

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**AKTİF VE YARI AKTİF SÜSPANSİYON
SİSTEMLERİNİN SİMÜLASYON ORTAMINDA
İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Murat ULUKAPI**

Anabilim Dalı : DİSİPLİNLERARASI PROGRAM

Programı : MEKATRONİK MÜHENDİSLİĞİ

MAYIS 2005

**AKTİF VE YARI AKTİF SÜSPANSİYON
SİSTEMLERİNİN SİMÜLASYON ORTAMINDA
İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Murat ULUKAPI
(518021020)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 5 Mayıs 2005
Tezin Savunulduğu Tarih : 30 Mayıs 2005**

**Tez Danışmanı : Prof.Dr. Levent GÜVENÇ
Diğer Jüri Üyeleri Prof.Dr. Ali GÖKTAN
Y.Doç.Dr. Bilin Aksun GÜVENÇ**

MAYIS 2005

ÖNSÖZ

Süspansiyon sistemleri araçlarda konfor ve yol tutuş özelliklerinde en etkili role sahip bileşenlerdir. Araçların yol tutuş özelliklerinin geliştirilmesi ve daha konforlu hale getirilebilmesi için süspansiyon sistemlerinin optimize edilmesi ve yeni teknolojilerin süspansiyon teknolojilerinde kullanılması gereklidir. Aktif ve yarı aktif süspansiyonların kullanımı konfor, yol tutuş ve en önemlisi sürüş güvenliği uygulamalarında büyük gelişmelere öncülük edecektir. Bu tez kapsamında günümüzde yaygın olarak kullanılan pasif süspansiyonlar ve uygulamaları henüz az miktarda olan aktif ve yarı aktif süspansiyon sistemleri üzerinde çalışılmıştır. Pasif, aktif ve yarı aktif süspansiyon bileşenleri incelenmiş, aktif ve yarı aktif süspansiyon sistemlerinin avantaj ve dezavantajları teorik modeller üzerinde gösterilmiştir.

Bu çalışmada bana yardımcı olan ve yol gösteren tez danışmanım Prof. Dr. Levent Güvenç'e, yardımlarından dolayı Y. Müh. Tefik Yiğit'e ve OTGEM çalışanlarına, ayrıca öğrenim hayatım boyunca benden yardımlarını esirgemeyen aileme teşekkür ederim.

Mayıs 2005

Murat ULUKAPI

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR	v
TABLO LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
SEMBOL LİSTESİ	xi
ÖZET	xiii
SUMMARY	xiv
1. GİRİŞ	1
1.1. Pasif Süspansiyon Sistemleri	2
1.2. Aktif Süspansiyon Sistemleri	4
1.3. Yarı Aktif Süspansiyon Sistemleri	8
1.4. Tezin Kapsamı	12
2. SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ VE SÜSPANSİYON ELEMANLARI	14
2.1 Süspansiyonlarda Kullanılan Yay Elemanları ve Özellikleri	14
2.1.1 Sarmal yaylar	15
2.1.2 Yaprak yaylar	15
2.1.3 Denge çubuğu	16
2.1.4 Havalı yaylar	16
2.2 Süspansiyonlarda Kullanılan Şok Emiciler ve Özellikleri	16
2.3 Süspansiyonlarda Kullanılan Strut ve Yapıları	19
2.4 Çeşitli Pasif Süspansiyon Tipleri	20
2.4.1 Katı süspansiyonlar	20
2.4.2 Bağımsız süspansiyonlar	22
2.5 Yarı Aktif ve Aktif Süspansiyonlar	23
3. PASİF SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ	28
3.1. Çeyrek Araç Modelleri	28
3.1.1. Bir serbestlik dereceli çeyrek araç modeli	28
3.1.2. İki serbestlik dereceli çeyrek araç modeli	30
3.2. Yol Düzgünsüzlüğü ve İnsan Vücudu Üzerinde Titreşimin Etkisi	32
3.2.1. Yol düzgünsüzlüğü	32
3.2.2. İnsanın tüm vücut titreşimine maruz kalmasının değerlendirilmesi	34
3.3. Pasif Süspansiyon Optimizasyonu	36
3.3.1. Bir serbestlik dereceli çeyrek araç modeli süspansiyon optimizasyonu	37
3.3.2. İki serbestlik dereceli çeyrek araç modeli süspansiyon optimizasyonu	38

4. YARI AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ	40
4.1 MR Akışkanlar ve Özellikleri	40
4.2 MR Sönümleyici Modeli	46
4.2.1 Bingham modeli	46
4.2.2 Bouc-Wenn benzeri MR sönümleyici modeli	49
4.3 MR Sönümleyicinin Çeyrek Araç Modeline Uygulanması	55
5. AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ	81
5.1 Skyhook Aktif Süspansiyon Simülasyon Sonuçları	84
5.2 Aktif Süspansiyon ve Devrilme Engelleyici Kontrolü	88
5.2.1 Devrilme engelleyici kontrol simülasyonları	90
5.2.2 Kompansatör tasarımı	92
5.2.3 PID devrilme engelleyici kontrolü	95
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	98
6.1 ÖNERİLER	99
KAYNAKLAR	100
EKLER	104
ÖZGEÇMİŞ	106

KISALTMALAR

LQ	: Lineer Quadratic
ISO	: International Organization for Standardization
MR	: Magneto Rheologic
MRD	: Magneto Rheologic Damper
ER	: Electro Rheologic
ERD	: Electro Rheologic Damper
ASD	: Acceleration Sensitive Damping
ABC	: Active Body Control
PSD	: Power Spectral Density
PSD	: Position Sensitive Damping (Bölüm 2)
MSAR	: Mean Square Acceleration Response
RMSAR	: Root Mean Square Acceleration Response

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 3.1. Yol Düzgünsüzlüğü PSD Katsayıları.....	33
Tablo 3.2. 1- 10 Hz. Aralığı için Ağırlık ve RMSAR değerleri.....	37
Tablo 4.1. Bazı MR akışkanlar ve bileşimleri.....	44
Tablo 4.2. Hibrid Kontrol Kuralı.....	74
Tablo 5.1. Süspansiyon Verileri.....	84

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 1.1 : Çeyrek Araç Modeli.....	3
Şekil 1.2 : Yarım Araç Modeli [11].....	6
Şekil 1.3 : Öngörülü Aktif Süspansiyon [8].....	7
Şekil 1.4 : Skyhook Kontrollü Süspansiyon Sistemi	7
Şekil 1.5 : MR Sönümleyici [18]	9
Şekil 1.6 : Elektromanyetik Sönümleyici [17].....	10
Şekil 1.7 : Skyhook Groundhook ve Hibrid Kontrol.....	10
Şekil 2.1 : Sarmal Yaylar [25]	15
Şekil 2.2 : Yaprak Yay [25].....	15
Şekil 2.3 : Denge Çubuğu [25].....	16
Şekil 2.4 : Havalı Yaylar [25].....	16
Şekil 2.5 : Sönümleyici Yapısı [24].....	17
Şekil 2.6 : Gaz Şarjlı Sönümleyici [24].....	18
Şekil 2.7 : PSD Sönümleyici [24].....	18
Şekil 2.8 : Tek Tüp Tasarımlı Sönümleyici [24].....	19
Şekil 2.9 : Strut Elemanı [26].....	20
Şekil 2.10 : Strut Elemanı Yapısal Bileşenleri [26].....	20
Şekil 2.11 : Hotchkiss Süspansiyon Sistemi [27].....	21
Şekil 2.12 : Üç Çubuk Mekanizması [28].....	21
Şekil 2.13 : McPherson sistemi.....	22
Şekil 2.14 : Çift Lades Kemiği Süspansiyon Sistemi.....	22
Şekil 2.15 : Aktif Süspansiyon Aktüatörü [29].....	23
Şekil 2.16 : Yüksek bant genişlikli Aktif Süspansiyon [30].....	24
Şekil 2.17 : Düşük Bant Genişlikli Aktif Süspansiyon [30].....	24
Şekil 2.18 : Mercedes-Benz ABC Sistemi [31].....	25
Şekil 2.19 : MagneRide Strut [32].....	26
Şekil 2.20 : A-SUS Sistemi Konfigürasyonu [33].....	27
Şekil 3.1 : Bir Serbestlik Dereceli Çeyrek Araç Modeli.....	28
Şekil 3.2 : Bir Serbestlik Dereceli Çeyrek Araç Modeli Simulink Modeli....	29
Şekil 3.3 : İki Serbestlik Dereceli Çeyrek Araç Modeli.....	30
Şekil 3.4 : İki Serbestlik Dereceli Çeyrek Araç Matlab/SIMULINK Modeli	32
Şekil 3.5 : Yol Düzgünsüzlüğü PSD Grafiği.....	34
Şekil 3.6 : Oturan Bir İnsan Üzerinde Belirlenmiş Eksen Takımları.....	35
Şekil 3.7 : Bir Serbestlik Dereceli Model İçin Optimizasyon Eğrileri.....	38
Şekil 3.8 : İki Serbestlik Dereceli Model İçin Optimizasyon Eğrileri.....	39
Şekil 3.9 : İki Serbestlik Dereceli Model İçin Optimizasyon Minimum Değerleri.....	39
Şekil 4.1 : (a) Basınç Etkili Akış Modeli (b) Doğrudan Kesme Modeli [37]	41
Şekil 4.2 : MR Sönümleyici [50].....	41
Şekil 4.3 : F1 – Kesme Hızı Grafiği [37].....	44
Şekil 4.4 : F2 – Kesme Hızı Grafiği [37].....	45
Şekil 4.5 : F3 – Manyetik Alan Yoğunluğu Grafiği [37].....	45

Şekil 4.6	: MR Sönümleyici Yapısı.....	46
Şekil 4.7	: Bingham Modeli.....	46
Şekil 4.8	: Bingham Modeli Simulink Diyagramı.....	47
Şekil 4.9	: Bingham Modeli Zaman-Kuvvet Grafiği.....	48
Şekil 4.10	: Bingham Modeli Hız-Kuvvet Grafiği.....	48
Şekil 4.11	: Bingham Modeli Konum-Kuvvet Grafiği.....	49
Şekil 4.12	: Bouc-Wenn MR Sönümleyici Modeli.....	50
Şekil 4.13	: Bouc-Wenn Benzeri MR Sönümleyici Mekanik Modeli.....	50
Şekil 4.14	: Bouc-Wenn Benzeri MR Sönümleyici Mekanik Modeli Simulink Diyagramı.....	52
Şekil 4.15	: Bouc-Wenn Benzeri MR Sönümleyici Mekanik Modeli Kuvvet-Zaman Grafiği	52
Şekil 4.16	: Bouc-Wenn Benzeri MR Sönümleyici Mekanik Modeli Kuvvet-Konum Grafiği.....	53
Şekil 4.17	: Bouc-Wenn Benzeri MR Sönümleyici Mekanik Modeli Kuvvet-Hız Grafiği.....	53
Şekil 4.18	: Farklı Voltaj Değerlerinde MR Sönümleyici Kuvvet-Zaman Eğrisi.....	54
Şekil 4.19	: Farklı Voltaj Değerlerinde MR Sönümleyici Kuvvet-Konum Eğrisi.....	54
Şekil 4.20	: Farklı Voltaj Değerlerinde MR Sönümleyici Kuvvet-Hız Eğrisi.....	55
Şekil 4.21	: MR Sönümleyici Kullanılan Çeyrek Araç Modeli.....	56
Şekil 4.22	: MR Sönümleyici İhtiva Eden Çeyrek Araç Matlab/SIMULINK Modeli.....	57
Şekil 4.23	: Skyhook Yarı Aktif Süspansiyon.....	57
Şekil 4.24	: MR Sönümleyici Alt Sistemi.....	59
Şekil 4.25	: Pasif Süspansiyon ve MRD Süspansiyon Düşük Sönümleme Oranı Kuvvet Karşılaştırması.....	60
Şekil 4.26	: Pasif Süspansiyon ve MRD Süspansiyon Yüksek Sönümleme Oranı Kuvvet Karşılaştırması.....	60
Şekil 4.27	: Skyhook Benzeri İkili Kontrol Kuralı Matlab/SIMULINK Şeması.....	61
Şekil 4.28	: Sistem Giriş Bloğu.....	62
Şekil 4.29	: Frekans-Zaman Grafiği.....	62
Şekil 4.30	: Asılı Kütle İvmesi Yarı Akif MRD Süspansiyon ve Pasif Süspansiyon.....	62
Şekil 4.31	: Asılı Kütle Yer Değişimi Yarı Akif MRD Süspansiyon ve Pasif Süspansiyon.....	63
Şekil 4.32	: Asılı Olmayan Kütle Yer Değişimi Yarı Akif MRD Süspansiyon ve Pasif Süspansiyon.....	64
Şekil 4.33	: Skyhook Benzeri İkili Kontrollü Yarı Aktif Süspansiyon.....	65
Şekil 4.34	: Skyhook Benzeri İkili Kontrollü Yarı Aktif Süspansiyon Matlab/SIMULINK Modeli.....	66
Şekil 4.35	: Asılı Kütle İvmesi Skyhook Benzeri İkili Kontrollü Yarı Aktif Süspansiyon ve Pasif Süspansiyon.....	66
Şekil 4.36	: Asılı Kütle Yer Değiştirmesi Skyhook Benzeri İkili Kontrollü Yarı Aktif Süspansiyon ve Pasif Süspansiyon.....	67
Şekil 4.37	: Asılı Olmayan Kütle İvmesi Skyhook Benzeri Yarı Aktif Süspansiyon ve Pasif Süspansiyon.....	68

Şekil 4.38	: Asılı Olmayan Kütle Yer Değiştirmesi Skyhook Benzeri Yarı Aktif Süspansiyon ve Pasif Süspansiyon.....	68
Şekil 4.39	: Groundhook Benzeri Kontrol Yapısı.....	69
Şekil 4.40	: Groundhook Benzeri İkili Kontrol Uygulanmış Matlab/SIMULINK Araç Modeli.....	71
Şekil 4.41	: Asılı Kütle İvmesi Groundhook Benzeri Yarı Aktif Süspansiyon ve Pasif Süspansiyon.....	71
Şekil 4.42	: Asılı Kütle Yer Değiştirmesi Groundhook Benzeri Yarı Aktif ve Pasif Süspansiyon.....	71
Şekil 4.43	: Asılı olmayan kütle ivmesi groundhook benzeri yarı aktif süspansiyon ve pasif süspansiyon.....	72
Şekil 4.44	: Asılı Olmayan Kütle Yer Değiştirmesi Yarı Aktif Süspansiyon ve Pasif Süspansiyon.....	72
Şekil 4.45	: Hibrid Yarı Aktif Süspansiyon Sistemi.....	73
Şekil 4.46	: Hibrid Kontrollü Çeyrek Araç Matlab/SIMULINK Modeli.....	75
Şekil 4.47	: Asılı Kütle İvmesi Hibrid Süspansiyon $\alpha=0.85$ ve Pasif Süspansiyon.....	76
Şekil 4.48	: Asılı Kütle İvmesi Hibrid Süspansiyon $\alpha=0.5$ ve Pasif Süspansiyon.....	76
Şekil 4.49	: Asılı Kütle İvmesi Hibrid Süspansiyon $\alpha=0.15$ ve Pasif Süspansiyon.....	77
Şekil 4.50	: Asılı kütle yer değiştirmesi hibrid yarı aktif kontrol $\alpha=0.85$ ve pasif süspansiyon.....	77
Şekil 4.51	: Asılı Kütle Yer Değiştirmesi Hibrid Yarı Aktif Kontrol $\alpha=0.5$ ve Pasif Süspansiyon.....	78
Şekil 4.52	: Asılı Kütle Yer Değiştirmesi Hibrid Yarı Aktif Kontrol $\alpha=0.15$ ve Pasif Süspansiyon.....	78
Şekil 4.53	: Asılı Olmayan Kütle Yer Değiştirmesi Hibrid Yarı Aktif Kontrol $\alpha=0.85$ ve Pasif Süspansiyon.....	79
Şekil 4.54	: Asılı Olmayan Kütle Yer Değiştirmesi Hibrid Yarı Aktif Kontrol $\alpha=0.5$ ve Pasif Süspansiyon.....	79
Şekil 4.55	: Asılı olmayan kütle yer değiştirmesi hibrid yarı aktif kontrol $\alpha=0.15$ ve pasif süspansiyon.....	80
Şekil 5.1	: Skyhook Aktif Süspansiyon Sistemi.....	81
Şekil 5.2	: Aktüatör Kuvveti ile Oluşturulan Aktif Süspansiyon Sistemi.....	82
Şekil 5.3	: Skyhook Etkisi Sağlayan Aktif Süspansiyon Simulink Diyagramı.....	83
Şekil 5.4	: Yol Profili Simülasyonu.....	84
Şekil 5.5	: Pasif Süspansiyon.....	85
Şekil 5.6	: Aktif ve Pasif Süspansiyon Karşılaştırması.....	85
Şekil 5.7	: Asılı Kütle İvmesi Skyhook Aktif ve Pasif Süspansiyon.....	86
Şekil 5.8	: Asılı Kütle Yer Değiştirmesi Skyhook Aktif ve Pasif Süspansiyon.....	87
Şekil 5.9	: Asılı Olmayan Kütle Yer Değiştirmesi Skyhook Aktif ve Pasif Süspansiyon.....	87
Şekil 5.10	: Kullanılan Model [41].....	88
Şekil 5.11	: Sistem Kontrol Şeması.....	90
Şekil 5.12	: J-Dönüşü Direksiyon Girişi.....	91
Şekil 5.13	: Doğrusal Olmayan Yalpa Sertliği Eklenmiş Tek İzli Araç Modeli.....	91

Şekil 5.14 : Kontrol Uygulanmamış Açık Çevrim Sistem.....	92
Şekil 5.15 : C Kontrolcüsü Uygulanmış Sistem Kök Eğrisi.....	93
Şekil 5.16 : Yalpa Açısı (C Kontrolcüsü Uygulanmış Kapalı Çevrim Sistem).....	93
Şekil 5.17 : Yalpa Hızı (C kontrolcüsü Uygulanmış Kapalı Çevrim Sistem).	94
Şekil 5.18 : Moment Zaman Grafiği (C Kontrolcülü Kapalı Çevrim Sistem).	94
Şekil 5.19 : Zaman- Yalpa Açısı.....	96
Şekil 5.20 : Zaman Yalpa Hızı.....	96
Şekil 5.21 : Zaman-Moment.....	97

SEMBOL LİSTESİ

m_s	: Çeyrek Araç Asılı Kütlesi
b_s	: Süspansiyon Sönümleyici Katsayısı
k_s	: Süspansiyon Yay Katsayısı
u	: Yol Girişi
b_u	: Tekerlek Sönümleyici Katsayısı
k_u	: Tekerlek Yay Katsayısı
x_s	: Asılı Kütle Konumu
x_u	: Asılı Olmayan Kütle Konumu
$P_{xx}(f)$	: Power spectral density
$S_{xx}(f)$	: Güç Spektrumu
$R_{xx}(m)$	: Oto korelasyon bağıntısı
$G(f)$	: Yol Girişi PSD Fonksiyonu
$a, b1$	: Yol Girişi PSD'si Katsayıları
ΔP_τ	: Manyetik Alan Kuvveti Kaynaklı Basınç Düşüşü
ΔP_η	: Sıvı Viskozitesi Kaynaklı Basınç Düşüşü
c	: MR Sönümleyici Modeli Basınç Oranı Katsayısı
V	: Minimum Aktif Sıvı Hacmi
τ	: Akışkanın Kesme Gerilmesi
η	: Akışkanın Viskozitesi.
ρ	: Akışkanın Özgül Ağırlığı
B	: Manyetik Alan Yoğunluğu
H	: Manyetik Alan Şiddeti
f_0	: Bingham Modeli Akümülatör Kuvveti
f_c	: Bingham Modeli Sürtünme Kuvveti
c_0	: Sönümleme Katsayısı
k_1	: Akümülatör Yay Katsayısı
c_1	: Bouc-Wen Benzeri Model Sönümleme Katsayısı
k_0	: Bouc-Wen Benzeri Model Yay Katsayısı
x_0	: Pistonun Başlangıçta Yer Değiştirmesi
$\gamma_{mr}, \beta_{mr}, \eta_{mr}$	: Bouc-Wen Benzeri Model Katsayıları
u_{mr}	: Bouc-Wen Modeli Voltaj Girişi
V_{mr}	: Bouc-Wen Benzeri Modele Uygulanan Voltaj
A, n	: Bouc-Wen Benzeri Model Katsayıları
F_d	: Süspansiyon Sönümleyici Kuvveti
C_{high}	: Yüksek Sönümleme Katsayısı
C_{low}	: Düşük Sönümleme Katsayısı
C_{sky}	: Skyhook Sönümleme Katsayısı
C_{ground}	: Groundhook Sönümleme Katsayısı
u_{act}	: Aktüatör Kuvveti
k_s	: Süspansiyon Yay Katsayısı
α	: Aktif Süspansiyon ve Hibrid Süspansiyonda Kullanılan Katsayı

I_{zz}	: Z Eksenini Etrafındaki Atalet Momenti
l_f	: Arka Aks-Ağırlık Merkezi Mesafesi
δ_f	: Ön Tekerlek Dönme Açısı
δ_r	: Arka Tekerlek Dönme Açısı
g	: Yerçekimi İvmesi
β	: Yanal Kayma Açısı
Ψ	: Dönme Açısı
I_{xx}	: X Eksenini Etrafındaki Atalet Momenti
I_{xz}	: Aracın XZ Atalet Çarpanı
l_r	: Ön Aks-Ağırlık Merkezi Mesafesi
C_f	: Ön Tekerlek Dönüş Sertliği
C_r	: Arka Tekerlek Dönüş Sertliği
V	: Araç Kütle Merkezi Hızı
F_{yf}	: Ön Tekerlek Yanal Kuvveti
F_{yr}	: Arka Tekerlek Yanal Kuvveti
$\frac{\partial L}{\partial \Phi}$	: Yalpa Yay Sabiti
$\frac{\partial L}{\partial \dot{\Phi}}$	: Yalpa Sönümleme Sabiti
Φ	: Aracın Yalpa Açısı
$c.g.$	: Araç Kütlelerinin Ağırlık Merkezi
e	: m_s ve c.g. Arası Uzaklık
M_x	: X eksenini Etrafında Araca Uygulanan Moment
F_{akt}	: Aktüatör Kuvveti
F_{d_sky}	: Skyhook Sönümleyici Kuvveti
F_{d_gnd}	: Groundhook Sönümleyici Kuvveti
F_d	: Sönümleyici Kuvveti

AKTİF VE YARI AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMLERİNİN SİMÜLASYON ORTAMINDA İNCELENMESİ

ÖZET

Süspansiyon sistemleri araçların konfor ve yol tutuş özelliklerinde en etkili role sahip bileşenlerindendir. Günümüzde yaygın olarak kullanılan pasif süspansiyon sistemleri geliştirilerek, sisteme aktüatör girişinin sağlandığı aktif süspansiyon ve sönümleme karakteristikleri ayarlanabildiği yarı aktif süspansiyon sistemleri uygulanabilir hale gelmiştir. Bu gelişmeler gerek süspansiyon bileşenlerinde getirilen yenilikler, gerekse araç dinamiği kontrolü uygulamalarının yaygınlaşması sayesinde gündeme gelmiştir.

Bu tez kapsamında ilk olarak süspansiyon teknolojisinin ulaştığı noktada, süspansiyon bileşenleri, çeşitli süspansiyon tipleri, aktif ve yarı aktif süspansiyonların ticari uygulamaları anlatılmıştır.

İkinci olarak hala maliyet avantajları dolayısıyla en yaygın kullanılan süspansiyon sistemi olan pasif süspansiyonların ISO 2631-1-1997 standardından faydalanılarak, bir çeyrek araç modeli üzerinde teorik olarak optimizasyonu sağlanmıştır. Konfor bakımından yapılan bu optimizasyona belirli bir frekans aralığında uygulanan girişlere çeyrek araç modelinin verdiği cevaplar işlenerek ulaşılmıştır.

Konfor ve yol tutuş açısından süspansiyon sistemlerini geliştirmek amacıyla yarı aktif süspansiyonlar bir sonraki konu olarak ele alınmıştır. Yarı aktif süspansiyon sistemlerinde en çok kullanılan değişken sönümleme katsayıları üretebilen MR (Manyeto Reolojik) sönümleyici matematiksel modelleri Matlab/SIMULINK'te oluşturup tasarımlarda kullanılmıştır. Skyhook, groundhook ve hibrid kontrol kuralları yarı aktif süspansiyon sistemlerine entegre edilmiştir. Skyhook kontrolün konfor bakımından, groundhook kontrolün yol tutuş bakımından ve hibrid kontrolün her iki bakımdan sağladığı avantajlar ve birbirlerine göre dezavantajları incelenmiştir.

Aktif süspansiyonlarla ilgili yapılan çalışmalarda ise, skyhook kontrol kuralını kullanan bir aktif süspansiyon modeli oluşturulmuş ve pasif süspansiyonlara göre konfor bakımından sağladığı avantajlar görülmüştür. Ayrıca bir aktif süspansiyon uygulaması olarak, yalpa hareketlerini simüle edebilen bir araç modeli kullanılarak devrilme engelleyici mekanizmalar oluşturulmuştur. Aracın güvenli seyrini sağlamak amacıyla standart bir J-dönüşü manevrasında kullanılan devrilme engelleyici mekanizma için aktif süspansiyonun oluşturması gereken kuvvetler bulunmuştur.

RESEARCH OF ACTIVE AND SEMI ACTIVE SUSPENSION SYSTEMS IN SIMULATION ENVIRONMENT

SUMMARY

Suspension systems are one of the most important vehicle components that have a specific effect for both drive comfort and handling. Most widely used passive suspension systems are developed to a new state that, actuator input enabled active suspension systems and semi active suspension systems with tunable damping characteristics have been designed for commercial market. These new technologies are made possible by the development of both suspension components and control applications on vehicle dynamics.

In this thesis, firstly, suspension components, some suspension types, commercially available applications of active and semi active suspension systems are investigated.

Secondly, a theoretic optimization process is made on a quarter car model which uses a passive suspension system by the help of ISO 2631-1-1997 restrictions. This comfort oriented optimization is achieved by the response of the quarter car model to inputs in a defined frequency band.

In order to get better results for drive comfort and handling, semi active suspension systems are studied as the next object. In this section, widely used semi active suspension component MR (Magneto Rheologic) damper's mathematical models are mentioned and simulated using Matlab/SIMULINK. Skyhook, groundhook ve hybrid control schemes are applied to semi active suspension systems. Skyhook control scheme's advantage on comfort, groundhook control scheme's advantage on handling and hybrid control scheme's advantage of both comfort and handling are stated through the section.

In the studies made on the active suspension, a model using skyhook control scheme is used to analyze the advantages of the system on comfort compared to a passive suspension. Moreover, as an application of active suspension system, a rollover avoidance system is simulated on a mathematical vehicle model. Forces which must be exerted by the active suspension system are calculated in a standart J-turn manouver in order to maintain stability of vehicle.

1. GİRİŞ

Süspansiyon sistemi araç dinamiği ve sürüş konforu açısından en önemli etkindir. Süspansiyon sistemleri araç yükünü taşıyıp manevralar sırasında tekerleklerin yer ile temasını sağlarken aynı zamanda düzgün olmayan yol koşullarında veya yüksek hızlarda da sürücünün konforunu sağlamak zorundadır. Süspansiyon sistemleri araç dinamiği bakımından incelendiğinde araç gövdesi ağırlığını tekerlekler aracılığıyla yola dikey bir kuvvet olarak iletmelidir. İletilen kuvvetin büyüklüğü yol tutuş kalitesini doğru orantılı olarak artırmaktadır. Ayrıca sert manevralar sonucu oluşabilecek devrilme riski de engellenmesi gereken bir olaydır. 1999 verilerine göre binek araçlarda ölümle sonuçlanan kazalarda ölüm nedenlerinin %22'si, spor araçlarda ise % 63'ü devrilme kaynaklı kazalar olarak belirlenmiştir [1]. Aktif süspansiyon sistemleri ayrıca dönüş kontrol sistemleri için de kullanılmaktadır. Sürüş konforu açısından ise süspansiyon sisteminin ISO 2631 standardında belirtilen titreşim sınırları içinde çalışabilmesi insan sağlığı açısından gereklidir. Yüksek genlikli ve düşük frekanstaki titreşimler bulantı etkisi yaratır. Uzun süre maruz kalınan titreşimin yaratacağı kalıcı sağlık sorunları gözönüne alındığında süspansiyon sistemlerinin sönümleme karakteristiklerinde konfor yanında sağlığın da önemli bir faktör olduğu bir gerçektir. Süspansiyon sistemlerinin bütün bu özellikleri bir arada bulundurması, yapı ve karakteristik açıdan farklı özellikler gerektirdiği için, süspansiyon davranışları optimize edilmelidir.

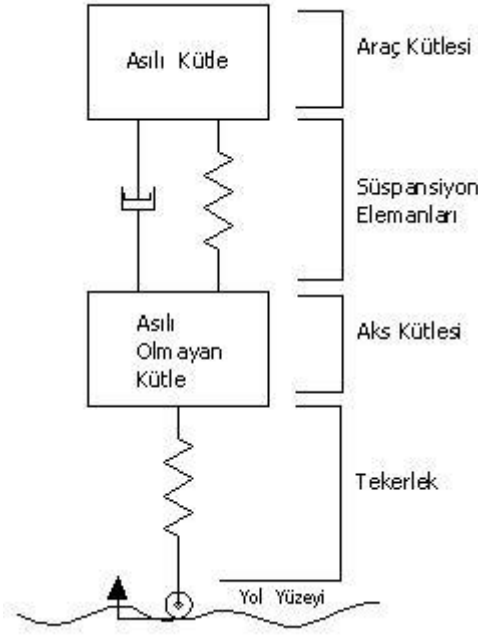
İlerleyen teknoloji ile optimize edilen pasif süspansiyon sistemlerinden çok sisteme dışarıdan enerji girişi sağlanabilen veya değişik koşullar için fiziksel davranışı ayarlanabilen bileşenler içeren süspansiyon tipleri kullanılmaya başlamıştır. Bu tip süspansiyonlar aktif ve yarı aktif süspansiyonlar olarak adlandırılmaktadır. İlk örnekleri 1980' lerin başında Lotus firması tarafından kullanılan bu tip süspansiyonlar sonradan Mercedes, BMW, Citroen ve Ford gibi firmalar tarafından özel modellerde kullanılmıştır. Toyota ve Nissan ise hidropnömatik süspansiyon sistemleri ile bu alanda çalışmalarda bulunmuştur. Aktif süspansiyon sistemleri genellikle aktüatör olarak hidrolik aktüatörler ve kompresörler kullanıldığı için gereken yüksek güç tüketimi ve yüksek maliyet nedeniyle yaygınlaşamamıştır. Ayrıca bu tip süspansiyonların ideal şekilde davranabilmesi için bir kontrol kuralı

kullanılması, bir kontrol ünitesinin ve sensörlerin varolması gerekmektedir. Yarı-aktif süspansiyon sistemleri ise aktif sistemlere göre daha düşük maliyeti ve güç tüketimi ile öne çıkan sistemlerdir. Sistem genellikle sönümleme özelliği ayarlanabilen sönümleyiciler kullanılarak oluşturulmaktadır. Bu çeşit sönümleyicilerin en yaygın kullanılanları servo valf akış kontrollü sönümleyiciler, manyeto-reolojik sıvı içeren sönümleyiciler ve elektro-reolojik sıvı içeren sönümleyicilerdir. Manyeto-reolojik sıvı ihtiva eden sönümleyiciler sıvıya uygulanan manyetik alan sonucu değişen sıvı viskozitesi sayesinde istenen sönümleme oranına ulaşabilmektedir. Manyeto-reolojik sönümleyici düşük güç gereksinimi yüzünden tercih edilen bir yarı aktif süspansiyon bileşenidir. Yarı aktif süspansiyon sistemleri de aktif süspansiyon sistemleri gibi kontrol kuralları ile çalışır ve bu sistemlerde de kontrol ünitesi ve sensörler bulunmaktadır.

Yarı aktif ve aktif süspansiyon sistemleri pasif sistemlere göre gerek konfor gerekse araç dinamiği açısından büyük avantajlar sağlamaktadır. Maliyet ve güç gereksinimi konuları aşıldığında kullanımı giderek artacak bu sistemler araç dinamiği tarihinde en büyük gelişmelerden biri olarak varsayılmaktadır.

1.1 Pasif Süspansiyon Sistemleri

Pasif süspansiyon sistemleri araçlarda en yaygın kullanılan süspansiyon sistemidir. Bu sistemler istenen ölçütlerde yol tutuş özellikleri ve konfor için araç değişkenleri ve yol şartları gözönüne alınarak seçilen süspansiyon elemanlarından oluşturulmaktadır. Pasif sistemlerde kullanılacak elemanların karakteristiklerini belirlemek için birçok çalışmalar yapılmıştır. Araştırmaların çoğunda çeyrek araç modeli olarak adlandırılan bir model kullanılmıştır. Bu sistem araç gövde kütlelerini temsil eden bir asılı kütle, aks ağırlığını temsil eden bir asılı olmayan kütle, tekerleği temsil eden bir yay ve süspansiyon özelliklerini sağlayan bir damper yay ikilisinden oluşturulmuştur. Çeyrek araç modeli Şekil 1.1'de gösterilmiştir.



Şekil 1.1 : Çeyrek Araç Modeli

Pasif süspansiyon sistemleri optimizasyonunda en çok kullanılan yöntemlerden biri LQ optimizasyon yöntemidir. Bu yöntemle aktif veya pasif süspansiyon sistemleri için optimum değerleri bulmak mümkündür. Fathy vd., LQ çözüm teknikleri kullanarak aktif süspansiyon içeren çeyrek araç modeli üzerinde “nested” kontrolör uygulamıştır [2]. Sistem içindeki aktüatörün kontrolcüsü için kullanılan geri besleme katsayısı sıfır değeri aldığı anda pasif süspansiyon haline dönüşmektedir. Bu durumda LQ yöntemleri ile asılı kütle ivmesi, asılı kütle aks mesafesi, aks yol yüzeyi mesafesini minimize edecek süspansiyon değerleri belirli aralıklar içinde bulunabilmektedir. Bu şekilde yapılan optimizasyonda asılı kütle ivmesi konfor açısından, asılı kütle ve asılı olmayan kütle pozisyonları ise yol tutuş açısından minimizasyon problemi içerisinde yer almaktadır [2]. Pasif süspansiyon sistemleri konfor açısından optimize edilirken başka bir yöntem ise ISO 2631 standardının kullanılmasıdır. İnsan vücudunun titreşime verdiği yanıtları içeren bu standardın getirdiği kısıtlamaların süspansiyon tasarımında gözönüne alınması gerekmektedir [3]. Bu standart açısından araçlar incelendiğinde, araç asılı kütle ivmesinin RMSAR (Root Mean Square Acceleration Response) değerleri farklı frekanstaki yol düzgünsüzlükleri için belirli frekans aralıklarında minimize edilmeye çalışılmaktadır. Tamboli ve Joshi'nin, çalışmasında da kullanılan bu yöntemle bir yarım araç modeli üzerinde ön ve arka aks arası mesafeyi ve araç hızını gözönüne alarak yol düzgünsüzlüklerinin etkisi incelenmiş ön ve arka süspansiyon sistemi için ISO 2631 (1985) standardı dahilinde optimize edilmiş süspansiyon değerlerine ulaşılmıştır [4].

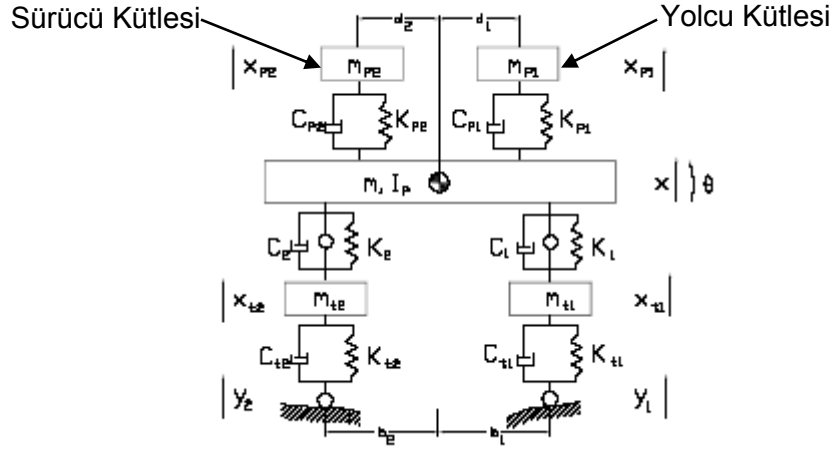
1.2 Aktif Süspansiyon Sistemleri

Aktif süspansiyon sistemleri üzerinde günümüze kadar yapılan araştırmalar gerek kontrol yöntemleri gerekse yapı olarak çeşitlilik göstermektedir. En çok uygulanan kontrol yöntemleri H_∞ teorisi [5], lineer kuadratik öngörü (preview) kontrolü [6, 7, 8], lineer kuadratik gaussian kontrol [9, 10, 11], adaptif gürbüz kontrol [12] yöntemleri olarak gösterilebilir. Kontrol sistemi değişken olsa da bütün çalışmalarda ortak olarak aktif sistemin pasif sistemlere göre daha iyi olan performansı incelenmiş, optimum performans sağlayabilecek kontrol kuralları; aktüatör kuvvetleri, konfor ve yol tutuş açısından incelenmiştir.

Lineer kuadratik yöntemler aktif süspansiyon tasarımında yol tutuş ve konfor özelliklerini seçilen ağırlık fonksiyonlarına bağlı olarak optimize edebilen kontrol sistemleridir. Aktif süspansiyon sistemlerinde sensörler tarafından ölçülebilen durum değişkenleri gözönüne alınarak farklı ağırlık fonksiyonları oluşturulabilmektedir. Elbeheiry ve Karnopp elde edilebilen durum değişkenlerini ve kullanılabilecek farklı yapıda süspansiyon sistemlerini göz önüne alarak beş farklı süspansiyon sistemi için optimum performans değerleri üzerinde çalışmış ve aktüatör kuvvetini, durum değişkenlerinden asılı kütle ivmesi, tekerlek deformasyonu, asılı kütle yer değiştirmesini ağırlık fonksiyonu içerisinde kullanmıştır [9]. Yapı olarak tam aktif (fully active) olarak tabir edilen ve pasif eleman içermeyen, süspansiyon kuvvetinin sadece aktüatör ile sağlandığı sistem için bütün durum değişkenlerinin elde edilebildiği koşulu ile yapılan optimizasyon ve kısıtlı aktif (limited active) sistem yani tekerlek deformasyonunun durum değişkeni olarak alınmadığı durum için yapılan optimizasyon ve performans değerlendirmeleri bu çalışma kapsamında incelenmiştir [9]. Bu sistemlere ek olarak aktif sönümlenmiş olarak adlandırılan ve yapısında sabit katsayılı bir süspansiyon yayının yanında bir aktüatör içeren sistemin performansı, optimize edilmiş pasif sistemle ve yarı aktif sistem olarak adlandırılan değişken sönümleme katsayıları sağlayabilen bir sönümleyici bulunduran sistemle karşılaştırılmıştır [9]. Aktif sistemlerin performans açısından düşük frekanslı yol girişlerinde ve düşük hızlarda diğer sistemlere göre büyük avantaj sağlaması söz konusu iken düzgün yollarda ve ortalama hızlarda kullanımında ise avantajlarının çok yüksek olmadığı gözlenmiştir [9]. Bu tip durumlarda optimize edilmiş sistemler ve yarı aktif süspansiyon sistemlerinin daha iyi bir çözüm olduğu ileri sürülmüştür [9]. Düşük frekanslı girişlerde ve düşük hızlarda ise tam aktif sistemin sağladığı avantajlar gözardı edilemeyecek kadar yüksek seviyelerdedir [9].

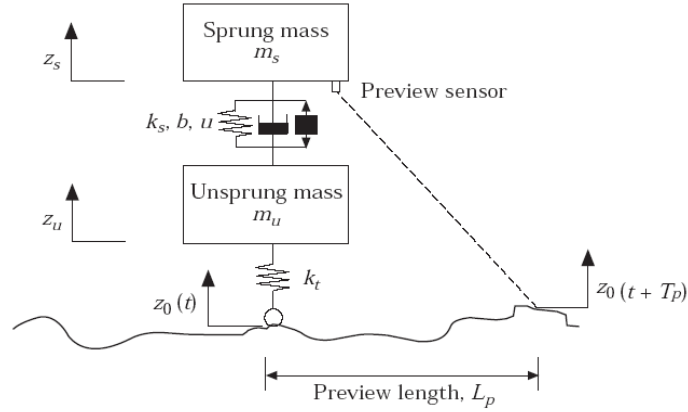
Aktif süspansiyon sistemlerinde sadece bazı durum değişkenlerinin ölçülebildiği ve ölçümlerde gürültü olduğu bilgisi kullanılarak tasarım yapıldığında ise Kalman filtreleri ve gözetleyiciler kullanılarak diğer durum değişkenleri elde edilebilmektedir [10]. Elmadany ve Abduljabbar kısmi durum değişkeni geri beslemesi ile sensör gürültülerini gözönünde bulundurarak, P ve iki ayrı gözetleyici bulunduran PI kontrolör tasarlamış ve bütün durum değişkenlerinin geri beslenmesi durumu için pasif sistem ile karşılaştırmalar yapmıştır [10]. Karşılaştırmalar tekerlek deformasyonu, asılı kütle ivmesi, aks ivmesi ve süspansiyon deformasyonu için yapılmıştır. Kullanılan ağırlık fonksiyonu yüksek konfor amaçlı olduğundan, yol tutuş performansını gösteren süspansiyon deformasyonu dışındaki performans kriterlerinde PI kontrol uygulanmış sistemler P kontrol uygulanmış sistemlerle ve pasif sistemlerle karşılaştırılmış ve belirli frekans aralıkları için simülasyonlar yapılmıştır [10]. Aynı zamanda gözetleyicilerin kullanıldığı PI kontrollü sistemlerin tüm durum değişkenlerinin kullanıldığı sistemlere göre çok küçük farklarla daha kötü sonuçlar verdiği ve hatta düşük frekans değerlerinde süspansiyon deformasyonu (Suspension deflection) açısından daha iyi sonuçlar verebildiği öne sürülmüştür [10].

LQG yöntemleri üzerinde yapılan diğer bir çalışma ise Esmailzadeh ve Taghirad tarafından yapılmıştır. Bu çalışmada ağırlık fonksiyonlarının aktif süspansiyon sistemi performansına etkisi üzerinde durulmuştur [11]. Bu çalışmada Şekil 1.2 'de görülen yarım araç modeli üzerinde iki farklı ağırlık fonksiyonu için aktif süspansiyon sistemi simüle edilmiştir. Birinci ağırlık fonksiyonu sistemin durum değişkenlerini kullanırken ikinci ağırlık fonksiyonu ise yolcuya ve sürücüye etkiyen ivmeleri bulunduran bir ağırlık fonksiyonudur. Oluşturulan iki adet aktif süspansiyon, pasif süspansiyonlarla aracın ön ve arka tekerlek yer değiştirmesi, yolcu ve sürücüye etkiyen asılı kütle ivmesi, araç gövdesinin açısız ve konum olarak kafa vurma hareketleri açısından incelenmiştir [11]. Sürücüye etkiyen ivmeleri içeren ağırlık fonksiyonuna sahip aktif süspansiyonun diğer aktif süspansiyona göre daha iyi sonuçlar verdiği ve her iki süspansiyonun da pasif süspansiyona göre avantaj sağladığı ileri sürülmüştür [11].



Şekil 1.2 : Yarım Araç Modeli [11]

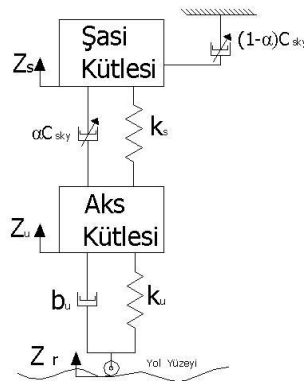
Optimum kontrol kullanan süspansiyon tasarımında durum değişkenlerinin elde edilebilmesi açısından yararlı bir kontrol metodu da öngörülü (preview) aktif süspansiyon sistemleridir. Sistemin çalışma prensibi Şekil 1.3'de görüldüğü gibi belirli bir mesafe ileriye bakan sensörler yardımıyla yol verisinin geleceğinin görülerek sisteme ileri beslenmesidir. Thompson ve Pearce çalışmalarında öngörülü sistemde kontrol kuvveti, süspansiyon deformasyonu ve tekerlek deformasyonu içeren integral tipi bir ağırlık fonksiyonunu kullanarak öngörü zamanının sistem performansı üzerinde etkisini incelemiştirler [6]. Performans indeksi değerinin öngörü zamanının yükselmesi ile düştüğü gözlemlenmektedir. Senthill ve Narayan ise çeyrek araç modeli üzerinde öngörülü aktif süspansiyon sistemi uygulamış ve öngörü uzaklığı ile değişen aktif süspansiyon performansını pasif bir sistemle karşılaştırmıştır [7]. Aktif süspansiyon için gerekli geri besleme katsayıları asılı kütle ivmesi, kontrol kuvveti, süspansiyon deformasyonu ve tekerlek deformasyonunu içeren bir ağırlık fonksiyonu kullanılarak elde edilmiştir [7]. Sistemlerin performansı süspansiyonun rms değeri, asılı kütle ivmesinin rms değeri ve kontrol kuvveti bakımından değerlendirilmiştir. Artan öngörü uzaklığının sistem üzerinde olumlu etki yaparken belirli bir uzaklıkta doyduğu gözlemlenmektedir. Dongshin ise çalışmasında öngörülü (preview) aktif süspansiyon sistemini bulanık sürücü modeli bulunduran tüm araç modeli üzerinde kullanarak hem yatay hem dikey yönde araç dinamiği performansını incelemiştir [8]. Sonuç olarak pasif sisteme göre dikey düzlemde avantajlı olan aktif süspansiyon sistemlerinin yatay manevrelarda da avantajlı olduğu gözlemlenmektedir [8].



Şekil 1.3 : Öngörülü Aktif Süspansiyon [8]

Yukarıda bahsedilen aktif süspansiyon kontrol mekanizmalarına ek olarak en çok kullanılan kontrol mekanizması da H_∞ yöntemidir. H_∞ yöntemi ve küçük kazanç teoremi kullanılarak 1 Hz civarında araca etkiyen asılı kütle ivmesi ve süspansiyon deformasyonunda iyileştirmeler sağlanabilmektedir [5].

Şimdiye kadar bahsedilen integral ağırlık fonksiyonları ile ifade edilen kontrol sistemleri yanında ikili kontrol kuralı ile çalışan ve araç süspansiyonunun farklı yapıdaki bir süspansiyon sistemini simüle edebilmesi amacıyla aktüatörü kumanda edebilen sistemler de mevcuttur. Skyhook, groundhook ve hibrid kontrol bu sistemlerin en önemli örnekleridir. Skyhook kontrolde aktüatörün sağlaması gereken kuvvet Şekil 1.4 'teki sistemde araç asılı kütle sine etkiyen kuvvete eşdeğer olmalıdır. Bu sistemde aracın asılı kütle kütle sine sönümlenmesi yeryüzünde sabit bir noktaya bağılı bir sönümleyici ile sağlandığı düşünölmektedir. Gerçekte olanaksız olan bu yapı aktüatör kuvvetleri ile simüle edilmektedir.



Şekil 1.4 : Skyhook Kontrollü Süspansiyon Sistemi

Sammer vd. skyhook süspansiyona sahip bir çeyrek araç modeli ve H_∞ kontrol sistemine sahip bir çeyrek araç modelini çeşitli performans özellikleri bakımından karşılaştırarak bu sistemlerin avantaj ve dezavantajlarını incelemiştir [13]. Çalışma iki adet çeyrek araç modeli içermektedir. Birinci model kontrolcü geliştirme amaçlı basit, ikincisi ise gerçekçi ve doğrusal olmayan bir modeldir.

Kontrol amaçlı model üzerinde yapılan çalışmalarda, konfor açısından 0-5 Hz arasında asılı kütle yer değiştirmesinin yol düzgünsüzlüğüne oranı kullanılarak incelenmiş ve her iki sistemin de 0-5 Hz arasındaki tepe noktasını düşürmesine rağmen H_∞ sistemde diğer frekanslarda filtreleme özelliğinin daha iyi olduğu öne sürülmüştür. Yol tutuş açısından ise aks yer değiştirmesinin yol düzgünsüzlüğüne oranı kullanılmış ve yapılan incelemede her iki sistemin de ilk tepe noktasında ve ikinci tepe noktasında gelişme sağlamasına rağmen 2-8 Hz arası frekanslarda oran pasif sistemlere göre daha kötü davrandıkları gözlemlenmiştir. Yüksek frekanslardaki konfor bakımından incelenen sistemlerde, her iki kontrol kuralının da pasif sisteme göre avantaj sağlamadığı görülmektedir [13].

Doğrusal olmayan model üzerinde yapılan çalışmalarda ise yol tutuş ve yüksek hızlarda konfor açısından iyileşme sağlanamasa da düşük frekanslarda konfor açısından pasif sisteme göre aktif sistemlerin avantaj sağladığı öne sürülmektedir [13]. H_∞ kontrol sisteminin skyhook sisteme göre filtreleme kabiliyetinin yüksek olduğu doğrusal olmayan model üzerinde de gösterilmiştir [13].

Aktif süspansiyonlar, kullanılan birçok metod nedeniyle farklılık olmasına rağmen pasif sisteme göre gerek yol tutuş gerekse konfor açısından avantaj sağlamaktadırlar. Fakat bu sistemlerin yüksek güç tüketimi ve yüksek maliyetli olması, daha düşük maliyetine rağmen konfor ve yol tutuş açısından yaklaşık özellikler sergileyen yarı aktif süspansiyon sistemleri üzerindeki araştırmaların desteklenmesine yol açmıştır.

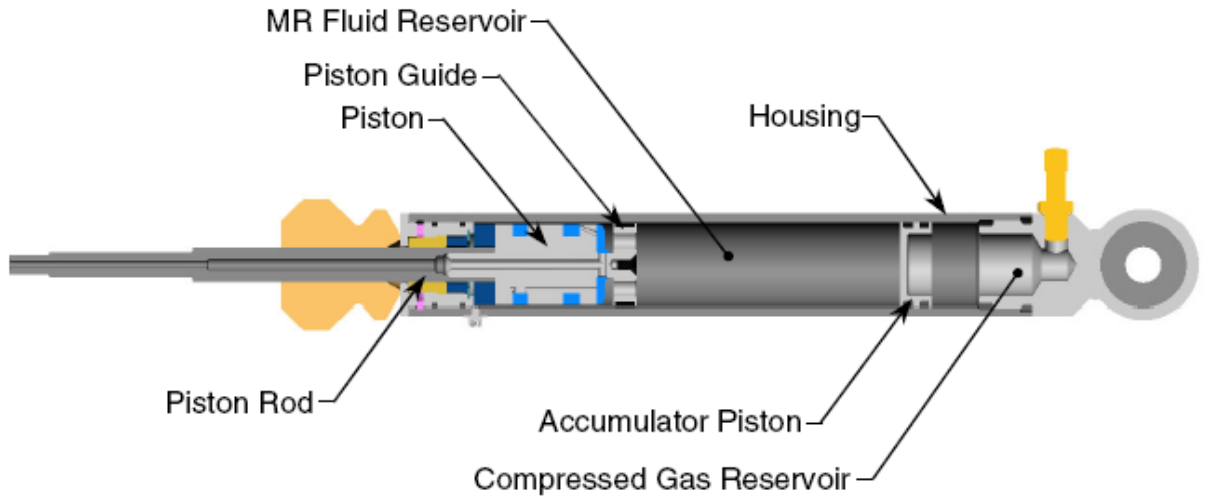
1.3 Yarı Aktif Süspansiyon Sistemleri

Yarı aktif süspansiyon sistemleri henüz ticari uygulamalarının çok yaygınlaşmamasına rağmen pasif ve aktif sistemlere göre performans veya maliyet bakımından avantaj sağlamıştır. Yarı aktif süspansiyon sistemleri uygulanan kontrol kuralları ile farklı performans gösterebilmesine rağmen yol tutuş ve konfor açısından genellikle pasif ve aktif sistemlerin arasında bir konuma sahiptir. Aktif süspansiyona

göre daha düşük maliyetli ve düşük güç tüketimli olması ve aynı zamanda pasif süspansiyonlara göre performans avantajı sağlaması birçok ticari uygulamayı ve teorik çalışmayı beraberinde getirmiştir.

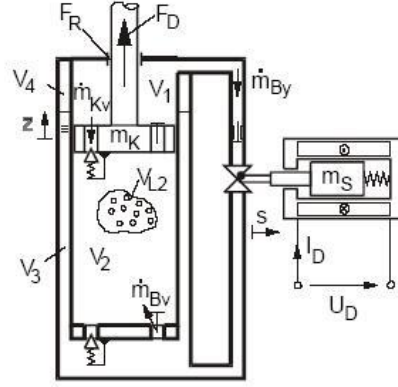
Yarı aktif süspansiyon sistemi yapısı itibarıyla EKÜ'den (Elektronik Kontrol Ünitesi) gelen sinyallerle dinamik davranışını değiştirebilme özelliğine sahiptir. Standart süspansiyon sistemlerinde bulunan yay ve sönümleyiciler sabit değerlere sahip bileşenlerdir. Yarı aktif süspansiyonlarda ise MR sönümleyiciler [14, 15, 16], elektromanyetik sönümleyiciler [17], havalı yaylar (hidropnömatik) [17], MR yaylar kullanılarak sistem parametrelerinin değişken olması sağlanmaktadır.

MR sönümleyiciler en çok tercih edilen yarı aktif süspansiyon bileşenlerinden biridir. Yapısı Şekil 1.5'te gösterilen sönümleyici vizkozitesi manyetik alan şiddeti ile değişebilen manyeto reolojik sıvı içermektedir. Bu sıvı sönümleyici sıvısı olan yağ içinde dağılmış metal parçacıklar içerir [18]. Manyetik alan uygulandığında mikron boyutundaki metal parçaları bir kutuptan diğerine doğru uzanan ince şeritler oluşturarak sıvı viskozitesini değiştirirler [18].



Şekil 1.5 : MR Sönümleyici [18]

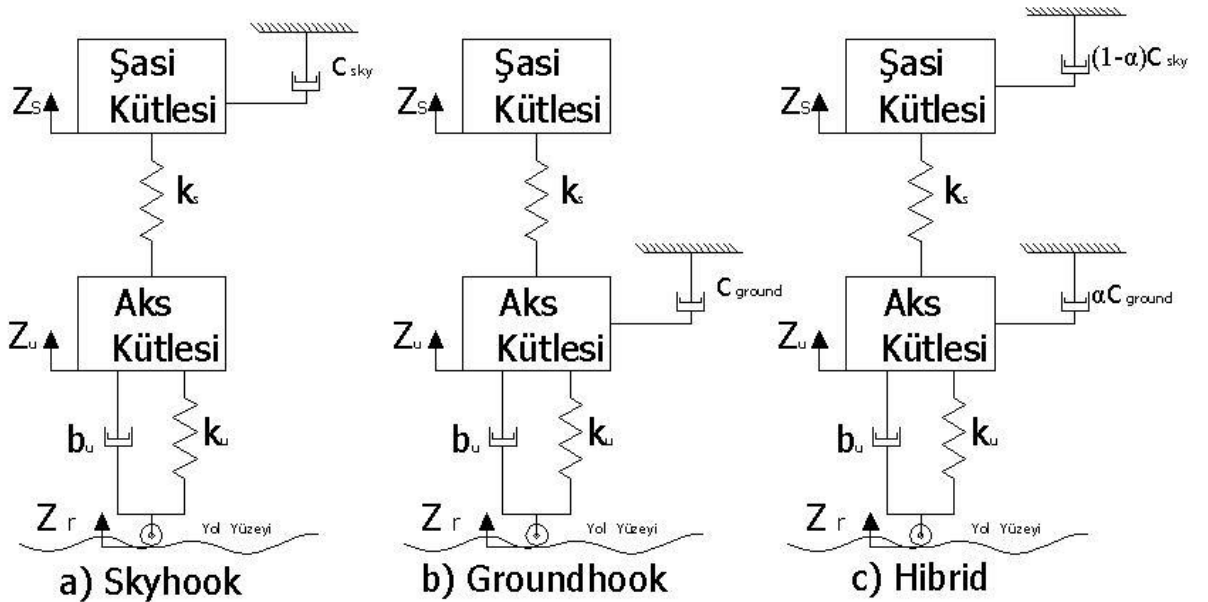
Elektromanyetik sönümleyiciler ise manyetik alan kontrolünde sönümleyicideki akışın kısılma vanasına kumanda eden sönümleyicilerdir. Akım yükseldiğinde kısılma vanası akışı orantılı olarak zorlaştırarak sönümleyici sistemin karakteristik davranışlarını değiştirmektedir [17]. Bir elektromanyetik sönümleyicinin yapısı Şekil 1.6' da gösterilmiştir.



Şekil 1.6 : Elektromanyetik Sönümleyici [17]

Yarı aktif süspansiyon sistemlerinde uygulanan birçok optimizasyon ve kontrol yöntemi bulunmaktadır. Skyhook, groundhook ve hibrid olarak nitelendirilen ikili veya doğrusal kontrol kuralları yanında H_∞ , ve durum geri beslemeli integral kuadratik performans kriterleri de kullanılmıştır.

Skyhook, groundhook ve ikisini beraber içeren hibrid kontrol uygulamaları araç dışında sabit bir noktaya bağlanan sönümleyicinin aracın gövdesine (skyhook) veya aks sistemine (groundhook) bağlanmış halini simüle edebilmek amacıyla kullanılan sistemlerdir. Şekil 1.7’de bu sistemler şekil üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 1.7 : Skyhook Groundhook ve Hibrid Kontrol [17]

Paré MR sönümleyici kullanarak oluşturulan bir çeyrek araç test düzeneği kullanarak yaptığı donanım içeren simülasyon çalışmasında skyhook groundhook ve hibrid

kontrol modellerini incelemiştir [14]. Skyhook kontrol uygulamalarının asılı kütle kütlesi ivmesi üzerinde 1-2 Hz civarındaki tepe noktasını düşürerek etkili olduğu, groundhook kontrol sisteminde ise aks kütlesi ivmesi ve asılı kütle ivmesinin 10 Hz civarındaki ikinci tepe noktasını düşürdüğü ileri sürülmüştür. Hibrid kontrol uygulamaların da bu tepe noktalarındaki kazançların Şekil 1.7’de gösterilen α katsayısına bağlı olarak düşürebildiği görülmüştür.

Skyhook ve hibrid süspansiyon sistemleri üzerinde yapılan diğer bir çalışma ise Masi tarafından yapılmıştır [19]. Her iki sistemin 1.34 Hz ve 10.5 Hz deki basamak cevabı ve frekans cevabı çeyrek araç modeli üzerinde pasif sistemle karşılaştırılmış, skyhook kontrollü sistemde asılı kütle ivmesi frekans cevabı 1.34 Hz civarında kazancı düşürebilirken 10.5 Hz civarında ise pasif süspansiyona göre daha kötü kazanç değerlerine ulaşmıştır. Skyhook kontrollü sistemin aks ivmesi üzerinde iyileştirici bir etkiye sahip olmadığı görülmektedir. Hibrid kontrollü sistemde ise basamak cevabı yer değiştirme ve yerleşme zamanı olarak pasif ve skyhook sisteme avantaj sağlanmış ve aynı zamanda 1.34 Hz ve 10.5 Hz civarında asılı kütle ivmesi kazançlarını iyi yönde etkilenmiştir [19].

Skyhook kontrol sistemlerinde sönümleyicilerde sönümleme katsayısı minimum ve maksimum değerleri gözönüne alınarak iki durumlu olarak veya bu aralıkta doğrusal olarak değiştirilerek kontrol kuralları oluşturulabilmektedir [20]. Savaresi vd. çalışmasında bu iki çeşit kontrol kuralına ek olarak asılı kütle ivmesi ve aks ivmesini gözönüne alarak “ivme kontrollü sönümleyici” kontrol sistemini kullanımlardır. Bu sistemlerin asılı kütle ivmesi üzerinde etkisi çeşitli frekanslarda incelendiğinde doğrusal artış içeren sönümleyici modelinin iki durum içeren modele göre avantajlı olduğu ileri sürülmüştür [20]. İvme kontrollü sönümleyicinin ise her iki sistemden daha iyi filtreleme yeteneklerine sahip olduğu ve incelenen frekans aralığı boyunca özellikle de 10 Hz civarında daha düşük ivme kazançları elde edebildiği gözlenmiştir.

Liu vd. ise çalışmalarında skyhook süspansiyon sistemi üzerinde sıcaklık etkisinin giderilmesini incelemiştir. Yüksek sıcaklıklarda kompanzasyonun daha iyi sonuçlar vermesine rağmen düşük sıcaklıklarda etkisini yitirdiği gözlenmiştir [15].

Yarı aktif süspansiyon sistemlerinde farklı bir kontrol uygulaması ise Giua vd. tarafından gerçekleştirilmiştir. Yarı aktif süspansiyon sönümleme elemanının uyguladığı kuvvetin optimize edilmiş bir aktif süspansiyonunun uyguladığı kuvvetleri sağlaması durumunda elde edilen sistemin performansı incelenmiştir [21].

Sönümleme elemanının gecikme süresi de optimizasyona dahil edilerek kuadratik bir performans indeksine göre kontrol kuvvetleri belirlenmiş ve performans olarak aktif ve yarı aktif süspansiyon arasında bir değere ulaşıldığı görülmüştür. Sistemin en önemli avantajının ise düşük maliyeti olduğu vurgulanmıştır.

Yarı aktif süspansiyon sistemlerinde genellikle kullanılan değişken katsayılı sönümleyicilerle beraber değişken katsayılı kontrol edilebilir yay elemanları da kullanılabilir. Mailat vd. çalışmalarında değişken katsayılı sönümleyici ve yay ikilisi kullanarak çeyrek araç modeli üzerinde bir optimizasyon yöntemi uygulamıştır [22]. Optimizasyon yöntemi kuadratik iki parçalı bir indekstir ve birinci bölümü ölçülen verilere uygun yay katsayısı ve sönümleme katsayısı belirlemeye yardımcı olurken ikinci kısım ise performans kriterlerini içermektedir. Oluşturulan sistem skyhook, groundhook ve pasif sistemle karşılaştırıldığında tekerlek yol kuvveti, asılı kütle ve aks ivme ve yer değiştirmesi bakımından avantajlı olduğu ileri sürülmüştür.

Yarı aktif süspansiyon sistemleri üzerinde yapılan çoğu çalışma çeyrek araç modelleri üzerinde gerçekleştirilmiş olmasına rağmen gerçek süspansiyon yapısına uygun modeller üzerinde de çalışmalar yapılmıştır. Hong vd. iki serbestlik dereceli McPherson tipi bir süspansiyon modeli geliştirmiş ve bu modele modifiye edilmiş bir skyhook algoritmasını kazanç ayarlama yöntemi ile uygulamıştır [23]. Bok-Choi vd. ise tüm araç modeli kullanarak çalışma sırasında tasarlanıp üretilen bir MR sönümleyici ile donanım içeren simülasyonlar yaparak kontrol sistemi olarak H_∞ yöntemini kullanmıştır [16]. Elde edilen sonuçlar asılı kütle dikey ivmesi, dikey yer değiştirmesi, açısız ivmesi, açısız yer değiştirmesi, aks kütlesi yer değiştirmesi ve ivmesi bakımından incelemiş ve kontrol uygulanmış durumun pasif duruma göre iyileşme sağladığı görülmüştür.

1.4 Tezin Kapsamı

Yarı aktif, aktif süspansiyonları ve optimize edilmiş pasif süspansiyonlar üzerlerinde yapılan araştırmaların da gösterdiği sürüş konforu ve yol tutuş açısından birçok avantaj sunmaktadırlar. Bu tez süspansiyon teknolojileri ve aktif yarı aktif süspansiyonlar üzerinde çalışmaları içermektedir.

Birinci bölümde literatür taraması sonuçları ile günümüze kadar yapılmış çalışmalar incelenmiştir.

İkinci bölümde ise ticari süspansiyon bileşenleri, süspansiyon çeşitleri ve uygulanmış aktif yarı aktif süspansiyon uygulamalarından örnekler verilmiştir.

Üçüncü bölümde ileri bölümlerde kullanılacak olan bir ve iki serbestlik dereceli çeyrek araç modelleri Matlab/SIMULINK ile elde edilmiş, dinamik denklemleri ve transfer fonksiyonları oluşturulmuştur. Çeyrek araç modeli transfer fonksiyonları kullanılarak belirli frekans aralıkları için ISO 2631 1997 standardına göre optimize edilmiş süspansiyon bileşeni katsayılarına ulaşılmıştır.

Dördüncü bölümde yarı aktif süspansiyon modelleri incelenmiş, sönümleyici olarak yarı aktif uygulamalarda en yaygın kullanılan MR (manyeto reolojik) sönümleyici modelleri Matlab/SIMULINK üzerinde oluşturularak çeyrek araç modellerine entegre edilmiştir. Bu model üzerinde Skyhook, groundhook ve hibrid kontrol kuralları uygulanarak sistem üzerinde konfor ve yol tutuş açısından etkileri incelenmiştir.

Beşinci bölümde ise aktif süspansiyon sistemleri incelenmiş ve skyhook aktif kontrol kuralı uygulanmış bir süspansiyonda sistem katsayılarındaki değişikliklerin süspansiyon performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Aktif süspansiyon sisteminin sağlayacağı faydalara dikkat çekmek için, bu sistemin devrilme önleyici mekanizmalarda kullanımı bir araç modeli üzerinde denenmiş ve maksimum aktüatör kuvvetleri standart bir J dönüş manevrası için bulunmuştur.

Bölüm 6 da is sonuçlar incelenmiş ve ileride yapılacak çalışmalar için genel bir özet verilmiştir.

2. SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ VE SÜSPANSİYON ELEMANLARI

Araçlarda süspansiyon gerek konfor gerekse araç yol tutuşu bakımından en önemli bileşendir. Süspansiyon sistemlerinin en önemli görevleri yeterli sürüş yüksekliğini sağlamak, tekerleklerin yerle temasını her koşulda sağlayabilmek ve araca etkiyen şok kuvvetlerini absorbe etmek ve yol düzgünlüğünden kaynaklanan titreşimleri sürücüye iletmemektir. Ayrıca bir süspansiyon sistemi araç ağırlığını taşımak zorundadır. Bir süspansiyon sistemi, yaylardan, sönümleyicilerden ve tekerleklerden oluşur. Yay sistemleri araca etkiyen kuvvetleri sıkışarak absorbe eder, sönümleyiciler ise bu sıkışma enerjisinin kontrollü bir şekilde sadece birkaç salınımla sönümlemesini sağlar. Bu süspansiyon sisteminde tekerleklerin yolla temasını sağlayan özelliktir. Teknolojinin ilerlemesi ile bu klasik yay-sönümleyici sistemlerinin dışında aktif ve yarı aktif süspansiyon sistemlerinin araçlara uygulanması da gündeme gelmiştir. Aktif süspansiyon sistemlerinde klasik sistemlerden farklı olarak sisteme kuvvet verebilen çeşitli aktüatörler sayesinde araç karakteristikleri değişik koşullar altında daha iyi davranışlar sergilemesi için tasarlanabilmektedir. Yarı aktif süspansiyon sistemleri ise daha çok süspansiyon sistemine sönümleme katsayısı değiştirilebilen şok emiciler eklenmesiyle elde edilebilmektedir. Aktif ya da yarı aktif sistemlerin en büyük avantajı ise süspansiyonların çeşitli kontrol kanunları ile kontrol edilebilerek süspansiyon karakteristiğinin birçok koşul altında ideal olmasının sağlanabilmesidir.

2.1 Süspansiyonlarda Kullanılan Yay Elemanları ve Özellikleri

Süspansiyon sistemlerindeki yayların ana amacı sürüş yükseliğinin korunması, araç ağırlığının karşılanması ve darbe emici olarak çalışmasıdır. Yay sistemlerinin bir başka görevi de tekerlekler ve akslar yol bozukluklarını izlerken bunların etkilerinin araç gövdesini daha az etkilemesini sağlamaktadır.

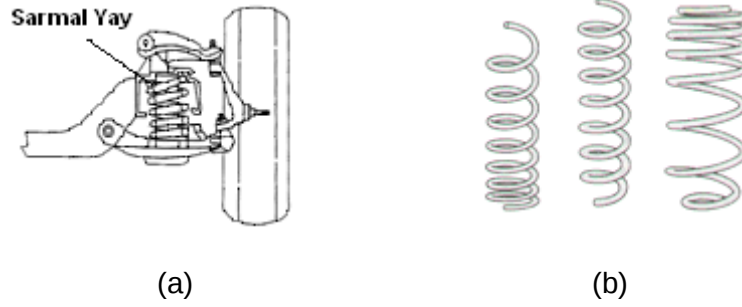
Yay sisteminin etkidiği araç gövdesi, motor ve diğer araç üzerindeki kütleler asılı kütle olarak adlandırılır. Tekerlek aks ve süspansiyon kütleleri ise asılı olmayan kütle olarak adlandırılır. Asılı olmayan kütlelerin daha hafif olması sürüş konforunu artırıcı

bir etkidir. Bu yüzden yay ve süspansiyon elemanlarının ağırlığı mümkün olduğunca düşük seçilmelidir.

Kullanılan bazı yay çeşitleri 2.1.1 – 2.1.4 bölümlerinde incelenmiştir.

2.1.1 Sarmal yaylar

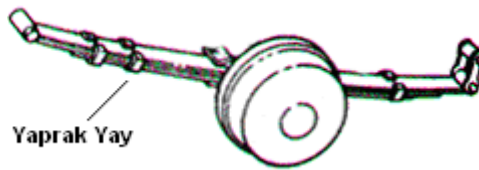
Sarmal yaylar en çok kullanılan yay çeşididir. Yay sabitinin büyüklüğü ve küçüklüğü yayın çapına ve uzunluğuna bağlıdır. Sarmal yapıdaki yaylarda yay sabitinin değiştirilebilmesi için sarım sıklığının ve sarım yarıçapının değişmesi gereklidir. Bu sayede küçük yüklerde daha yumuşak bir sönümlenme sağlanırken yüksek yüklerde daha güçlü sönümlenme sağlanabilir [27]. Sarmal yaylara ait iki örnek Şekil 2.1a ve Şekil 2.1b’de verilmiştir.



Şekil 2.1 : Sarmal Yaylar [25]

2.1.2 Yaprak yaylar

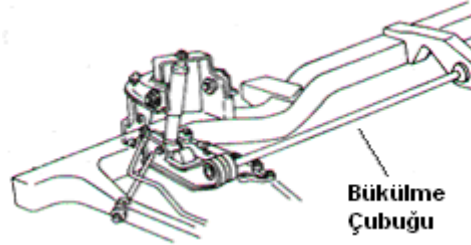
Yaprak yaylar birkaç farklı boy ve kalınlıkta metal plakanın üstüste konulması ile elde edilen bir yay sistemidir. Süspansiyonlarda kullanıldığında tekerlek hareketleri ile metal plakalar eğilerek ve birbirinin üzerinde sürtünerek yol düzgünsüzlüklerinin olumsuz etkilerini yok eder. Ağır yük taşıyan araçlarda daha çok kullanılır. Dezavantajı ise sistemdeki sürtünmelerin zamanla yay yapraklarını aşındırmasıdır [27]. Sistemin görünüşü Şekil 2.2 ‘de gösterilmiştir.



Şekil 2.2 : Yaprak Yay [25]

2.1.3 Denge çubuğu

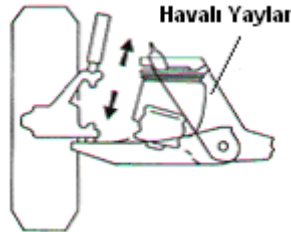
Denge çubuğu araçlarda bir ucu şasiye bağlı diğer ucu ise hareket eden süspansiyon birimine bağlı olan L biçiminde çelik bir çubuktur. Hareket esnasında bükülerek yay etkisi yaratır [25]. Bükülme çubuğu Şekil 2.3 'te görülmektedir.



Şekil 2.3 : Denge Çubuğu [25]

2.1.4 Havalı yaylar

Bu tür sistemler kapalı bir odacığın içinde bulunan sıkışmış gazın yayılma etkisiyle çalışır. Yüksek güçlü darbelerde sistem üzerindeki valf aracılığıyla gaz boşaltır ve sonra bir kompresör yardımıyla eksilen gazı yeniden depolar. Yüksek konfor ve kuvvet sağlayan bu sistem hem binek araçlarında hem de ağır yük taşıyan araçlarda kullanılmaktadır [25]. Sistem Şekil 2.4'te gösterilmiştir.

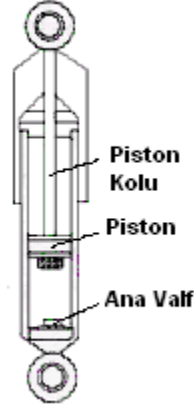


Şekil 2.4 : Havalı Yaylar [25]

2.2 Süspansiyonlarda Kullanılan Şok Emiciler ve Özellikleri

Şok emiciler süspansiyon sisteminde aracın kafa vurma, yalpalama ve sallanma oranlarının kontrol altına alınmasına yardımcı olmaktadır. Çalışma prensibi kinetik enerjiyi ısı enerjisine çevirerek hidrolik sıvı içinde dağılmasını sağlamak üzerine kurulmuştur. Yapıları bir yağ pompasına benzer. Piston koluna bağlı, üzerinde küçük delikler olan bir piston hidrolik sıvıya karşı hareket etmeye çalışır. Piston kolu süspansiyon sistemi ile hareket ettiğinde hidrolik sıvı piston deliklerinden yeterince

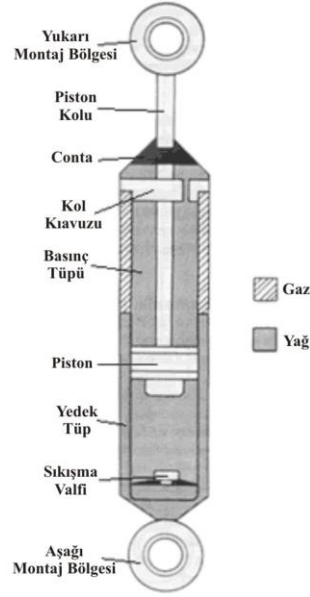
hızlı geçemediği için pistonu yavaşlatır ve sistem şok darbesinin etkisini düşürmüştür. Şekil 2.5 'te bir şok emicinin basit olarak yapısı gösterilmiştir [24].



Şekil 2.5 : Sönümleyici Yapısı [24]

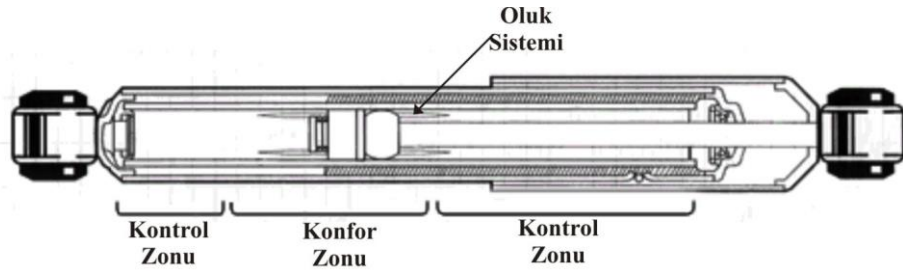
Bir şok emicinin yapısında bir içte bulunan basınç tüpü ve dış kısımda bulunan yedek tüpü bulunur, yedek tüp fazla hidrolik sıvıyı saklar. Şok emicilerde aşağıda ve yukarıda şok emicinin tekerlek ve şasiye montajı için kauçuk ile darbe emici özellik sağlanmış olan montaj bölgeleri bulunur, bu şekilde sağlanan bağlantı yol titreşimlerinin bir kısmının şasiye iletimini engellemektedir. Ayrıca piston kolunun hareketinin muntazam olması için bir piston kolu kılavuzu ve basınç tübünün alt kısmında yedek sıvı tübüne hidrolik sıvıyı aktarabilmek için bir ana valf mevcuttur. Bu valfin debisi ayarlanarak daha yumuşak (konfor için) veya daha sert (yol tutuş için) şok emici karakteri ayarlanabilmektedir. Bu genel şok emici yapısı haricinde bir çok farklı yapıda sönümleyiciler ticari olarak bulunabilmektedir.

Bunlardan biri de gaz şarjlı tip şok emicilerdir. Şok emici teknolojisinde önemli bir adım olarak kabul edilen gaz şarjlı tipler ise yedek tüplerinde 100-150 psi aralığında, pistonun boyutuna göre değişen basınçlarda nitrojen gazı bulundurmaktadır, bunun amacı sistemin kontrol karakteristiklerinde iyileşme sağlamak ve hidrolik sıvıya karşı basınç sağlayarak sıvının köpürmesini ve baloncuk oluşmasını engellemektir [24]. Buna ek olarak gaz kütlesinin sıkıştırılabilir olması sisteme daha yumuşak olan bir sönümleme ekler ve bu da aracın dalma yalpalama karakteristiklerinde bir iyileşme sağlar. Ayrıca normal şok emicilerde yüksek ısılarla ulaşıldığında oluşan performans düşüklüğü de gaz şarjlı sistemlerde minimum seviyeye inmiştir. Ayrıntılı bir gaz şarjlı sönümleyici yapısı Şekil 2.6'da verilmiştir.



Şekil 2.6 : Gaz Şarjlı Sönümleyici [24]

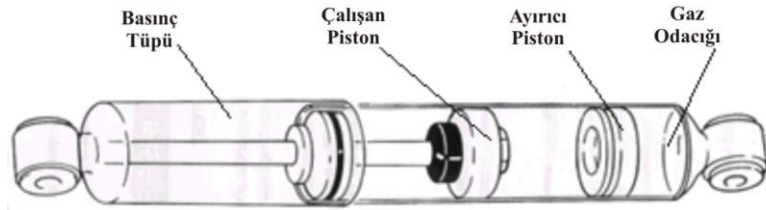
Şok emicilerin performansını daha ileri seviyeye taşıyan bir tasarım da PSD (Position Sensitive Damping) tasarımıdır. Bu tasarımın amacı konfor için gerekli olan yüksek valf açıklığını ve yol tutuş için gerekli olan yüksek valf açıklığını bir arada sağlamasıdır. Bu tip bir şok emicide konfor zonu olarak adlandırılan basınç tüpünün orta bölümünde yağın kolay akmasını sağlayan olukların bulunmasıdır bu kısımda daha yumuşak sönümlleme karakteristiği sergilenebilir. Şok emicinin diğer üst ve alt bölgelerinde ise bu oluklar yoktur ve hidrolik sıvı sadece piston üzerindeki küçük deliklerden akabilir; bu kısımlar ise kontrol zonu olarak adlandırılır. Sistem büyük konum değişiklikleri sergilediğinde kontrol zonunda çalışılırken normal sürüş ve yol koşullarında ise konfor zonu kullanılmış olur. Sistemin dezavantajı ise kullanılan araç tipi eğer gerekli süspansiyon aralığını sağlayamıyorsa zor montaj ve kontrol zonunun efektif bir şekilde kullanılamamasıdır. Sistem Şekil 2.7’de gösterilmiştir.



Şekil 2.7 : PSD Sönümleyici [24]

Bir diğerk şok emici sistemi ise ASD (Acceleration Sensitive Damping) sistemidir. Bu sistemde ivmenin oluşturduğu etki kapalı çevrim bir valf tasarımında bir darbe sensörü tarafından algılanarak valf açıklığı kontrol edilir. Böylece gerekli durumlarda konfor ve yol tutuş beraber sağlanabilir [24].

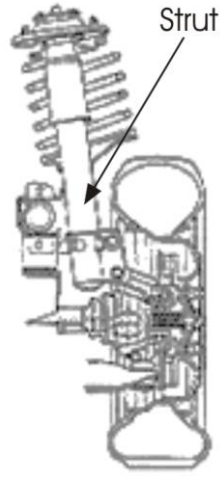
Yukarıda belirtilen çift tüplü (Twin Tube) tasarımlara ek olarak tek tüplü (Mono Tube) tasarımlar da mevcuttur. Bu tiplerde valf ve yedek tüpü bulunmamaktadır. Piston, piston kolu basınç tüpünde hareket ederken bir bölücü piston alt kısımda bulunan yüksek basınçtaki gazı (genellikle Nitrojen yaklaşık 360 psi) ve hidrolik sıvıyı birbirinden ayırır. Bu sistemin binek araçlara montajı çift tüplü modellere göre boyut dezavantajı dolayısıyla daha zordur; fakat ısınma sorunları nispeten daha düşüktür [24]. Sistem Şekil 2.8’de gösterilmiştir.



Şekil 2.8 : Tek Tüp Tasarımli Sönümleyici [24]

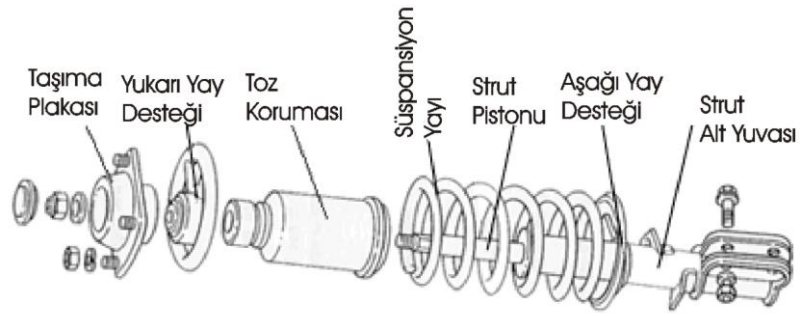
2.3 Süspansiyonlarda Kullanılan Strut ve Yapıları

Strut yapıları günümüz bağımsız süspansiyon sistemlerinde en çok kullanılan elemanlardır. Strut iç yapısı açısından aynen bir şok emiciye benzer. Bir piston, tüp ve tahliye valfinden oluşmaktadır. Strut elemanları şok emicilerden daha hafiftir ve daha az yer kaplarlar. Ayrıca strut süspansiyon yayını da üzerinde bulundurur ve tekerlekleri hizalı bir konumda tutulmasını sağlar. Süspansiyona gelen yüklerin çoğunu taşır. Sonuç olarak bu sistem aracın frenlemesinde, yönlendirilmesinde, sürüş konforunda ve kararlılığında ve tekerlek aşınmalarında büyük öneme sahiptir. Araç üzerine yerleştirilmiş bir strut Şekil 2.9’da gösterilmiştir [26].



Şekil 2.9 : Strut Elemanı [26]

Bir strut sistemini oluşturan parçalar Şekil 2.10'daki gibidir.



Şekil 2.10 : Strut Elemanı Yapısal Bileşenleri [26]

2.4 Çeşitli Pasif Süspansiyon Tipleri

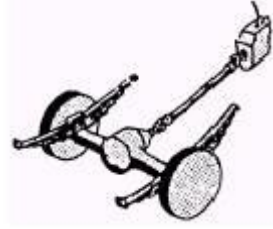
Geçmişten günümüze kadar kullanılmış olan birçok süspansiyon sistemi mevcuttur. Genel olarak katı (solid axle) ve bağımsız süspansiyonlar (independent suspension) olarak iki kategoriye ayrılabilir [27].

2.4.1 Katı süspansiyonlar

Bu sistemlerde tekerlekler katı bir kirişin her iki yanına yerleştirilmiştir. Böylece bir tekerleğin hareketi diğerine iletilebilir ve aynı yönlendirme ve kamber açısı her iki tekerlekte de sağlanabilir. Katı aks süspansiyonlar birçok binek aracın arka aksında ve ağır yük taşıyan araçların ön akslarında kullanılmaktadır. Avantajları ise araç

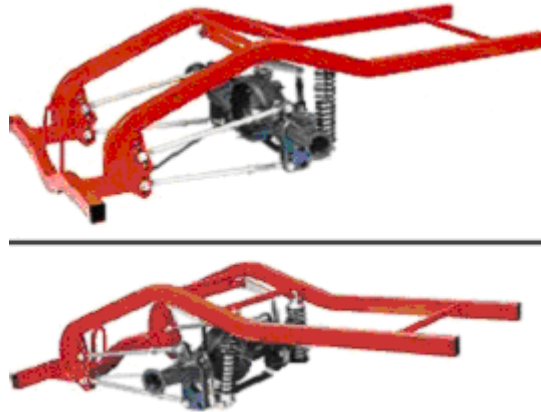
gövdesinin yaptığı yalpa hareketlerinin tekerleklerin yalpa açısını etkilememesi ve tekerleklerin aynı hizada olmasından dolayı tekerlek aşınmalarının azalmasıdır.

En çok kullanılan örneği Hotchkiss süspansiyon sistemidir ve 1960 lardan günümüze kadar kullanılagelmiştir. Bu süspansiyonda önceden bahsettiğimiz yaprak yaylar kullanılmaktadır. Yaklaşık orta noktalarından aksa bağlanmış yaprak yaylar her iki ucundan boylamsal bir yerleşimle şasiye bağlanmaktadır. Bu tür süspansiyonlar enlemsel hareketlerde en basit çözüm olarak iyi bir performans sunsa da boylamsal hareketlerde zayıftırlar. Bu sistemlerin artık kullanılmamasının asıl nedeni ise yaylar arasındaki doğal sürtünme ve yayların zamanla kararlılığını yitirmesidir. Sistem Şekil 2.11’de gösterilmiştir.



Şekil 2.11 : Hotchkiss Süspansiyon Sistemi [27]

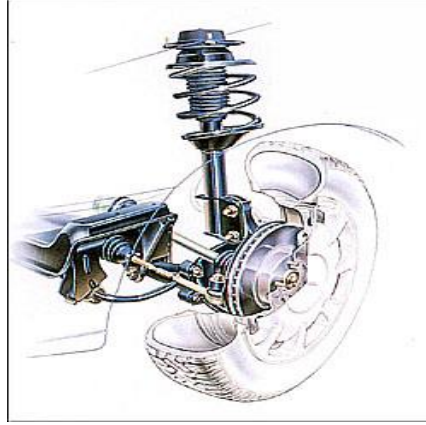
Başka bir aks sistemi ise üç çubuk (Four Link) tipi süspansiyon sistemleridir. Bu sistemin avantajı ise yaprak yaylarla oluşan sürtünme etkilerinin sarmal yayların kullanımıyla ortadan kaldırılmasıdır. Biraz önce bahsettiğimiz sisteme göre daha maliyetli olsa da yalpa merkezi tayini, şahlanma ve kafa vurma performansı açısından daha iyi bir sistemdir [27]. Üç çubuk mekanizması Şekil 2.12’de gösterilmiştir.



Şekil 2.12 : Üç Çubuk Mekanizması [28]

2.4.2 Bağımsız süspansiyonlar

Bağımsız süspansiyon sistemleri araçtaki tekerleklerin ayrı şekilde hareket edebilmesini sağlamaktadır. Yaklaşık olarak tüm binek araçlar ve hafif yük taşıyan araçlar bu tip süspansiyon sistemine sahiptirler. Bağımsız süspansiyonlar katı aks sistemlerine göre daha az yer kaplar ve daha hafiftirler, bu yüzden motor montajı ve konstrüksiyonu açısından daha avantajlıdır. Bu tip süspansiyonlar yol titreşimlerinin olumsuz etkilerinin yok edilmesinde ve yönlendirme sisteminden kaynaklanan titreşimlerin sönümlenmesinde katı aks sistemlerine oranla daha iyi sonuçlar vermektedir. Bütün bunlara ek olarak aracın yalpa (roll) karakteristğinde önemli olan yalpa merkezinin yerinin istenen normlara getirilebilmesi için bir çok geometrik seçeneğe sahiptir [27]. En çok kullanılan çeşitleri ve MacPherson (MacPherson Strut) ve Çift Lades Kemiği (Wishbones) olarak gösterilebilir. McPherson sistemi Şekil 2.13'de çift lades kemiği süspansiyon örneği ise Şekil 2.14'de gösterilmiştir.



Şekil 2.13 : McPherson Sistemi



Şekil 2.14 : Çift Lades Kemiği Süspansiyon Sistemi

2.5 Yarı Aktif ve Aktif Süspansiyonlar

Pasif süspansiyon sistemleri sabit parametrelere sahip, dışarıdan enerji girişi olmayan sistemlerdir. Bu nedenle yol tutuşu ve konfor için gereken birbirine zıt süspansiyon karakteristikleri pasif süspansiyonlarda aynı anda oluşturulamamaktadır. İyi bir sürüş kalitesi için yumuşak bir süspansiyon gerekirken, süspansiyonun taşıyabileceği yükün fazla olması için sert bir süspansiyon gerekir. İyi bir yol tutuş için ise tam ikisinin arasında bir değer bulunmalıdır. Aktif ve yarı aktif süspansiyon sistemleri sisteme dışardan enerji girişi verebildiği için değişken süspansiyon karakteristikleri gösterebilmektedirler.

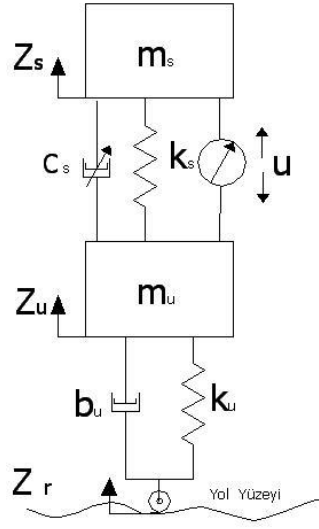
Aktif süspansiyon sistemlerinde sisteme ek enerji verebilen aktüatörler genellikle çift etkili silindilerdir. Bir kompresör aracılığıyla tahrik edilen aktütör EKÜ (Elektronik Kontrol Ünitesi)'nün belirlediği şartlara göre sisteme kuvvet verir. Axiomatic şirketine ait ticari bir aktif süspansiyon aktüatörü Şekil 2.15'deki gibidir.



Şekil 2.15 : Aktif Süspansiyon Aktüatörü [29]

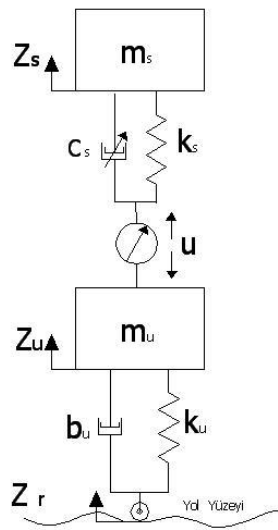
Aktif süspansiyon sistemleri çalışma aralıklarına göre farklı isimler alırlar. Yüksek bant genişlikli sistemlerde sisteme enerji veren aktüatör araç amortisörüne paralel olarak bağlanmıştır. Bu çeşit sistemler araç süspansiyonlarında rezonant frekanslar olarak bilinen 10-12 Hz ve 3-4 Hz civarında çalışır. Kullanım alanlarının sistemin tüm bant genişliğini kapsaması nedeniyle yüksek bant genişlikli sistemler oldukça

yüksek güç gereksinimine ihtiyaç duyarlar [30]. Sistemin gösterimi Şekil 2.16'daki gibidir.



Şekil 2.16 : Yüksek Bant Genişlikli Aktif Süspansiyon [30]

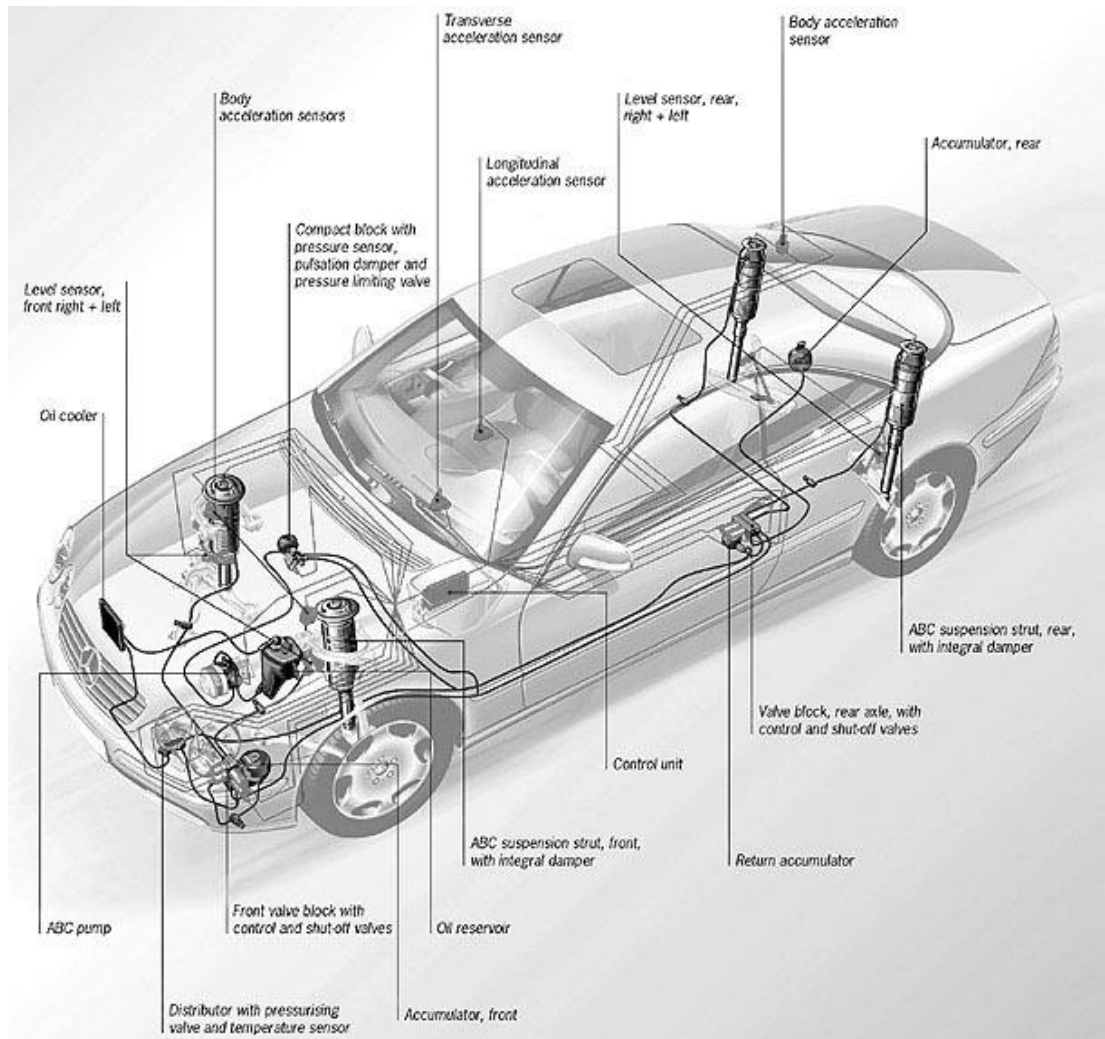
Düşük bant genişliği olan sistemler yavaş-etkiyen veya bant-sınırlı sistemler olarak da adlandırılır. Sistem 10-12 Hz civarında etkili olabilirken yüksek frekanslarda aktüatör kilitletir ve tepki veremez. Düşük frekanslardaki (3-4 Hz) titreşimleri ise pasif olarak sönmölemeye çalışır. Bu çeşit sistemlerle dönüş ve fren manevralarında devrilme oluşumunun ve rahatsız edici gövde hareketlerinin önüne geçilmiş olur [30]. Şekil 2.17'de gösterilen düşük bant genişlikli sistemin enerji kullanımı da aktif sisteme göre daha düşüktür.



Şekil 2.17 : Düşük Bant Genişlikli Aktif Süspansiyon [30]

Semi-aktif süspansiyonlar ise sistemde bulunan sönümleyici katsayısı değiştirilerek elde edilir. Bunlar genellikle servo valflerle tüpler arası sıvı geçişinin kontrol edilebildiği sönümleyiciler ve manyetik alan şiddetine göre viskozitesini değiştirebilen sıvıların kullanıldığı MR sönümleyicilerdir.

Günümüzde semi-aktif ve aktif süspansiyon, henüz çok pahalı bir teknoloji olmasına rağmen bazı araçlar üstünde kullanılmaya başlanmıştır. Mercedes-Benz firması tarafından CL ve S modellerinde kullanılan ABC (Active Body Control) sistemi aktif süspansiyonların en somut örneğidir [31]. Sistemi oluşturan parçalar şekil 2.18’de belirtilmiştir.



Şekil 2.18 : Mercedes-Benz ABC Sistemi [31]

Bu sistemde süspansiyonlarda bulunan hidrolik aktüatörler EKÜ komutları dahilinde sisteme kuvvet vermektedir. Sistem 0.01 Hz frekans hassaslığında güç değişimlerine cevap verebilmektedir. ABC sistemi 5 Hz ‘e kadar olan frekanslarda hidrolik etkili olarak çalışmaktadır. Daha yüksek frekanslarda ise daha önceden de

kullanılan gaz şarjlı sönümleyiciler yeterli olmaktadır. Sistem frenleme ve dönme halinde pasif sisteme göre %68'e yakın avantaj sağlarken, devrilme dinamiğini de %50 oranında iyileştirmiştir [31].

Yarı aktif süspansiyon elemanlarına ticari örnek olarak Delphi firmasının geliştirdiği MagneRide sistemlerini verebiliriz. MR sıvılar kullanılarak elde edilmiş bir yarı aktif süspansiyon strut'ı olan bu model Cadillac Imaç modelinde kullanılmıştır. MagneRide sisteminde bir adet tek tüplü şok emici barındıran strut yapısı, sensör ve kontrolcüden oluşmaktadır. MR sıvıların vizkozitesini uygulanan akımla değiştirerek gerçek zamanlı bir kontrol, en hızlı ve sarsıntısız bir biçimde elde edilmektedir. Strut'un yapısı Şekil 2.19'da gösterilmiştir [32].

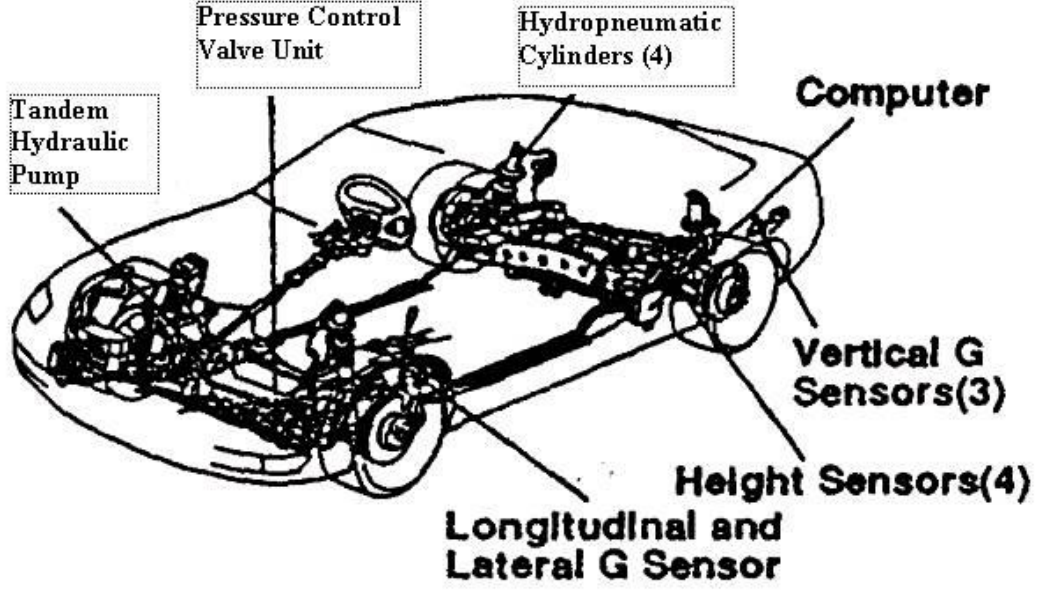


Şekil 2.19 : MagneRide Strut [32]

Yine Delphi firmasının bir ürünü olan Dynamic Body Control System ise hidrolik tabanlı bir sistem olarak aracın devrilme riskini azaltıcı bir sistem olarak satılmaktadır. Sistem her koşulda aracın yolla olan temasını koruyarak yalpa acısını sifıra yakın olmasını sağlamaya çalışmaktadır. Bunun sonucu olarak yüksek sürüş kalitesi ve güvenli bir manevra kabiliyeti ortaya çıkmaktadır.

Aktif süspansiyonlarda hidropnömatik bileşen içeren sistem örnekleri Toyota firmasının A-SUS teknolojisinde kullanılmıştır. Bu sistemde süspansiyon yayı hidropnömatik silindir ile yer değiştirmiştir. Bu silindirler aracılığıyla araç üzerindeki

düşey güç dengesi sağlanmaktadır [33]. Sistem Şekil2.20’de ayrıntılı şekilde gösterilmiştir.



Şekil 2.20 : A-SUS Sistemi Konfigürasyonu [33]

Bahsedilen örneklerden anlaşılabileceği gibi yarı aktif ve aktif süspansiyon sistemleri araçlarda kullanılmaya başlanmıştır. Genellikle aktif süspansiyonlarda ortak özellik olarak hidrolik teknolojisi kullanılmakta, yarı aktif süspansiyonlarda ise MR sıvı teknolojisi ve servo valf barındıran sönümleyiciler kullanılmaktadır. Kullanılan teknolojinin yüksek maliyetine karşılık güvenlik ve konfor açısından sağladığı avantajlar gözardı edilemeyecek kadar yüksektir. Bu sebeple ileride kullanımının artarak devam etmesi muhtemeldir.

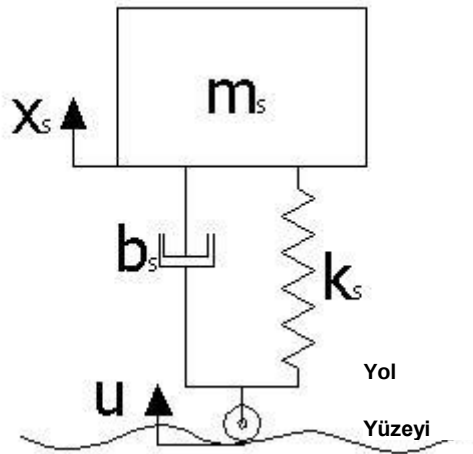
3. PASİF SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ

Pasif süspansiyon sistemleri araçlarda en çok kullanılan süspansiyon sistemleridir. Bu sistemler Bölüm 2’de bahsedildiği gibi değişik tip ve özelliklere sahiptir. Pasif süspansiyon sistemini matematiksel olarak incelemek için “çeyrek araç modeli” denilen matematik model en uygun modeldir. Bu modelde aracın bir tekerleği ve aracın $\frac{1}{4}$ ’ üne denk gelen kütle elemanları kullanılmıştır.

3.1 Çeyrek Araç Modelleri

3.1.1 Bir serbestlik dereceli çeyrek araç modeli

Bir serbestlik dereceli çeyrek araç modeli süspansiyon karakteristiklerinin incelenebildiği en basit modeldir. Bir asılı kütle (sprung mass) ve süspansiyonu simüle eden bir yay ve sönümleyiciden oluşmuştur. Bu modelin içinde tekerlek dinamikleri bulunmamaktadır, tekerlekler tamamen katı kabul edilmiştir. Şekil 3.1’de model daha ayrıntılı incelenebilir.



Şekil 3.1 : Bir Serbestlik Dereceli Çeyrek Araç Modeli

Şekil 3.1 içinde kullanılan kısaltmalar;

m_s = Çeyrek Araç Asılı Kütlesi (kg)

b_s = Süspansiyon Sönümleyici Katsayısı(Ns/m)

k_s =Süspansiyon Yay Katsayısı (N/m)

u =Yol Girişi (m)

olarak adlandırılabilir.

Sistemin matematiksel ifadesi (3.1)'de verilmiştir.

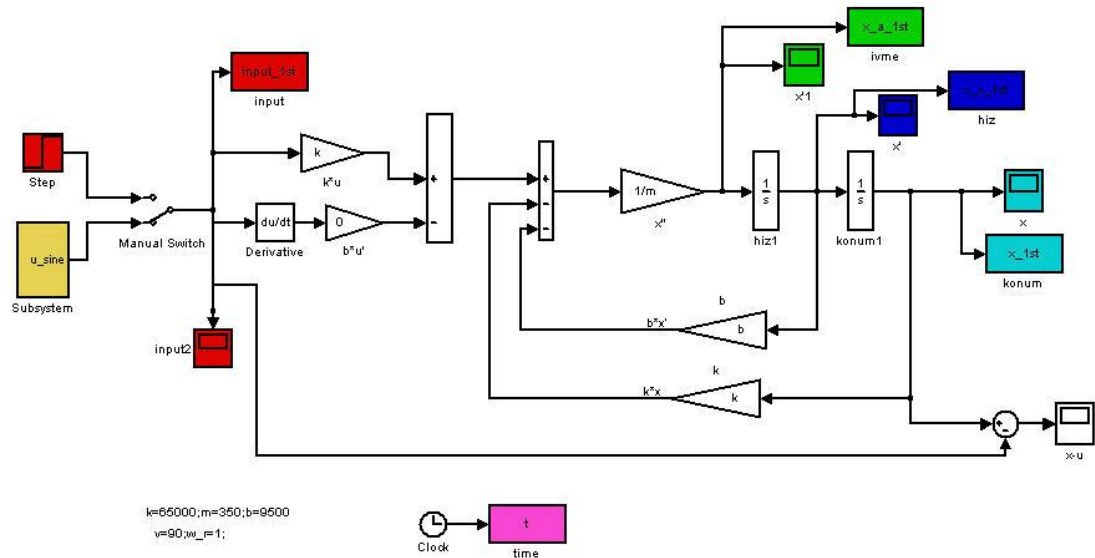
$$m_s \ddot{x}_s + b_s \left(\dot{x}_s - u \right) + k_s (x_s - u) = 0 \quad (3.1)$$

Sistemin girişi yol düzgünsüzlüğü u ve çıkışı asılı araç kütlesi konumu x_s olacak şekilde transfer fonksiyonunu bulmak için (3.1) ifadesine Laplace dönüşümü başlangıç koşulları sıfır olduğu durum için uygulanırsa (3.2) ve (3.3) ifadeleri elde edilir.

$$m_s s^2 X_s(s) + b_s s X_s(s) + k_s X_s(s) = b_s s U(s) + k_s U(s) \quad (3.2)$$

$$\frac{X_s(s)}{U(s)} = \frac{b_s s + k_s}{m_s s^2 + b_s s + k_s} \quad (3.3)$$

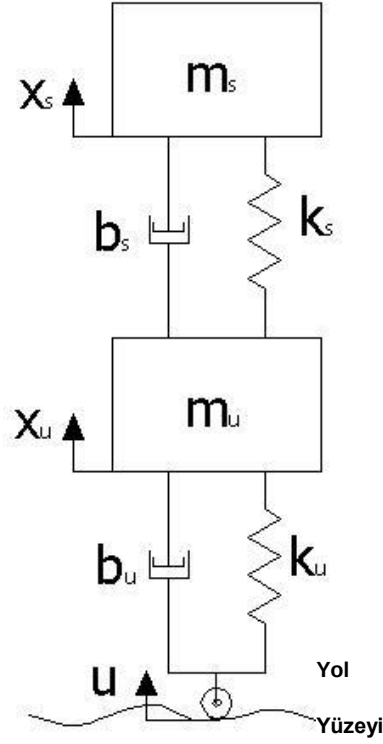
Bir serbestlik dereceli çeyrek araç modeli'ni simülasyonlarımızda kullanmak için (3.1) denkleminde yaralanarak Şekil 3.2'deki Matlab/Simulink modeli oluşturulabilir.



Şekil 3.2 : Bir Serbestlik Dereceli Çeyrek Araç Modeli Simulink Modeli

3.1.2 İki serbestlik dereceli çeyrek araç modeli

İki serbestlik dereceli çeyrek araç modeli tekerlek dinamiğini de içeren bir süspansiyon modelidir. Sistem araç ağırlığını temsil eden bir kütle (asılı kütle), aks ağırlığını temsil eden bir kütle (asılı olmayan kütle), süspansiyon ve tekerlekleri temsil eden ayrı iki adet yay-sönümleyici ikilisinden oluşmuştur. Şekil 3.3 sistemi göstermektedir.



Şekil 3.3 : İki Serbestlik Dereceli Çeyrek Araç Modeli

Sistemde kullanılan kısaltmalar;

m_s = Araç Asılı Kütlesi (kg)

k_s = Süspansiyon Yay Katsayısı (N/m)

b_s = Süspansiyon Sönümleyici Katsayısı (Ns/m)

m_u = Asılı olmayan kütle (kg)

b_u = Tekerlek Sönümleyici Katsayısı (Ns/m)

k_u = Tekerlek Yay Katsayısı (N/m)

u = Yol Girişi

x_u = Asılı olmayan kütle konumu (m) x_s = Asılı kütle konumu (m)

Sistemin dinamik denklemlerini (3.4)-(3.7)'deki gibi oluşturulabilir;

$$m_s \ddot{x}_s = -k_s(x_s - x_u) - b_s(\dot{x}_s - \dot{x}_u) \quad (3.4)$$

$$m_s \ddot{x}_s + b_s \dot{x}_s + k_s x_s = b_s \dot{x}_u + k_s x_u \quad (3.5)$$

$$m_u \ddot{x}_u - k_s (x_s - x_u) - b_s (\dot{x}_s - \dot{x}_u) = -k_u (x_u - u) - b_u (\dot{x}_u - \dot{u}) \quad (3.6)$$

$$m_u \ddot{x}_u + (b_s + b_u) \dot{x}_u + (k_u + k_s) x_u = k_u u + b_u \dot{u} + b_s \dot{x}_s + k_s x_s \quad (3.7)$$

(3.5) ve (3.7) denklemlerinin başlangıç koşulları sıfır olarak alınıp Laplace dönüşümünü yapılırsa (3.8) ve (3.9) denklemleri elde edilir.

$$L\{(3.5)\} \rightarrow X_s(s)(m_s s^2 + b_s s + k_s) = X_u(s)(b_s s + k_s) \quad (3.8)$$

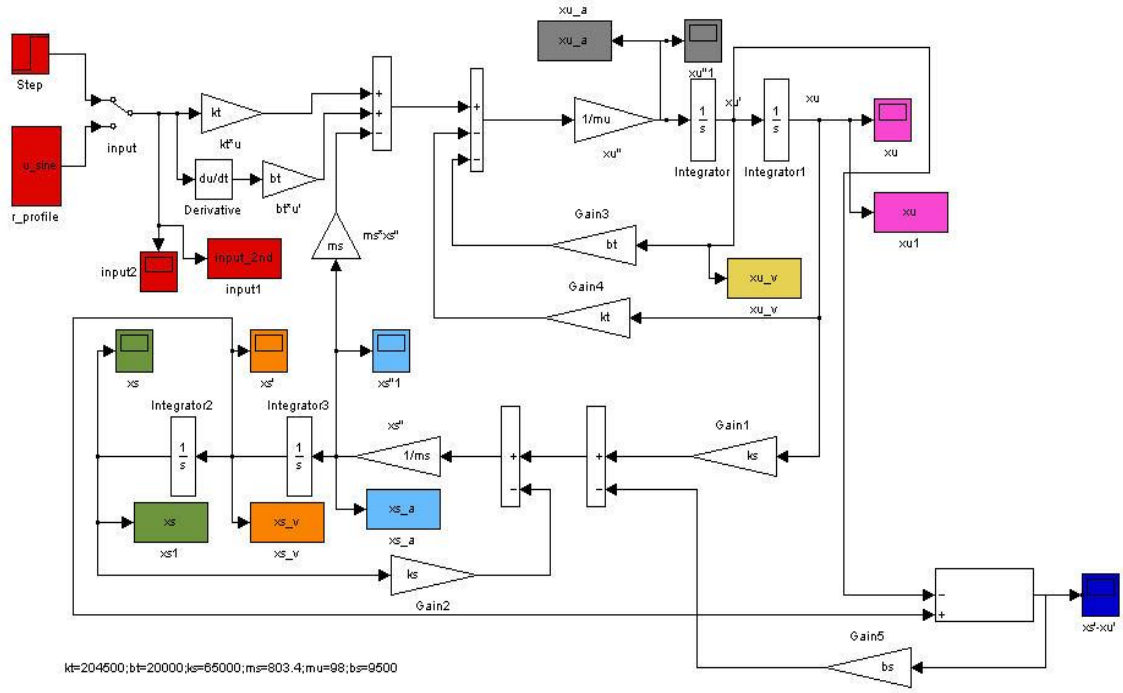
$$L\{(3.7)\} \rightarrow X_u(s)(m_u s^2 + (b_u + b_s)s + (k_u + k_s)) = X_s(s)(b_s s + k_s) +$$

$$U(s)(b_u s + k_u) \quad (3.9)$$

(3.8) ve (3.9) denklemleri kullanılarak sistemin giriş yol düzgünsüzlüğü u ve çıkışı asılı kütle konumu olacak şekilde transfer fonksiyonu (3.10)'daki gibi oluşturulabilir.

$$\frac{X_s(s)}{U(s)} = \frac{b_u b_s s^2 + b_s k_u s + b_u k_s s + k_s k_u}{m_u m_s s^4 + (m_u b_s + m_s b_u + m_s b_s) s^3 + (m_u k_s + m_s k_u + m_s k_s + b_s b_u) s^2 + (k_s b_u + b_s k_u) s + k_s k_u} \quad (3.10)$$

İki serbestlik dereceli çeyrek araç modelini Matlab/SIMULINK ortamında modelleyebilmek için (3.4)-(3.7) denklemleri yeterlidir. Oluşturulan model Şekil 3.4'te gösterilmiştir.



Şekil 3.4 : İki Serbestlik Dereceli Çeyrek Araç Matlab/SIMULINK Modeli

3.2 Yol Düzgünsüzlüğü ve İnsan Vücudu Üzerinde Titreşimin Etkisi

Bölüm 3.1.1. ve 3.1.2. ' de bahsedilen araç modellerinde bulunan b_s ve k_s değerleri süspansiyonun karakteristiğini belirleyen değişken parametrelerdir. Uygun b_s ve k_s seçimi düşük frekanslarda konforu sağlarken aynı zamanda aracın yol tutuşunda da önemli rol oynamaktadır. Süspansiyon sistemlerinin konfor açısından incelenmesinde yol düzgünsüzlüğünün içerdiği frekansların insan vücudunda oluşturduğu etkiler önemlidir.

3.2.1 Yol düzgünsüzlüğü

Araç modellerinde yol düzgünsüzlüğü içinde birçok frekans barındıran bir giriş sinyali olarak görülebilir. Yol düzgünsüzlüğü yol çeşitlerine göre farklı yoğunlukta frekanslar içerir. Bu yüzden yol çeşitinin tanımlanmasında yolun PSD (Power Spectral Density – Güç Yoğunluk Fonksiyonu) değerleri kullanılmaktadır. PSD fonksiyonu zamanla değişen sinyal serilerinde gücün frekansa göre dağılımı olarak tanımlanır. Bir sinyal için PSD oto korelasyonunun Fourier dönüşümü olarak da bilinir. Oto korelasyon tanımı ise zamana bağlı bir fonksiyonda, τ kadar geri kaydırılmış fonksiyonun, fonksiyonun kendisiyle sinyalin tanımlı olduğu t süresi boyunca karşılaştırılmasıdır.

$$P_{xx}(f) = \frac{S_{xx}(f)}{f_s} = \frac{\sum_{m=-\infty}^{\infty} R_{xx}(m) e^{-2j\pi m / f_s}}{f_s} \quad (3.11)$$

$P_{xx}(f)$: PSD (Power spectral density)

$S_{xx}(f)$: Güç Spektrumu (Power Spectrum)

$R_{xx}(m)$: Oto korelasyon bağıntısı (Auto corelation)

Genel olarak yol PSD bağıntıları deneysel verilere dayanan bir yaklaşımla (3.12)'deki gibi oluşturulabilir [4].

$$G(f) = a e^{(-b1 f)} \quad (3.12)$$

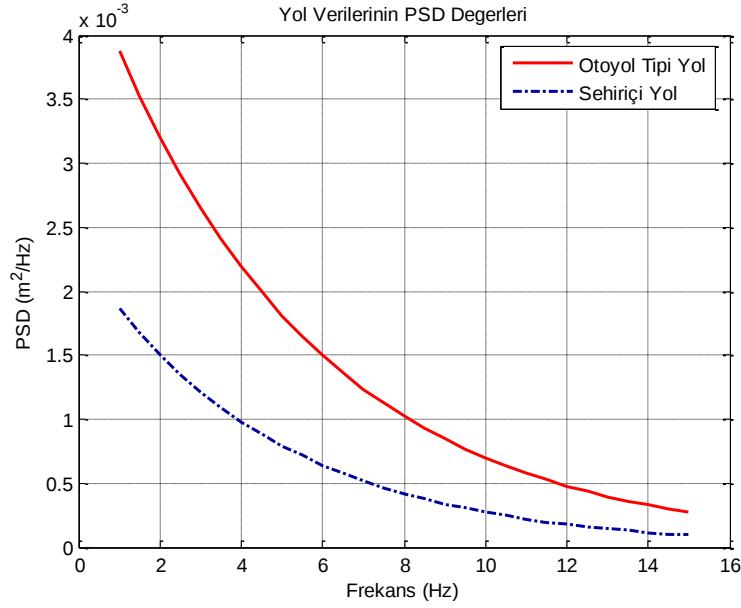
(3.12) denkleminde $G(f)$ yol PSD değerini verirken, a ve $b1$ deneysel verilerden elde edilen yol özelliklerine göre değişen sabitlerdir. f ise Hz olarak frekans değerini belirtmektedir.

Yol düzgünsüzlüğü için iki adet örnek Tablo 3.1 deki katsayılarla oluşturulabilir [4].

Tablo 3.1 : Yol Düzgünsüzlüğü PSD Katsayıları [4]

Yol Tipi	a Katsayısı	b1 Katsayısı
Otoyol Tipi	46.85e-4	0.19
Şehirçi Tipi	23.0224e-4	0.213

Tablo 3.1'deki iki çeşit yolun frekans yoğunlukları Şekil 3.5' de incelenebilir.



Şekil 3.5 : Yol Düzgünsüzlüğü PSD Grafiği

Şekil 3.5’de görüldüğü gibi otoyol tipi bir yol frekans yoğunluğu bakımından şehiriçi bir yola göre daha yüksektir. Özellikle düşük frekanslarda yoğunluğun yüksek olması konfor açısından otoyol tipi bir yolun şehiriçi yola göre daha rahatsızlık verici olduğu şekilden anlaşılabilir.

Yol düzgünsüzlüğünün barındırdığı farklı frekans değerleri süspansiyon tasarımında değişkenlerin belirlenmesinde önemli rol oynar. Farklı frekansların insan vücuduna etkileri incelenerek süspansiyon katsayılarının oluşturulması sırasında bazı standartlar gözönüne alınabilir.

3.2.2 İnsanın tüm vücut titreşimine maruz kalmasının değerlendirilmesi

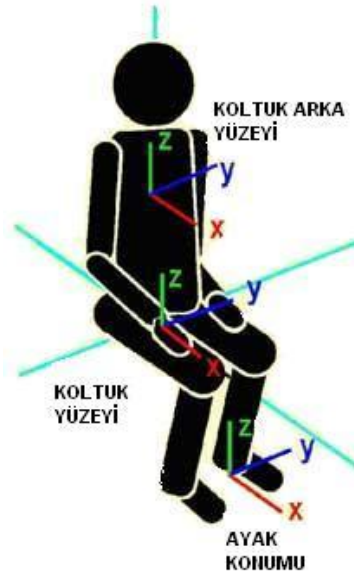
İnsan vücudunun farklı doğrultularda etkiyen farklı frekans değerlerine cevabı ile ilgili uluslararası standartlar vardır. ISO 2631-1:1997 (bkz. [34]’deki kaynaklar) ve Türk Standartları Enstitüsü karşılığı TS ISO 2631-1 (bkz. [35]’deki kaynaklar) bu konuyu ele alan standartlardır. ISO 2631-1:1997 genel içerik olarak periyodik, rastgele ve ani titreşim değerlerinin insan algısına sağlık, konfor ve yol tutması (motion sickness) gibi açılardan etkisini incelemektedir [42].

Standart içeriğinde titreşim ölçümü sırasındaki ölçüm yerleri ve doğrultuları, ölçüm cihazları, ölçüm süreleri, çeşitli frekans aralıkları için frekans ağırlık fonksiyonları ve bu ağırlık fonksiyonlarını kullanarak yapılan ağırlıklı RMS (Frekans değerlerindeki ölçümlerin kareleri ortalaması) ölçüm metodları bulunmaktadır [3].

Standart içerisinde titreşim büyüklüğünün ifadesi olarak ivme kullanılmaktadır. Titreşimin büyüklüğünün düşük olması ve düşük frekanslar söz konusu olan birçok uygulamada hız ölçümleri alınıp ivmeye çevrilebilir [3].

Yapılan araştırmalar sonucu insan vücudunun titreşime duyarlılığının frekansa bağımlı olduğu anlaşılmıştır. Bu yüzden yapılan hesaplamalarda titreşim doğrultusu ve frekans aralığı gözönüne alınarak, elde edilen ivme değerlerinin etkisini belirlemek üzere titreşim frekansına bağlı farklı yük çarpanı fonksiyonları standart içinde incelenmiştir. Bu ağırlık fonksiyonları 0-400 Hz aralığında farklı frekans değerleri için ivme çarpan setleridir (W_k , W_d , W_c , W_e , W_j) [3].

Şekil 3.6'da gösterilen bir insan modeli için dikey (z eksenli) koltuk yüzeyi titreşimleri için 4-13 Hz arasında daha hassas olan W_k ağırlık fonksiyonunu kullanmak daha uygunken, yatay düzlemde ise (x ve y eksenli) 0.5-2 Hz arasında daha hassas olan W_d ağırlık fonksiyonunu kullanmak daha uygundur. Yol tutması değerlendirmelerinde ise 0.5-80 Hz arasında herhangi bir ağırlık fonksiyonu kullanılabileceği gibi, 0.5-2 Hz aralığı arası incelemelerde en uygun ağırlık fonksiyonu W_f olarak belirlenmiştir [3].



Şekil 3.6 : Oturan Bir İnsan Üzerinde Belirlenmiş Eksen Takımları.

Standart içerisinde bahsedilen ağırlık fonksiyonları kullanılarak oluşturulabilecek farklı R.M.S. ölçüm yöntemleri bulunmaktadır. Bunlar titreşim çeşidinin ani şok

kaynaklı, periyodik şok kaynaklı olmasına ve oluşan maksimum genlik noktalarının fonksiyona etkiye değerlerine göre değişebilmektedir. Araç şasisi üzerindeki bir noktanın bu standartta belirtilen RMS hesaplamalarına göre incelenmesiyle optimum süspansiyon katsayılarına ulaşılabilir.

3.3 Pasif Süspansiyon Optimizasyonu

Pasif bir süspansiyon sistemi için uygun b ve k katsayılar ISO 2631 standardına uygun bir şekilde seçilecektir. Bu işlem için hem bir serbestlik dereceli çeyrek araç modeli hem de iki serbestlik dereceli çeyrek araç modeli kullanılacaktır. Burada sistemin frekans cevabı büyüklüğü ve yol girişinin PSD (Power Spectral Density) si kullanılarak konfor açısından 1-10 Hz arasındaki titreşimler açısından sistemin değişkenlerine göre durumu incelenmektedir. Kullanılan eşitlik ise ISO 2631-1 standardında bulunan RMSAR (Root Mean Square Acceleration Response) olarak verilmiştir [4]. Metodun amacı standartlarda verilen koşullara göre RMSAR ve MSAR (Mean Square Acceleration Response) çıkışının minimum değerlere indirilmesidir.

Herhangi bir frekans için bir transfer fonksiyonu ve girişinin MSAR değeri (3.13)'de verilmiştir [4].

$$MSAR = \int_0^{\infty} |H(i\omega)|^2 G(\omega) d\omega \quad (3.13)$$

(3.13) bağıntısında $|H(i\omega)|^2$ sistemin transfer fonksiyonundan elde edilen frekans cevabı kazancı ve $G(\omega)$ sistemin frekansa bağlı giriş genliği olarak tanımlanmıştır. Bu ifadenin bir frekans aralığına uygulanabilir olması için belirli bir oktav bandında belirli frekans değerleri için kullanılabilir olması (3.14) ile mümkündür. 1/N oktav bandı normalize edilmiş 1 Hz frekansı merkez olarak alındığında, band genişliği $2^{(1/N)}-1$ olarak bulunabilir. (3.14) denklemi 1/3 oktav bandında tanımlanmıştır [4].

$$MSAR = (2\pi)^4 \int_{0.89f}^{1.12f} |H(if)|^2 f^4 G(f) df \quad (3.14)$$

RMSAR değeri ise MSAR değerinin kare kökü olarak ifade edilir. (3.15) bağıntısında RMSAR değeri belirli bir frekans değeri için $\ddot{X}_i$ ile gösterilmiştir.

$$\ddot{X}_i = RMSAR = \sqrt{\left((2\pi)^4 \int_{0.89f}^{1.12f} |H(if)|^2 f^4 G(f) df \right)} \quad (3.15)$$

(3.14) bağıntısından elde edilen değerler standartta verilen ivme değerleri ile karşılaştırılarak 1-10 Hz aralığında minimize edilecek bir fonksiyon (3.16)'de verilmiştir.

$$Z = \min\left(\sum_i (W_i (\ddot{X}_i - g_i))^2\right) \quad (3.16)$$

(3.16) bağıntısında W_i ISO 2631'de verilen frekans ağırlık fonksiyonu, ve g_i ise 1-10 Hz frekansları arasında standart tarafından öngörölmüş RMSAR değerleridir. Kullanacağımız frekans aralığında ağırlık ve RMSAR değerleri Tablo 3.2' de verilmiştir.

Tablo 3.2 : 1-10 Hz. Aralığı İçin Ağırlık ve RMSAR Değerleri [4]

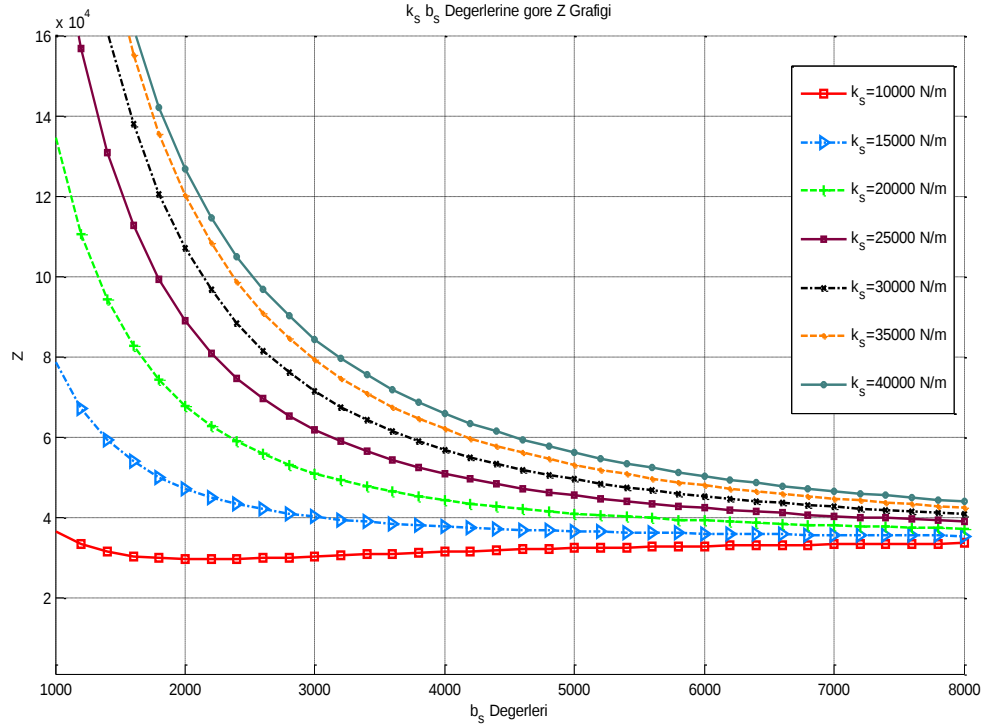
Frekans	1	1.25	1.6	2	2.5	3.15	4	5	6.3	8	10
RMSAR(m/s ²)	5.6	5	4.5	4	3.55	3.15	2.8	2.8	2.8	2.8	3.55
W_i	0.5	0.56	0.63	0.71	0.8	0.9	1	1	1	1	0.8

(3.13) - (3.16) bağıntıları kullanılarak farklı araç modelleri için optimize edilmiş süspansiyon katsayıları bulunabilir.

3.3.1 Bir serbestlik dereceli çeyrek araç modeli süspansiyon optimizasyonu

Bir serbestlik dereceli çeyrek araç modeli süspansiyon optimizasyonu için (3.3) denklemini transfer fonksiyonu olarak kullanılacaktır. Yol girişi için ise (3.11) denkleminde otoyol tipi yol katsayıları kullanılacaktır. Bu bağıntılar kullanılarak farklı k_s değerleri için optimum b_s değerleri belirlenebilir.

k_s değerleri için 10000-40000 N/m aralığında 5000 N/m artırımla değerler seçilerek b_s değerlerine göre Şekil 3.7'deki grafikler oluşturulabilir.



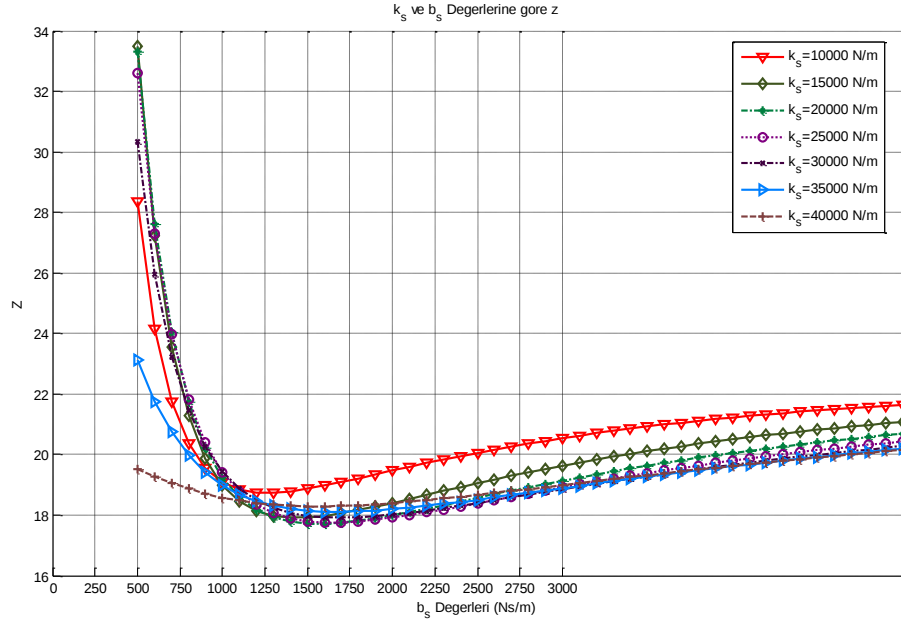
Şekil 3.7 : Bir Serbestlik Dereceli Model İçin Optimizasyon Eğrileri

Şekil 3.7’ deki eğrilerde k_s katsayısı 10,000 N/m iken fonksiyon minimum değerine b_s 2,000 Ns/m değerinde ulaşmaktadır. k_s değerleri yükseldikçe minimize edilecek değerin de yükseldiği Şekil 3.7’den gözlenmiştir. k_s katsayısı 15,000 N/m iken yaklaşık 6,000 Ns/m, 20,000 k_s değeri için yaklaşık 8,000 Ns/m ideal değerler olarak gösterilebilir. Yükselen k_s değerleri ile ideal olan b_s değerleri de artacaktır. Burada katsayıları seçerken bir önemli unsur ise k_s değerinin araç yüküyle gereğinden fazla uzama yapmaması ve aracın sürüş yüksekliğinin korunmasıdır. Bunun için yeterli bir k_s değeri seçildiğinde Şekil 3.7’den b_s değeri seçmek mümkündür.

3.3.2 İki serbestlik dereceli çeyrek araç modeli süspansiyon optimizasyonu

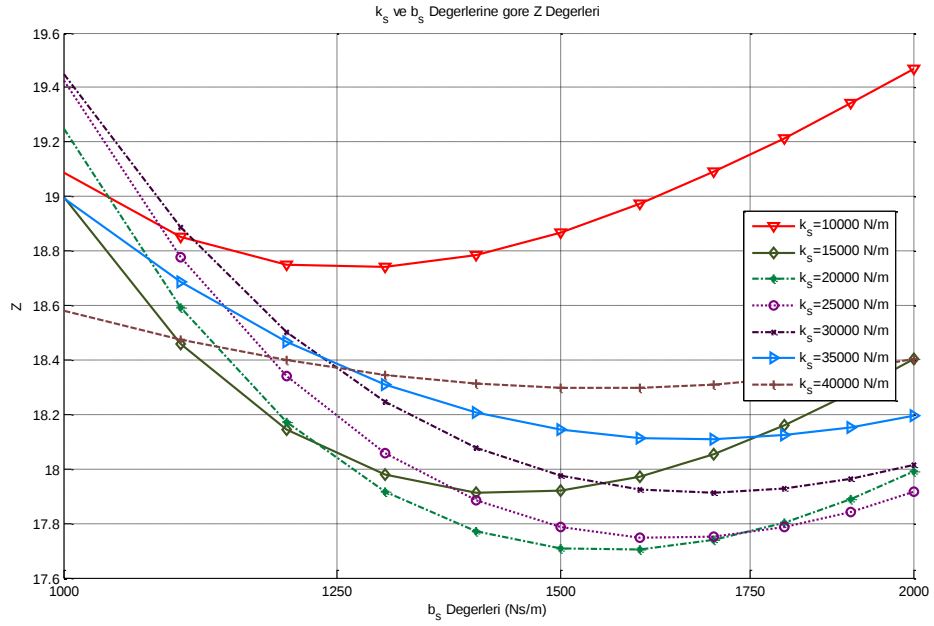
Bir serbestlik dereceli çeyrek araç modeli süspansiyon optimizasyonu için (3.10) denklemini transfer fonksiyonu olarak kullanılacaktır. Yol girişi için ise (3.11) denkleminde otoyol tipi yol katsayıları kullanılacaktır.

k_s değerleri için 10,000-40,000 N/m aralığında 5,000 N/m artırımlı değerler seçilerek b_s değerlerine göre Şekil 3.7’deki grafikler oluşturulabilir.



Şekil 3.8 : İki Serbestlik Dereceli Model İçin Optimizasyon Eğrileri

Şekli minimum değerlerini inceleyebilmek için yakınlştırırsak Şekil 3.9 elde edilir.



Şekil 3.9 : İki Serbestlik Dereceli Model İçin Optimizasyon Minimum Değerleri

Şekilde görüldüğü gibi optimum değer Z fonksiyonu minimum yapan k_s ve b_s değerleri olarak $b_s = 1,500$ Ns/m ve $k_s = 20,000$ N/m görülebilir. 3.3.2 bölümünde de bahsedildiği gibi burada gerekli sürüş yüksekliği için k_s katsayısı seçilmelidir ve sonra Şekil 3.8'deki grafikten faydalanılarak gerekli b_s katsayısı seçilebilir.

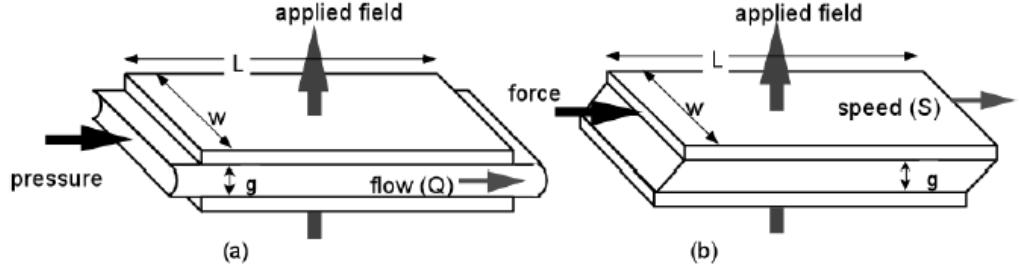
4. YARI AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ

Yarı aktif süspansiyon sistemleri temel olarak sistemin dışarıdan bir kontrol sinyali yardımıyla şok emici sönümlleme katsayısının ya da yay sabitinin çalışma esnasında değiştirilmesi prensibini kullanır. Birçok uygulamada sönümlleme katsayısı değiştirilebilen hidrolik aktüatörler, ER (Elektro-Reolojik) sönümleyiciler ve MR (Manyeto-Reolojik) sönümleyiciler kullanılmıştır. Hidrolik sistemlerde kısılma vanasının direncinin elektrik kumandalı veya servo valflerle değişmesi, ER sönümleyicilerde elektrik alanının değişimi ve MR sönümleyicilerde ise manyetik alanın değişimi sistemin sönümlleme katsayısının değişmesine neden olur. Bu bölümde yarı aktif süspansiyon elemanlarından MR sönümlleme elemanları incelenmektedir.

4.1 MR Akışkanlar ve Özellikleri

Düşük güç gereksinimi olan yarı-aktif sönümlleme yöntemleri genel olarak ER sıvıların yer aldığı sistemlerde söz konusu olmuştur [43-45]. MR ve ER sıvıların ortaya çıkış tarihleri yaklaşık aynı olsada MR sıvılar son 10-15 yıl içinde popülerite kazanmıştır. MR sıvılar ER sıvıların manyetik analogudur ve yapı olarak manyetik alanda polarize olabilen parçacıkların silikon yağlarında veya mineral yağlarında dağılmış halde tutulmasıyla oluşur [34]. Sıvıya bir manyetik alan uygulandığında sıvıdaki partiküller bir zincir yapı oluşturur ve sıvının viskozitesi birkaç milisaniye içinde 10^5 - 10^6 katına kadar artabilir [35]. Ayrıca MR sıvıların ER sıvılara göre daha yüksek akma dayanımına sahip olduğu gözlenmiştir. MR sıvılar bu dayanımı -40° 150° arasında küçük farklarla muhafaza edebilirler [36]. MR sıvılar üretim ve katkı maddesi eklenebilme açısından da ER sıvılardan üstün özellikler sergilemektedir. İmalat düzgünlükleri MR sıvının çalışmasını engellemektedir ve çöktürücüler, sürtünme düzenleyiciler, ya da anti-aşınma parçacıklarının ilavesi kolaylıkla mümkün olmaktadır. Bu tip bir sıvı ile çalışan bir şok emicinin yeterli manyetik alan kuvvetini üretebilmesi için yaklaşık 12-24 V veya amper olarak 1-2 A giriş uygulanması gerekir ki bu da diğer ER sönümleyicilere ve aktif süspansiyon sistemlerine göre oldukça düşük bir giriştir.

MR akışkanların uygulama biçimleri MR aletlerin tasarım şekilleri ve kullanım alanlarına göre değişiklik gösterir. MR akışkanlar MR sönümleyiciler dışında farklı kullanım alanları olduğu için başlıca iki tipte tasarlanabilir [37]. Bu iki tasarım tipi Şekil 4.1’ de görüldüğü gibi Basınç Etkili Akış Modeli (Pressure Driven Flow Mode) ve Doğrudan Kesme Modeli (Direct Shear Mode) olarak kategorize edilebilir;



Şekil 4.1 : (a) Basınç Etkili Akış Modeli (b) Doğrudan Kesme Modeli [37]

Birinci modelde manyetik akı kutupları sabitken ikinci modelde kutuplardan biri hareketlidir. Birinci tip şok emicilerde ve servo-valflerde kullanılırken ikinci tip ise frenleme ve kilitleme mekanizmalarında ve kavramalarda kullanılır. Manyeto reolojik sıvıların kullanıldığı bir sönümleyici Şekil 4.2 ‘de gösterilmiştir.



Şekil 4.2 : MR Sönümleyici [50]

Manyeto reolojik sıvılar kullanılarak tasarlanmış bir sönümleyici için sönümleyicinin oluşturabildiği basınç düşüşü, biri sıvı viskozitesi kaynaklı ve diğeri oluşturulan manyetik alan kuvveti kaynaklı olan iki bağıntıdan yararlanılarak bulunabilir [37]. Bu iki bağıntı matematiksel olarak yeniden düzenlenirse, minimum aktif sıvı hacmi olarak tabir edilen bağıntı elde edilebilir [37]. Minimum aktif sıvı hacmi 4.1 bağıntısı ile gösterilmiştir [37].

$$V = \frac{12}{c^2} \left(\frac{\eta}{\tau^2} \right) \left(\frac{\Delta P_\tau}{\Delta P_\eta} \right) Q \Delta P_\tau \quad (4.1)$$

ΔP_τ : Manyetik Alan Kuvveti Kaynaklı Basınç Düşüşü.

ΔP_η : Sıvı Viskozitesi Kaynaklı Basınç Düşüşü.

Q : Akış Debisi.

$c : \frac{\Delta P_\tau}{\Delta P_\eta}$ Oranına Göre 2 ila 3 Değer Alan Değişken Katsayı.

V : Minimum Aktif Sıvı Hacmi.

τ : Kesme Gerilmesi.

Minimum aktif sıvı hacmi istenen $\frac{\Delta P_\tau}{\Delta P_\eta}$ oranına, belirlenmiş akış debisi (Q), ve kontrol edilebilen ΔP_τ değerleri kullanılarak ulaşılması için manyetik alan içinde bulunması gereken minimum MR sıvı hacmi olarak ifade edilebilir [37]. (4.1) bağıntısında aynı V hacmi Şekil 4.1-a 'da $V = L.w.g$ olarak da kullanılabilir. (4.1) bağıntısının içerdiği $\frac{\eta}{\tau^2}$ teriminin de minimum aktif sıvı hacmini etkileyen bir faktör olduğu görülmektedir [37]. Minimum aktif sıvı hacmi MR araç dizaynında ve MR sıvı seçiminde önemli rol oynamaktadır. Bu amaçla MR akışkanların sınıflandırılmasında ve seçiminde bazı karakteristik bağıntılar tanımlanmıştır. Bu bağıntılar Şekil 4.1' deki iki model baz alınarak oluşturulmuştur [37]. Birinci bağıntı minimum aktif akışkan hacmi esas alınarak oluşturulmuştur. Bu bağıntı minimum aktif sıvı hacmi ile ters orantılıdır ve oluşan kesme gerilmesinin karesinin akışkanın viskozitesine oranı ile belirlenmiştir (4.2) [36, 38]. Bu değerleri yüksek olan bir MR akışkan ile tasarlanan yapılar boyut olarak daha küçük olabilir ve elektrik güç harcaması da daha düşük seviyelerde olabilir [37].

$$F_1 = \frac{\tau^2}{\eta} \quad (4.2)$$

τ : Akışkanın kesme gerilmesi.

η : Akışkanın viskozitesi.

İkinci bağıntı ise düşük ağırlıklar hedef alındığında akışkanın öz ağırlığının da kullanıldığı bir bağıntıdır ve oluşan kesme gerilmesinin karesinin akışkanın viskozitesi ve özgül ağırlığının çarpımına oranı şeklinde bulunur [37]. Bu bağıntıda mekanik özellikler bakımından yakın olan sıvılar arasından düşük yoğunluklu MR

sıvılar daha yüksek değerler elde edecektir. MR aygıtın ağırlığı önemli olduğu durumlarda kullanılacak sıvının seçiminde bu bağıntı önem taşır.

$$F_2 = \frac{\tau^2}{\eta\rho} \quad (4.3)$$

ρ = Akışkanın özgül ağırlığı.

Üçüncü karakteristik bağıntı ise sistemin yüksek bant genişliği gerektirdiği durumlarda kullanıldığında gerekli enerji tüketimini gösteren bir eğridir ve oluşan kesme gerilmesinin, manyetik akı yoğunluğuna ve manyetik alan şiddeti çarpımına bölümüyle oluşturulabilir. Üçüncü karakteristik bağıntının alacağı en büyük değerler istenen bant genişliğinde istenen mekanik enerji sağlandığında sistemin güç gereksiniminin en küçük olduğu akışkanları tanımlayacaktır [37].

$$F_3 = \frac{\tau}{BH} \quad (4.4)$$

B = Manyetik Alan Yoğunluğu.

H = Manyetik Alan Şiddeti.

(4.2) - (4.4) bağıntılarına ek olarak MR akışkanların karşılaştırılmasında kararlılık, dayanıklılık, çökme karakteristikleri ve çalışma sıcaklıkları da gözönüne alınması gereken etkenlerdir [37].

MR akışkanları reolojik özellikleri, taşıyıcı sıvının özellikleri, parçacık boyutu, parçacık şekli ve dağılımı, kullanılan katkı maddeleri, sıcaklık ve uygulanan manyetik alan gibi değişkenlerle orantılıdır. Sıvının içerdiği demir parçacık yoğunluğu arttıkça uygulanan alana karşılık gelen kesme gerilmesi artmaktadır. Bu artış düşük alan kuvvetlerinde yaklaşık lineer iken sıvı doyuma ulaştığı zaman, artan alandan etkilenmeyerek sabit kalmaya başlar. MR akışkanların viskozite değerleri ise demir oranından çok taşıyıcı sıvı cinsi ve katkı maddelerinin bir fonksiyonudur.

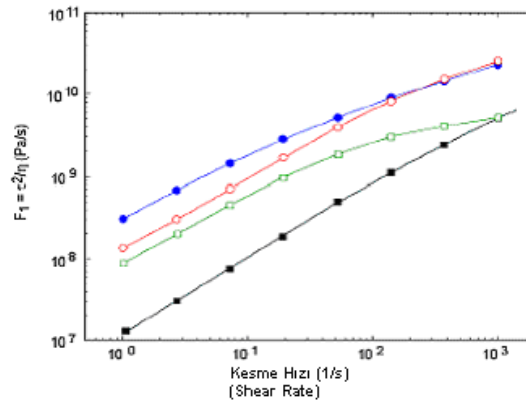
Manyetik özellikler bakımından incelenen MR akışkanların uygulanan alana karşı oluşturdukları manyetik akı yoğunluğu artan parçacık yoğunluğuyla doğru orantılıdır. Fakat akışkanın manyetik olarak doyuma ulaşması da mümkündür.

Ticari olarak kullanılan dört çeşit MR akışkanın bileşimleri Tablo 4.1'de verilmiştir [37].

Tablo 4.1 : Bazı MR Akışkanlar ve Bileşimleri [37]

Ticari MR Akışkan	Hacimsel Demir Yüzdesi	Taşıyıcı Sıvı	Özgül Ağırlık
MRX-126PD	26	Hidrokarbon Yağ	2,66
MRX-140ND	40	Hidrokarbon Yağ	3,64
MRX-242AS	42	Su	3,88
MRX-336AG	36	Silikon Yağ	3,47

Tablo 4.1 'de verilen ticari akışkanların daha önce (4.2) - (4.3) bağıntıları ile verilen karakteristik özellikleri değişen kesme hızına (shear rate) göre Şekil 4.3 ve Şekil 4.4'te gösterilmiştir. Bu grafiklerde kesme hızı, kesme gerilmesini değiştiren bir etken olarak işlev görür. Şekil 4.3 ve Şekil 4.4 25°C sıcaklığında ve 1.0 Tesla manyetik alan yoğunluğunda oluşturulmuştur [37]. Şekil 4.5 'te ise manyetik alan yoğunluğu ile F_3 (4.5) karakteristik bağıntısının değişimi gösterilmiştir.

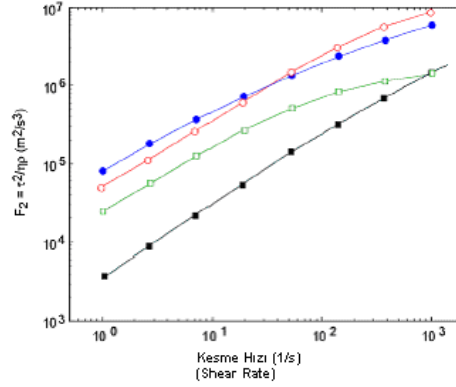


MRX-126PD (○), MRX-242AS (●), MRX-140ND (□), and MRX-336AG (■).

Şekil 4.3 : F_1 – Kesme Hızı Grafiği [37]

Şekil 4.3'te görüldüğü gibi yüksek demir yoğunluğu olan sıvı düşük güç gereksinimi ve dinamik özellikler bakımından daha iyi sonuçlar vermiştir [37]. Yüksek demir yoğunluğu olan MRX-242AS sıvısının minimum aktif sıvı hacmi en düşük olan sıvı olduğu, Şekil 4.3 de elde edilen yüksek değerlerden anlaşılabilmektedir. Minimum aktif sıvı hacminin düşük olmasından dolayı manyetik alan etkisinde bırakılacak MR

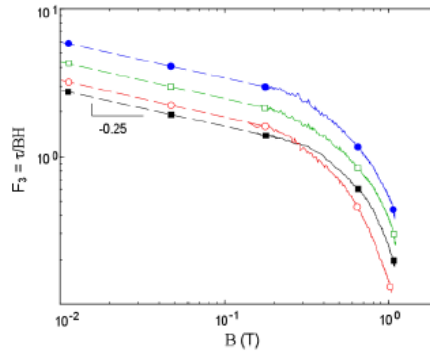
sıvı miktarı düşecek, ve sonuç olarak tasarlanan MR aygıt daha küçük boyutlarda olacak ve sistemin elektrik gücü harcamaları da azalacaktır.



MRX-126PD (○), MRX-242AS (●), MRX-140ND (□), and MRX-336AG (■).

Şekil 4.4 : F_2 – Kesme Hızı Grafiği [37]

Şekil 4.4'te ise yoğunluğun, güç gereksinimine ve dinamik özelliklere etkisi gözlemlenmiştir [37]. Bu grafik F_1 grafiğine ek olarak akışkan yoğunluğunu da içerdiği için düşük yoğunluklu olan MRX-126PD akışkanının tercih edilebilirliğini artırmıştır ve düşük kesme hızlarında performans olarak yüksek demir yoğunluklu MRX-242AS akışkanına yaklaştırmıştır. Yüksek kesme hızlarında ise MRX-126PD sıvısının düşük yoğunluğu ve düşük minimum aktif sıvı hacmi değerleri nedeniyle diğer sıvılara göre avantajlı olduğu görülebilmektedir.

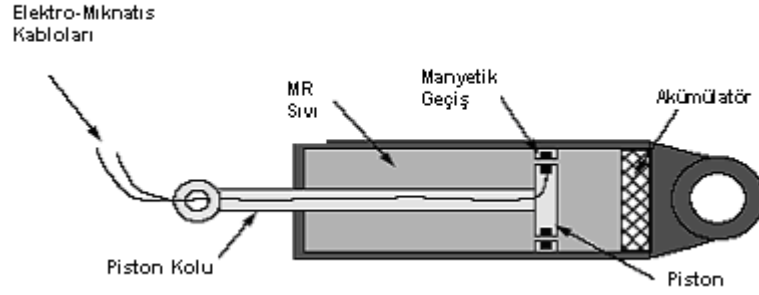


MRX-126PD (○), MRX-242AS (●), MRX-140ND (□), and MRX-336AG (■).

Şekil 4.5 : F_3 – Manyetik Alan Yoğunluğu Grafiği [37]

Şekil 4.5'te MR sıvıların değişen manyetik alanlarda davranışları sergilenmektedir [37]. Sıvıların manyetik doyuma ulaştığı manyetik alan şiddetleri bu şekilde gözlemlenebilir. Yüksek demir yoğunluğu olan MR sıvıların manyetik alan etkisinde daha yüksek kesme gerilmeleri oluşturduğu Şekil 4.5 aracılığı ile görülmektedir [37].

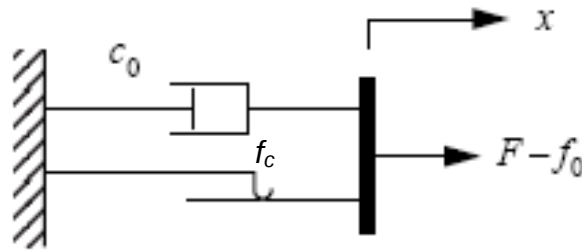
4.2 MR Sönümleyici Modeli



Şekil 4.6 : MR Sönümleyici Yapısı

MR sönümleyiciler yarı-aktif süspansiyonlarda en çok kullanılan sistemlerden biridir. Şekil 4.6'da da görüldüğü gibi normal bir sönümleyiciye ek olarak bir akümülatör ve manyetik alanı sağlamak için elektromıknatıslar ve içinde manyetik alan kuvvetine göre polarize olabilen parçacıklar ihtiva eden MR sıvı içermektedir. Sistemdeki akümülatör basınç etkisi ile enerji depolayarak oluşan hidrolik şokları sönümlemek için kullanılmıştır. Bu sistemin mekanik modelini oluşturabilmek için bir çok değişik yaklaşım kullanılmıştır. En basit olarak Bingham Modeli [46, 47], Gamota and Filisko [48] modeli, Bouc-Wenn modeli [49], ve Bouc-Wenn Benzeri MR Sönümleyici Modeli [34] olarak sınıflandırılabilir. En basit model olan Bingham modeli ER (Elektro-reolojik) sönümleyiciler için oluşturulmuştur fakat katsayıların ayarlanmasıyla MR sönümleyiciyi de simüle edebilmektedir.

4.2.1 Bingham modeli



Şekil 4.7 : Bingham Modeli

Bingham Modeli Şekil 4.7'de görüldüğü gibi bir viskoz sönümleyici ve paralel bağlı bir Coulomb sürtünme elemanından oluşmaktadır. Bu sistemde voltaj girişi olmadığı

için deneysel verilerden faydalanılarak oluşturulmuş katsayılar kullanılmaktadır. Bu model MR sönümleyici sisteminin davranışlarını tam olarak ifade edememektedir. Sistemde ivme ve hız farklı işaretlere sahip olduğunda oluşan doğrusal olmayan davranışlar modelde oluşturulamamaktadır.

Sistemim genel denklemi aşağıdaki gibidir;

$$F = f_c \operatorname{sgn}(\dot{x}) + c_0 \dot{x} + f_0 \quad (4.4)$$

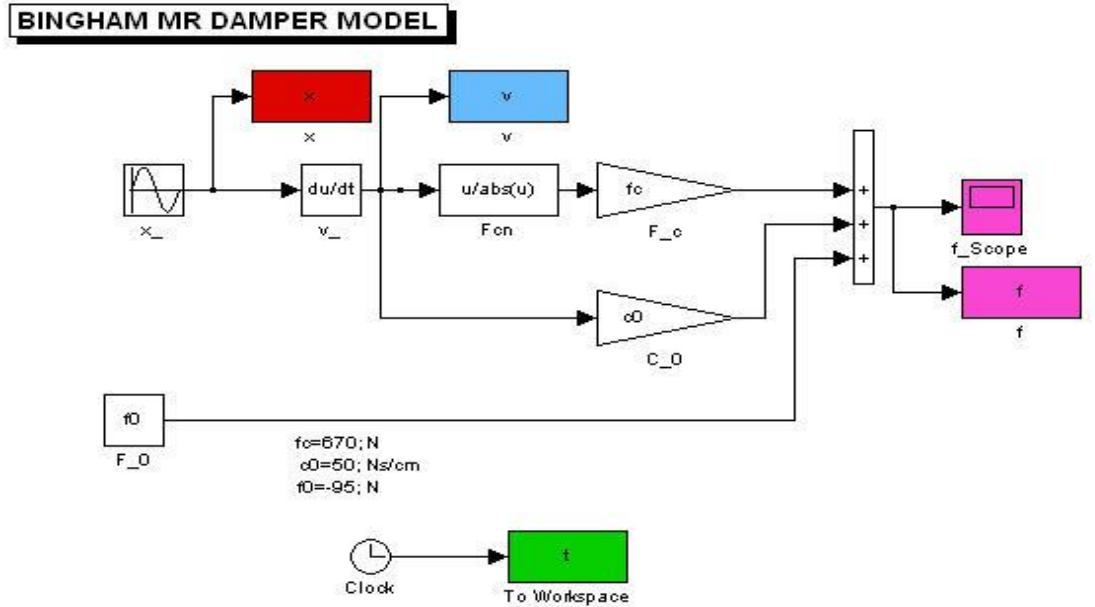
Bu denklemde f_0 terimi sistemde bulunan akümülator dolayısıyla kuvvette yapılması gereken değişikliği belirlemektedir. f_c kuvveti sürtünmeyi, c_0 ise sönümleme katsayısını ifade etmektedir. Simülasyonlarda aşağıdaki katsayılar kullanılmıştır;

$$f_0 = -95 \text{ Nt}$$

$$f_c = 670 \text{ Nt}$$

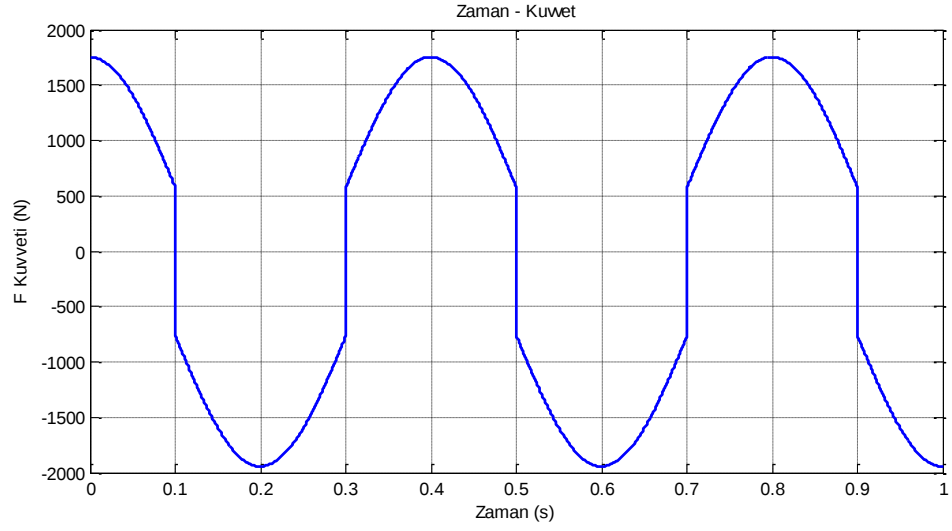
$$c_0 = 50 \text{ Nt s/cm}$$

Şekil 4.8'deki Simulink sistemi oluşturularak bir MR sönümleyicinin $\sin(2\pi 2.5)$ lik girişe cevabı 1.5 volt'luk gerilim altında simüle edilebilir.



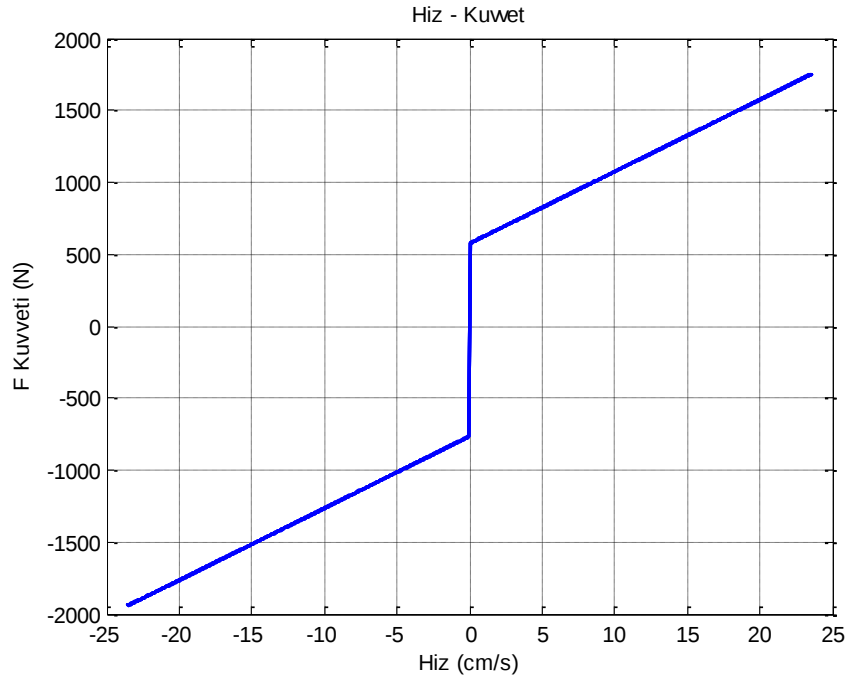
Şekil 4.8 : Bingham Modeli Simulink Diyagramı

Zaman - Kuvvet Grafiği Şekil 4.9'da gösterilmiştir.



Şekil 4.9 : Bingham Modeli Zaman-Kuvvet Grafiği

Hız vs Kuvvet Grafiği Şekil 4.10'da gösterilmiştir.

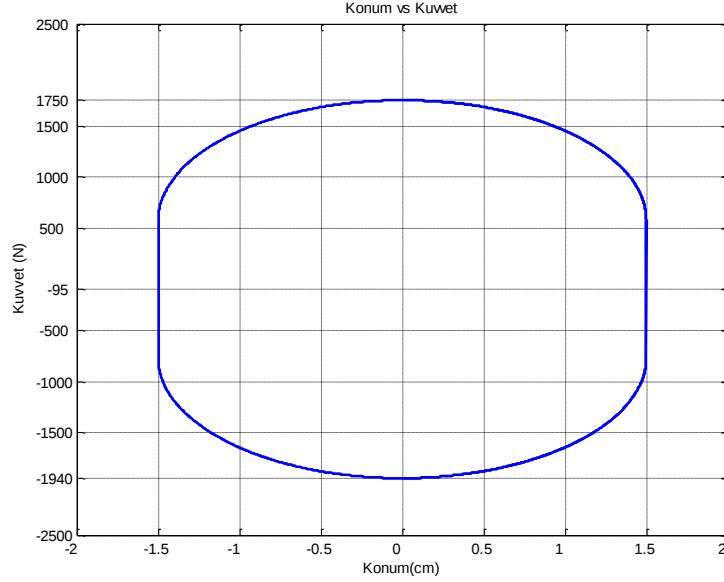


Şekil 4.10 : Bingham Modeli Hız-Kuvvet Grafiği

Şekil 4.9 ve Şekil 4.10 MR sönümleyicinin ürettiği kuvvetinin normal bir sönümleyiciden farklı olarak piston hızının lineer bir fonksiyonu olmadığını göstermektedir. MR sönümleyici sistemlerde uygulanan manyetik alandan dolayı artan sıvı viskozitesi ve gerilmesi, normal sönümleyici karakteristiğine ek olarak bir

kuvvet oluşturur. Şekil 4.10'da sinüs dalga girişinde hız 0 cm/s civarında iken oluşan +600 ve -700 Nt civarındaki kuvvetler manyetik alan etkisinde oluşan viskosite artışının sonucu oluşan ek kuvvetlerdir.

Konum - Kuvvet Grafiği Şekil 4.11' de gösterilmiştir.

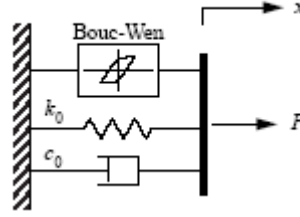


Şekil 4.11 : Bingham Modeli Konum-Kuvvet Grafiği

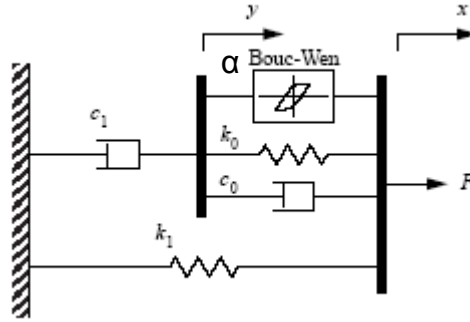
Şekil 4.11 incelendiğinde akümülatör varlığından dolayı olan (-) yöndeki 95 N civarındaki kuvvet görülmektedir. Şekil 4.11'de oluşan kapalı şeklin 0 Nt seviyesinde olması gereken simetri eksenini akümülatör nedeniyle -95 Nt seviyesinde ortaya çıkarmıştır.

4.2.2 Bouc-Wenn benzeri MR sönümleyici modeli

Bu model aslında Bouc-Wenn modeline yakındır fakat bazı düzeltmeler eklenerek sistemin davranışı modellenmiştir. Şekil 4.12.'de gösterilen Bouc-Wenn modeline bir sönümlerme elemanı ve bir yay Şekil 4.13' deki gibi eklenerek yeni bir model oluşturulmuştur [34].



Şekil 4.12 : Bouc-Wen MR Sönümleyici Modeli



Şekil 4.13 : Bouc-Wen Benzeri MR Sönümleyici Mekanik Modeli

Sistemin genel denklemleri (4.5)-(4.7) ile gösterilmiştir [34].

$$c_1 \dot{y} = \alpha z + k_0 (x - y) + c_0 (\dot{x} - \dot{y}) \quad (4.5)$$

$$F = c_1 \dot{y} + k_1 (x - x_0) \quad (4.6)$$

$$\dot{z} = -\gamma_{mr} \left| \dot{x} - \dot{y} \right| z |z|^{n-1} - \beta_{mr} (x - y) |z|^n + A (\dot{x} - \dot{y}) \quad (4.7)$$

(4.7) ifadesinde bulunan z terimi sönümleyiciye histeresiz özelliğini sağlayan terimdir.

Giriş voltajı ile değişen parametreler

$$\dot{u}_{mr} = -\eta_{mr} (u_{mr} - V_{mr}) \quad (4.8)$$

$$\alpha = \alpha_a + \alpha_b u_{mr} \quad (4.9)$$

$$C_1 = C_{1a} + C_{1b} u_{mr} \quad (4.10)$$

$$C_0 = C_{0a} + C_{0b} u_{mr} \quad (4.11)$$

(4.5)-(4.11) denklemlerinde aşağıdaki değerler kullanılmıştır.

$k_1 = 5 \text{ N/cm}$ (Akümülatör yay katsayısı)

$c_0 = 53 \text{ Ns/cm}$ (Yüksek hızlarda viskoz sönümler)

$c_1 = 930 \text{ Ns/cm}$ (Düşük hızlarda “Roll-off” oluşturmak için sönümler)

$k_0 = 46.9 \text{ N/cm}$ (Yüksek hızlarda katılığı korumak için)

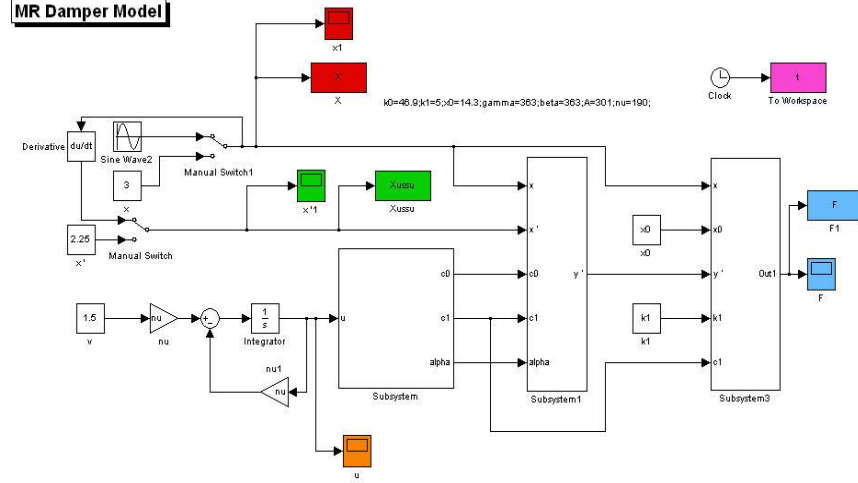
$x_0 =$ Pistonun başlangıç durumundaki yer değiştirme miktarı (Akümülatör kuvvetini oluşturur)

γ, β ve A ise sistemde yüklemenin düzgünlüğünü ve post-yield ve pre-yield geçişini kontrol eden parametrelerdir. Sistemde kullanılan diğer parametrelere $x_0=14.3 \text{ cm}$, $\gamma_{mr} = 363 \text{ cm}^{-2}$, $\beta_{mr} = 363 \text{ cm}^{-2}$, $A=301$, $n = 2$ olarak değerler atanmıştır. x_0 pistonun başlangıç durumunu belirtir. Ayrıca (4.6) denkleminde görüldüğü gibi F ifadesine sabit bir terim ($k_1 x_0$) olarak girer ve akümülatör kuvvetinin eşdeğeri olarak görülebilir [34].

Sistemi değişen manyetik alanlarda kullanabilmek için (4.8)-(4.11) denklemlerini kullanmak gerekir. (4.8) denklemi uygulanan voltajla manyetik akının reolojik dengeye gelmesini ifade eder. (4.9) - (4.11) ise voltajla birlikte lineer değişen fakat başlangıç koşulları olan değişkenleri ifade etmektedir. Burada

$c_{1a} = 283 \text{ Ns/cm}$, $c_{1b} = 2.95 \text{ Ns/cmV}$, $c_{0a} = 21 \text{ Ns/cm}$, $c_{0b} = 3.5 \text{ Ns/cmV}$, $\eta_{mr} = 190$, $\alpha_a = 140 \text{ N/cm}$, $\alpha_b = 695 \text{ N/cmV}$ değerleri kullanılmıştır [34].

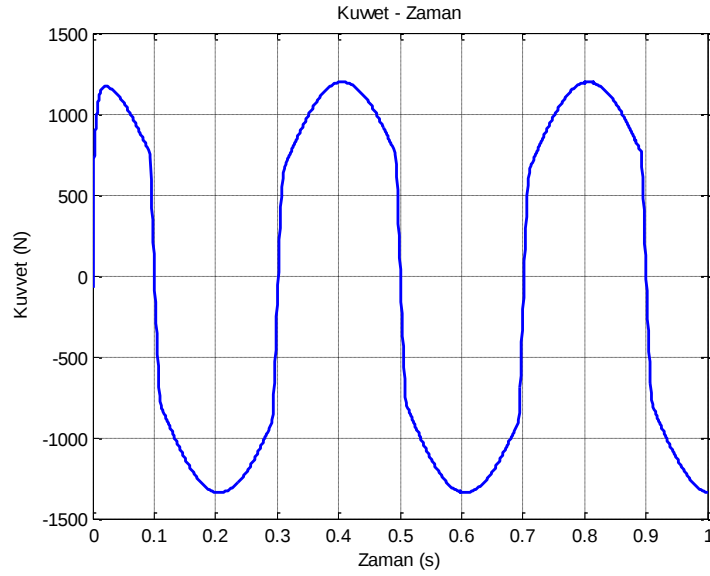
(4.5)-(4.11) denklemleri kullanılarak Şekil 4.14’ teki Matlab/Simulink modeli oluşturulabilir.



Şekil 4.14 : Bouc-Wenn Benzeri MR Sönümleyici Mekanik Modeli Simulink Diyagramı

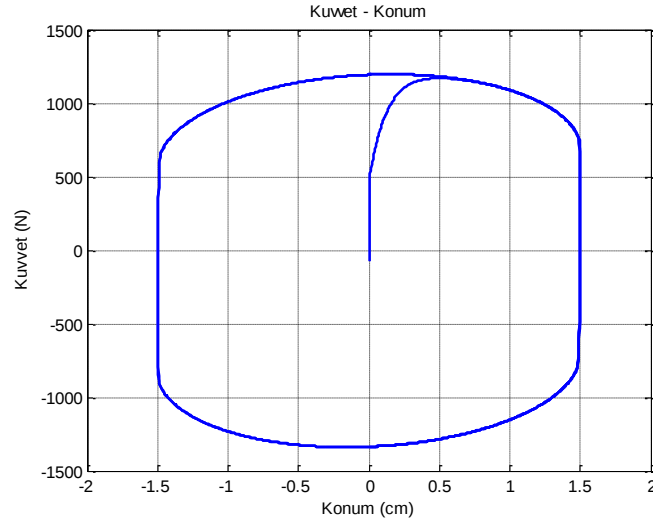
Sisteme giriş olarak $\sin(2\pi 2.5)$ uygulanırsa ve voltaj 1.5 V olarak girilirse Şekil 4.15-4.17' deki sonuçlar elde edebilir.

Kuvvet-Zaman grafiği Şekil 4.15'te gösterilmiştir.



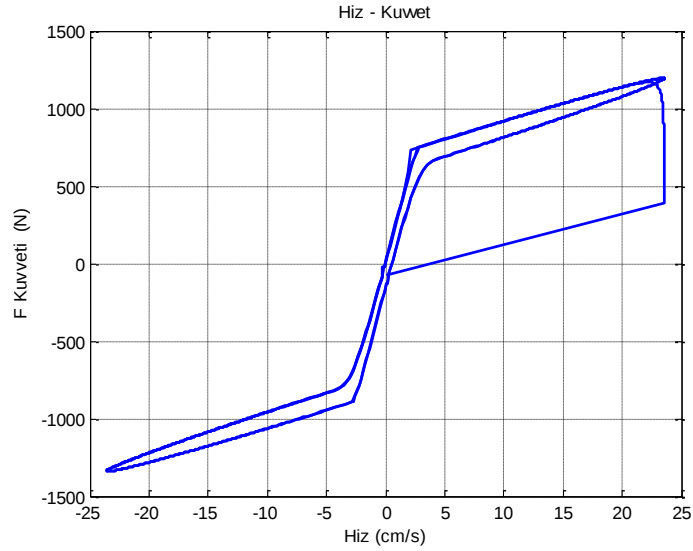
Şekil 4.15 : Bouc-Wenn Benzeri MR Sönümleyici Mekanik Modeli Kuvvet-Zaman Grafiği

Konum-Kuvvet Grafiği Şekil 4.16 'da gösterilmiştir.



Şekil 4.16 : Bouc-Wenn Benzeri MR Sönümleyici Mekanik Modeli Kuvvet-Konum Grafiği

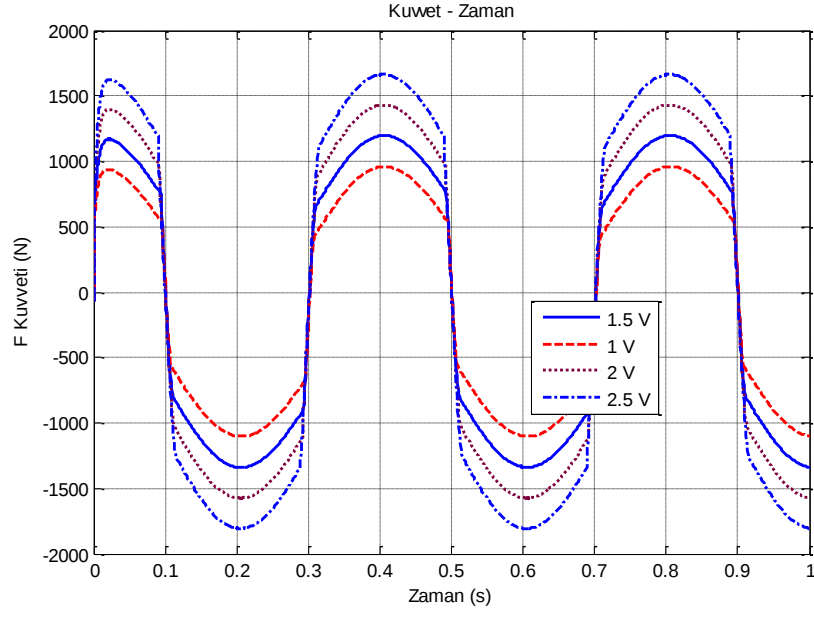
Hız-Kuvvet Grafiği Şekil 4.17'de gösterilmiştir.



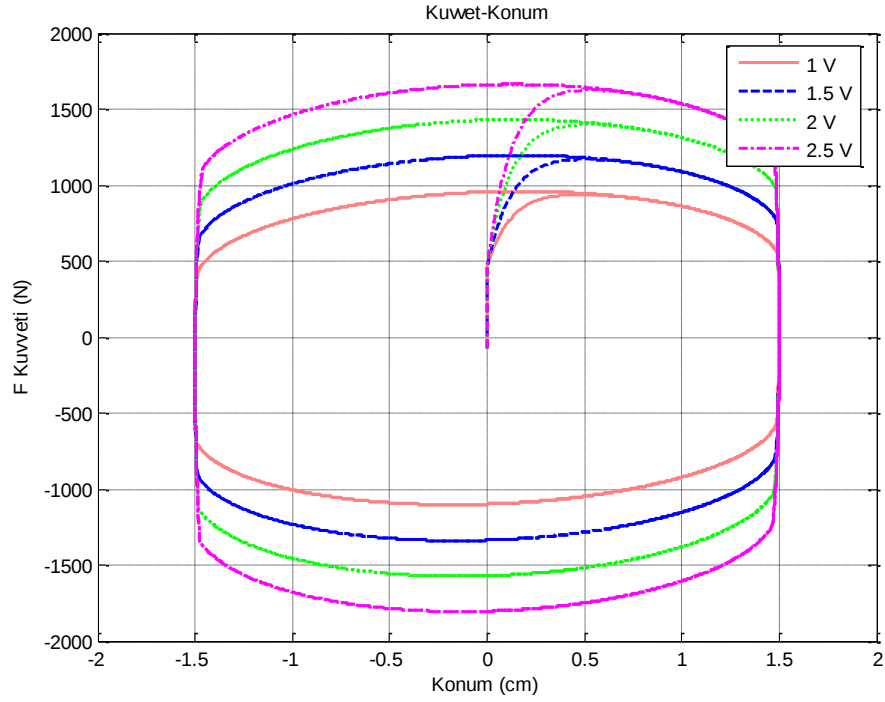
Şekil 4.17 : Bouc-Wenn Benzeri MR Sönümleyici Mekanik Modeli Kuvvet-Hız Grafiği

Şekil 4.15. - 4.17.' de görüldüğü gibi Bouc-Wenn Benzeri MR Sönümleyici Mekanik Modeli sistemde var olan histeresiz ve nonlinearlik etkilerini gösterebilmektedir. Sistemin voltaj girişinin bir zaman sabiti ile modellenmiş olması nedeniyle şekillerde

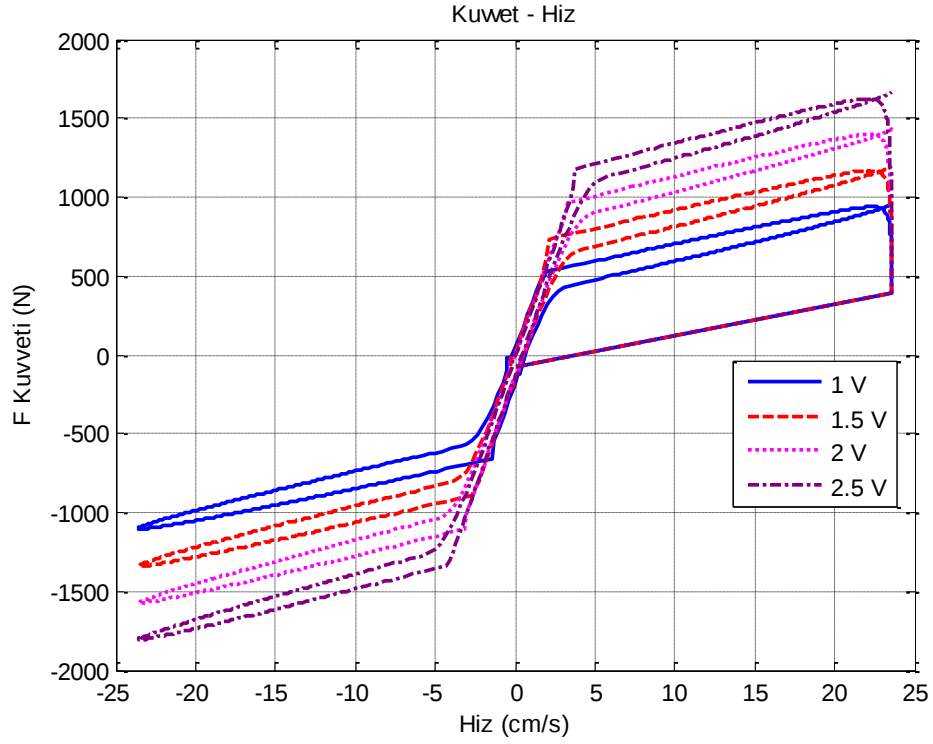
bazı bozulmalar gözlenmektedir. Değişik voltaj uygulamalarında sistemin davranışı Şekil 4.18 - 4.20'deki grafiklerle gösterilebilir;



Şekil 4.18 : Farklı Voltaj Değerlerinde MR Sönümleyici Kuvvet-Zaman Eğrisi



Şekil 4.19 : Farklı Voltaj Değerlerinde MR Sönümleyici Kuvvet-Konum Eğrisi

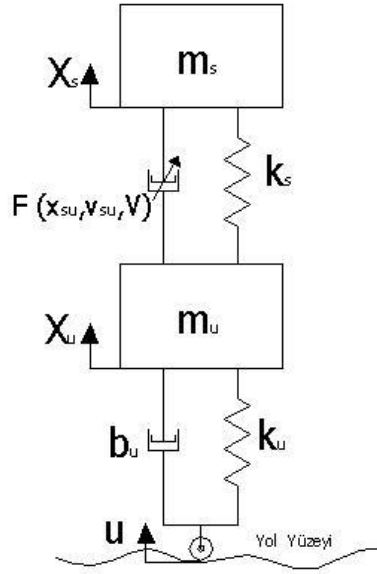


Şekil 4.20 : Farklı Voltaj Değerlerinde MR Sönümleyici Kuvvet-Hız Eğrisi

Şekil 4.18. - 4.20.'de de görüldüğü gibi MR sönümleyicinin oluşturduğu kuvvet değişen voltaj değerlerinde doğrusal bir artış gösterir. Ayrıca Şekil 4.20. de görüldüğü gibi MR sönümleyiciler düşük hızlardaki davranışları gözardı edildiğinde bir sönümleyici ve buna eklenmiş bir sabit kuvvet olarak modellenebilir. Bu varsayım kontrol uygulamalarında sistemin kullanılabilirliği açısından oldukça önemli bir etkidir.

4.3 MR Sönümleyicinin Çeyrek Araç Modeline Uygulanması

Normal bir süspansiyon sisteminde kullanılan şok emici elemanı yerine bir MR sönümleyici kullanımı ile aşağıdaki modeli elde edebiliriz;



Şekil 4.21 : MR Sönümleyici Kullanılan Çeyrek Araç Modeli

MR Sönümleyici modeli olarak Bouc-Wenn benzeri MR Sönümleyici Mekanik Modeli kullanılırsa sistem girişleri yol düzgünsüzlüğü ve MR sönümleyici voltajı olacaktır. Sisteme ait denklemler aşağıda verilmiştir.

$$m_s \ddot{x}_s + k_s x_s + F(x_{su}, v_{su}, V) = k_s x_u \quad (4.12)$$

$$m_u \ddot{x}_u + b_u \dot{x}_u + (k_u + k_s) x_u = k_s x_s + F(x_{su}, v_{su}, V) + k_u u + b_u \dot{u} \quad (4.13)$$

Sistemde kullanılan değişken isimleri ve açıklamaları ise;

m_s = Araç asılı kütlesi (216.75 kg, [3])

m_u = Araç asılı olmayan kütlesi (28.85 kg, [3])

k_u = Tekerlek yay katsayısı (184,000 N/m, [3])

k_s = Süspansiyon yay katsayısı (21,700 N/m, [3])

x_s = Asılı kütle konumu

x_u = Asılı olmayan kütle konumu

$x_{su} = x_s - x_u$ Asılı kütle ve asılı olmayan kütle konum farkı

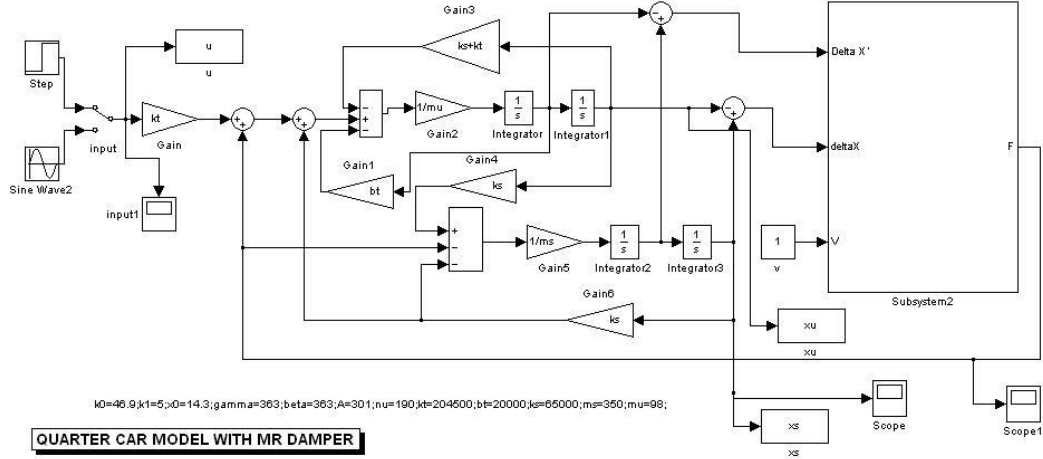
$v_{su} = \dot{x}_s - \dot{x}_u$ Asılı kütle ve asılı olmayan kütle hız farkı

u = Yol düzgünsüzlüğü girişi

V_{mr} = MR sönümleyici voltajı

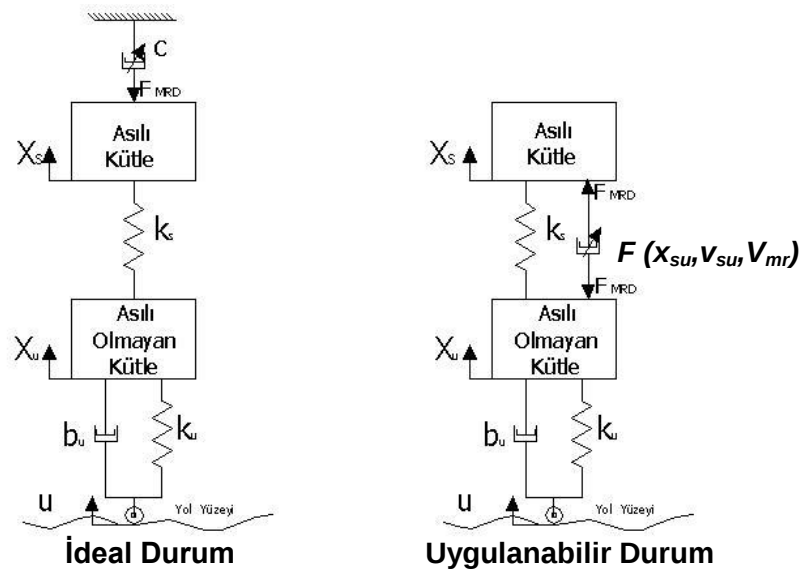
olarak tanımlanabilir.

Hiçbir kontrol mekanizması bulunmadan yukarıdaki sistem çeyrek araç modeline entegre edildiğinde simülasyon modeli Matlab/Simulink'te Şekil 4.22'deki gibi oluşturulabilir.



Şekil 4.22 : MR Sönümleyici İhtiva Eden Çeyrek Araç Matlab/SIMULINK Modeli

MR sönümleyici ihtiva eden araç modeli için uygulanabilecek kontrol kurallarından biri skyhook benzeri ikili kontrol kuralıdır. Skyhook benzeri ikili kontrol kuralı asılı kütle'nin yeryüzü üzerindeki bir noktaya bağlı olarak sönümlenmesi ile oluşturulan bir ikili kontrol kuralıdır. Oluşturulması fiziksel olarak imkansız olan bu sistem yarı aktif sönümleyiciler yardımıyla simüle edilebilmektedir. Skyhook benzeri ikili kontrollü yarı aktif süspansiyon sistemi Şekil 4.23'te gösterilmiştir.



Şekil 4.23 : Skyhook Benzeri Kontrollü MRD Yarı Aktif Süspansiyon

Asılı kütleye ideal durumda etkiyen kuvvetler 4.14 deki gibidir. Uygulanabilir durum için denklemler çıkarıldığında ve 4.14 ile karşılaştırıldığında asılı kütleye etkiyen F_{MRD} kuvveti 4.15 denklemindeki gibi bulunabilir.

$$m_s \ddot{x}_s + k_s (x_s - x_u) + F_{MRD} = 0 \quad (4.14)$$

$$F_{MRD} = F(x_{su}, v_{su}, V_{mr}) \quad (4.15)$$

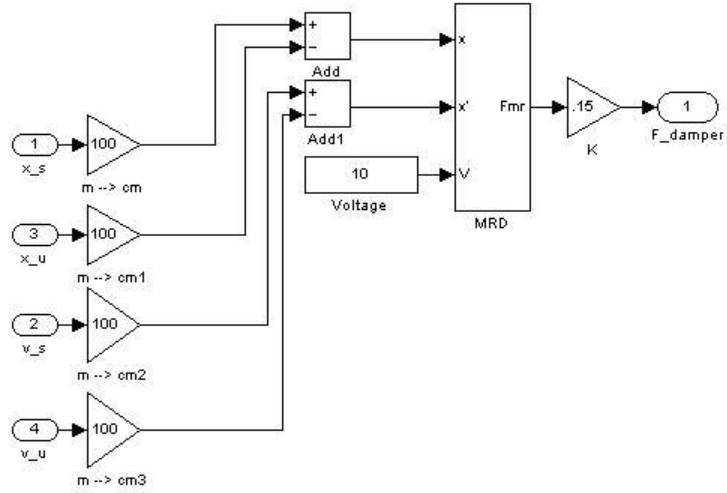
İdeal durumda asılı olmayan kütleye süspansiyon sistemi sönümleyicisi tarafından uygulanmayan kuvvet, fiziksel olarak uygulanabilir durumda süspansiyon sönümleyicisinin yapısı ve yerleşimi itibariyle F_{MRD} kuvveti şiddetinde uygulanmalıdır. Asılı olmayan kütle denklemleri 4.16 'da ideal durum ve 4.17 'de fiziksel olarak uygulanabilir durum için verilmiştir.

$$m_u \ddot{x}_u + b_u (\dot{x}_u - \dot{u}) + k_u (x_u + u) = k_s (x_s - x_u) \quad (4.16)$$

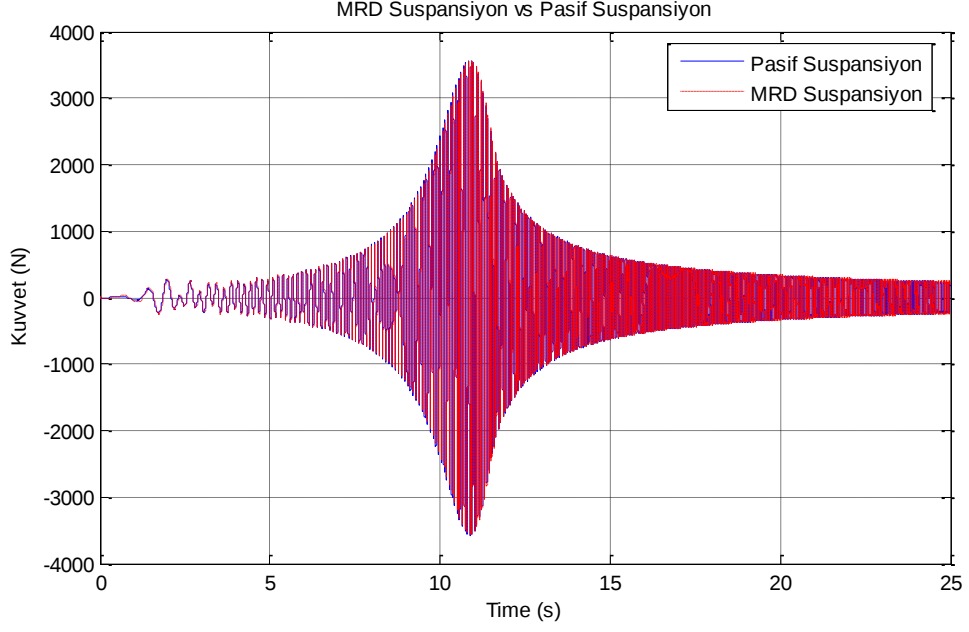
$$m_u \ddot{x}_u + b_u (\dot{x}_u - \dot{u}) + k_u (x_u - u) = k_s (x_s - x_u) + F_{MRD} \quad (4.17)$$

Yarı aktif süspansiyon sistemlerinde kullanılan sönümleyicilerin ayarlanabilir sönümleme katsayılarına sahip olmaları sebebiyle ikili kontrol uygulamalarında biri yüksek diğeri daha düşük değerde olan sönümleme katsayıları kullanmak mümkündür. Söz konusu sönümleyici bir manyeto reolojik sönümleyici olması durumunda yüksek sönümleme katsayısı sönümleyiciye voltaj uygulanması ile oluşturulabilirken, düşük sönümleme katsayısı ise voltaj girişinin kesilmesi ile normal bir sönümleyici haline gelen sönümleyicinin durumu ile ifade edilebilir. Skyhook benzeri ikili kontrolde asılı kütle (+) yönde hıza sahipken ve iki süspansiyon kütlesi birbirinden uzaklaşırken sönümleyici asılı kütleyi dengeye getirmek için kuvvet uygulayacağından yüksek sönümleme katsayısı kullanılmalıdır. Asılı kütle (+) yönde hıza sahipken ve iki süspansiyon kütlesi birbirine yaklaşırken sönümleyici asılı kütleyi denge konumundan uzaklaştırmaya çalışacağından düşük sönümleme oranı kullanılmalıdır. Asılı kütle (-) yönde hıza sahipken ve iki süspansiyon kütlesi birbirine yaklaşırken sönümleyici asılı kütleyi denge konumuna getirmeye çalışacağından yüksek sönümleme oranı kullanılmalıdır. Son durum olarak asılı kütle (-) yönde hıza sahipken ve iki süspansiyon kütlesi birbirinden uzaklaşırken sönümleyici asılı kütleyi denge konumundan uzaklaştırmaya çalışacağından düşük sönümleme oranı kullanılmalıdır.

Düşük sönümlenme oranı MR sönümleyiciye 0 V değeri uygulandığında 300 Ns/m sönümlenme katsayısına sahip bir pasif süspansiyonun 0-16 Hz swept sine girişine karşı uyguladığı kuvveti verebilmesi için $K=0.15$ katsayısıyla çarpılarak sağlanmıştır. Şekil 4.24'te MR sönümleyicinin Matlab/SIMULINK modeli gösterilmiştir. Şekil 4.25'te ise düşük katsayılı pasif süspansiyon ile MR sönümleyici bulunan süspansiyonun sağladığı kuvvetler gösterilmiştir. Yüksek sönümlenme oranı ise, aynı K katsayısını kullanan MR sönümleyicinin, 2000 Ns/m sönümlenme katsayılı bir pasif süspansiyon sisteminin sönümleyicisinin ürettiği kuvvet ile karşılaştırılması ve yaklaşık sonuçlar elde edilmesiyle elde edilen 10 V voltaj değeri ile belirlenmiştir. MR sönümleyicinin voltaj uygulandığında değişen karakteristikleri sebebiyle yüksek sönümlenme oranı belirlenmesinde karşılaştırılan kuvvetler yaklaşık değerler olarak elde edilmiştir. Şekil 4.25'te pasif süspansiyon ve MRD süspansiyon kuvvetleri karşılaştırılmıştır.

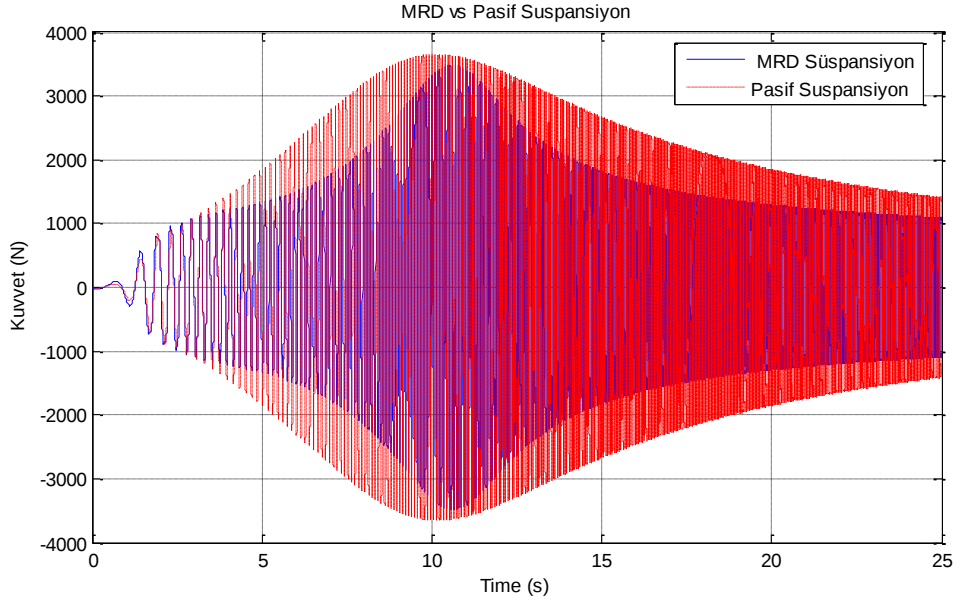


Şekil 4.24 : MR Sönümleyici Alt Sistemi



Şekil 4.25 : Pasif Süspansiyon ve MRD Süspansiyon Düşük Sönümlleme Oranı
Kuvvet Karşılaştırması

Şekil 4.25' te görüldüğü gibi voltaj uygulanmayan durumda karakteristiği normal bir sönümleyiciye benzeyen MR sönümleyicinin kuvvet çıkışı K katsayısı ile düşük bir sönümlleme oranı oluşturacak şekilde ayarlanmıştır.

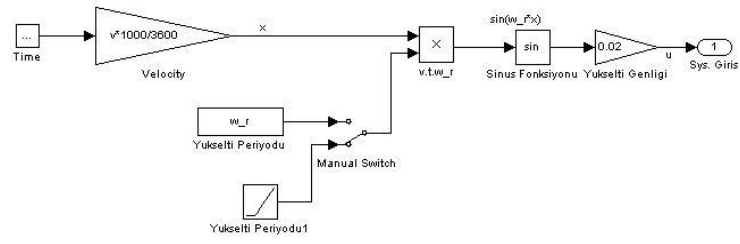


Şekil 4.26 : Pasif Süspansiyon ve MRD Süspansiyon Yüksek Sönümlleme Oranı
Kuvvet Karşılaştırması

Oluşturulan denklemler ve bulunan voltaj değerleri kullanılarak oluşturulan skyhook benzeri ikili kontrol kuralı 4.18 ve 4.19 ifadelerinde verilmiştir [51].

$$\dot{\chi}_s \begin{pmatrix} \dot{\chi}_s & \dot{\chi}_u \end{pmatrix} < 0 \quad \Rightarrow \quad V_{mr} = 0V \quad (4.19)$$

Oluşturulan sistemde yol girişi olarak farklı periyotlarda dalgalardan oluşan yol yükselteleri uygulanmıştır. Aracın sabit hızda ilerlediği kabul edilerek bu yol yükseltilerinin araca simülasyon boyunca yükselen frekanslarda etkimesi sağlanmıştır. Oluşturulan giriş sinüs fonksiyonu Şekil 4.28'deki gibidir.



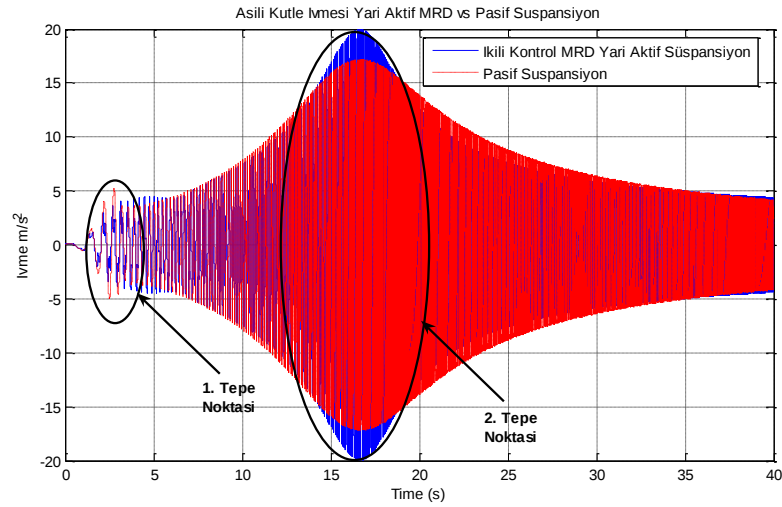
Şekil 4.28 : Sistem Giriş Bloğu

Simülasyonlar süresince oluşturulan frekanslar Şekil 4.29'da gösterilmiştir.



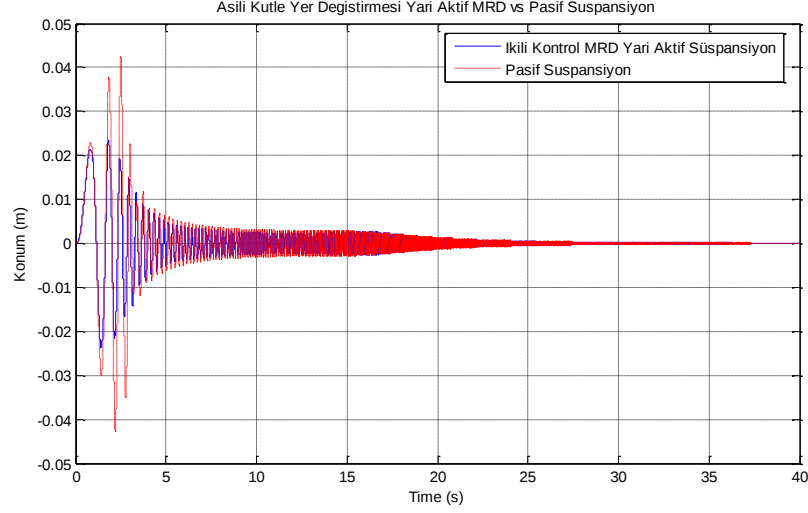
Şekil 4.29 : Frekans-Zaman Grafiği

Yapılan simülasyonlarda MR sönümleyici kullanılmış yarı aktif süspansiyonun asılı kütle ivme ve yer değiştirmesi, asılı olmayan kütlelerin ivmesi ve yer değiştirmesi belirtilen frekans aralıklarında incelenmiştir. Şekil 4.30'da konfor açısından önemli olan asılı kütle ivmesinin simülasyon süresince değişimi gösterilmiştir.



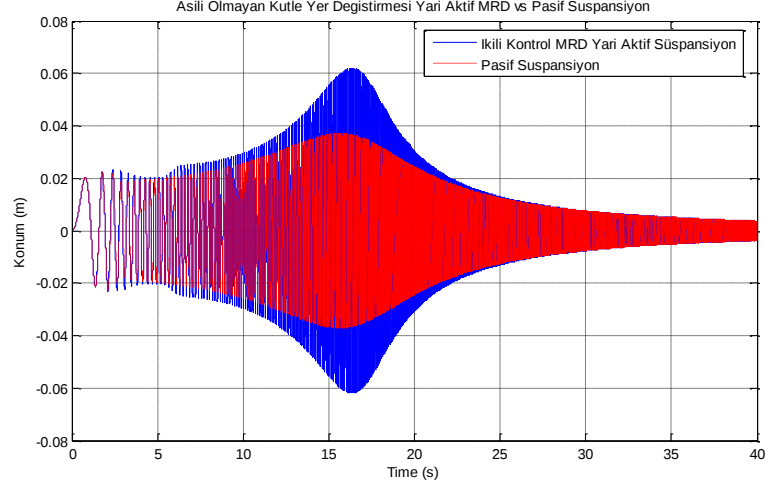
Şekil 4.30 : Asılı Kütle İvmesi Yarı Akif MRD Süspansiyon ve Pasif Süspansiyon

Şekil 4.30'da İkili kontrol uygulanmış MR sönümleyici içeren süspansiyon sisteminin simülasyon boyunca frekans cevabında görülmesi beklenen tepe noktalarından birinci tepe noktası civarında yani düşük frekanslarda bir iyileşme sağlamıştır. Asılı kütle yer değiştirmesi söz konusu olduğunda da aynı şekilde ilk tepe noktası civarındaki sonuçlar iyileşirken diğer frekanslarda ise pasif süspansiyona daha yakın değerler alındığı gözlenmiştir. Asılı kütle yer değiştirmesinin simülasyon boyunca değişimi Şekil 4.31'de gösterilmiştir.



Şekil 4.31 : Asılı Kütle Yer Değişimi Yarı Akif MRD Süspansiyon ve Pasif Süspansiyon

İkili kontrollü süspansiyon yapısı itibariyle sadece asılı kütle üzerinde etkiyen bir sönümleyici bulundurması nedeniyle asılı olmayan kütlelerin ivmesi ve yer değiştirmesi konusunda bir iyileşme sağlayamamıştır. Yol tutuşu kalitesini gösteren asılı olmayan kütle yer değişimi ikinci tepe noktası civarında pasif süspansiyona oranla daha kötü değerler vermiştir. Asılı olmayan kütle yer değiştirmesinin simülasyon boyunca değişimi Şekil 4.32'de gösterilmiştir.



Şekil 4.32 : Asılı Olmayan Kütle Yer Değişimi Yarı Akif MRD Süspansiyon ve Pasif Süspansiyon

Oluşturulan ve simülasyon sonuçları gösterilen bu sisteme bir alternatif olarak iki ayrı sönümleme oranının kullanıldığı ve istenen kuvvetin MR sönümleyici dinamiklerinden bağımsız bir şekilde asılı kütle hızına ve sönümleme katsayılarına bağılı olarak sağlandığı bir başka Skyhook benzeri ikili kontrol kuralı 4.22 ve 4.23 'te belirtilmiştir [51]. Skyhook benzeri ikili kontrolde asılı kütle (+) yönde hıza sahipken ve iki süspansiyon kütlesi birbirinden uzaklaşırken sönümleyici asılı kütleyi dengeye getirmek için kuvvet uygulayacağından yüksek sönümleme oranı kullanılmalıdır. Asılı kütle (+) yönde hıza sahipken ve iki süspansiyon kütlesi birbirine yaklaşıırken sönümleyici asılı kütleyi denge konumundan uzaklaştırmaya çalışacağından düşük sönümleme oranı kullanılmalıdır. Asılı kütle (-) yönde hıza sahipken ve iki süspansiyon kütlesi birbirine yaklaşıırken sönümleyici asılı kütleyi denge konumuna getirmeye çalışacağından yüksek sönümleme oranı kullanılmalıdır. Son durum olarak asılı kütle (-) yönde hıza sahipken ve iki süspansiyon kütlesi birbirinden uzaklaşırken sönümleyici asılı kütleyi denge konumundan uzaklaştırmaya çalışacağından düşük sönümleme oranı kullanılmalıdır. Yüksek kuvvet uygulanması istendiğinde ideal durumda asılı kütle için oluşturulan 4.20 bağıntısına göre kuvvet üreten süspansiyon, düşük kuvvet uygulanması durumunda ise 4.21 bağıntısında gösterildiği gibi düşük sönümleme katsayılı pasif bir süspansiyon olarak çalışır. Sistemin şematik gösterimi Şekil 4.33 'de gösterilmiştir.

$$m_s \ddot{x}_s + k_s (x_s - x_u) + C_{high} \dot{x}_s = 0 \quad \rightarrow \quad F_d = C_{high} \dot{x}_s \quad (4.20)$$

$$m_s \ddot{x}_s + k_s(x_s - x_u) + C_{low}(\dot{x}_s - \dot{x}_u) = 0 \quad \rightarrow \quad F_d = C_{low} \cdot (\dot{x}_s - \dot{x}_u) \quad (4.21)$$

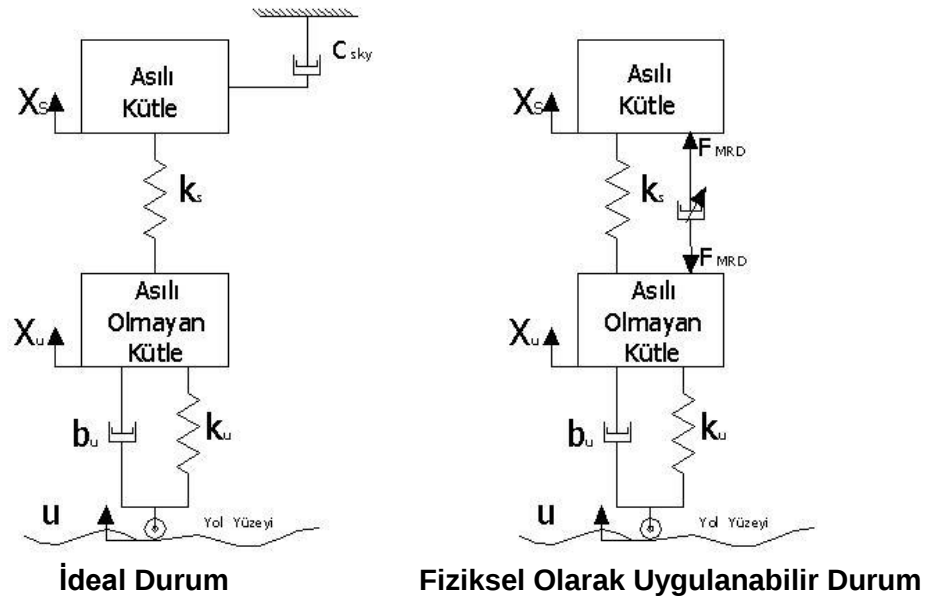
$$\dot{x}_s(\dot{x}_s - \dot{x}_u) > 0 \quad \rightarrow \quad F_d = C_{high} \cdot \dot{x}_s \quad C_{high} = 3000 \text{ Ns/m} \quad (4.22)$$

$$\dot{x}_s(\dot{x}_s - \dot{x}_u) \leq 0 \quad \rightarrow \quad F_d = C_{low} \cdot (\dot{x}_s - \dot{x}_u) \quad C_{low} = 300 \text{ Ns/m} \quad (4.23)$$

F_d = Sönümleyici kuvveti (N)

C_{high} = Yüksek sönümleme oranı (Ns/m)

C_{low} = Düşük sönümleme oranı (Ns/m)

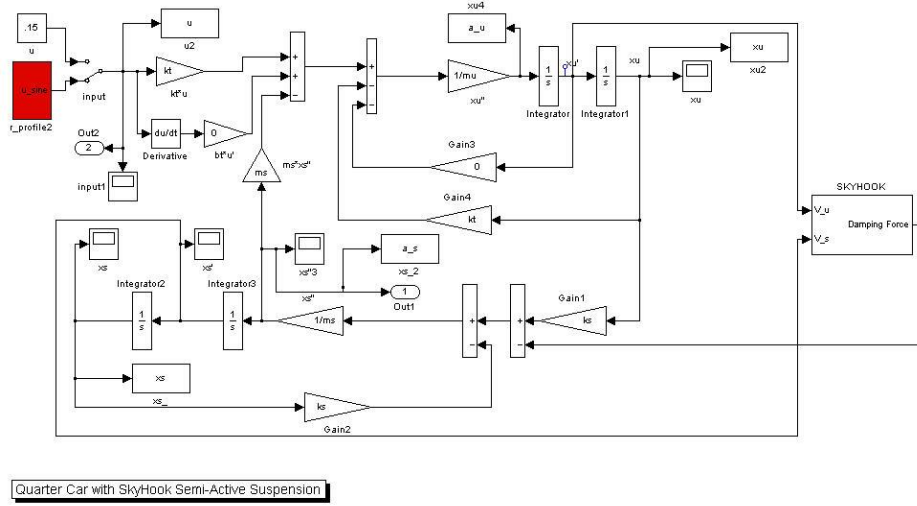


Şekil 4.33 : Skyhook Benzeri İkili Kontrollü Yarı Aktif Süspansiyon

Asılı kütle için oluşturulan bağıntılarda oluşturulan sönümleyici kuvvetleri fiziksel olarak oluşturulabilen bir sistemde kullanıldığında kontrol kuralının durumuna göre asılı olmayan kütleye de aktarılmalıdır. Asılı olmayan kütle için bağıntılar 4.24'teki gibi oluşur.

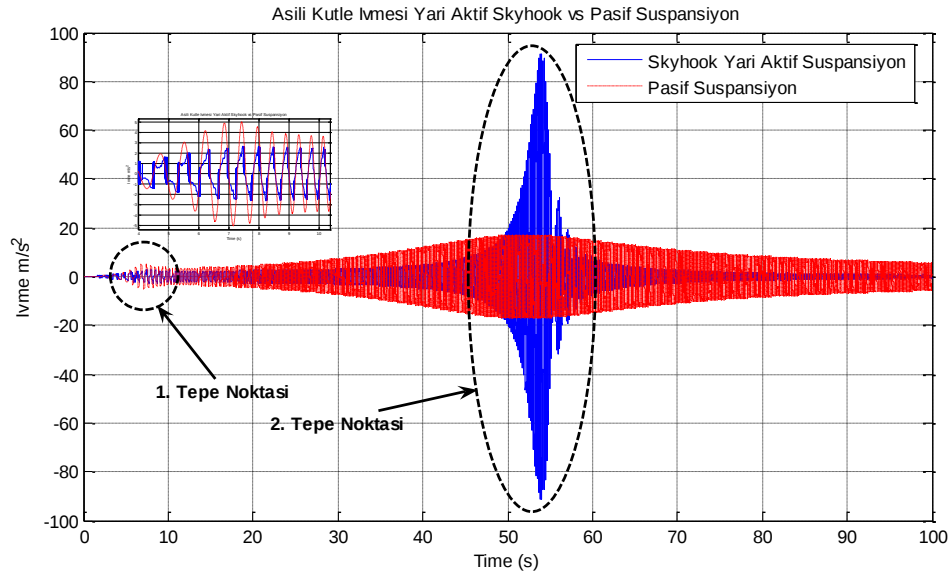
$$m_u \ddot{x}_u + b_u(\dot{x}_u - \dot{u}) + k_u(x_u - u) = k_s(x_s - x_u) + F_d \quad (4.24)$$

4.22 ve 4.23 ifadelerinde bulunan kontrol algoritması, Matlab/Simulink üzerinde bir çeyrek araç modeline uygulandığında Şekil 4.34.'de görülen model elde edilir.



Şekil 4.34 : Skyhook Benzeri İkili Kontrollü Yarı Aktif Süspansiyon
Matlab/SIMULINK Modeli

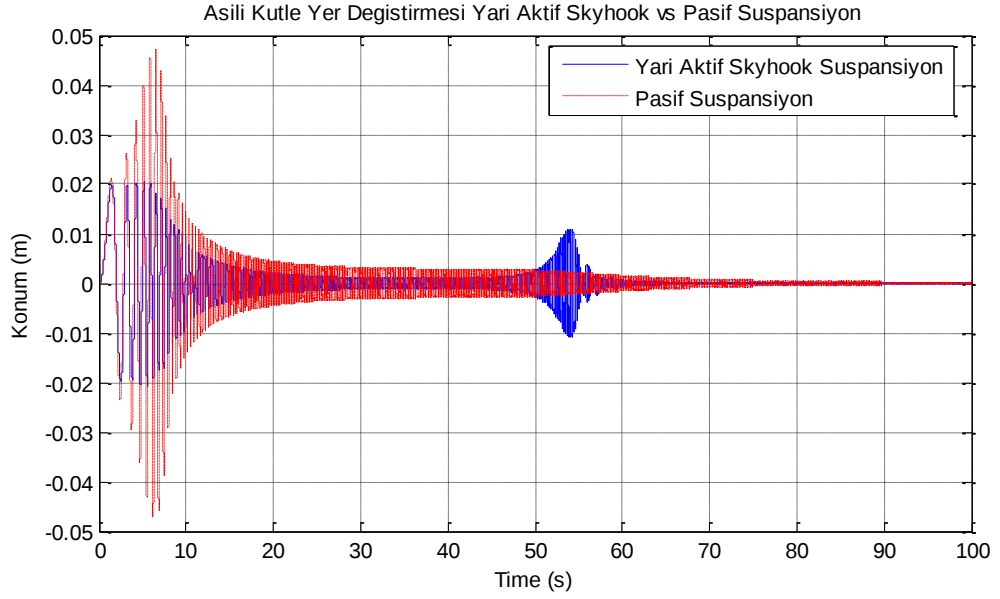
Skyhook benzeri ikili kontrollü yarı aktif süspansiyon modelinde kullanılan giriş, MR sönümleyici kullanılan modelde de kullanılmış Şekil 4.28 'de gösterilen giriş bloğudur. Bu sistem de asılı kütle ivmesi yer değiştirmesi ve asılı olmayan kütle ivme ve yer değiştirmesi açısından incelenmiştir. Şekil 4.35. 'de yapılan simülasyonlar sonucu elde edilen asılı kütle ivmesinin grafiği gösterilmiştir.



Şekil 4.35 : Asılı Kütle İvmesi Skyhook Benzeri İkili Kontrollü Yarı Aktif
Süspansiyon ve Pasif Süspansiyon

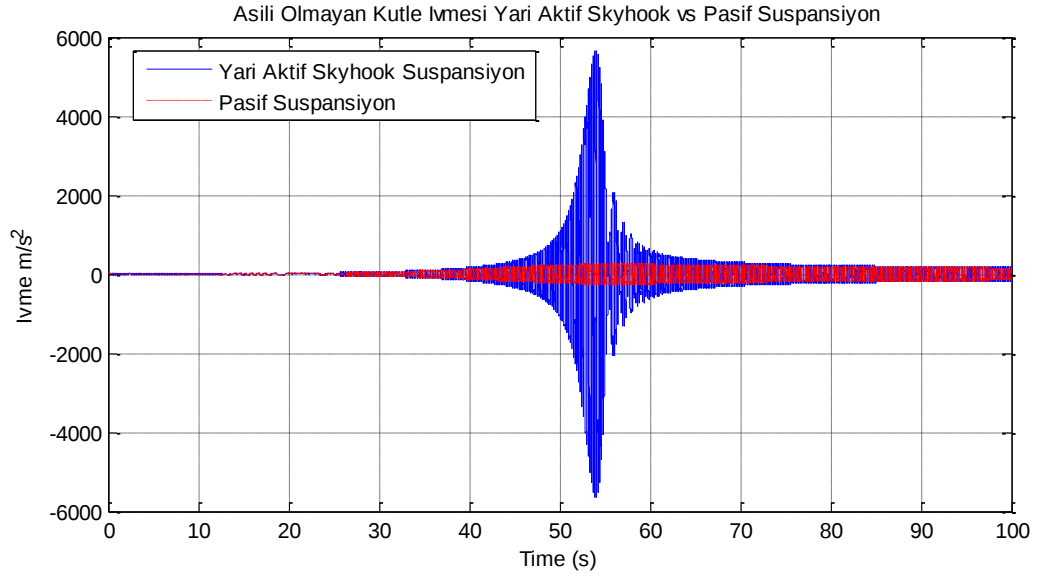
Şekil 4.35 de Skyhook benzeri ikili kontrollü yarı aktif süspansiyon asılı kütle ivmesinde ikinci tepe noktası dışındaki frekanslarda bir iyileşme gözlenirken, ikinci tepe noktası civarında pasif süspansiyona göre daha kötü sonuçlar alınmıştır.

Asılı kütle yer değiştirmesi incelendiğinde ise asılı kütle ivmesinde olduğu gibi ikinci tepe noktası dışındaki frekanslarda iyileşme sağlanırken ikinci tepe noktasında daha büyük yer değişimleri gözlenmiştir. Şekil 4.36 'da simülasyon sonuçları gösterilmiştir.

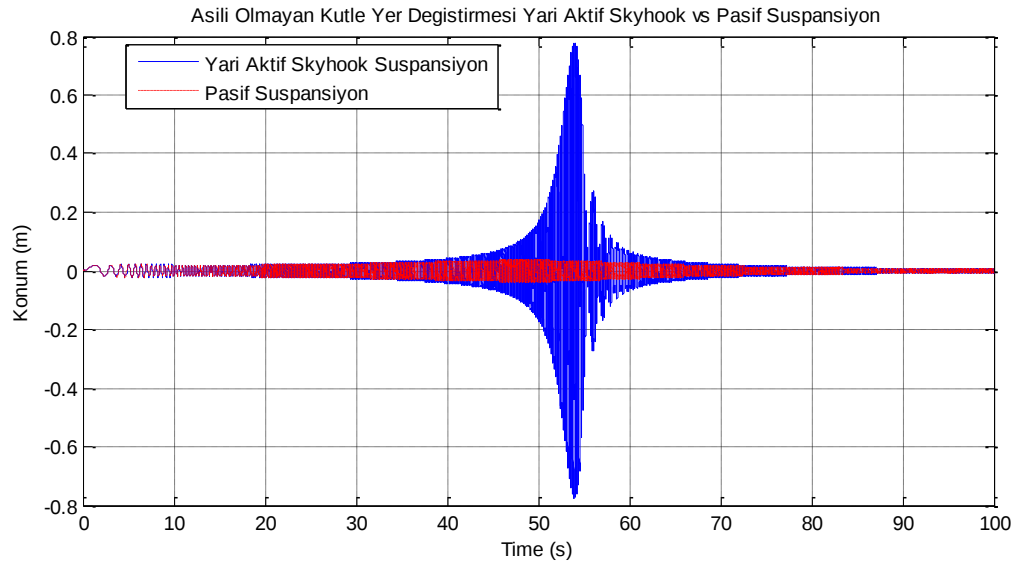


Şekil 4.36 : Asılı Kütle Yer Değiştirmesi Skyhook Benzeri İkili Kontrollü Yarı Aktif Süspansiyon ve Pasif Süspansiyon

Skyhook benzeri ikili kontrollü yarı aktif süspansiyon yol tutuş bakımından önemli olan asılı olmayan kütle yer değişimi ve ivmesinde ise herhangi bir iyileştirme sağlamadığı hatta ikinci tepe noktası civarında daha kötü sonuçlar verdiği Şekil 4.37.'de ve Şekil 4.38.'de gözlenebilir.



Şekil 4.37 : Asılı Olmayan Kütle İvmesi Skyhook Benzeri Yarı Aktif Süspansiyon ve Pasif Süspansiyon

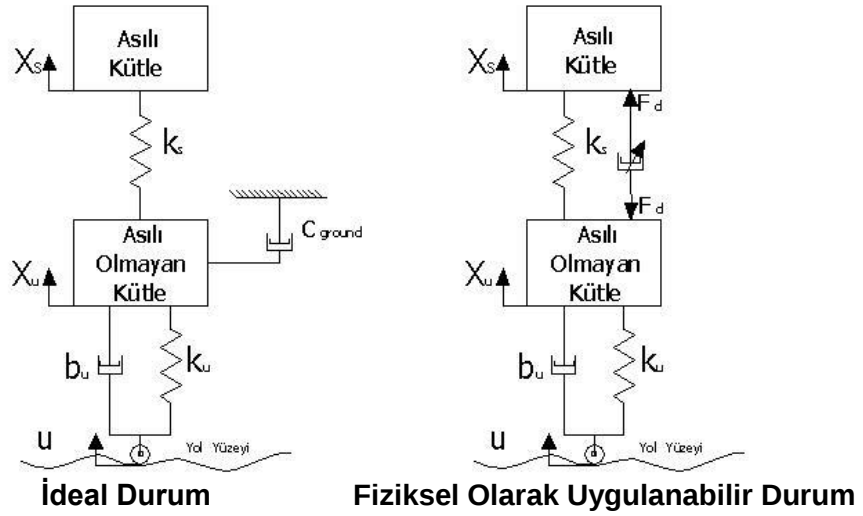


Şekil 4.38 : Asılı Olmayan Kütle Yer Değişştirmesi Skyhook Benzeri Yarı Aktif Süspansiyon ve Pasif Süspansiyon

Skyhook benzeri ikili kontrollü süspansiyon, simülasyon sonuçlarından da görüldüğü gibi asılı kütle ivmesi ve yer değiştirmesinde ikinci tepe noktası dışında daha iyi sonuçlar vermiştir. Asılı olmayan kütle yer değiştirmesi ve ivmesinde herhangi bir iyileşme sağlamamış ve ikinci tepe noktasında daha kötü sonuçlar vermiştir.

Skyhook benzeri ikili kontrollü süspansiyonun araç yol tutuşu üzerinde sağladığı kötü etkiler sebebiyle, farklı bir kontrol yöntemi olan groundhook benzeri ikili kontrol

yol tutuşu iyileştirebilmek için uygulanabilir. Groundhook kontrol asılı olmayan kütleyi yeryüzünde sabit bir noktaya bağlayan bir sönümleyici içermektedir. Bu sistem de fiziksel olarak oluşturulması imkansız olan bir sistem olduğu için yarı aktif süspansiyon sistemi sönümleyicilerinin değişen sönümleme oranları sayesinde uygulanabilmektedir. 4.29 ve 4.30 ifadelerinde groundhook benzeri ikili kontrol kuralına ait ifadeler verilmiştir [51]. Groundhook sistemin yapısı Şekil 4.39'da gösterilmiştir.



Şekil 4.39 : Groundhook Kontrol Yapısı

Groundhook kontrol kuralında, asılı olmayan kütle artı yönde yani kağıt düzleminde yukarı doğru hareket ettiğinde ve süspansiyon kütleleri birbirinden uzaklaştığı durumda sönümleyici asılı olmayan kütlenin denge halini bozan bir kuvvet uygulayacağından düşük sönümleme katsayısı uygun olacaktır. Asılı olmayan kütle hızı pozitif ve kütle hızı farkı da pozitif olduğunda sönümleyici asılı olmayan kütleyi denge pozisyonuna çekecek şekilde kuvvet uyguladığı için maksimum sönümleme kuvveti gerekli olacaktır. Asılı olmayan kütle hızı negatif ve kütleler birbirinden uzaklaşırken sönümleyici kuvveti asılı olmayan kütleyi denge konumuna getirmek için kuvvet uygulayacağından maksimum sönümleyici katsayısı gerekli olmaktadır. Son durum olarak, asılı olmayan kütle hızı negatif ve süspansiyon kütleleri birbirlerine yaklaşıırken sönümleyici asılı olmayan kütlenin denge pozisyonunu bozmaya çalıştığı için minimum sönümleme katsayısı gerekli olacaktır.

Asılı olmayan kütle için ideal durumda kontrol kuralı yüksek sönümleme konumunda ise asılı olmayan kütle üzerinde etkili olan kuvvetlere 4.25 ve 4.26'daki gibi ulaşılabilir.

$$m_u \ddot{x}_u + b_u (\dot{x}_u - \dot{u}) + k_u (x_u + u) = k_s (x_s - x_u) + C_{ground} \dot{x}_u \quad (4.25)$$

$$m_u \ddot{x}_u + b_u (\dot{x}_u - \dot{u}) + k_u (x_u - u) = k_s (x_s - x_u) + F_d \rightarrow F_d = C_{ground} \dot{x}_u \quad (4.26)$$

Asılı olmayan kütle için ideal durumda kontrol kuralı düşük sönümlenme konumunda ise asılı olmayan kütle üzerinde etkili olan kuvvetlere 4.27 'teki gibi ulaşılabilir. Bu durum düşük sönümlenme katsayılı bir pasif süspansiyonla eşdeğerdir.

$$m_u \ddot{x}_u + b_u (\dot{x}_u - \dot{u}) + k_u (x_u - u) = k_s (x_s - x_u) + c_{low} (\dot{x}_s - \dot{x}_u) \rightarrow F_d = C_{low} (\dot{x}_s - \dot{x}_u) \quad (4.27)$$

İdeal durumda Şekil 4.39'da görüldüğü gibi asılı kütle üzerinde bir sönümlenme kuvveti bulunmamaktadır. Fiziksel olarak uygulanabilir durumda ise sönümlenme kuvvetleri asılı kütle üzerinde de etkili olmaktadır. Asılı kütle için fiziksel olarak uygulanabilir durumu için 4.28 denklemi geçerli olur.

$$m_s \ddot{x}_s + k_s (x_s - x_u) + F_d = 0 \quad (4.28)$$

Süspansiyon sönümlenme katsayısı için groundhook benzeri ikili kontrol yüksek sönümlenme durumunda iken C_{high} sönümlenme değeri, ve kapalı durumda iken düşük sönümlenme katsayılı pasif süspansiyon durumuna dönebilmesi için C_{low} sönümlenme değeri kullanılırsa 4.28 ve 4.29 bağıntıları elde edilir [51].

$$\dot{x}_u (\dot{x}_u - \dot{x}_s) > 0 \rightarrow F_d = C_{high} \dot{x}_u \quad C_{high} = 3000 \text{ Ns/m} \quad (4.29)$$

$$\dot{x}_u (\dot{x}_u - \dot{x}_s) \leq 0 \rightarrow F_d = C_{low} (\dot{x}_s - \dot{x}_u) \quad C_{low} = 300 \text{ Ns/m} \quad (4.30)$$

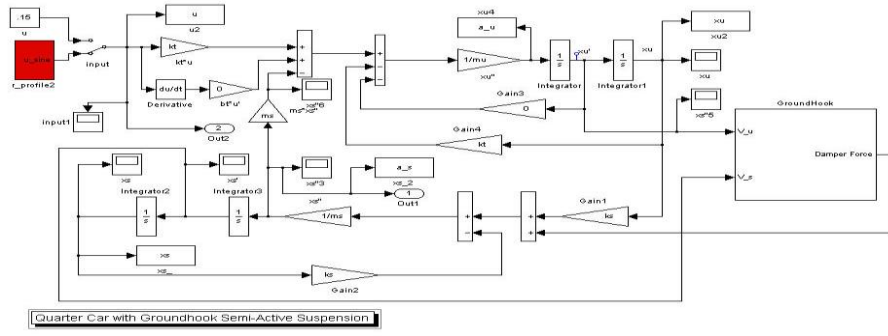
F_d = Sönümleyici kuvveti (Nt).

C_{high} = Yüksek sönümlenme oranı (Nt s/m).

C_{low} = Düşük sönümlenme oranı (Nt s/m).

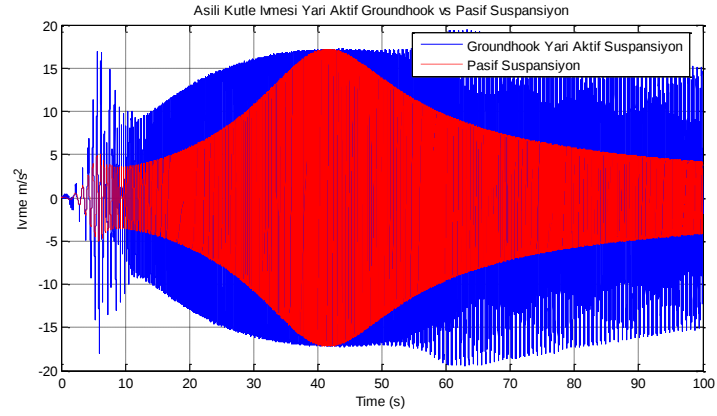
$(\dot{x}_u - \dot{x}_s)$ = Groundhook hız farkı.

Groundhook benzeri ikili kontrol kuralı uygulanmış Matlab/SIMULINK araç modeli Şekil 4.40'da gösterilmiştir.

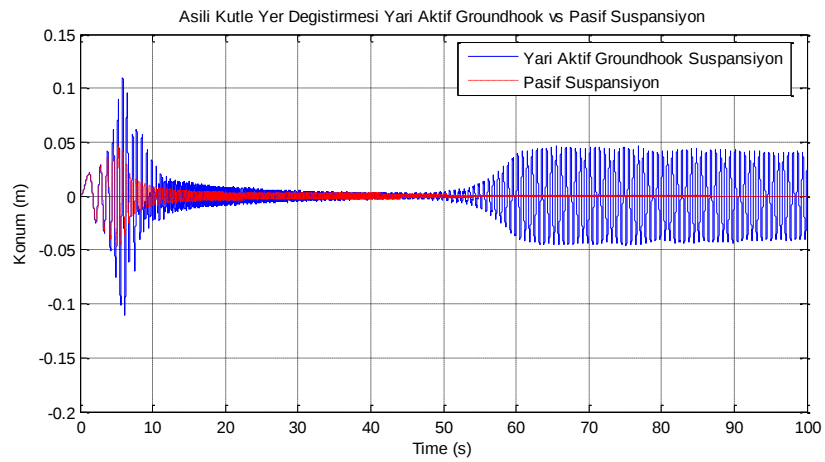


Şekil 4.40 : Groundhook Benzeri İkili Kontrol Uygulanmış Matlab/SIMULINK Araç Modeli

Şekil 4.28 'de gösterilen girişin uygulandığı simülasyonlarda asılı kütle ivmesi ve yer değiştirmesi, asılı olmayan kütle ivmesi ve yer değiştirmesi incelenmiştir.

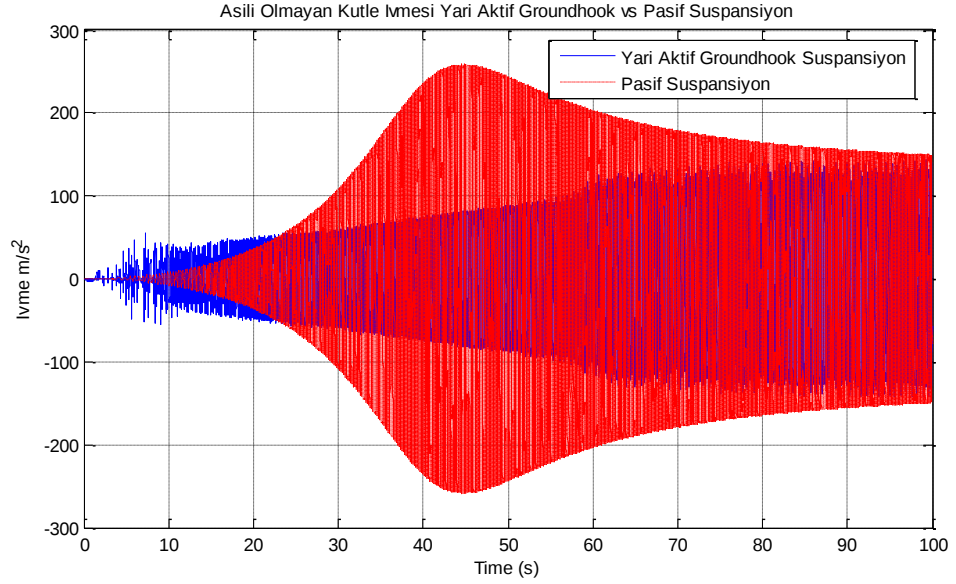


Şekil 4.41 : Asılı Kütle İvmesi Groundhook Benzeri Yarı Aktif Süspansiyon ve Pasif Süspansiyon

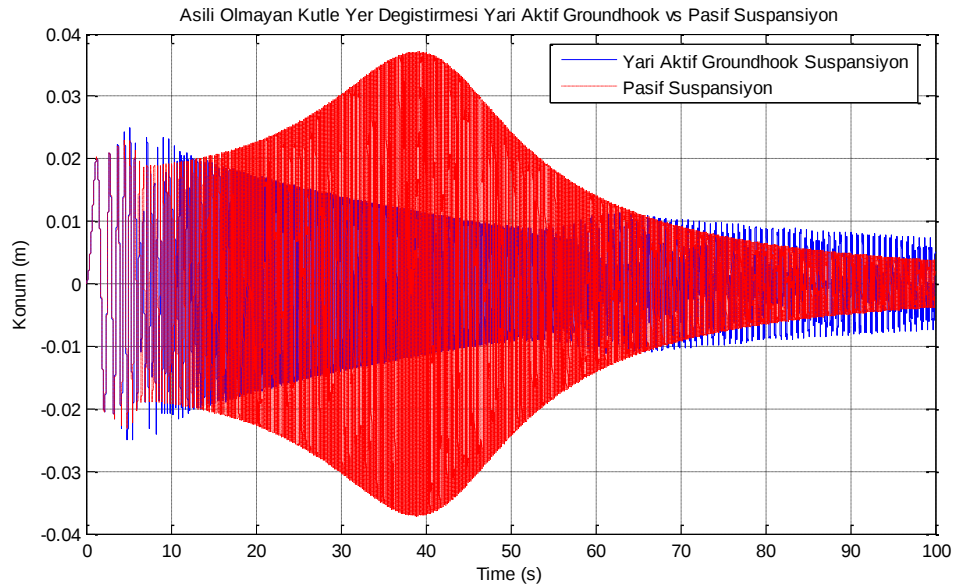


Şekil 4.42 : Asılı kütle yer değiştirmesi groundhook benzeri yarı aktif ve pasif süspansiyon

Şekil 4.41 ve 4.42’de görüldüğü gibi groundhook benzeri yarı aktif süspansiyon asılı kütle ivmesi ve yer değiştirmesi bakımından pasif duruma göre daha kötü sonuçlar vermektedir. Groundhook yarı aktif süspansiyon, yol tutuş bakımından önem taşıyan asılı olmayan kütle ivmesinde ve yer değiştirmesinde daha etkili olduğu Şeki 4.43 ve 4.44 ‘de görülmektedir.



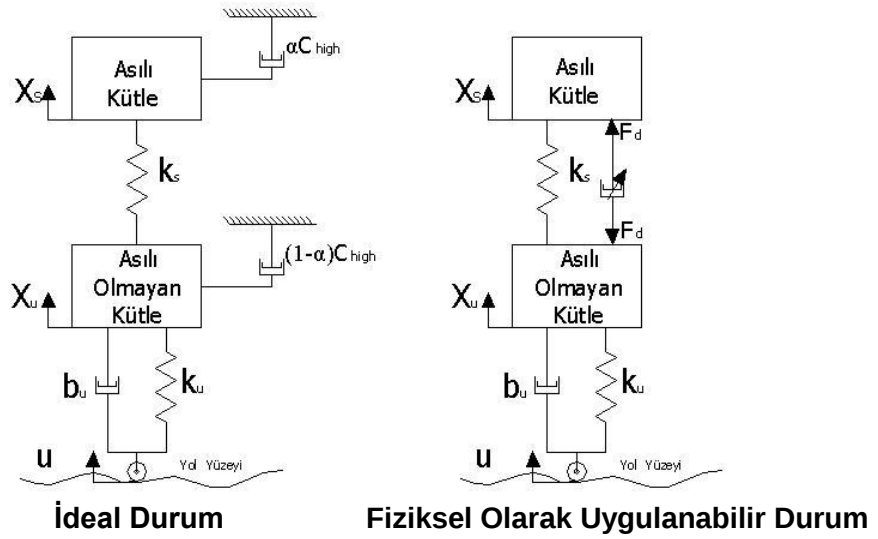
Şekil 4.43 : Asılı Olmayan Kütle İvmesi Groundhook Benzeri Yarı Aktif Süspansiyon ve Pasif Süspansiyon



Şekil 4.44 : Asılı Olmayan Kütle Yer Değiştirmesi Yarı Aktif Süspansiyon ve Pasif Süspansiyon

Şekil 4.43 ve 4.44’de görüldüğü gibi groundhook kontrol asılı olmayan kütlenin ikinci tepe noktası civarındaki yer değiştirmesi ve ivmesini olumlu yönde etkilemiştir.

Şu ana kadar incelenen skyhook kontrol sistemi ve groundhook kontrol sistemi süspansiyon dinamiği üzerinde konfor ve yol tutuş açısından oldukça farklı özellikler sergilemiştir. Bu iki kontrol kuralının avantajlarını birleştiren hibrid kontrol, yarı aktif süspansiyon sistemlerinde uygulanabilecek bir başka kontrol sistemidir. Sistemin şematik gösterimi Şekil 4.45 ’de gösterilmiştir.



Şekil 4.45 : Hibrid Yarı Aktif Süspansiyon Sistemi

Hibrid yarı aktif süspansiyon sisteminin kontrol kuralı ise 4.35 - 4.37 ifadelerinde gösterilmiştir. Sistemin kontrol kuralı skyhook benzeri ikili kontrol ve groundhook benzeri ikili kontrol kurallarının bir bileşimi şeklindedir. İdeal durum söz konusu olduğunda asılı olan kütle ve asılı olmayan kütle için bağıntılar 4.31 ve 4.32 de verilmiştir.

$$m_s \ddot{x}_s + k_s(x_s - x_u) + \alpha C_{high} \dot{x}_s = 0 \rightarrow F_{d_sky} = C_{high} \alpha \dot{x}_s \quad (4.31)$$

$$m_u \ddot{x}_u + b_u(\dot{x}_u - \dot{u}) + k_u(x_u - u) = k_s(x_s - x_u) + (1 - \alpha) C_{high} \dot{x}_u \rightarrow$$

$$F_{d_gnd} = C_{high} \alpha \dot{x}_s \quad (4.32)$$

Fiziksel olarak uygulanabilir durum için geçerli olan denklemler ise 4.33 ve 4.34 bağıntılarında verilmiştir.

$$m_s \ddot{x}_s + k_s (x_s - x_u) + F_d = 0 \quad (4.33)$$

$$m_u \ddot{x}_u + b_u (\dot{x}_u - \dot{u}) + k_u (x_u - u) = k_s (x_s - x_u) + F_d \quad (4.34)$$

Sistem kütleleri için hız farkları ve yönleri gözönüne alındığında altı durum için F_d kuvvetinin fiziksel olarak uygulanabilir durum için şiddetine karar verilebilir. Kontrol kuralı oluşturmak için Tablo 4.2’de yedi adet durum gösterilmiştir.

Tablo 4.2 : Hibrid Kontrol Kuralı

$\dot{x}_s$	+	+	+	-	-	-	-/+
$\dot{x}_u$	+	+	-	-	-	+	-/+
$\dot{x}_s - \dot{x}_u$	+	-	+	-	+	-	0
Skyhook Kuvveti	✓	—	✓	✓	—	✓	—
Groundhook Kuvveti	—	✓	✓	—	✓	✓	—
F_d	F_{d_sky}	F_{d_gnd}	$F_{d_sky} + F_{d_gnd}$	F_{d_sky}	F_{d_gnd}	$F_{d_sky} + F_{d_gnd}$	0

Tablo 4.2 F_{d_sky} ve F_{d_gnd} ’ dan yararlanılarak 4.37 kontrol kuralı ifadesi oluşturulabilir. Kontrol ifadesinde kullanılmak üzere D doğruluk fonksiyonu 4.35 ve 4.36 ifadelerindeki gibi oluşturulmuştur.

D fonksiyonu, E şartı doğru olduğunda 1 değerini verir.

$$D(E) = 1 \quad (E \text{ ifadesi doğru olduğu durum için}) \quad (4.35)$$

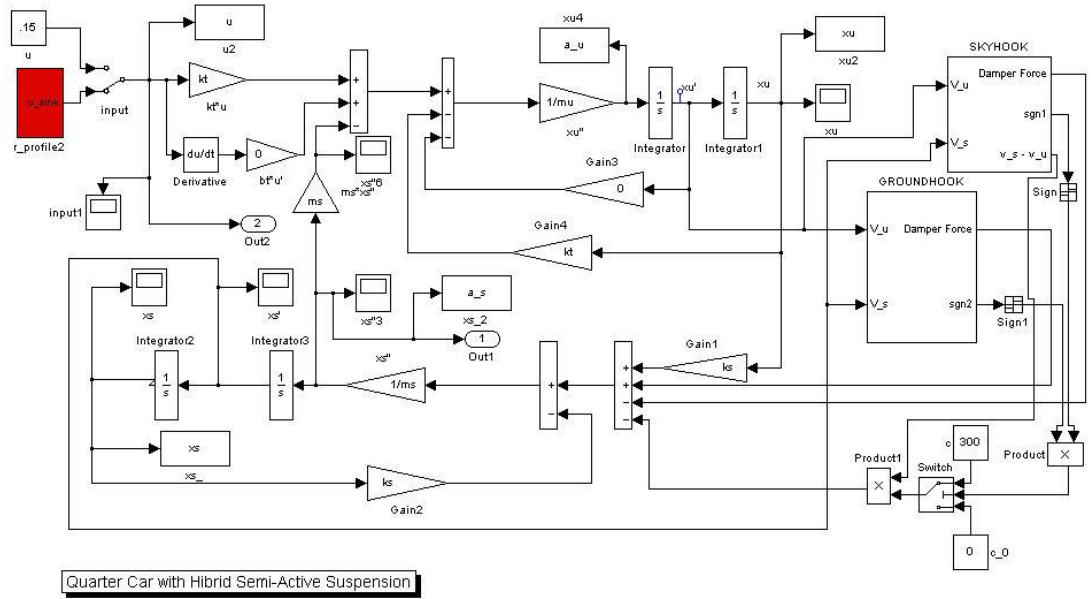
D fonksiyonu, E şartı yanlış olduğunda 0 değerini verir.

$$D(E) = 0 \quad (E \text{ ifadesi yanlış olduğu durum için}) \quad (4.36)$$

Süspansiyon sönümleyicisinin uygulayacağı kuvvet 4.37’deki gibidir [51].

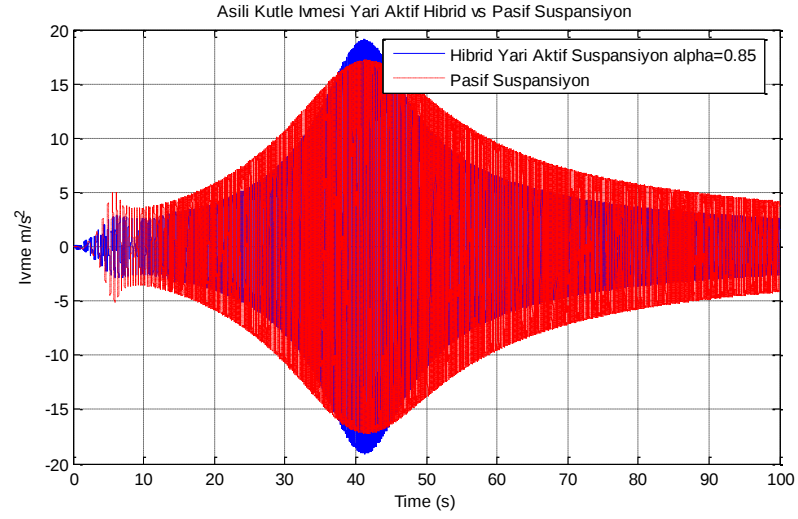
$$F_d = D \left(\dot{x}_s (\dot{x}_s - \dot{x}_u) > 0 \right) F_{d_sky} + D \left(\dot{x}_u (\dot{x}_u - \dot{x}_s) > 0 \right) F_{d_gnd} \quad (4.37)$$

Hibrid sistemde 4.37 ifadesi kullanılarak skyhook benzeri veya groundhook benzeri kontrol'a yakın bir kontrol sistemi α teriminin ayarlanması ile elde edilebilmektedir. Sistem ideal durumdayken asılı kütle ve asılı Hibrid kontrol uygulanmış, Şekil 4.28. deki giriş uygulanarak oluşturulmuş, Matlab/SIMULINK çeyrek araç modeli süspansiyon modeli Şekil 4.46 da gösterilmiştir.

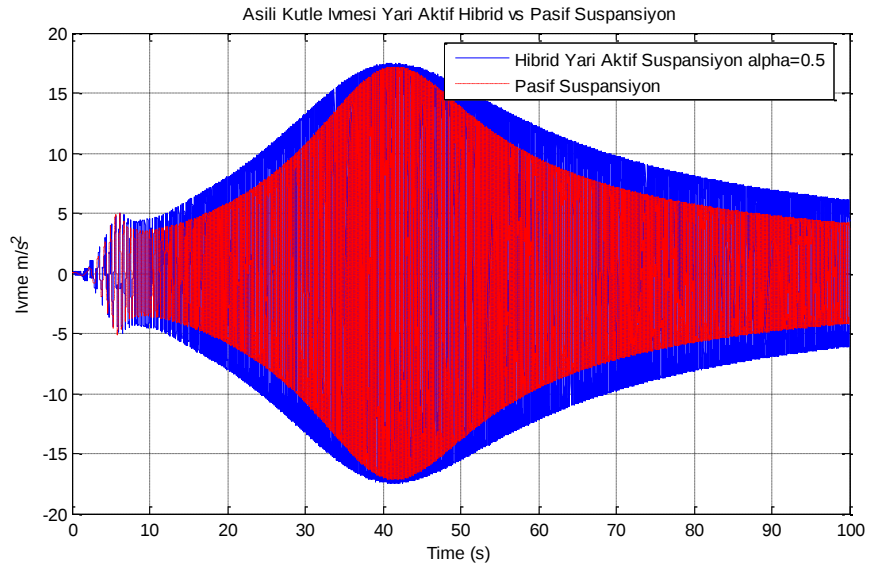


Şekil 4.46 : Hibrid Kontrollü Çeyrek Araç Matlab/SIMULINK Modeli

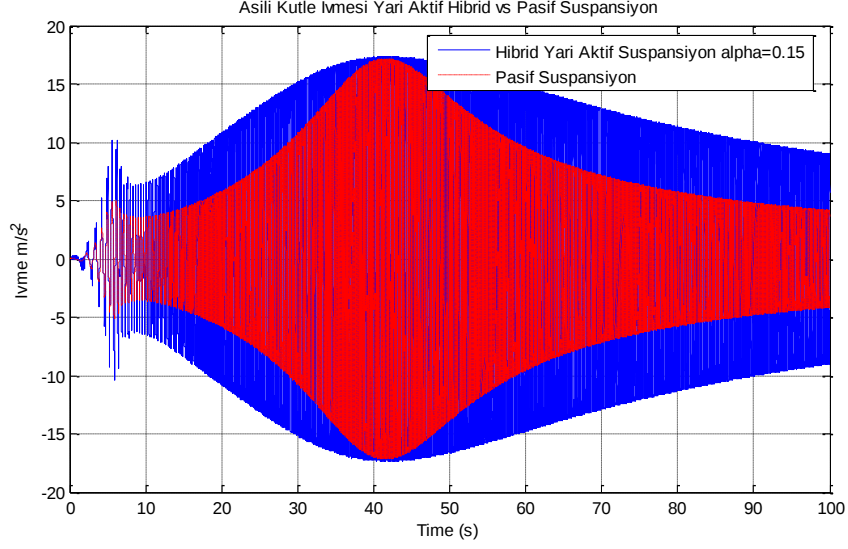
Sistem üzerinde yapılan simülasyonlarda α katsayısı değiştirilerek sistem üzerindeki etki asılı kütle ivmesi ve yer değiştirmesi, asılı olmayan kütle yer değiştirmesi açısından incelenmiştir.



Şekil 4.47 : Asılı Kütleye İvme Yarı Aktif Hibrid Süspansiyon $\alpha=0.85$ ve Pasif Süspansiyon



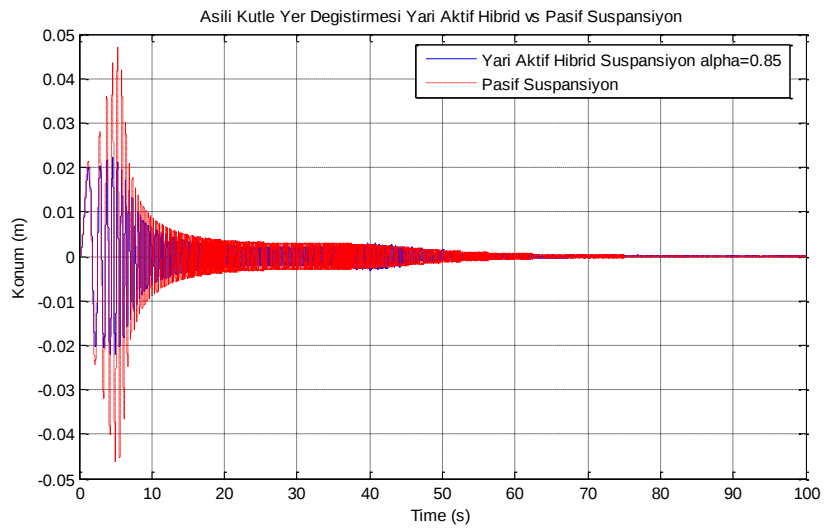
Şekil 4.48 : Asılı Kütleye İvme Yarı Aktif Hibrid Süspansiyon $\alpha=0.5$ ve Pasif Süspansiyon



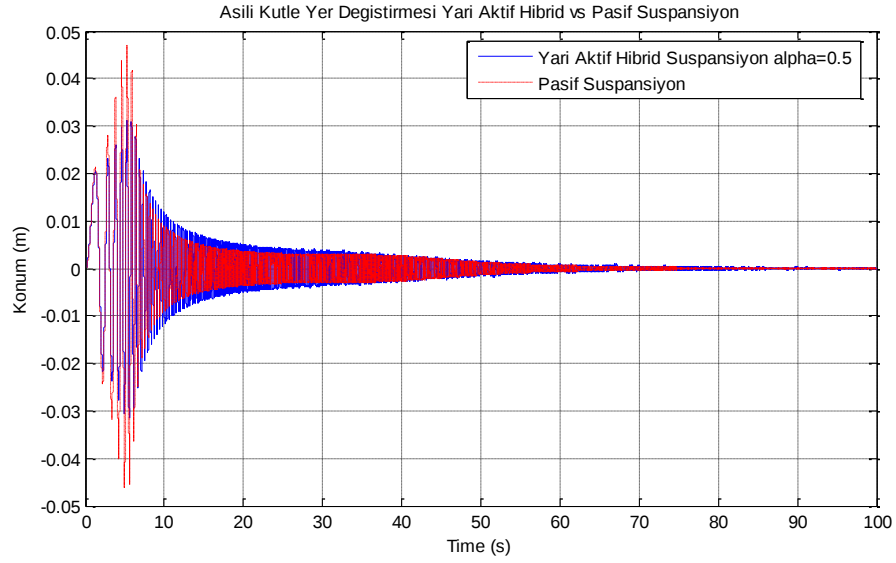
Şekil 4.49 : Asılı Kütle İvmesi Hibrid Süspansiyon $\alpha=0.15$ ve Pasif Süspansiyon

Şekil 4.47 – 4.49 incelendiğinde α 'nın yükselmesiyle skyhook karakteristiğine yakın sonuçlar elde edildiği ve α 'nın düşmesi ile de groundhook karakteristiğine yakın sonuçlar elde edildiği görülmüştür. $\alpha=0.85$ olduğu durumda ikinci tepe noktası dışındaki noktalarda ivmede avantaj sağlanmıştır. İkinci tepe noktası civarında $\alpha=0.85$ katsayılı hibrid kontrollü yarı aktif süspansiyon, tamamen skyhook durumuna göre avantajlı sonuçlar verdiği görülmüştür.

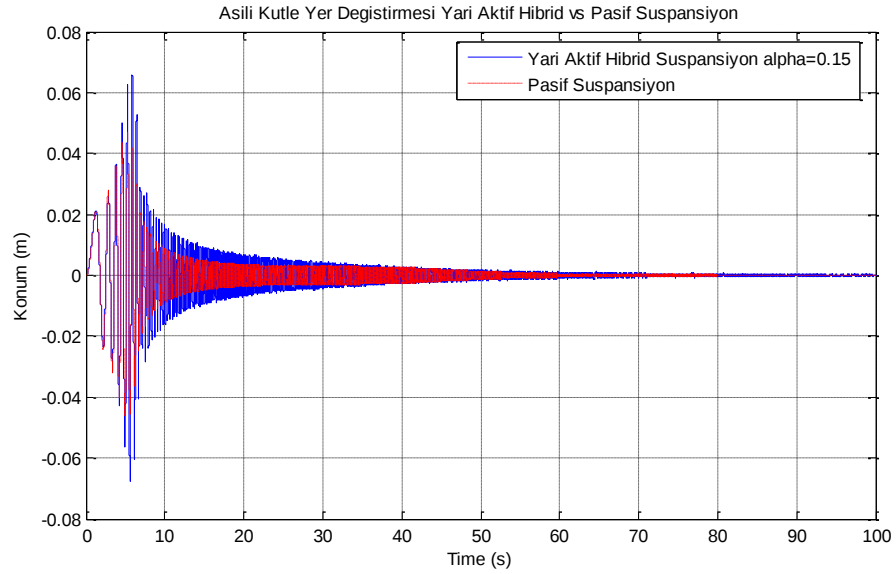
Hibrid kontrol kuralı uygulamalarında asılı kütle yer değişimi üzerinde α değişiminin etkisi incelenirse Şekil 4.50-Şekil 4.52 elde edilir.



Şekil 4.50 : Asılı Kütle Yer Değiştirmesi Hibrid Yarı Aktif Kontrol $\alpha=0.85$ ve Pasif Süspansiyon



Şekil 4.51 : Asılı Kütle Yer Değişirmesi Hibrid Yarı Aktif Kontrol $\alpha=0.5$ ve Pasif Süspansiyon

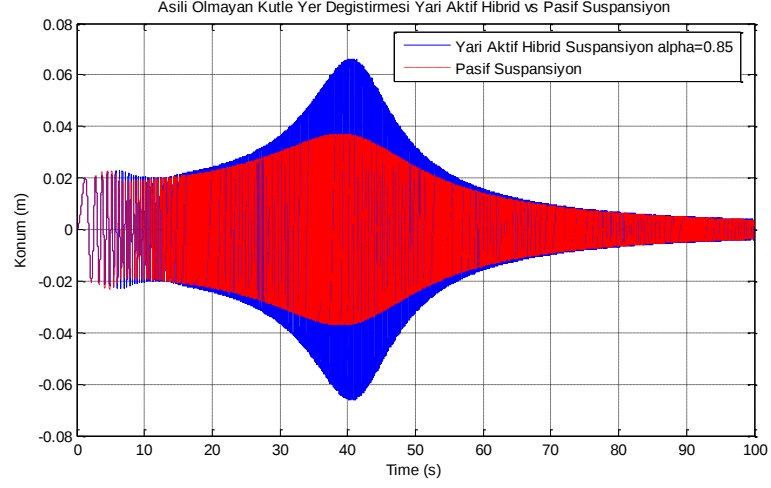


Şekil 4.52 : Asılı Kütle Yer Değişirmesi Hibrid Yarı Aktif Kontrol $\alpha=0.15$ ve Pasif Süspansiyon

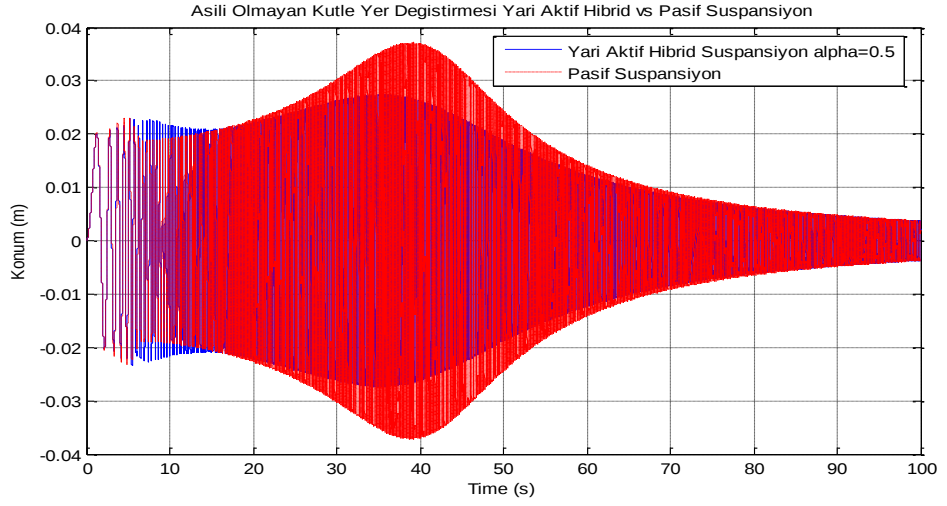
Şekil 4.45. 'de $\alpha=0.85$ olduğu durumda asılı kütle yer değişimi pasif sisteme göre daha iyi sonuçlar verdiği gözlenebilir aynı zamanda bu sistem tamamen skyhook durumunda görülen ikinci tepe noktası civarındaki bozulmaları da yok etmiştir. $\alpha=0.5$ olduğu durumda ise birinci tepe noktasında başarılı sonuçlar alınırken diğer frekanslarda pasif süspansiyona oranla daha kötü sonuçlar alınmıştır. $\alpha=0.15$ iken

sistem karakteristiği groundhook süspansiyona yakın olduğu için asılı kütle yer değişminde pasif süspansiyona göre daha kötü sonuçlar alınmıştır.

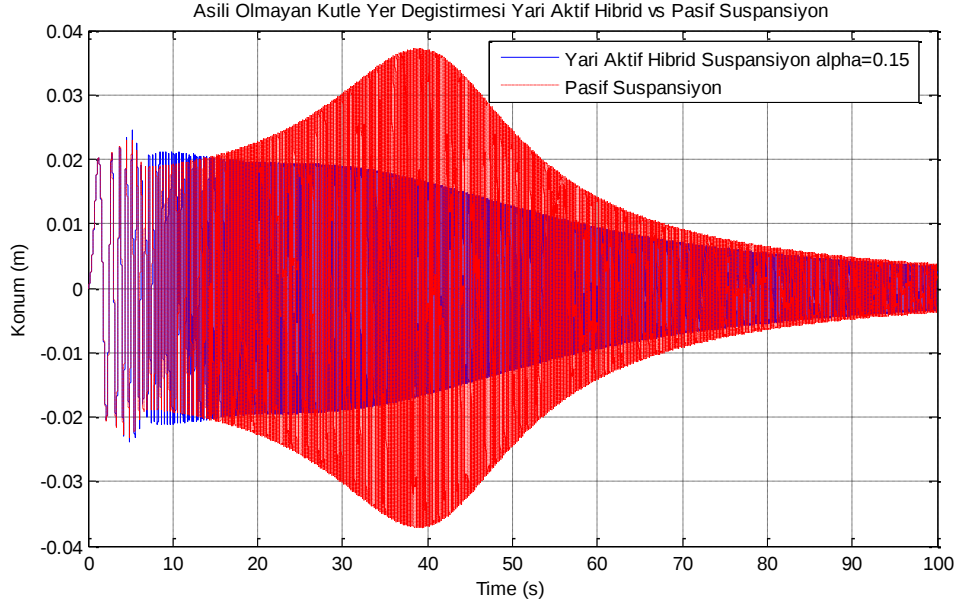
Hibrid kontrol kuralı uygulanan bir sistem için yol tutuş özellikleri değişik α değerleri için incelenirse Şekil 4.53-4.55 oluşturulabilir.



Şekil 4.53 : Asılı Olmayan Kütle Yer Değiştirmesi Hibrid Yarı Aktif Kontrol $\alpha=0.85$ ve Pasif Süspansiyon



Şekil 4.54 : Asılı Olmayan Kütle Yer Değiştirmesi Hibrid Yarı Aktif Kontrol $\alpha=0.5$ ve Pasif Süspansiyon



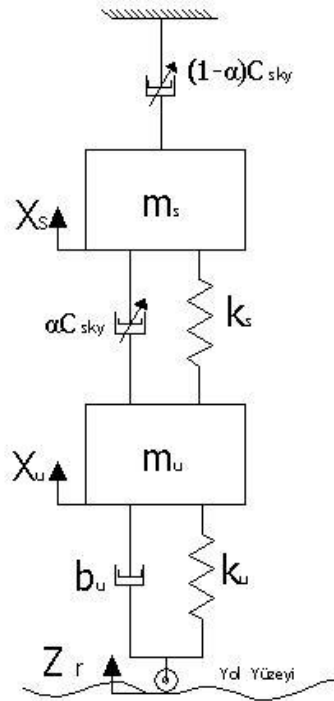
Şekil 4.55 : Asılı Olmayan Kütle Yer Değişikliği Hibrid Yarı Aktif Kontrol $\alpha=0.15$ ve Pasif Süspansiyon

Hibrid kontrol uygulamalarında α 'nın düşüşü ile yol tutuş açısından daha iyi sonuçlar elde edilmiştir. Özellikle ikinci tepe noktasında asılı olmayan kütle yer değişikliğinde iyileşmeler sağlanmıştır.

Hibrid kontrol uygulanmış bir sistemde eğer α EKÜ tarafından değiştirilebilir bir büyüklük olarak tanımlanırsa ve yol koşullarına göre α katsayısı değiştirilirse, sönümleyicinin sönümleme katsayısı gereken kuvvetleri sağlamak amacıyla voltaj değerleri değiştirilerek ayarlanabilir. Bu sayede bir süspansiyon sistemi içinde yol tutuş açısından olduğu kadar konfor açısından da iyi sonuçlar almak mümkün olabilir.

5. AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ

Aktif süspansiyon sistemleri, pasif süspansiyon sistemlerine göre sürüş konforu ve araç dinamiği üzerindeki olumlu etkileri sebebiyle kullanımının artması muhtemel süspansiyon sistemleridir. Aktif süspansiyonlarda bir aktüatör çeşitli kontrol algoritmalarına göre gerekli kuvveti sisteme vermektedir. Sistemin kontrolü ise bir elektronik kontrol ünitesi (EKÜ) ile sağlanmaktadır. Sistem bu tez kapsamında öncelikle bir çeyrek araç modeli üzerinde kullanılacaktır. Sistem kontrolü olarak Skyhook [39] tabanlı kontrol sistemi uygulanacaktır. Skyhook sisteminin temeli aracın asılı kütlelerinin, aracın dışında sabit bir noktaya bağlı bir şok emici ile sönümlenmesidir. Sistemin genel görüntüsü Şekil 5.1 'de belirtilmiştir.



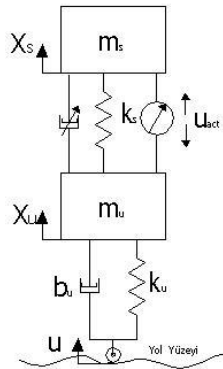
Şekil 5.1 : Skyhook Aktif Süspansiyon Sistemi

Şekil 5.1'den de görülebileceği gibi C_{sky} pasif sistemin sönümleme katsayısı ve $\alpha=1$ alınırsa sistem pasif süspansiyon sistemi ile eşdeğer olacaktır. $\alpha=0$ olduğu durumda ise ideal skyhook bağlantısı elde edilir. Skyhook tabanlı kontrol sistemi araca yüksek sürüş konforu sağlar. Skyhook tabanlı kontrol sistemi aracın asılı kütlesini sönümleyerek 1-5 Hz civarındaki titreşimlerin asılı kütleye iletimini sınırlar. 1-5 Hz arası frekanslar, bir pasif süspansiyon sistemi için ilk rezonans noktasını içinde bulundurur. Pasif bir süspansiyon sisteminin ikinci rezonans değeri yaklaşık 10 Hz civarındadır, fakat Skyhook tabanlı kontrol sistemi daha çok yol tutuş için önemli olan bu frekanslardaki sönümlemelerde etkisiz kalır [39]. Sistem denklemleri (5.1) ve (5.2) deki gibi düzenlenebilir [13].

$$m_u \ddot{x}_u = k_s(x_s - x_u) + \alpha c_{sky}(\dot{x}_s - \dot{x}_u) + k_u(u - x_u) \quad (5.1)$$

$$m_s \ddot{x}_s = k_s(x_u - x_s) + c_{sky}(-\dot{x}_s) + \alpha c_{sky} \dot{x}_u \quad (5.2)$$

Şekil 5.1'deki şeklin gerçek bir otomobil üzerinde oluşturulması imkansızdır. Çünkü bir tarafı asılı kütleye bağlı bulunan sönümleyicinin diğer tarafının bağlanabileceği ve araçtan bağımsız yere sabit bir nokta bulunmamaktadır. Bu sebeple asılı kütleye etkiyen kuvvetin aktif süspansiyon aktüatörü tarafından simüle edilmesi gerekmektedir. Sistemin araca uygulanabilir bir örneği Şekil 5.2' deki gibi gösterilebilir. Şekil 5.1'deki sistemin matematiksel olarak oluşturulabilmesi için Şekil 5.2'de sisteme kuvvet veren aktüatörün sağladığı u kuvvetinin (5.1) ve (5.2) denklemlerinin Skyhook sönümleyiciyle ilgili terimlerini sağlaması gerekmektedir.



Şekil 5.2 : Aktüatör Kuvveti İle Oluşturulan Aktif Süspansiyon Sistemi

Şekil 5.2'de oluşturulan sistemin denklemleri ve skyhook etkisini sağlamak için gerekli u kuvvetinin ifadesi aşağıdaki gibidir [13].

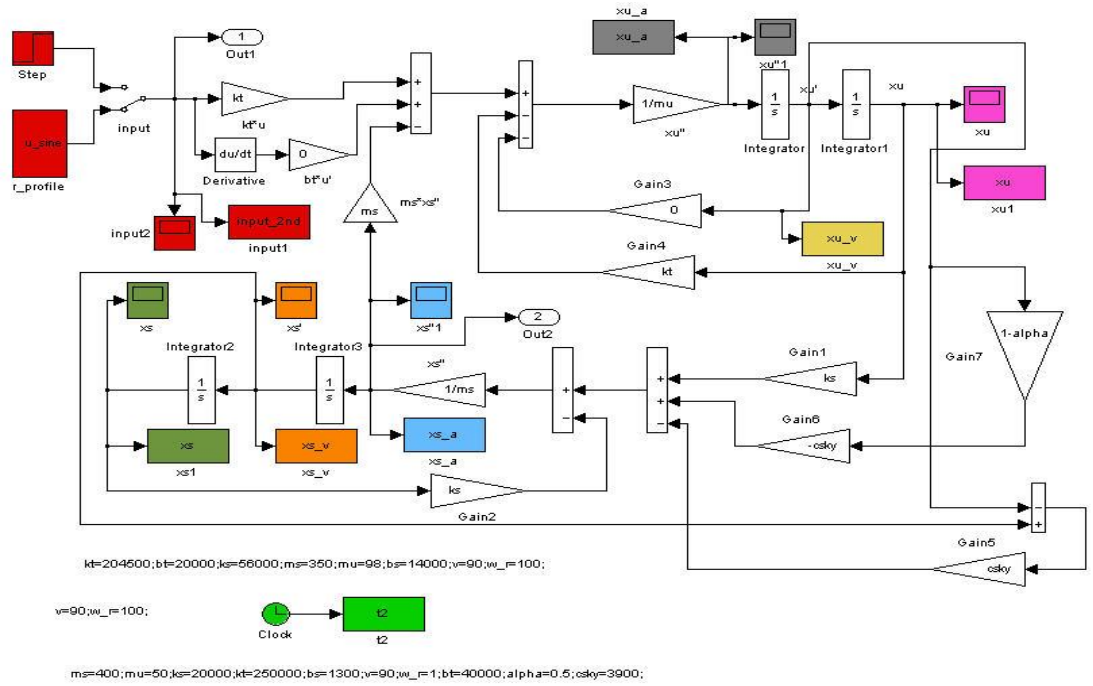
$$m_s \ddot{x}_s = k_s(x_u - x_s) + b_s(\dot{x}_u - \dot{x}_s) + u_{act} \quad (5.3)$$

$$m_u \ddot{x}_u = k_s(x_s - x_u) - b_s(\dot{x}_u - \dot{x}_s) + k_u(u - x_u) - u_{act} \quad (5.4)$$

$$u_{act} = -c_{sky}(1 - \alpha) \dot{x}_u \quad (5.5)$$

$$b_s = c_{sky} \quad (5.6)$$

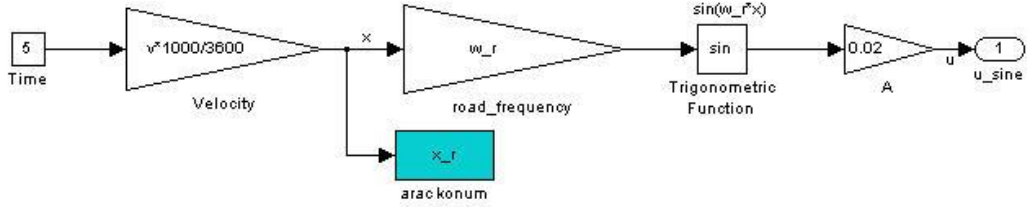
$\alpha \neq 1$ olduğunda (5.3)-(5.5), (5.1)-(5.2)'yi yaklaşık olarak sağlayacak, $\alpha = 1$ olduğunda ise (5.1)-(5.2) tam olarak sağlanacaktır. Sistemin MATLAB/Simulink uygulaması aşağıdaki gibidir;



Şekil 5.3 : Skyhook Etkisi Sağlayan Aktif Süspansiyon Simulink Diyagramı

5.1 Skyhook Aktif Süspansiyon Simülasyon Sonuçları

MATLAB/Simulink kullanılarak kurulan modelde sisteme giriş olarak frekansını değiştirebildiğimiz bir sinüs dalgası, yol profilini temsil etmesi amacı ile girilmiştir. (Şekil 5.4)



Şekil 5.4 : Yol Profili Simülasyonu

Yapılan simülasyonlarda çıkış olarak şasi ivmesi ve giriş olarak ise tekerlek girişi (z_r) kullanılmıştır (5.7).

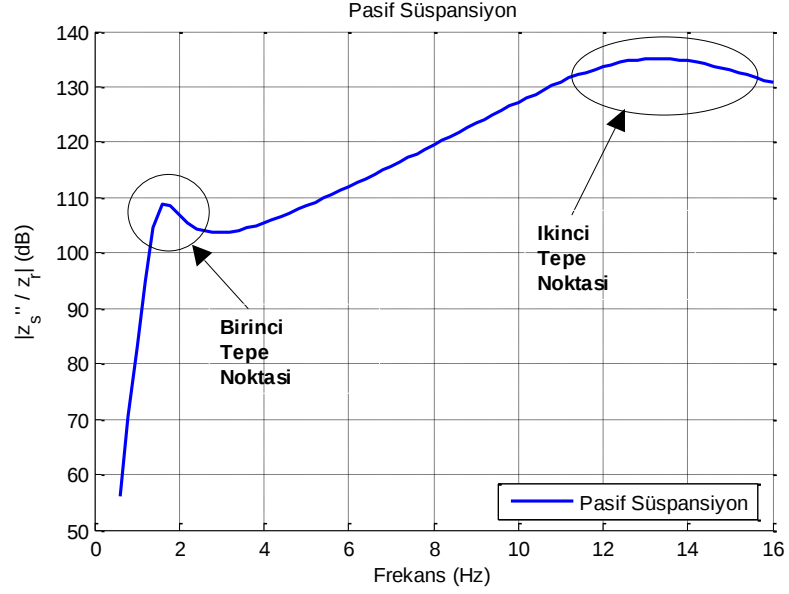
$$\left| \ddot{x}_s / u \right|_{dB} = 20 \log_{10} \left(\frac{\left| \ddot{x}_s \right|_{ss}}{\left| u \right|_{ss}} \right) \quad (5.7)$$

Değişen frekans değerleri için yapılan simülasyonlarda, sistem sürekli rejime ulaştığında asılı kütle ivmesinin alt ve üst tepe noktaları arasındaki değerinin sistem giriş genliğinin alt ve üst tepe noktaları arasındaki oranı kullanılarak frekans cevapları Matlab/Simulink ortamında oluşturulmuştur. Sisteme ait C_{sky} Sky-Hook sönümleme değerleri ve α değiştirilerek sistemin davranışı incelenmiştir. Sistem verileri olarak [3]'den alınan araç verileri kullanılmıştır (Tablo 5.1).

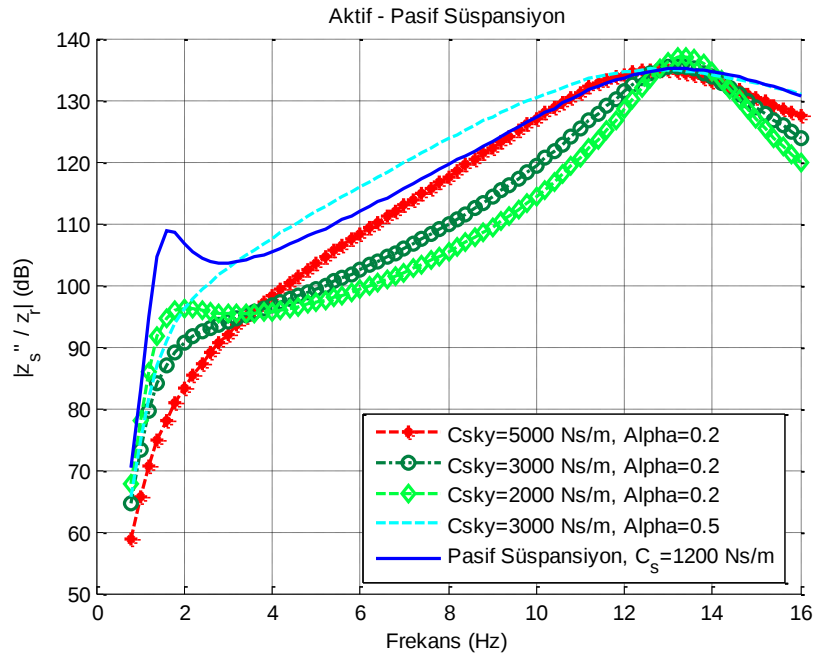
Tablo 5.1 : Süspansiyon Verileri

Değişken	Değer	Birim
Asılı Kütle (m_s , Çeyrek Araç)	216,75	kg
Asılı Olmayan Kütle (m_u , Çeyrek Araç)	28,85	kg
Süspansiyon Yay Katsayısı (k_s)	21,700	N/m
Tekerlek Yay Katsayısı (k_t)	184,000	N/m
Pasif Süspansiyon Sönümleme Katsayısı (C_s)	1,200	Ns/m

Sistemi konfor açısından incelediğimizde 0-15 Hz. arasında oluşan şasi ivmelenmesi rahatsız edici bir etkindir (Şekil 5.5). 0-5 Hz civarında oluşan birinci tepe bölgesi ve 10-15 Hz arasında oluşan ikinci tepe bölgesi konfor açısından en tehlikeli yerlerdir. Aktif süspansiyon kullanımının C_{sky} ve α değerlerine bağlı olarak bu aralıktaki frekans cevabının nasıl etkilendiği incelenmiştir ve sonuç Şekil 5.6'da gösterilmiştir.



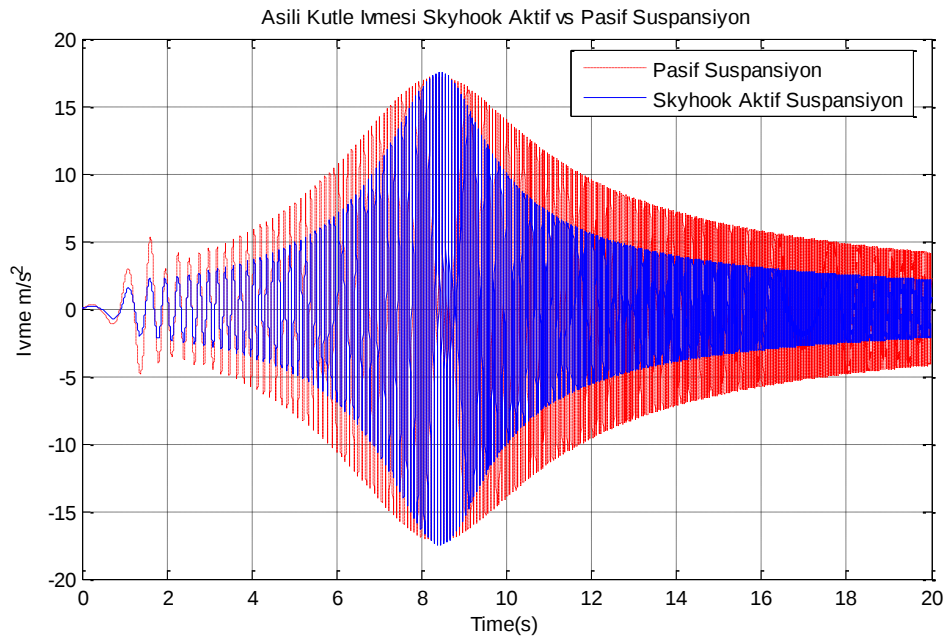
Şekil 5.5 : Pasif Süspansiyon



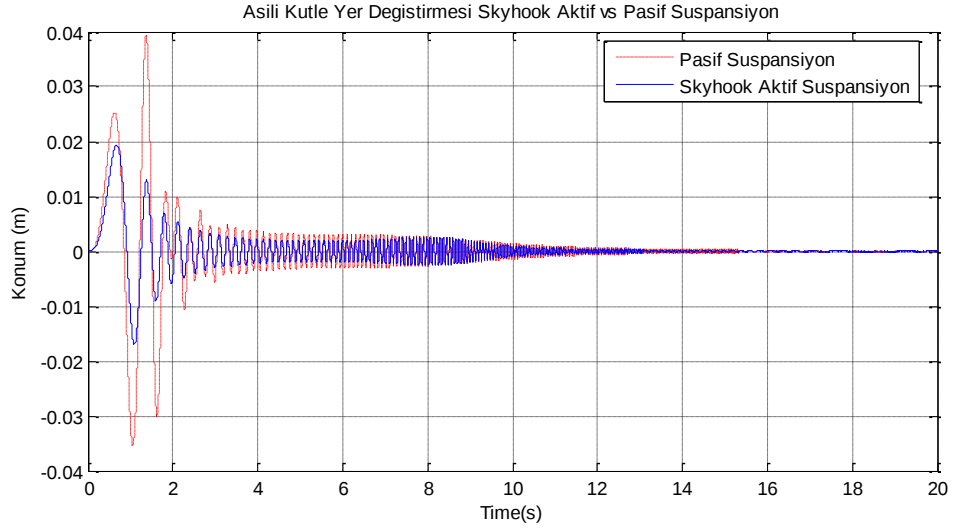
Şekil 5.6 : Aktif ve Pasif Süspansiyon Karşılaştırması

Şekil 5.6. da görüldüğü gibi C_{sky} ve α 'nın seçimi aktif süspansiyon karakteristiğinde büyük rol oynamaktadır. C_{sky} değerinin yükselmesi birinci tepe bölgesinde olumlu etkiler yapmasına rağmen 3-12 Hz civarında pasif süspansiyona göre fazla avantaj sağlamamaktadır. C_{sky} değerinin düşürülmesi ile birinci tepe noktasında C_{sky} 'ın yüksek değerlerine göre daha kötü bir performans olduğu gözlemlenebilir, aynı şekilde ikinci tepe noktasında da pasif süspansiyona bile oranla kötü sonuçlar verdiği gözlenmiştir. α seçimi ise sistemin genel karakteristiğini oldukça etkilemektedir. α 'nın 0,3 ve daha küçük değerleri için sistemin sonuçlarının daha iyi olduğu gözlenmiştir. Fakat her iki katsayının değişen değerlerine rağmen ikinci tepe noktasında bir iyileşme sağlanamadığı görülmüştür [39].

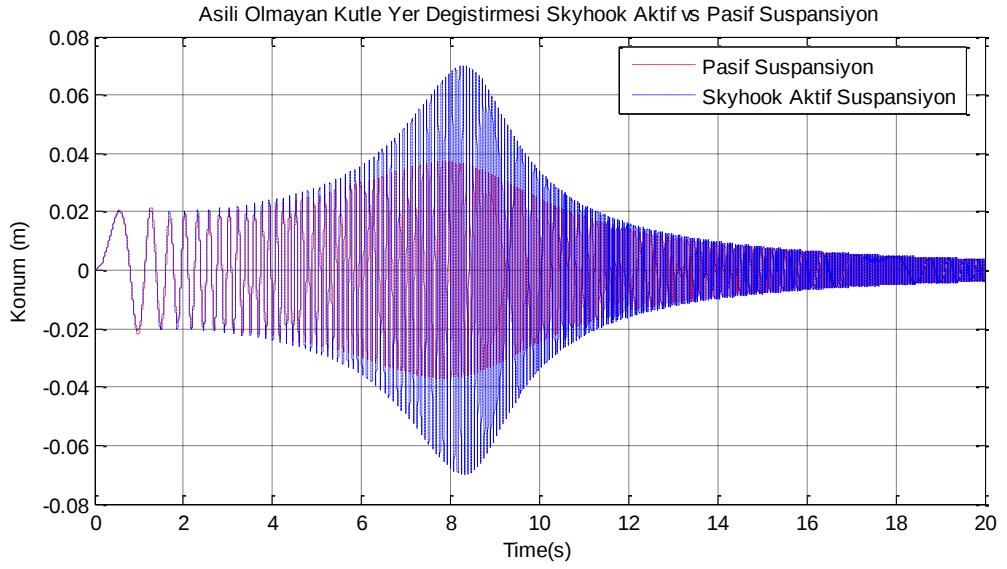
Skyhook aktif süspansiyon için 0-16 Hz arasında zamanla artan frekansta dalga girişleri uygulanarak, $\alpha = 0.2$ ve $C_{sky} = 3000$ Ns/m için çeşitli simulasyon sonuçları Şekil 5.7-Şekil 5.9 da gösterilmiştir.



Şekil 5.7 : Asılı Kütleye İvme Skyhook Aktif ve Pasif Süspansiyon



Şekil 5.8 : Asılı Kütle Yer Değiştirilmesi Skyhook Aktif ve Pasif Süspansiyon

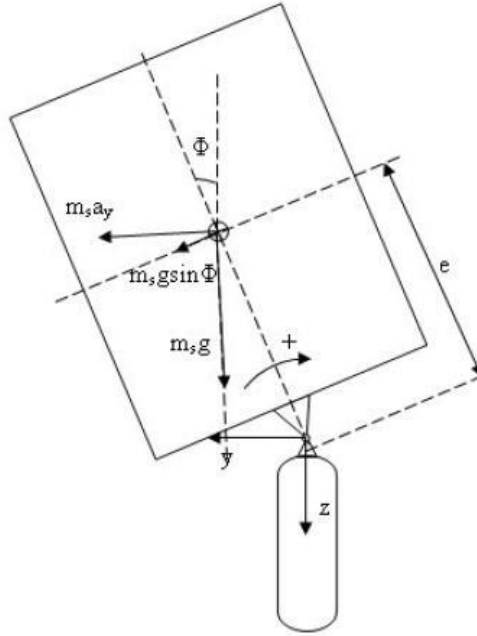


Şekil 5.9 : Asılı Olmayan Kütle Yer Değiştirilmesi Skyhook Aktif ve Pasif Süspansiyon

Şekil 5.7-5.9 da görüldüğü gibi Skyhook aktif süspansiyon sistemi ilk tepe noktası civarında asılı kütle ivmesi ve yer değiştirmesi bakımından avantajlar sağlamış fakat ikinci tepe noktası civarında ise etkisiz kalmıştır. Yol tutuş açısından ise ikinci tepe noktası civarında pasif süspansiyon sistemine göre daha kötü sonuçlar vermiştir.

5.2 Aktif Süspansiyon ve Devrilme Engelleyici Kontrolü

Bir önceki bölümde aktif süspansiyon sistemlerin sürüş konforu açısından incelemiştik. Bu bölümde ise sisteme bir kuvvet olarak etkiyen aktif süspansiyon sisteminin dönüş manevraları sırasında aracın yatayla yaptığı yalpa açısının azaltılması konusunda kullanılması durumu incelenecektir. Model olarak aracın dönme ve yalpa hareketlerinin gözlenebildiği bir modelden yararlanılacaktır [41]. Bir çeşit “ tek izli araç modeli” olarak adlandırılabilir bu model ön ve arka aksları tek bir kütle olarak düşünülmesi ve aracın yalpa hareketini yapan kısmının ise aksa bağlı bir kütle olarak düşünülmesi ile oluşturulmuştur (Şekil 5.10).



Şekil 5.10 : Kullanılan Model [41]

Aracın kuvvet ve moment denklemleri (5.8) - (5.13)'te verilmiştir [41].

X eksenini doğrultusunda

$$\begin{aligned}\Sigma F_x &= m a_x \\ \Sigma F_x &= m \left[\dot{v} \cos \beta - v \left(\dot{\beta} + \dot{\Psi} \right) \sin \beta \right] \quad (5.8)\end{aligned}$$

Y eksenini doğrultusunda

$$\begin{aligned}\Sigma F_y &= m a_y + m_s e \ddot{\phi} \\ \Sigma F_y &= m \left[\dot{v} \sin \beta + v \left(\dot{\beta} + \dot{\Psi} \right) \cos \beta \right] + m_s e \ddot{\phi}\end{aligned}\quad (5.9)$$

Z eksenini etrafındaki moment eşitliği

$$\Sigma M_z = I_{zz} \ddot{\Phi} - I_{xz} \ddot{\Psi} - I_{xy} \dot{\Phi}^2 - I_{yz} \dot{\Psi} \dot{\Phi} \quad (5.10)$$

(5.10) nolu denklemdeki I_{xy} ve I_{yz} atalet çarpanlarını içeren bileşenlerin $\dot{\Phi}^2$ ve $\dot{\Psi} \dot{\Phi}$ ifadeleri çok küçük olduğundan göz önüne alınmayacaktır [41]. Sadeleştirilmiş Z eksenini etrafındaki moment eşitliği (5.11)'deki gibidir [41].

$$I_{zz} \ddot{\Psi} - I_{xz} \ddot{\Phi} = F_{y_f} l_f \cos \delta_f - F_{y_r} l_r \cos \delta_r \quad (5.11)$$

x eksenini etrafında moment ifadesi ise (5.12) gibidir.

$$\Sigma M_z = I_{xx} \ddot{\Phi} - I_{xz} \ddot{\Psi} + I_{xy} \dot{\Psi} \dot{\Phi} + I_{yz} \dot{\Psi}^2 \quad (5.12)$$

(5.12) denkleminde de $\dot{\Phi}^2$ ve $\dot{\Psi} \dot{\Phi}$ çok küçük olduğundan bu bileşenleri içeren çarpanlar gözönüne alınmayacaktır. Sadeleştirilmiş x eksenini etrafında moment ifadesi (5.13)'te gösterilmiştir [41].

$$\begin{aligned}I_{xx} \ddot{\Phi} - I_{xz} \ddot{\Psi} &= -m_s \left[\dot{v} \sin \beta + v \left(\dot{\beta} + \dot{\Psi} \right) \cos \beta \right] e \cos \Phi \\ &+ m_s g e \sin \Phi - \frac{\partial L}{\partial \Phi} \dot{\Phi} - \frac{\partial L}{\partial \dot{\Phi}} \dot{\Phi}\end{aligned}\quad (5.13)$$

Denklemlerde kullanılan değişkenler

m_s = Asılı Kütle (kg).

I_{zz} = Z eksenini etrafındaki atalet moment (kgm²).

l_f = Arka aks-ağırlık merkezi mesafesi.

l_r = Ön aks-ağırlık merkezi mesafesi.

C_f = Ön tekerlek dönüş sertliği.

C_r = Arka tekerlek dönüş sertliği.

V = Araç kütle merkezi hızı.

δ_f = Ön tekerlek dönme açısı.

δ_r = Arka tekerlek dönme açısı.

g = Yerçekimi ivmesi.

β = Yanal kayma açısı.

Ψ = Dönme Açısı.

I_{xx} = X eksenindeki atalet momenti.

I_{xz} = Aracın XZ atalet çarpanı.

F_{yf} = Ön tekerlek yanal kuvveti.

F_{yr} = Arka tekerlek yanal kuvveti.

$\frac{\partial L}{\partial \Phi}$ = Yalpa yay sabiti.

$\frac{\partial L}{\partial \dot{\Phi}}$ = Yalpa sönümlenme sabiti.

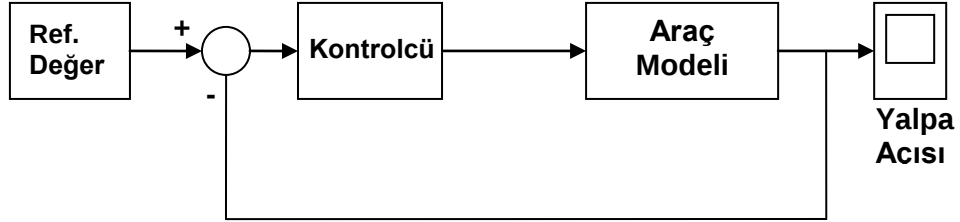
Φ = Aracın yalpa açısı.

c.g. = Araç kütlesinin ağırlık merkezi.

e = m_s ve c.g. arası uzaklık

şeklinde ifade edilebilir.

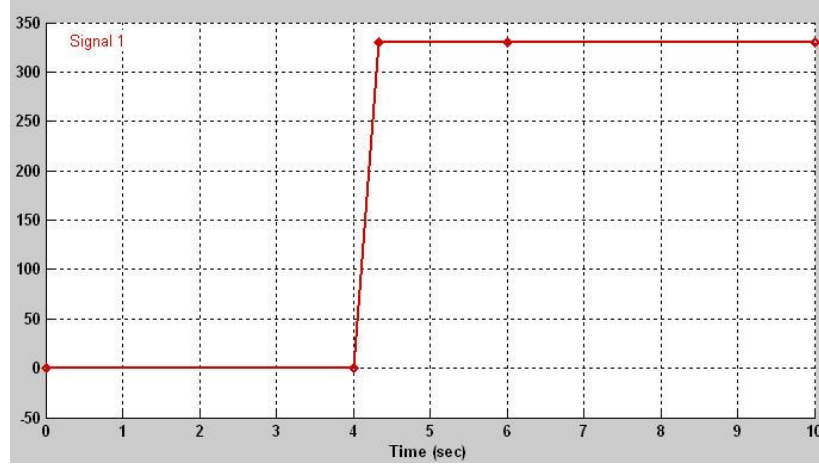
Sistemde yalpa açısını azaltmak ve yalpa açısı değişme hızını azaltmak için kontrolcü eklenmelidir. Sistemin kontrol şeması Şekil 5.11'de verilmiştir.



Şekil 5.11 : Sistem Kontrol Şeması

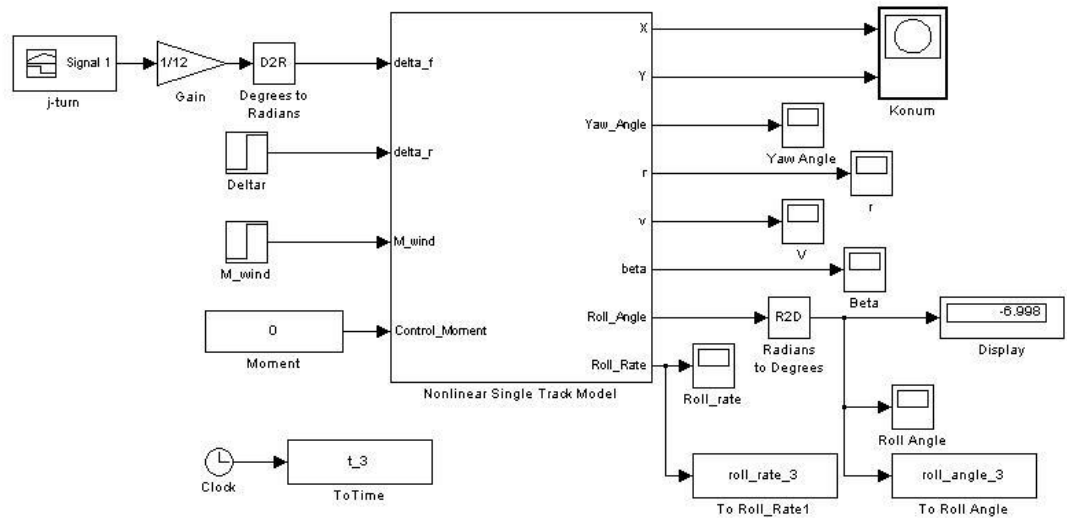
5.2.1 Devrilme engelleyici kontrol simülasyonları

Devrilme engelleyici kontrol simülasyonlarında Şekil 5.10.'daki sistem Matlab /Simulink ortamında oluşturulacak, doğrusallaştırılacak ve uygun kontrolcüler tasarlandıktan sonra standart J dönüşü manevrası ile test edilecektir. Standart J dönüşü manevrası direksiyon simidinin araç yaklaşık 90 km/h hızla seyrederken, 330 dereceye kadar 1000 derece/sn hızında çevirilip simülasyon süresince aynı konumda tutulması ile oluşturulabilir [41,40]. J dönüşü direksiyon girişi Şekil 5.12'de gösterilmiştir (Şekil 5.12).



Şekil 5.12 : J-Dönüşü Direksiyon Girişi

Bölüm 5.2’de oluşturulan araç modeli Matlab/SIMULINK ile fonksiyon haline getirilirse Şekil 5.13. ‘daki sistem elde edilir;



Şekil 5.13 : Doğrusal Olmayan Yalpa Sertliği Eklenmiş Tek İzli Araç Modeli

Oluşturulan sistem ilk olarak Matlab/Simulink ile giriş, aktif süspansiyon vasıtasıyla sağlanan yalpa eksen momentini ve çıkış ise yalpa açısı olacak şekilde doğrusallaştırılır. Sisteme giriş hızı olarak $v_0 = 25$ m/s girilmiştir. Elde edilen transfer fonksiyonu (5.14) ‘de verilmiştir.

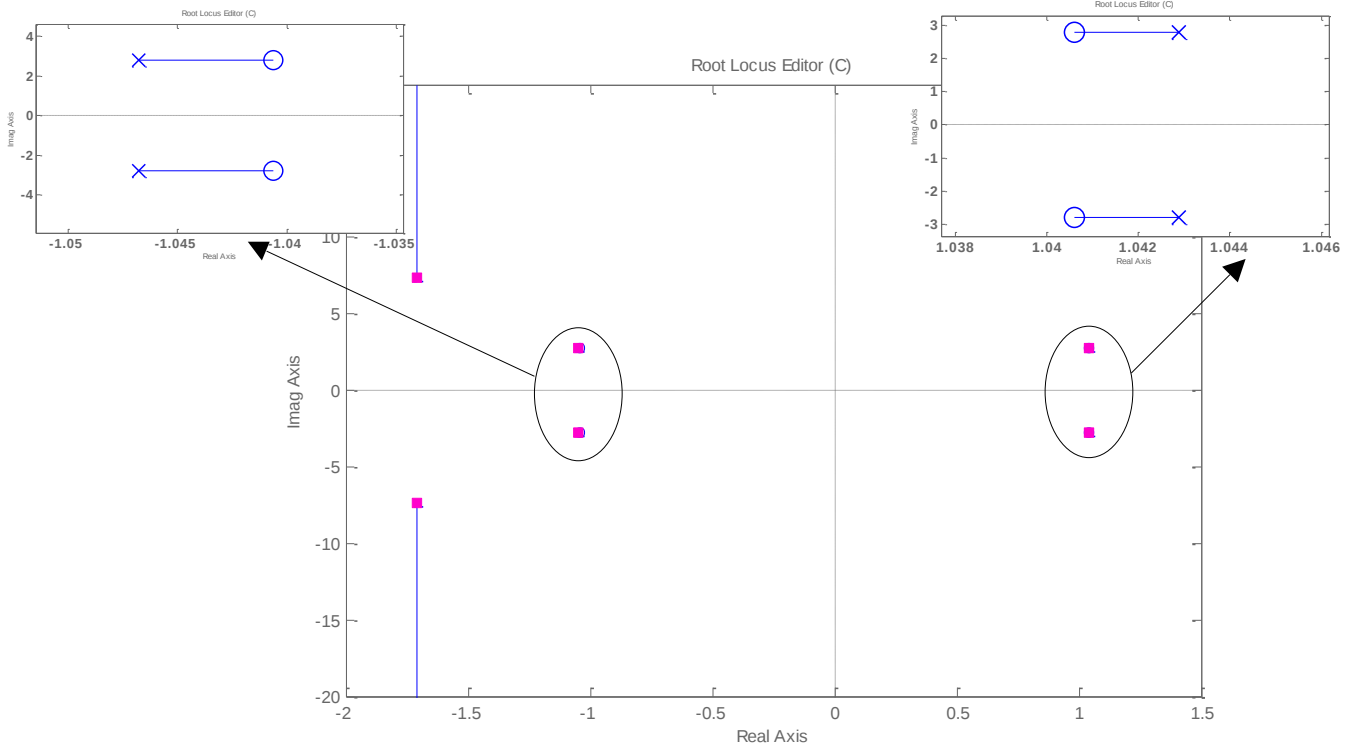
$$\frac{\phi}{M_x} = \frac{0.001333s^4 + 4.737e-018s^3 + 0.01782s^2 - 4.737e-018s + 0.1044}{s^6 + 3.42s^5 + 70.75s^4 + 46s^3 + 843.4s^2 + 271.4s + 4492} \quad (5.14)$$

(5.8) transfer fonksiyonunda s^3 ve s terimleri katsayıları pratik olarak sıfır alınabilir. Bu katsayılar sistemin doğrusallaştırması sırasında oluşan yazılım hatalarından kaynaklanmaktadır.

Bu sistem için ilk olarak Matlab/SISOTOOL yardımı ile bir genel kontrolcü ve PID kontrolcü tasarlanacak ve aktif süspansiyon kuvvetleri ve sistemdeki iyileşmeler gözlemlenecektir.

5.2.2 Kompansatör tasarımı

(5.14) de belirtilen sistemin davranışını istenen hale getirebilmek için kontrolcüyü pol ve sıfır değerleri vererek köklerin geometrik yerinin şekli değiştirilebilir. Sistemin kontrolcüsü bulunmayan açık çevrim köklerin geometrik yeri Şekil 5.14 'te gösterilmiştir;



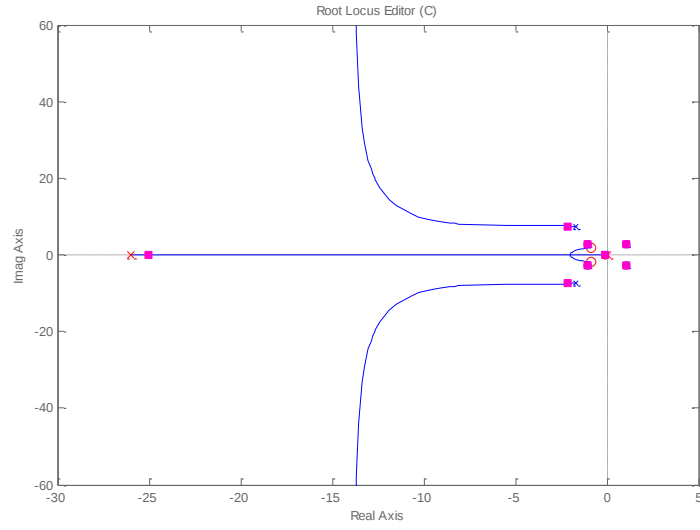
Şekil 5.14 : Kontrol Uygulanmamış Açık Çevrim Sistem

Şekil 5.14'de sistemin pol ve sıfır değerleri şekil üzerinde ayrıntısı verilmiş yerlerde birbirlerini yoketmektedir. Fakat bu pol ve sıfır değerleri modelin fonksiyona çevrilmesi sırasında oluşan sayısal hatalardan dolayı değerleri birbirlerine çok yakın pol ve sıfır değerleri olarak sistemde bulunmaktadır. Sistem için yapılan kontrolcü tasarımlarında bu pol ve sıfır çiftleri yok sayılabilir.

Matlab/SISOTOOL yardımıyla eklenen kök ve sıfırlarla sistem karakteristiği incelenerek kontrolcü tasarımına ulaşılabilmektedir.

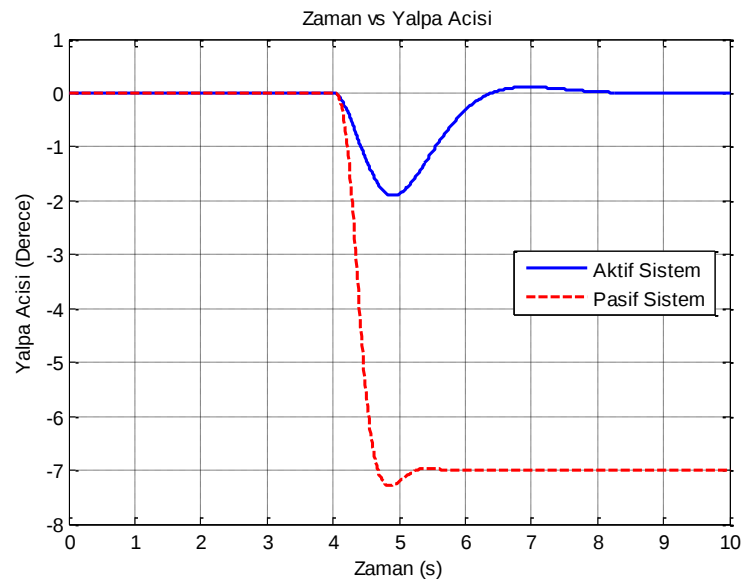
Sisteme (5.15) kontrolcüsü eklendiğinde ise sistemin köklerin geometrik yeri 5.12. gibi olmaktadır.

$$C = \frac{17803.0593 (s^2 + 1.688s + 4.465)}{s(s + 25.97)} \quad (5.15)$$

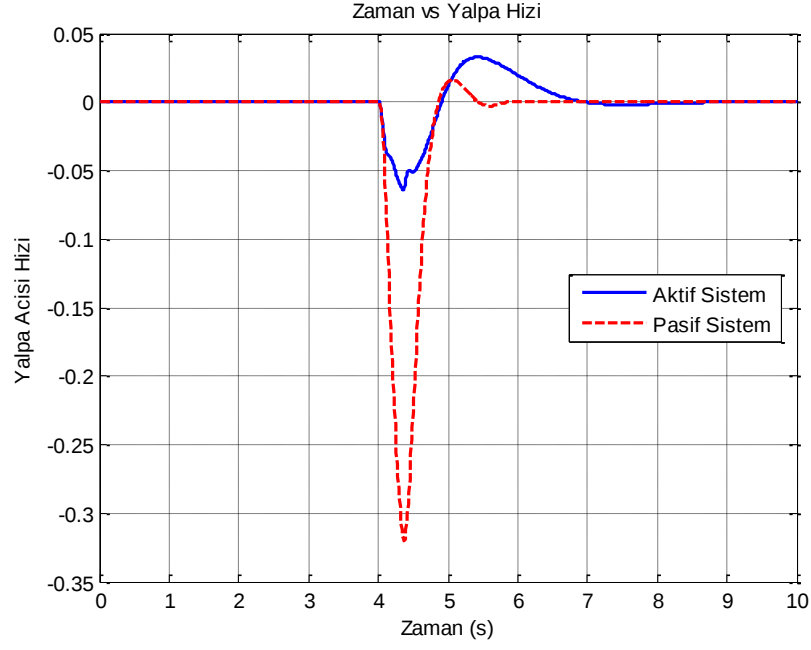


Şekil 5.15 : C Kontrolcüsü Uygulanmış Sistem Kök Eğrisi

Sistemin standart J dönüşü manevrası sonucunda 5.16-5.18 grafikleri elde edilebilir;

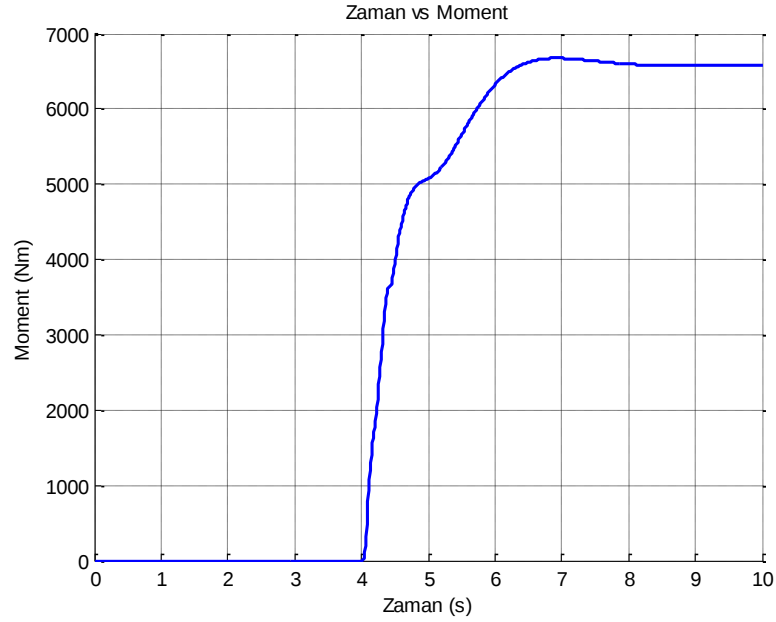


Şekil 5.16 : Yalpa Açısı (C kontrolcüsü Uygulanmış Kapalı Çevrim Sistem)



Şekil 5.17 : Yalpa Hızı (C kontrolcüsü Uygulanmış Kapalı Çevrim Sistem)

Sistem görüldüğü üzere yalpa açısını manevra başladıktan bir süre sonra sıfıra düşürdüğü gibi ayrıca yalpa hızını da düşürerek yanıl ivmeyi önemli oranda azaltmaktadır. Bunun için süspansiyon aktüatörleri tarafından üretilmesi gereken moment Şekil 5.18’de gösterilmiştir.



Şekil 5.18 : Moment Zaman Grafiği (C Kontrolcülü Kapalı Çevrim Sistem)

Şekil 5.18 'de görüldüğü gibi araçta bulunan toplam dört adet aktif süspansiyon aktüatörü maksimum 6700 Nm moment uygulamalıdır. Eğer aracın iki süspansiyon aktüatörü arası mesafe 1.4 m alınırsa, aktüatör başına (5.16)'da gösterildiği gibi 2321 N kuvvet düşer;

$$F_{akt} = \frac{M_x}{4 \times 0.7} = \frac{6700}{4 \times 0.7} = 2392 \text{ N} \quad (5.16)$$

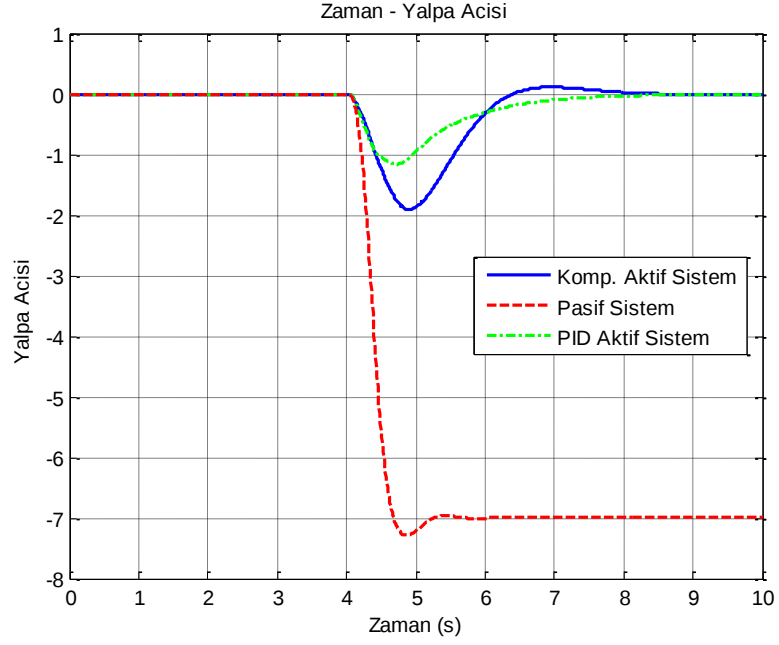
5.2.3 PID devrilme engelleyici kontrolü

Matlab/SIMULINK üzerinde oluşturulmuş modelde SIMULINK'te bulunan PID bloğunun yardımıyla deneme yanılma yöntemiyle kontrol katsayılarını belirlemek mümkündür.

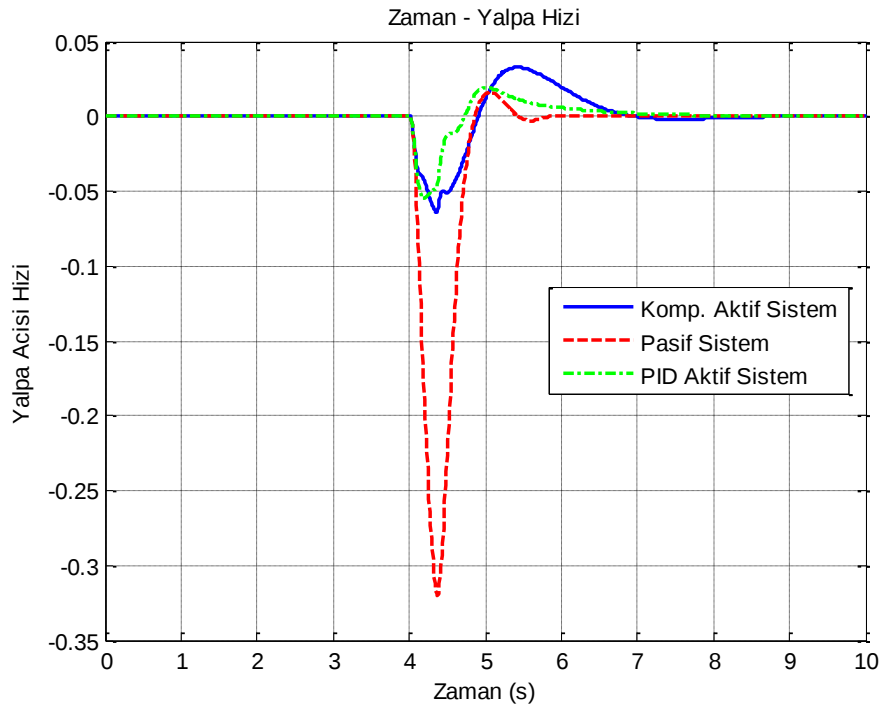
Tek izli araç modeline katsayıları Tablo 5.2 de verilen PID kontrolcü katsayıları uygulanırsa sistem J Dönüşü zaman cevapları Şekil 5.19 ve 5.21 'deki gibi gözlenebilir.

Tablo 5.2 : PID Kazanç Değerleri

Kazanç	Değer
K_p	3000
K_i	4000
K_d	2000

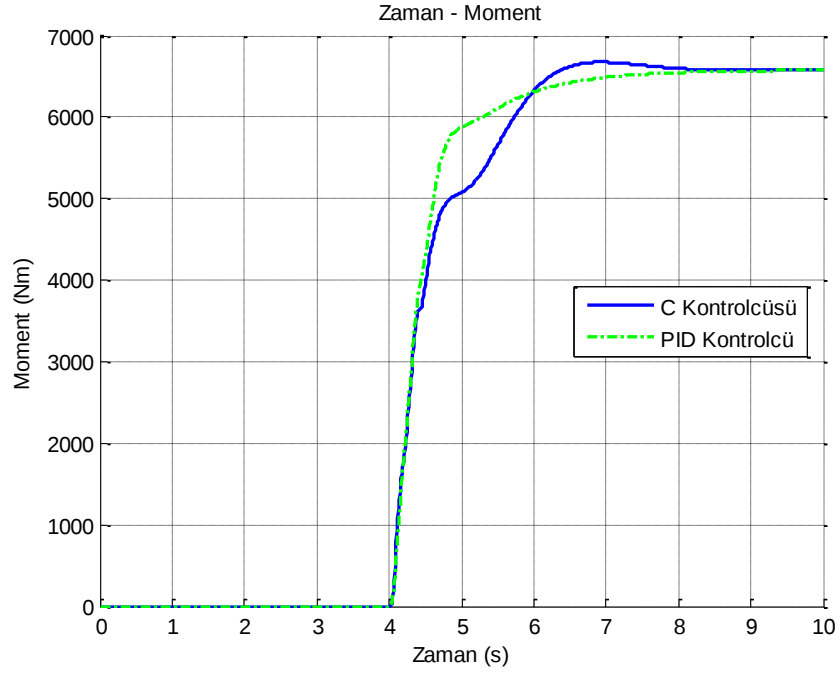


Şekil 5.19 : Zaman- Yalpa Açısı



Şekil 5.20 : Zaman Yalpa Hızı

Şekillerden anlaşıldığı gibi PID sistem C kontrolcüsüne göre daha iyi sonuçlar vermektedir. PID Sistemin aktüatörleri için gereken kuvvet ise Şekil 5.21 'de verilen kontrol momentinden ile hesaplanabilir.



Şekil 5.21 : Zaman-Moment

5.21 'de görüldüğü gibi PID kontrollü sistem diğer kontrolcüden biraz daha düşük momente ihtiyaç duymaktadır, bu durumda ihtiyacımız olan kuvvet (5.17) eşitliğinin sonucu gibi olacaktır.

$$F_{akt} = \frac{M_x}{4 \times 0.7} = \frac{6500}{4 \times 0.7} = 2321 \text{ N} \quad (5.17)$$

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada özet olarak süspansiyon sistemlerinin yapısal parçaları, günümüz teknolojisi itibariyle süspansiyon ve sürüş kontrol sistemlerinin ticari olarak kullanımı ve süspansiyon sistemlerinin mevcut şekilleri incelenmiş ve matematiksel modelleri kullanılarak optimize edilmiş süspansiyon performansları elde edilmeye çalışılmıştır. Elde edilen süspansiyon verileri konfor ve yol tutuş açısından diğer süspansiyon verileri ile karşılaştırılarak sistemlerin ve kontrol kurallarının avantajları ve dezavantajları tespit edilmeye çalışılmıştır.

Süspansiyon elemanları ve süspansiyon sistemleri teknolojileri incelendiğinde, pasif süspansiyon sistemlerinin ilerleyen teknoloji ile yerini, kontrol edilebilir değişken karakteristikli sönümleme ve yay sistemleri kullanan yarı aktif, ve aktüatör ihtiva eden aktif süspansiyon sistemlerine bırakacağı sonucuna varılabilir. Sistem maliyetleri henüz yüksek olsa da aktif ve yarı aktif süspansiyon sistemleri sağladıkları avantajlar bakımından pasif sisteme göre üstünlük sağlamaktadır.

Pasif süspansiyon sistemleri günümüzde hala en çok kullanılan süspansiyon sistemleridir. Süspansiyon sisteminin araç dinamiği üzerindeki etkisi göz önüne alınırsa farklı araç tipleri ve kullanım koşulları için optimize edilmiş süspansiyon performanslarına matematiksel modeller yardımı ile ulaşmak mümkündür. Bu tez çalışmasında binek bir araç için bir serbestlik dereceli ve iki serbestlik dereceli çeyrek araç modelleri kullanılarak, ISO 2631 performans kriterlerini sağlayan optimum süspansiyon elemanı katsayılarına ulaşılmıştır.

Pasif sistemler için yapılan bu incelenelerden sonra günümüz teknolojisinde yarı aktif süspansiyon için en çok kullanılan sönümleyici olan Manyeto Reolojik sönümleyiciler matematiksel olarak modellenerek yarı aktif süspansiyon modelleri oluşturulmuş ve performans olarak pasif sistemlerle karşılaştırılmıştır. Yarı aktif süspansiyon sistemleri üzerinde skyhook, groundhook ve hibrid kontrol uygulamaları gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak skyhook kontrolün konfor açısından düşük frekanstaki tepe noktası üzerinde konfor açısından olumlu etkiler yarattığı fakat yüksek frekanstaki tepe noktasında başarılı olmadığı gözlenmiştir. Groundhook yarı aktif süspansiyon ise yüksek frekanstaki tepe noktası civarında yol tutuş açısından

büyük avantajlar sağlamaktadır. Hibrid kontrol uygulamalarında ise her iki kontrol tipinin avantajlarını ve dezavantajlarını içerecek şekilde ayarlanabilir olduğu ortaya çıkmıştır.

Aktif süspansiyon sistemleri de skyhook kontrol kuralı içerecek şekilde modellenmiş ve pasif süspansiyon sistemleri ile karşılaştırılmıştır. Yapılan simülasyonlar da konfor açısından düşük frekanslarda aktif süspansiyonların pasif süspansiyonlara göre daha iyi sönümleme karakteristikleri sergilediğini göstermiştir. Ayrıca aktif süspansiyon sistemi araç modeli üzerine moment girişi olarak eklenmiş ve devrilme önleyici mekanizmalarda kullanılması durumunda üretmesi gereken kuvvet değerlerinin uygulanabilir düzeyde olduğu görülmüştür.

6.1 ÖNERİLER

Pasif süspansiyon sistemlerinde kullanılan elemanlar bu çalışmada sabit katsayılı doğrusal elemanlar olarak alınmıştır. Gerçek süspansiyon sistemlerinde kullanılan non-lineer eleman karakteristikleri kullanılarak gerçeğe daha yakın optimizasyon değerleri elde ederek gerçeğe daha yakın sonuçlara ulaşılabilir.

Yarı aktif süspansiyon sistemlerinde ise yüksek dereceli araç modelleri kullanılarak bu sistemlerin araç dinamiği üzerindeki etkisi daha ayrıntılı bir şekilde incelenebilir. Bu çeşit bir çalışmayla yarı aktif süspansiyon sistemlerinin devrilme önleyici mekanizmalarda sağladığı faydalar ve araç manevraları sırasında oluşan ayırık tekerlek süspansiyonları arasında oluşan etkileşimler incelenebilir.

KAYNAKLAR

- [1] **NHTSA**, 2003. Initiatives to Address the Mitigation of Vehicle Rollover, *National Highway Traffic Safety Administration*, **June 2003**, 6-8.
- [2] **Fathy, H. K., Panos, Y. P., Ulsoy, A. G. ve Hrovat, D.**, 2001. On the Coupling between the Plant and Controller Optimization Problems, *Proceedings of the 2001 American Automatic Control Conference*, Arlington, Virginia, USA, June 25-27.
- [3] **MacMillan, R.**, 1998. Assessment and Control of Whole-Body Vibration, <http://www.safetyline.wa.gov.au/institute/level2/course19/lecture61/index.asp>.
- [4] **Tamboli, J. A. ve Joshi, S. G.**, 1999. Optimum Design of a Passive Suspension System of a Vehicle Subjected to Actual Random Road Excitations, *Journal of Sound and Vibration*, **219** (2),193-205.
- [5] **Nguyen T. T., Nguyen V. G. ve Kim S. B.**, 2000. Control of Active Suspension System by Using H_{∞} Theory, *Transaction on Control, Automation, and Systems Engineering*, **2**, No.1.
- [6] **Thompson, A.G. ve Pearce, C. E. M.**, 2001. Performance Index for a Preview Active Suspension Applied to a Quarter Car Model, *Vehicle System Dynamics*, **35**, No. 1, 55-66.
- [7] **Senthill S., Narayanan S.**, 1996. Optimal Preview Control of a Two-dof Vehicle Model Using Stochastic Optimal Control Theory, *Vehicle System Dynamics*, **25**, 413-430.
- [8] **Dongshin, K.**, 1997. Investigation of Active Suspension of Passenger Cars Including Vehicle System Dynamics and Driver Inputs, *Doktora Tezi*, University of Wisconsin, Madison.
- [9] **Elbeheiry, E. M. ve Karnopp, D. C.**, 1996. Optimal Control of Vehicle Random Vibration With Constrained Suspension Deflection, *Journal of Sound and Vibration*, **189** (5), 547-564.
- [10] **Elmadany, M. M. ve Abduljabbar Z. S.**, 1999. Linear Quadratic Gaussian Control of a Quarter-Car Suspension, *Vehicle System Dynamics*, **32**, 479-497.
- [11] **Esmailzadeh, E. ve Taghirad, H. D.**, 1995. State Feedback Control For Passenger Ride Dynamics, *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering*, **19** (4), 495-508.

- [12] **Chantranuwathana, S. ve Peng, H.**, 2000. Practical Adaptive Robust Controllers for Active Suspensions, *Proceedings of the 2000 ASME International Congress and Exposition (IMECE)*, Orlando, Florida.
- [13] **Sammer, D., Sename, O. ve Dugard, L.**, 2003. Skyhook and H_∞ Control of Semi-active Suspensions: Some Practical Aspects, *Vehicle System Dynamics*, **39**, No.4, 279-308.
- [14] **Paré, C. A.**, 1998. Experimental Evaluation of Semiactive Magneto-Rheological Suspensions for Passenger Vehicles, *Yüksek Lisans Tezi*, Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, Virginia.
- [15] **Liu, Y., Gordaninejad, F., Evrensel, C. A., Doğruer, U., Yeo, M., Karakas, E. S. ve Fuchs, A.**, 2003. Temperature Dependent Skyhook Control of HMMWV Suspension Using a Failsafe Magneto-Rheological Damper, *Proceedings of SPIE Conference on Smart Materials and Structures*, San Diego, March 2003.
- [16] **Bok-Choi, S., Lee, H. ve Park, Y.**, 2002. H_∞ Control Performance of a Full-Vehicle Suspension Featuring Magnetorheological Dampers, *Vehicle System Dynamics*, **38**, No. 5, 341-360.
- [17] **Fischer, D., Börner, M. ve Isermann, R.**, 2002. Control of Mechatronic Semi-Active Vehicle Suspensions, *Proceedings of 2nd IFAC Conference on Mechatronic Systems*, Berkeley, California, USA.
- [18] **Poynor, J. C.**, 2001. Innovative Designs for Magneto-Rheological Dampers, *Yüksek Lisans Tezi*, Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, Virginia.
- [19] **Masi, J. W.**, 2001. Effect of Control Techniques on the Performance of Semiactive Dampers, *Yüksek Lisans Tezi*, Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, Virginia.
- [20] **Savaresi, S.M., Silani, E. ve Bittanti, S.**, 2004. Semi-Active Suspensions: an Optimal Control Strategy For a Quarter-Car Model, *Proceedings of IFAC Symposium "Advances in Automotive Control"*, University of Salerno, Italy.
- [21] **Giua, A., Melas, M. ve Seatzu, C.**, 2003. Design of a Control Law for a Magneto Rheological Suspension, *Proceedings of European Control Conference 2003*, Cambridge, UK.
- [22] **Mailat, F., Donescu, S. ve Chiroiu, V.**, 2004. On The Automotive Semi-Active Suspensions, *Proceedings Of The Romanian Academy, Series A*, **5**, Number 1/2004.
- [23] **Hong, K., Sohn, H. ve Hedrick, J. K.**, 2002. Modified Skyhook Control of Semi-Active Suspensions: A New Model, Gain Scheduling, and Hardware-in-the-Loop Tuning, *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, **124**, 158-167.

- [24] **Monroe a**, 2003. Tech Support-Shock Absorbers,
http://www.monroe.com/tech_support/tec_shockabsorbers.asp.
- [25] **Monroe b**, 2003. Tech Support- Suspension System Fundamentals,
http://www.monroe.com/tech_support/tec_suspsystemfund.asp.
- [26] **Monroe c**, 2003. Tech Support - Struts,
http://www.monroe.com/tech_support/tec_struts.asp.
- [27] **Gillespie, T. D.**, 1992. Fundamentals of Vehicle Dynamics, Society of Automotive Engineers, Inc. , USA.
- [28] **Chassis Engineering**, 2005. Rear Suspensions – Four Link Rear Suspensions,
<http://www.chassisengineering.com/rearsuspension.html>.
- [29] **Axiomatic Technologies Corporation**, 2002, “Fluid Power Applications Featuring Electro-hydraulic Controls - Active Suspension Control”,
<http://www.axiomatic.com/fluidpower.html>.
- [30] **Wang, F. C.**, 2001. Design and Synthesis of Active and Passive Vehicle Suspensions, *Phd Thesis Report*, University of Cambridge.
- [31] **AutoWeb**, 1999. Active Body Control - More World First Technology from Mercedes-Benz,
<http://autoweb.drive.com.au/cms/newsarticle.html?&start=120&showall=&id=MER&doc=mer9905111>.
- [32] **Delphi Energy&Chassis**, 2003. Delphi MagneRide,
<http://www.delphi.com/pdf/e/magneride.pdf>.
- [33] **Sato, S., Inoue, H., Tabata, M. ve Inagaki, S.**, 1992. Integrated Chassis Control System for Improved Vehicle Dynamics, *Proceedings of AVEC'92*, 413-418.
- [34] **Spencer, B.F., Dyke, S.J., Sain, M.K. ve Carlson, J.D.**, 1997. Phenomenological Model of a Magnetorheological Damper, *Journal of Engineering Mechanics, ASCE*, **123**, No. 3, 230-238.
- [35] **Genç, S.**, 2002. Synthesis and Properties of Magnetorheological (MR) Fluids, *Phd Thesis*, University of Pittsburgh, USA.
- [36] **Carlson, J. D. ve Weiss, K. D.**, 1994. A Growing Attraction To Magnetic Fluids, *Machine Design*, **Aug. 8**, 61-66.
- [37] **Jolly, M. R., Bender, J. W. ve Carlson, J. D.**, 1998. Properties and Applications of Commercial Magnetorheological Fluids, *Proceedings of SPIE 5th Annual Int Symposium on Smart Structures and Materials*, San Diego, CA.
- [38] **Duclos, T. G., Acker, D. N. ve Carlson, J. D.**, 1988. Fluids That Thicken Electrically, *Machine Design*, **Jan. 21**, 42-45.

- [39] **Karnopp, D. C., Crosby, M. J., ve Harwood, R. A.,** 1974. Vibration Control Using Semi-Active Force Generators, *ASME J. Eng. Ind.*, **96**, No. 2,619–626.
- [40] **Kratzke, S., NHTSA,** 2001. Light Vehicle Rollover, *NHTSA Presentations to National Academy of Sciences*, **April 11-12**. <http://www.nhtsa.dot.gov/cars/problems/studies/NASRoll/SteveNAS.ppt>.
- [41] **Yiğit, T.,** 2004. Araç Dinamiği Modellerinin Geliştirilmesi ve Savrulma-Devrilme Engelleyici Kontrolde Kullanımı, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [42] **ISO 2631-1,** 1997. Mechanical vibration and shock: Evaluation of human exposure to whole-body vibration Part 1: General requirements, *International Organization for Standardization (ISO)*, Switzerland.
- [43] **Winslow, W. M.,** 1947. Method and Means for Translating Electrical Impulses into Mechanical Force, *US Patent* No. 2,417,850.
- [44] **Winslow, W. M.,** 1949. Induced Fibration of Suspensions, *Journal of Applied Physics*, **20**, 1137–1140.
- [45] **Rabinow, J.,** 1948. Magnetic Fluid Clutch, *National Bureau of Standards Technical News Bulletin*, **32** (4), 54-60.
- [46] **Stanway, R., Sproston, J. L. ve Stevens, N. G.,** 1985. Non-linear Identification of an Electrorheological Vibration Damper, *IFAC Identification and System Parameter Estimation*, 195–200.
- [47] **Stanway, R., Sproston, J. L. and Stevens, N. G.,** 1987. Non-linear Modelling of an Electro-rheological Vibration Damper, *J. Electrostatics*, **20**, 167–184.
- [48] **Gamota, D. R. ve Filisko, F. E.,** 1991. Dynamic Mechanical Studies of Electrorheological Materials: Moderate Frequencies, *Journal of Rheology*, **35**, 399–425.
- [49] **Wen, Y.K.,** 1976. Method of Random Vibration of Hysteretic Systems, *Journal of Engineering Mechanics Division, ASCE*, **102**, No. EM2, 249–263.
- [50] **Lord Corp.,** 2005. MR Damper (RD-1005-3), <http://www.lord.com/Default.aspx?tabid=761>.
- [51] **Goncalves, F.D. ve Ahmadian, M.,** 2002. In Search of a Suitable Control Policy For Intelligent Vehicle Suspensions, *Proceedings of ASME IMECE 2002: Intelligent Systems – III*, New Orleans, LA, November 2002.

EK-A PASİF SÜSPANSİYON OPTİMİZASYONUDA KULLANILAN MATLAB PROGRAMI

EK-A.1 Tek Serbestlik Dereceli Çeyrek Araç Modeli Optimizasyonunda Kullanılan Matlab Algoritması

```
function integr = func_den(f,m,b,k,ar,br)
integr=(abs((b.*(f.*i)+k)./((m.*(f.*i).^2)+(b.*(f.*i))+k))).^2.*f.^4.*ar.*exp(-f.*br);
function toplam=func5_den(x)
m=350;
ar=46.85e-4;
br=0.19;
toplam=0;
b=x(1);
k=x(2);
weight=[0.5 0.56 0.63 0.71 0.8 0.9 1 1 1 1 0.8];
fre=[1 1.25 1.6 2 2.5 3.15 4 5 6.3 8 10];
g=[5.6 5 4.5 3.55 3.15 2.8 2.8 2.8 2.8 2.8 3.55];
for z=1:11
    MSAR=quad(@func_den,fre(z)*0.89,fre(z)*1.12,[],[],m,b,k,ar,br);
    RMSAR=sqrt((2*pi)^4*MSAR);
    mind=(weight(z)*(RMSAR-g(z)))^2;
    toplam=toplam+mind;
end
clear
for km=10000:5000:40000
    count=0;
    for bm=200:200:10200
        count=count+1;
        x(1)=bm;
        x(2)=km;
        gr1((count))=func5_den(x);
    end
    figure(2)
    hold on;
    bm=200:200:10200;
    plot(bm,gr1,'color',[km/(km^2),km/(km^2),km/(km^2)],'linewidth',2);
end
h_f=figure (2);
set(h_f,'Color',[1 1 1])
title ('Tek Serbestlik Dereceli Ceyrek Arac Modeli Optimizasyonu')
xlabel('b_s (Ns/m)')
ylabel ('N')
grid
```

EK-A.2 İki Serbestlik Dereceli Çeyrek Araç Modeli Optimizasyonunda Kullanılan Matlab Algoritması

```
function integr = func_2s_2_den(f,mu,ms,bs,ks,ku,ar,br)
integr= (abs((bs.*ku.*(f.*i)+(ks.*ku))./((mu.*ms.*(f.*i).^4)+((mu.*bs+ms.*bs).*(f.*i) .^...
...      3)+((mu.*ks+ms.*ku+ms.*ks).*(f.*i).^2)+((bs.*ku).*(f.*i))+ks.*ku))).^2.*ar.*exp(-br.*f);
function toplam=func5_2s_2_den(x)
ms=216.85;
mu=28.85;
ar=46.85e-4;
br=0.19;
toplam=0;
ku=184000;
bs=x(1);
ks=x(2);
weight=[0.5 0.56 0.63 0.71 0.8 0.9 1 1 1 1 0.8];
fre=[1 1.25 1.6 2 2.5 3.15 4 5 6.3 8 10];
g=[5.6 5 4.5 3.55 3.15 2.8 2.8 2.8 2.8 2.8 3.55];
for z=1:11
    MSAR=quad(@func_2s_2_den,fre(z)*0.87,fre(z)*1.13,[],[],mu,ms,bs,ks,ku,ar,br);
    RMSAR=sqrt((2*pi)^4*MSAR);
    mind=(weight(z)*(RMSAR-g(z)))^2;
    toplam=toplam+mind;
end
clear
count1=0;
for km=10000:5000:40000
    count=0;
    for bm=500:100:5000
        count=count+1;
        x(1)=bm;
        x(2)=km;
        gr1(count)=func5_2s_2_den(x);
    end
    count1=count1+1;
    minim(count1)=min(gr1);
    figure(1)
    hold on;
    bm=500:100:5000;
    plot(bm,gr1,'color',[km/60000,km/45000,km/120000],'linewidth',2);
end
h_f=figure (1);
set(h_f,'Color',[1 1 1])
title ('İki Serbestlik Dereceli Ceyrek Arac Modeli Optimizasyonu')
xlabel('b_s (Ns/m)')
ylabel ('N')
grid
```

ÖZGEÇMİŞ

Murat Ulukapı 1980 yılında Denizli’de doğdu. Orta öğretimini Konya Meram Anadolu Lisesi’nde tamamladı. 1998 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği bölümünü kazanarak 2002 yılında Sistem Dinamiği ve Otomatik Kontrol bölümünden mezun oldu. Aynı sene İstanbul Teknik Üniversitesi Disiplinlerarası Mekatronik Mühendisliği Yüksek Lisans bölümünde öğrenim görmeye hak kazandı.