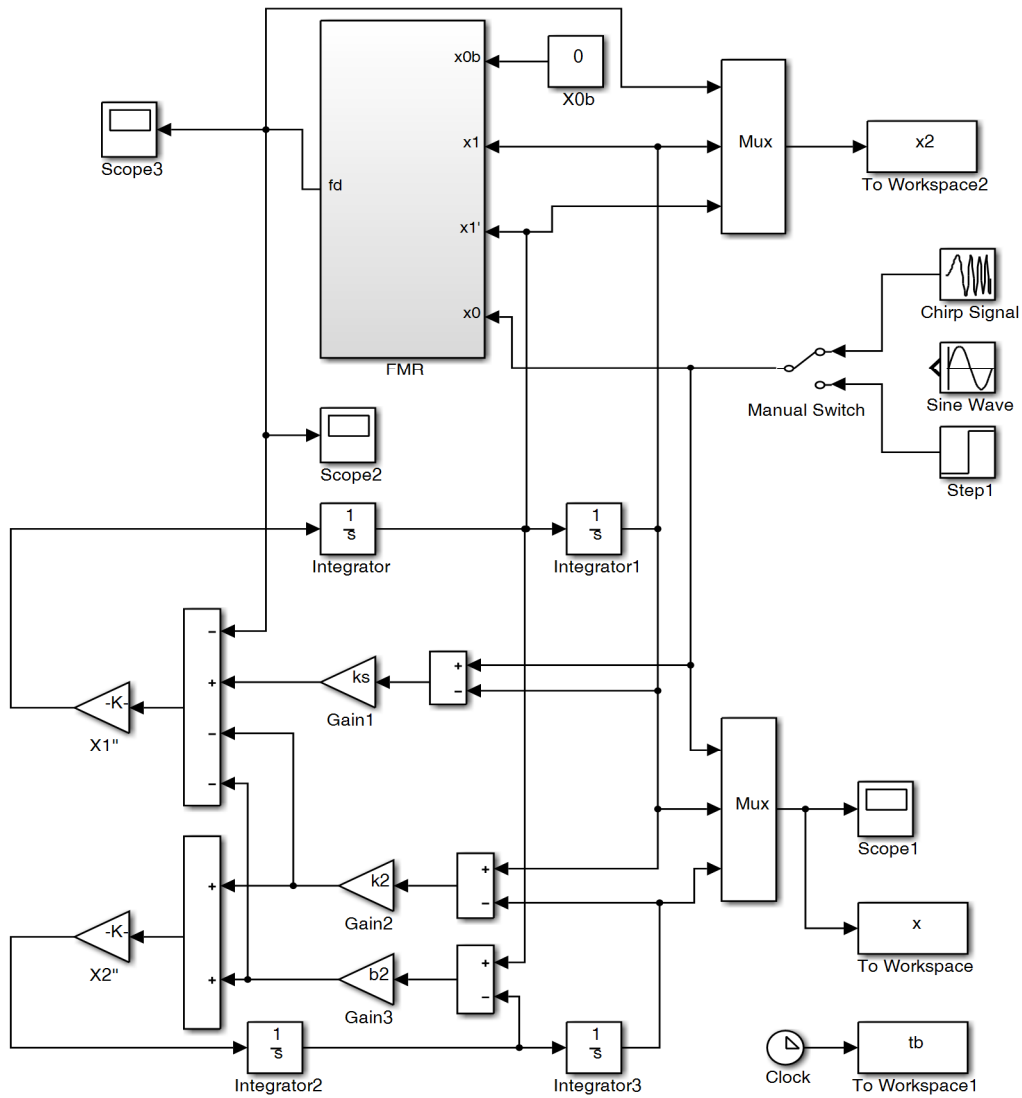


Şekil 4.18. Şekil 4.17’deki alt sistemler a) Bouc-Wen Modeli, b) (4.15) nolu ifade

Hazırlanan bu modellerin literatürden alınan parametre değerleriyle benzetimi yapılmıştır. Bu çalışmalardan elde edilen sonuçlar, Sonuçlar ve Değerlendirme bölümünde verilmiştir.

Doğrusal olmayan ve sönüm katsayısı değişken olan sönüm elemanını temsil eden modelin pasif sisteme entegre edilmesiyle Şekil 4.19'da verilen yarı aktif süspansiyon sistemi modeli oluşturulmuştur.

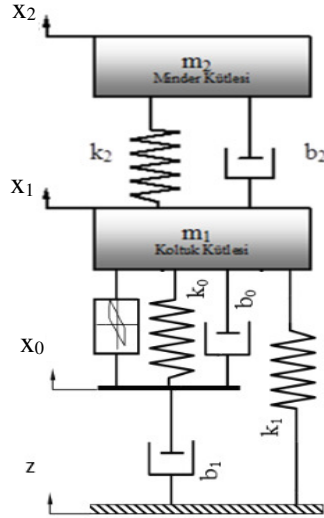
Ayrıca, farklı sinyal girdilerine göre sistemi analiz etmek için Şekil 4.20'de verilen Simulink modelinde, değişken frekanslarda sinüzoidal formda olan Chirp sinyal uygulanarak sistemin cevabı alınmıştır.



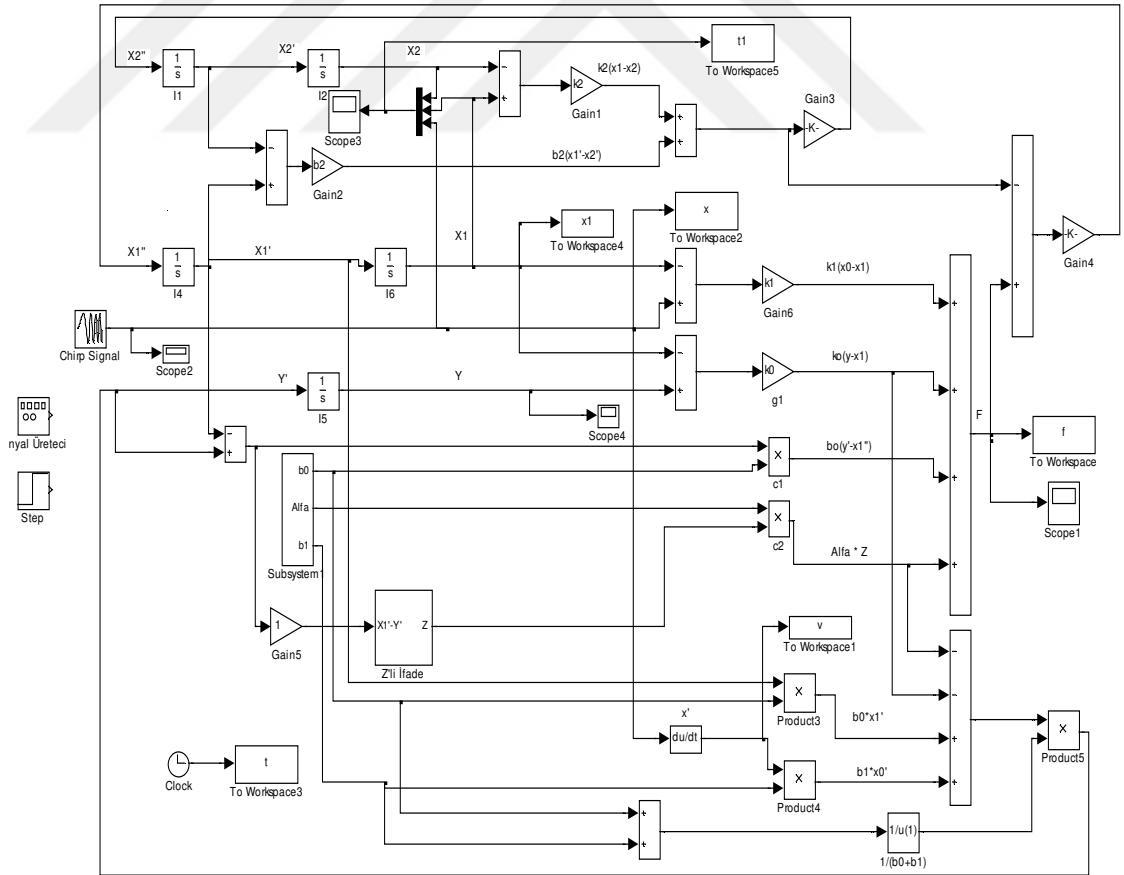
Şekil 4.19. Yarı aktif süspansiyon Simulink modeli

Bu modellerin çözümünden elde edilen grafikler yine Sonuçlar ve Değerlendirme bölümünde verilmiştir.

Düzeltilmiş Bouc Wen modelinin fiziksel sistem üzerinde gösterimi Şekil 4.20.a'da, bu sistemi temsil eden ve (4.14)- (4.16) denklemlerinin kullanıldığı ve açık halde ki (Alt Sistem Olmaksızın) Simulink modeli ise Şekil 4.20.b de gösterilmiştir.



Şekil 4.20.a. Koltuk yarı aktif süspansiyon sisteminin modeli

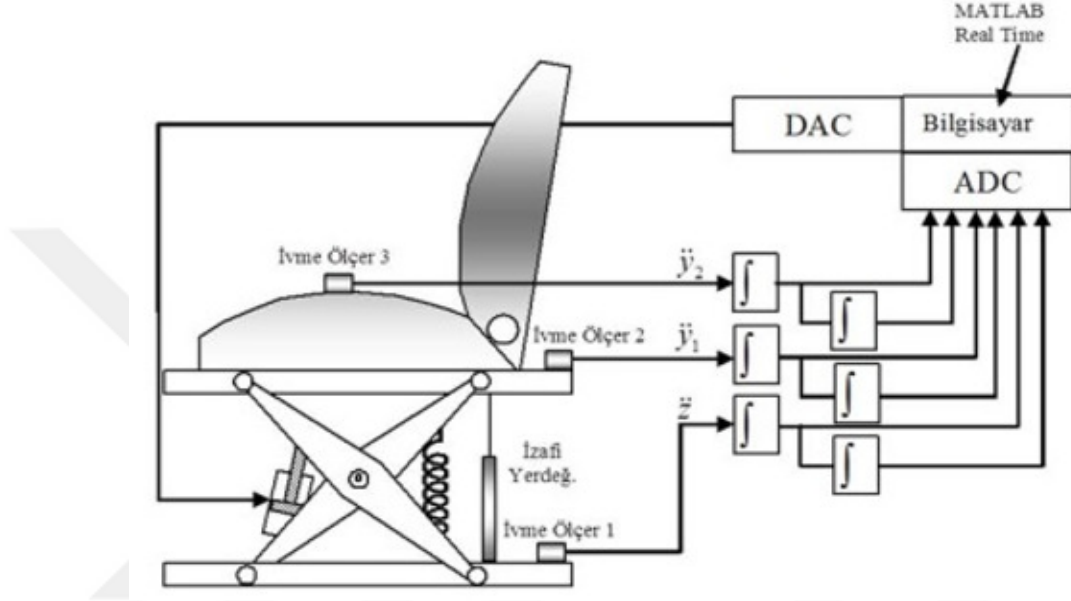


Şekil 4.20.b.Chirp sinyal ile uyarılan Bouc-Wen Modelli yarı aktif süspansiyon sisteminin Simulink modeli



#### 4.5. Test Düzenegi

Prototip imalatı tamamlanıp fiziksel ve matematiksel modelleri hazırlanan pasif ve yarı aktif süspansiyonlu sürücü koltuğunun titreşim özelliklerine yönelik deneysel çalışmaların yapılması için bir deney düzenegi oluşturulmuştur. Başlıca elemanları Şekil 4.21’de gösterilen bu test düzeneginde bir sarsıcı, prototip koltuk, veri toplama ve kontrol kartı, ivmeölçerler ile bilgisayar bulunmaktadır.



Şekil 4.21. Test düzenegi

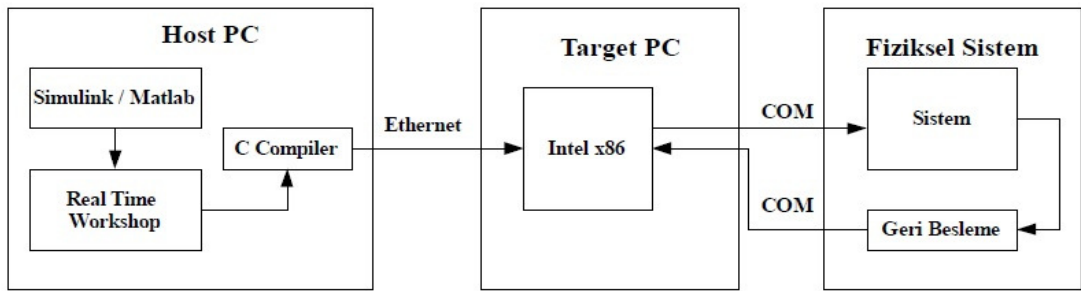
Test düzenegini oluşturan donanım ve cihazların özellikleri Çizelge 4.6’da verilmiştir.

Çizelge 4.6. Test düzenegini oluşturan cihazlar

Makine-Donanım adı	Markası	Modeli	Adet
Sarsıcı	LDS	V721	1
Koltuk	Prototip	Sürücü	1
MATLAB, Real Time Toolbox	MathWorks	2012-a	1
Dizüstü Bilgisayar (Host PC)	HP	HP Pavilion dv6-6150et	1
Masaüstü Bilgisayar (Target PC)	HP	HP Pavilion Elite HPE-510tr	1
İvme Ölçer	B&K	4507-B-004	3
Kontrol Kartı ve Aksesuarları	NI	NI PCI-6221	1

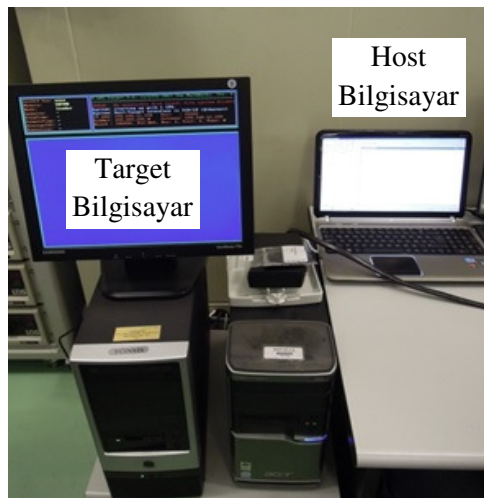
Sistemde gerçek zamanlı testlerin yürütülmesinde MATLAB RealTime xPC Target yazılımı tercih edilmiştir. Bu programın kullanılması ile daha yüksek örnekleme zamanlı özellikle aktif süspansiyon sistemi denemeleri için veri alışverişini etkinleştirmek amacı güdülmüştür.

xPC Target uygulamalarında iki adet bilgisayar kullanımına ihtiyaç vardır. Bunlar, Target PC ve Host PC olarak isimlendirilirler. MATLAB, Simulink içeren host bilgisayar, model oluşturmak amacı ile kullanılır ve burada oluşturulan modeller, Simulink ortamında gerçek zamanlı olmayan bir biçimde koşturulabilir. Host bilgisayarda oluşturulan model xPC Target yazılımında bir C/C++ derleyicisi kullanılarak, çalıştırılabilir bir dosya formatına dönüştürülür. Çalıştırılabilir dosya, Host PC'den xPC Target gerçek zamanlı işletim sistemi içeren Target PC'ye aktarılır ve Target PC'den gelen bu sinyal gerçek zamanlı olarak koşturulabilir. Bu yapıya ilişkin bir blok şema Şekil 4.22'te verilmiştir.

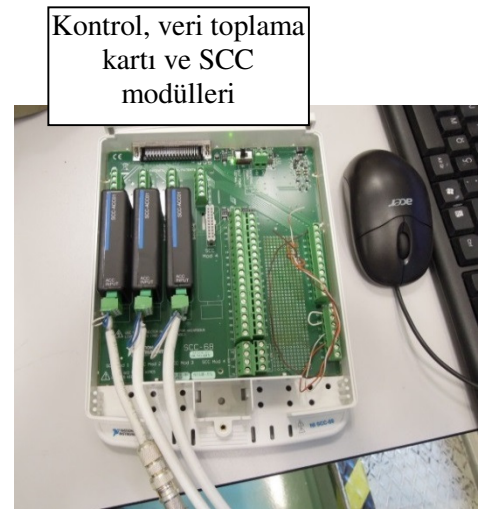


Şekil 4.22. xPC Target yapısı

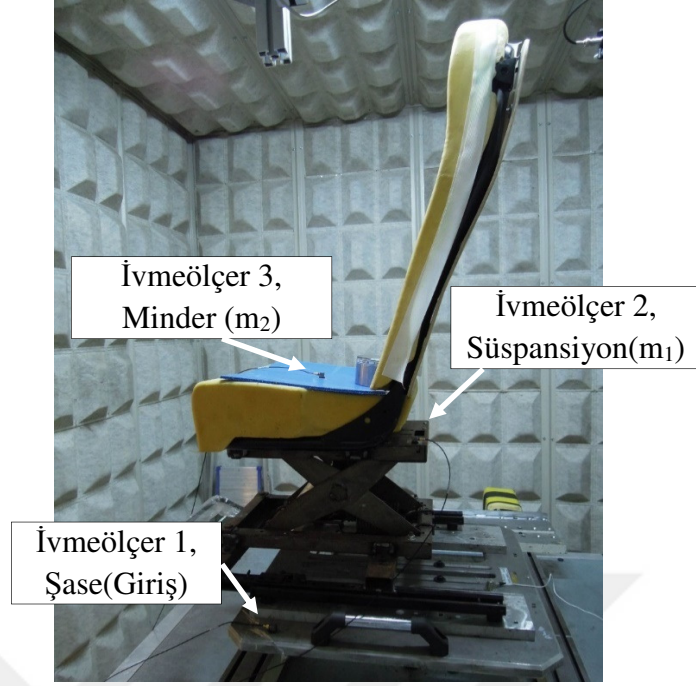
Test düzeneğinde kullanılan cihazların fotoğrafları Şekil 4.23'de verilmiştir. Şekil 4.23.a, testlerde kullanılan host ve target bilgisayarları, Şekil 4.23.b, kontrol ve veri toplama kartlarını, Şekil 4.23.c ise test koltuğunu ve üzerine bağlı ivmeölçerleri göstermektedir. Düzeneğin genel görünümü ise Şekil 4.24'de gösterilmiştir. Test düzeneğinde yapılan ölçümler ve elde edilen sonuçlar ise Sonuçlar ve Değerlendirme bölümünde sunulmuştur.



(a)

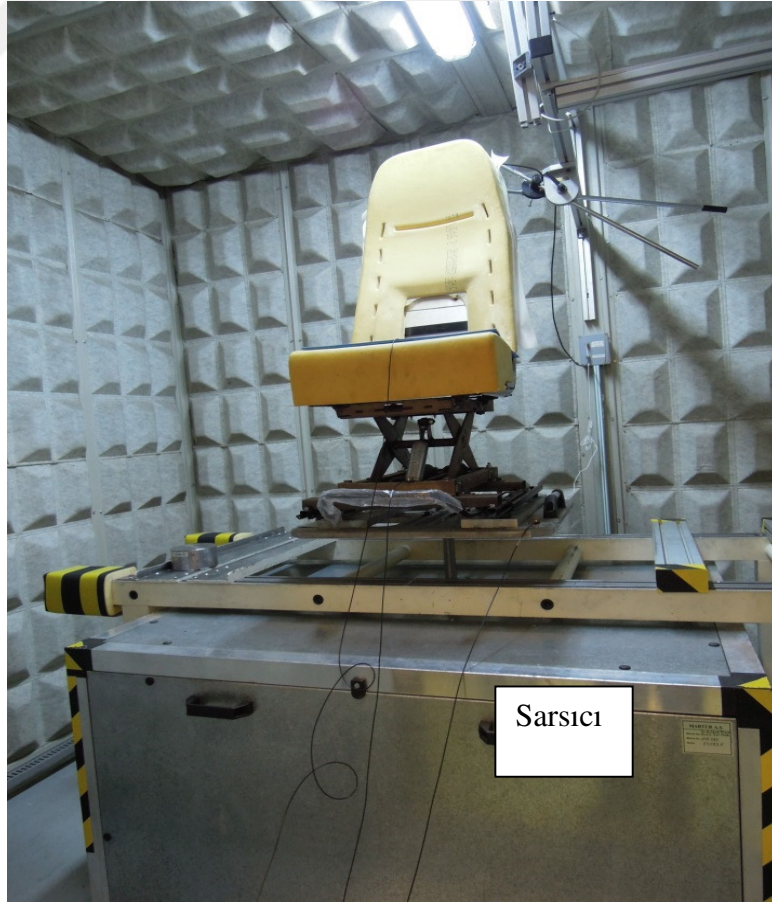


(b)



(c)

Şekil 4.23. Test düzeneğinin elemanları



Şekil 4.24. Test düzeneğinin genel görünümü

## 5. SONUÇLAR ve DEĞERLENDİRME

Önceki bölümde fiziksel modelleri ve hareket denklemleri oluşturulan sistemlerin çözümünden elde edilen sonuçlar bu bölümde sunulmuştur. Çözümler öncelikle pasif süspansiyonlu koltuk için daha sonra da yarı aktif süspansiyonlu koltuk için gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, koltuklar için yapılan titreşim testlerinin sonuçları da yine bu bölümde verilmiştir.

### 5.1 Pasif Süspansiyonlu Koltuğun Analizi

Pasif süspansiyonlu sürücü koltuğunun dinamik davranışının incelenmesi amacıyla bu koltuk için elde edilen hareket denklemleri MATLAB yazılımı yardımıyla çözdürülmüş ve elde edilen sonuçlar irdelenmiştir. Bu çözümler yapılırken sistem parametrelerine ait sayısal değerler olarak literatürde kullanılan model değerleri alınmış, prototip koltuk üzerinden bu parametreler için hesaplanan değerler kullanılmamıştır. Bunun başlıca sebebi prototip koltuğun tasarım ve imalatında gözlenen problemler nedeniyle ölçülen veya hesaplanan kütle, yay rijitliği ve sönüm katsayısı gibi parametrelerin gerçek sistemi yansıtamamasıdır. Çözüm için öncelikle pasif süspansiyonlu koltuğa ait (4.2) ve (4.3) nolu hareket denklemlerinden,

$$\ddot{x}_1 = \frac{1}{m_1} [b_1(\dot{z} - \dot{x}_1) + k_1(z - x_1) - b_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k_2(x_1 - x_2)] \quad (5.1)$$

$$\ddot{x}_2 = \frac{1}{m_2} [b_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_2(x_1 - x_2)] \quad (5.2)$$

ikinci mertebeden diferansiyel denklemleri elde edilir. Bu denklemlerde,

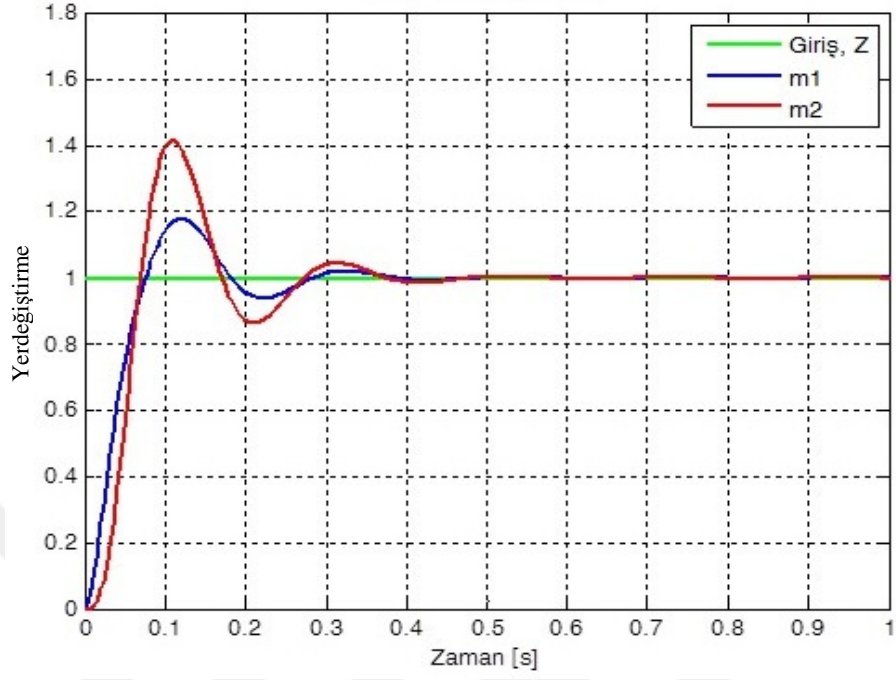
$$\begin{aligned} y_1 &= x_1, & y_2 &= \dot{x}_1 \\ y_3 &= x_2, & y_4 &= \dot{x}_2 \end{aligned} \quad (5.3)$$

değişken dönüşümü yapıldığında,

$$\begin{aligned} \dot{y}_1 &= y_2 \\ \dot{y}_2 &= \ddot{x}_1 = \frac{1}{m_1} [b_1(\dot{z} - y_2) + k_1(z - y_1) - b_2(y_2 - y_4) - k_2(y_1 - y_3)] \\ \dot{y}_3 &= y_4 \\ \dot{y}_4 &= \ddot{x}_2 = \frac{1}{m_2} [b_2(y_2 - y_4) + k_2(y_1 - y_3)] \end{aligned} \quad (5.4)$$

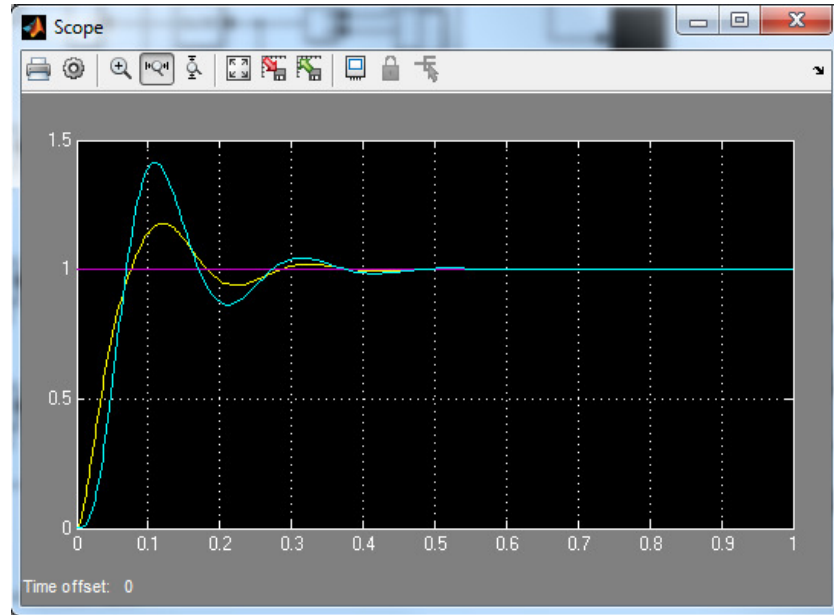
birinci mertebeden adi diferansiyel denklemleri elde edilir. Bu denklemler Ek.4'de verilen fonksiyon dosyası yardımıyla MATLAB yazılımında çözülmüş ve Şekil 5.1'de

verilen sonuç grafiği elde edilmiştir. Bu çözümdede giriş olarak basamak fonksiyonu kullanılmıştır.



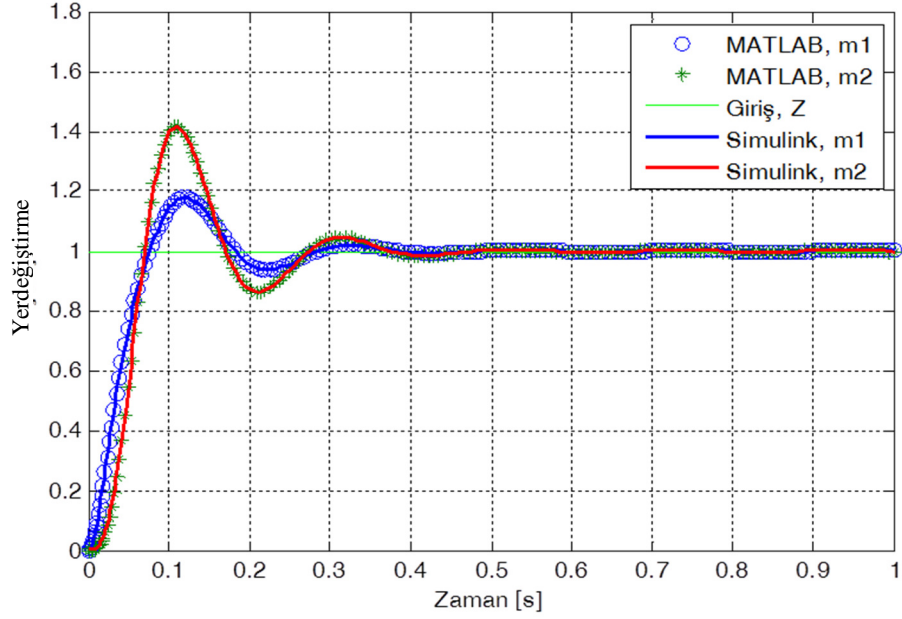
şekil 5.1. Pasif süspansiyonlu koltuğun MATLAB çözüümü

Pasif süspansiyonlu koltuk için oluşturulan ve şekil 4.15'de verilen Simulink modeli de aynı değerler için çalıştırılmış ve bu modelden elde edilen sonuçlar da şekil 5.2'de sunulmuştur.



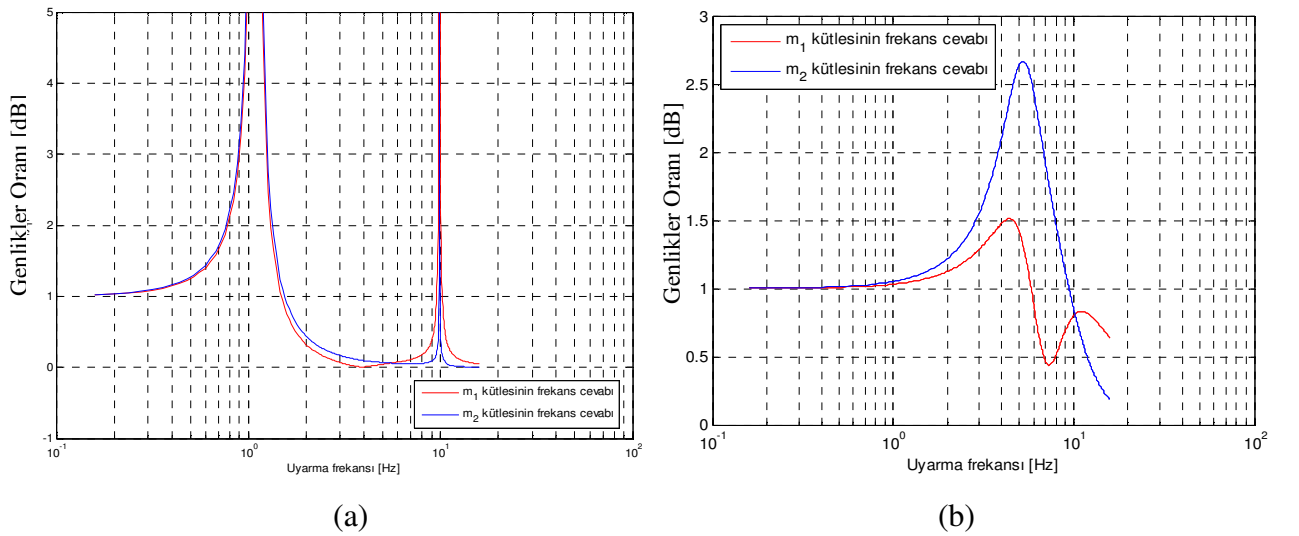
şekil 5.2. Pasif süspansiyonlu koltuğun Simulink çözüümü

Sistemin basamak giriş için MATLAB’da hazırlanan fonksiyon dosyasından elde edilen cevap ile Simulink modelinden elde edilen sonuç Şekil 5.3’de aynı grafik üzerinde gösterilmiştir. Böylece sistem için oluşturulan MATLAB fonksiyonunun ve Simulink modelinin doğrulanması da yapılmış olup sonraki analizlerde bu modeller kullanılarak geliştirilmiştir.



Şekil 5.3. MATLAB fonksiyonu ve Simulink modeli basamak cevabı eğrileri

Pasif modelin frekans analizi için hazırlanan program (Ek 3) farklı parametre değerleri için çalıştırılmış ve Şekil 5.4’de verilen grafikler elde edilmiştir.

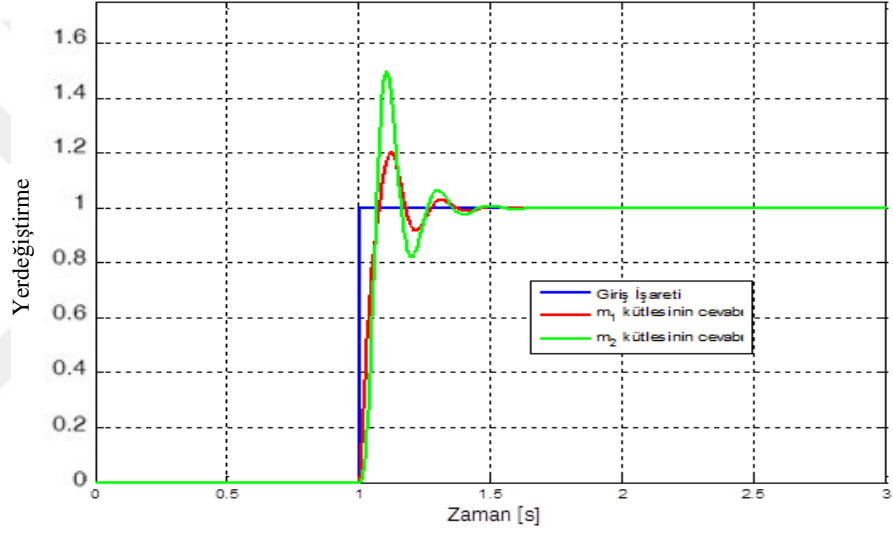


Şekil 5.4. MATLAB modelinin farklı parametreler için frekans cevap eğrisi

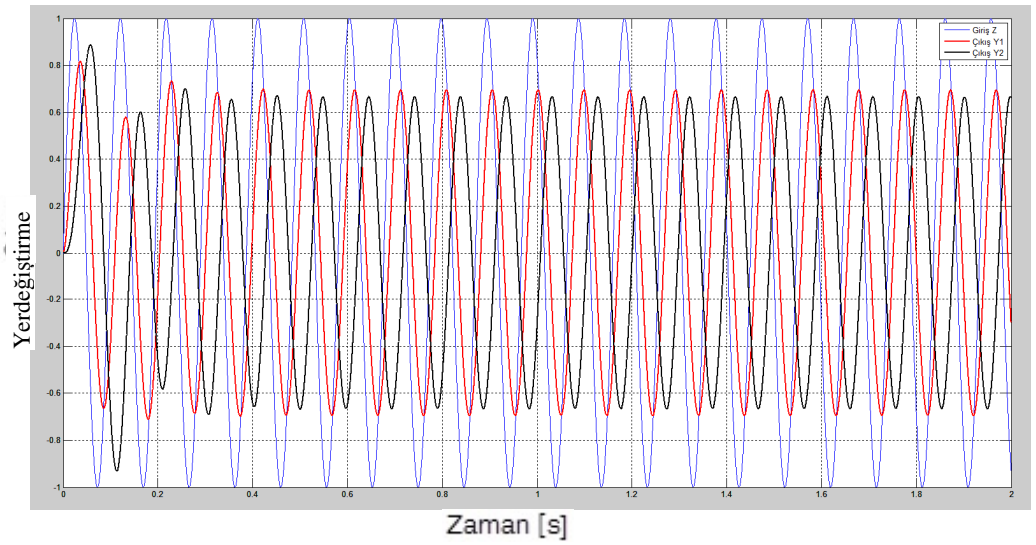


Farklı parametre değerleri için iki serbestlik dereceli bu mekanik sistemin frekans alanındaki cevabının doğası gereği iki frekans değerinde tepe yaptığı görülmüştür. Şekil 5.4.a’da verilen ilk analiz sönüm elemanı yokken, Şekil 5.4.b’de ise sonlu bir değere sahip iki sönümleyici elemana sahip sistem için frekans cevabını göstermektedir.

Sistemin Simulink modelinde ise  $m_1=15$  kg,  $m_2=8.8$  kg,  $b_1=830$  N.s/m,  $b_2=200$  N.s/m,  $k_1=31000$  N/m,  $k_2=32000$  N/m için basamak ve sinüzoidal girdilere karşılık dinamik davranış analiz edilmiş ve sonuçlar Şekil 5.5’de sunulmuştur. Şekil 5.5.a sistemin basamak girişe karşılık cevabını gösterirken Şekil 5.5.b sistemin 10.34 Hz veya 65 rad/s frekanslık sinüzoidal girişe cevabını göstermektedir.



(a)

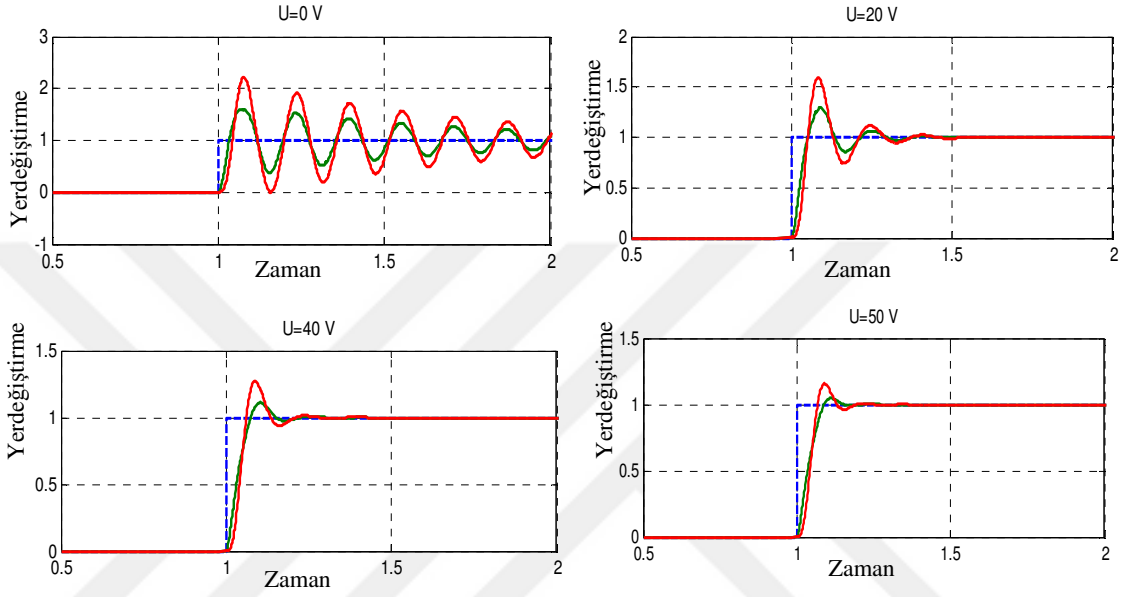


(b)

Şekil 5.5. Simulink modelinin a) Basamak giriş b) Sinüzoidal giriş için cevabı

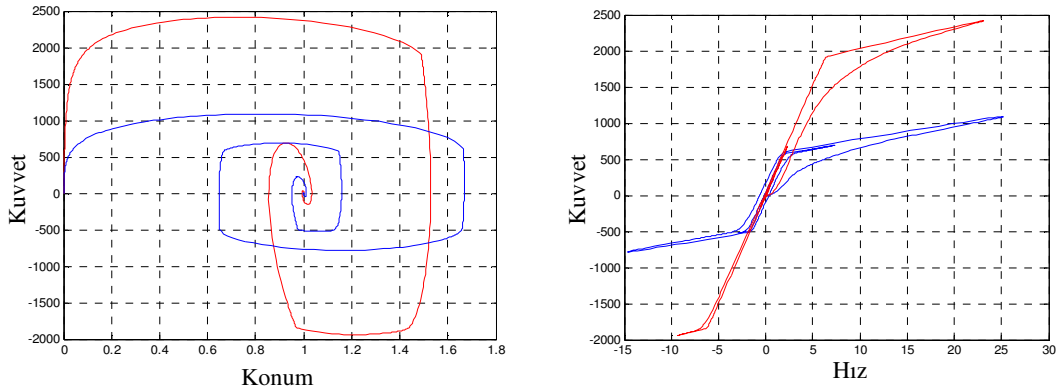
## 5.2. Yarı Aktif Süspansiyonlu Koltuğun Analizi

Yarı aktif süspansiyon sistemine sahip koltuk modeli için hazırlanan ve Şekil 4.19’da verilen Simulink modelinde doğrusal olmayan sönüm elemanının katsayısı farklı uyarı gerilimleri uygulanarak değiştirilmiş ve Şekil 5.6’daki eğriler elde edilmiştir. Bu çözümlerde sistem parametreleri  $m_1=15$  kg,  $m_2=8.8$  kg,  $b_1=830$  N.s/m,  $b_2=200$  N.s/m,  $k_1=31000$  N/m,  $k_2=32000$  N/m olarak alınmış ve giriş için basamak sinyal uygulanmıştır.



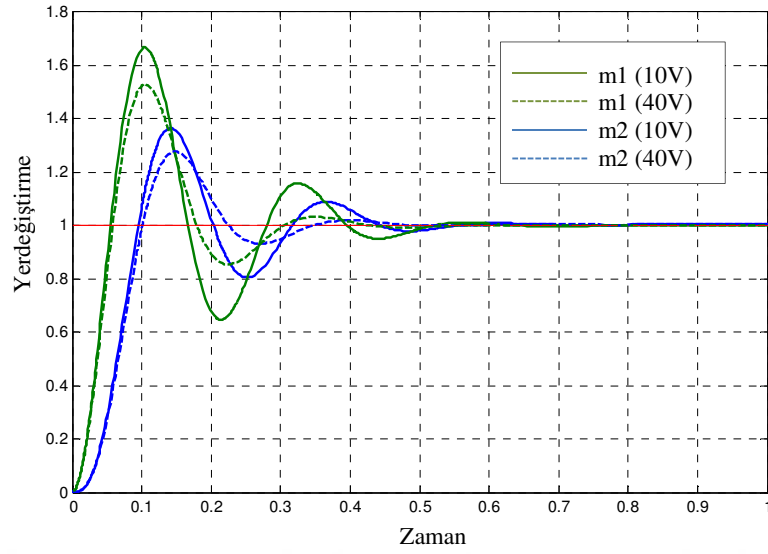
Şekil 5.6. Farklı gerilimler için sistem cevabı

Aynı zamanda uyarı geriliminin farklı değerleri için doğrusal olmayan sönüm elemanının karakteristikleri (konum-kuvvet ve hız-kuvvet eğrileri) elde edilmiş ve Şekil 5.7’de sunulmuştur. Bunun yanında karşılaştırma için Şekil 5.8’de 10 ve 40 V’luk gerilimlere karşılık gelen kütle konumlarını gösteren cevap eğrisi de verilmiştir.



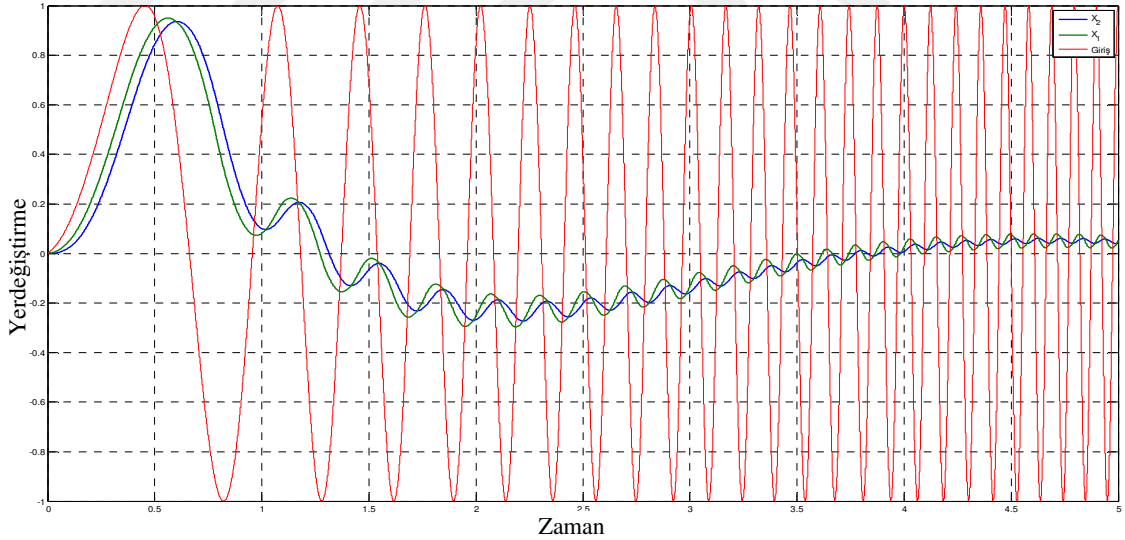
Şekil 5.7. Farklı gerilimlerdeki (10 ve 40V) doğrusal olmayan sönüm elemanı karakteristikleri





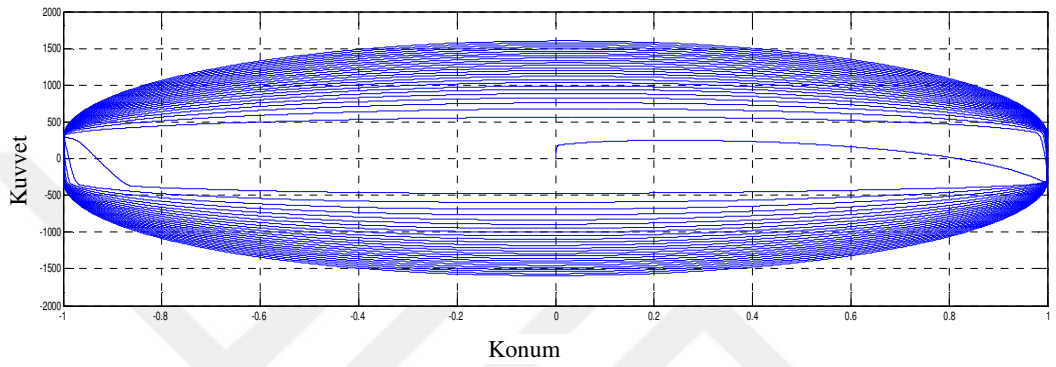
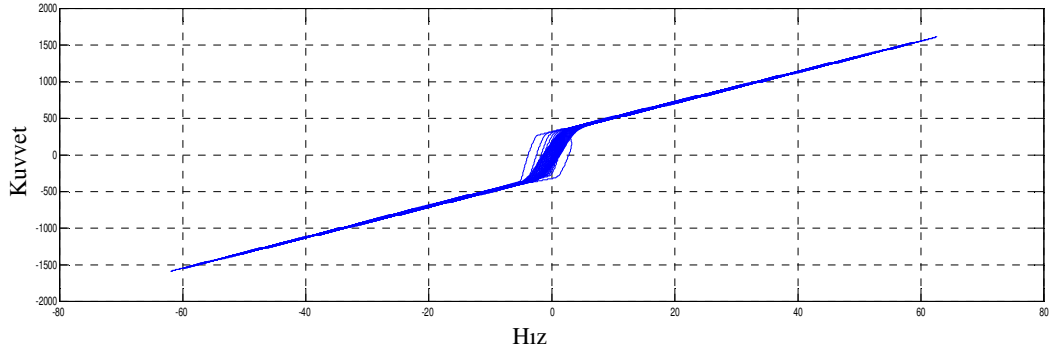
Şekil 5.8. Uyarı geriliminin 10V ve 40V olmasına karşılık  $m_1$  ve  $m_2$  kütesinin cevap eğrisi

Farklı sinyal girdilerine göre sistemi analiz etmek için Şekil 4.20.b'de verilen Simulink modelinde Chirp sinyal uygulanarak sistemin cevabı alınmıştır. Elde edilen cevap eğrisi Şekil 5.9'da sunulmuştur.



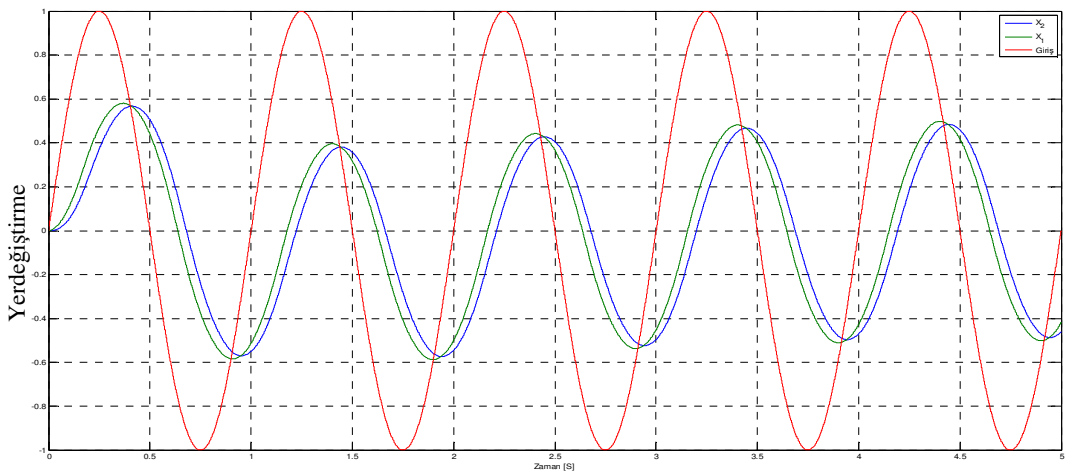
Şekil 5.9. Şiddeti 1 birim, frekansı 0.1-10 Hz' arasında 5 sn. değişen Chirp sinyal cevabı

Bu esnada doğrusal olmayan sönüm elemanını karakteristik eğrileri de Şekil 5.10'da gösterilmiştir. Yine şiddeti 1 birim, frekansı 0.1-10 Hz' arasında 5 sn. değişen Chirp sinyal girdisine karşılık elde edilen hız-kuvvet ve konum kuvvet eğrileri de Şekil 5.10'da verilmiştir.

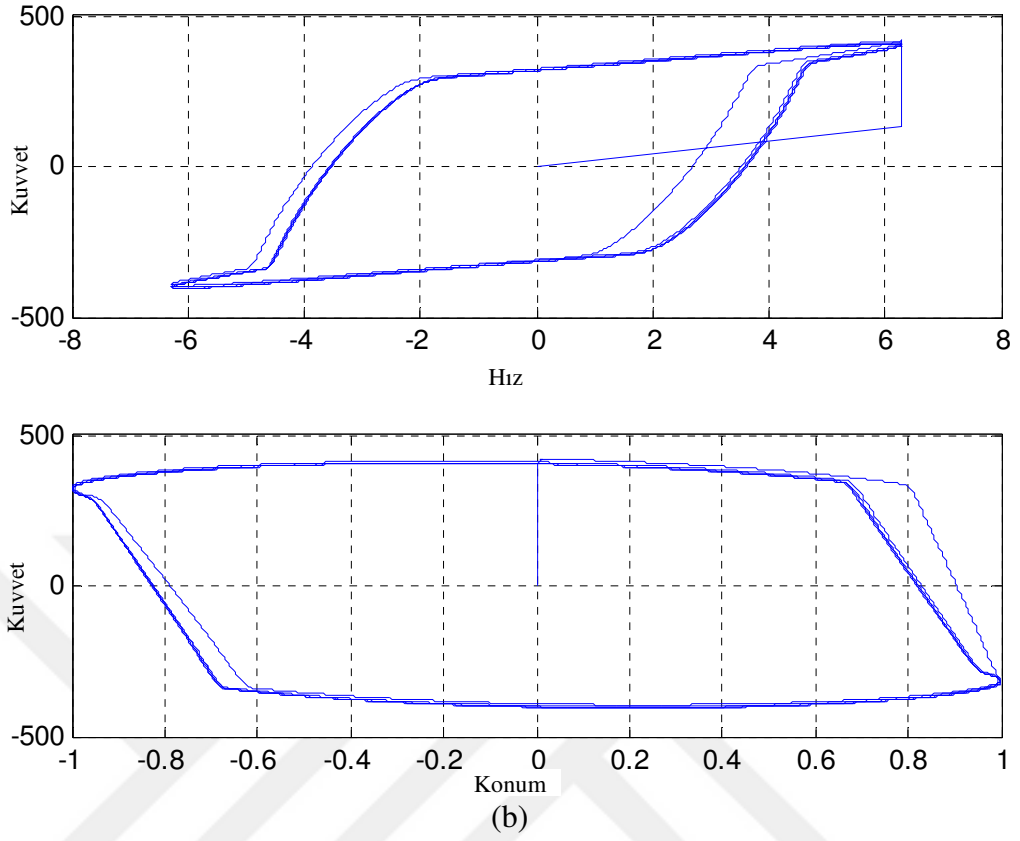


Şekil 5.10. Chirp sinyal girdisinde hız- kuvvet ve konum-kuvvet eğrileri

Elde edilen model üzerinden 1 Hz frekanslık sinüzoidal girdiye karşılık sistem cevabı elde edilmiştir. Bu durumda sönüm elemanının dinamik karakteristiği de elde edilmiş ve Şekil 5.11’de verilmiştir. Benzetim için gerekli parametre değerleri Akyüz (2009)’ün çalışmasından alınmıştır.

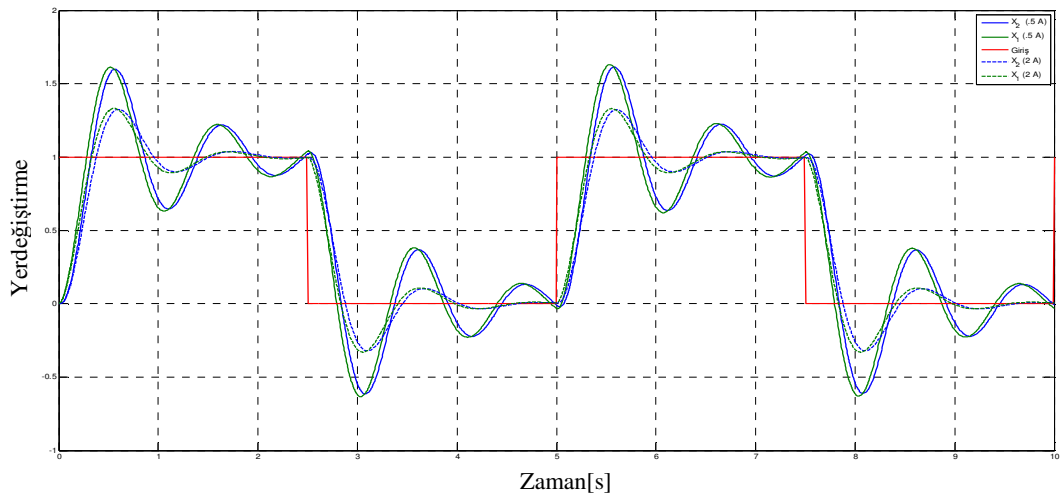


Zaman  
(a)

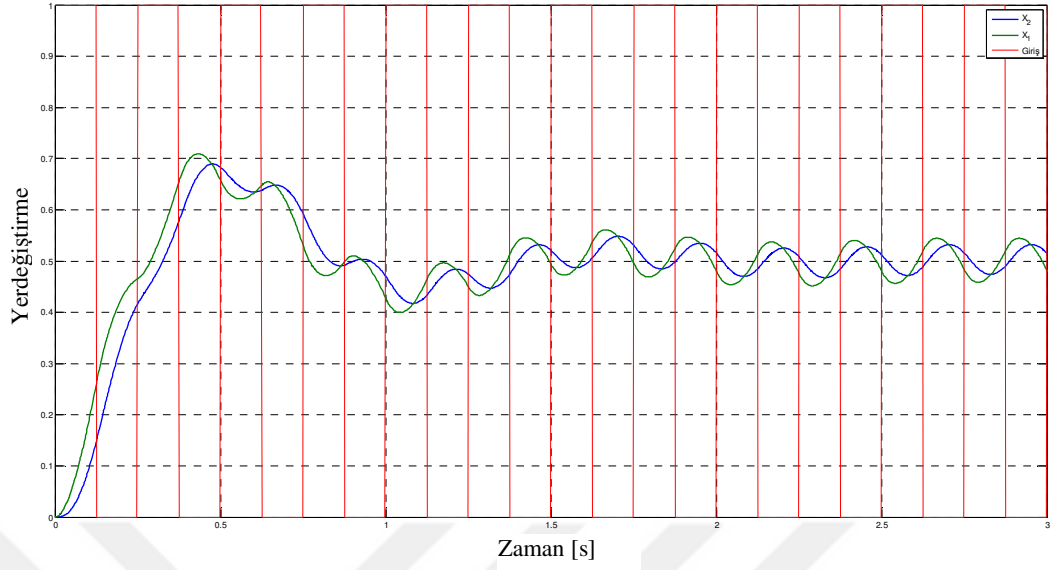


Şekil 5.11. Birim şiddette, 1 Hz'lik sinüzoidal girdiye karşılık a) sistem cevap eğrisi  
b) Hız-kuvvet ve konum-kuvvet eğrileri

Aynı model üzerinden 0.2 Hz ve 4 Hz'lik frekansa sahip kare dalga girişlere karşılık sistem cevabı elde edilmiş ve Şekil 5.12 ve Şekil 5.13'de sunulmuştur.



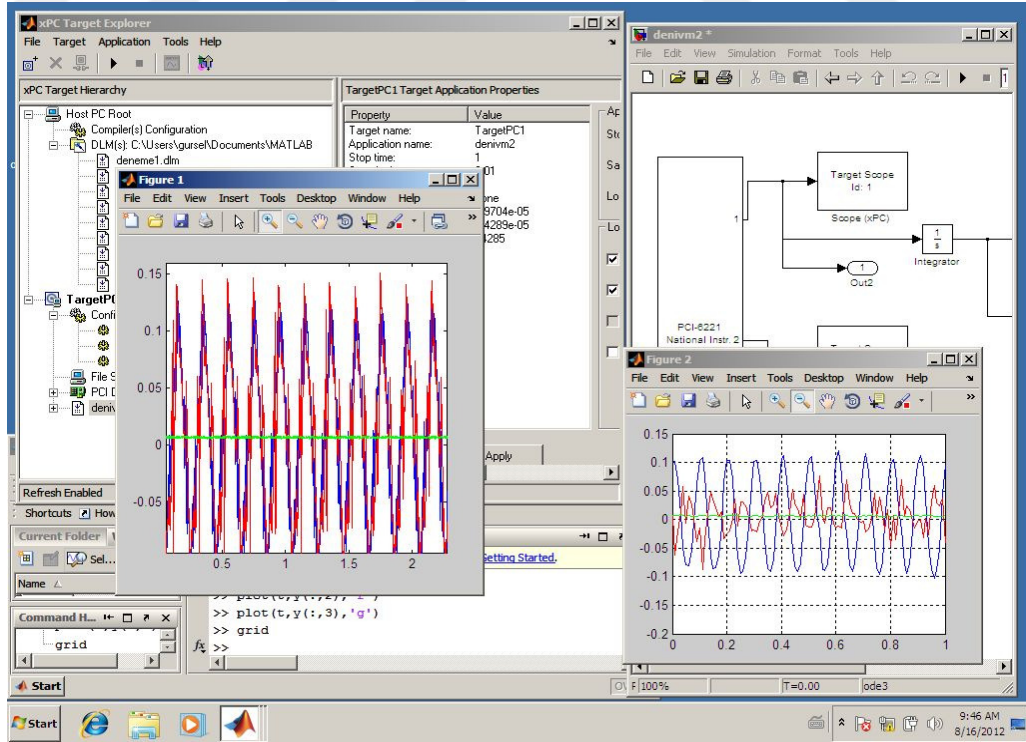
Şekil 5.12. Farklı akımlarla sürülmüş sönümlenmiş elemanına göre 0.2 Hz'lik kare dalga



Şekil 5.13. 4 Hz'lik kare dalga girişi karşısında cevap eğrisi

### 5.3. Deney Sonuçları

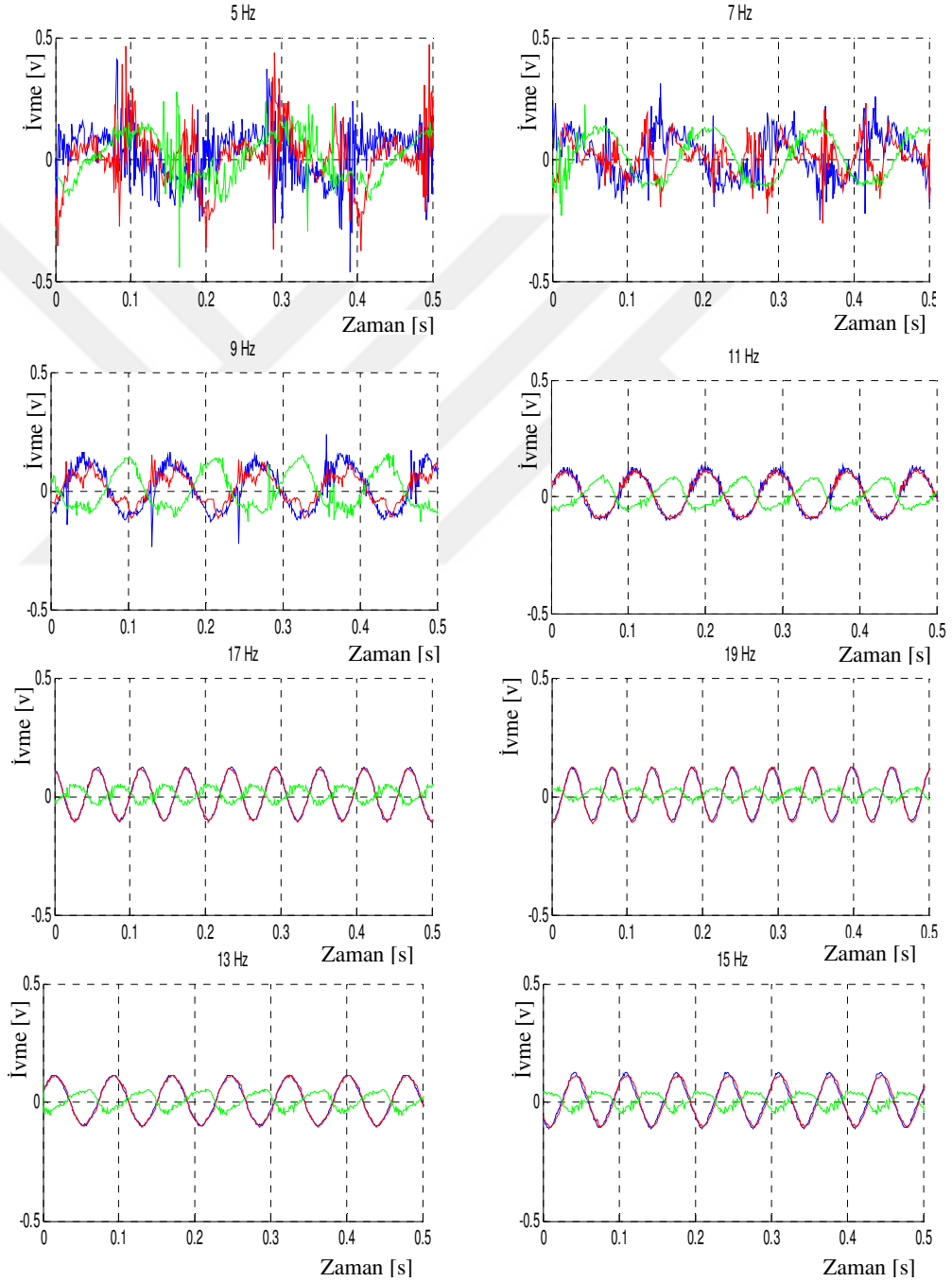
Deneyel çalışmalarda sistemi çalıştıran host bilgisayarın farklı girişlerdeki cevapları ve diğer programları ekran görüntüsü Şekil 5.14' de verilmiştir.



Şekil 5.14. Host bilgisayarın farklı girişlerdeki ekran görüntüsü

### 5.3.1 Pasif süspansiyon sistemli koltuk deney sonuçları

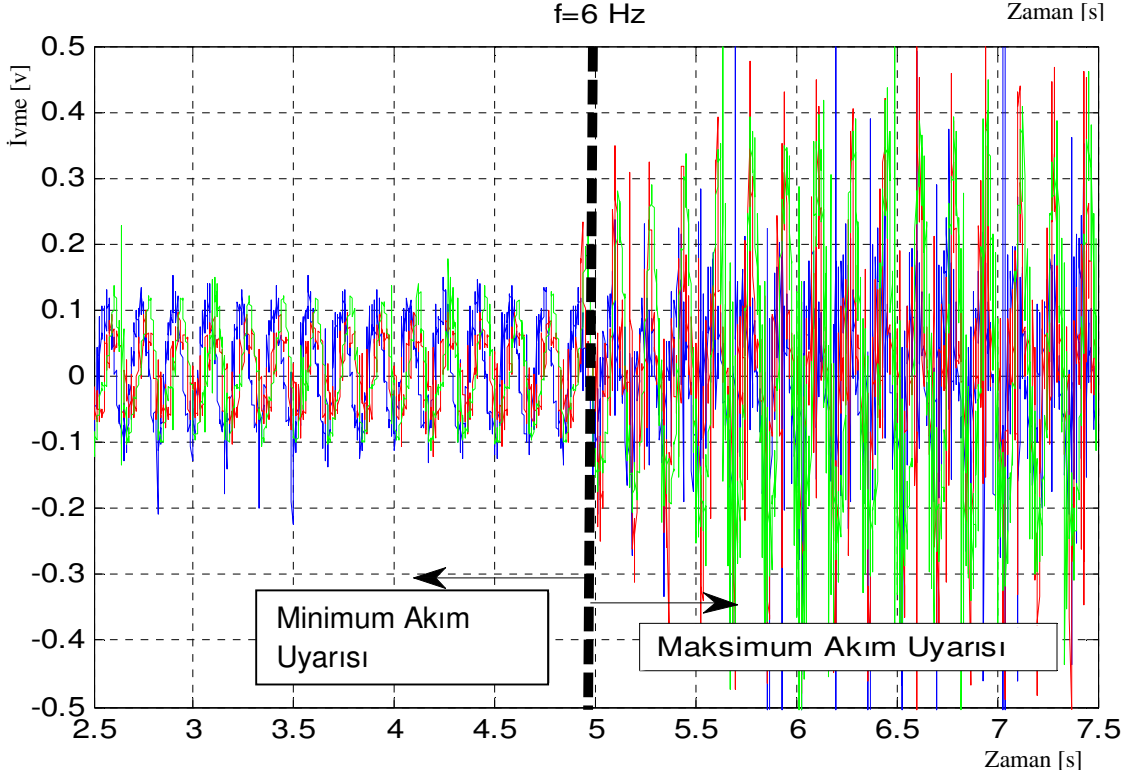
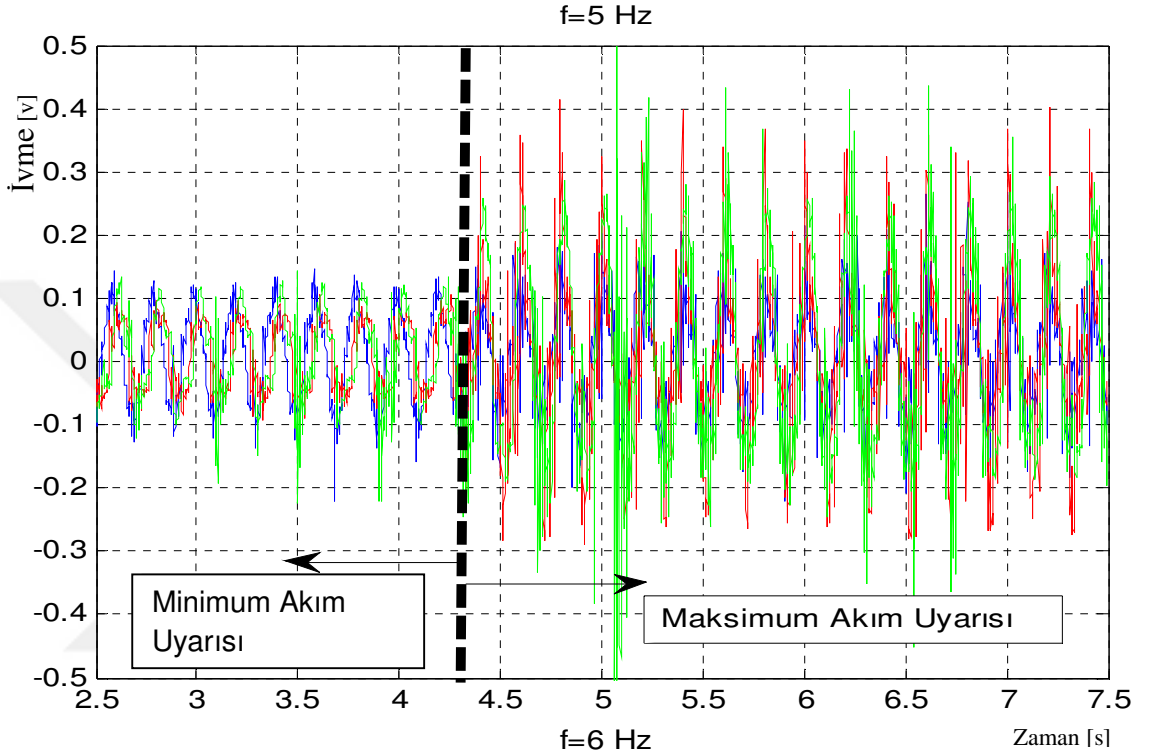
Farklı sinüzoidal frekanslarda, pasif sistem için yapılan testlerden elde edilen grafikler Şekil 5.15’de verilmiştir. Bu grafiklerde mavi renkli eğriler giriş sinyalini, kırmızı renkli eğriler amortisör çıkış sinyalini, yeşil renkli eğriler ise minder üstünden alınan sinyali göstermektedir. Deneysel çalışmalarda kullanılan ivme ölçerin ölçüm duyarlılığı 100 mv/g dir.

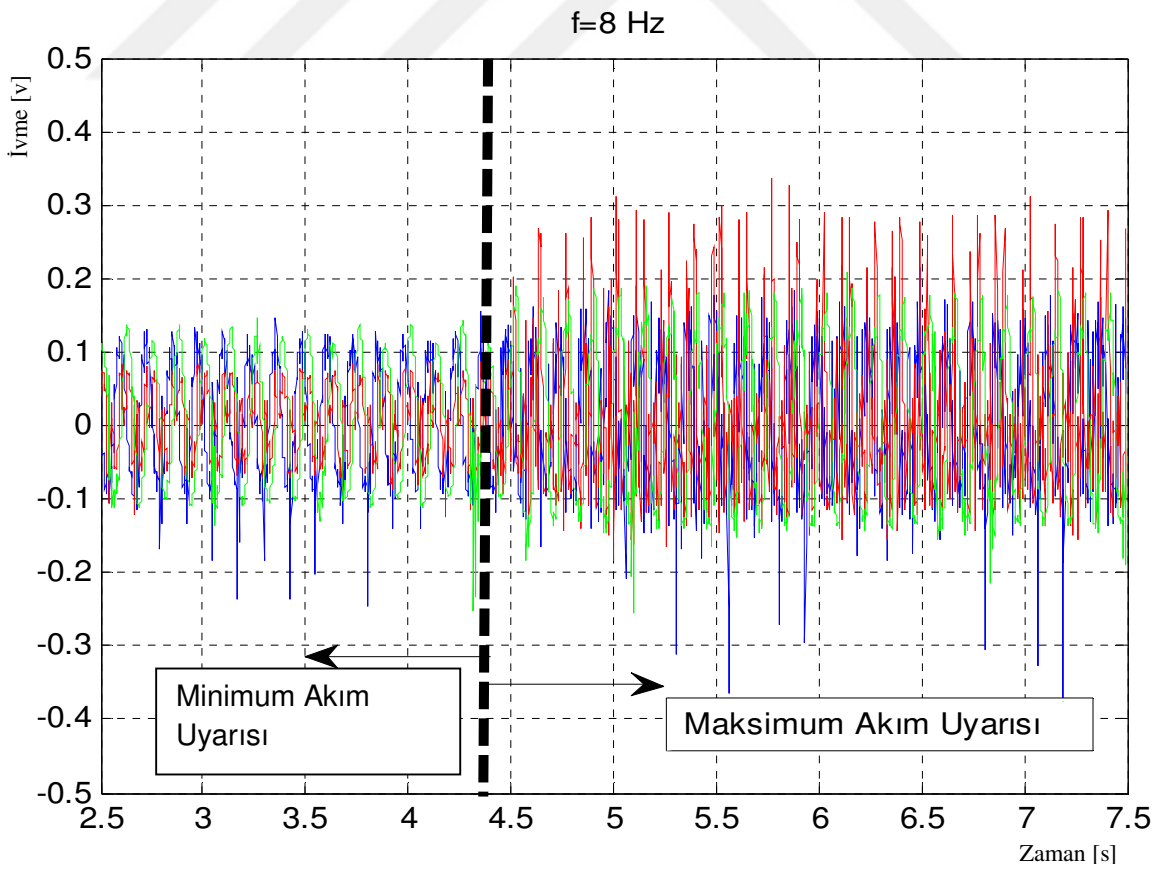
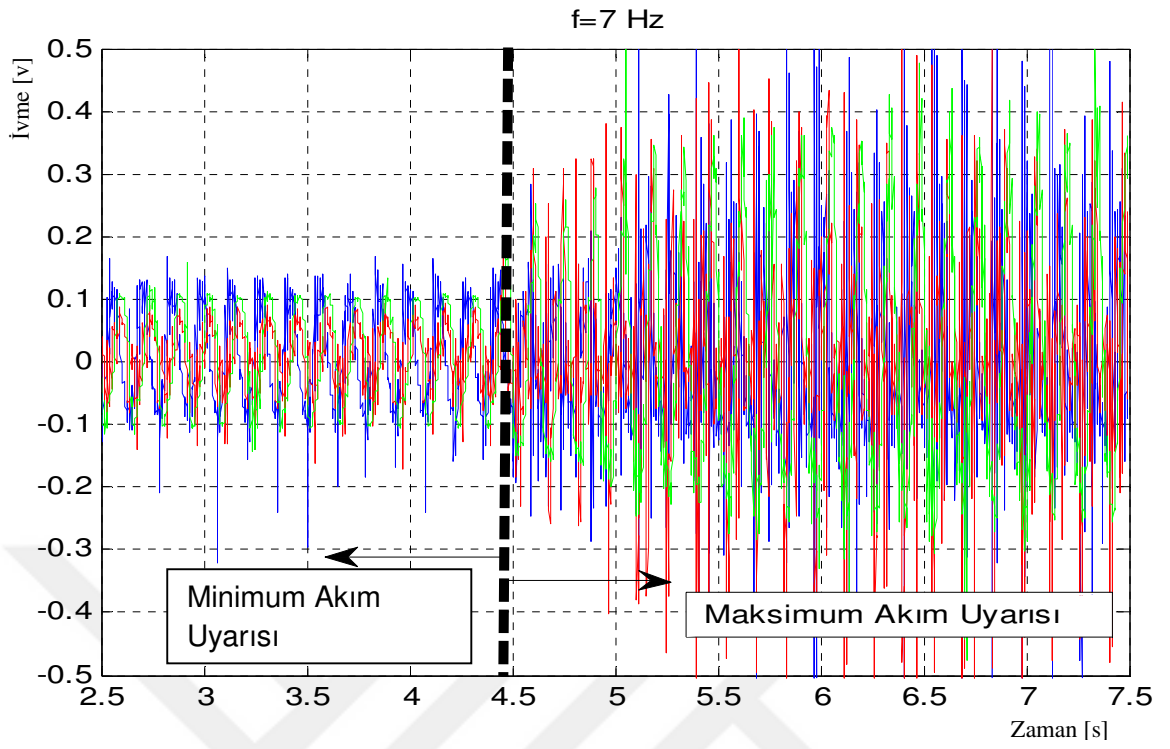


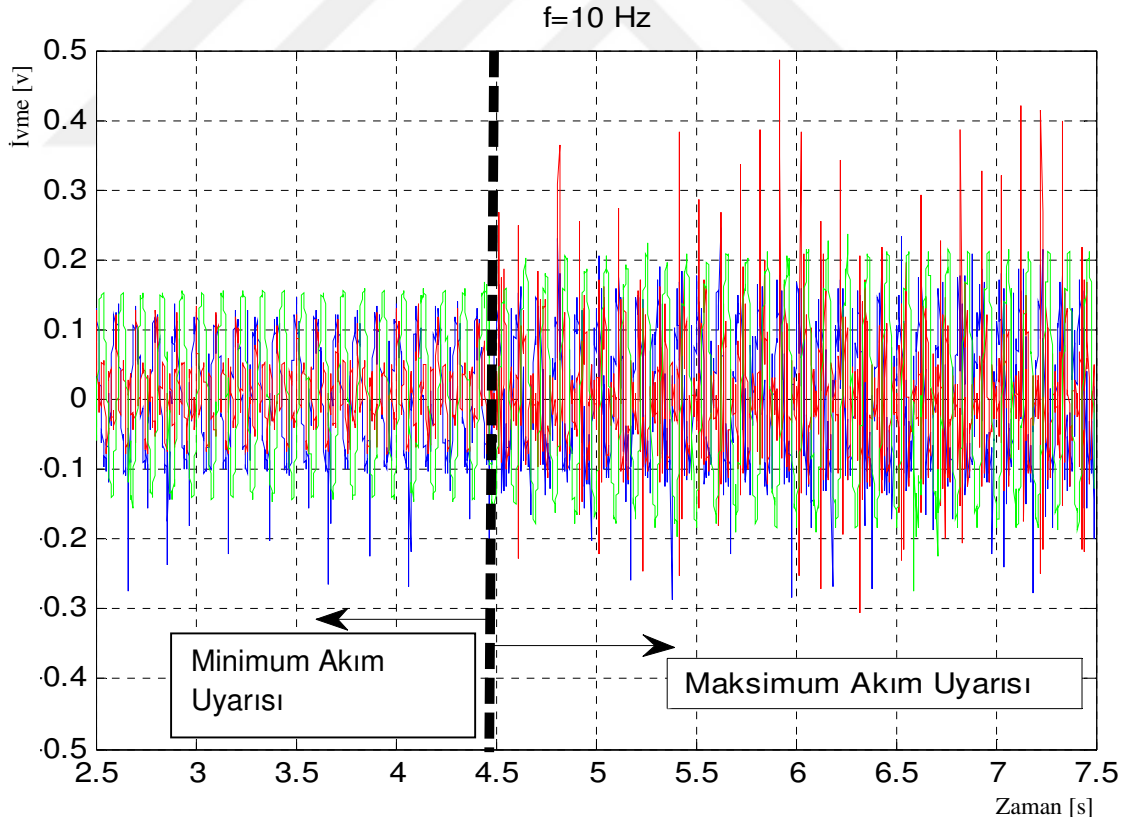
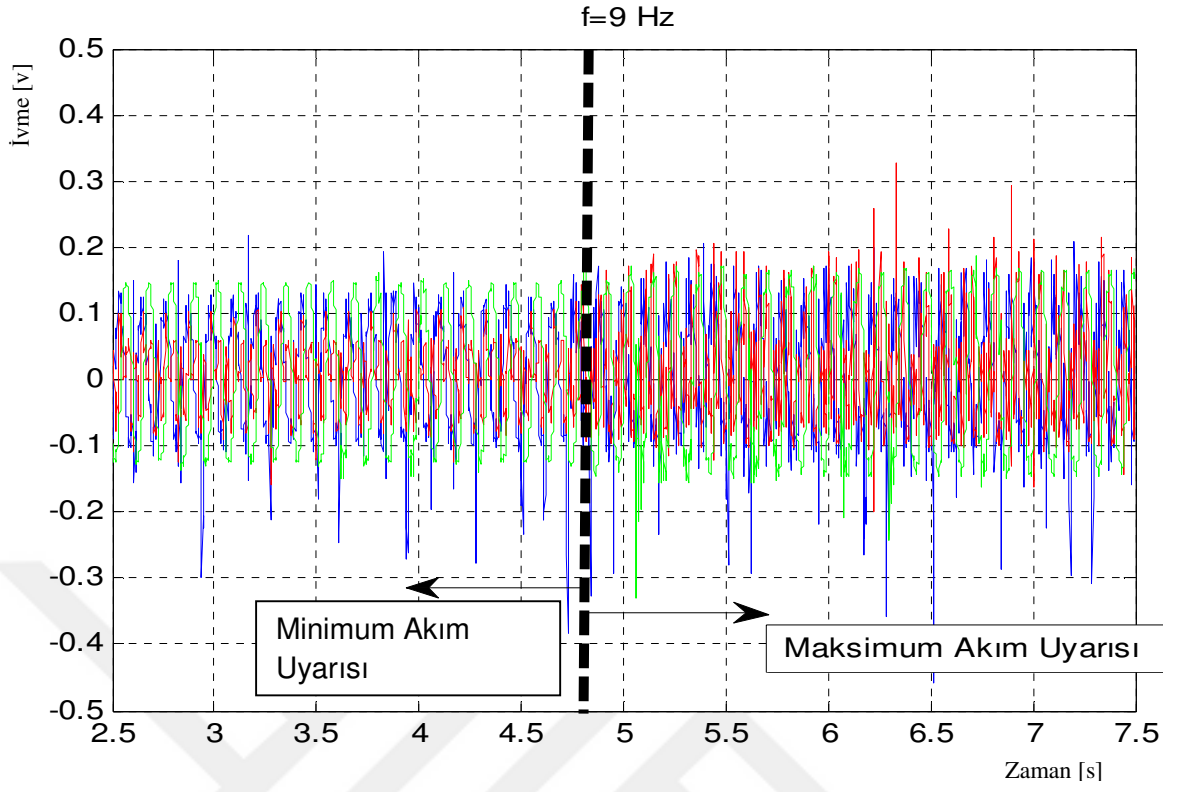
Şekil 5.15. Farklı frekanslarda elde edilen verilerin grafikleri ( Duyarlılık 100mV/g)

### 5.3.2. Yarı aktif süspansiyon sistemli koltuk deney sonuçları

Farklı sinüzoidal frekanslarda, MR damperin farklı uyarıları için yapılan testlerden elde edilen grafikler Şekil 5.16'da gösterilmiştir. Bu grafiklerde mavi renkli eğriler giriş sinyalinin, kırmızı renkli eğriler amortisör çıkış sinyalinin, yeşil renkli eğriler ise minder üstünden alınan sinyali göstermektedir.







Şekil 5.16. Farklı sinüzoidal frekanslarda, MR damperin farklı uyarıları için yapılan testler ( Duyarlılık 100mV/g )



Şekil 5.16'da gösterildiği gibi farklı frekanslarda sarsılan koltuk düzeneğindeki MR damper minimum amper ile uyarılırken test süresi esnasında maksimum akım uyarısına geçirilerek, titreşim karakteristiğindeki değişimler irdelenmiştir. Şekillerden görüldüğü gibi düşük frekanslarda minimum akımlı yumuşak sönümleme daha uygunken, maksimum akımlı sert sönüm elemanı titreşim yönünden kötüleşmektedir. Ancak yine Şekil 5.16 göstermiştir ki, frekans arttıkça sert sönüm daha uygun bir sönüm elemanı olmaktadır.

Yapılan bu çalışmalarla sistemin farklı frekanslarında, MR dampere verilen akımın değiştirilmesi ile sistemin titreşim aktarma açısından değişken bir dinamik davranış gösterdiği belirlenmiştir.

Yapılan analizler neticesinde sistem parametrelerine bağlı olarak değişim gösteren konum ve ivme değerlerinin pasif süspansiyon sistemlerinde kaçınılmaz olarak ortaya çıktığı gösterilmiştir. Sürücü konforunun yarı aktif (değişken sönümlü) süspansiyon sistemleri ile kontrol edilerek dinamik konforun iyileştirilebileceği, sabit değerli parametrelere sahip pasif süspansiyon sistemlerinde ise konfor şartlarının kısıtlı olarak iyileştirilebileceği görülmüştür.

#### **5.4.Değerlendirme**

Bu tez çalışmasında bir hafif ticari araç sürücü koltuğunun farklı sönümleme elemanları kullanılarak dinamik konforunun incelenmesi çalışmaları yapılmıştır. Bu kapsamda öncelikle sürücü koltuğunun fiziksel ve matematiksel modelleri oluşturulmuştur. İki serbestlik dereceli bir sistem olarak modellenen koltuğun hareket denklemleri Lagrange yöntemi kullanılarak elde edilmiştir. Sistem modellenirken koltuk süspansiyonunun pasif ve yarı aktif olması durumları ayrı ayrı ele alınmıştır. Her iki durum için elde edilen denklemler hem MATLAB hem de Simulink ortamında çözümlenerek analiz edilmiştir.

Teorik analizlerden sonra pasif süspansiyonlu bir sürücü koltuğu tasarımı yapılarak bunun hızlı prototip üretimi gerçekleştirilmiştir. Tasarım aşamasında, kullanılacak olan MR Damper sistemi de göz önünde bulundurulmuş, hem pasif hem de yarı aktif süspansiyon sisteminin bağlanabileceği ortak bir yapı tasarlanmıştır.

Üretimi tamamlanan prototip koltuğun titreşim davranışının gözlemlenmesi amacıyla bir deney tesisatı hazırlanmış, burada kullanılan ivmeölçerler ve xPC target yazılımı aracılığıyla koltuğun titreşim hareketine ait veriler ve grafikler elde edilmiştir. Sonuçlar kısmında verilen bu grafiklere bakıldığında özellikle koltuğun şase ve oturak kısımlarına ait eğrilerin birbirlerine çok yakın, minder üzerinden alınan verilere ait eğrilerin ise bunlara göre daha düşük genlikli oldukları dikkat çekmektedir. Koltuk süspansiyon sistemi şase ve oturak arasında yerleştirilmiş olduğundan şaseden verilen giriş sinyalinin oturak kısmına sönümlenerek geçmesi beklenirken grafiklerde bu durum ortaya çıkmamıştır. Bunun başlıca nedeninin prototip koltuğun özellikle yükseklik ayar mekanizmasının tasarımından kaynaklanan hatalar olduğu düşünülmektedir. Özellikle yükseltme mekanizmasındaki kızak sisteminde belirlenen mekanik zorlanmalar tasarım ve imalat hatalarının varlığını doğrular niteliktedir. Ancak proje zaman planının kısıtlı olması nedeniyle, tasarım/imalat kaynaklı araştırma-geliştirme çalışmalarına imkan olmamıştır.

Bu nedenle imalatı yapılan prototip koltuk üzerinden testler yapılarak, değişken sönüm katsayılı süspansiyon sistemlerinin davranışı incelenmiştir. Bu çalışmada manuel olarak akım değerinin değiştirilmesiyle kullanılan MR damperin sönüm karakteristiğinin değiştiği dolayısıyla dinamik konfor şartlarının iyileştirilebildiği gözlemlenmiştir.

Mevcut tasarımın ve imalatın gözden geçirilip iyileştirilmesi, ayrıca yoldan gelecek sinyallere karşı sönüm katsayısının ayarlanabildiği bir kontrol döngüsüne sahip yarı aktif süspansiyon sisteminin oluşturulması bundan sonraki çalışmalara bırakılmıştır.

## KAYNAKLAR

- Akyüz, O. 2009.** Manyeto reolojik damperli süspansiyon sisteminin sky-hook kontrollü simülasyonu. Yüksek Lisans *Tezi*, Sakarya Üniv. Fen Bilimleri Enst. Makine Müh. Anabilim Dalı, Sakarya.
- Alpak, E.İ. 2014.** Araç konfor ve yol tutuş özelliklerinin iyileştirilmesi için süspansiyon parametrelerinin incelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, Uludağ Üniv. Fen Bilimleri Enst., Otomotiv Müh. Anabilim Dalı, Bursa.
- Bilgiç, B. 2007.** Taşıt süspansiyon sistemlerinin MR sönümleyici kullanarak kontrolü. *Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul Üniv. Fen Bilimleri Enst. Makine Müh. Anabilim Dalı, İstanbul.
- Brogioli, M., Gobbi, M., Mastinu, G., Pennati, M. 2011.** Parameter Sensitivity Analysis of a Passenger/Seat Model for Ride Comfort Assessment. *Experimental Mechanics*, 51:1237-1249.
- Choi, S.B., Choi, J.H., Y. S. Lee, Y.S., Han, M.S. 2003.** Vibration control of an ER seat suspension for a commercial vehicle, *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 125:60-68.
- Çakır, Ç. 2006.** Pasif ve yarı aktif kamyon kabini süspansiyon sistemleri tasarımı ve optimizasyonu. *Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul Teknik Üniv., Fen Bilimleri Enst. İstanbul.
- Çay, İ.C. 2006.** Tarım traktörleri sürücü koltukları titreşim sönümleme elemanları üzerine bir araştırma. *Doktora Tezi*, Ankara Üniv. Fen Bilimleri Enst. Tarım Makinaları Anabilim Dalı, Ankara.
- Düven, E. 2007.** Taşıtlar için aktif süspansiyon denetiminin geliştirilmesi. *Doktora Tezi*, Uludağ Üniv. Fen Bilimleri Enst. Elektronik Müh. Anabilim Dalı, Bursa.
- Els, P.S. 2005.** The applicability of ride comfort standards to off-road vehicles. *Journal of Terramechanics*, 42:47-64.
- Engin, T., Öz, R., Morgül, Ö.K., Soydan, Y. 2008.** Yeni Nesil Yarı Aktif Bir Süspansiyon Sisteminin Tasarımı, İmalatı ve Optimizasyonu. TÜBİTAK-MAG-104 M 157 nolu Proje Kesin Raporu, Sakarya.
- Esim, E. 2010.** Süspansiyon sistemlerinin PID ile kontrolü. *Yüksek Lisans Tezi*, Erciyes Üniv. Fen Bilimleri Enst. Mekatronik Müh. Anabilim Dalı, Kayseri.
- Fischer, D., Isermann, R. 2004.** Mechatronic semi-active and active vehicle suspensions. *Control Engineering Practice*, 12:1353-1367
- Giacomin, J., Hacaambwa, T.M. 2001.** Performance of ISO2631 and BS6841 comfort criteria for evaluating automobile road vibrations. Department of Mechanical Engineering. The University of Sheffield.

**Hacıoğlu, Y. 2009.** Mekanik sistemlerin geri adımlamalı (backstepping) kontrolü. Doktora Tezi, İstanbul Ün., Fen Bilimleri Enst., Makine Müh. Anabilim Dalı, İstanbul.

**Karen, İ., Kaya,N., Öztürk, F., Korkmaz, İ., Yıldızhan, M., Yurttaş,A. 2012.** A design tool to evaluate the vehicle ride comfort characteristics: modeling, physical testing, and analysis. *Int J Adv Manuf Technol* , 60:755–763

**Kawana,M., Shimogo, T. 1998.** Active suspension of truck seat. *Shock and Vibration*, 5: 35–41

**Lewis, C.H., Griffin, M.J., 2002.** Evaluating the vibration isolation of soft seat cushions using an active anthropodynamic dummy. *Journal of Sound and Vibration*, 253(1), 295:311.

**Malowicki, M., Leo, D.J. 2001.** Active vibration isolation using an induced strain actuator with application to automotive seat suspensions. *Shock and Vibration*,8:271-285.

**McManus, S.J., Clair, K.A.S. 2002.** Evaluation of vibration and shock attenuation performance of a suspension seat with a semi-active magnetorheological fluid damper. *Journal of Sound and Vibration*, 253(1): 313-327

**Niekerka,J.L., Pielemeierb,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.

**Phulé, P.P. 2001.** Magnetorheological (MR) fluids: Principles and applications. *Smart Materials Bulletin*, 2001(2):7-10.

**Qiu,Y., Griffin,M.J. 2004.** Transmission of vibration to the backrest of a car seat evaluated with multi-input models. *Journal of Sound and Vibration*, 274 :297–321.

**Spencer,J.B.F., Dyke,S.J., Sain,M.K., Carlson,J.D. 1997.** Model for magnetorheological dampers. *Journal of Engineering Mechanics, ASCE*, 123(3):230- 238.

**Şahin, İ., Öz,H.R., Engin, T., İlhan, A., Akpolat,A. 2005.** Manyetik sıvılı damperlerin yapısal analizi. *Mühendis ve Makine*, 46(551):41-50.

**Tuncel, O. 2008.** Kamyon kabin süspansiyonunun incelenmesi ve konfor optimizasyonu. *Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul Teknik Ün., Fen Bilimleri Enst. Makine Müh.Anabilim Dalı, İstanbul.

**Türkkan, Y.A. 20014.** Sürüş konforu için taşıt koltuk titreşimlerinin modellenmesi ve analizi. *Yüksek Lisans Tezi*, Uludağ Ün. Fen Bilimleri Enst. Makine Müh. Anabilim Dalı, Bursa.

**Wu, X., Griffin, M.J. 1997.** A semi-active control policy to reduce the occurrence and severity of end-stop impacts in a suspension seat with an electrorheological fluid damper. *Journal of Sound and Vibration* 203(5): 781-793.

**Yazıcı, İ., Özdemir, A., Şahin, İ., Engin, T. 2008.** Yarı aktif koltuk süspansiyon sisteminin bilgisayar tabanlı gerçek zaman uygulaması. TOK'08 Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı, 13-15 Kasım 2008, İstanbul Teknik Üniversitesi, Maslak, İstanbul.





# EK.2: MR Damperin Tanıtım Kartı

	<b>LET</b>	<b>ALTERATION</b>	<b>DR.</b>	<b>CHECKED BY</b>
	A	147491	DS	RGO 7/14/09

**1. ELECTRICAL SPECIFICATION:** INPUT CURRENT → 1 AMP MAX. CONTINUOUS  
→ 2 AMP MAX. INTERMITTENT  
INPUT VOLTAGE → 12 VDC  
RESISTANCE → 5 OHMS AT AMBIENT TEMP.  
RESISTANCE → 7 OHMS AT 71°C

**2. DAMPER FORCES:** (PEAK TO PEAK) 0.05 MS AT 1 AMP → 2447 N  
0.20 MS AT 0 AMP → 667 N

**3. MECHANICAL SPECIFICATIONS:** MAX. OPERATING LOAD, TENSILE → 8895 N  
MAX. OPERATING TEMP. → 71°C  
STORAGE TEMP. LIMITS → 40°C TO 100°C

**4. DURABILITY:** DAMPER FORCE (PEAK TO PEAK) @ 0.20 MS @ 0 AMPS → 890 N  
AFTER 2 MILLION CYCLES @ ±12.7mm, 2 HERTZ WITH INPUT CURRENT 0.4 AMPS.

**5. DESIGN NOTE:** 5.1 DAMPER STROKE MUST BE LIMITED WITHIN THE SPECIFIED STROKE RANGE. ALLOW A MIN. SAFETY CLEARANCE OF 5 mm OR DAMPER DAMAGE MAY RESULT.  
5.2 STROKE: 55.1548 (AT FULL EXTENSION).  
5.3 STROKE MEASURED FROM BOTTOM OF ROD END TO TOP OF BEARING HOLDER (NOT HOUSING CRIMP).

**6. DAMPER NOT TO SUPPORT COMPRESSION END STOP.**

**7. LABEL INFORMATION:** LORD LOGO  
LORD PART #  
DATE (MM/DD/YYYY)  
S/N (WKYRXX)  
US PATENTS  
PRODUCTION TEST RESULT: PASS/FAIL

**8. SURFACE OF ROD TO BE PROTECTED DURING SHIPPING, HANDLING, AND INSTALLATION. NO IMPRGS PERMITTED.**

2X 20 REF.  
14.97  
2X 14.73  
121  
111  
2X 22.35 O.D.  
2X 22.09  
8  
7  
15.10  
16.00  
2X 12.25 BUSHING I.D.  
16.6  
118.10  
0.42.1 MAX.  
202.7 MAX.  
205.9 MIN.  
OPEN LENGTH

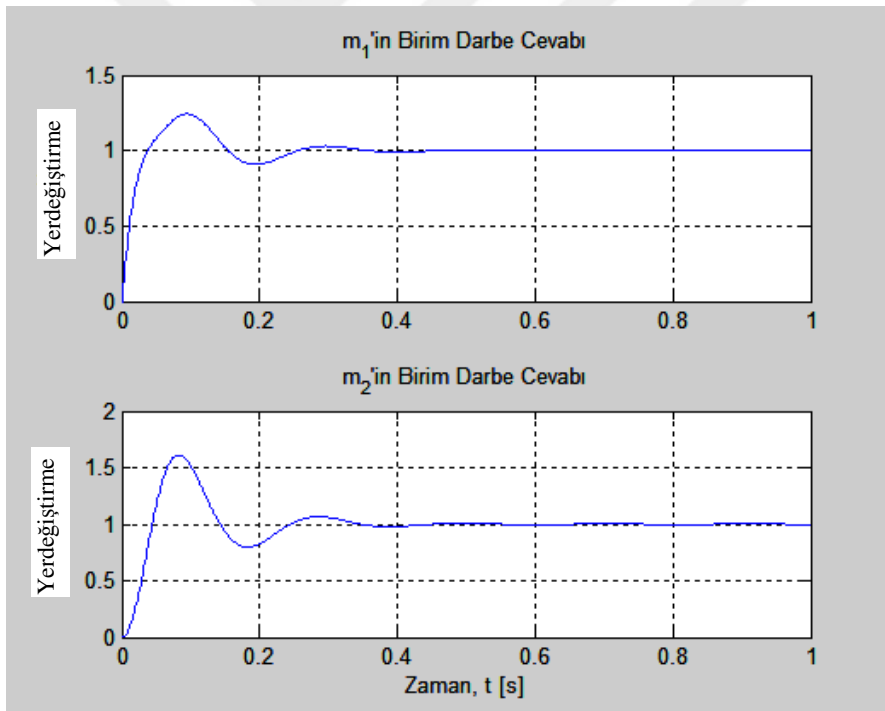
  

<b>PROPRIETARY NOTICE</b>	<b>UNLESS OTHERWISE SPECIFIED</b>	<b>LORD CORPORATION</b>	<b>TYPE</b>	<b>DIV</b>
THE INFORMATION CONTAINED HEREIN IS PROPRIETARY TO LORD CORPORATION AND SHALL NOT BE REPRODUCED OR DISCLOSED IN WHOLE OR IN PART OR USED FOR ANY DESIGN OR MANUFACTURE EXCEPT WHEN SUCH USER POSSESSES DIRECT WRITTEN AUTHORIZATION FROM LORD CORPORATION.	F.M.P. - FOR MANUFACTURING PURPOSES ALL DIMENSIONS ARE TO POINTS OF INTERSECTION DIMENSIONING/TOLERANCING PER ASME Y14.5M - 1994 ABBREVIATIONS, ACRONYMS, TERMINOLOGY PER TS-407 MACHINED SURFACES ± 0.25 MICROMETERS MAX BREAK ALL SHARP EDGES ± 0.1 AVERAGING OF DIMETERS NOT PERMISSIBLE ALL DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS DIMENSIONS IN     INCHES	<b>CORPORATION</b> Cary, NC 27511-7923	CC	I
		DR. D. SHOFF 205/09 BY: R. OBERACKER 7/12/09 BY: M. JARZONSKI 2/25/09 MPS: N/A APP: N/A GZ: N/A		
		<b>MR DAMPER ASSEMBLY SHORT STROKE</b>		
		<b>CAGE</b>	<b>SIZE</b>	<b>REV</b>
		9J509	B	A
		<b>DRAWING NO.</b>	<b>BR</b>	<b>OF</b>
		RD-8040-1	1	1

### EK.3: Pasif Süspansiyonlu Koltuk Modelinin MATLAB Kodları

#### Sistemin Transfer Fonksiyonu Yaklaşımı ile MATLAB Çözümü

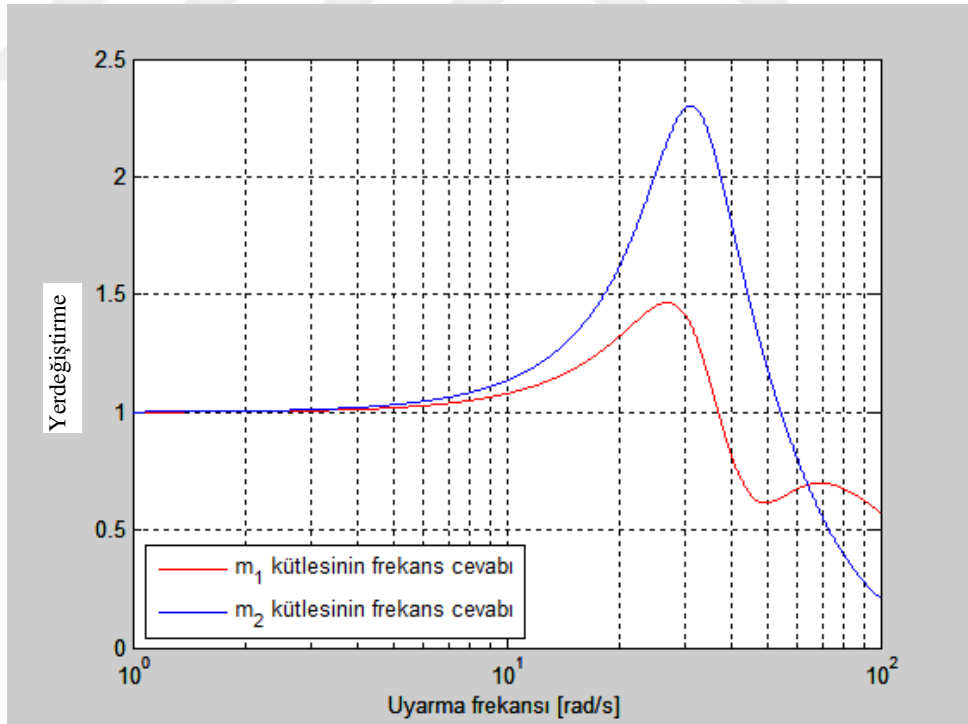
```
m=[15 8.8];  
b=[830 200];  
k=[31000 18000];  
[y,t]=step(koltukpasifmodel(m,k,b),1);  
[y1,t1]=impulse(koltukpasifmodel(m,k,b),20);  
subplot(2,1,1);  
plot(t,y(:,1))  
grid  
ylabel('y_1(t)')  
title('m_1''in Birim Darbe Cevabı')  
subplot(2,1,2);  
plot(t,y(:,2))  
grid  
xlabel('Zaman, t [s]')  
ylabel('y_2(t)')  
title('m_2''in Birim Darbe Cevabı')
```



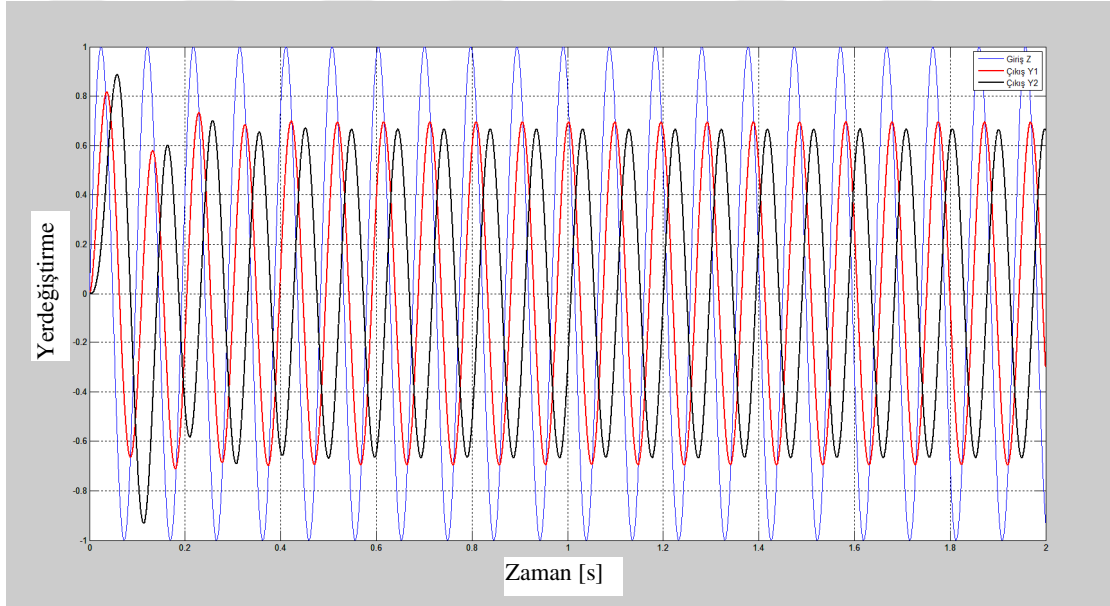
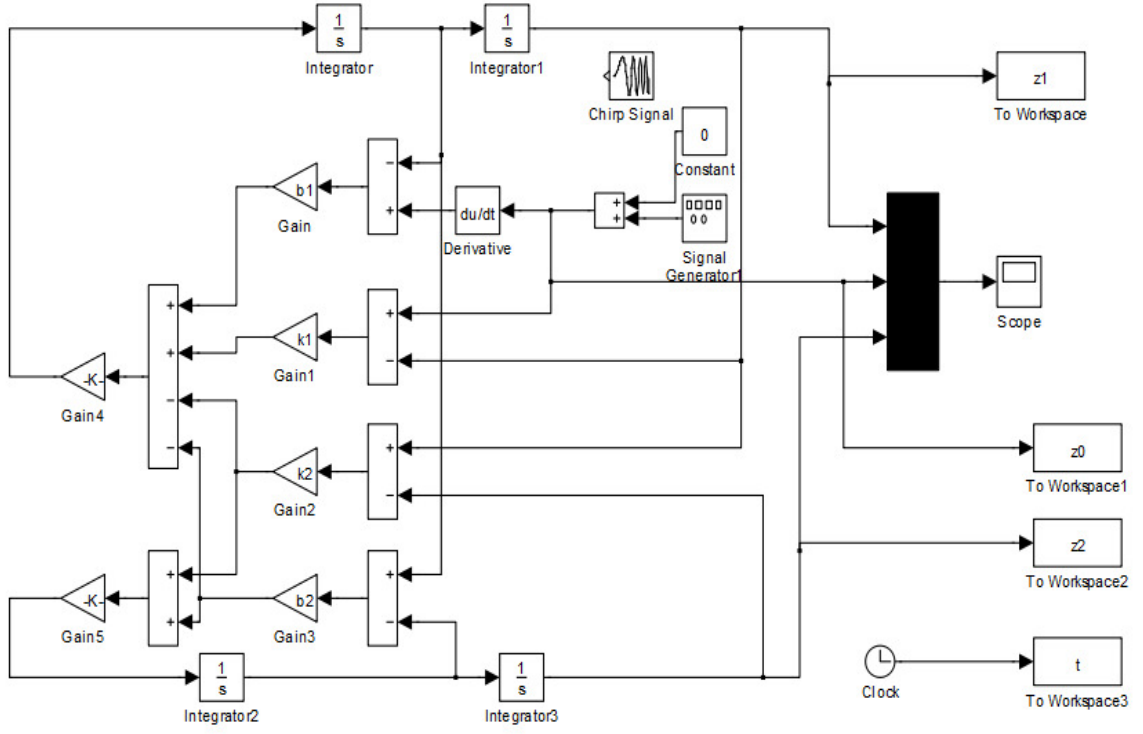


## Sistemin Frekans Cevabı Yaklaşımı ile MATLAB Çözümü

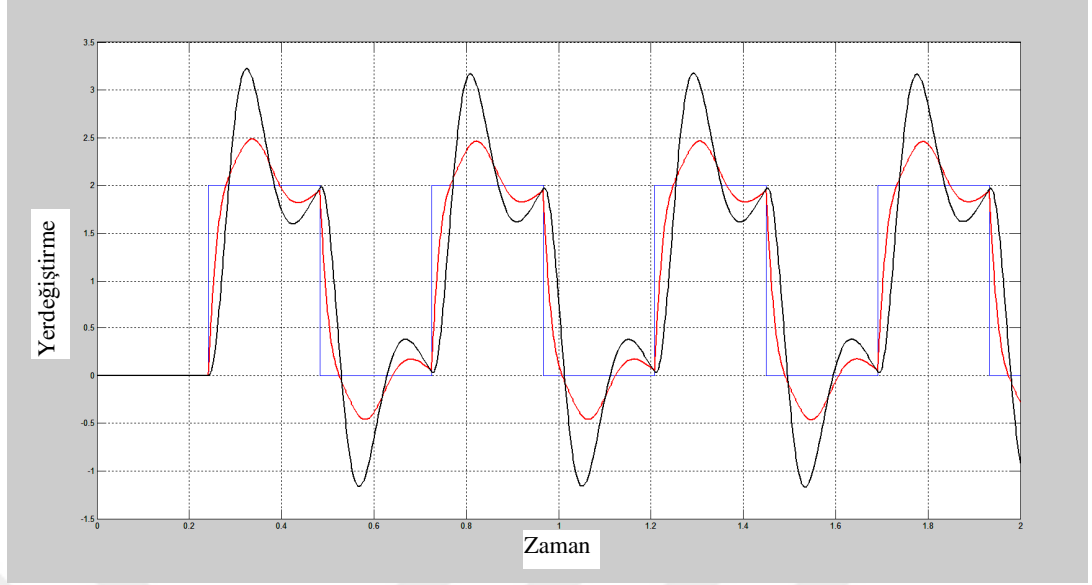
```
m=[15 8.8];
b=[830 200];
k=[31000 18000];
omega=1:.005:100;
for i=1:2
    if i==1
        sys=tf(1,[m(1) b(1) k(1)]);
        bode(sys,omega);grid
    else
        figure
        sys=koltukpasifmodel(m,k,b);
        [mag phas]=bode(sys,omega);
        semilogx(omega,mag(1,:), 'r');
        hold on
        semilogx(omega,mag(2,:), 'b');
        legend('m_1 kütlesinin frekans cevabı', 'm_2 kütlesinin
frekans cevabı', 'Location', 'SouthWest')
    end
end
end
grid
xlabel('Uyarma frekansı [rad/s]');
ylabel('|y_1|')
```



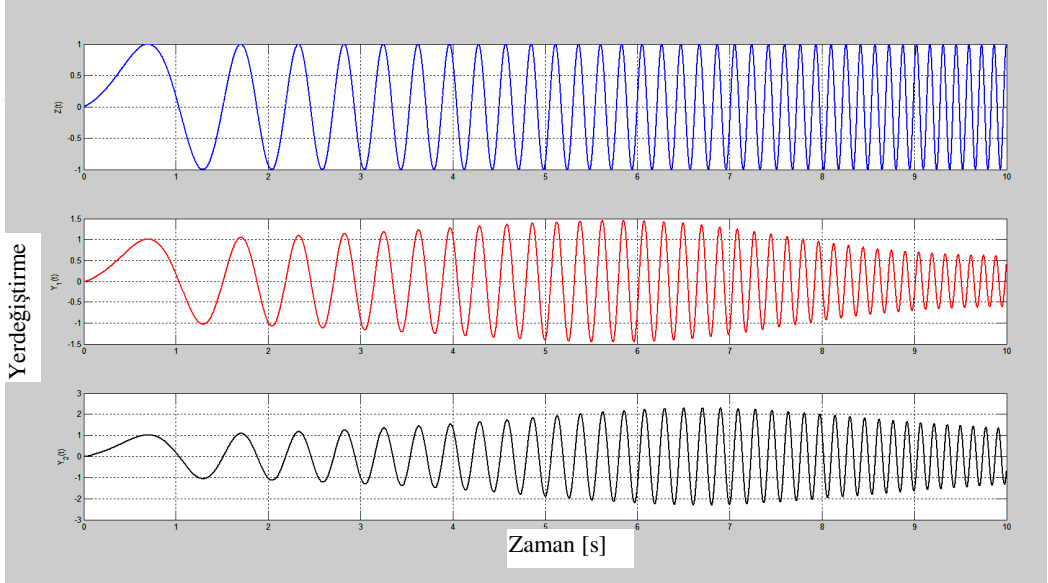
## Sistemin Simulink Modeli Yaklaşımı ile MATLAB Çözümü



Sistemin 10.34 Hz veya 65 rad/s frekanslık sinüzoidal giriş için cevabı.



Sistemin 2.07 Hz veya 13 rad/s frekanslık darbe fonksiyonu giriş için cevabı.



Sistemin 0.1-15 Hz aralığında 10 s'lik değişken frekanslı Chirp giriş sinyaline karşılık cevabı

#### EK.4: Pasif Süspansiyonlu Koltuk İçin Fonksiyon Dosyası

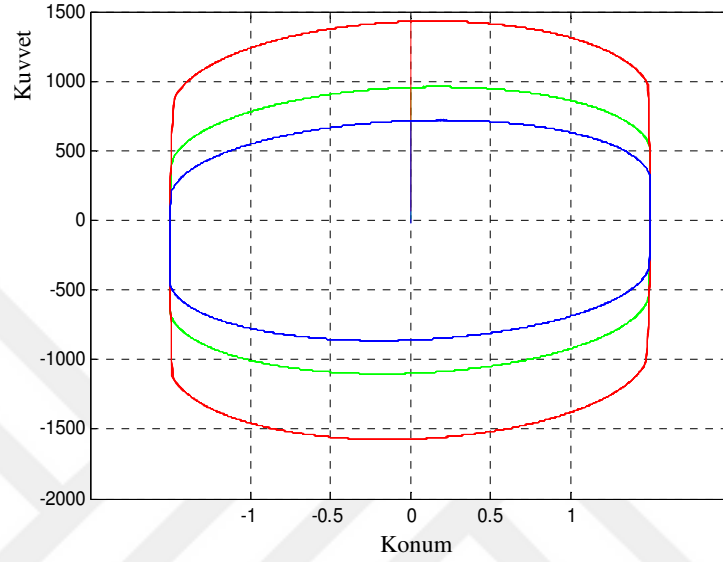
```
function dydt=koltukpasifmodel(t,y)
m1=15;m2=8.8;b1=830;b2=200;k1=31000;k2=18000;
z=1;
%
dydt=[y(2);
      1/m1*(-b2*(y(2)-y(4))-k2*(y(1)-y(3))-b1*(y(2))-k1*(y(1)-z));
      y(4);
      1/m2*(-b2*(y(4)-y(2))-k2*(y(3)-y(1)))];
```

Basamak cevap için hazırlanan çalıştırma programı;

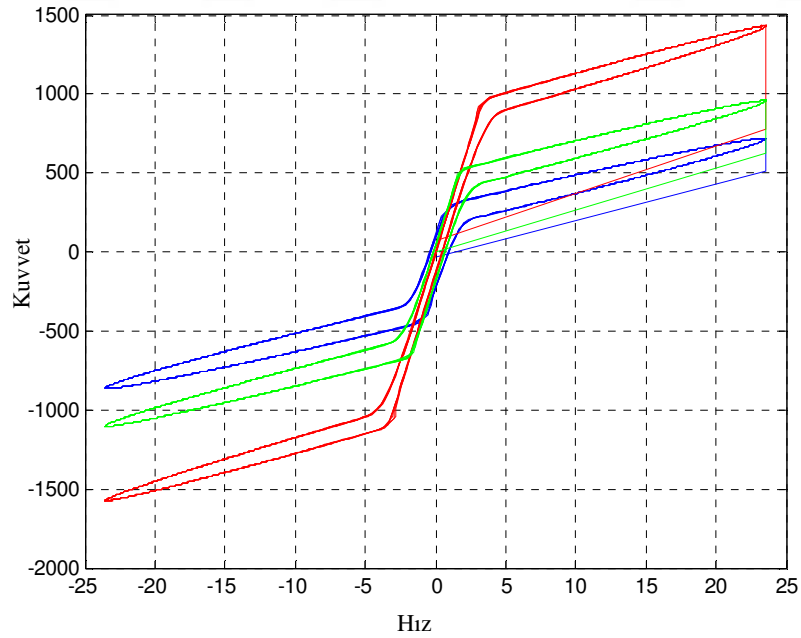
```
m=[15 8.8];b=[830 200];k=[31000 18000];
[y,t]=step(koltukpasifmodel(m,k,b),2);
[y1,t1]=impulse(koltukpasifmodel(m,k,b),20);
subplot(2,1,1);
plot(t,y(:,1))
grid
ylabel('y_1(t)')
title('m_1''in Birim Darbe Cevabı')
subplot(2,1,2);
plot(t,y(:,2))
grid
xlabel('Zaman, t [s]')
ylabel('y_2(t)')
title('m_2''in Birim Darbe Cevabı')
```

## EK.5: MR Damperin Düzeltilmiş Bouc-Wen Modeline Ait Analiz Sonuçları

Kullanılan Parametreler:  $b_{0a}=21$ ;  $b_{0b}=3.5$ ;  $b_{1a}=283$ ;  $b_{1b}=2.95$ ;  $\alpha_a=140$ ;  $\alpha_b=695$ ;  $\gamma=363$ ;  
 $\beta=363$ ;  $A=301$ ;  $n=2$ ;  $\eta=190$ ;  $k_0=46,9$ ;  $k_1=5$ ;  $x_0=14,3$ ;



MR damperin farklı sönüm elemanı için konum-kuvvet karakteristiği



MR damperin farklı sönüm elemanı için hız-kuvvet karakteristiği

## ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Cenk ÇETİN

### Eğitim Durumu

Lise : Avcılar Süleyman Nazif Anadolu Lisesi-

Lisans : Cumhuriyet Üniversitesi, Makine Müh. Böl.

Çalıştığı Kurumlar ve Yıl : Üstünberk Holding, 2010-Halen

Panoto Radyatör, 2008-2009

Mercedes Benz Yetkili Servisi, 2005-2007

İletişim (e-posta) : cenkctn@yahoo.com