

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TAŞIT TİTREŞİMLERİNİN MANYETOREOLOJİK
DAMPER ESASLI SİMÜLASYON ÇEVİRİMİNDE
DONANIM YÖNTEMİ İLE DOĞRUSAL OLMAYAN
ADAPTİF KONTROLÜ**

Mahmut PAKSOY

DOKTORA TEZİ
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Makine Teorisi ve Kontrol Programı

Danışman
Dr. Öğr. Üyesi Muzaffer METİN

Kasım, 2019

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TAŞIT TİTREŞİMLERİNİN MANYETOREOLOJİK DAMPER ESASLI
SİMÜLASYON ÇEVİRİMİNDE DONANIM YÖNTEMİ İLE DOĞRUSAL
OLMAYAN ADAPTİF KONTROLÜ**

Mahmut PAKSOY tarafından hazırlanan tez çalışması 18.11.2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Makine Teorisi ve Kontrol Programı **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Dr. Öğr. Üyesi Muzaffer METİN
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Dr. Öğr. Üyesi Muzaffer METİN, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Rahmi GÜÇLÜ, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Selim SİVRİOĞLU, Üye
Gebze Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Semih SEZER, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Yener TAŞKIN, Üye
İstanbul Üniversitesi-Cerrahpaşa

Danışmanım Dr. Öğr. Üyesi Muzaffer METİN sorumluluğunda tarafımca hazırlanan Taşıt Titreşimlerinin Manyetoreolojik Damper Esaslı Simülasyon Çevriminde Donanım Yöntemi İle Doğrusal Olmayan Adaptif Kontrolü başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Mahmut PAKSOY

İmza

TEŞEKKÜR

Tez çalışmam sırasında bilgi ve birikimleri ile bana destek olan danışmanım Dr. Öğr. Üyesi Muzaffer METİN'e, değerli yardım ve yönlendirmelerine müteşekkir olduğum Prof. Dr. Selim SİVRİOĞLU ve Doç. Dr. Semih SEZER'e, deney sisteminin kurulma aşamasında yardımlarını esirgemeyen Dr. Öğr. Üyesi Tamer KEPÇELER'e, değerli bilimsel çalışmalarından faydalandığım Dr. Halil İbrahim BAŞTÜRK'e, tez çalışmam sırasında yardımlarını esirgemeyen Dr. Ali Suat YILDIZ'a, başta Gökhan KARARSIZ olmak üzere değerli çalışma arkadaşlarım Dr. İlkay KURT, Hüseyin AGGÜMÜŞ, Oğuzhan AHAN ve Mehmet Ali AKBULUT'a ve Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Makine Teorisi Sistem Dinamiği ve Kontrol Anabilim Dalı'ndaki, Anabilim Dalı başkanımız sayın Prof. Dr. Rahmi GÜÇLÜ başta olmak üzere, tüm hocalarıma teşekkürlerimi sunarım.

Hayatım boyunca maddi manevi desteklerini esirgemeyen, her zaman yanımda olan annem ve babama, tezin yazılmasını sırasında değerli vakitlerinden fedakarlık eden sevgili eşim ve çok sevdiğim çocuklarıma teşekkür ederim.

Mahmut PAKSOY

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ	vi
KISALTMA LİSTESİ	x
ŞEKİL LİSTESİ	xii
TABLO LİSTESİ	xviii
ÖZET	xix
ABSTRACT	xxi
1 Giriş	1
1.1 Literatür Özeti	2
1.1.1 Nümerik Simülasyon Çalışmaları	6
1.1.2 Tam Bir Deneysel Sistem Kullanılan Çalışmalar	14
1.1.3 Gerçek Bir Otomobilin Kullanıldığı Çalışmalar	16
1.1.4 Simülasyon Çevriminde Donanım Yöntemi Kullanılarak Yapılan Çalışmalar	18
1.2 Tezin Amacı	21
1.3 Hipotez	22
2 Yarım Taşıt ve MR Damper Matematiksel Modeli	24
2.1 Yarım Taşıt Matematiksel Modeli ve Hareket Denklemleri	24
2.2 MR damper ve Matematiksel Modeli	27
2.2.1 MR Damper	27
2.2.2 MR Damper Modeli	28
3 Doğrusal Olmayan Adaptif Kontrol Tasarımı	30
3.1 Yol Gözlemleyici Tasarımı	31
3.2 Adaptif Kontrol Tasarımı	34
3.2.1 Hata Dinamiğinin Tanımlanması	35
3.2.2 Kararlılık Analizi	39

4 Deney Sistemi	45
4.1 Test Düzeneginin Tanıtımı	45
4.2 Lugre MR damper Modelinin Parametrelerinin Optimizasyonu	54
5 Simülasyon Çevriminde Donanım Sonuçları	59
5.1 Sinüzoidal Yol Girişi	59
5.1.1 Sinüzoidal Yol Girişi Sonuçları	66
5.1.2 Simülasyon ve SÇD Sonuçlarının Karşılaştırılması	73
5.2 Tümsek Yol Girişi	79
5.2.1 Tümsek Yol Girişi Sonuçları	80
5.3 Rastgele Yol Girişi	86
5.3.1 Rastgele Yol Girişi Sonuçları	88
5.4 Kontrol Yönteminin Gürbüzlüğü'nün Araştırılması	96
5.4.1 Sinüzoidal Yol Girişi	97
5.4.2 Tümsek Yol Girişi	102
5.4.3 Rastgele Yol Girişi	108
6 Sonuç ve Öneriler	115
A MR Damper Teknik Dökümanı	120
B Yarım Taşıtın Doğal Frekanslarının Hesaplanması	121
Kaynakça	123
Tezden Üretilmiş Yayınlar	134

SİMGE LİSTESİ

e	Adaptif Kontrolör Tasarımında Kullanılan Hata İfadesi
ξ_{1-6}	Adaptif Kontrolör Tasarımında Kullanılan Yardımcı Filtreler
V	Aday Lyapunov Fonksiyonu
L_2	Ağırlık Merkezinin Arka Aksa Olan Mesafesi
L_1	Ağırlık Merkezinin Ön Aksa Olan Mesafesi
x_3	Arka Aks ve Tekerlek Kütlesi Düşey Yer Değiştirmesi
m_3	Arka Tekerlek ve Aks Kütlesi
Ω	Bilinmeyen İfadelerden Oluşan Matris
$\kappa_{1,2}, \beta_{1-4}$	Bilinmeyen Katsayı Matrisleri
ϕ	Bilinmeyen Parametre Vektörü
ϕ_m, ϕ_k	Bilinmeyen Parametre Vektörünü Tanımlamada Kullanılan Vektörler
I	Birim Matris
$\Xi, \Xi_{1,2}, R_{\lambda 1,2}$	Denklemlerde Sadeliği Sağlamak Amacıyla Kullanılan Matrisler
$\lambda_{a,b}$	Diyagonal Katsayı Matrisleri
ϕ_i	Faz
w_i	Frekans
f	Genel Gösterimde Lugre Modeli MR Damper Sönüm Kuvveti
$\dot{x}$	Genel Gösterimde Lugre Modelinde MR damperin Rölatif Hızı
v	Genel Gösterimde MR Dampere Uygulanan Gerilim
A_i	Genlik
σ_0	Gerilime Bağlı Olarak Değişen z 'nin rijitliği
σ_b	Gerilime Bağlı Olarak Değişen Viskoz Sönüm Katsayısı
$\zeta_{1,2}, \varphi_{1-4}$	Gözlemleyici Tasarımında Kullanılan Değerleri Bilinen Matrisler

S	Gözlemleyici Tasarımında Kullanılan Frekansa Bağlı Matris
G, l	Gözlemleyici Tasarımında Kullanılan Katsayı Matrisi
P, N	Gözlemleyici Tasarımında Kullanılan Matris
h^T	Gözlemleyici Tasarımında Kullanılan ve S Matrisi ile Gözlemlenebilirlik Şartını Sağlayan Matris
r	Hata ve Hatanın Türevini İçeren Hata Dinamiği İfadesi
$v_{ds1,2}$	İstenen Servomotor Sürücü Giriş Gerilimleri
Θ	Karalılık Analizi Kısımında Sadeliği Sağlamak için Tanımlanan İfade
K_I	Katsayı Matrisi ve Birim Matris Toplamından Oluşan Matris
$x_s, \dot{x}_s, \ddot{x}_s$	Konum, Hız ve İvme Vektörü
Λ	Kontrolör Gerilimlerinin Tanımlanmasında Kullanılan Matris
x_d	Kontrolör Tasarımında Kullanılan İstenilen Yer Değiştirme Değeri
H	Kuvvet Girişlerinin Yerini Gösteren Matris
M	Kütle Matrisi
u_x	Lugre Modelinde Gerilime Bağlı İfadelerden Oluşan Vektör
χ	Lugre Modelinde Gerilime Bağlı Olmayan İfadelerden Oluşan Vektör
$\rho_{1,2}, \theta_{1,2}$	Lugre Modelini Daha Kompakt Yazmada Kullanılacak Matrisler
σ_1	MR Damper İç Değişkeni Olan z 'nin Sönüm Katsayısı
z	MR Damperin İç Dinamiğini Tanımlamada Kullanılan İç Değişken
f_{mr}	MR Damper Sönüm Kuvveti Matrisi
x_2	Ön Aks ve Tekerlek Kütleli Düşey Yer Değiştirmesi
m_2	Ön Tekerlek ve Aks Kütleli
$k_{1,2}$	Ön ve Arka Süspansiyon Yay Katsayıları
$f_{mr1,2}$	Ön ve Arka Süspansiyona Ait MR Damper Sönüm Kuvvetleri
$v_{1,2}$	Ön ve Arka MR Dampere Kontrolör Tarafından Uygulanan Gerilimler
$x_{r1,2}$	Ön ve Arka Tekerlek Yol Girişleri
γ_{1-6}	Pozitif Katsayılar
K	Pozitif Tanımlı Diyagonal Katsayı Matrisi
$S(\Omega_0)$	Pürüzlülük İndeksi

$\Gamma_\phi, \Gamma_{21,22}$	Pozitif Tanımlı Katsayı Matrisleri
ϕ_r	Rastgele Yol Girişi Tasarım Denklemlerindeki $(0, 2\pi)$ Aralığında Düzgün Dağılıma Sahip Rastgele Bağımsız Değişken
w_1	Rastgele Yol Girişi Tasarım Denklemlerindeki Açısal Frekansın Alt Sınırı
w_m	Rastgele Yol Girişi Tasarım Denklemlerindeki Açısal Frekansın Üst Sınırı
w	Rastgele Yol Girişi Tasarım Denklemlerinde Kullanılan Sabit
$\Gamma_{\kappa_{1-2}}, \Gamma_{\beta_{1-4}}$	Pozitif Tanımlı Katsayı Matrisleri
$P_{\delta_{1-2}}, \varepsilon_{1,2}$	Pozitif Tanımlı Katsayı Matrisleri
Y	Regresyon Sinyal Matrisi
Y_m, Y_k	Regresyon Sinyal Matrisini Tanımlamada Kullanılan Matrisler
K_s	Rijitlik Matrisi
a_0	Sabit Katsayı
v_{ms1-2}	Servomotor Sürücüsünden Anlık Olarak Ölçülen Hız Değerleri
e_{rr1-2}	Servomotora Uygulanan Gerilim ve Ölçülen Gerilim Farkı
$\lambda_{\max}^{(1,2)}$	Sisteme Young's Eşitsizliği Uygulamak için Kullanılan İfadeler
Υ	Sistemin Kararlılığını İspat için Kullanılan Pozitif İfade
x_1	Taşıt Gövdesinin Düşey Hareketi
v_{ref}	Taşıt Hızı
$\bar{m}_1$	Taşıt Kütlesinin %20 Artırılması Durumunda Oluşan Yeni Taşıt Kütlesi
$k_{t1,2}$	Tekerleğin Yay Katsayıları
l_r, v_0, a_r	Tümsek Yol Girişini Tanımlamada Kullanılan İfadeler
σ_2	Viskoz Sönüm Katsayısı
Ω_0	Uzaysal Frekans
θ	Yarım Taşıt Gövdesinin Açısal Yer değiştirme
m_1	Yarım Taşıt Gövdesinin Kütlesi
J	Yarım Taşıt Modelinin Atalet Momenti
$R_{1,2}$	Yol Girişlerine Bağlı Matris

$\delta_{1,2}$	Yol Gözlemleyicisi Tasarımında Kullanılan Tahmin Hatası İfadeleri
q	Yol Gözlemleyicisi Tasarımında Kullanılan Frekans Sayısı
σ_a	z 'nin Rijitliği
t	Zaman
$z_{r1,2}(t)$	Zamana Bağlı Bilinmeyen Vektörler
$\Re^{2q \times 2q}$	$2q$ Satırlı ve $2q$ Sütunlu Matris

KISALTMA LİSTESİ

ADD	Hızlanma Tahrikli Sönümleme (Acceleration Driven Damping)
ANFIS	Adaptif Nöro Bulanık Çıkarım Sistemi (Adaptive Neuro Fuzzy Inference System)
ATV	Arazi Aracı (All Terrain Vehicle)
CVD	Sürekli Değişken Damper (Continuously Variable Damper)
ER	Elektroreolojik (Elektorrheological)
FEB	Frekans Tahmin Bazlı (Frequency Estimation Based)
FMC	Hızlı Model Öngörülü Kontrolör (Fast Model Predictive Control)
GA	Genetik Algoritma
HDM	Histeresiz Bölme Yöntemi (Hysteresis Division Method)
HILS	Hardware In the Loop Simulation (Simülasyon Çevriminde Donanım)
HSIC	İnsan Simüle Akıllı Kontrol (Human Simulated Intelligent Control)
ISO	Uluslararası Standardizasyon Örgütü (International Organization for Standardization)
IAE	Mutlak Hatanın İntegrali (Integral Absolute Error)
ISE	Hatanın Karesinin İntegrali (Integral of Squared Error)
ITAE	Zamanla Çarpılmış Mutlak Hatanın İntegrali (Integral of Time Multiplied Absolute Error)
ITSE	Zamanla Çarpılmış Hatanın karesinin İntegrali (Integral of Time Multiplied Squared Error)
LLNF	Bölgesel Doğrusal Nöro-Bulanık (Locally Linear Neuro-Fuzzy)
LPV	Doğrusal Değişken parametrelili (Linear Parameter Varying)
LQ	Lineer Karesel
LQG	Lineer Karesel Gaussian (Linear Quadratic Gaussian)

LQR	Lineer Karesel Düzenleyici (Linear Quadratic Regulator)
IVDT	Doğrusal Değişken Yer Değiştirme Sensörü (Linear Variable Differential Transformer)
MR	Manyetoreolojik
NN	Yapay Sinir Ağları (Neural Network)
PD	Oransal Türevsel (Proportional Derivative)
PI	Oransal İntegral (Proportional Integral)
PID	Oransal İntegral Türevsel (Proportional Integral Derivative)
PID-SMC	Oransal İntegral Türevsel Kayan Kipli Kontrol
PSD	Spektral Güç Yoğunluğu (Power Spectral Density)
PSO	Parçacık Sürüsü Optimizasyonu (Particle Swarm Optimizasyon)
PWA	Parça Parça Afin (Piecewise Affine)
QFT	Sayısal Geribesleme Teorisi (Quantitative Feedback Theory)
RMS	Karekök Ortalama (Root Mean Square)
SÇD	Simülasyon Çevriminde Donanım
TS	Takagi-Sugeno
TS-FLC	Takagi-Sugeno Bulanık Mantıklı Kontrol (Takagi-Sugeno Fuzzy Logic Control)
YGAK	Yol Gözlemleyici ile Adaptif Kontrol
YÖAK	Yol Ölçümü ile Adaptif Kontrol

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1	Yarım taşıt fiziksel modeli	25
Şekil 2.2	MR sıvısının manyetik alana tepkisi	27
Şekil 2.3	MR damper şematik gösterimi	28
Şekil 3.1	Tasarlanan adaptif kontrol yönteminin genel blok diyagramı, (a) Simülasyon, (b) SÇD	44
Şekil 4.1	Yarım taşıtın ön süspansiyonu için tasarlanan lineer kızak mekanizmasının üç boyutlu çizimi	46
Şekil 4.2	Yarım taşıtın ön süspansiyonu için tasarlanan lineer kızak mekanizmasının ölçüleri	46
Şekil 4.3	Lineer kızak mekanizması 1 (Ön süspansiyon)	48
Şekil 4.4	Lineer kızak mekanizması 2 (Arka süspansiyon)	48
Şekil 4.5	Diğer deney bileşenleri	49
Şekil 4.6	SÇD çalışma mekanizması	51
Şekil 4.7	İstenen yer değiştirme ile konum sensörlerinden ölçülen yer değiştirmelerinin karşılaştırılması (0-6 saniye zaman aralığı)	52
Şekil 4.8	İstenen yer değiştirme ile konum sensörlerinden ölçülen yer değiştirmelerinin karşılaştırılması (0-1 saniye zaman aralığı)	52
Şekil 4.9	PID kontrolör için hatanın tanımlanması	53
Şekil 4.10	PID kontrolör genel yapısı	54
Şekil 4.11	İstenen yer değiştirme ile konum sensörlerinden ölçülen yer değiştirmelerinin karşılaştırılması (0-1 saniye zaman aralığı, PID kontrolörlü durum)	54
Şekil 4.12	MR damper Lugre modeli ve deneysel kuvvet-zaman cevaplarının karşılaştırılması (a) MR 0V (b) MR 1V (c) MR 2V	56
Şekil 4.13	MR damper Lugre modeli ve deneysel kuvvet-yer değiştirme cevaplarının karşılaştırılması (a) MR 0V (b) MR 1V (c) MR 2V	57
Şekil 4.14	MR damper Lugre modeli ve deneysel kuvvet-hız cevaplarının karşılaştırılması (a) MR 0V (b) MR 1V (c) MR 2V	58
Şekil 5.1	Ön süspansiyon için tasarlanan yol gözlemleyici cevabı ve yol girişinin karşılaştırması	60

Şekil 5.2	Arka süspansiyon için tasarlanan yol gözlemleyici cevabı ve yol girişinin karşılaştırması	60
Şekil 5.3	Taşıt gövdesine ait parametre yakınsama cevabı	61
Şekil 5.4	Atalet momenti parametre yakınsama cevabı	61
Şekil 5.5	Ön süspansiyona ait yay katsayısı parametre yakınsama cevabı . . .	62
Şekil 5.6	Arka süspansiyona ait yay katsayısı parametre yakınsama cevabı . .	62
Şekil 5.7	Ön tekerlek yay katsayısı parametre yakınsama cevabı	62
Şekil 5.8	Arka tekerlek yay katsayısı parametre yakınsama cevabı	63
Şekil 5.9	Ön süspansiyona ait MR damper Lugre modeli parametrelerinin yakınsama cevabı (a-e)	64
Şekil 5.10	Arka süspansiyona ait MR damper Lugre modeli parametrelerinin yakınsama cevabı (f-ı)	66
Şekil 5.11	Sinüzoidal yol girişinde taşıt gövdesinin düşey yer değiştirmesi . . .	67
Şekil 5.12	Sinüzoidal yol girişinde taşıt gövdesinin açısal yer değiştirmesi . . .	68
Şekil 5.13	Sinüzoidal yol girişinde taşıt gövdesinin düşey ivmesi	68
Şekil 5.14	Sinüzoidal yol girişinde taşıt gövdesinin açısal ivmesi	68
Şekil 5.15	Sinüzoidal yol girişinde taşıt gövdesinin düşey ivmesinin PSD cevabı	69
Şekil 5.16	Sinüzoidal yol girişinde taşıt gövdesinin açısal ivmesinin PSD cevabı	69
Şekil 5.17	Sinüzoidal yol girişinde ön süspansiyona ait MR damper kuvveti . .	70
Şekil 5.18	Sinüzoidal yol girişinde arka süspansiyona ait MR damper kuvveti .	70
Şekil 5.19	Sinüzoidal yol girişinde MR damperlere uygulanan gerilim	71
Şekil 5.20	Sinüzoidal yol girişinde harcanan enerji miktarı	71
Şekil 5.21	Sinüzoidal yol girişinde ön tekerleğe ait dinamik tekerlek yükü . . .	72
Şekil 5.22	Sinüzoidal yol girişinde arka tekerleğe ait dinamik tekerlek yükü . .	72
Şekil 5.23	Pasif durumda taşıt gövdesinin düşey yer değiştirmesinin SÇD ve simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması	73
Şekil 5.24	Pasif durumda taşıt gövdesinin açısal yer değiştirmesinin SÇD ve simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması	74
Şekil 5.25	Pasif durumda taşıt gövdesinin düşey ivmesinin SÇD ve simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması	74
Şekil 5.26	Pasif durumda taşıt gövdesinin açısal ivmesinin SÇD ve simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması	74
Şekil 5.27	Pasif durumda taşıt gövdesinin düşey ivmesinin PSD'lerinin SÇD ve simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması	75
Şekil 5.28	Pasif durumda taşıt gövdesinin açısal ivmesinin PSD'lerinin SÇD ve simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması	75
Şekil 5.29	Pasif durumda ön süspansiyona ait MR damper kuvvetlerinin SÇD ve simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması	75

Şekil 5.30 Pasif durumda arka süspansiyona ait MR damper kuvvetlerinin SÇD ve simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması	76
Şekil 5.31 Kontrolörlü durumda taşıt gövdesinin düşey yer değiştirmesinin SÇD ve simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması	76
Şekil 5.32 Kontrolörlü durumda taşıt gövdesinin açısai yer değiştirmesinin SÇD ve simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması	76
Şekil 5.33 Kontrolörlü durumda taşıt gövdesinin düşey ivmesinin SÇD ve simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması	77
Şekil 5.34 Kontrolörlü durumda taşıt gövdesinin açısai ivmesinin SÇD ve simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması	77
Şekil 5.35 Kontrolörlü durumda taşıt gövdesinin düşey ivmesinin PSD'lerinin SÇD ve simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması	77
Şekil 5.36 Kontrolörlü durumda taşıt gövdesinin açısai ivmesinin PSD'lerinin SÇD ve simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması	78
Şekil 5.37 Kontrolörlü durumda ön süspansiyona ait MR damper kuvvetlerinin SÇD ve simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması	78
Şekil 5.38 Kontrolörlü durumda arka süspansiyona ait MR damper kuvvetlerinin SÇD ve simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması . . .	78
Şekil 5.39 Tümsek yol girişi	80
Şekil 5.40 Tümsek yol girişinde taşıt gövdesinin düşey yer değiştirmesi	81
Şekil 5.41 Tümsek yol girişinde taşıt gövdesinin açısai yer değiştirmesi	81
Şekil 5.42 Tümsek yol girişinde taşıt gövdesinin düşey ivmesi	81
Şekil 5.43 Tümsek yol girişinde taşıt gövdesinin açısai ivmesi	82
Şekil 5.44 Tümsek yol girişinde taşıt gövdesinin düşey ivmesinin PSD cevabı . .	82
Şekil 5.45 Tümsek yol girişinde taşıt gövdesinin açısai ivmesinin PSD cevabı . .	82
Şekil 5.46 Tümsek yol girişinde ön süspansiyona ait MR damper kuvveti	83
Şekil 5.47 Tümsek yol girişinde arka süspansiyona ait MR damper kuvveti . . .	83
Şekil 5.48 Tümsek yol girişinde MR damperlere uygulanan gerilim	84
Şekil 5.49 Tümsek yol girişinde harcanan enerji miktarı	84
Şekil 5.50 Tümsek yol girişinde ön tekerleğe ait dinamik tekerlek yükü	85
Şekil 5.51 Tümsek yol girişinde arka tekerleğe ait dinamik tekerlek yükü	85
Şekil 5.52 Oluşturulan rastgele yol profilleri	87
Şekil 5.53 Oluşturulan rastgele yol profillerinin PSD'leri	87
Şekil 5.54 Rastgele yol girişinde taşıt gövdesinin düşey yer değiştirmesi	88
Şekil 5.55 Rastgele yol girişinde taşıt gövdesinin açısai yer değiştirmesi	89
Şekil 5.56 Rastgele yol girişinde taşıt gövdesinin düşey ivmesi	89
Şekil 5.57 Rastgele yol girişinde taşıt gövdesinin açısai ivmesi	89
Şekil 5.58 Rastgele yol girişinde taşıt gövdesinin düşey ivmesinin PSD cevabı .	90
Şekil 5.59 Rastgele yol girişinde taşıt gövdesinin açısai ivmesinin PSD cevabı .	90

Şekil 5.60 Rastgele yol girişinde ön süspansiyona ait MR damper kuvveti	90
Şekil 5.61 Rastgele yol girişinde arka süspansiyona ait MR damper kuvveti . .	91
Şekil 5.62 Rastgele yol girişinde MR damperlere uygulanan gerilim	92
Şekil 5.63 Rastgele yol girişinde harcanan enerji miktarı	92
Şekil 5.64 Rastgele yol girişinde ön tekerleğe ait dinamik tekerlek yükü	93
Şekil 5.65 Rastgele yol girişinde arka tekerleğe ait dinamik tekerlek yükü . . .	93
Şekil 5.66 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda taşıt gövdesinin düşey yer değiştirmesi	97
Şekil 5.67 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda taşıt gövdesinin açısal yer değiştirmesi	97
Şekil 5.68 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda taşıt gövdesinin düşey ivmesi	98
Şekil 5.69 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda taşıt gövdesinin açısal ivmesi	98
Şekil 5.70 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda taşıt gövdesinin düşey ivmesinin PSD cevabı	98
Şekil 5.71 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda taşıt gövdesinin açısal ivmesinin PSD cevabı	99
Şekil 5.72 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda ön süspansiyona ait MR damper kuvveti	99
Şekil 5.73 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda arka süspansiyona ait MR damper kuvveti	99
Şekil 5.74 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda sinüzoidal yol girişinde MR damperlere uygulanan gerilim	100
Şekil 5.75 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda sinüzoidal yol girişinde harcanan enerji miktarı	100
Şekil 5.76 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda sinüzoidal yol girişinde ön tekerleğe ait dinamik tekerlek yükü	101
Şekil 5.77 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda sinüzoidal yol girişinde arka tekerleğe ait dinamik tekerlek yükü	101
Şekil 5.78 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda taşıt gövdesinin düşey yer değiştirmesi	103
Şekil 5.79 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda taşıt gövdesinin açısal yer değiştirmesi	103
Şekil 5.80 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda taşıt gövdesinin düşey ivmesi	103
Şekil 5.81 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda taşıt gövdesinin açısal ivmesi	104

Şekil 5.82 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda taşıt gövdesinin düşey ivmesinin PSD cevabı	104
Şekil 5.83 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda taşıt gövdesinin açısai ivmesinin PSD cevabı	104
Şekil 5.84 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda ön süspansiyona ait MR damper kuvveti	105
Şekil 5.85 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda arka süspansiyona ait MR damper kuvveti	105
Şekil 5.86 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda tümsek yol girişinde MR damperlere uygulanan gerilim	106
Şekil 5.87 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda tümsek yol girişinde harcanan enerji miktarı	106
Şekil 5.88 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda tümsek yol girişinde ön tekerleğe ait dinamik tekerlek yükü	107
Şekil 5.89 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda tümsek yol girişinde arka tekerleğe ait dinamik tekerlek yükü	107
Şekil 5.90 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda taşıt gövdesinin düşey yer değıştirmesi	108
Şekil 5.91 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda taşıt gövdesinin açısai yer değıştirmesi	108
Şekil 5.92 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda taşıt gövdesinin düşey ivmesi	109
Şekil 5.93 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda taşıt gövdesinin açısai ivmesi	109
Şekil 5.94 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda taşıt gövdesinin düşey ivmesinin PSD cevabı	110
Şekil 5.95 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda taşıt gövdesinin açısai ivmesinin PSD cevabı	110
Şekil 5.96 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda ön süspansiyona ait MR damper kuvveti	110
Şekil 5.97 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda arka süspansiyona ait MR damper kuvveti	111
Şekil 5.98 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda rastgele yol girişinde MR damperlere uygulanan gerilim	111
Şekil 5.99 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda rastgele yol girişinde harcanan enerji miktarı	112
Şekil 5.100 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda rastgele yol girişinde ön tekerleğe ait dinamik tekerlek yükü	112

Şekil 5.10Taşıt gövde kütlesinin %20 arttırılması durumunda rastgele yol girişinde arka tekerleğe ait dinamik tekerlek yükü	112
---	-----

TABLO LİSTESİ

Tablo 2.1	Yarım taşıt modeline ait parametreler [116]	26
Tablo 4.1	Deney düzeneği bileşenleri	50
Tablo 4.2	Lugre matematiksel model parametreleri	58
Tablo 5.1	Yarım taşıt modeli parametre tahminleri	61
Tablo 5.2	Lugre matematiksel modeli parametre tahminleri	66
Tablo 5.3	Sinüzoidal yol girişi durumunda RMS ortalamaları	73
Tablo 5.4	Sinüzoidal yol girişinde simülasyon cevaplarının RMS ortalamaları	79
Tablo 5.5	Tümsek yol girişi durumunda RMS ortalamaları	86
Tablo 5.6	Yol düzgünlüklerinin sınıflandırılması (ISO) [136]	88
Tablo 5.7	Rastgele yol girişi durumunda RMS ortalamaları	93
Tablo 5.8	Performans kriter değerleri	96
Tablo 5.9	Sinüzoidal yol girişinde taşıt kütlelerinin %20 artması durumunda RMS ortalamalarının normal kütle RMS ortalamaları ile karşılaştırılması	102
Tablo 5.10	Tümsek yol girişinde taşıt kütlelerinin %20 artması durumunda RMS ortalamalarının normal kütle RMS ortalamaları ile karşılaştırılması	105
Tablo 5.11	Rastgele yol girişinde taşıt kütlelerinin %20 artması durumunda RMS ortalamalarının normal kütle RMS ortalamaları ile karşılaştırılması	113
Tablo 5.12	Taşıtların kütlelerinin %20 artması durumunda performans kriter değerleri	114

Taşıt Titreşimlerinin Manyetoreolojik Damper Esaslı Simülasyon Çevriminde Donanım Yöntemi İle Doğrusal Olmayan Adaptif Kontrolü

Mahmut PAKSOY

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Doktora Tezi

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Muzaffer METİN

Bu tezde, sürüş konforunu olumsuz yönde etkileyen düşey taşıt titreşimleri, kurulan yarım taşıt modeli yardımıyla incelenmiş ve MR (manyetoreolojik) damper yardımıyla bu titreşimlerin bastırılması üzerinde durulmuştur. Yarım taşıt modelini ölçeklemeden birebir olarak laboratuvar ortamında deneysel olarak kurmak oldukça zor ve maliyetli bir iştir. Hem bu zorlukların üstesinden gelmek hem de deneysel çalışmalara yakın sonuçlar elde etmek amacıyla, bu çalışmada Simülasyon Çevriminde Donanım (SÇD) yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntemdeki temel mantık, simülasyondaki özellikle doğrusal olmayan bazı kısımların deneysel olarak kurulması ve deneysel sistemden elde edilen ölçüm verilerinin anlık olarak simülasyonda kullanılmasıdır. Bu tez çalışmasında, yarım taşıt modeli süspansiyonlarında kullanılan MR damperler doğrusal olmayan histeresiz karaktere sahip oldukları için, matematiksel olarak modellenmeleri zordur. Bu yüzden bu çalışmada, MR damperler deneysel olarak kurulmuş ve damperlerden elde edilen deneysel ölçüm verileri simülasyona anlık olarak beslenmiştir. Böylece, simülasyonlarda MR dampere ait gerçek veriler kullanılmıştır.

MR damperler kendisine uygulanan gerilime bağlı olarak sönüm kuvvetleri değişebilen yarı aktif damperlerdir. Dolayısıyla MR damperlere gönderilecek gerilimin belirlenmesi için kontrolör tasarımı gereklidir. MR damper doğrusal olmayan karaktere sahip olduğu için, doğrusal olmayan kontrol yöntemleri daha başarılı sonuçlar verir. Bu yüzden bu çalışmada doğrusal olmayan adaptif kontrol tasarımı yapılmıştır. Taşıtlar yolda seyir halindeyken yol profilini anlık olarak ölçülmesi için

ekstra sensörler gerekir. Anlık yol profili ölçümü maliyetlidir ve ayrıca ölçümün doğruluğu da hava şartlarına bağlıdır (yağmur, kar vb.). Bu yüzden tasarlanan adaptif kontrolör literatürde bahsedilen önceki çalışmalardan farklı olarak, yol girişinin ölçülmesine ihtiyaç duymayacak şekilde tasarlanmıştır. Bunun için yolun, farklı frekans, farklı genlik ve farklı faz değerlerine sahip bilinmeyen ve birbirinden farklı sinüzoidallerin toplamından oluştuğu varsayılmıştır ve yol şartlarını tahmin eden gözlemleyici tasarımı yapılmıştır.

Sonuç olarak bu tez çalışmasında, MR damperli süspansiyonlara sahip bir yarım taşıtın düşey titreşimlerinin bastırılması için, yol ölçümüne ihtiyaç duymayan bir doğrusal olmayan adaptif kontrolör tasarımı yapılmıştır. Önerilen yöntemin cevapları, değişik yol girişleri durumunda, MR dampere herhangi bir gerilimin gönderilmediği durum olan pasif durum ve yolun ölçüldüğü varsayımı ile tasarlanan doğrusal olmayan adaptif kontrol durumları ile nümerik simülasyonlar ve SÇD yöntemi kullanılarak karşılaştırılmıştır. Sonuçlar, zaman ve frekans alanında elde edilen grafikler ve bazı performans kriterleri kullanılarak incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: MR damper, taşıt titreşimleri, titreşim kontrolü, adaptif kontrol, simülasyon çevriminde donanım

Nonlinear Adaptive Control Of Vehicle Vibrations With Magnetorheological Damper Based Hardware In The Loop Simulation

Mahmut PAKSOY

Department of Mechanical Engineering

Doctor of Philosophy Thesis

Advisor: Assist. Prof. Dr. Muzaffer METİN

In this thesis, a half vehicle vertical vibrations that affect driving comfort negatively and suppression of these vibrations with the use of MR (magnetorheological) damper are examined. It is very difficult and costly to construct the half vehicle model experimentally in the laboratory environment. To overcome these difficulties and to obtain close results to the experimental studies, the Hardware In The Loop Simulation (HILS) method is used. The basic idea in this method is to design nonlinear parts of the system experimentally and feed the measurement data obtained from the experimental system into the simulation. In this study, MR dampers which have a nonlinear hysteresis character and are difficult to model mathematically are used in half vehicle model suspensions. Therefore, in this study, MR dampers are designed experimentally and experimental measurement data obtained from MR dampers are fed to simulation simultaneously. Thus, the actual data of the MR damper is used in the simulations.

MR dampers are intelligent materials whose damping forces can vary depending on the applied voltage. Therefore, the controller design is necessary to determine the required voltage to be sent to the MR dampers. Since the MR damper has a nonlinear character, nonlinear control methods can give more successful results. Hence, a nonlinear adaptive control design is performed in this study. Since vehicles require extra sensors for measurement of the road profile while moving on the road, road profile measurement is costly and the accuracy of the measurement is very dependent on weather conditions (rain, snow, etc.). That's why the adaptive controller

is designed in a way that the road input does not need to be measured, different from the previous adaptive control design studies. For this purpose, it is assumed that the road consists of the sum of the unknown and different sinusoidals which have different frequency, different amplitude and different phase values and an observer is designed.

As a result, in this thesis, a nonlinear adaptive controller is designed without the need for road measurement to suppress the half vehicle vertical vibrations which equipped with MR damper suspensions. The success of the proposed method is demonstrated by comparing the experimental results obtained with the HILS method in the adaptive control with road input measurement and passive case. The results examined using some graphics and performance criteria.

Keywords: MR damper, vehicle vibrations, vibration control, adaptive control, hardware in the loop simulation

1

Giriş

Her alanda olduğu gibi otomotiv alanında da gerçekleşen teknolojik gelişmeler bizlere daha konforlu ve daha güvenli araçlar sunmayı amaçlamaktadır. Araçlarda kullanılan süspansiyon sistemleri, araçların konfor ve güvenliği ile yakından ilgilidir. Süspansiyon sisteminin araçtaki görevinin genel olarak, aracın yolda tutunmasını sağlamak ve yoldaki düzensizliklerden kaynaklanan titreşimleri sönümleyerek konforu arttırmak olduğu söylenebilir.

Literatürde taşıtlarda pasif, aktif ve yarı aktif olmak üzere üç tip süspansiyon sistemi kullanılmıştır [1, 2]. Bunlardan pasif süspansiyon sistemi ucuz olmasından dolayı, günümüzde kullanılan araçlarda en çok tercih edilenidir. Fakat pasif süspansiyon sistemlerinin karakteristikleri sabittir, dolayısıyla değişik çalışma koşullarında titreşim bastırma performansları kısıtlıdır. Aktif süspansiyon sistemlerinin ise özellikleri değişken ve kontrol edilebilirdir, dolayısıyla birçok değişik çalışma koşulunda başarılı sonuçlar verebilirler. Fakat aktif süspansiyon sistemlerinin enerji gereksinimleri fazladır, ek ekipmanlara ihtiyaç duyarlar ve pahalı sistemlerdir. Yarı aktif süspansiyon sistemleri ise pasif ve aktif süspansiyon sistemlerinin arasında bir performans sahiptir. Özellikleri çevrimiçi olarak ayarlanabilir ve enerji ihtiyaçları, aktif sistemler kadar çok değildir. Araçlarda enerji verimliliği ve yakıt tasarrufunun önemi gün geçtikçe arttığından dolayı az enerji tüketen sistemlerin önemini de artmaktadır. Bu nedenle yarı aktif sistemler bu yönüyle günümüzde dikkat çekmektedir.

Yarı aktif süspansiyonların değişken orifisli, değişken sürtünmeli ve ayarlanabilir sıvılı (elektroreolojik, manyetoreolojik vb.) tipleri vardır. Bunlardan, elektroreolojik sıvılı sistemler ve manyetoreolojik sıvılı sistemlerin çalışma mekanizması benzerdir, fakat manyetoreolojik sıvılı sistemler daha az enerji tükettikleri için çalışmalarda daha çok tercih edilirler. Bu yüzden, bu çalışmada da manyetoreolojik sıvılı bir yarı aktif süspansiyon olan Manyetoreolojik (MR) damperli süspansiyon tercih edilmiştir.

Taşıt titreşimleri çeyrek taşıt modeli, yarım taşıt modeli veya tam taşıt modeli kullanılarak incelenebilir. Bunun için öncelikle sistemin bir modelinin kurulması

gerekir. Eğer simülasyon çalışması yapılacaksa, bu model diferansiyel denklemlerden elde edilen matematiksel bir model olabilir. Nümerik simülasyonlar ideal şartlarda gerçekleştirilir ve gerçek sistemlerin cevabına çok yakın sonuçlar verebilseler de tam olarak gerçek durumu yansıtamazlar. Bu yüzden daha gerçekçi sonuçlar elde etmek için deneysel çalışma yapmak gerekir. Deneysel bir çalışma için ya gerçek sistem üzerinde ya da laboratuvar şartlarında kurulan ölçekli modellerde çalışmalar yapmak gerekir.

Taşıt titreşimlerinin araştırılması için kullanılan modellerden en basiti çeyrek taşıt modelidir. Bu modelde açısal hareketler yoktur ve laboratuvar ortamında çeyrek taşıt modelinin oluşturulması, yarım ve tam taşıtta göre daha kolay ve daha az maliyetlidir. Bu yüzden, yalnızca düşey titreşimlerin incelendiği deneysel çalışmalarda genellikle çeyrek taşıt modeli tercih edilir [3]. Yarım ve tam taşıt modellerinin fiziksel özellikleri göz önüne alınırsa, bütünüyle deneysel olarak laboratuvar ortamında bu modelleri oluşturmak oldukça zahmetli ve maliyetli bir iş olacağı söylenebilir. Son yıllarda yapılan bilimsel çalışmalarda, bu iki modelleme yöntemini içeren İngilizce olarak "HILS (Hardware In the Loop Simulation)" olarak adlandırılan Türkçe olarak ise Simülasyon evriminde Donanım (SD) olarak çevrilebilecek yöntem de uygulanmaktadır [2, 4–7]. Bu yöntemde simülasyon içerisinde deneysel veriler gerçek zamanlı olarak kullanılmaktadır. Buradaki temel amaç, matematiksel model ile gerçekçi sonuç elde edilmesi güç olan özellikle doğrusal olmayan dinamik davranışa sahip sistem elemanlarını, laboratuvar ortamında kurup, elde edilen ölçüme dayalı verileri bilgisayar simülasyonunda kullanmaktır.

SD yöntemi ile yarım taşıt gibi büyük kütleye ve boyutlara sahip olan ve laboratuvarda deneysel oluşturulması zahmetli ve maliyetli olan sistemlerin incelenmesindeki zorlukların üstesinden gelinebilir ve simülasyon çalışmasına göre daha gerçekçi sonuçlar elde edilebilir. SD metodunun en üstün yanı, gerçek durumları taklit edebilecek değişik çalışma koşullarının laboratuvar ortamında oluşturulabilmesidir. Farklı türdeki araçlar farklı farklı parametrelere (kütle, sönüm, katılık vs.) sahip olacak şekilde modellenerek, farklı yarı aktif süspansiyon elemanları (MR damper, ER (Elektroreolojik) damper, vs.) farklı yol koşullarında test edilebilirler. Dolayısıyla, SD yöntemi araştırmalarda esneklik sunmaktadır.

1.1 Literatür zeti

MR sıvısı gibi akıllı malzemelerin kullanımı, bilgisayar ve kontrol sistemlerinin gelişmesine paralel olarak son yıllarda artmış olsa da bu konuda yapılan çalışmalar 1940'lara kadar uzanmaktadır. Bu konuda Amerikan araştırmacı Willis Winslow

elektriksel etkiyi kuvvete dönüştüren bir sıvının patentini almıştır ve bu konuda bir makale yayınlamıştır [8]. 1940'larda J. Rabinow da MR sıvılar üzerine bazı araştırmalar yapmıştır ve 1951 yılında MR akışkanlı kuvvet ve moment ileten bir cihaz tasarımını yapmış ve patentini almıştır [9]. İlk zamanlar yarı aktif damper tasarımında piston ucundaki deliklerin ayarlanması düşüncesine dayanan bazı tasarımlar yapılmış fakat mekanik hareketin yavaşlığından dolayı istenen verim alınamamıştır [10]. Bu yüzden araştırmacılar yeni bir yaklaşım arayışına girmişler ve bazıları ER ve MR akıllı sıvılı sistemleri önermişlerdir [11, 12]. Bu konudaki ilk çalışmalar, ER sıvılı sönümleyiciler üzerine yoğunlaşmıştır. Fakat ER sıvıların kullanılmasında yüksek enerji tüketimi ve düşük alan gereksinimi gibi kısıtlamalar bulunmasından dolayı bu konudaki çalışmalar, ER sıvılarda bulunan dezavantajların bulunmadığı, MR sıvılı sistemler üzerine yoğunlaşmıştır.

Bu tezde, yarı aktif MR sıvılı sistem olan MR damper kullanılarak yarım taşıt titreşimlerinin incelenmesi amaçlanmaktadır. Bunun için iki önemli husus vardır. Çalışmada deneysel olarak elde edilen MR damper sönüm kuvveti kullanılmıştır, fakat tasarlanacak kontrolör denklemleri için MR damper matematiksel modeline ihtiyaç vardır. Bu yüzden bunlardan birincisi; MR damperin dinamik karakteristiğini uygun bir şekilde yansıtan MR damper matematiksel modelidir. İkincisi ise; MR damper gerilimini belirleyecek uygun bir kontrolör tasarımıdır. Akıllı malzemelerin sağladığı avantajlardan en üst düzeyde faydalanabilmek, akıllı malzemelerin matematiksel modellerinin hassasiyetine bağlıdır. Diğer taraftan, MR damper oldukça doğrusal olmayan bir karaktere sahip olduğu için matematiksel modeli de doğrusal değildir. MR damperin matematiksel modelinin çıkarılması konusunda birçok çalışma yapılmıştır. Bunlardan en önemlilerinden biri "Phenomenological Model for Magnetorheological Dampers" isimli çalışmadır [13]. Bu çalışmada, bir deney düzeneği yardımıyla daha önce ER sıvısının karakterini tanımlamada kullanılan bazı matematiksel modeller, MR damperin dinamik davranışını modellemek amacıyla kullanılmış ve sonuçlar değerlendirilmiştir. Bunlardan Bouc-Wen modeli, Wen'in 1976 yılında önerdiği modelin Bouc tarafından genelleştirmiş halidir, bu yüzden Bouc-Wen ismi verilmiştir. Bu model, histeresiz karaktere sahip sistemlerin modellenmesi için oldukça kullanışlı bir modeldir [14]. Bu yüzden Wen'in modeli MR damperin matematiksel modelinin elde etmek amacıyla kullanılmıştır. Fakat Bouc-Wen modeli kuvvet-konum ilişkisini iyi bir şekilde karakterize etse de kuvvet-hız karakterini modellemede zayıf kalmıştır [13]. Gamota ve Filisko'nun [15] önerdiği matematiksel modeli ve Bingham modelinide [16] deneysel cevaplarla karşılaştırmışlar, aynı şekilde modellerin MR damperin kuvvet-konum ilişkisini iyi bir şekilde karakterize etse de, kuvvet-hız karakterini modellemede zayıf kaldığını gözlemlemişlerdir. Bu yüzden Bouc wen modeli'ni biraz geliştirerek kuvvet hız ilişkisini düşük hız bölgelerinde de yansıtabilecek bir

model önermişlerdir [13]. Geliştirilmiş Bouc-Wen modeli veya Spencer modeli şeklinde isimlendirilen model, Bouc-Wen modeline ilave edilen paralel bağlı bir yay ve seri bağlı bir sönüm elemanından oluşmaktadır. Diğer modelleri kendi önerdikleri modeller ile karşılaştırmışlar ve önerdikleri yeni modelin gerçek sisteme daha yakın sonuçlar verebildiğini çalışmalarında göstermişlerdir. Çalışma, birçok modeli bir arada incelemektedir. Bu makale incelendiğinde matematiksel modellerin, MR damperin dinamik karakteristiğini tam olarak yansıtamadıkları, fakat yakın sonuçlar verebildikleri söylenebilir. Ayrıca, bu yakın sonuçların her durumda sağlanabileceğini söylenemez. Örneğin; MR damper üreticisi olan amerikan Lord Company isimli şirket, her bir MR damperin karakteristiğinde ufak farklılıklar görülebileceğini belirtmiş ve her MR damperin aynı karakteristiğe sahip olacağını garanti etmemiştir. Önerilen modifiye Bouc-Wen modeli gerçeğe en yakın sonucu vermektedir, fakat yapısı incelendiğinde karmaşık denklemlerden oluştuğu ve parametrelerin belirlenmesi için çok fazla deney yapılması gerektiği görülebilir [17]. Denklemlerin karmaşıklığı göz önüne alındığında, kontrol tasarımını daha karmaşık hale getirebileceği de söylenebilir.

Bu çalışmaların ardından MR damperi modellemek için çalışmalar devam etmiştir. Choi vd. tarafından 2001 yılında yüksek dereceden polinomlar ve deneysel veriler kullanılarak elde edilen yeni bir model önerilmiştir. Herhangi bir mekanik eleman içermeyen verilere ve matematiksel polinom ifadelerine bağlı olan bu modelde, kuvvet-hız eğrisi negatif ve pozitif ivmelenme olarak iki bölgeye ayrılmıştır. Her iki bölge içinde farklı polinom katsayıları kullanılmıştır [18]. Gavin ve arkadaşları 2001 yılında MR damper için bir hiperbolik tanjant modeli önermişlerdir. Modelin geçek sisteme yakın cevap verebildiğini, deney verileri ile simülasyon sonuçlarını karşılaştırarak incelemişlerdir [19]. 2002 yılında Alvarez ve Jimenez tarafından geliştirilen bir diğer model de Lugre modelidir. Alvarez ve Jimenez MR damperin dinamik karakteristiğini tanımlamak için denklemlerde uygulanan gerilimi de kullanmışlardır. Ayrıca ölçülmesi mümkün olmayan iç dinamiğin değişken olan katsayısını da sabit kabul etmişlerdir. Lugre modeli basit olmasına karşın, MR damperin dinamik karakteristiğini başarılı bir şekilde yansıtabilmektedir. Bu modelin en büyük avantajı basit denklemler sayesinde gerçek zamanlı uygulamalarda kullanımının kolay olmasıdır [20]. Dominguez vd. 2006 yılında, MR damperin dinamik karakteristiğini yansıtmada mevcut modellerin yeterli olmadığını ve geliştirilmeleri gerektiğini öne sürmüşlerdir. Bouc-Wen modelinin güzel sonuçlar verdiğini, fakat denklemlerin frekansa bağlı olmamasının performansı düşürdüğünü iddia etmişlerdir. Çalışmada, mevcut Bouc-Wen modelinin denklemlerinin frekans, genlik ve akıma bağlı olarak ifade edecek şekilde geliştirildiğini öne sürmüşlerdir. Önerdikleri modelin başarısını, deneysel sistemden elde edilen verilerle karşılaştırarak

göstermişlerdir. [21]. Zhou vd. yaptıkları çalışmada, MR damper için 1976 yılında Dahl tarafında önerilen [22] ve literatürde Dahl modeli olarak bilinen modeli, daha iyi performans vermesi için modifiye etmişlerdir. Bu modelin Bouc-Wen modeline göre daha basit daha az parametrelili bir model olmasına rağmen Bouc-Wen modeli kadar iyi performans gösterdiğini öne sürmüşlerdir. Kwok vd., özgün bir MR damper modeli öne sürmüşlerdir. Deneysel olarak çeşitli çalışma koşulları altında elde edilen, MR damper kuvvet hız verisine parçacık sürüsü optimizasyonu (PSO) algoritması uygulayarak, öne sürdükleri modelin parametrelerini belirlemişlerdir [23]. MR damper için geliştirilen daha önceki modelleri (Örneğin; Bouc-Wen) temel alarak, daha az karmaşık denklemlerle daha gerçekçi sonuçlar elde etmek için, bu modellerin modifiye edilmesi esasına dayanan bazı çalışmalar da literatürde bulunmaktadır [24]. Yu ve diğerleri 2017 yılında yaptıkları çalışmada ise, MR damperin histeresiz karakterini belirli kısımlara ayırarak oluşturdukları ve histeresiz bölme yöntemi (HDM) olarak isimlendirdikleri, özgün bir matematiksel model öne sürmüşlerdir. Modelin başarısını, deneysel verilerle karşılaştırarak ortaya koymuşlardır [25].

Literatürde yukarıda bahsedilen parametrik modellerin yanında, parametrik olmayan MR damper modelleri de kullanılmıştır. Bu modellerde yay ve sönüm elemanı gibi fiziksel elemanlar kullanılmaz ve deneysel veriler toplanarak elde edilirler. Metered vd. 2009 yılında yaptıkları çalışmada, MR damperi parametrik olmayan şekilde modellemek için Chebyshev polinomlarını kullanmıştır [26]. Yapay sinir ağları (NN) [2, 27–30] ve yapay sinir ağları ve bulanık mantığın bir arada kullanıldığı ve “neuro-fuzzy” olarak isimlendirilen yöntemlerde kullanılarak, MR damper parametrik olmayan şekilde modellenmiştir [31–34]. Bu parametrik olmayan modellerin dezavantajı, tamamen deneysel veri toplama yöntemine dayalı olmasından dolayı, MR damperin karakteristiğini tam olarak yansıtabilmesi için çok fazla deneye ihtiyaç duyması ve veri yükünün çok fazla olmasıdır. Bu yüzden bu çalışmada parametrik bir model tercih edilmiştir.

Sistemlerin yarı aktif kontrolünde, yarı aktif elemanın matematiksel modelinin yanında, kontrol yönteminin seçimi de başarılı sonuçlar elde etmek için önem arz etmektedir. MR damper doğrusal olmayan karaktere sahip olmasına rağmen, sonraki bölümde bahsedilecek olan çalışmalarda, doğrusal kontrol yöntemleri de kullanılmıştır. Doğrusal kontrol yöntemlerinin kullanıldığı çalışmalarda gerekli olan ideal teorik sönüm kuvveti doğrusal kontrolörlere hesaplatılmış ve MR damper sönüm kuvvetinin bu hesaplanan ideal kuvvete, ikinci bir kontrolör (sürekli durum kontrolörü, yapay sinir ağları vb.) kullanılarak veya ters MR damper matematiksel modeli kullanılarak yaklaştırılması amaçlanmıştır. Son yıllarda taşıt titreşimlerinin yarı aktif kontrolü ile ilgili birçok önemli çalışma yapılmıştır. Sonraki bölümde bu çalışmalardan bahsedilmiştir. Bu çalışmalar sadece nümerik simülasyonlar,

laboratuvar ortamında oluşturulan deneysel sistemler, gerçek taşıtların kullanıldığı çalışmalar ile birlikte son yıllarda SCD yöntemi de kullanılarak yapılmıştır.

1.1.1 Nümerik Simülasyon Çalışmaları

Kawabe vd. 1998 yılında yaptıkları çalışmada, yarı aktif süspansiyonların doğrusal olmayan karakterlerinden dolayı doğrusal kontrolörlerin başarılı olamayacağını düşünülüğünü belirtmiş ve bu durumun üstesinden yarı doğrusallaştırma (Quasi-linearization) ve frekans şekillendirme yöntemleri ile gelinebileceğini iddia etmişlerdir. Yarı aktif bir süspansiyona sahip çeyrek taşıt modelini ele alarak, önerdikleri yöntemin başarısını nümerik simülasyonlarla göstermişlerdir [35].

Giua vd. 1999 yılında yaptıkları çalışmada, yarı aktif süspansiyon kontrolü için iki aşamalı bir yöntem önermişlerdir. Giua ve arkadaşlarına göre, birinci aşama optimum kazanç değişimi yöntemi ile taşıt süspansiyonunun titreşimlerini sıfıra çekecek ideal teorik kuvveti hesaplamaktır. İkinci aşama ise hesaplanan bu ideal teorik kuvvete yarı aktif damper sönüm kuvvetini yaklaştırmaktır. Giua ve arkadaşları önerdikleri yöntemin başarısını değişik senaryolara göre yaptıkları simülasyonlarla göstermişlerdir [36].

Yokoyama vd. 2001 yılında yaptıkları çalışmada, MR damperli çeyrek taşıt modelinin yarı aktif kontrolünü, kayan kipli kontrol yöntemiyle gerçekleştirmişlerdir. Yazarlara göre bu çalışmanın en önemli yanları; kontrolör tasarımı damper kuvvetinin ölçülmesine gerek olmaması, sistem performansının bir referans modele bağlı olarak belirlenebilmesi ve kontrolörün parametrik belirsizliklerin üstesinden gelebilecek yetenekte olmasıdır [37].

Yao vd. 2002 yılında yaptıkları çalışmada, MR damper yardımıyla çeyrek taşıt modeli titreşimlerini bastırmaya çalışmışlardır. MR damper matematiksel modeli olarak Bouc-Wen modelini kullanmışlar ve modele ait parametre değerlerini malzeme test cihazı yardımıyla elde etmişlerdir. Kontrol yöntemi olarak Skyhook kontrol yöntemini kullanmışlar ve sonuçları bazı grafikler ile göstermişlerdir [10].

Dalei ve Haiyan 2002 yılında yaptıkları çalışmada, MR damperli bir çeyrek taşıt modeli için direktif adaptif kontrol temeline dayanan yapay sinir ağları yöntemini önermişlerdir. Önerilen yöntemin başarısını bilgisayar simülasyonları yardımıyla incelemişlerdir [38].

Wang vd. yaptıkları çalışmada, çeyrek taşıt modelinin yarı aktif kontrolünü MR damper kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Çeyrek taşıta ait titreşimleri bastırabilmek için kuvvet takipli oransal-integral (PI) kontrolör tasarlamışlardır. Kontrol yönteminin

başarısını pasif sistemle karşılaştırarak göstermişlerdir [39].

Caponetto vd. 2003 yılında yaptıkları çalışmada, Shkyhook ve bulanık mantıklı kontrol yöntemlerinin bir arada kullanıldığı, hibrit bir yöntem önermişlerdir. Çeyrek taşıt modelinde ön bir çalışma yaptıktan sonra, yöntemi tam taşıt modelinde uygulamışlardır. Kontrolörde kullanılan katsayıları optimize etmek için, genetik algoritma (GA) yöntemini kullanmışlardır [40].

Ying vd. 2003 yılında yaptıkları çalışmada, n serbestlik dereceli bir sistem ele alarak, bu sistemde MR veya ER damper kullanıldığı varsayımıyla bir stokastik optimal yarı aktif kontrolör tasarımı yapmışlardır. Değişik senaryolarda, tasarlanan kontrolörün başarısı elde edilen grafikler yardımıyla incelenmiştir [41].

Sammier vd. 2003 yılında yaptıkları çalışmada, MR damperli çeyrek taşıt modelinin kontrolü için H_∞ kontrol yöntemini önermişlerdir. Önerdikleri kontrol yönteminin başarısını göstermek amacıyla, H_∞ kontrolör ile elde edilen sistem cevaplarını, pasif durum ve yarı aktif süspansiyon kontrol çalışmalarında en çok tercih edilen kontrolör olan, Skyhook kontrol yöntemi kullanılarak elde edilen sistem cevapları ile karşılaştırmışlardır [42].

Ulukapı 2005 yılında, bir MR damperli bir çeyrek taşıt modelinin yarı aktif kontrolü hakkında bir tez çalışması gerçekleştirmiştir. Kontrol yöntemi olarak ise Skyhook, Groundhook ve iki yöntemin bir arada kullanıldığı yöntem olan hibrit kontrol yöntemlerini kullanmıştır. Konfor ve yol tutuşundaki iyileşmeleri incelemek amacıyla MATLAB-Simulink programı yardımıyla bazı simülasyonlar gerçekleştirmiştir ve sonuçları değerlendirmiştir [43].

Du vd. 2005 yılında yaptıkları çalışmada, MR damperli bir çeyrek taşıt modelinin kontrolü için H_∞ kontrol yöntemini kullanmışlardır. MR damper matematiksel modeli olarak Choi tarafından önerilen [18] polinomal MR damper modelini kullanmışlardır. Bir malzeme test cihazını kullanarak, MR damper matematiksel modelinin parametrelerini optimize etmişlerdir. Sonuçları simülasyonlar yardımıyla aktif ve pasif durumla karşılaştırarak değerlendirmişlerdir [44].

Dixit ve Buckner 2005 yılında yaptıkları çalışmada, MR damperli çeyrek taşıt modeli için kayan kipli kontrolör tasarlamışlardır. Bu çalışmada referans model olarak Skyhook modeli kullanılmış ve taşıtta parametrik belirsizliklerin oluşacağı öngörüsüyle kontrolörü bu belirsizlikler ile başedebilecek şekilde tasarlamışlardır. Çalışmada, tüm değişkenlerin gerçekte ölçülmesinin zor olacağı belirtilip tüm değişkenleri ölçmek yerine gözlemleyici tasarlanarak, kullanılacak sensör miktarı azaltılmıştır. Bu çalışmada yol girişinin ölçüldüğü varsayılmıştır [45].

Song vd. 2005 yılında yaptıkları çalışmada, taşıt koltuğunu tek serbestlik dereceli bir sistem olarak modellemişlerdir. Yolcu konforunun artırılması ve titreşimlerin bastırılması için adaptif kontrol tasarımı yapmışlardır. Bu çalışmada MR damper matematiksel modeli kontrol tasarımında kullanılan denklemlerin içerisine katılmamış ve problemi kolaylaştırmak için parametrik olmayan bir MR damper modeli tercih edilmiştir. Yapılan tasarımın başarısı sadece nümerik simülasyon çalışmalarıyla değerlendirilmiştir [46].

Guo vd. 2006 yılında yaptıkları çalışmada, MR damperli bir çeyrek taşıt modeli için Skyhook kontrolör tasarımı yapmışlar ve kontrolör performansı üzerine, sistem parametrelerinin etkisini incelemişlerdir [47].

Ahmadian ve Vahdati'nin 2006 yılında yaptıkları çalışmada, sadece Groundhook ya da sadece Skyhook kontrol yöntemini sisteme uygulamak yerine, ikisinin aynı anda uygulandığı hibrit bir yöntemi önermişlerdir. Önerilen yöntemin performansını incelemek amacıyla, MR damperli çeyrek taşıt modeli kullanmışlar ve yapılan simülasyonlar sonucunda önerilen sistemin başarısını ortaya koymuşlardır [48].

Canale ve Novara 2006 yılında yaptıkları çalışmada, yarım taşıt modelinin yarı aktif kontrolünü gerçekleştirmek amacıyla MATLAB programı ortamında üç adet kontrolör tasarlamışlardır. Bunlar hızlı model öngörülü kontrolör (FMC), Skyhook kontrolör ve kırpılmış lineer karesel (kırpılmış-LQ) kontrolördür. Canale ve Novara bu çalışmada, çeşitli yol girişleri ve hızlarda simülasyonlar yaparak kontrolör performanslarını incelemişler [49].

Dong vd. 2006 yılında yaptıkları çalışmada, MR damperin zaman gecikmesine sahip olduğunu ve bunun da teorik olarak tasarlanan kontrolörlerin performansını olumsuz etkileyeceğini belirtmiştir. Bu problem için zaman gecikmesinin üstesinden gelebilecek bir yöntem olarak, adaptif bulanık mantıklı yapay sinir ağları yöntemini önermişlerdir. Yöntemi MR damperli bir çeyrek taşıt modeline uygulamış ve tümsek yol girişi için yöntemin başarısını göstermiştir [50].

Zhang vd. 2006 yılında yaptıkları çalışmada, altı serbestlik dereceli MR damperli bir taşıt modelinin kontrolünü, Lineer Karesel Düzenleyici (LQR) yöntemi ile gerçekleştirmişlerdir. LQR kontrolörün performansını pasif durum ile karşılaştırarak incelemişlerdir [51].

Karkoub ve Zribi 2006 yılında yaptıkları çalışmada, MR damperli yarım taşıt modelini incelemişlerdir. MR damper matematiksel modeli olarak, modifiye Bouc-Wen modelini kullanmışlar ve yarı aktif kontrol tasarımı için, optimal kontrol yöntemini kullanmışlardır. Sonuçları yaptıkları simülasyonlar ile incelemişlerdir [52].

Savaresi ve Spelta, klasik çeyrek taşıt modelinin yarı aktif kontrolü için Skyhook kontrolöre ek olarak, optimal kontrol mantığı kullanılarak geliştirilen Hızlanma Tahrikli Sönümleme (ADD) kontrol yöntemini önermişlerdir. Daha sonra, önerilen ADD kontrol yöntemi ve Skyhook kontrol yöntemini birlikte kullanarak hibrit bir yöntemi çeyrek taşıt modeline uygulamışlardır. Önerilen hibrit kontrol yönteminin başarısını grafiklerle ortaya koyarak, optimal yöntemle çok yakın bir yöntem geliştirdiklerini iddia etmişlerdir [53].

Bilgiç 2007 yılında yaptığı yüksek lisans tez çalışmasında, bir çeyrek taşıt modeli için öncelikle bir MR damper modeli olmadan PID kontrolör, bulanık mantıklı kontrolör ve kayan kipli kontrolör tasarımı gerçekleştirmiştir. Daha sonra, aktif kontrol metodlarını yarı aktif sisteme MR damper matematiksel modellerini kullanarak uygulamış ve MR damper matematiksel modellerinin kontrol metodları üzerine etkisini incelemiştir [54].

Yabansu 2008 yılında yaptığı tez çalışmasında, yarı aktif sistemlerin kontrolü için Skyhook, geri beslemeli kontrol, LQR ve anahtarlama kontrol yöntemlerini incelemiştir. Çeşitli yol girişleri altında MATLAB-Simulink programı yardımıyla gerçekleştirdiği simülasyonlar ile kontrol yöntemlerinin performanslarını incelemiştir [55].

Tyan 2008 de yaptığı çalışmada, MR damperli bir çeyrek taşıt modelinin kontrolü için H_{∞} -PD (Oransal Türevsel) hibrit yöntemini önermiştir. Çalışmada, uygulanabilirliği arttırmak için sadece süspansiyon rölatif yer değiştirmesi ve hızının ölçüldüğünü kabul etmiştir [56].

Vassal vd. 2008 yılında yaptıkları çalışmada, yarı aktif süspansiyon sistemine sahip çeyrek taşıt modeli için LPV (linear parameter varying) kontrol yöntemini önermişlerdir. Yöntemin daha önceki yapılan çalışmalara göre sağladığı faydaları yaptıkları simülasyon çalışmalarıyla ortaya koymuşlardır [57].

Herran vd. 2008 yılında yaptıkları çalışmada, MR damperli çeyrek taşıt modelinin kontrolü için eyleyici dinamiğini ve gerçekte uygulanabilirliği dikkate alarak üç tip kontrol yöntemini kullanmışlardır. Bunlar; Skyhook, Groundhook ve Skyhook-Groundhook hibrit kontrol yöntemleridir. Kontrolör performanslarını, grafikler ve çeşitli performans kriterleri yardımıyla incelemiştir [58].

Prabakar vd. 2009 yılında yaptıkları çalışmada, MR damperli bir yarım taşıt modelini incelemiştir. MR damper matematiksel modeli olarak Bouc-Wen modelini kullanmışlar ve gerçek bir MR damperi deneysel olarak inceleyerek, model katsayılarını optimize etmişlerdir. Kontrol algoritması olarak, özizlemeli H_{∞}

kontrol yöntemini önermişlerdir. Kontrolör katsayılarını ise genetik algoritma ile elde etmişlerdir. Önerilen yöntemin başarısını, önizlemesiz H_∞ kontrol yöntemi cevaplarıyla karşılaştırarak incelemişlerdir [59].

Akyüz 2009 yılında yaptığı yüksek lisans tez çalışmasında, MR damperli bir taşıt süspansiyon sistemi için Skyhook kontrolör tasarımı gerçekleştirmiştir. Çalışmasında çeşitli MR damper matematiksel modellerini incelemiştir. Kontrolörün başarısını pasif duruma göre yaptığı simülasyon çalışmaları sonucu elde ettiği grafikler ve bazı performans kriterleri yardımıyla değerlendirmiştir [60].

Erdoğan 2009 yılında yaptığı yüksek lisans tez çalışmasında, yedi serbestlik dereceli bir taşıt modeli için LQR yöntemini kullanarak, yarı aktif kontrolör tasarımı gerçekleştirmiştir. Buna ek olarak, yarı aktif süspansiyonlarda sıkça tercih edilen, Skyhook kontrolör tasarımı da gerçekleştirmiştir. Tasarlanan kontrolörlerin etkinliğini simülasyon çalışmaları ile zaman ve frekans alanında incelemiştir [61].

Dong vd. 2011 yılında yaptıkları çalışmada, MR damperli tam taşıt modelinin yarı aktif kontrolü için arıza oluşma durumunu göz önüne alan, arıza toleranslı adaptif kayan kipli kontrol yöntemini önermişlerdir. MR damperin de diğer sönüm elemanları gibi çalışırken ısındığı bilinmektedir. Bu çalışmada arızanın MR damperin ısınmasından kaynaklandığı varsayılarak, tümsek yol girişi için zaman alanında tasarlanan kontrolörün performansını nümerik simülasyonlarla incelenmişlerdir [62].

Kasemi vd. 2012 yılında yaptıkları çalışmada, MR damperli taşıt süspansiyon sistemi için bulanık mantık ve PID (Fuzzy-PID) kontrolörlerinin aynı anda kullanılmasının, taşıtlarda titreşim sönümleme performansını arttıracaklarını iddia etmişlerdir. Yaptıkları simülasyon çalışmalarıyla, sadece PID kontrolör kullanılan durum ile bulanık mantık ve PID kontrolörün aynı anda kullanıldığı durumun cevaplarını karşılaştırmışlardır [63].

Herran vd. 2012 yılında yaptıkları çalışmada, H_∞ temeline dayanan, Takagi Sugeno bulanık mantıklı kontrol yöntemini önermişlerdir. Çalışmada, taşıt modeli olarak çeyrek taşıt modeli ve MR damper modeli olarak ise Bouc-Wen modelini tercih etmişlerdir. Önerilen yöntemin başarısını zaman ve frekans alanında elde edilen grafikler, bazı performans kriterlerini kullanarak ve pasif durumla karşılaştırarak değerlendirmişlerdir [64].

Zareh vd. 2012 yılında yaptıkları çalışmada, bir binek aracı on bir serbestlik dereceli olarak modellemiş ve özgün bir kontrol yöntemi olarak, neuro-fuzzy olarak isimlendirilen yapay sinir ağları ve bulanık mantıklı kontrolünün hibrit kullanımını önermişlerdir. MR damper matematiksel modeli olarak Bouc-Wen modelini kullanmışlardır. Önerdikleri bu yaklaşımın üstünlüğünü, daha önce

araç süspansiyonunun yarı aktif kontrolünde uygulanan LQR ve LQG (Lineer Karesel Gaussian) kontrol yöntemleri ile yaptıkları simülasyon çalışması yardımıyla karşılaştırarak göstermişlerdir [65].

Zapateiro vd. 2012 yılında yaptıkları çalışmada, MR damperli süspansiyon sistemine sahip, iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modelinin yarı aktif kontrolünü gerçekleştirmişlerdir. MR damperin oldukça doğrusal olmayan bir karaktere sahip olduğunu ve dolayısıyla iyi bir performans alabilmek için doğrusal olmayan kontrol yöntemlerinin sisteme uygulanması gerektiğini belirtmişlerdir. Yaptıkları çalışmada, geri adımlama temelli adaptasyon terimleri içeren, H_∞ kontrol yöntemi ve Sayısal Geribesleme Teorisi (QFT) yöntemini kullanmışlardır. QFT yönteminin genellikle doğrusal sistemlere uygulandığını, fakat doğrusal olmayan sistemlere de uygulanabileceğini iddia etmişlerdir. Sistemde belirsizlikler olduğunu varsayarak MATLAB-Simulink programı yardımıyla yapılan simülasyonlar ile kontrolör performanslarını değerlendirmişlerdir [66].

Du vd. 2013 yılında yaptıkları çalışmada, MR damperli çeyrek taşıt modelinin kontrolü için Takagi Sugeno bulanık mantıklı kontrol ve H_∞ kontrol yöntemlerini birlikte önermişlerdir. Gerçek uygulamalarda bütün değişkenleri sensörler yardımıyla ölçmek zor maliyetli olacağı varsayımıyla gözlemleyiciler tasarlamışlardır. Yöntemin başarısını, sayısal simülasyonlar vasıtasıyla incelemişlerdir [67].

Yao vd. 2013 yılında yaptıkları çalışmada, MR damperli süspansiyona sahip bir taşıt koltuğu tasarlamışlardır. Koltuk süspansiyonun kontrolü için klasik Skyhook kontrolörün yerine, H_∞ kontrolör önermişlerdir. Önerilen H_∞ kontrolörün başarısını, değişik yol girişi altında Skyhook kontrolör ile karşılaştırarak değerlendirmişlerdir [68].

Paksoy vd. 2014 yılında yaptıkları çalışmada, MR damperli tam taşıt modelinin yarı aktif kontrolü için öz uyarlamalı bulanık mantıklı kontrol yöntemini önermişlerdir. Bulanık mantıklı kontrol yönteminde, MR damper matematiksel modeline ait denklemler, direkt olarak kontrolör denklemlerinde kullanılmadığı için, karmaşık modeller kullanılmasının işlem yükünü arttırmayacağını iddia etmişlerdir. Bu yüzden bu çalışmada, MR damper matematiksel modeli olarak, Geliştirilmiş Bouc-Wen modelini tercih etmişlerdir. Sonuçları, pasif durum cevaplarını, bulanık mantıklı kontrol durumu cevapları ile grafikler, RMS (Root Mean Square) ortalamaları ve bazı performans kriterleri yardımıyla karşılaştırarak incelemişlerdir [69]. Ayrıca aynı konuda Yıldız Teknik Üniversitesinde 2013 yılında bir tez sunulmuştur [70].

Nugroho vd. 2014 yılında yaptıkları çalışmada, MR damperli çeyrek taşıt modeli için Skyhook ve Groundhook kontrol yaklaşımını temel alan Takagi Sugeno-Kang fuzzy

kontrol yöntemini önermişlerdir. Kontrol yöntemini çeyrek taşıt modeline uygulamak için Adaptif Nöro Bulanık Çıkarım Sistemi (ANFIS) yöntemini kullanmışlardır. Önerilen kontrol yönteminin başarısını basamak, sinüs ve tümsek yol girişleri için pasif durum ve geliştirilmiş Bouc-Wen modelini kullanarak (ANFIS olmadan) gerçekleştirilen kontrol cevaplarıyla karşılaştırmışlardır [71].

Yildiz vd. yaptıkları çalışmada, çeyrek taşıt modeli için H_∞ ve doğrusal olmayan adaptif kontrolör tasarımı yapmışlardır. Taşıtlara ait parametrelerin yolcu sayısına göre veya seyir halindeyken yay ve sönüm elemanının ısınması gibi sebeplerden kolayca değişebileceğini vurgulayıp, tasarlanan kontrolörlerin bu belirsizliklerin üstesinden gelebilecek şekilde tasarlanması gerektiğini iddia etmişlerdir. Çalışmada, tasarlanan kontrolörün başarısı, MR damperin matematiksel modelinin parametrelerinin doğru olmasına bağlı olduğu için, MR damper matematiksel modelinin parametrelerini deneysel olarak optimize etmişlerdir. Yaptıkları simülasyonlar sonucunda, adaptif kontrolörün H_∞ kontrolöre göre daha başarılı sonuçlar verdiğini göstermişlerdir [72].

Esmaili vd. 2015 yılında yaptıkları çalışmada, MR damperli çeyrek taşıt modelinin kontrolü için, yüke bağlı LPV- H_2 kontrol yöntemini önermişlerdir. MR damperin değişken sönüm kuvvetini tespit etmek için ise LLNF (Locally Linear Neuro-Fuzzy) yöntemini kullanmışlardır. Önerilen yöntemin başarısını yaptıkları simülasyonlar yardımıyla, H_∞ kontrol yöntemi ile karşılaştırarak göstermişlerdir [73].

Cseko vd. 2015 yaptıkları çalışmada, MR damperli bir çeyrek taşıt modelinin titreşimlerini bastırmak için kontrolör tasarımı gerçekleştirmişlerdir. Daha önce yapılan çalışmalarda, tüm değişkenlerin ölçüldüğü çalışmaların hem maliyetli olabileceği hem de işlem yükü ile kontrolörü yavaşlatabileceği düşüncesi ile sadece süspansiyon rölatif yer değiştirmesine ihtiyaç duyan, kesin model öngörülü kontrolör tasarımı gerçekleştirmişlerdir. Ayrıca çalışmada, Gaussian radyal temelli yapay sinir ağları ile kesin model öngörülü kontrolör tasarımının nasıl yapılacağı anlatılmış, fakat bu yöntemin uygulamasının pahalı olabileceği vurgulanmıştır. Önerilen yöntemlerin titreşim sönümleme performansları, çeşitli yol girişleri altında nümerik simülasyonlarla incelemişlerdir [74].

Kurt vd. 2016 yılında yaptıkları çalışmada, MR damperli yarım kamyon modelinin yarı aktif kontrolü için bulanık mantıklı kontrol yöntemini önermişlerdir. Önerilen yöntemin başarısını, rastgele yol girişi altında yapılan simülasyon çalışmaları yardımıyla, pasif durum ile karşılaştırarak göstermişlerdir [75].

Tuncer vd. 2016 yılında yaptıkları çalışmada, MR damperli yarım taşıt modelinin yalpalama açısız hareketini incelemişlerdir. Yapılan yaklaşımda, araç enine ikiye

bölünmüş ve iki tekere de farklı yol girişi uygulanmıştır. Kontrol yöntemi olarak bulanık mantıklı kontrol yönteminin önerildiği çalışmada, rastgele yol girişi için sonuçlar, pasif durum ile karşılaştırılarak incelenmişlerdir [76].

Bashir vd. 2018 yılında yaptıkları çalışmada, MR damperli çeyrek taşıt modelinin yarı aktif kontrolü için Türevsel İntegral Oransal kayan kipli kontrol (PID-SMC) yöntemini önermişlerdir. Önerilen yöntemin başarısını tümsek ve rastgele yol girişi altında yaptıkları simülasyonlar ile incelemişlerdir [77].

Huang vd. 2018 yılında yaptıkları çalışmada, bir yarım taşıt modelinin aktif kontrolü için özgün bir gürbüz adaptif kontrolör tasarımı yapmışlardır. Tasarımda, sistemde parametrik belirsizlikler olduğunu varsaymış ve parametrelerin gerçek değerlerine yakınsadıklarını göstermişlerdir. Tasarlanan kontrolörün performansını nümerik simülasyonlar yardımıyla incelemişlerdir [78].

Gonc vd. 2019 yılında yaptıkları çalışmada, MR damperli yarım taşıt modelinin titreşimlerinin kontrolü için durum-bağılı riccati denklemleri yöntemini önermişlerdir. MR damperi matematiksel olarak modellemek için Lugre MR damper modelini kullanmışlardır. Kontrolörün başarısını yaptıkları simülasyon çalışmaları ile incelemişlerdir [79].

Shehata vd. 2019 yılında yaptıkları çalışmada, MR damperli yarım taşıt modeli titreşimlerini bastırmak için bulanık mantık temelli öz uyarlamalı PID kontrolör tasarımı yapmışlardır. Yöntemin başarısını pasif durum ile zaman ve frekans alanında karşılaştırarak incelemişlerdir [80].

Abtahi 2019 yılında yaptığı çalışmada, MR damperli yarım taşıt modeli için kaos teorisi çalışması gerçekleştirmiştir. Kaotik hareketler yapan sistemin kararlılığını sağlamak için özgün bir optimal kayan kipli kontrolör tasarlamıştır. Tasarlanan kontrolörün kaotik salınımları başarılı bir şekilde bastırdığını, yaptığı simülasyon çalışmaları ile göstermiştir [81].

Jeyasenthil vd. 2019 yılında yaptıkları çalışmada, tam taşıt modelinin yarı aktif kontrolü için Skyhook ve QFT kontrol yöntemlerini kullanmışlardır. Hızlı cevap veren bir MR damper türünün son yıllarda üretildiğini iddia etmişlerdir. İki farklı tür MR damperli olarak sistemi modelleyerek rastgele yol girişi altında iki farklı MR damperin titreşim sönümleme performanslarını karşılaştırmışlardır [82].

1.1.2 Tam Bir Deneysel Sistem Kullanılan Çalışmalar

Kim vd. 1999 yılında yaptıkları çalışmada, çeyrek taşıt modeline, LQ kontrol yöntemini ve frekans şekillendirmeli LQ kontrol yöntemini uygulamışlardır. Daha gerçekçi sonuçlar elde etmek ve yöntemin uygulanabilirliğini göstermek amacıyla çeyrek taşıtı deneysel olarak laboratuvar ortamında kurmuşlar ve kontrolörlerin başarısını incelemişlerdir [83].

Ahmadian ve Pare 2000 yılında yaptıkları çalışmada, Grounhook ve Skyhook kontrol yöntemlerinin bir arada kullanıldığı hibrit bir kontrol yöntemi önermişlerdir. Bu önerilen hibrit kontrol yönteminin sadece Skyhook veya sadece Groundhook kontrolör kullanılarak yapılan tasarımlardan daha başarılı sonuç verdiğini göstermek amacıyla, deneysel bir çeyrek taşıt modelini laboratuvar ortamında kurmuşlardır. Deney sistemine rastgele yol girişi uygulamışlar ve sonuçları deneyden elde edilen grafikler ve RMS ortalamaları gibi bazı sayısal verilerle incelemişlerdir [84].

Dalei ve Haiyan 2002 yılında yaptıkları çalışmada, MR damperli bir çeyrek taşıt modeli için indirekt adaptif kontrol temeline dayanan yapay sinir ağları yöntemini önermişlerdir. Önerilen yöntemin başarısını deneysel olarak, zaman ve frekans alanında incelemişlerdir [85].

Goncalves ve Ahmadian 2002 yılında yaptıkları çalışmada, MR damperli çeyrek taşıt modelinin geçici cevabını incelemek amacıyla, laboratuvar ortamında deneysel bir çeyrek taşıt modeli oluşturmuşlardır. Skyhook kontrol ve Groundhook kontrol yöntemlerinin aynı anda kullanıldığı, hibrit kontrol yönteminin basamak yol girişi durumundaki başarısını deneysel olarak incelemişlerdir [86].

Ahmadian vd. 2004 yılında yaptıkları çalışmada, taşıt koltuğunun altına MR damper yerleştirmişlerdir. Klasik Skyhook kontrol yöntemi, ani güç yüklemeleri dolayısıyla ivmelerde ani yükselişlere sebep olabildiği için, klasik Skyhook kontrol yöntemine alternatif olarak “Skyhook fonksiyonu” ve “no-jerk Skyhook kontrol” olarak isimlendirdikleri iki farklı kontrol yöntemini tek serbestlik dereceli sisteme uygulamışlardır. Önerilen kontrol yöntemlerinin klasik Skyhook kontrol yöntemine göre daha başarılı sonuçlar verdiğini, en iyi titreşim sönümleme performansını ise no-jerk Skyhook kontrol yönteminin verdiğini yaptıkları deneyler ile göstermişlerdir [87].

Guo vd. 2004 yılında yaptıkları çalışmada, MR damperli bir çeyrek taşıt modelini laboratuvar ortamında kurmuşlardır. MR damperi kontrol etmek için yapay sinir ağları yöntemini kullanmışlar ve sistemin gerçekte uygulanabilirliğini ve başarısını ISO (International Organization for Standardization) tarafından C sınıfı olarak

değerlendirilen pürüzlülükteki yol girişi altında yaptıkları deneyler ile ortaya koymuşlardır [88].

Sung vd. 2007 yılında yaptıkları çalışmada, çeyrek taşıt modelinin titreşimlerini laboratuvar ortamında kurdukları bir fiziksel model ile incelemişlerdir. Sistemin yarı aktif kontrolünü, ER damper kullanarak gerçekleştirmişler, kontrolör olarak ise, ayırık zamanda kayan kipli bulanık mantıklı kontrolör tasarımı yapmışlardır. Yöntemin performansını deneysel olarak elde ettikleri bazı grafikler yardımıyla değerlendirmişlerdir [89].

Rashid vd. 2011 yılında yaptıkları çalışmada, laboratuvar ortamında deneysel olarak oluşturdukları çeyrek taşıt modelinin titreşimlerini bastırmak amacıyla, bulanık mantık ve PID kontrol yöntemlerini hibrit olarak kullanmayı önermişlerdir. MR damper matematiksel modeli olarak Bouc-Wen modelini kullanmışlar ve önerilen kontrolörün başarısını pasif sistem cevapları ile karşılaştırarak göstermişlerdir [90].

Yıldız 2013 yılında, MR damperli çeyrek taşıt modelinin yarı aktif kontrolü hakkında bir yüksek lisans tezi yazmıştır. Tezde ölçeksiz gerçek bir çeyrek taşıt modelini laboratuvar ortamında oluşturmuştur. Kontrolörü, ilk olarak bütün parametrelerin bilindiği varsayımıyla tasarlamıştır. İkinci olarak ise MR damper ve çeyrek taşıt modeline ait parametrelerin bilinmediği varsayımıyla tasarlamıştır. Gerçekleştirdiği bazı simülasyon ve deney çalışmalarının sonuçlarını, MR damperin kontrol edilmediği durum ile karşılaştırarak değerlendirmiştir [91].

Yao vd. 2013 yılında yaptıkları çalışmada, çeyrek taşıt modelini laboratuvar ortamında deneysel olarak kurmuşlardır. MR damperli süspansiyona sahip sistem için model referans kayan kipli kontrol metodunu önermişler ve önerilen kontrolörün başarısı pasif durum ve Skyhook kontrolör ile karşılaştırarak değerlendirmişlerdir [92].

Nguyen vd. 2017 yılında yaptıkları çalışmada, parametrik belirsizlik içeren MR damperli çeyrek taşıt modelinin yarı aktif kontrolü için özgün bir adaptif optimal bulanık mantıklı kayan kipli kontrolör önermişlerdir. Daha gerçekçi sonuçlar elde etmek amacıyla, çeyrek taşıtı deneysel olarak laboratuvar ortamında kurmuşlardır. Yaptıkları deneyler yardımıyla önerilen kontrol yönteminin başarısını incelemişlerdir [93].

Tang vd. 2017 yılında yaptıkları çalışmada, MR damperli çeyrek taşıt modelinin düşey titreşimlerini bastırmak için Takagi-Sugeno bulanık mantıklı kontrol (TS-FLC) yöntemi ve Skyhook yöntemlerini kullanmışlardır. Tasarladıkları bulanık mantıklı kontrolörün başarısını göstermek amacıyla, çeyrek taşıt modelini deneysel olarak oluşturmuşlar ve Skyhook kontrol yöntemi ile karşılaştırmışlardır. Sonuçları bazı grafikler ve RMS

ortalamaları gibi kriterleri kullanarak değerlendirmişlerdir [3].

Unuh vd. 2017 yılında yaptıkları çalışmada, MR damperli çeyrek taşıt modelini deneysel olarak oluşturmuş ve sisteme tümsek yol girişi uygulamışlardır. MR damperin titreşim sönümleme performansını değerlendirmek için, sisteme pasif damper ekleyerek sonuçları karşılaştırmışlardır. Çalışmada, kontrolör tasarlanmamış sadece MR dampere değişik değerlerde sabit akım gönderilmiştir [94].

Wu vd. 2019 yılında yaptıkları çalışmada, 2 serbestlik dereceli MR damperli bir süspansiyon sisteminin kontrolü için PWA- H_∞ (Piecewise Affine H_∞) kontrol yöntemini önermişlerdir. MR damper modeli olarak ise hiperbolik tanjant fonksiyon temelli MR damper modelini kullanmışlardır. Laboratuvar ortamında oluşturdukları tam ölçekli çeyrek taşıt modeli yardımıyla deneysel olarak, MATLAB-Simulink programı yardımıyla da nümerik olarak kontrolörün performansını değerlendirmişlerdir [95].

1.1.3 Gerçek Bir Otomobilin Kullanıldığı Çalışmalar

Yu vd. 2006 yılındaki yaptıkları çalışmada, MR damperli bir çeyrek taşıt modeli için bulanık mantıklı kontrolör tasarlamışlardır. Sistemi yaptıkları bazı simülasyonlar yardımıyla incelemişler ve kontrol yönteminin uygulanabilirliğini incelemek için gerçek bir araca, MR damper yerleştirmişler ve kontrolünü gerçekleştirmişlerdir. Aldıkları ölçümleri kontrolörlü ve kontrolörsüz durumları karşılaştırarak incelemişlerdir [96].

Liu vd. 2005 yılında yaptıkları çalışmada, yarı aktif taşıt süspansiyonu için bulanık mantıklı kayan kipli kontrol yöntemini incelemişlerdir. Gerçek bir taşıt üzerinde kontrol yönteminin başarısını deneysel olarak incelemişlerdir [97].

Dong vd. 2007 yılında yaptıkları çalışmada, Mazda 323 modeline klasik pasif damperi sökmüş ve yerine MR damper monte etmişlerdir. Dspace Autobox aracı yardımıyla, taşıta HSIC (İnsan Simule Akıllı Kontrol) kontrol yöntemini uygulamışlardır. Yöntemin pasif sisteme göre titreşim bastırma performansını, zaman ve frekans alanında deneysel olarak incelenmişlerdir [98].

Dong vd. 2008 yılında yaptıkları çalışmada, MR damperli taşıtın yarı aktif kontrolünü gerçekleştirmek amacıyla, sensör motor etkileşimli akıllı şema temelli HSIC yöntemini önermişlerdir. Sistemde zaman gecikmesi olduğunu belirtmiş, zaman gecikmesinin üstesinden gelmek için yapay sinir ağların yöntemini önermişlerdir. Gerçek bir taşıta MR damperleri monte ederek çeşitli deneyler gerçekleştirmişlerdir. Sensör motor etkileşimli akıllı şema temelli HSIC yönteminin başarısını, sadece HSIC yönteminin

kullanıldığı durum ile karşılaştırarak değerlendirmişlerdir [99].

Emekli 2008 yılında yaptığı çalışmada, hafif ticari bir araç için yarı aktif süspansiyon tasarımı yapmıştır. Yarı aktif eleman olarak CVD tercih etmiştir. Sistemin kontrolü için Skyhook, Groundhook ve ikisinin bir arada kullanıldığı hibrit kontrol yöntemlerini kullanmıştır. Kontrolörlerin performanslarını değerlendirmek için, öncelikle çeşitli simülasyonlar gerçekleştirmiş, ardından deneysel çalışma için Ford firmasına ait “Ford Transit Connect” prototip aracını kullanmıştır. Yarı aktif süspansiyon sistemin başarısını deneysel olarak çeşitli yol girişleri altında incelemiştir [100].

Yu vd. 2009 yılında yaptıkları çalışmada, MR damperli ve bulanık mantıklı yapay sinir ağları yöntemi ile kontrol edilen yarı aktif süspansiyona sahip taşıtın, yol tutuşunu araştırmak için gerçek bir taşıta MR damperleri monte etmişlerdir. Kontrol yönteminin taşıt yol tutuş kararlılığına etkisini çeşitli deneyler yaparak incelemiştir [101].

Yu vd. 2009 yılında, MR damperli süspansiyon üzerine nümerik olarak gerçekleştirdikleri çalışmalarını, gerçek taşıt üzerine uygulamışlardır. Değişik yol koşullarında performansları, zaman ve frekans alanında değerlendirmiş, titreşim izolasyonunda en başarılı kontrol yönteminin HSIC kontrol yöntemi olduğunu iddia etmişlerdir [102].

Dong vd. 2010 yılında yaptıkları çalışmada, çeyrek taşıt modeli için en uygun kontrolörü bulmak için beş farklı kontrol yöntemini, çeyrek taşıt modeline uygulamışlardır. Bunlar; Skyhook kontrol, hibrit kontrol, LQG kontrol, kayan kipli kontrol ve bulanık mantıklı kontroldür. Çeyrek taşıt üzerinde çeşitli simülasyonlar yaptıktan sonra, kontrol yöntemlerini gerçek bir minibüs üzerinde de test etmişlerdir [103].

Krauze 2013 yılında yaptığı çalışmada, gerçek bir ATV arazi aracını kullanarak, aracın yarı aktif kontrolünü gerçekleştirmiştir. Çalışmada, yarı aktif eleman olarak MR damperi kullanmış ve aracın kontrolü için LQ optimal kontrolör ve yapay sinir ağları yöntemini bir arada kullanmıştır. Sonuçları elde ettiği ölçüm veriler ile değerlendirmiştir [104]. Krauze vd. 2018 yılındaki yaptıkları çalışmada ise aynı gerçek ATV aracına Skyhook kontrol yöntemini uygulamışlardır. Çalışmada kontrolörlere gerekli olan ideal kuvvet miktarını hesaplatılmış ve gerekli olan MR damper gerilimini elde etmek için ters MR damper modelini kullanmışlardır [105].

1.1.4 Simülasyon Çevriminde Donanım Yöntemi Kullanılarak Yapılan Çalışmalar

Hwang vd. 1997 yılında yaptıkları çalışmada, çeyrek taşıtın yarı aktif kontrolünü, CVD kullanarak gerçekleştirmişlerdir. CVD damperin titreşim sönümlemedeki başarısını SÇD yöntemi ile incelemek amacıyla, bir hidrolik servo sistem kullanarak oluşturdukları deney sistemine CVD damperi monte etmişlerdir. Deneyisel olarak elde edilen CVD damperin sönüm kuvvetini simülasyonlarda kullanmışlardır. [106].

Choi vd. 2000 yılında yaptıkları çalışmada, tam taşıt modeline ait titreşimlerin yarı aktif kontrolünü gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada yarı aktif eleman olarak ER damper kullanılmıştır. SÇD sistemi ile deneyler gerçekleştirmek amacıyla bir hidrolik sistem kurulmuşlardır. Hidrolik test sistemine ER damperi monte ederek simülasyonlarda deneyisel ER damper sönüm kuvvetini kullanmışlardır. Kayan kipli kontrol yönteminin kullanıldığı çalışmada, SÇD yöntemi sadece bir süspansiyon için gerçekleştirilmiş, diğer üç süspansiyonun da benzer sonuçlar vereceği varsayımıyla deneyler gerçekleştirilmiştir [5].

Lee ve Choi, tam taşıt modelinin titreşimlerini, MR damper kullanarak bastırmaya çalışmışlardır. Skyhook kontrol yöntemi kullanarak MR damper gerilimini belirlemişler ve sadece tek bir süspansiyondaki MR damperi hidrolik bir sistem yardımıyla oluşturdukları SÇD deney düzeneğine monte etmişlerdir. Diğer üç süspansiyonunda aynı karakteristiğe sahip olacağını varsayımıyla deneyler gerçekleştirmişlerdir [107].

Lam vd. 2003 yılında yaptıkları çalışmada, çeyrek taşıt modeli için parametre değişimlerini göz önüne alarak, model referanslı kayan kipli kontrolör tasarlamışlardır. Bu kontrolör için referans sistem olarak Skyhook kontrol algoritması kullanmışlardır. Tasarlanan bu kontrolörün amacı, çeyrek taşıt modeli titreşimlerinin bastırılması için gerekli ideal kuvveti hesaplamaktır. Hesaplanan kuvveti, MR dampere uygulamak için ise damper kontrolörü olarak, sürekli durum kontrolör (Continuous state controller) tasarlamışlardır. Simülasyona göre daha gerçekçi sonuçlar elde etmek için MR damperi SÇD deney sistemine monte etmişlerdir. Sinüzoidal yol girişi altında gerçek MR damper sönüm kuvvetini simülasyonlarda kullanarak, sistemin cevaplarını incelemişlerdir [108].

Choi vd. sırasıyla 2002 ve 2009 yıllarında yaptıkları çalışmalarda, tam taşıtın titreşimlerini incelemek için sadece bir süspansiyondaki MR damperi deneyisel olarak kurmuş ve H_∞ kontrol yöntemini, MR damperli bir tam taşıt modeline uygulamışlardır. Tam taşıta ait diğer üç süspansiyonu ise deneyisel olarak kurmamışlardır [6, 7].

Hong vd. 2002 yılında, bir yol adaptif Skyhook kontrol yöntemini, CVD damper içeren MacPherson tipi süspansiyonlu bir çeyrek taşıt modeline uygulamışlardır. CVD damperi bir hidrolik malzeme test cihazına monte etmişler ve simülasyonlarda deneysel CVD damper sönüm kuvveti kullanmışlardır. Tasarlanan kontrol yönteminin başarısını, grafikler yardımıyla incelemişlerdir. [109].

Batterbee ve Sims 2007 yılında, MR damperli çeyrek taşıtın titreşimlerini bastırmak amacıyla Skyhook kontrol yöntemini kullanmışlardır. Bir hidrolik malzeme test cihazına bağladıkları MR damperden elde ettikleri deneysel sönüm kuvvetini anlık olarak simülasyonlara beslemişlerdir. Önerilen kontrol yönteminin başarısını SÇD yöntemi ile deneysel olarak incelemişlerdir. [110].

Batterbee ve Sims 2009 yılında yaptıkları çalışmada, MR damperin çalışma aralığında sıcaklığının önemli miktarda değiştiğini ve yapılan kontrolör tasarımlarında MR damperin sıcaklığa bağlı karakterinde oluşan değişimlerin dikkate alınmadığını belirtmişlerdir. Bu yüzden MR damperin sıcaklığına bağlı dinamik olarak değişen bir MR damper modeli önermişlerdir. Eşit sıcaklık değişimlerinde PID, katsayı ayarlamalı ve açık/kapalı kontrolörleri sisteme uygulamışlardır. Simülasyon çalışmalarına göre daha gerçekçi sonuçlar elde etmek amacıyla, bir malzeme test cihazına MR damperi monte ederek gerçek MR damper sönüm kuvvetini simülasyonlarda kullanmışlardır [111].

Metered vd. 2010 yılında yaptıkları çalışmada, MR damperli bir çeyrek taşıt modeli için iki ayrı kontrolörün olduğu bir sistem tasarlamıştır. Bunlardan birincisi, sistem kontrolörü tasarımıdır. Sistem kontrolörünün amacı, süspansiyonun hareketini değişik yol koşulları altında sıfır yapacak ideal kuvveti bulmaktır. İkincisi ise damper kontrolörüdür. Damper kontrolörünün amacı ise damperin sönüm kuvvetini, sistem kontrolörünün belirlediği kuvvete yaklaştırmaya çalışmaktır. Bu çalışmada sistem kontrolörü olarak kayan kipli kontrol, damper kontrolörü olarak ise sürekli durum kontrolörü ve yapay sinir ağları kullanılmıştır. Oluşturulan SÇD deney düzeneğine MR damper monte edilmiş ve simülasyonlarda deneysel MR damper sönüm kuvveti kullanılmıştır. Çalışmada, Yapay sinir ağlarının sürekli durum kontrolörüne göre daha iyi sonuç verdiğini, SÇD yöntemi ile gösterilmiştir [2].

Martinez vd. 2012 yılında, çeyrek taşıt titreşimlerini, MR damperli süspansiyon kullanarak bastırmaya çalışmışlardır. Kontrol yöntemi olarak, açık/kapalı (on/off) şeklinde çalışan Frekans Tahmin Bazlı (FEB) kontrol yöntemini uygulamışlar ve SÇD deney düzeneğine MR damperi monte ederek sonuçları SÇD yöntemi ile incelemişlerdir [112].

Fallah vd. 2012 yılındaki yaptıkları çalışmada, MR damperli Machperson süspansiyon

sisteminin kontrolü için, optimize edilmiş ve modifiye edilmiş Skyhook kontrol yöntemini önermişlerdir. Kontrolörde kullanılan katsayıları GA yardımıyla elde etmişlerdir. Sistemin gürbüzlüğünü sağlamak için, H_∞ çıkış geribeslemeli gürbüz kontrol teorisinden faydalanmışlardır. Tasarlanan kontrolörün başarısını, hidrolik bir malzeme test sistemine MR damperi monte ederek, sinüzoidal yol girişi altında ve SÇD yöntemi ile deneysel olarak incelemişlerdir [113].

Kararsız vd. 2018 yılında yaptıkları çalışmada, MR damperli bir çeyrek taşıt modelinin kontrolü için, adaptif kontrol yöntemini uygulamışlardır. Yol girişinin ölçülmesinin gerçekte zor ve maliyetli olabileceği düşüncesiyle, yol gözlemleyicisi tasarlamışlardır. Adaptif kontrolör bu çalışmada sistem kontrolörü olarak tasarlanmış ve görevi gerekli teorik ideal kontrol kuvvetini elde etmektir. CS kontrolör ise damper kontrolörü olarak tasarlanmıştır. CS kontrolörünün görevi ise MR dampere gerekli gerilimi göndererek, MR damper sönüm kuvvetini adaptif kontrolör tarafından hesaplanan ideal kontrol kuvvetine yakınsatmaktır. Dolayısıyla, bu çalışmada MR damper matematiksel modeli adaptif kontrolör tasarım denklemlerinde kullanılmamıştır. MR damper sönüm kuvveti bir servo motor yardımıyla oluşturulan SÇD deney düzeneğinden deneysel olarak elde edilerek simülasyonlara anlık olarak beslenmiştir. Önerilen yöntemin başarısı farklı yol girişleri altında incelenmiştir [114].

Paksoy ve Metin 2018 yılında yaptıkları çalışmada, MR damperli çeyrek taşıt modelinin kontrolü için, bulanık mantıklı kontrol ve Skyhook kontrol yöntemlerini incelemişlerdir. Daha gerçekçi sonuçlar elde etmek amacıyla oluşturdukları servo motor tahrikli lineer kızak mekanizmasına MR damperi monte etmişlerdir. Simülasyonlarda gerçek MR damper sönüm kuvvetini kullanarak rastgele bir yol girişi altında, önerilen kontrol yöntemlerinin başarısını incelemişlerdir [115].

Ma vd. 2019 yılında yaptıkları çalışmada, çeyrek taşıtın yarı aktif kontrolü için parçacık yığın optimizasyon temelli kayan kipli kontrol yöntemini önermişlerdir. Bu çalışmada, yarı aktif sönüm elemanı olarak ise CVD damper kullanılmıştır. Yarı aktif sönüm elemanının sönüm kuvvetini belirlemek için ise bulanık mantıklı yapay sinir ağları yöntemini kullanmışlardır. Çalışmalarında, CVD damperi bir SÇD test düzeneğine bağlayarak, simülasyonlarda deneysel CVD damper sönüm kuvvetini kullanmışlardır. Önerilen kontrol yönteminin başarısını farklı yol girişleri altında incelemişlerdir [4].

Yukarıda bahsedilen çalışmalarda sadece tek bir süspansiyon sistemi deneysel olarak modellenmiş ve çeyrek taşıt modeli incelenmiştir. Choi ve arkadaşlarının yaptıkları çalışmalarda [5–7, 107], SÇD yöntemi ile tam taşıt modelini incelenmiş olsa da, çalışmalarında tek bir süspansiyonu deneysel olarak kurmuşlardır. Bunun

anlamı deney sırasında sadece bir MR damper fiziksel olarak laboratuvar ortamında kurulmuştur ve bu durum SÇD mantığına aykırıdır. Metered 2010 yılında yaptığı çalışmada, bu tür bir yaklaşımın doğru olmadığını ve eğer yarım ve tam taşıt modeli inceleniyorsa, her bir süspansiyonun ayrı ayrı deneysel olarak kurulması gerektiğini belirtmiştir [2]. Bu durum göz önüne alınarak bu çalışmada, SÇD mantığına uygun olarak, yarım taşıta ait iki süspansiyon da deneysel olarak oluşturulmuştur.

1.2 Tezin Amacı

Bu tez çalışmasının amacı, yolda seyir halindeyken taşıtlarda oluşan düşey titreşimlerin azaltılmasında, yarı aktif kontrol yöntemlerinin etkinliğinin, MR damper kullanılarak yarım taşıt modeli üzerinde araştırılmasıdır. MR damper doğrusal olmayan karaktere sahip olduğu için, doğrusal olmayan kontrol yöntemlerinin kullanılması, kontrol performansını arttıracaktır. Taşıtlara ait parametrelerin, taşıttaki yolcu miktarına göre ve seyir halinde süspansiyonda bulunan damper ve yay gibi elemanların ısınması sonucunda değişebileceği bilinmektedir. Dolayısıyla tasarlanan kontrol yönteminin bu parametrik belirsizliklerin de üstesinde gelebilmesi gereklidir. Bu durumlar göz önüne alınarak bu çalışmada, yarım taşıtın kontrolü için Lyapunov esasına dayanan doğrusal olmayan adaptif kontrol tasarımı yapılmıştır.

Taşıtlarla ilgili yapılan kontrol çalışmalarında daha gerçekçi sonuçlar elde edilmesi yönünden, deneysel çalışmaların yapılması önemlidir. Fakat, yarım taşıt modelinin fiziksel özellikleri düşünüldüğünde, tamamen deneysel olarak laboratuvar ortamında kurulmasının zor ve maliyetli bir iş olabileceği söylenebilir. Bu yüzden bu çalışmada, hem gerçeğe yakın sonuçlar elde etmek hem de zaman ve maliyetten tasarruf etmek amacıyla, incelenen sistemdeki, özellikle doğrusal olmayan kısımların deneysel olarak kurulduğu ve deneysel sistemden elde edilen ölçüm verilerinin anlık olarak simülasyona beslendiği, hem donanım hem de yazılım kısımlarından oluşan hibrit bir yöntem olan SÇD olarak isimlendirilen yöntem kullanılarak incelenmesi amaçlanmaktadır. Bu çalışmada, taşıtın süspansiyonlarındaki MR damperlerin SÇD yöntemi ile donanımsal olarak kurulması düşünülmüştür. SÇD yönteminin uygulanabilmesi için taşıt yolda seyir halindeyken, süspansiyonlardaki meydana gelen rölatif yer değiştirmenin deneysel olarak elde edilmesi gerekmektedir. Bu amaçla, servo motor tahrikli iki adet lineer kızak mekanizmasının kullanılarak, bu yer değiştirme hareketinin deneysel olarak elde edilmesi amaçlanmaktadır. Lineer kızaklar yardımıyla elde edilen rölatif süspansiyon yer değiştirmesi sonucu oluşan MR damper sönüm kuvvetinin, kuvvet sensörleri kullanılarak ölçülmesi ve anlık olarak simülasyona beslenmesi amaçlanmaktadır. Bu şekilde simülasyonda, MR damper matematiksel modeli yerine gerçek MR damper dinamiğinin kullanılarak

gerçek sisteme daha yakın sonuçlar elde edilmesi düşünülmektedir. Çalışmada, Dspace DS1103 kontrol kartı ile analog sinyal dijital sinyale, dijital sinyal de analog sinyale dönüştürülerek yazılım ve donanım kısmının haberleşmesi sağlanacaktır. Bu çalışmanın simülasyon bölümünde ise MATLAB-Simulink yazılımı kullanılmıştır.

Literatür incelendiğinde, daha önceki adaptif kontrol çalışmalarında, yol girişinin anlık olarak ölçüldüğü veya daha önceden bilindiği kabulü yapılmıştır [72]. Fakat yol profilinin anlık olarak ölçülmesi zor ve maliyetli bir iştir. Ayrıca, yol profili ölçümü hava koşullarından (yağmur, kar, sis vb.) olumsuz etkilenebilmektedir ve bu durumda kontrolör performansı olumsuz yönde etkilenecektir. Bu yüzden bu çalışmada tasarlanacak olan, doğrusal olmayan adaptif kontrolörün, daha önceki yapılan adaptif kontrolör tasarımlarından farklı olarak, yol gözlemleyicileri tasarlanarak, yol girişine ihtiyaç duymayacak şekilde tasarlanması da tezin amaçları arasındadır.

1.3 Hipotez

Yarım taşıt modelinin boyutları ve ağırlığı gibi fiziksel özellikleri göz önüne alındığında, laboratuvar ortamında bütünüyle deneysel olarak kurulmasının oldukça zor ve maliyetli bir iş olabileceği söylenebilir. Fakat, taşıt titreşimlerinin araştırılmasında daha gerçekçi sonuçlar elde etmek için, özellikle doğrusal olmayan sistemlerin deneysel olarak incelenmesi gerekmektedir. Çünkü doğrusal olmayan sistemleri gerçeğe yakın bir şekilde matematiksel olarak modellemek zordur. Buna rağmen, yarım taşıt modelinin doğrusal olmayan bazı kısımları deneysel olarak laboratuvar ortamında modellenip, simülasyonla eşzamanlı olarak çalışır ve deneysel sistemden elde edilen ölçümler simülasyona anlık olarak beslenirse, yarım taşıtın bütünüyle deneysel olarak oluşturulmasındaki zorlukların üstesinden gelinebilir ve deneysel çalışmalara çok yakın sonuçlar elde edilebilir. Bu düşünceyle bu çalışmada, simülasyon kısımlarının bazılarının deneysel olarak oluşturulduğu SÇD ismi verilen bu yöntem, yarım taşıt modelinin titreşimlerini deneysel olarak incelemek ve kontrol etmek için önerilmiştir. Ayrıca, SÇD yönteminde ele alınan sistemin sadece bazı kısımları deneysel olarak kurulduğu ve geri kalan kısmı bilgisayar ortamında modellendiği için bu durum araştırmada esneklik sunabilir. Yani, değişik tipteki (otomobil, hafif ticari, arazi aracı vb.) değişik parametreleri sahip (kütle, rijitlik, ebatlar vb.) araçlar aynı deney düzeneğinde test edilebilir. Bunun yanında, titreşim hareketinin incelenmesi gereken farklı akademik konulardaki çalışmalarda da gelecekte aynı deneysel sistem kullanılabilir.

Taşıtta konforun arttırılması için, kontrol yöntemleri üzerine birçok çalışma yapılmıştır. Bunlardan Oransal İntegral Türevsel (PID) veya bulanık mantık tarzı

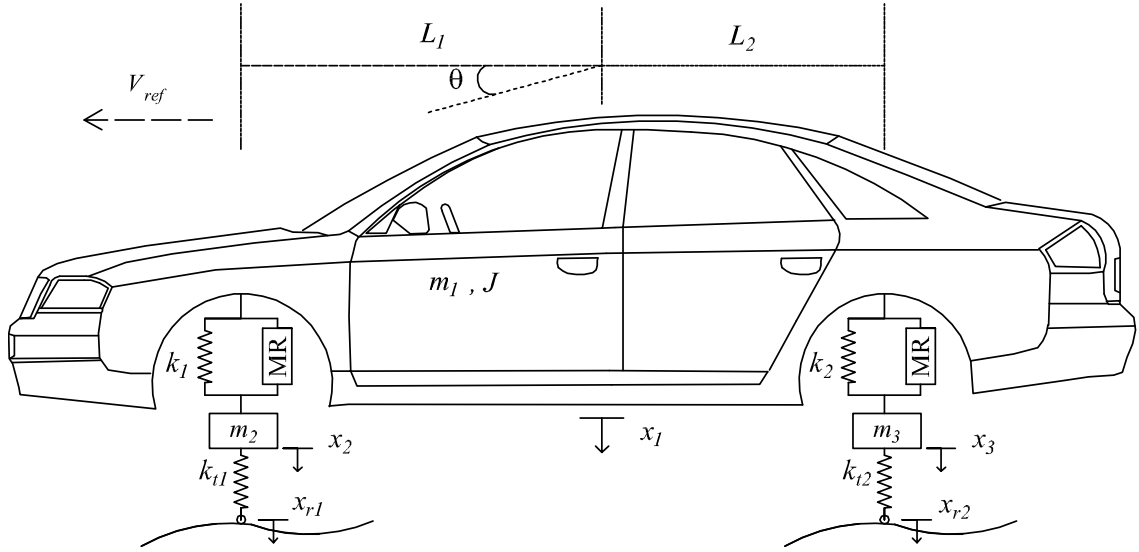
kontrol yaklaşımlarında, sadece çıkış hatası dikkate alınır ve sistemin içerebileceği belirsizlikler göz ardı edilir. Oysa taşıtın çalışma şartları incelendiğinde, taşıtın yolcu sayısına veya bagaj yüküne göre gövde kütlelerinin değişebildiği ve yolda seyir halindeyken yay, süspansiyon ve tekerlek ısınması gibi sebeplerden dolayı bu elemanlara ait yay ve sönüm katsayılarının değişebildiği bilinmektedir. Dolayısıyla, taşıtta parametrik belirsizlikleri dikkate alan bir kontrol yöntemi ve sistemde doğrusal olmayan elemanlar bulunuyorsa, kontrolörden daha iyi performans almak için doğrusal olmayan bir kontrol yönteminin uygulanması daha uygun olacaktır. Parametrik belirsizliklerin üstesinden gelebilecek farklı kontrol yöntemleri bulunmaktadır. Bunlara örnek olarak, yapay sinir ağları, gürbüz kontrol yöntemleri ve adaptif kontrol yöntemi verilebilir. Yapay sinir ağları gibi kontrolörün eğitilmesi gereken yöntemlerde, kontrolörün yeteri kadar veri toplaması gerekir. Bu durum, hem zaman gerektirir hem de kontrolörde oluşan veri yükünü artırır. Gürbüz kontrol yöntemlerinde ise, sisteme ait parametreler belirli bir aralıkta değişiyorsa kullanılabilir. Fakat, adaptif kontrol yönteminde sisteme ait parametrelerle ilgili ön bilgiye gerek yoktur ve parametreler geniş bir aralıkta değişebilir. Bu yüzden, bu çalışmada adaptif kontrol yöntemi tercih edilmiştir.

Birçok kontrol yönteminde yol girişinin anlık olarak ölçüldüğü ve kontrolöre beslendiği kabulü yapılır. Yol girişinin gerçekte anlık olarak ölçülmesi için, lazer yol tarayıcıları veya çiftli/tekli kamera gibi ekimanların kullanılması gerekir. Bunlar da maliyeti arttıran unsurlardır. Ayrıca, ölçümde sensörlerden kaynaklı zaman gecikmeleri olabilir ve ölçüm doğruluğu olumsuz hava koşullarından etkilenebilir. Bu durumun önüne geçmek ve maliyetleri azaltmak için yol gözlemleyicileri tasarlanarak kontrol denklemlerine eklenebilir. Bu şekilde elde edilen yol gözlemleyicili adaptif kontrolörün, yol girişinin ölçüldüğü durumdaki kontrolör performansına yakın cevaplar vermesi, ölçüm hatalarının önüne geçecek, sensör ve diğer ölçüm maliyetlerini ortadan kaldıracaktır.

2.1 Yarım Taşıt Matematiksel Modeli ve Hareket Denklemleri

Bir taşıt çok kütleli ve karmaşık bir sistem olarak modellenenebilir. Modelin karmaşıklığı modellenmenin amacına, eğer deneysel bir çalışma yapılıyorsa fiziksel ve mali olanaklara bağlıdır. Taşıta ait sadece düşey titreşimlerin incelenmesi amaçlanıyor ise, İki serbestlik dereceli olarak modellenen çeyrek taşıt modeli kullanılmalıdır. Eğer açısall hareketler de çalışmada önem arz ediyorsa ve incelenmek isteniyorsa, dört serbestlik dereceli ve iki tekerlekli olarak modellenen yarım taşıt modeli kullanılmalıdır. Basit olarak yedi serbestlik dereceli olarak modellenen tam taşıt modeli ile ise düşey hareket ile birlikte açısall kafa vurma ve yalpalama hareketleri de incelenebilir. Bunlardan en karmaşık olan ve gerçek duruma en yakın sonuçlar veren model tam taşıt modelidir. Fakat diğer modellere göre daha karmaşık denklemlere sahiptir ve deneysel olarak kurulması zor ve maliyetlidir. Fiziksel bir sistem için yapılan tasarımların sonuçlarını değerlendirmek için, sistemin diferansiyel denklemlerinden oluşan ve sistemin dinamik hareketini gerçeğe yakın bir şekilde yansıtabilen bir modeli, belli kabuller altında oluşturulabilir.

Bu tez çalışmasında yarım taşıt modelinin incelenmesi amaçlanmıştır. Yarım taşıt modeli x_1 , x_2 , x_3 ve θ olmak üzere dört serbestlik dereceli olarak Şekil 2.1'deki gibi modellenenebilir [116]. Şekil 2.1'de x_1 , x_2 , x_3 taşıta ait düşey yer değiştirme hareketlerini, θ ise açısall yer değiştirme hareketini ifade etmektedir. Taşıtta açısall hareket miktarı düşük olduğu için, $\sin \theta = \theta$ olarak alınmıştır. x_1 ve θ sırasıyla m_1 kütlelerinin düşey yer değiştirmesini ve açısall yer değiştirmesini ifade etmektedir. x_2 ve x_3 ise m_2 ve m_3 kütlelerinin düşey yer değiştirmesini ifade etmektedir. Modelde, m_1 taşıt gövdesinin kütlesi, m_2 ön tekerlek ve aks kütlesi, m_3 arka aks ve tekerlek kütlesi ve J atalet momentidir. Taşıt modelleri kurulurken, tekerleğe ait sönüm miktarları, düşük değerlere sahip oldukları için ihmal edilebilirler [69]. Bu yüzden bu çalışmada, ön ve arka tekerlek sırasıyla, yay katsayısı k_{t1} ve k_{t2} olan lineer yaylar kullanılarak modellenmiş ve tekerleğin sönümü ihmal edilmiştir. Ön ve arka süspansiyonda bulunan yayların da lineer oldukları kabul edilmiştir. Bu yayalara ait



Şekil 2.1 Yarım taşıt fiziksel modeli

lineer yay katsayıları sırasıyla k_1 ve k_2 'dir. Dolayısıyla, modelde MR damperler hariç diğer kısımların lineer oldukları kabulü yapılmıştır. MR damper kontrol edilmediği zaman, klasik bir pasif damper özelliği gösterdiği için modelde ekstra pasif damper kullanılmamıştır. Ön ve arka MR damperin ürettiği değişken sönüm kuvveti sırasıyla f_{mr1} ve f_{mr2} şeklinde gösterilmiştir. x_{r1} ve x_{r2} ise ön ve arka tekerlek yol girişleridir. L_1 ve L_2 yarım taşıtın sırasıyla ağırlık merkezinin ön aksa ve arka aksa olan uzaklığını ifade etmektedir. Yarım taşıtın modellenmesinde kullanılan parametreler Tablo 2.1'de verilmiştir. Yarım taşıta ait hareket denklemleri Lagrange yöntemi, Newton yasaları vb. yöntemler kullanılarak elde edilebilir. Yarım taşıta ait hareket denklemleri aşağıdaki gibi elde edilmiştir;

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1(x_1 - x_2 + L_1 \theta) + k_2(x_1 - x_3 - L_2 \theta) + f_{mr1} + f_{mr2} = 0 \quad (2.1)$$

$$J \ddot{\theta} + k_1 L_1(x_1 - x_2 + L_1 \theta) - k_2 L_2(x_1 - x_3 - L_2 \theta) + f_{mr1} L_1 - f_{mr2} L_2 = 0 \quad (2.2)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 - k_1(x_1 - x_2 + L_1 \theta) + k_{t1}(x_2 - x_{r1}) - f_{mr1} = 0 \quad (2.3)$$

$$m_3 \ddot{x}_3 - k_2(x_1 - x_3 - L_2 \theta) + k_{t2}(x_3 - x_{r2}) - f_{mr2} = 0 \quad (2.4)$$

Yukarıdaki denklemler matris formunda Denklem (2.5)'deki gibi yazılabilir.

$$M\ddot{x}_s + K_s x_s + H f_{mr} + R_1 \left(\frac{k_{t1}}{m_2} x_{r1} \right) + R_2 \left(\frac{k_{t2}}{m_3} x_{r2} \right) = 0 \quad (2.5)$$

Burada M , K_s , H , R_1 , R_2 ve f_{mr} matrisleri aşağıdaki gibi tanımlanmıştır;

$$[M] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

$$[K_s] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & k_1 L_1 - k_2 L_2 & -k_1 & -k_2 \\ k_1 L_1 - k_2 L_2 & k_1 L_1^2 + k_2 L_2^2 & -k_1 L_1 & k_2 L_2 \\ -k_1 & -k_1 L_1 & k_1 & 0 \\ -k_2 & k_2 L_2 & 0 & k_2 \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

$$[R_1] = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -m_2 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad [R_2] = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ -m_3 \end{bmatrix} \quad (2.8)$$

$$[H] = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ L_1 & -L_2 \\ -1 & 0 \\ 0 & -1 \end{bmatrix} \quad (2.9)$$

$$[f_{mr}] = \begin{bmatrix} f_{mr1} \\ f_{mr2} \end{bmatrix} \quad (2.10)$$

$$[x_s] = \begin{bmatrix} x_1 & \theta & x_2 & x_3 \end{bmatrix}^T \quad (2.11)$$

Tablo 2.1 Yarım taşıt modeline ait parametreler [116]

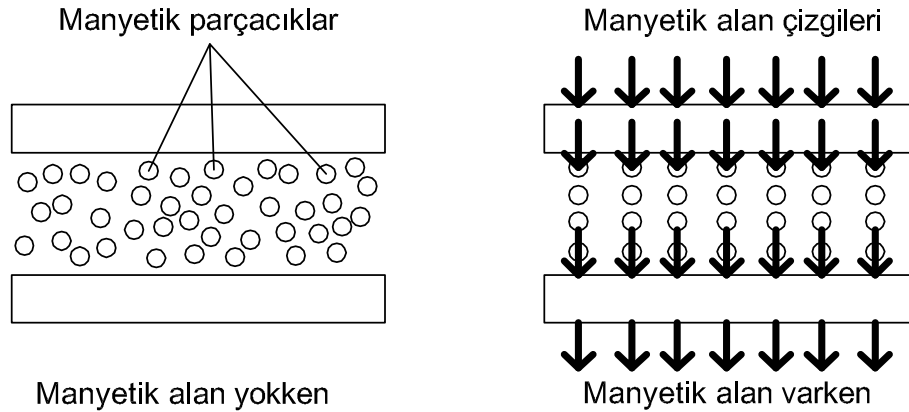
Parametre	Değer	Parametre	Değer
m_1	1180 kg	k_1	36952 N/m
m_2	50 kg	k_2	30130 N/m
m_3	45 kg	k_{t1}	140000 N/m
L_1	1.123 m	k_{t2}	140000 N/m
L_2	1.377 m	v_{ref}	10 m/s
J	633.615 kg.m ²		

Tablo 2.1’de verilen parametreler kullanılarak yarım taşıta ait doğal frekanslar, 1.07 Hz, 1.82 Hz, 9.5 Hz ve 9.81 Hz olarak elde edilmiştir. Doğal frekansların elde edilmesinde kullanılan yöntem (Ek B)’de verilmiştir.

2.2 MR damper ve Matematiksel Modeli

2.2.1 MR Damper

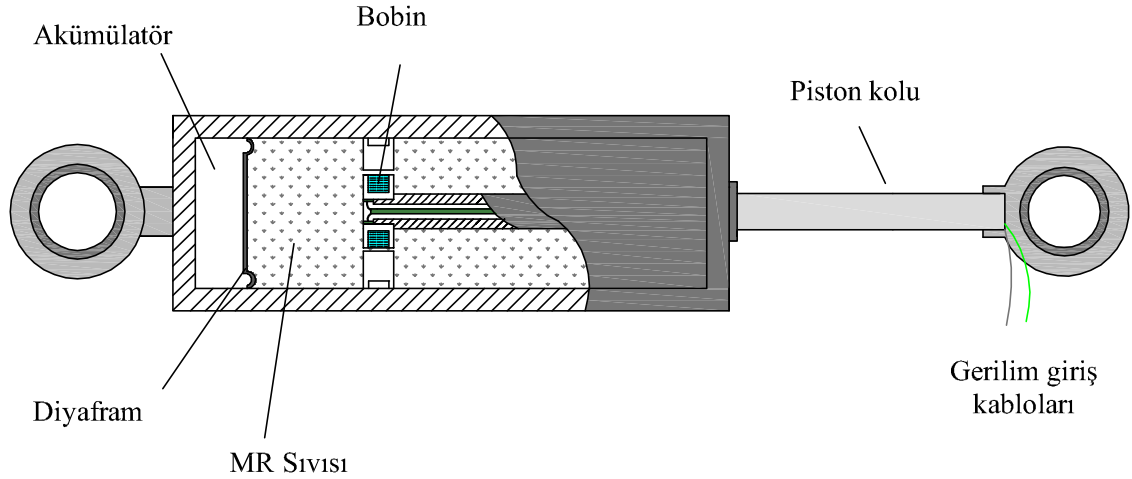
Bir yarı aktif sönümleyici olan MR damperin özelliği, içerisinde bulunan MR sıvısı sayesinde, sönüm kuvvetinin uygulanan manyetik alan şiddetine bağlı olarak değişebilmesidir. MR sıvısı, taşıyıcı bir sıvının (mineral yağ, su, sentetik yağ vb.) içerisine mikron seviyede küçük manyetik parçacıklar eklenerek oluşturulur. Klasik bir MR sıvısı içerisinde yüzde 20-30 saf manyetik parçacık içerir [117]. MR sıvısındaki bu manyetik parçacıklar, manyetik alan uygulandığında, manyetik alan şiddetine bağlı olarak birkaç milisaniye içerisinde, manyetik alan çizgilerine paralel olarak zincir şeklinde dizilir. Bu durumda taşıyıcı sıvı, parçacıkların arasından geçmekte zorlanır, dolayısıyla sıvının viskozitesi değişir (Şekil 2.2). Manyetik alan ortadan kalktığında ise klasik MR sıvısı, klasik newtonien sıvı özelliği gösterir. MR sıvısının -40, +150 derece sıcaklıkta çalışabildiği, üretim kaynaklı kirlenmelerden olumsuz etkilenmediği ve 12 volt gibi küçük doğru akım gerilimi ve 1, 2 amper gibi düşük akımlarda çalışabildiği, yapılan deneysel çalışmalar sonucu rapor edilmiştir [13, 118].



Şekil 2.2 MR sıvısının manyetik alana tepkisi

MR damper genel olarak, piston, MR sıvısı, akümülatör ve manyetik sargıdan oluşur. MR damper içinde bulunan MR sıvısı, pistonu kuvvet uygulanması ile pistonun ucunda bulunan boşluktan akmaya zorlanır. Pistonun ucundaki boşlukta aynı zamanda elektromıknatıslar bulunmaktadır. Bu elektromıknatıslar manyetik alan oluşturmazsa MR sıvısı normal akışkan özelliği gösterir. Fakat elektromıknatıslar manyetik alan oluşturursa, MR sıvısını boşluktan geçerken, içinde bulunan manyetik parçacıklar manyetik alan çizgilerine paralel olarak dizilerek, sıvının viskozitesini manyetik

alan şiddetine bağlı olarak değiştirir ve olduğundan daha viskoz bir sıvıymış gibi davranmasını sağlar. Bu da MR damperin oluşturduğu sönüm kuvvetinin değişmesini ve aynı zamanda MR damper sönüm kuvvetinin manyetik alan şiddetini ayarlayarak kontrol edilmesini sağlar. Bunun için gerekli güç miktarı oldukça düşük olup, (0-12V) araç içerisinde zaten bulunan bir akü ile bile sağlanabilir. Ayrıca herhangi bir sebepten dolayı güç kesilirse, MR damper pasif damper özelliği gösterir, bu durum emniyet açısından önemli bir özelliktir [117]. MR damperin fiziksel modeli Şekil 2.3'te verilmiştir.



Şekil 2.3 MR damper şematik gösterimi

2.2.2 MR Damper Modeli

Bu tez çalışmasında, gerçek MR damperlerden ölçülen deneysel sönüm kuvveti verileri kullanılmıştır. Fakat ileride tasarlanacak olan adaptif kontrolörün uygun MR damper kontrol gerilimini belirlemesi için kontrolör tasarım denklemleri içerisinde, MR damper matematiksel modeline ihtiyaç vardır. MR damper için literatürde farklı matematiksel modeller bulunmaktadır. Bu modeller literatür özeti kısmında detaylı olarak ele alınmıştır. Adaptif kontrol tasarımında ve kararlılık analizi kısmında oldukça karmaşık denklemler ortaya çıkabilir. Dolayısıyla basit matematiksel yapıya sahip ve gerçek MR damper cevabına yakın sonuç verebilen bir MR damper matematiksel modeli tercih etmek bu çalışma için uygun olacaktır. Örneğin; geliştirilmiş Bouc Wen modeli olarak isimlendirilen Spencer ve arkadaşlarının önerdiği model [13] başarılı sonuçlar verebilmektedir. Fakat denklemler incelendiğinde, karmaşık yapısından dolayı, parametrelerin deneysel olarak belirlenmesi ve kontrolör denklemlerine entegre edilmesi oldukça zor olacaktır. Bu yüzden alternatif olarak geliştirilen ve basit matematiksel yapısına rağmen, gerçek MR damper cevaplarına yakın sonuçlar verebilen Lugre sürtünme modeline dayalı, Lugre MR damper matematiksel modelinin, adaptif kontrol tasarımında kullanılması daha uygun

olacaktır [17, 20, 117, 119, 120]. MR damper Lugre modeli aşağıdaki gibi tanımlanmıştır [17];

$$f = \sigma_a z + \sigma_0 z v + \sigma_1 \dot{z} + \sigma_2 \dot{x} + \sigma_b \dot{x} v \quad (2.12)$$

$$\dot{z} = \dot{x} - a_0 |\dot{x}| z \quad (2.13)$$

Burada; f , MR damper sönüm kuvveti, $\dot{x}$, MR damperin rölatif hızı, v ise MR dampere uygulanan gerilim olarak tanımlanmıştır. MR damper sönüm kuvveti, uygulanan gerilime bağılı olarak değıştiğı için v , aynı kontrol tasarımı için kontrol sinyali olarak düşünölebilir. z , MR damperin iç dinamiğini tanımlada kullanılan iç değışken, σ_0 , v 'ye bağılı olarak değışen z 'nin rijitliğı, σ_1 , z 'nin sönüm katsayısı σ_2 , viskoz sönüm katsayısı, σ_a , z 'nin rijitliğı, σ_b , v 'ye bağılı olarak değışen viskoz sönüm katsayısı, a_0 ise sabit bir katsayıdır.

MR damperin doğrusal olmayan histeresiz karaktere sahip olduğundan, daha önce bahsedilmişti. Ayrıca, çalışma şartlarında taşıtlardaki yolcu sayısına göre aracın gövde kütesinin değiştiği ve araç seyir halinde iken oluşan yay, tekerlek ve sönüm elemanının ısınması vb. gibi durumlardan da, yay, tekerlek katsayıları ve MR damper matematiksel model parametrelerinin değişebildiği bilinmektedir. Dolayısıyla, parametrik belirsizliklerle baş edebilen ve doğrusal olmayan kontrol yöntemlerinin kullanılmasının kontrol performansını arttıracığı söylenebilir. Adaptif kontrol yöntemi, öğrenme tabanlı kontrol yöntemleri, yapay sinir ağları ve gürbüz kontrol yöntemleri doğrusal olmayan sistemlerin kontrolünde kullanılabilirler ve parametrik belirsizliklerle baş edebilirler. Fakat, öğrenme tabanlı kontrol yöntemleri, referans sinyalin periyodik olduğu sistemlerde kullanılabilir [121]. Yapay sinir ağları yönteminde, kontrolörün eğitilmesi için zaman ve sistemden çok fazla veri toplanması gereklidir. Bu da veri yükünü artırır. Gürbüz kontrol yöntemleri ise, sisteme ait parametreler belirli bir aralıkta değişiyorsa kullanılabilir. Fakat, adaptif kontrol yönteminde sisteme ait parametrelerle ilgili ön bilgiye gerek yoktur ve parametreler geniş bir aralıkta değişebilir. Bu durumlar göz önüne alınarak, bu tez çalışmasında, parametrik belirsizliklerin üstesinden gelebilecek Lyapunov esasına dayalı, doğrusal olmayan adaptif kontrol yöntemi tercih edilmiştir. Bu yöntemin etkinliği daha önceki bazı çalışmalarda ortaya konmuştur [91, 117]. Bu çalışmada daha önceki çalışmalardan farklı olarak, kontrol tasarımında yol girişinin ölçülemediği kabul edilmiş ve Laypunov yaklaşımı ile yol gözlemleyicisi tasarlanmıştır.

Doğrusal olmayan adaptif kontrolör tasarımında aşağıdaki kabuller yapılmıştır;

Kabul 1: Yarım taşıt modelinde m_2 ve m_3 kütleleri ön ve arka tekerlek-aks kütleleridir ve değerlerinin çok fazla değişmediği bilinmektedir. Bu yüzden m_2 ve m_3 kütesinin değerlerinin bilindiği kabul edilmiştir. Yarım taşıta ait diğer parametrelerin bilinmediği ve x_1 , x_2 , x_3 ve θ yer değiştirme ve hızlarının ölçüldüğü kabul edilmiştir.

Kabul 2: Lugre matetiksel modeline ait a_0 parametresi hariç diğer parametrelerin bilin-

mediği kabul edilmiştir.

Kabul 3: x_{r1} ve x_{r2} yol girişlerinin ölçülmediği ve yol girişlerinin farklı frekans, genlik ve faz farkına sahip sinüzoidallerin toplamından oluştuğu kabul edilmiştir.

3.1 Yol Gözlemleyici Tasarımı

Taşıtlar seyir halindeyken yol profilinin anlık olarak ölçülmesi zor olabilir ve ek ekipmanlar gerektiğinden maliyet de artar. Ayrıca ölçümün hassasiyeti hava koşullarına doğrudan bağlı olduğu [122]'de belirtilmiştir. Dolayısıyla, yol profilini ölçmek yerine yol gözlemleyicisi tasarlanması ile bu zorlukların üstesinden gelinebilir. SÇD ve simülasyon çalışmalarında, taşıtın önce ön tekerleği daha sonra arka tekerleği tasarlanan yoldan geçmektedir. Bu yüzden bu çalışmada, ön ve arka tekerlek yol girişleri için ayrı ayrı yol gözlemleyicileri tasarlanmıştır.

Kabul 3 göz önüne alındığında, yol girişlerinin sinüzoidal sinyallerin toplamından oluştuğu söylenebilir. Bu yüzden ön ve arka süspansiyonun yol girişi sinüzoidal sinyallerin toplamı şeklinde ifade edilmiştir. Ön süspansiyon yol girişi x_{r1} , Denklem (3.1)'deki gibi tanımlanmıştır.

$$\frac{k_{t1}}{m_2}x_{r1}(t) = \sum_{i=1}^q \frac{k_{t1}}{m_2}A_i \sin(w_i t + \phi_i) \quad (3.1)$$

Burada q frekans sayısı, A_i genlik, w_i frekans, ϕ_i ise faz olarak tanımlanmıştır. q ifadesinin değeri, yani sinüzoidal sinyalin kaç frekanstan oluştuğu hariç diğer parametrelerin bilinmediği kabul edilmektedir. Tasarlanacak kontrolörün iyi performans gösterebilmesi için q değerinin maksimum baskın frekans miktarı olarak seçilmesi önerilmiştir [123]. Taşıt modeli düşünüldüğünde, bu değer yarım taşıt modelinin sahip olduğu doğal frekans sayısı olarak alınabileceği söylenebilir [124]. Bu çalışmada, yarım taşıt modelinin dört serbestlik dereceli olarak modellendiği ve dört adet rezonans frekansı olduğu göz önünde bulundurularak $q = 4$ olarak seçilmiştir. Bu durumda yol bozucu girişi Denklem (3.2) ve Denklem (3.3)'teki gibi modellenebilir [123, 125–128].

$$\dot{P} = SP \quad (3.2)$$

$$\frac{k_{t1}}{m_2}x_{r1}(t) = h^T P \quad (3.3)$$

Burada $P \in \Re^{2q}$ boyutlu harmonik sinyallerden oluşan matris, S ise bu sinüzoidal sinyallerin frekansına bağlı matrisdir. Bu durumda yol bozucu girişi [129]'e göre parametrize edilebilir. $G \in \Re^{2qx2q}$ ayrık özdeğerli Hurwitz matris, (G, l) ise kontrol edilebilir bir çift olsun. (h^T, S) gözlemlenebilir, S ve G 'nin spektrumları ayrık olduğundan, Sylvester denkleminin bir çözümü ($N \in \Re^{2qx2q}$) olduğunu dikkate alarak aşağıdaki eşitlik yazılabilir [114, 123, 125–129];

$$NS - GN = lh^T \quad (3.4)$$

$z_r = NP$ koordinat transformasyonu yapıldığında, Denklem (3.2) ve Denklem (3.3) aşağıdaki formda yazılabilir;

$$\dot{z}_{r1}(t) = Gz_{r1}(t) + l\left(\frac{k_{t1}}{m_2}x_{r1}(t)\right) \quad (3.5)$$

$$\frac{k_{t1}}{m_2}x_{r1}(t) = z_{r1}^T \kappa_1 \quad (3.6)$$

Burada $\kappa_1^T = h^T N^{-1} \in \Re^{2qx1}$ bilinmeyen katsayı matrisidir. $\delta_1 \in \Re^{2qx1}$ ifadesi ise tahmin hatası ifadesidir ve aşağıdaki gibi tanımlanmıştır;

$$\delta_1 = z_{r1} - \left(\zeta_1 + \frac{k_1}{m_2}\varphi_1 + \frac{k_{t1}}{m_2}\varphi_2\right) \quad (3.7)$$

Zamana bağlı bilinmeyen vektör olan $z_{r1}(t)$, kontrol tasarımında kullanılmamaktadır. Bu yüzden, $z_{r1}(t)$ 'yi tahmin etmek için kavramsal bir gözlemleyici tasarlanmıştır [130]. Bu durumda bilinmeyen ön süspansiyon için yol girişi, aşağıdaki gibi önerilmiştir.

$$\frac{k_{t1}}{m_2}x_{r1}(t) = \delta_1^T \kappa_1 + \zeta_1^T \kappa_1 + \varphi_1^T \beta_1 + \varphi_2^T \beta_2 \quad (3.8)$$

Burada, ζ_1 , φ_1 ve φ_2 ifadeleri aşağıdaki gibi tanımlanırsa, Denklem (3.13)'teki ifade geçerli olacaktır.

$$\zeta_1 = \eta_1 + l\dot{x}_2 \quad (3.9)$$

$$\dot{\eta}_1 = G\zeta_1 - \frac{l}{m_2}f_{mr1} \quad (3.10)$$

$$\dot{\varphi}_1 = G\varphi_1 - l(x_1 - x_2 + L_1\theta) \quad (3.11)$$

$$\dot{\varphi}_2 = G\varphi_2 + lx_2 \quad (3.12)$$

$$\dot{\delta}_1 = G\delta_1 \quad (3.13)$$

Arka süspansiyon sistemi için de aynı prosedürler izlenerek aşağıdaki denklemler elde edilebilir;

$$\dot{z}_{r2}(t) = Gz_{r2}(t) + l\left(\frac{k_{t2}}{m_3}x_{r2}(t)\right) \quad (3.14)$$

$$\frac{k_{t2}}{m_2}x_{r2}(t) = z_{r2}^T \kappa_2 \quad (3.15)$$

$$\frac{k_{t2}}{m_3}x_{r2}(t) = \delta_2^T \kappa_2 + \zeta_2^T \kappa_2 + \varphi_3^T \beta_3 + \varphi_4^T \beta_4 \quad (3.16)$$

$$\zeta_2 = \eta_2 + l\dot{x}_3 \quad (3.17)$$

$$\dot{\eta}_2 = G\zeta_2 - \frac{l}{m_3}f_{mr2} \quad (3.18)$$

$$\dot{\varphi}_3 = G\varphi_3 - l(x_1 - x_2 - L_2\theta) \quad (3.19)$$

$$\dot{\varphi}_4 = G\varphi_4 + lx_3 \quad (3.20)$$

$$\delta_2 = z_{r2} - \left(\zeta_2 + \frac{k_2}{m_3}\varphi_3 + \frac{k_{t2}}{m_3}\varphi_4\right) \quad (3.21)$$

$$\dot{\delta}_2 = G\delta_2 \quad (3.22)$$

Burada $\beta_1 = (\frac{k_1}{m_2})\kappa_1$, $\beta_2 = (\frac{k_{t1}}{m_2})\kappa_1$, $\beta_3 = (\frac{k_2}{m_3})\kappa_2$, $\beta_4 = (\frac{k_{t2}}{m_3})\kappa_2$ olarak tanımlanmıştır.

Bu yaklaşıma göre $\kappa_1, \kappa_2, \beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4$ bilinmeyen katsayı matrisleridir ve bunlara ait tahmin ifadeleri, kararlılık analizi kısmında sistemin kararlılığı göz önünde bulundurularak belirlenecektir. δ_1 ve δ_2 tahmin hatalarıdır ve zaman sonsuza giderken, bu ifadeler sıfıra gidecektir. $\zeta_1, \zeta_2, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ ifadeleri ise değerleri bilinen veya ölçülen matrislerdir. Sonuç olarak, bu tasarımda yol girişleri için önerilen Denklem (3.8) ve Denklem (3.16)'daki yol giriş denklemlerinin formu incelendiğinde, bilinmeyen yol girişlerinin, adaptif kontrol problemi olarak ele alınabileceği söylenebilir [124].

3.2 Adaptif Kontrol Tasarımı

Bu çalışmada, yarım taşıt modeli ön ve arka olmak üzere iki adet MR damperli süspansiyona sahiptir. Dolayısıyla iki adet MR damper sönüm kuvveti, Denklem (2.13), Denklem (2.12) 'nin içerisine yazılarak, ön süspansiyon MR damper sönüm kuvveti f_{mr1} ve arka süspansiyondaki MR damper sönüm kuvveti olan f_{mr2} aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$f_{mr1} = \sigma_a z_1 + \sigma_0 z_1 v_1 - \alpha_0 \sigma_1 |\dot{x}_{mr1}| z_1 + (\sigma_1 + \sigma_2) \dot{x}_{mr1} + \sigma_b \dot{x}_{mr1} v_1 \quad (3.23)$$

$$f_{mr2} = \sigma_a z_2 + \sigma_0 z_2 v_2 - \alpha_0 \sigma_1 |\dot{x}_{mr2}| z_2 + (\sigma_1 + \sigma_2) \dot{x}_{mr2} + \sigma_b \dot{x}_{mr2} v_2 \quad (3.24)$$

Denklem (3.23) ve Denklem (3.24) matris formunda aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$f_{mr} = \underbrace{\begin{bmatrix} z & zv & -|\dot{x}_{mr}|z \end{bmatrix}}_{\rho_1} \underbrace{\begin{bmatrix} \sigma_a \\ \sigma_0 \\ \alpha_0 \sigma_1 \end{bmatrix}}_{\theta_1} + \underbrace{\begin{bmatrix} \dot{x}_{mr} & \dot{x}_{mr} v \end{bmatrix}}_{\rho_2} \underbrace{\begin{bmatrix} \sigma_1 + \sigma_2 \\ \sigma_b \end{bmatrix}}_{\theta_2} \quad (3.25)$$

Daha kompakt bir formda ise Denklem (3.26) ve Denklem (3.27) şeklinde yazılabilir.

$$f_{mr1} = \rho_1^{(1)} \theta_1^{(1)} + \rho_2^{(1)} \theta_2^{(1)} \quad (3.26)$$

$$f_{mr2} = \rho_1^{(2)} \theta_1^{(2)} + \rho_2^{(2)} \theta_2^{(2)} \quad (3.27)$$

Burada, ρ_2 vektörünün içinde bilinen (ölçülebilen) parametreler, ρ_1 , θ_1 ve θ_2 vektörlerinin içinde ise bilinmeyen parametreler bulunmaktadır, dolayısıyla tahmin edilmeleri gereklidir. Bu çalışmada, tahmin hatası ve tahmin ifadesinin gösterimi genel olarak $\tilde{\bullet} = \bullet - \hat{\bullet}$ şeklindedir. Burada " $\tilde{\bullet}$ " gösterimi " $\bullet$ " ifadesinin tahmin hatasını, $\hat{\bullet}$ gösterimi ise $\bullet$ ifadesinin tahmin edilen değerini ifade etmek için kullanılmıştır. Tahmin edilen MR damper kuvveti genel formda aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$\hat{f}_{mr1} = \hat{\rho}_1^{(1)} \hat{\theta}_1^{(1)} + \rho_2^{(1)} \hat{\theta}_2^{(1)} \quad (3.28)$$

$$\hat{f}_{mr2} = \hat{\rho}_1^{(2)} \hat{\theta}_1^{(2)} + \rho_2^{(2)} \hat{\theta}_2^{(2)} \quad (3.29)$$

3.2.1 Hata Dinamiğinin Tanımlanması

Yarım taşıt modelinde kontrolün amacı, düşey yer değiştirme, hız ve ivmelerin sıfır olmasıdır. Bu yüzden hata aşağıdaki gibi tanımlanabilir;

$$e = x_s - x_d \quad (3.30)$$

Kontrolde istenen en ideal durum, titreşimlerin tamamen bastırılması, yani hareketin sıfırlanmasıdır. Bu yüzden istenen yer değiştirme değeri $x_d = 0$ alınabilir. x_s vektörü ise $x_s = \begin{bmatrix} x_1 & \theta & x_2 & x_3 \end{bmatrix}^T$ şeklinde tanımlanmıştır. Dolayısıyla, hata ifadesi $e = x_s$ 'dir. MR damperin sönüm kuvveti hıza bağlı olarak değişmektedir. Bu yüzden, hızları da hata ifadesinin içine eklemek kontrolörün performansını artıracaktır. Bu amaçla yeni bir hata dinamiği aşağıdaki gibi seçilebilir [131].

$$r = \lambda_a \dot{e} + \lambda_b e \quad (3.31)$$

λ_a ve λ_b pozitif tanımlı diyagonal katsayı matrisleridir. Burada amaç, r hata dinamiğinin sıfıra gitmesidir. Bu amaçla, hata dinamiğinin zamana göre türevi alınıp, Denklem (2.6)'daki kütle matrisi ile soldan çarpılırsa aşağıdaki denklem elde edilir;

$$M \dot{r} = M \lambda_a \ddot{x}_s + M \lambda_b \dot{x}_s \quad (3.32)$$

M , K_s , H , R_1 , R_2 ifadeleri yarım taşıt denklemlerini matris şeklinde ifade etmede kullanılan matrislerdir. Denklem (2.5), Denklem (3.32)'de yerine yazılırsa Denklem (3.33) aşağıdaki gibi elde edilir;

$$M\dot{r} = \underbrace{M\lambda_b\dot{x}_s - \lambda_a K_s x_s}_{Y\phi} - \lambda_a R_1 \left(\frac{k_{t1}}{m_2} x_{r1} \right) - \lambda_a R_2 \left(\frac{k_{t2}}{m_3} x_{r2} \right) - \lambda_a H f_{mr} \quad (3.33)$$

İşlemlerde sadelik ve karmaşıklığı önlemek amacıyla bilinen katsayı ve parametrelerden oluşan Y matrisi ve bilinmeyen parametrelerden oluşan θ matrisi aşağıdaki şekilde bir araya toplanabilir;

$$Y = \begin{bmatrix} Y_m & Y_k \end{bmatrix} \quad (3.34)$$

$$\phi = \begin{bmatrix} \phi_m & \phi_k \end{bmatrix}^T \quad (3.35)$$

$$Y_m = \begin{bmatrix} \lambda_{b1}\dot{x}_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \lambda_{b2}\dot{\theta} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \lambda_{b3}\dot{x}_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \lambda_{b4}\dot{x}_3 \end{bmatrix} \quad (3.36)$$

$$Y_k = \begin{bmatrix} -\lambda_{a1}(x_1 - x_2 + L_1\theta) & -\lambda_{a1}(x_1 - x_3 - L_2\theta) & 0 & 0 \\ -\lambda_{a2}L_1(x_1 - x_2 + L_1\theta) & +\lambda_{a2}L_2(x_1 - x_3 - L_2\theta) & 0 & 0 \\ +\lambda_{a3}(x_1 - x_2 + L_1\theta) & 0 & -\lambda_{a3}x_2 & 0 \\ 0 & +\lambda_{a4}(x_1 - x_3 - L_2\theta) & 0 & -\lambda_{a4}x_3 \end{bmatrix} \quad (3.37)$$

$$\phi_m = \begin{bmatrix} m_1 & J & m_2 & m_3 \end{bmatrix} \quad (3.38)$$

$$\phi_k = \begin{bmatrix} k_1 & k_2 & k_{t1} & k_{t2} \end{bmatrix} \quad (3.39)$$

Denklem (3.33)'e $H\hat{f}_{mr}$ ifadesi eklenip çıkarılırsa, Denklem (3.40) aşağıdaki gibi elde edilir;

$$M\dot{r} = Y\phi - R_{\lambda 1}\left(\frac{k_{t1}}{m_2}x_{r1}\right) - R_{\lambda 2}\left(\frac{k_{t2}}{m_3}x_{r2}\right) - \Xi f_{mr} + \Xi \hat{f}_{mr} - \Xi \hat{f}_{mr} \quad (3.40)$$

Burada sadelik amacıyla, $\Xi = \lambda_a H$, $\lambda_a R_1 = R_{\lambda 1}$ ve $\lambda_a R_2 = R_{\lambda 2}$ olarak tanımlanmıştır. Denklem (3.23), Denklem (3.40)'da 'da yerine yazılırsa, Denklem (3.41) aşağıdaki gibi ele edilir;

$$\begin{aligned} M\dot{r} = & Y\phi - R_{\lambda 1}\left(\frac{k_{t1}}{m_2}x_{r1}\right) - R_{\lambda 2}\left(\frac{k_{t2}}{m_3}x_{r2}\right) \\ & - \Xi \begin{bmatrix} (\theta^{(1)}_{11}z_1 + \theta^{(1)}_{12}z_1v_1 - \theta^{(1)}_{13}|\dot{x}_{mr1}|z_1 + \theta^{(1)}_{21}\dot{x}_{mr1} + \theta^{(1)}_{22}\dot{x}_{mr1}v_1) \\ (\theta^{(2)}_{11}z_2 + \theta^{(2)}_{12}z_2v_2 - \theta^{(2)}_{13}|\dot{x}_{mr2}|z_2 + \theta^{(2)}_{21}\dot{x}_{mr2} + \theta^{(2)}_{22}\dot{x}_{mr2}v_2) \end{bmatrix} \\ & + \Xi \begin{bmatrix} (\hat{\theta}^{(1)}_{11}\hat{z}_1 + \hat{\theta}^{(1)}_{12}\hat{z}_1v_1 - \hat{\theta}^{(1)}_{13}|\dot{x}_{mr1}|\hat{z}_1 + \hat{\theta}^{(1)}_{21}\dot{x}_{mr1} + \hat{\theta}^{(1)}_{22}\dot{x}_{mr1}v_1) \\ (\hat{\theta}^{(2)}_{11}\hat{z}_2 + \hat{\theta}^{(2)}_{12}\hat{z}_2v_2 - \hat{\theta}^{(2)}_{13}|\dot{x}_{mr2}|\hat{z}_2 + \hat{\theta}^{(2)}_{21}\dot{x}_{mr2} + \hat{\theta}^{(2)}_{22}\dot{x}_{mr2}v_2) \end{bmatrix} \\ & - \Xi \begin{bmatrix} (\hat{\theta}^{(1)}_{11}\hat{z}_1 + \hat{\theta}^{(1)}_{12}\hat{z}_1v_1 - \hat{\theta}^{(1)}_{13}|\dot{x}_{mr1}|\hat{z}_1 + \hat{\theta}^{(1)}_{21}\dot{x}_{mr1} + \hat{\theta}^{(1)}_{22}\dot{x}_{mr1}v_1) \\ (\hat{\theta}^{(2)}_{11}\hat{z}_2 + \hat{\theta}^{(2)}_{12}\hat{z}_2v_2 - \hat{\theta}^{(2)}_{13}|\dot{x}_{mr2}|\hat{z}_2 + \hat{\theta}^{(2)}_{21}\dot{x}_{mr2} + \hat{\theta}^{(2)}_{22}\dot{x}_{mr2}v_2) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3.41)$$

MR damperin sönüm kuvveti, Lugre matematiksel modelindeki gerilim ifadesine bağlı olarak değişmektedir (v_1, v_2). Sisteme uygulanacak gerilim değerini belirleyebilmek için $\hat{f}_{mr}$ ifadesindeki gerilime bağlı ifadeler (u_x) ve gerilime bağlı olmayan ifadeler (χ) aşağıdaki gibi bir araya toplanabilir;

$$\chi = \begin{bmatrix} (-\hat{\theta}^{(1)}_{11}\hat{z}_1 + \hat{\theta}^{(1)}_{13}|\dot{x}_{mr1}|\hat{z}_1 - \hat{\theta}^{(1)}_{21}\dot{x}_{mr1}) \\ (-\hat{\theta}^{(2)}_{11}\hat{z}_2 + \hat{\theta}^{(2)}_{13}|\dot{x}_{mr2}|\hat{z}_2 - \hat{\theta}^{(2)}_{21}\dot{x}_{mr2}) \end{bmatrix} \quad (3.42)$$

$$\Omega = \begin{bmatrix} (\hat{\theta}^{(1)}_{12}\hat{z}_1 + \hat{\theta}^{(1)}_{22}\dot{x}_{mr1}) & 0 \\ 0 & (\hat{\theta}^{(2)}_{12}\hat{z}_2 + \hat{\theta}^{(2)}_{22}\dot{x}_{mr2}) \end{bmatrix} \quad (3.43)$$

$$v = \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \end{bmatrix} \quad (3.44)$$

$$u_x = \Omega v \quad (3.45)$$

Denklem (3.8) ve Denklem (3.16)'da tanımlanan yol bozucu girişi için tasarlanan gözlemleyici denklemleri, Denklem (3.41)'in içerisine yazılırsa ve χ , u_x ifadeleri denklem içerisinde yerlerine yazılırsa, Denklem (3.46) aşağıdaki gibi elde edilir;

$$\begin{aligned}
M\dot{r} = & Y\phi - R_{\lambda 1}\delta_1^T \kappa_1 - R_{\lambda 1}\zeta_1^T \kappa_1 - R_{\lambda 1}\varphi_1^T \beta_1 - R_{\lambda 1}\varphi_2^T \beta_2 \\
& - R_{\lambda 2}\delta_2^T \kappa_2 - R_{\lambda 2}\zeta_2^T \kappa_2 - R_{\lambda 2}\varphi_3^T \beta_3 - R_{\lambda 2}\varphi_4^T \beta_4 + \Xi\chi - \Xi u_x \\
& - \Xi_1\rho_2^{(1)}\tilde{\theta}_2^{(1)} - \Xi_2\rho_2^{(2)}\tilde{\theta}_2^{(2)} \\
& - \Xi \left[\begin{array}{l} \left\{ \begin{array}{l} \theta_{11}^{(1)}z_1 - \hat{\theta}_{11}^{(1)}\hat{z}_1 + \theta_{12}^{(1)}z_1v_1 - \hat{\theta}_{12}^{(1)}\hat{z}_1v_1 \\ -\theta_{13}^{(1)}|\dot{x}_{mr1}|z_1 + \hat{\theta}_{13}^{(1)}|\dot{x}_{mr1}|\hat{z}_1 \end{array} \right\} \\ \left\{ \begin{array}{l} \theta_{11}^{(2)}z_2 - \hat{\theta}_{11}^{(2)}\hat{z}_2 + \theta_{12}^{(2)}z_2v_2 - \hat{\theta}_{12}^{(2)}\hat{z}_2v_2 \\ -\theta_{13}^{(2)}|\dot{x}_{mr2}|z_2 + \hat{\theta}_{13}^{(2)}|\dot{x}_{mr2}|\hat{z}_2 \end{array} \right\} \end{array} \right]
\end{aligned} \tag{3.46}$$

Kararlılık analizi kısmında boyutsal uyumluluğu sağlamak amacıyla Ξ matrisi ayrık olarak $\Xi_1 = \begin{bmatrix} \lambda_{a1} & \lambda_{a2}L_1 & -\lambda_{a3} & 0 \end{bmatrix}^T$, $\Xi_2 = \begin{bmatrix} \lambda_{a1} & -\lambda_{a2}L_2 & 0 & -\lambda_{a4} \end{bmatrix}^T$ olarak ayrık şekilde yazılmıştır. Denklem (3.46) incelendiğinde, Ξu_x ifadesinin kontrol sinyali olarak seçilebileceği görülebilir. Dolayısıyla, Ξu_x ifadesi aşağıdaki gibi tanımlanmıştır;

$$\begin{aligned}
\Xi u_x = & Kr + Y\hat{\phi} - R_{\lambda 1}\zeta_1^T \hat{\kappa}_1 - R_{\lambda 1}\varphi_1^T \hat{\beta}_1 - R_{\lambda 1}\varphi_2^T \hat{\beta}_2 \\
& - R_{\lambda 2}\zeta_2^T \hat{\kappa}_2 - R_{\lambda 2}\varphi_3^T \hat{\beta}_3 - R_{\lambda 2}\varphi_4^T \hat{\beta}_4 + \Xi\chi \\
& + \Xi \left[\begin{array}{l} (-\hat{\theta}_{11}^{(1)}\xi_1 - \hat{\theta}_{12}^{(1)}\xi_2v_1 + \hat{\theta}_{13}^{(1)}|\dot{x}_{mr1}|\xi_3) \\ (-\hat{\theta}_{11}^{(2)}\xi_4 - \hat{\theta}_{12}^{(2)}\xi_5v_2 + \hat{\theta}_{13}^{(2)}|\dot{x}_{mr2}|\xi_6) \end{array} \right]
\end{aligned} \tag{3.47}$$

Burada, ξ_1 , ξ_2 , ξ_3 , ξ_4 , ξ_5 , ξ_6 ifadeleri yardımcı filtrelerdir ve kararlılık analizi kısmında dizayn edileceklerdir, $K \in \Re^{4 \times 4}$ ifadesi ise pozitif tanımlı diyagonal katsayı matrisidir. Eğer Λ ifadesi Denklem (3.48)'deki gibi tanımlanırsa, o zaman gerilim ifadesi $v \in \Re^{2 \times 1}$ matris olarak Denklem (3.49)'daki gibi elde edilir.

$$\Lambda = \Xi \left[\begin{array}{cc} (\hat{\theta}_{12}^{(1)}\hat{z}_1 + \hat{\theta}_{22}^{(1)}\dot{x}_{mr1} + \hat{\theta}_{12}^{(1)}\xi_2) & 0 \\ 0 & (\hat{\theta}_{12}^{(2)}\hat{z}_2 + \hat{\theta}_{22}^{(2)}\dot{x}_{mr2} + \hat{\theta}_{12}^{(2)}\xi_5) \end{array} \right] \tag{3.48}$$

$$v = \Lambda^{-1} \left[\begin{array}{l} (Kr + Y\hat{\phi} - R_{\lambda 1}\zeta_1^T \hat{\kappa}_1 - R_{\lambda 1}\varphi_1^T \hat{\beta}_1 - R_{\lambda 1}\varphi_2^T \hat{\beta}_2 \\ - R_{\lambda 2}\zeta_2^T \hat{\kappa}_2 - R_{\lambda 2}\varphi_3^T \hat{\beta}_3 - R_{\lambda 2}\varphi_4^T \hat{\beta}_4 + \Xi\chi) \\ + \Xi \left[\begin{array}{l} (-\hat{\theta}_{11}^{(1)}\xi_1 + \hat{\theta}_{13}^{(1)}|\dot{x}_{mr1}|\xi_3) \\ (-\hat{\theta}_{11}^{(2)}\xi_4 + \hat{\theta}_{13}^{(2)}|\dot{x}_{mr2}|\xi_6) \end{array} \right] \end{array} \right] \tag{3.49}$$

Denklem (3.47)'deki kontrol sinyali, Denklem (3.46) içerisinde yerine yazılırsa ve elde edilen denkleme, Denklem (3.50) eklenip çıkarılırsa, kapalı çevrim sistem denklemi Denklem (3.51)'deki gibi elde edilmiş olacaktır.

$$\pm \Xi \begin{bmatrix} \theta^{(1)}_{11}(\hat{z}_1 + \xi_1) + \theta^{(1)}_{12}v_1(\hat{z}_1 + \xi_2) + \hat{\theta}^{(1)}_{13}|\dot{x}_{mr1}|(\hat{z}_1 + \xi_3) \\ \theta^{(2)}_{11}(\hat{z}_2 + \xi_4) + \theta^{(2)}_{12}v_2(\hat{z}_2 + \xi_5) + \hat{\theta}^{(2)}_{13}|\dot{x}_{mr2}|(\hat{z}_2 + \xi_6) \end{bmatrix} \quad (3.50)$$

$$\begin{aligned} M\dot{r} = & -Kr + Y\tilde{\phi} - R_{\lambda 1}\delta_1^T \kappa_1 - R_{\lambda 1}\zeta_1^T \tilde{\kappa}_1 - R_{\lambda 1}\varphi_1^T \tilde{\beta}_1 - R_{\lambda 1}\varphi_2^T \tilde{\beta}_2 \\ & - R_{\lambda 2}\delta_2^T \kappa_2 - R_{\lambda 2}\zeta_2^T \tilde{\kappa}_2 - R_{\lambda 2}\varphi_3^T \tilde{\beta}_3 - R_{\lambda 2}\varphi_4^T \tilde{\beta}_4 \\ & - \Xi_1\rho_2^{(1)}\tilde{\theta}_2^{(1)} - \Xi_2\rho_2^{(2)}\tilde{\theta}_2^{(2)} \\ & + \Xi \begin{bmatrix} (-\tilde{\theta}_{11}^{(1)}(\hat{z}_1 + \xi_1) - \theta^{(1)}_{11}(\tilde{z}_1 - \xi_1) - \tilde{\theta}_{12}^{(1)}(\hat{z}_1 + \xi_2)v_1 - \theta^{(1)}_{12}(\tilde{z}_1 - \xi_2)v_1) \\ (-\tilde{\theta}_{11}^{(2)}(\hat{z}_2 + \xi_4) - \theta^{(2)}_{11}(\tilde{z}_2 - \xi_4) - \tilde{\theta}_{12}^{(2)}(\hat{z}_2 + \xi_5)v_2 - \theta^{(2)}_{12}(\tilde{z}_2 - \xi_5)v_2) \end{bmatrix} \\ & + \Xi \begin{bmatrix} (\tilde{\theta}_{13}^{(1)}|\dot{x}_{mr1}|(\hat{z}_1 + \xi_3) + \theta^{(1)}_{13}|\dot{x}_{mr1}|(\tilde{z}_1 - \xi_3)) \\ (\tilde{\theta}_{13}^{(2)}|\dot{x}_{mr2}|(\hat{z}_2 + \xi_6) + \theta^{(2)}_{13}|\dot{x}_{mr2}|(\tilde{z}_2 - \xi_6)) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3.51)$$

İç değişkenler $z_1(t)$ ve $z_2(t)$ 'nin fiziksel olarak ölçülme ihtimali yoktur. Bu yüzden, iç değişkenler için bir gözlemleyici tasarlanması gerekmektedir. a_0 bilinen pozitif bir sayı olduğu kabuller kısmında belirtilmiştir, dolayısıyla iç değişkenler $z_1(t)$ ve $z_2(t)$ için gözlemleyici ifadeleri aşağıdaki gibi elde edilebilir;

$$\dot{\tilde{z}}_1 = -a_0|\dot{x}_{mr1}|\tilde{z}_1 \quad (3.52)$$

$$\dot{\tilde{z}}_2 = -a_0|\dot{x}_{mr2}|\tilde{z}_2 \quad (3.53)$$

3.2.2 Kararlılık Analizi

Sistemin kararlılığını analiz etmek amacıyla, hata dinamiğini ve kapalı çevrim sistem denklemlerini kapsayan pozitif tanımlı bir aday Lyapunov fonksiyonu seçilmelidir. Bu çalışmada aday Lyapunov fonksiyonu Denklem (3.54)'teki gibi önerilmiştir;

$$\begin{aligned}
V = & \frac{1}{2} r^T M r + \frac{1}{2} \tilde{z}_1^2 + \frac{1}{2} \tilde{z}_2^2 + \frac{1}{2} \tilde{\phi}^T \Gamma_{\phi}^{-1} \tilde{\phi} + \frac{1}{2} (\tilde{\theta}_2^{(1)})^T \Gamma_{21}^{-1} \tilde{\theta}_2^{(1)} \\
& + \frac{1}{2} (\tilde{\theta}_2^{(2)})^T \Gamma_{22}^{-1} \tilde{\theta}_2^{(2)} + \frac{1}{2} \tilde{\kappa}_1^T \Gamma_{\kappa_1}^{-1} \tilde{\kappa}_1 + \frac{1}{2} \tilde{\kappa}_2^T \Gamma_{\kappa_2}^{-1} \tilde{\kappa}_2 + \frac{1}{2} \tilde{\beta}_1^T \Gamma_{\beta_1}^{-1} \tilde{\beta}_1 \\
& + \frac{1}{2} \tilde{\beta}_2^T \Gamma_{\beta_2}^{-1} \tilde{\beta}_2 + \frac{1}{2} \tilde{\beta}_3^T \Gamma_{\beta_3}^{-1} \tilde{\beta}_3 + \frac{1}{2} \tilde{\beta}_4^T \Gamma_{\beta_4}^{-1} \tilde{\beta}_4 + \frac{1}{2} \varepsilon_1 \delta_1^T P_{\delta_1} \delta_1 \\
& + \frac{1}{2} \varepsilon_2 \delta_2^T P_{\delta_2} \delta_2 + \frac{1}{2} \frac{1}{\gamma_1} (\tilde{\theta}_{11}^{(1)})^2 + \frac{1}{2} \frac{1}{\gamma_2} (\tilde{\theta}_{12}^{(1)})^2 + \frac{1}{2} \frac{1}{\gamma_3} (\tilde{\theta}_{13}^{(1)})^2 + \frac{1}{2} \tilde{\theta}_{11}^{(1)} (\tilde{z}_1 - \xi_1)^2 \\
& + \frac{1}{2} \tilde{\theta}_{12}^{(1)} (\tilde{z}_1 - \xi_2)^2 + \frac{1}{2} \tilde{\theta}_{13}^{(1)} (\tilde{z}_1 - \xi_3)^2 + \frac{1}{2} \frac{1}{\gamma_4} (\tilde{\theta}_{11}^{(2)})^2 + \frac{1}{2} \frac{1}{\gamma_5} (\tilde{\theta}_{12}^{(2)})^2 + \frac{1}{2} \frac{1}{\gamma_6} (\tilde{\theta}_{13}^{(2)})^2 \\
& + \frac{1}{2} \tilde{\theta}_{11}^{(2)} (\tilde{z}_2 - \xi_4)^2 + \frac{1}{2} \tilde{\theta}_{12}^{(2)} (\tilde{z}_2 - \xi_5)^2 + \frac{1}{2} \tilde{\theta}_{13}^{(2)} (\tilde{z}_2 - \xi_6)^2
\end{aligned} \tag{3.54}$$

Burada Γ_{ϕ} , Γ_{21} , Γ_{22} , $\Gamma_{\kappa_{1-2}}$, $\Gamma_{\beta_{1-4}}$, $P_{\delta_{1-2}}$ ve $\varepsilon_{1,2}$ ifadeleri pozitif tanımlı katsayı matrisleri, γ_{1-6} ise pozitif katsayılardır. Bu durumda, Lyapunov fonksiyonunun zamana göre türevi aşağıdaki gibi elde edilir;

$$\begin{aligned}
\dot{V} = & r^T M \dot{r} + \tilde{z}_1 \dot{\tilde{z}}_1 + \tilde{z}_2 \dot{\tilde{z}}_2 + \tilde{\phi}^T \Gamma_{\phi}^{-1} \dot{\tilde{\phi}} + (\tilde{\theta}_2^{(1)})^T \Gamma_{21}^{-1} \dot{\tilde{\theta}}_2^{(1)} + (\tilde{\theta}_2^{(2)})^T \Gamma_{22}^{-1} \dot{\tilde{\theta}}_2^{(2)} \\
& + \tilde{\kappa}_1^T \Gamma_{\kappa_1}^{-1} \dot{\tilde{\kappa}}_1 + \tilde{\kappa}_2^T \Gamma_{\kappa_2}^{-1} \dot{\tilde{\kappa}}_2 + \tilde{\beta}_1^T \Gamma_{\beta_1}^{-1} \dot{\tilde{\beta}}_1 + \tilde{\beta}_2^T \Gamma_{\beta_2}^{-1} \dot{\tilde{\beta}}_2 + \tilde{\beta}_3^T \Gamma_{\beta_3}^{-1} \dot{\tilde{\beta}}_3 \\
& + \tilde{\beta}_4^T \Gamma_{\beta_4}^{-1} \dot{\tilde{\beta}}_4 + \frac{1}{2} \varepsilon_1 \delta_1^T \underbrace{[G^T P_{\delta_1} + P_{\delta_1} G]}_{-2I} \delta_1 + \frac{1}{2} \varepsilon_2 \delta_2^T \underbrace{[G^T P_{\delta_2} + P_{\delta_2} G]}_{-2I} \delta_2 \\
& + \frac{1}{\gamma_1} \tilde{\theta}_{11}^{(1)} \dot{\tilde{\theta}}_{11}^{(1)} + \frac{1}{\gamma_2} \tilde{\theta}_{12}^{(1)} \dot{\tilde{\theta}}_{12}^{(1)} + \frac{1}{\gamma_3} \tilde{\theta}_{13}^{(1)} \dot{\tilde{\theta}}_{13}^{(1)} + \frac{1}{\gamma_4} \tilde{\theta}_{11}^{(2)} \dot{\tilde{\theta}}_{11}^{(2)} + \frac{1}{\gamma_5} \tilde{\theta}_{12}^{(2)} \dot{\tilde{\theta}}_{12}^{(2)} \\
& + \frac{1}{\gamma_6} \tilde{\theta}_{13}^{(2)} \dot{\tilde{\theta}}_{13}^{(2)} + \theta_{11}^{(1)} (\tilde{z}_1 - \xi_1) (\dot{\tilde{z}}_1 - \dot{\xi}_1) + \theta_{11}^{(2)} (\tilde{z}_2 - \xi_4) (\dot{\tilde{z}}_2 - \dot{\xi}_4) \\
& + \theta_{12}^{(1)} (\tilde{z}_1 - \xi_2) (\dot{\tilde{z}}_1 - \dot{\xi}_2) + \theta_{12}^{(2)} (\tilde{z}_2 - \xi_5) (\dot{\tilde{z}}_2 - \dot{\xi}_5) + \theta_{13}^{(1)} (\tilde{z}_1 - \xi_3) (\dot{\tilde{z}}_1 - \dot{\xi}_3) \\
& + \theta_{13}^{(2)} (\tilde{z}_2 - \xi_6) (\dot{\tilde{z}}_2 - \dot{\xi}_6)
\end{aligned} \tag{3.55}$$

Burada G matrisi Hurwitz ve $P_{\delta_{1,2}}$ pozitif tanımlıdır. Dolayısıyla aşağıdaki eşitlik yazılabilir [123].

$$G^T P_{\delta_{1,2}} + P_{\delta_{1,2}} G = -2I \tag{3.56}$$

Karmaşıklığı önlemek amacıyla Θ ifadesi aşağıdaki gibi tanımlanmıştır;

$$\begin{aligned} \Theta = & \theta_{11}^{(1)}(\tilde{z}_1 - \xi_1)(\dot{\tilde{z}}_1 - \dot{\xi}_1) + \theta_{11}^{(2)}(\tilde{z}_2 - \xi_4)(\dot{\tilde{z}}_2 - \dot{\xi}_4) + \theta_{12}^{(1)}(\tilde{z}_1 - \xi_2)(\dot{\tilde{z}}_1 - \dot{\xi}_2) \\ & + \theta_{12}^{(2)}(\tilde{z}_2 - \xi_5)(\dot{\tilde{z}}_2 - \dot{\xi}_5) + \theta_{13}^{(1)}(\tilde{z}_1 - \xi_3)(\dot{\tilde{z}}_1 - \dot{\xi}_3) + \theta_{13}^{(2)}(\tilde{z}_2 - \xi_6)(\dot{\tilde{z}}_2 - \dot{\xi}_6) \end{aligned} \quad (3.57)$$

Denklem (3.51)'deki kapalı çevrim sistem denklemleri, Lyapunov fonksiyonunun türevi olan Denklem (3.55)'te yerine yazılırsa, Denklem (3.58) aşağıdaki gibi elde edilir;

$$\begin{aligned} \dot{V} = r^T & \left\{ \begin{aligned} & -Kr + Y\tilde{\phi} - R_{\lambda 1}\delta_1^T \kappa_1 - R_{\lambda 1}\zeta_1^T \tilde{\kappa}_1 - R_{\lambda 1}\varphi_1^T \tilde{\beta}_1 - R_{\lambda 1}\varphi_2^T \tilde{\beta}_2 \\ & -R_{\lambda 2}\delta_2^T \kappa_2 - R_{\lambda 2}\zeta_2^T \tilde{\kappa}_2 - R_{\lambda 2}\varphi_3^T \tilde{\beta}_3 - R_{\lambda 2}\varphi_4^T \tilde{\beta}_4 \\ & -\Xi_1\rho_2^{(1)}\tilde{\theta}_2^{(1)} - \Xi_2\rho_2^{(2)}\tilde{\theta}_2^{(2)} \\ & +\Xi \left[\begin{aligned} & \left\{ \begin{aligned} & -\tilde{\theta}_{11}^{(1)}(\hat{z}_1 + \xi_1) - \theta_{11}^{(1)}(\tilde{z}_1 - \xi_1) - \tilde{\theta}_{12}^{(1)}(\hat{z}_1 + \xi_2)v_1 \\ & -\theta_{12}^{(1)}(\tilde{z}_1 - \xi_2)v_1 \end{aligned} \right\} \\ & \left\{ \begin{aligned} & -\tilde{\theta}_{11}^{(2)}(\hat{z}_2 + \xi_4) - \theta_{11}^{(2)}(\tilde{z}_2 - \xi_4) - \tilde{\theta}_{12}^{(2)}(\hat{z}_2 + \xi_5)v_2 \\ & -\theta_{12}^{(2)}(\tilde{z}_2 - \xi_5)v_2 \end{aligned} \right\} \end{aligned} \right] \\ & +\Xi \left[\begin{aligned} & (\tilde{\theta}_{13}^{(1)}|\dot{x}_{mr1}|(\hat{z}_1 + \xi_3) + \theta_{13}^{(1)}|\dot{x}_{mr1}|(\tilde{z}_1 - \xi_3)) \\ & (\tilde{\theta}_{13}^{(2)}|\dot{x}_{mr2}|(\hat{z}_2 + \xi_6) + \theta_{13}^{(2)}|\dot{x}_{mr2}|(\tilde{z}_2 - \xi_6)) \end{aligned} \right] \end{aligned} \right\} \quad (3.58) \\ & + \tilde{z}_1\dot{\tilde{z}}_1 + \tilde{z}_2\dot{\tilde{z}}_2 + \tilde{\phi}^T\Gamma_{\phi}^{-1}\dot{\tilde{\phi}} + (\tilde{\theta}_2^{(1)})^T\Gamma_{21}^{-1}\dot{\tilde{\theta}}_2^{(1)} + (\tilde{\theta}_2^{(2)})^T\Gamma_{22}^{-1}\dot{\tilde{\theta}}_2^{(2)} + \tilde{\kappa}_1^T\Gamma_{\kappa_1}^{-1}\dot{\tilde{\kappa}}_1 \\ & + \tilde{\kappa}_2^T\Gamma_{\kappa_2}^{-1}\dot{\tilde{\kappa}}_2 + \tilde{\beta}_1^T\Gamma_{\beta_1}^{-1}\dot{\tilde{\beta}}_1 + \tilde{\beta}_2^T\Gamma_{\beta_2}^{-1}\dot{\tilde{\beta}}_2 + \tilde{\beta}_3^T\Gamma_{\beta_3}^{-1}\dot{\tilde{\beta}}_3 + \tilde{\beta}_4^T\Gamma_{\beta_4}^{-1}\dot{\tilde{\beta}}_4 - \varepsilon_1\delta_1^T\dot{\delta}_1 \\ & - \varepsilon_2\delta_2^T\dot{\delta}_2 + \frac{1}{\gamma_1}\tilde{\theta}_{11}^{(1)}\dot{\tilde{\theta}}_{11}^{(1)} + \frac{1}{\gamma_2}\tilde{\theta}_{12}^{(1)}\dot{\tilde{\theta}}_{12}^{(1)} + \frac{1}{\gamma_3}\tilde{\theta}_{13}^{(1)}\dot{\tilde{\theta}}_{13}^{(1)} + \frac{1}{\gamma_4}\tilde{\theta}_{11}^{(2)}\dot{\tilde{\theta}}_{11}^{(2)} \\ & + \frac{1}{\gamma_5}\tilde{\theta}_{12}^{(2)}\dot{\tilde{\theta}}_{12}^{(2)} + \frac{1}{\gamma_6}\tilde{\theta}_{13}^{(2)}\dot{\tilde{\theta}}_{13}^{(2)} + \Theta \end{aligned}$$

Bu aşamada adaptasyon kuralları Denklem (3.59), yardımcı filtreler ise Denklem (3.60)'daki gibi tasarlanıp, Denklem (3.58)'de yerine konursa, Denklem (3.61) aşağıdaki gibi elde edilecektir;

$$\begin{aligned}
\dot{\tilde{\phi}} &= -\dot{\hat{\phi}} = -\Gamma_{\phi} Y^T r \\
\dot{\tilde{\kappa}}_1 &= -\dot{\hat{\kappa}}_1 = \Gamma_{\kappa_1} \zeta_1 R_{\lambda_1}^T r \\
\dot{\tilde{\kappa}}_2 &= -\dot{\hat{\kappa}}_2 = \Gamma_{\kappa_2} \zeta_2 R_{\lambda_2}^T r \\
\dot{\tilde{\beta}}_1 &= -\dot{\hat{\beta}}_1 = \Gamma_{\beta_1} \varphi_1 R_{\lambda_1}^T r \\
\dot{\tilde{\beta}}_2 &= -\dot{\hat{\beta}}_2 = \Gamma_{\beta_2} \varphi_2 R_{\lambda_1}^T r \\
\dot{\tilde{\beta}}_3 &= -\dot{\hat{\beta}}_3 = \Gamma_{\beta_3} \varphi_3 R_{\lambda_2}^T r \\
\dot{\tilde{\beta}}_4 &= -\dot{\hat{\beta}}_4 = \Gamma_{\beta_4} \varphi_4 R_{\lambda_2}^T r \\
\dot{\tilde{\theta}}_2^{(1)} &= -\dot{\tilde{\theta}}_2^{(1)} = \Gamma_{21} (\rho_2^{(1)})^T \Xi_1^T r \\
\dot{\tilde{\theta}}_2^{(2)} &= -\dot{\tilde{\theta}}_2^{(2)} = \Gamma_{22} (\rho_2^{(2)})^T \Xi_2^T r \\
\dot{\tilde{\theta}}_{11}^{(1)} &= -\dot{\tilde{\theta}}_{11}^{(1)} = (\hat{z}_1 + \xi_1) \gamma_1 \Xi_1^T r \\
\dot{\tilde{\theta}}_{11}^{(2)} &= -\dot{\tilde{\theta}}_{11}^{(2)} = \gamma_4 (\hat{z}_2 + \xi_4) \Xi_2^T r \\
\dot{\tilde{\theta}}_{12}^{(1)} &= -\dot{\tilde{\theta}}_{12}^{(1)} = \gamma_2 v_1 (\hat{z}_1 + \xi_2) \Xi_1^T r \\
\dot{\tilde{\theta}}_{12}^{(2)} &= -\dot{\tilde{\theta}}_{12}^{(2)} = \gamma_5 v_2 (\hat{z}_2 + \xi_5) \Xi_2^T r \\
\dot{\tilde{\theta}}_{13}^{(1)} &= -\dot{\tilde{\theta}}_{13}^{(1)} = -\gamma_3 |\dot{x}_{mr1}| (\hat{z}_1 + \xi_3) \Xi_1^T r \\
\dot{\tilde{\theta}}_{13}^{(2)} &= -\dot{\tilde{\theta}}_{13}^{(2)} = -\gamma_6 |\dot{x}_{mr2}| (\hat{z}_2 + \xi_6) \Xi_2^T r
\end{aligned} \tag{3.59}$$

$$\begin{aligned}
\dot{\xi}_1 &= -a_0 |\dot{x}_{mr1}| \xi_1 - \Xi_1^T r \\
\dot{\xi}_2 &= -a_0 |\dot{x}_{mr1}| \xi_2 - v_1 \Xi_1^T r \\
\dot{\xi}_3 &= -a_0 |\dot{x}_{mr1}| \xi_3 + |\dot{x}_{mr1}| \Xi_1^T r \\
\dot{\xi}_4 &= -a_0 |\dot{x}_{mr2}| \xi_4 - \Xi_2^T r \\
\dot{\xi}_5 &= -a_0 |\dot{x}_{mr2}| \xi_5 - v_2 \Xi_2^T r \\
\dot{\xi}_6 &= -a_0 |\dot{x}_{mr2}| \xi_6 + |\dot{x}_{mr2}| \Xi_2^T r
\end{aligned} \tag{3.60}$$

$$\begin{aligned}
\dot{V} &= -r^T K r - r^T R_{\lambda_1} \delta_1^T \kappa_1 - r^T R_{\lambda_2} \delta_2^T \kappa_2 - \varepsilon_1 \delta_1^T \delta_1 \\
&\quad - \varepsilon_2 \delta_2^T \delta_2 - a_0 |\dot{x}_{mr1}| \tilde{z}_1^2 - a_0 |\dot{x}_{mr2}| \tilde{z}_2^2 \\
&\quad - a_0 \theta_{11}^{(1)} |\dot{x}_{mr1}| (\tilde{z}_1 - \xi_1)^2 - a_0 \theta_{12}^{(1)} |\dot{x}_{mr1}| (\tilde{z}_1 - \xi_2)^2 \\
&\quad - a_0 \theta_{13}^{(1)} |\dot{x}_{mr1}| (\tilde{z}_1 - \xi_3)^2 - a_0 \theta_{11}^{(2)} |\dot{x}_{mr2}| (\tilde{z}_2 - \xi_4)^2 \\
&\quad - a_0 \theta_{12}^{(2)} |\dot{x}_{mr2}| (\tilde{z}_2 - \xi_5)^2 - a_0 \theta_{13}^{(2)} |\dot{x}_{mr2}| (\tilde{z}_2 - \xi_6)^2
\end{aligned} \tag{3.61}$$

Denklem (3.61)'de $r^T R_{\lambda_1} \delta_1^T \kappa_1$, $r^T R_{\lambda_2} \delta_2^T \kappa_2$ ifadeleri için Young's eşitsizliği uygulanır ε_1 , ε_2 ifadeleri aşağıdaki gibi seçilirse ve $K_I = K + I$ olarak tanımlanırsa, Lyapunov fonksiyonun türevi Denklem (3.67)'deki gibi olacaktır.

$$\varepsilon_1 = \Upsilon - \frac{\lambda_{\max}^{(1)} \kappa_1 R_{\lambda 1}^T R_{\lambda 1} \kappa_1^T}{2} \quad (3.62)$$

$$\varepsilon_2 = \Upsilon - \frac{\lambda_{\max}^{(2)} \kappa_2 R_{\lambda 2}^T R_{\lambda 2} \kappa_2^T}{2} \quad (3.63)$$

$$\frac{\lambda_{\max}^{(1)} \kappa_1 R_{\lambda 1}^T R_{\lambda 1} \kappa_1^T}{2} < \Upsilon \quad (3.64)$$

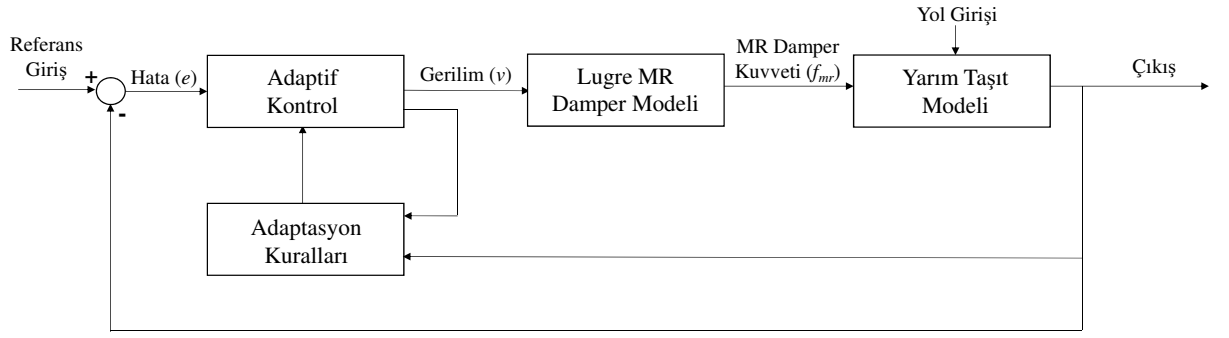
$$\frac{\lambda_{\max}^{(2)} \kappa_2 R_{\lambda 2}^T R_{\lambda 2} \kappa_2^T}{2} < \Upsilon \quad (3.65)$$

$$0 < \Upsilon \quad (3.66)$$

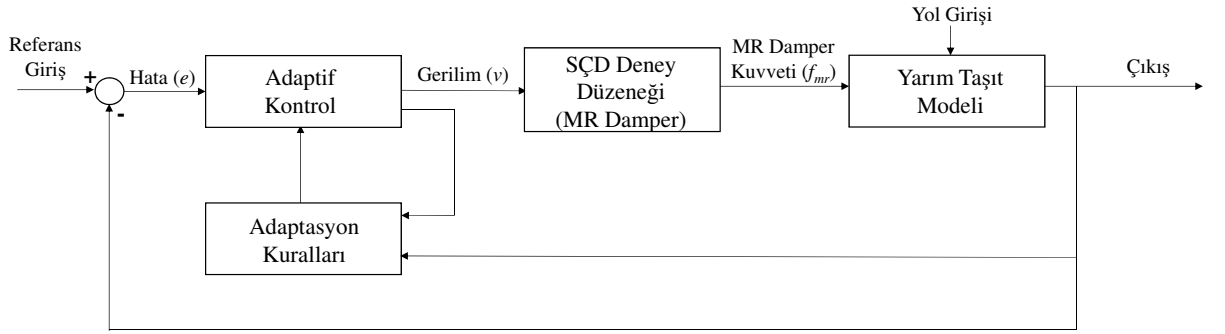
$$\begin{aligned} \dot{V} = & -r^T K_I r - \Upsilon \delta_1^T \delta_1 - \Upsilon \delta_2^T \delta_2 - a_0 |\dot{x}_{mr1}| \tilde{z}_1^2 - a_0 |\dot{x}_{mr2}| \tilde{z}_2^2 \\ & - a_0 \theta_{11}^{(1)} |\dot{x}_{mr1}| (\tilde{z}_1 - \xi_1)^2 - a_0 \theta_{12}^{(1)} |\dot{x}_{mr1}| (\tilde{z}_1 - \xi_2)^2 \\ & - a_0 \theta_{13}^{(1)} |\dot{x}_{mr1}| (\tilde{z}_1 - \xi_3)^2 - a_0 \theta_{11}^{(2)} |\dot{x}_{mr2}| (\tilde{z}_2 - \xi_4)^2 \\ & - a_0 \theta_{12}^{(2)} |\dot{x}_{mr2}| (\tilde{z}_2 - \xi_5)^2 - a_0 \theta_{13}^{(2)} |\dot{x}_{mr2}| (\tilde{z}_2 - \xi_6)^2 \end{aligned} \quad (3.67)$$

Denklem (3.67)'de a_0 'ın pozitif olduğu bilinmektedir. K_I ifadesi de pozitif olarak seçilirse, Denklem (3.54)'te seçilen aday Lyapunov fonksiyonunun türevi her zaman negatif olacaktır. Dolayısıyla $\dot{V}(t) \leq V(0)$ eşitliği her zaman sağlanır. LaSalle-Yoshizawa teoremine göre zaman sonsuza giderken ($t \rightarrow \infty$) hata sıfıra gidecektir ($r, \dot{r} \rightarrow 0$). Dolayısıyla sistemin kararlılığı ispatlanmış olur [132].

Bu çalışmada tasarlanan kontrol yönteminin başarısı, SÇD yöntemi kullanılarak incelenmiştir. SÇD yönteminin nümerik simülasyondan farkını incelemek için ise sinüzoidal yol girişi durumunda, SÇD cevapları ile simülasyon cevapları karşılaştırılmıştır. Tasarlanan adaptif kontrol yönteminin nümerik simülasyon için blok diyagramı Şekil 3.1(a)'da, SÇD yöntemi için blok diyagramı ise Şekil 3.1(b)'de verilmiştir.



(a)



(b)

Şekil 3.1 Tasarlanan adaptif kontrol yönteminin genel blok diyagramı,
(a) Simülasyon, (b) SÇD

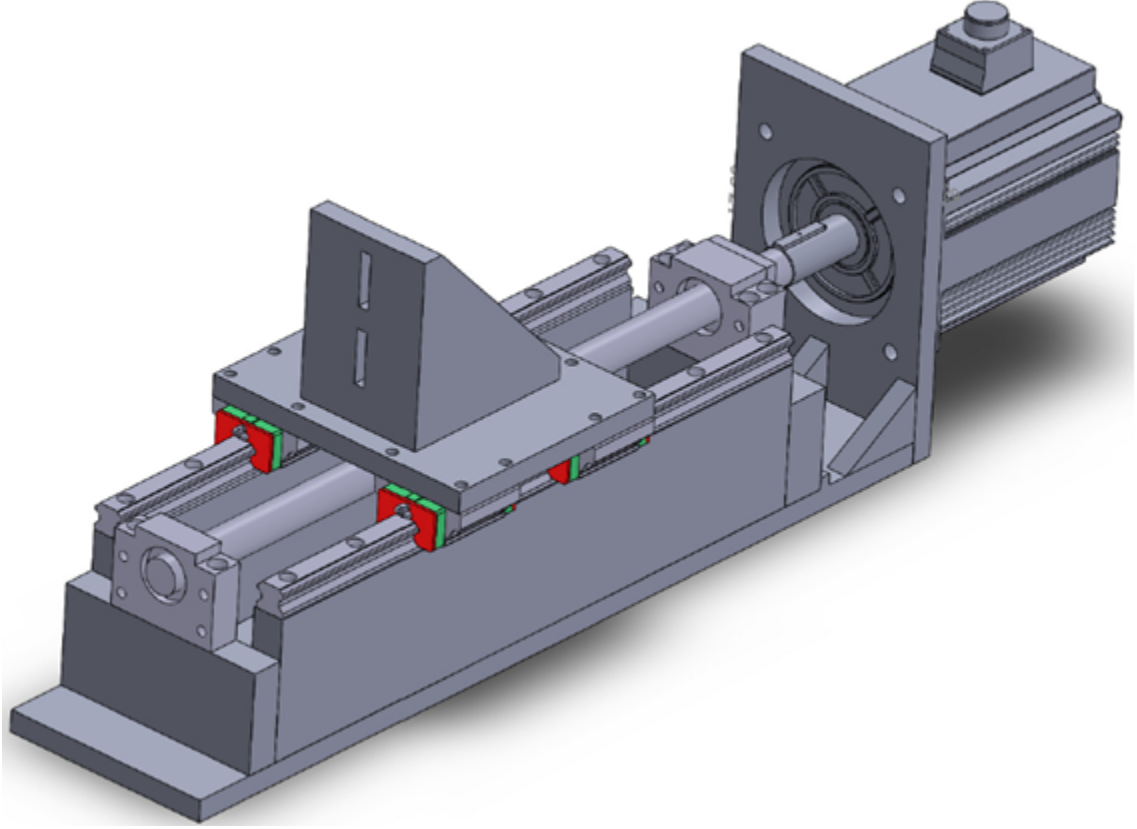
4

Deney Sistemi

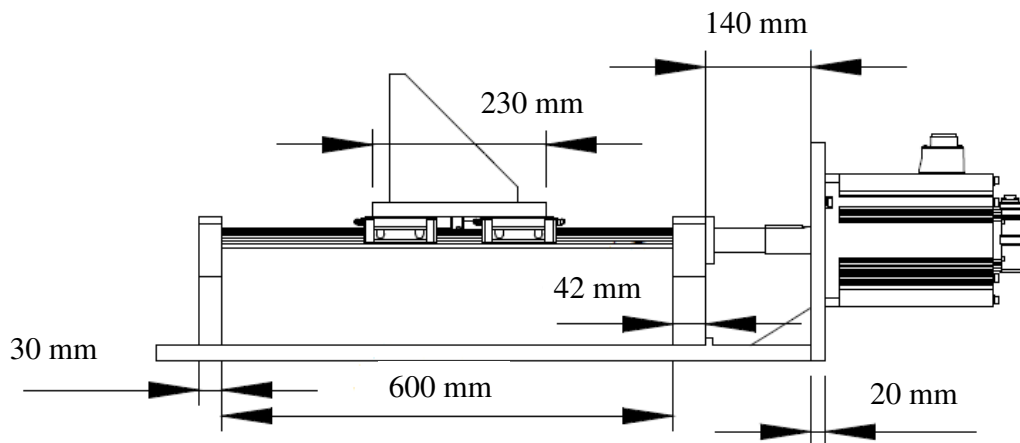
4.1 Test Düzeneginin Tanıtımı

SÇD yönteminin amacı, simülasyondaki bazı kısımların deneysel olarak oluşturulması ve elde edilen deneysel verilerin, anlık olarak simülasyonda kullanılmasıdır. Bu tez çalışmasında, yarım taşıt modelinin süspansiyon kısmındaki MR damperler doğrusal olmayan karaktere sahip oldukları için, bu MR damperlerin deneysel olarak kurulması amaçlanmıştır. Dolayısıyla, taşıt yolda seyir halindeyken süspansiyonlarında meydana gelen rölatif yer değiştirmenin deneysel olarak oluşturulması gerekmektedir. Bu amaçla, iki adet lineer kızak mekanizması tasarımı yapılmıştır. Lineer kızaklar tasarlanırken strok miktarının yeterli olması ve lineer kızıağın maruz kalacağı kuvvete dayanabilmesi en önemli konulardır. Piyasada hazır halde, istenen strokta lineer kızakların satıldığı tespit edilmiş fakat, piyasadaki bu lineer kızakların hepsinin alüminyum malzemeden yapıldığı görülmüştür. Yapılacak çalışma göz önüne alındığında, alüminyum malzemenin mukavametinin bu çalışma için yetersiz kalabileceği düşüncesiyle ve rijitliği sağlamak amacıyla, çelik malzemeden oluşan bir lineer kızak mekanizması tasarımı yapılmıştır. Tasarlanan bu lineer kızak mekanizmasının Solidworks programı yardımıyla oluşturulan üç boyutlu görünümü Şekil 4.1’de verilmiştir. MR damperin üretici tarafından sağlanan (Lord Company) teknik dökümanlarında (Ek A), strok miktarının 74 mm (Long strok) olduğu görülmektedir. Dolayısıyla tasarlanan lineer kızak strok miktarının 74 mm mesafeyi rahatlıkla sağlaması gerekmektedir. Ayrıca SÇD yönteminin önemli özelliklerinden biri de, aynı deney düzeneğinde farklı çalışmaların yapılabilmesidir. Dolayısıyla, ilerdeki çalışmalarda, farklı malzemelerinde deney sisteminde test edilebileceği düşüncesiyle, sistem 370 mm stroğa sahip olacak şekilde tasarlanmıştır. Şekil 4.2’de tasarlanan lineer kızak mekanizmasının ölçüleri ve kullanılan çelik malzemenin kalınlıkları verilmiştir. Üretilen lineer kızak mekanizması ise Şekil 4.3’te verilmiştir.

Yukarıda bahsedilen lineer kızak mekanizması, yarım taşıtın ön süspansiyon rölatif yer değiştirme hareketini gerçekleştirmesi için tasarlanmış ve üretilmiştir. Yarım taşıtın arka süspansiyon rölatif yer değiştirmesini gerçekleştirmesi için ikinci bir lineer kızak



Şekil 4.1 Yarım taşıtın ön süspansiyonu için tasarlanan lineer kızak mekanizmasının üç boyutlu çizimi



Şekil 4.2 Yarım taşıtın ön süspansiyonu için tasarlanan lineer kızak mekanizmasının ölçüleri

mekanizmasına ihtiyaç vardır. Yıldız Teknik Üniversitesi, Titreşim Araştırmaları ve Kontrolü Laboratuvarı'nda daha önce deprem araştırmaları için kullanılan [117] fakat, servo motoru arızalanmış, 400 mm stroğa sahip hazır bir lineer kızak mekanizması, sahip olduğu eski servo motorla aynı özellikte yeni bir servo motor ve bazı parçalar sisteme eklenerek bu çalışma için modifiye edilmiştir (Şekil 4.4). Bu şekilde maddi yük azaltılırken, üniversiteye ait bir sistem de çalışır hale getirilmiştir.

MR damper teknik özellikleri incelendiğinde, MR damperin üretebildiği kuvvet miktarının 2000 Newton'a kadar ulaşabildiği görülmektedir (Ek A). Dolayısıyla, lineer kızak mekanizmalarında kullanılacak olan servo motorların, bu kuvvet göz önüne alınarak seçilmesi gerekmektedir. Deneyde kullanılacak iki lineer kızak mekanizması da 10 mm hatveye sahiptir. Bu hatve ve kuvvet miktarı göz önüne alınarak, servo motorların minimum 5Nm torka sahip olması gerektiği hesaplanmıştır. Fakat bu çalışmadan sonra, ileride yapılabilecek başka çalışmalar da göz önüne alınarak daha yüksek güçlü servo motorlar deney sisteminde kullanılmıştır. Deney sisteminde kullanılan servo motorların özellikleri aşağıdaki gibidir;

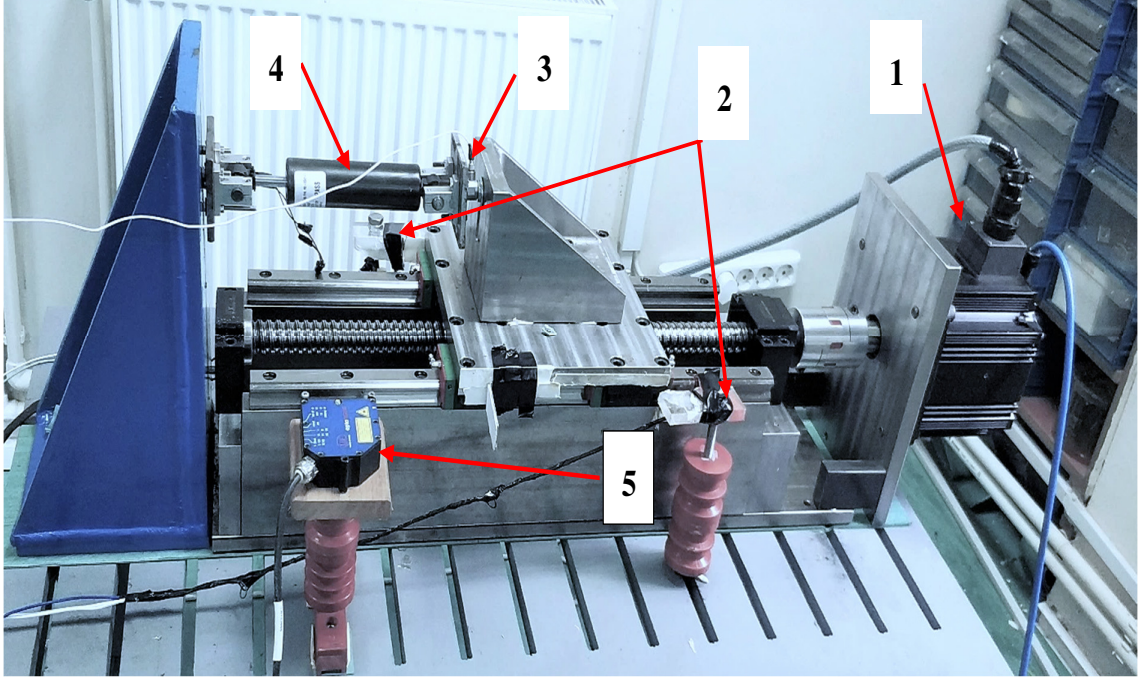
Servo motor 1'in özellikleri (Lineer kızak mekanizması 1'de kullanılan);

- Servo motor markası ve kodu: Panasonic MINAS A5 MDME504G1G 400V üç faz
- Motor gücü: 5 kw
- Nominal dönüş hızı: 2000 devir/dakika
- Maksimum dönüş hızı: 3000 devir/dakika
- Nominal tork: 23.9 Nm
- Maksimum tork: 133 Nm

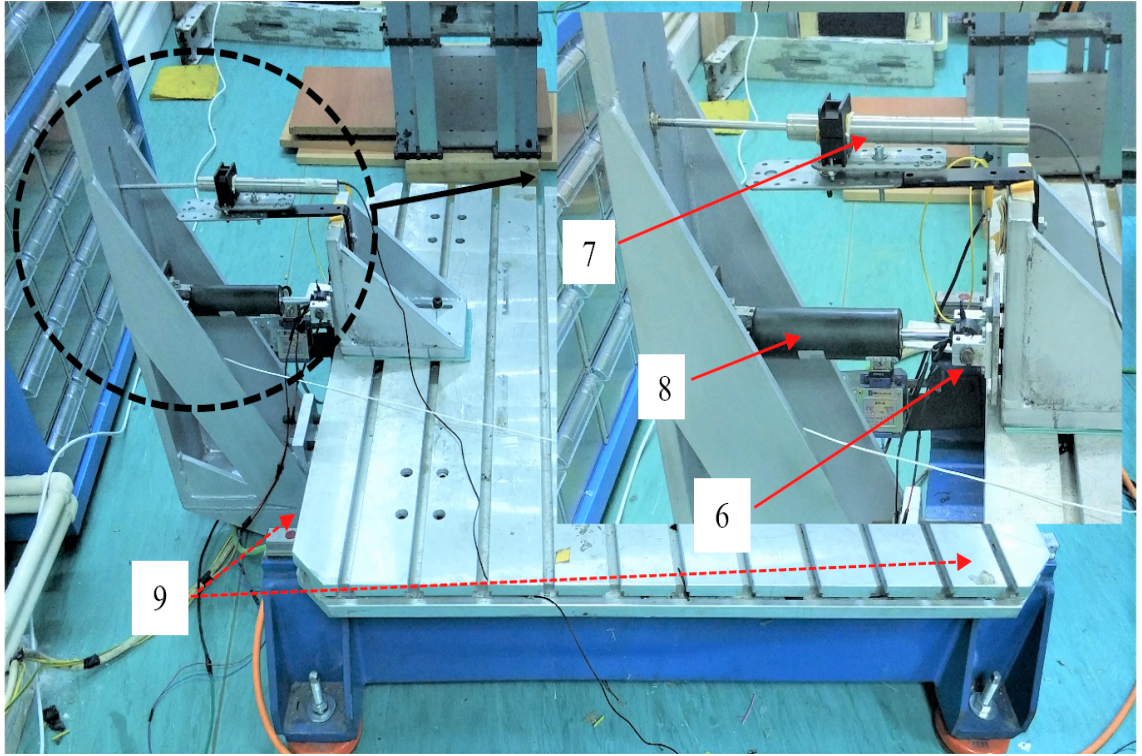
Servo motor 2'nin özellikleri (Lineer kızak mekanizması 2'de kullanılan);

- Servo motor markası ve kodu: Unimotor fm 190U3D300NAAEA215230 (Frame D) 400V üç faz
- Motor gücü: 11 kW
- Nominal dönüş hızı: 3000 devir/dakika
- Nominal tork: 33.2 Nm
- Maksimum tork: 71.6 Nm

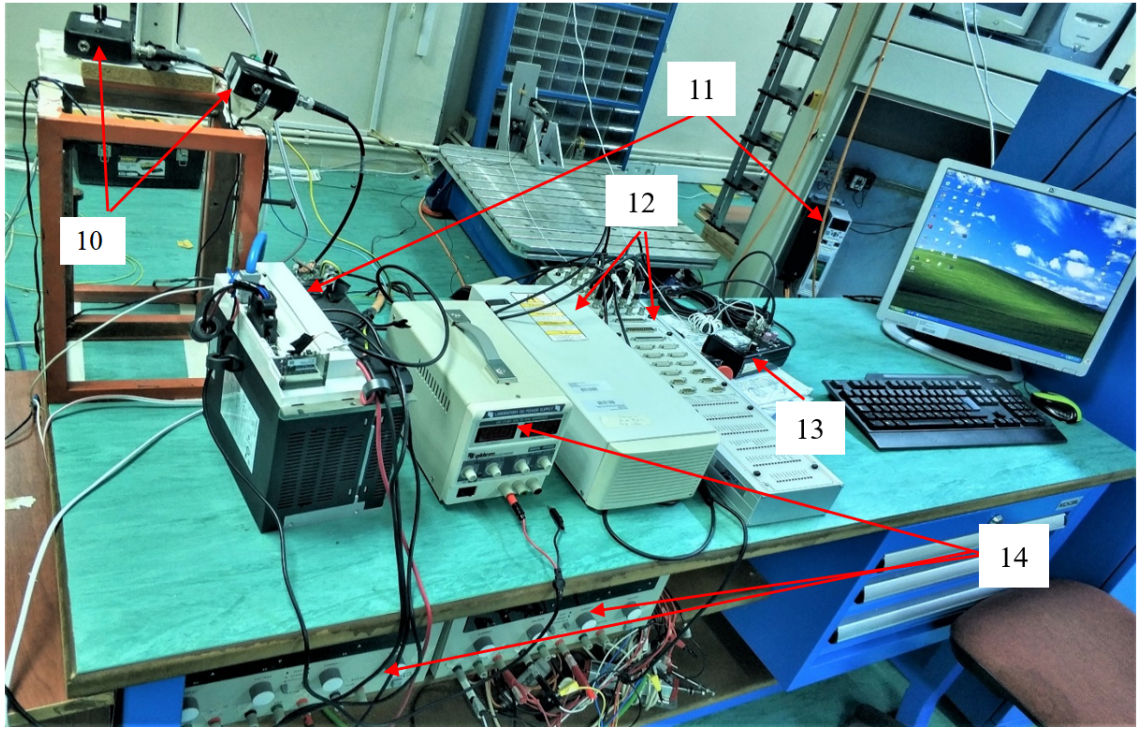
Amaçlanan deneyin gerçekleştirilebilmesi için, lineer kızak mekanizmaları tasarlandıktan ve servo motorlar seçildikten sonra, diğer araç ve sensörler lineer



Şekil 4.3 Lineer kızak mekanizması 1 (Ön süspansiyon)



Şekil 4.4 Lineer kızak mekanizması 2 (Arka süspansiyon)



Şekil 4.5 Diğer deney bileşenleri

kızak mekanizmalarına eklenmiştir. Yarım taşıtın ön süspansiyonunun rölatif yer değiştirmesini deneysel olarak elde etmek için kullanılan birinci Lineer kızak mekanizması, Lord company tarafından üretilen (RD-8041-1 long stroke) MR damper, Brüel & kjaer 8230-002 kodlu kuvvet sensörü, Micro Epsilon optoNCDT 1700-100 lazer konum ölçer ve sistemin izin verilen süspansiyon strok limitlerini aşmasını önlemek amacıyla kullanılan iki adet limit şalterden oluşmaktadır (Şekil 4.3). İkinci lineer kızak mekanizması ise; AMETEK solartron konum sensörü (LVDT (Linear Variable Differential Transformer)), DYTRAN 1051V6 kodlu kuvvet sensörü, ikinci bir RD-8041-1 kodlu MR damper ve limit şalterlerden oluşmaktadır ve yarım taşıtın arka rölatif süspansiyon yer değiştirme hareketini gerçekleştirmekten sorumludur (Şekil 4.4).

SÇD yöntemi hem yazılım hem de donanım kısımlarından oluşmaktadır. Deney düzeneğinin yazılım kısmı, yarım taşıtın matematiksel modeli, kontrol algoritması ve nümerik simülasyonun yapılacağı MATLAB-Simulink programından oluşmaktadır. Yazılım kısmı ile donanım kısmı arasındaki iletişimi, Dspace DS1103 kontrol kartı sağlamaktadır. Deney sisteminde kullanılan diğer çevre bileşenleri ise; güç kaynakları, MR damper kontrol kitleri (wonder box'lar) ve kuvvet sensörleri için gerekli olan DYTRAN-4103C kodlu sinyal şartlandırıcıdan oluşmaktadır (Şekil 4.5). Kullanılan donanımların listesi Tablo 4.1'de verilmiştir.

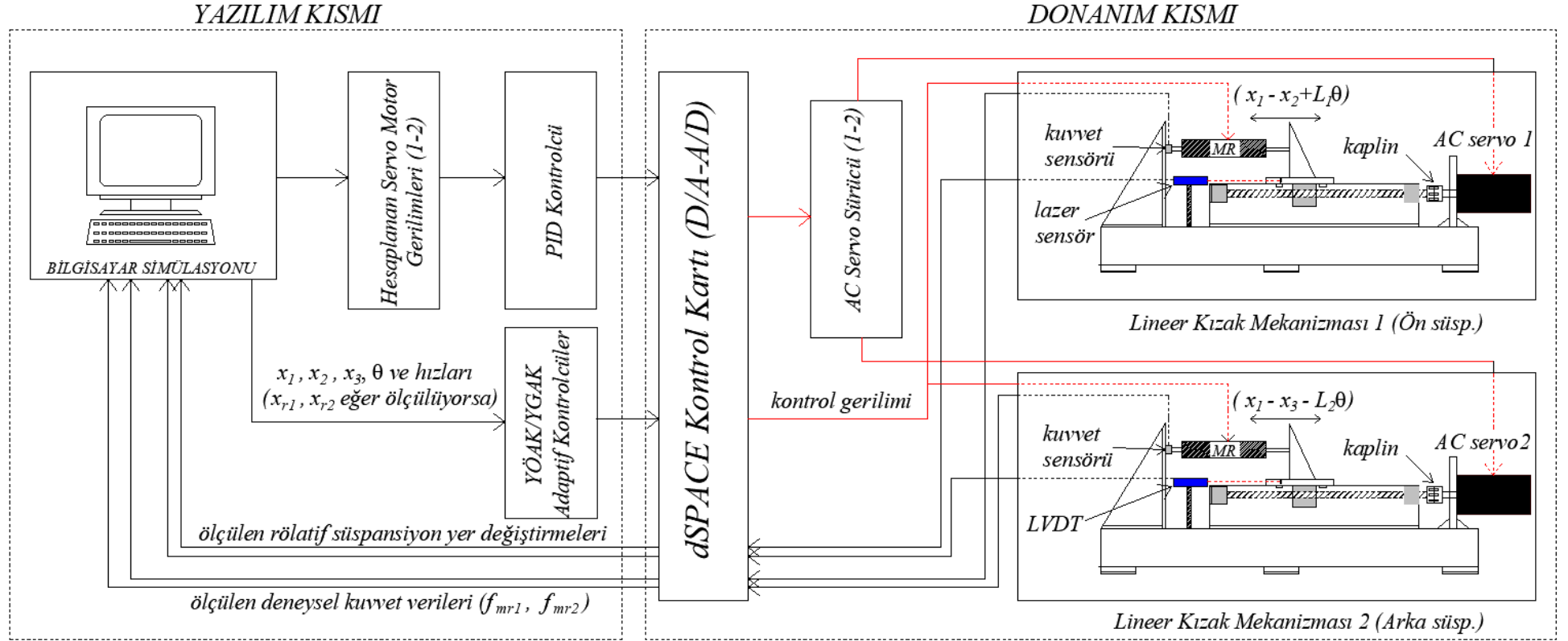
Lineer kızak mekanizmalarının istenen hareketi yerine getirmesi amacıyla, servo

Tablo 4.1 Deney düzeneği bileşenleri

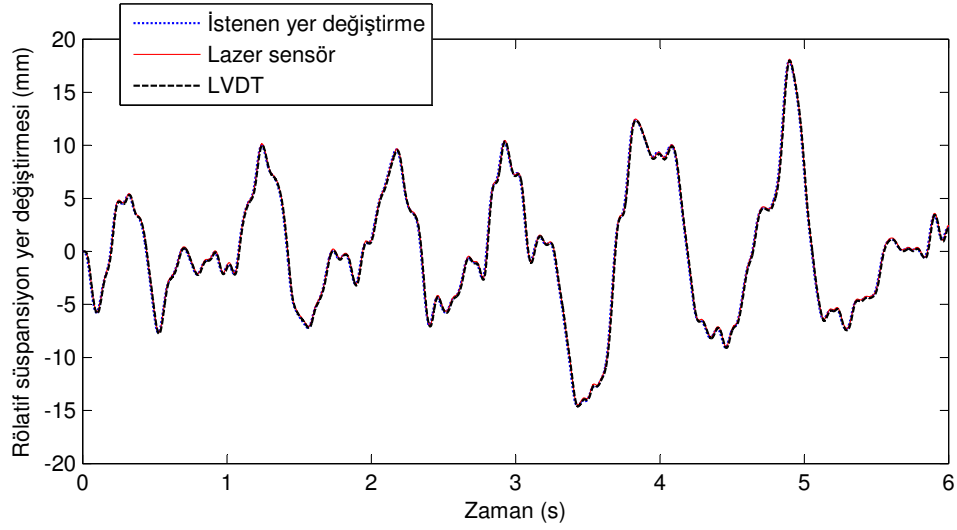
Cihaz Numarası	Tanımı	Cihaz Numarası	Tanımı
1	Servo Motor 1 (5 kW) (Ön Süspansiyon)	8	MR Damper 2 (Arka Süspansiyon)
2	Limit Şalteri 1	9	Limit Şalteri 2
3	Kuvvet Sensörü 1 (Ön Süspansiyon)	10	“Wonder Box”lar
4	MR Damper 1 (Ön Süspansiyon)	11	Servo Motor Sürücüler
5	Laser Konum Sensörü (Ön Süspansiyon)	12	dSpace DS1103 Kontrol Kartı
6	Kuvvet Sensörü 2 (Arka Süspansiyon)	13	Sinyal Şartlandırıcı
7	LVDT (Arka Süspansiyon)	14	Güç Kaynakları

motorlar $\pm 10V$ analog hız moduna ayarlanmıştır. Hesaplanan süspansiyon rölatif hızları, dSpace DS1103 kontrol kartı yardımıyla dijital sinyalden analog sinyale dönüştürülerek, servo motor sürücülerine gönderilmektedir. Servo motorlar, hesaplanan rölatif süspansiyon hızları ve yer değiştirmelerini gerçekleştirirken, kuvvet sensörleri marifetiyle ölçülen, MR damperlerin oluşturduğu sönüm kuvvetleri, yine dSpace DS1103 kontrol kartı yardımıyla analog sinyalden digital sinyale dönüştürülerek tekrar simülasyona anlık olarak beslenmektedir. Sistemin çalışma mekanizması şematik olarak Şekil 4.6’da verilmiştir.

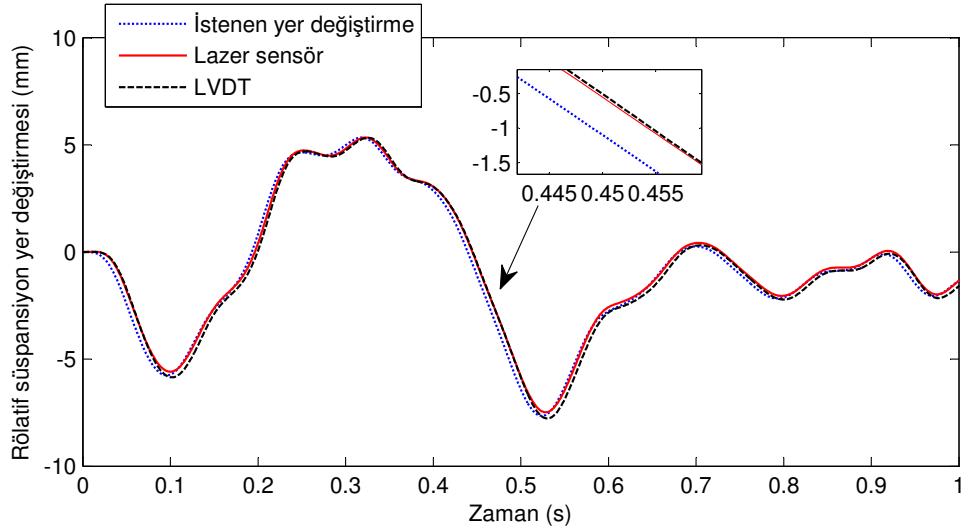
Servo motor sürücüsüne uygulanacak gerilim miktarı, gerekli olan hız ve lineer kızak mekanizmalarının sahip olduğu hatveler göz önüne alınarak hesaplanmış ve servo motor sürücülerine beslenmiştir. Bu şekilde tasarlanan deney düzeneği açık çevrim olarak çalışmakta ve sistemden geri besleme alınmamaktadır. Bu durumda, lineer kızak mekanizmalarının istenen yer değiştirmeyi ve hızı doğru bir şekilde yapabildiklerinin kontrol edilmesi gerekmektedir. Bunun için deney sisteminde kullanılan konum sensörleri kullanılabilir. Deney sisteminin istenen yer değiştirmeyi doğru bir şekilde yapıp yapamadığını kontrol etmek amacıyla, sisteme rastgele bir referans sinyal uygulanmış ve sistemin cevabı Şekil 4.7’de verilmiştir. Şekil 4.7 incelendiğinde lineer kızak mekanizmalarının, referans sinyali doğru bir şekilde takip edebildikleri görülmektedir. Fakat Şekil 4.8’deki gibi grafiğe daha yakından bakıldığında, servo motorların yapısından dolayı meydana gelen, bir kaç milisaniye seviyesinde bir zaman gecikmesi olduğu görülmektedir.



Şekil 4.6 SÇD çalışma mekanizması



Şekil 4.7 İstenen yer değiştirme ile konum sensörlerinden ölçülen yer değiştirmelerinin karşılaştırılması (0-6 saniye zaman aralığı)

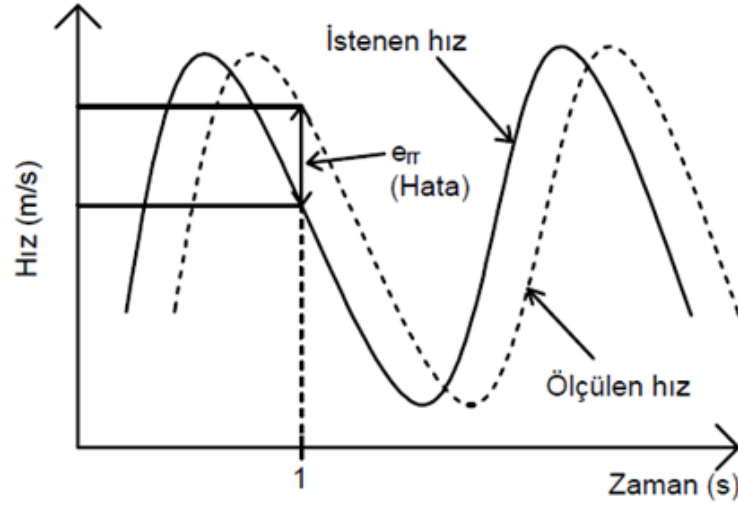


Şekil 4.8 İstenen yer değiştirme ile konum sensörlerinden ölçülen yer değiştirmelerinin karşılaştırılması (0-1 saniye zaman aralığı)

Sistemin çalışma mekanizması incelenecek olursa, servo motorlar $\pm 10V$ analog hız moduna ayarlanmışlardır. Bunun anlamı şudur; servo motor sürücüsüne gönderilen her bir gerilim, servo motorda, devir/dakika olarak bir hız değerine karşılık gelir. Örneğin $\pm 10V$ sürücüye gönderildiğinde, servo motor mili ± 3000 devir/dakika hızda dönecektir. Eğer $5V$ gerilim sürücüye gönderildiğinde servo motor 1500 rpm hızda çalışacaktır. Buradaki (+) ve (-) işaretlet servo motorun dönüş yönünü göstermektedir. Dolayısıyla sistemin bu çalışma mekanizması dikkate alındığında, servo motor geriliminin, istenen hızın bir katı olduğu söylenebilir. Sistemde meydana gelen gecikmenin önlenmesi amacıyla Oransal İntegral Türevsel (PID) kontrolör tasarlanması

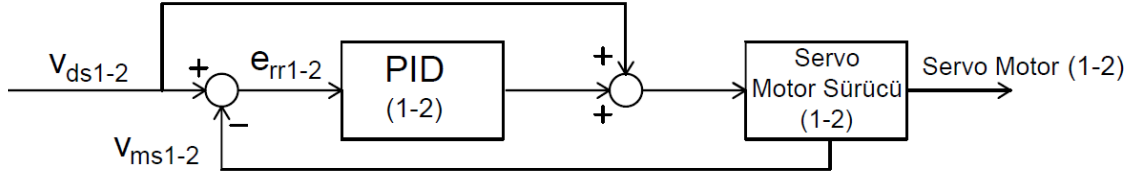
amaçlanmıştır. PID kontrolör tasarımı, yukarı bahsedilen nedenden dolayı, hatanın hız olarak seçilmesinin kontrolörün performansını arttıracığı düşünülmüştür.

Bu sistem için zaman gecikmesi, sistemin istenen zamanda istenen hızda olmadığını anlamına geldiğinden dolayı, istenen hız ve servomotorların enkoderlarından anlık olarak okunan hız farkı hata olarak tanımlanabilir ve hatanın sıfır olması zaman gecikmesinin önleniği anlamına gelir. Bu durum Şekil 4.9'da açıklanmıştır.

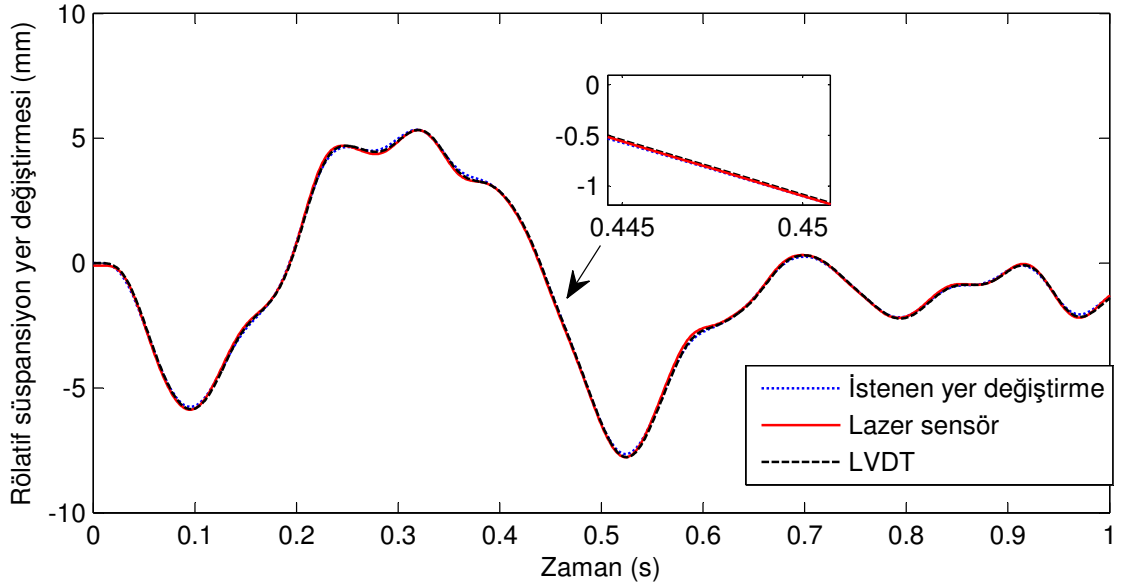


Şekil 4.9 PID kontrolör için hatanın tanımlanması

Şekil 4.9 incelendiğinde, istenen hız miktarı düz çizgi ile, ölçülen hız miktarı ise kesikli çizgi ile gösterilmiştir. e_{rr} ise istenen ve ölçülen hız farkı olarak tanımlanan hatadır. Örneğin 1. saniyeden düşey bir çizgi çekildiğinde, ölçülen hız miktarının istenen hız miktarından yüksek olduğu görülebilir. Ölçülen hızın istenen hız seviyesine çekilebilmesi için servo motor hızının dolayısıyla, servo motor sürücüsüne uygulanan gerilim miktarının düşürülmesi gerekmektedir. Sonuç olarak, oluşan e_{rr} hata miktarına göre servo motor sürücüsüne gönderilen gerilim, PID kontrolör marifetiyle uygun şekilde düzenlenirse, oluşan e_{rr} hata miktarı sıfır olacaktır. Böylece, zaman gecikmesinden dolayı oluşan hız ve konum farkı da ortadan kaldırılmış olacaktır. Konum düzenleyici olarak tasarlanan PID kontrolörün çalışma mekanizması Şekil 4.10'da verilmiştir. Tasarlanan PID kontrolörün etkinliği ise Şekil 4.11'de verilmiştir. Şekil 4.11 incelendiğinde, tasarlanan kontrolörün zaman gecikmesi etkisini büyük oranda önleyebildiği söylenebilir.



Şekil 4.10 PID kontrolör genel yapısı



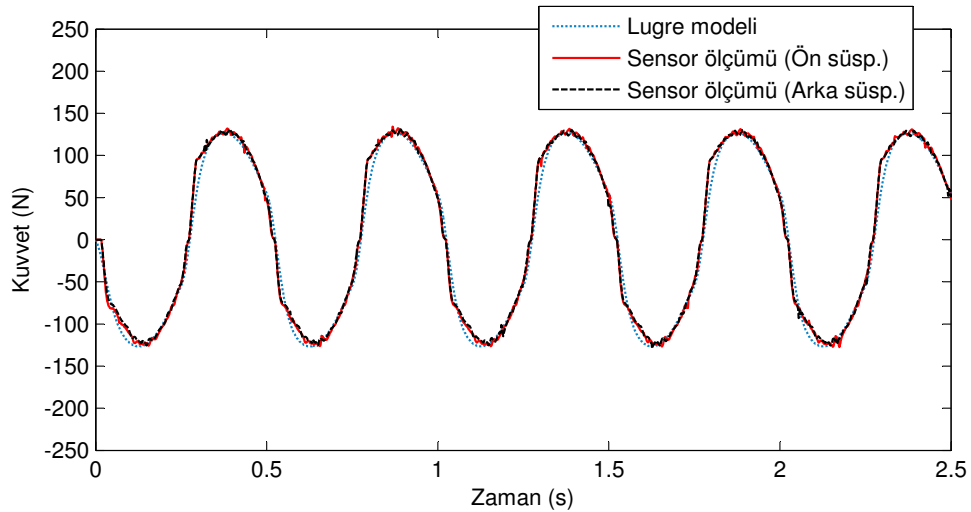
Şekil 4.11 İstenen yer değiştirme ile konum sensörlerinden ölçülen yer değiştirmelerinin karşılaştırılması (0-1 saniye zaman aralığı, PID kontrolörlü durum)

4.2 Lugre MR damper Modelinin Parametrelerinin Optimizasyonu

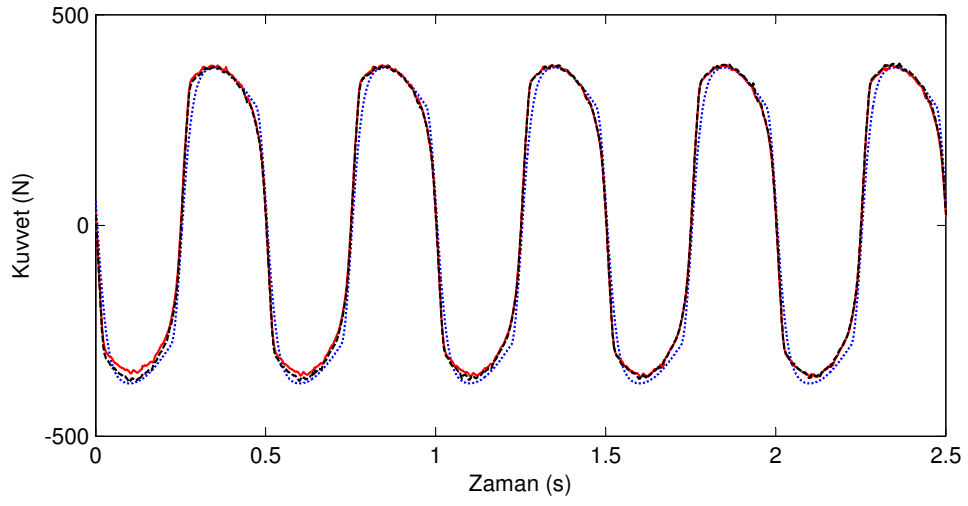
Bu çalışmanın amacı genel olarak, taşıt titreşimlerinin bastırılmasında MR damperin etkinliğin deneysel olarak araştırılmasıdır. MR damperin titreşim bastırma yeteneğinin tam ve verimli bir şekilde kullanılabilmesi, iyi bir kontrolöre ve MR damperin dinamiğini gerçeğe yakın bir şekilde yansıtabilen, MR damper matematiksel modeline bağlıdır. Bu çalışmada, MR dampere ait sönüm kuvveti, deney sistemi ile deneysel olarak elde edilerek, anlık olarak simülasyona beslenmektedir. Dolayısıyla bu çalışmada gerçek MR damper dinamiği kullanıldığı için, MR damper sönüm kuvvetinin matematiksel modeller yardımıyla hesaplanmasına ihtiyaç yoktur. Fakat tasarlanan adaptif kontrolörün taşıt titreşimlerini bastırmak için MR dampere göndermesi gereken uygun gerilimi hesaplaması için, adaptif kontrolör denklemleri içerisinde MR damper matematiksel modeline ihtiyaç duyulmaktadır. Bunun için basit yapısı ve gerçeğe yakın sonuç verebilmesi gibi özelliklerinden dolayı Lugre modelinin tercih edildiğinden daha önce bahsedilmiştir. MR damper matematiksel modeli kontrolör tasarımında yer aldığı ve sisteme uygulanacak gerilimi etkilediği için

Lugre matematiksel modelinin parametrelerinin hassasiyeti kontrolör performansını etkileyecektir.

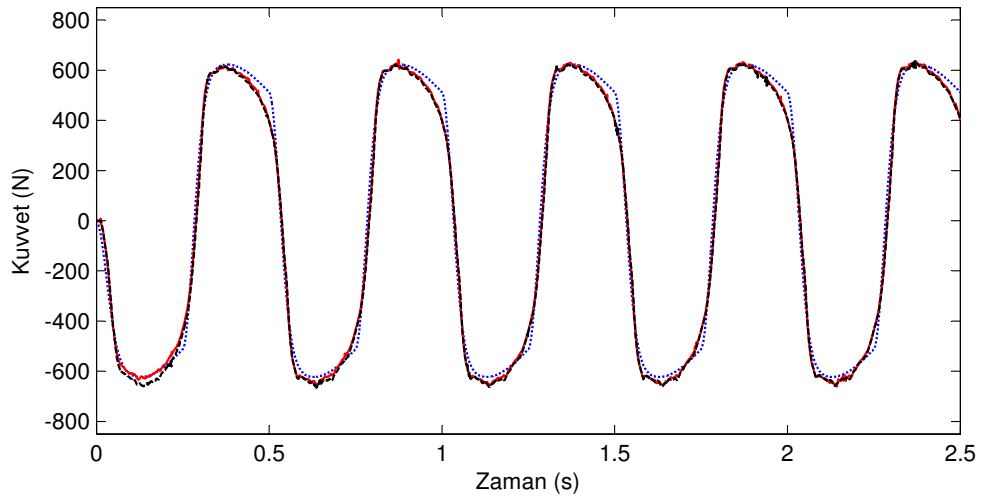
Bu yüzden, bu çalışmada SÇD test düzeneği kullanılarak, Lugre matematiksel modelinin parametreleri optimize edilmiştir. MR damperin ucuna farklı frekans ve genliklerde girişler ve 0-10 volt arası gerilimler uygulanmış, kuvvet sensöründen elde edilen kuvvet verisi ile Lugre modelinin kuvvet cevapları karşılaştırılarak model parametre değerleri optimize edilmiştir. Elde edilen MR damper Lugre matematiksel modeli parametreleri Tablo 4.2’de verilmiştir. Bu parametre değerleri kullanılarak, Kuvvet-Zaman, Kuvvet-Yer değiştirme ve Kuvvet-Hız grafikleri, MR damperin ucuna 5 mm genlik, 2 Hz frekansında sinüzoidal bir rölatif yer değiştirme ve MR dampere 0 volt, 1 volt ve 2 volt gerilimler uygulanması durumu için elde edilmiştir. Aynı tahrik ve gerilim şartları SÇD deney düzeneği kullanılarak gerçek MR damperlere uygulanmış ve kuvvet sensörlerinden elde edilen kuvvet verisi ve Lugre modeli cevapları karşılaştırılmıştır. Şekil 4.12’de Kuvvet-Zaman grafiği verilmiştir. Şekil 4.12 incelendiğinde deneysel ve matematiksel modelin kuvvet-zaman cevaplarının oldukça yakın sonuçlar verdiği görülebilir. Şekil 4.13’te Kuvvet-Yer değiştirme cevapları, Şekil 4.14’te Kuvvet-Hız cevapları verilmiştir. Şekil 4.13 ve Şekil 4.14 incelendiğinde, Şekil 4.12’de elde edilen kuvvet-zaman cevaplarına göre Lugre model ve deneysel sonuçlar arasındaki farkın daha belirgin bir şekilde görülebildiği söylenebilir. Sonuç olarak tüm grafikler göz önüne alındığında, Lugre MR damper matematiksel modelinin basit yapısına rağmen, deneysel sonuçlara yakın sonuçlar verebildiği ve kontrol çalışması için yeterli olduğu sonucuna varılabilir.



(a)

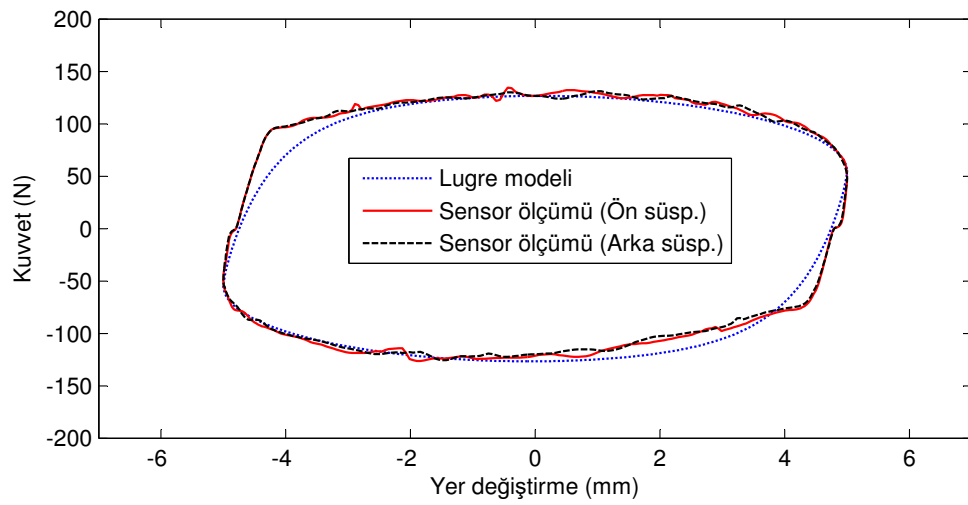


(b)

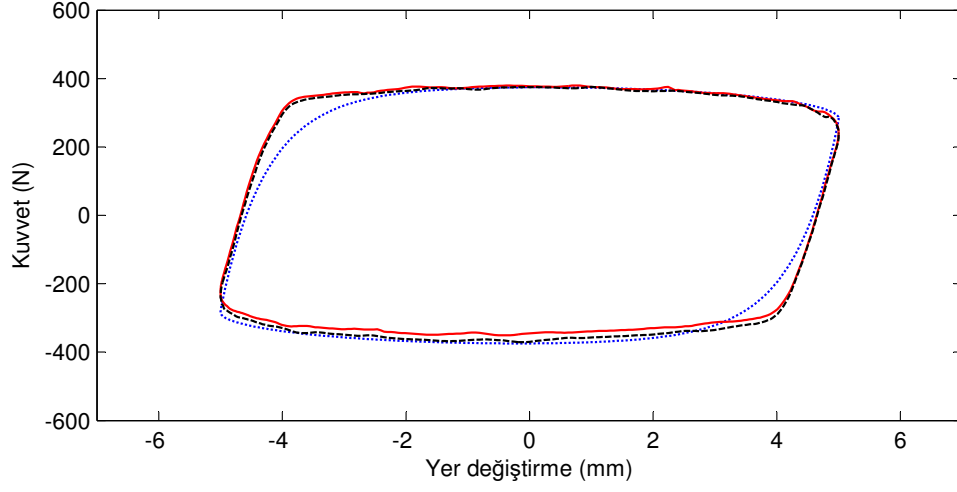


(c)

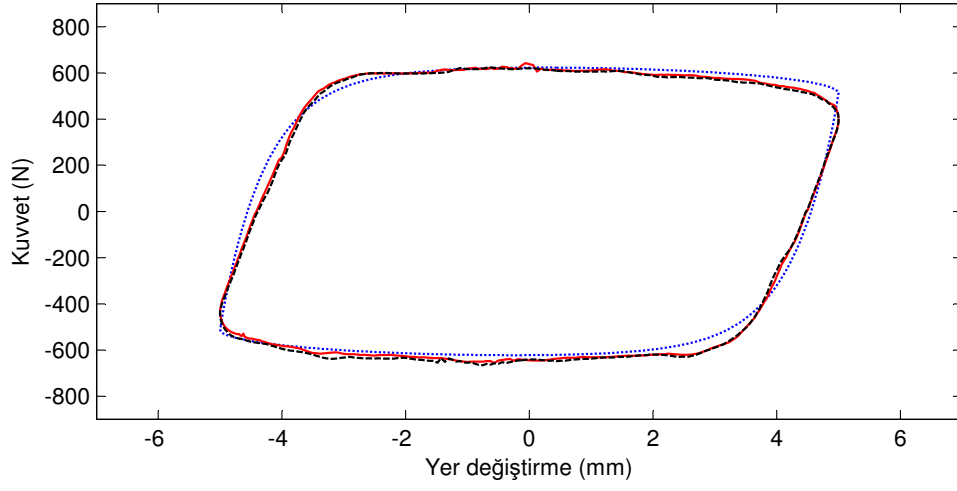
Şekil 4.12 MR damper Lugre modeli ve deneysel kuvvet-zaman cevaplarının karşılaştırılması (a) MR 0V (b) MR 1V (c) MR 2V



(a)

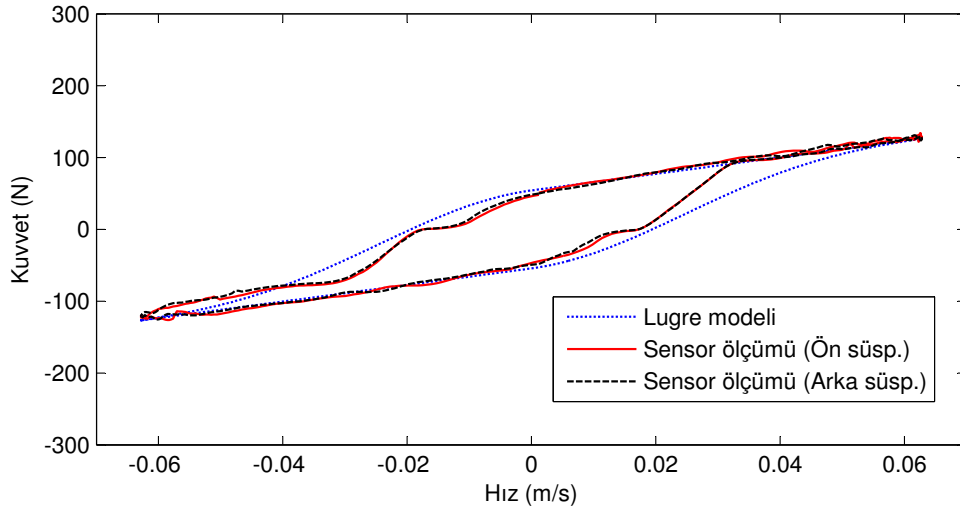


(b)

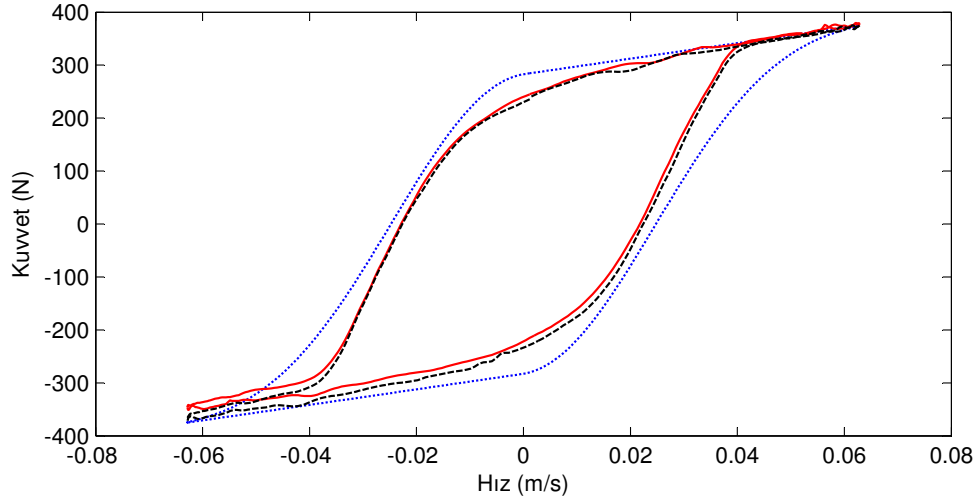


(c)

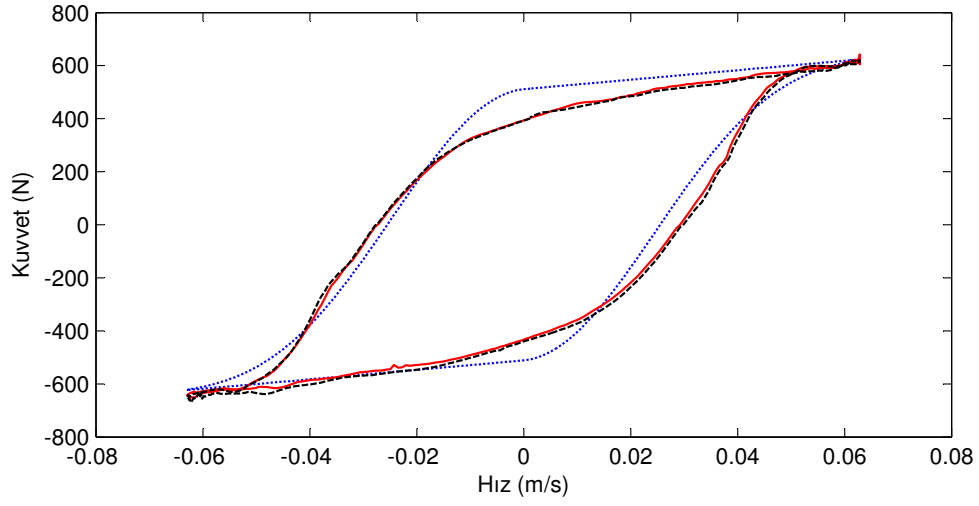
şekil 4.13 MR damper Luge modeli ve deneysel kuvvet-yer değiştirme cevaplarının karşılaştırılması (a) MR 0V (b) MR 1V (c) MR 2V



(a)



(b)



(c)

Şekil 4.14 MR damper Lure modeli ve deneysel kuvvet-hız cevaplarının karşılaştırılması (a) MR 0V (b) MR 1V (c) MR 2V

Tablo 4.2 Lure matematiksel model parametreleri

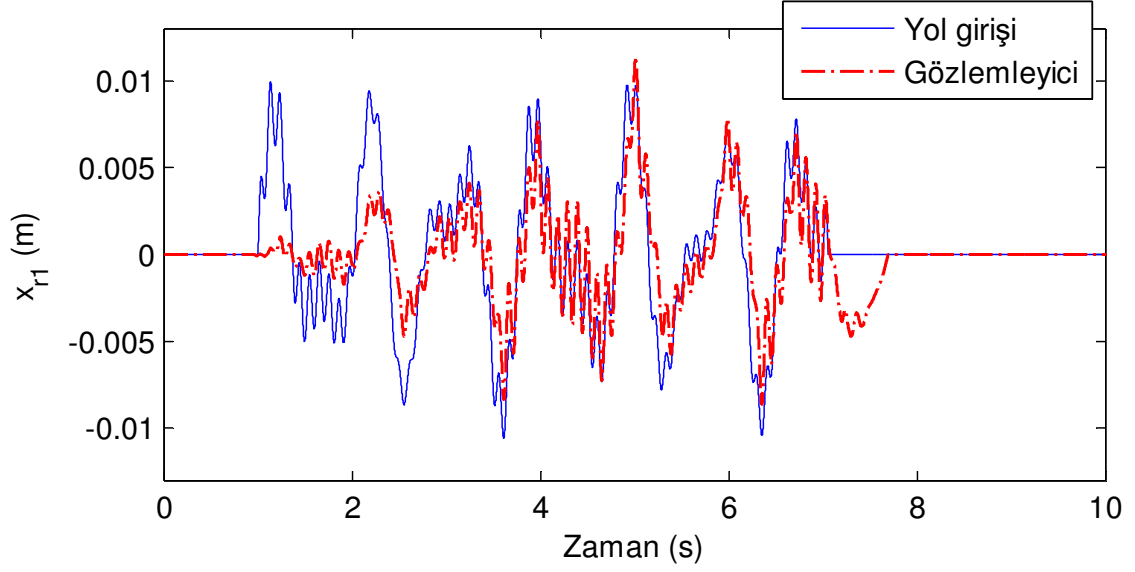
Parametre	Değer	Parametre	Değer
σ_a	75600 N/m	σ_2	1153.3 Ns/m
σ_0	320000 N/(mV)	σ_b	315 Ns/(mV)
σ_1	3.21 Ns/m	a_0	1400 1/m

Bu çalışmada, tasarlanan kontrolörlerin performansını incelemek amacıyla sisteme sinüzoidal yol girişi, tümsek yol girişi ve daha gerçekçi bir yol girişi kullanmak amacıyla, ISO standartlarına göre oluşturulmuş C sınıfı bir yol girişi uygulanmıştır.

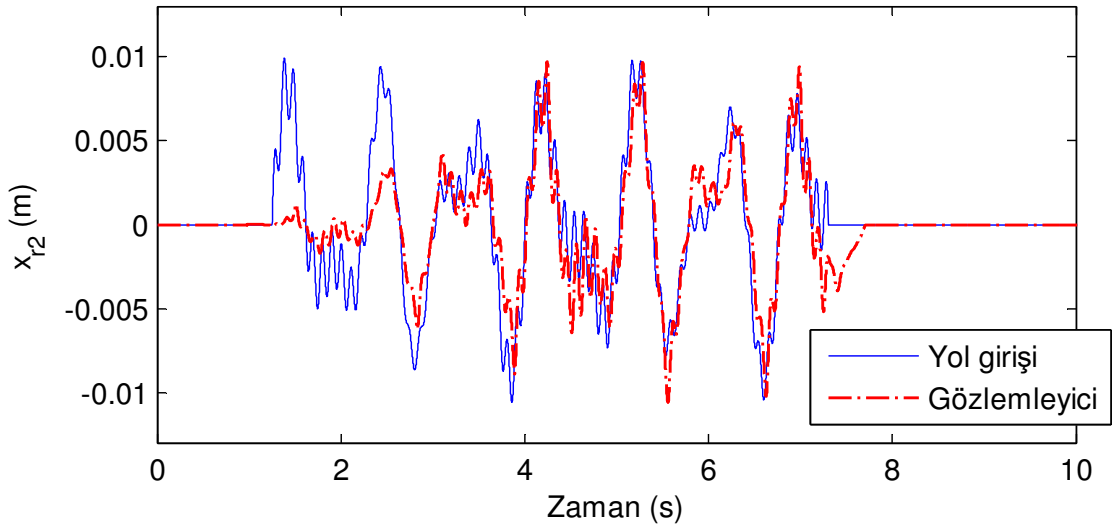
5.1 Sinüzoidal Yol Girişi

İlk olarak sisteme sinüzoidal yol girişi uygulanmıştır. Sinüzoidal yol girişi durumunda, tasarlanan gözlemleyicilerin performansları ve Yol Gözlemleyicisi ile Adaptif kontrol (YGAK) durumunda, parametrelerin gerçek değerlerine yakınsamaları da incelenmiştir. Daha önce gözlemleyici tasarımı kısmında tasarlanan gözlemleyiciler için, sistemin baskın frekanslarını bastırmak amacıyla sistemin sahip olduğu doğal frekans kadar frekans'tan oluştuğu kabulü yapılmıştır. Dolayısıyla, tasarlanan gözlemleyicilerin performansını incelemek amacıyla, yarım taşıtın sahip olduğu, farklı genliklerdeki doğal frekansların toplamından oluşacak şekilde, bir sinüzoidal sinyal sisteme uygulanmıştır. Uygulanan sinüzoidal sinyal, 5.5 mm genlikli ve 1.07 Hz frekansında, 3.5 mm genlikli 1.82 Hz frekansında, 1.5 mm genlikli 9.5 Hz frekansında ve 0.7 mm genlikli 9.81 Hz frekansındaki sinüzoidal sinyallerin toplamından elde edilmiştir. Elde edilen sinüzoidal yol girişi ve gözlemleyici cevapları Şekil 5.1 ve Şekil 5.2'de verilmiştir. Şekil 5.1 ve Şekil 5.2 incelendiğinde tasarlanan gözlemleyicilerin, sisteme uygulanan yol girişini yakın bir şekilde takip edebildiği söylenebilir.

Tezde "Doğrusal olmayan Adaptif Kontrol Tasarımı" kısmı incelenecek olursa, tasarlanan kontrolörün, sistemde oluşabilecek parametrik belirsizliklerin üstesinden gelebilecek şekilde tasarlandığı görülebilir. Bu belirsizliklere örnek olarak, yolcuların sayısındaki değişim verilebilir. Bu durum doğrudan araç gövdesinin kütlelerinin (m_1) değişmesine neden olacaktır, ya da süspansiyon yayları ve sönüm elemanının da araç seyir halindeyken ısındığı bilinmektedir. Bu durum ise yay ve sönüm elemanlarının parametrelerinin zamanla değişmesine sebep olabilir. Fakat tekerlek



Şekil 5.1 Ön süspansiyon için tasarlanan yol gözlemleyici cevabı ve yol girişinin karşılaştırması

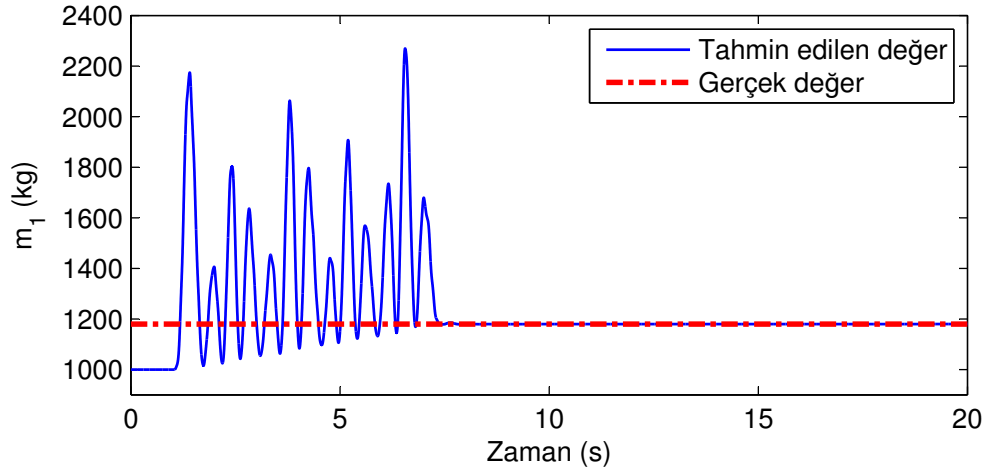


Şekil 5.2 Arka süspansiyon için tasarlanan yol gözlemleyici cevabı ve yol girişinin karşılaştırması

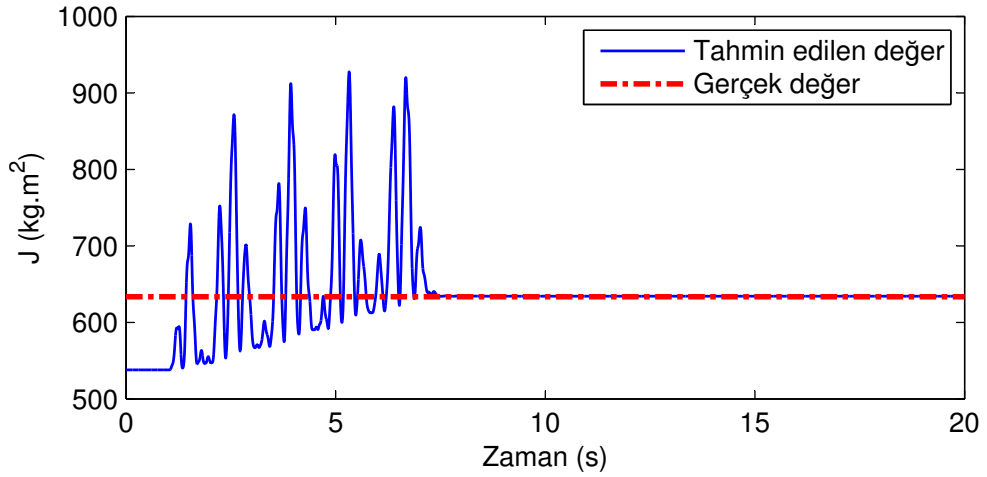
ve aks kütlelerinin (m_1, m_2) zamanla çok fazla değişmediği söylenebilir. Bu yüzden bu çalışmada tasarlanan kontrolörler m_1 ve m_2 kütlelerinin bilindiği, diğer araç parametrelerinin bilinmediği kabulü ile tasarlanmıştır.

MR damper, taşıt seyir halindeyken ısınabileceği için, Lugre model parametrelerinin de seyir halindeyken değişebileceği söylenebilir. Bu yüzden a_0 parametresi hariç Lugre MR damper matematiksel model parametrelerinin bilinmediği varsayılmıştır. a_0 parametresinin bilindiği varsayımı; MR damper iç değişkeni z 'nin fiziksel olarak ölçülememesi ve bu yüzden gözlemleyici tasarlanması gerekliliğinden doğmaktadır.

Tablo 2.1 ve Tablo 4.2’de verilen taşıt parametreleri ve Lugre MR damper matematiksel modeline ait tahmin değerleri sırası ile Tablo 5.1 ve Tablo 5.2’de verilmiştir. Sisteme sinüzoidal yol girişi uygulandığında, taşıt parametrelerine ait tahmin cevapları Şekil 5.3 ve Şekil 5.8 arasında verilmiştir. Grafiklerde, parametrenin gerçek değeri kesikli çizgi ile gösterilmiş, tahmin değeri ise düz çizgi ile gösterilmiştir. Ön ve arka süspansiyona ait MR damper Lugre matematiksel modeli parametre tahmin cevapları ise Şekil 5.9 ve Şekil 5.10’da verilmiştir. Grafiklerden taşıt parametre tahminleri ve Lugre MR damper model parametre tahminlerinin, tasarlanan adaptif kontrolör sayesinde gerçek değerlerine yakınsayabildiği görülmektedir.



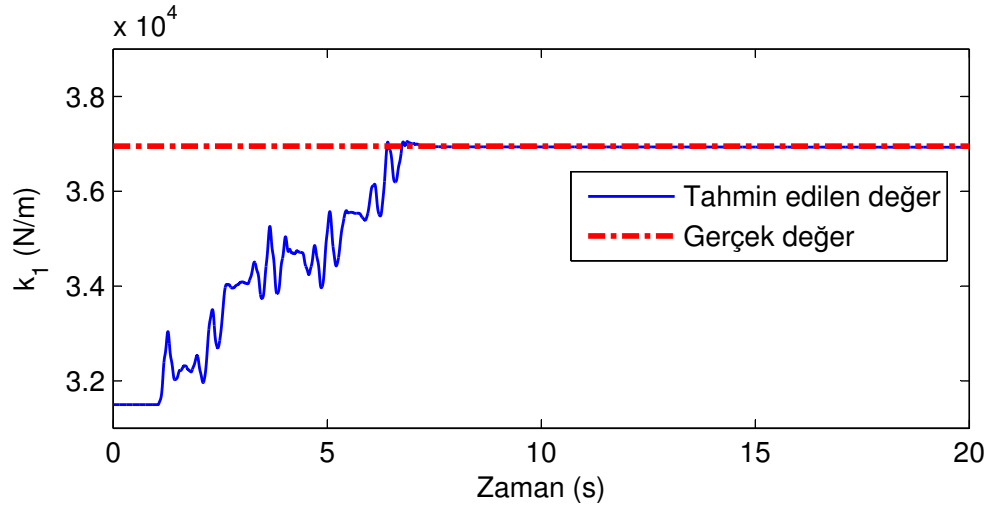
Şekil 5.3 Taşıt gövdesine ait parametre yakınsama cevabı



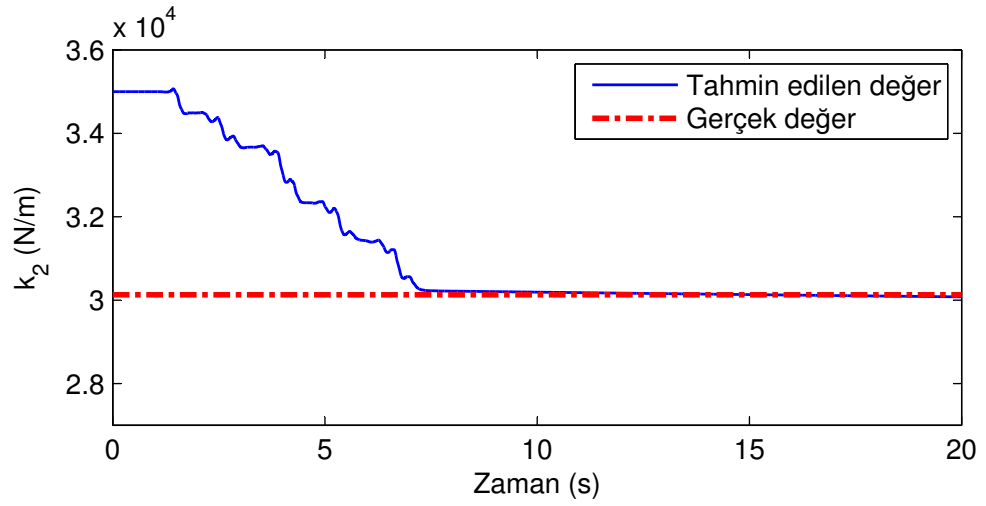
Şekil 5.4 Atalet momenti parametre yakınsama cevabı

Tablo 5.1 Yarım taşıt modeli parametre tahminleri

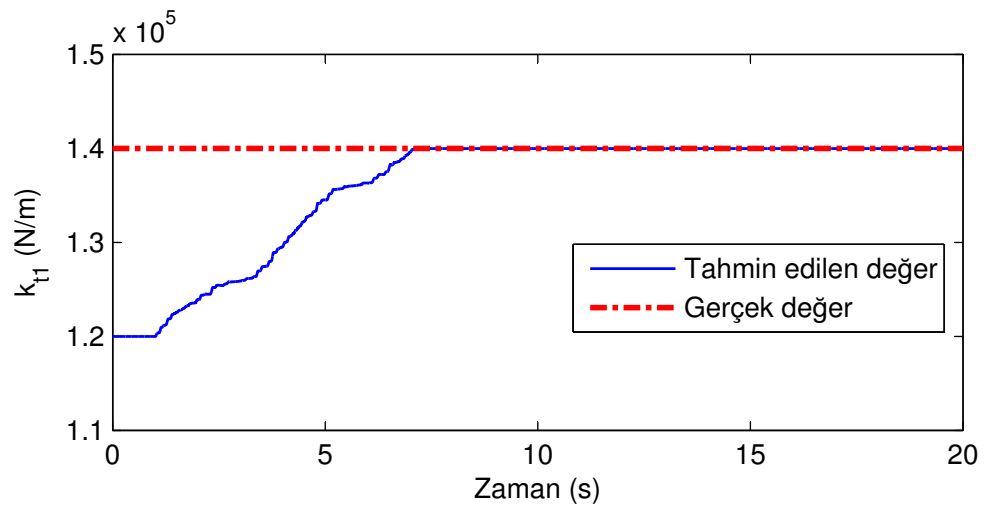
Parametre	Değer	Parametre	Değer
m_1	1000 kg	k_1	31500 N/m
J	538 kg.m2	k_2	35000 N/m
k_{t2}	120000 N/m	k_{t1}	120000 N/m



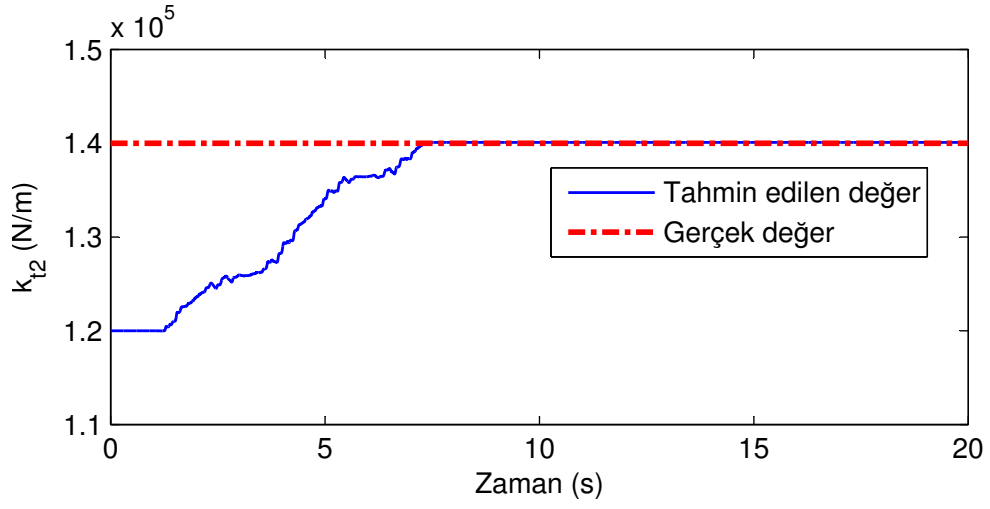
Şekil 5.5 Ön süspansiyona ait yay katsayısı parametre yakınsama cevabı



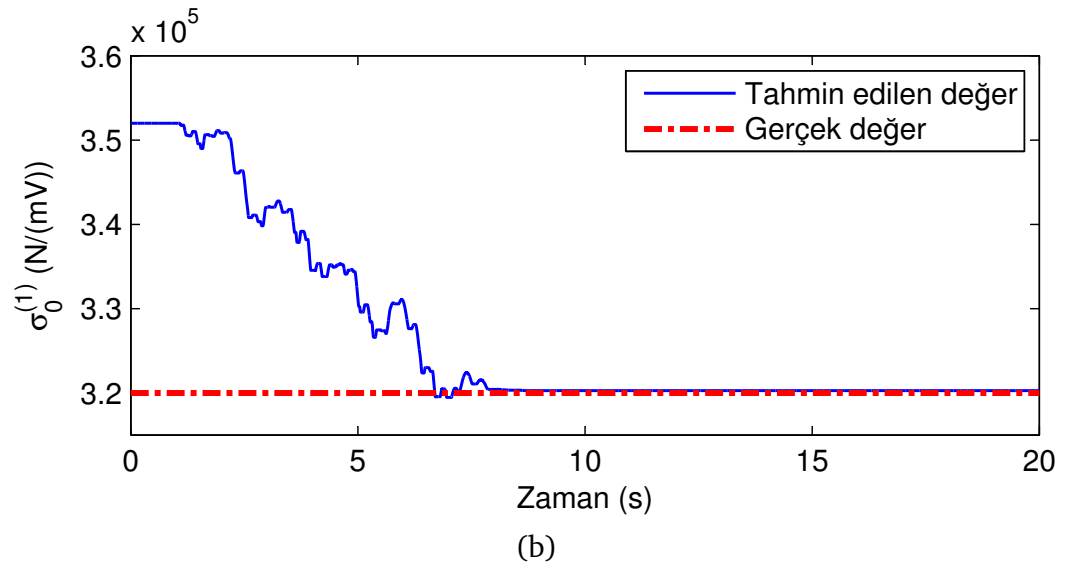
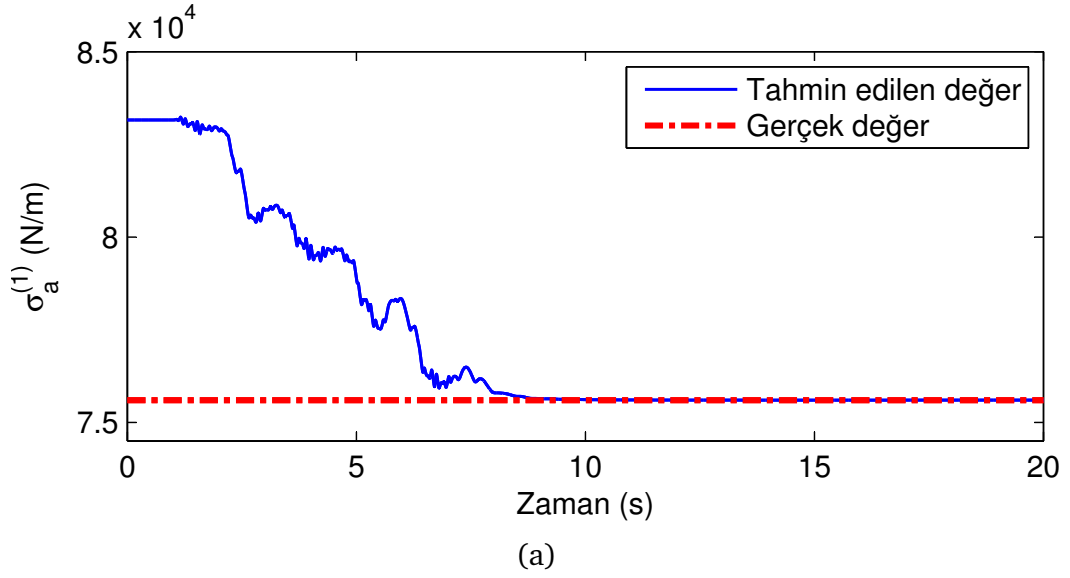
Şekil 5.6 Arka süspansiyona ait yay katsayısı parametre yakınsama cevabı

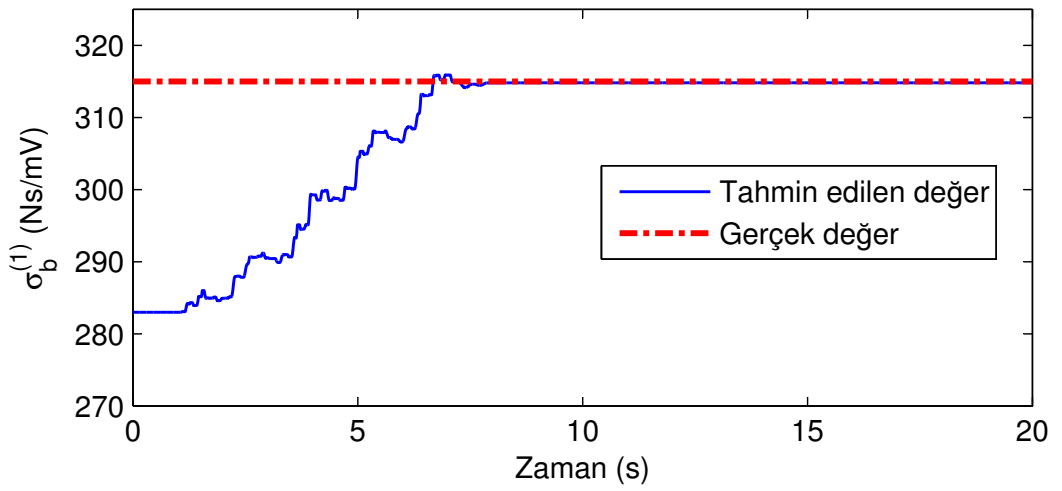
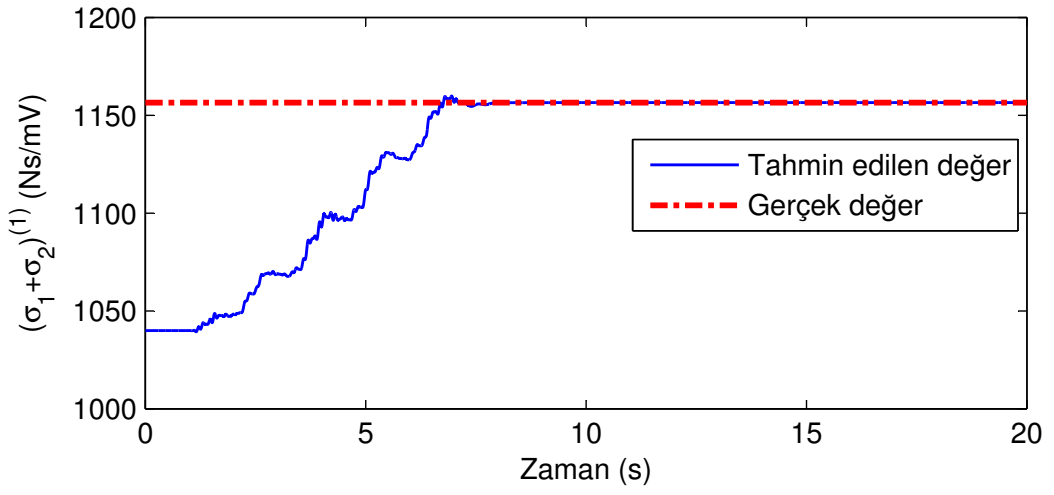
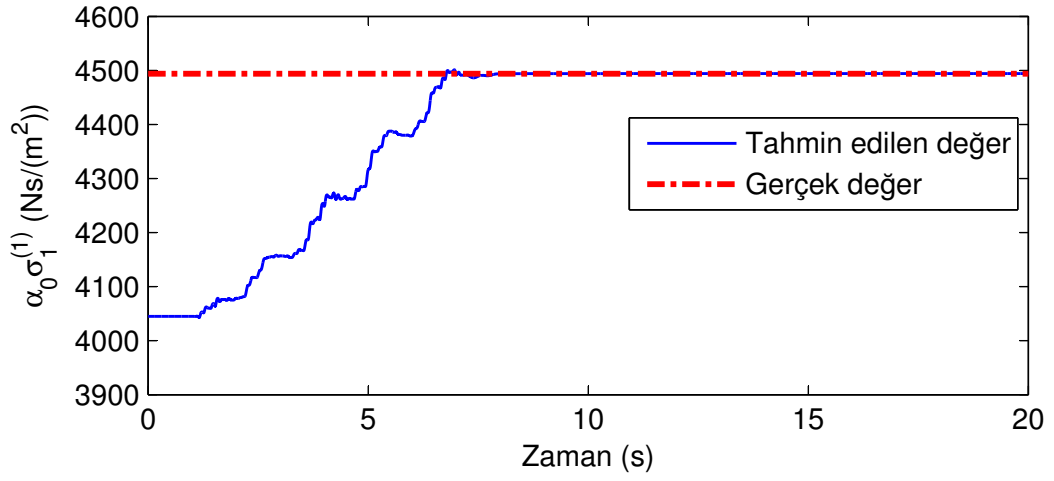


Şekil 5.7 Ön tekerlek yay katsayısı parametre yakınsama cevabı

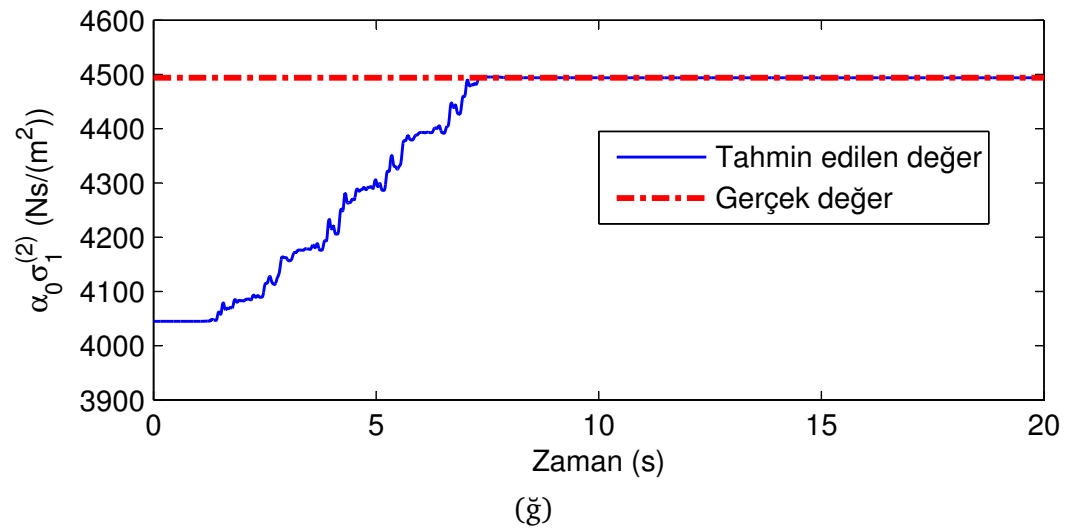
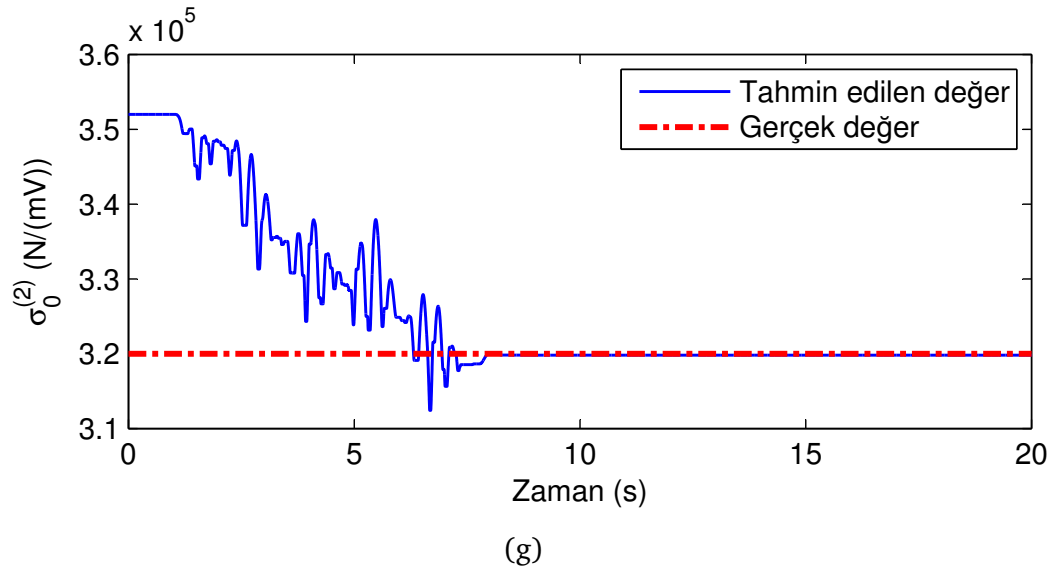
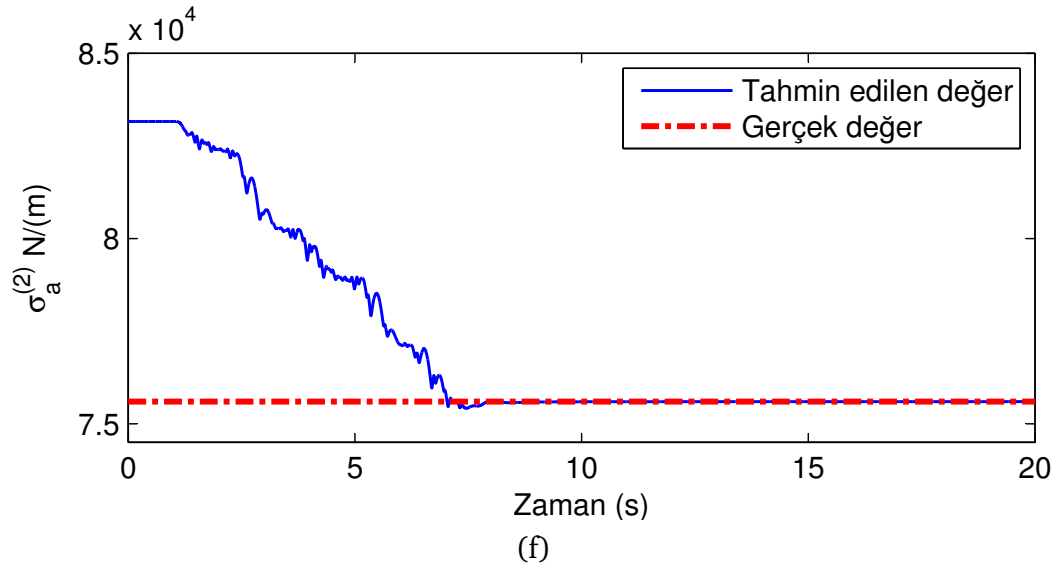


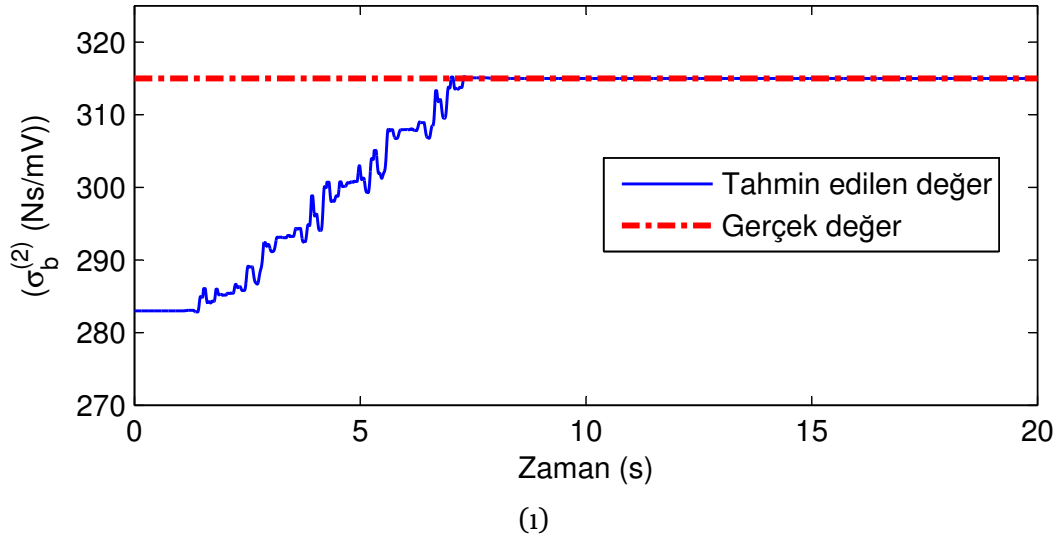
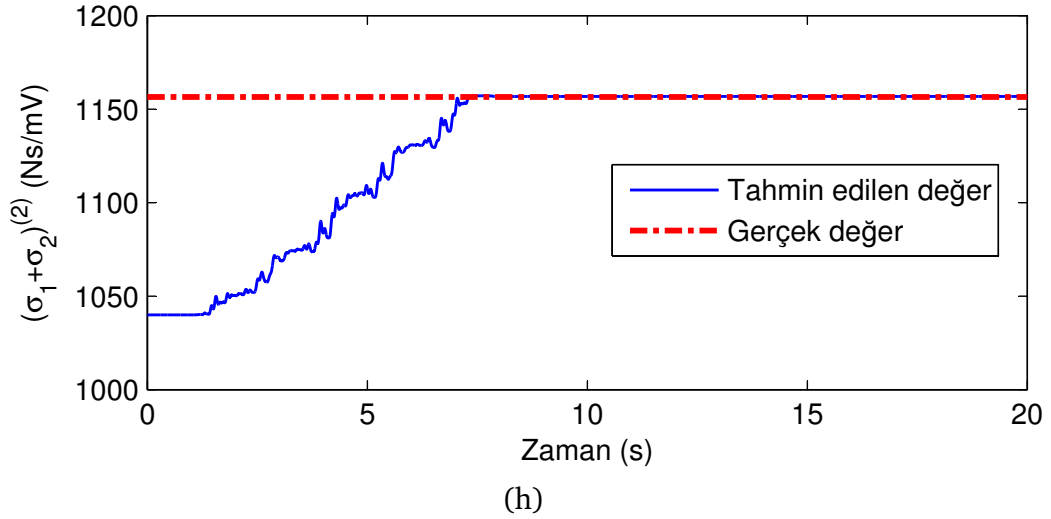
Şekil 5.8 Arka tekerlek yay katsayısı parametre yakınsama cevabı





Şekil 5.9 Ön süspansiyona ait MR damper Lugre modeli parametrelerinin yakınsama cevabı (a-e)





Şekil 5.10 Arka süspansiyona ait MR damper Lugre modeli parametrelerinin yakınsama cevabı (f-1)

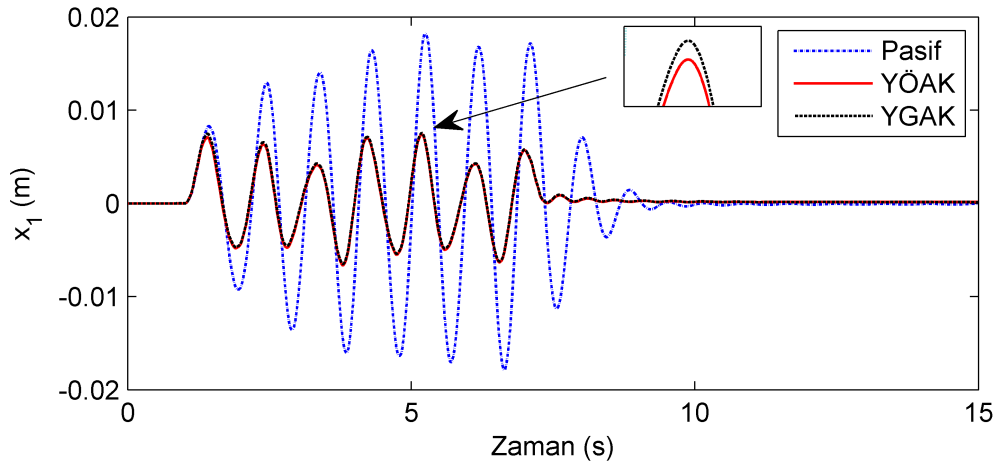
Tablo 5.2 Lugre matematiksel modeli parametre tahminleri

Parametre	Değer	Parametre	Değer
σ_a	83160 N/m	σ_2	1037 Ns/m
σ_0	352000 N/(mV)	σ_b	283 Ns/(mV)
σ_1	2.89 Ns/m		

5.1.1 Sinüzoidal Yol Girişİ Sonuçları

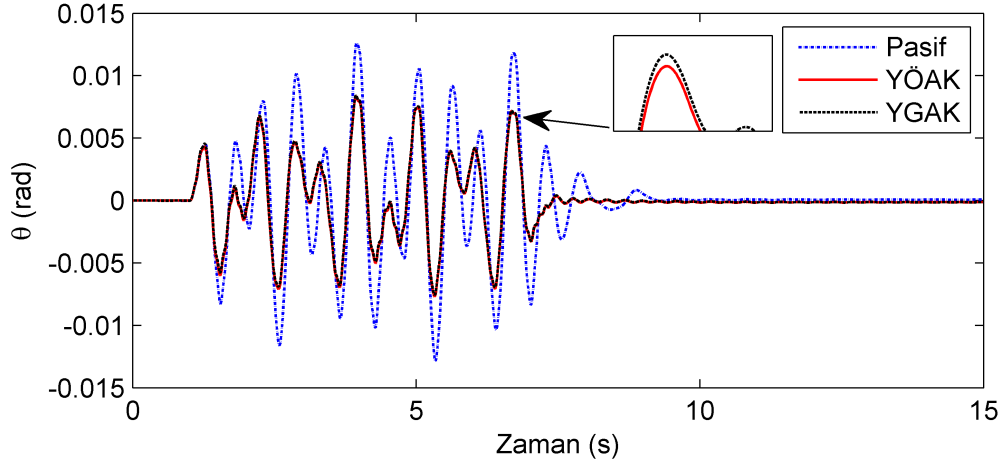
Sinüzoidal yol girişİ durumunda, tasarlanan yol gözlemleyicilerinin performansı ve yol girişinin ölçülmediği varsayımı ile tasarlanan, YGAK durumunda parametre yakınsamaları incelendikten sonra, tasarlanan YGAK kontrolör, yol girişinin ölçüldüğü varsayımı ile tasarımı yapılan adaptif kontrolör olan, Yol Ölçümü ile Adaptif Kontrolör (YÖAK) ile SÇD yöntemi kullanılarak, deneysel olarak Şekil 5.11 ile Şekil 5.22 arasında karşılaştırılmıştır. Grafiklerde düz çizgi MR dampere herhangi bir gerilim

gönderilmediği durumu ifade etmek için kullanılmış ve "Pasif" olarak isimlendirilmiştir. YÖAK durumu kesikli çizgi, YGAK durumu ise kesikli ve noktalı çizgi ile gösterilmiştir. Çalışmada, tüm yol girişleri için yapılan deneylerde taşıt hızı 10 m/s alınmış ve MR dampere uygulanacak maksimum gerilim, enerji verimliliği açısından ve MR damperin aşırı sertleşmesi durumunda ivme cevaplarını bozabileceği düşüncesi ile bir volt ile sınırlandırılmıştır. Sisteme sinüzoidal yol girişi uygulanması durumunda, yarım taşıt gövde kütlelerinin düşey hareketi Şekil 5.11'de, açısal hareketi ise Şekil 5.12'de verilmiştir. Yarım taşıt gövdesine ait düşey ivme cevabı, Şekil 5.13'te, açısal ivme cevabı ise Şekil 5.14'te verilmiştir. SÇD yöntemi ile deneysel olarak elde edilen, zaman alanındaki taşıt gövdesine ait yer değiştirme ve ivme sonuçları incelenecek olursa, iki kontrol yönteminin de MR dampere herhangi bir gerilim gönderilmediği durum olan, pasif duruma göre titreşimleri önemli ölçüde bastırabildiği söylenebilir. Ayrıca iki kontrolörde birbirine çok yakın cevaplar vermiştir. Bu yüzden, grafiğin belirli kısmının büyütülmüş hali de aynı grafiğin içerisinde verilmiştir. Grafiğin büyütülmüş haline bakıldığında ise YÖAK sonuçlarının YGAK sonuçları ile neredeyse aynı olduğu sonucuna varılabilir.

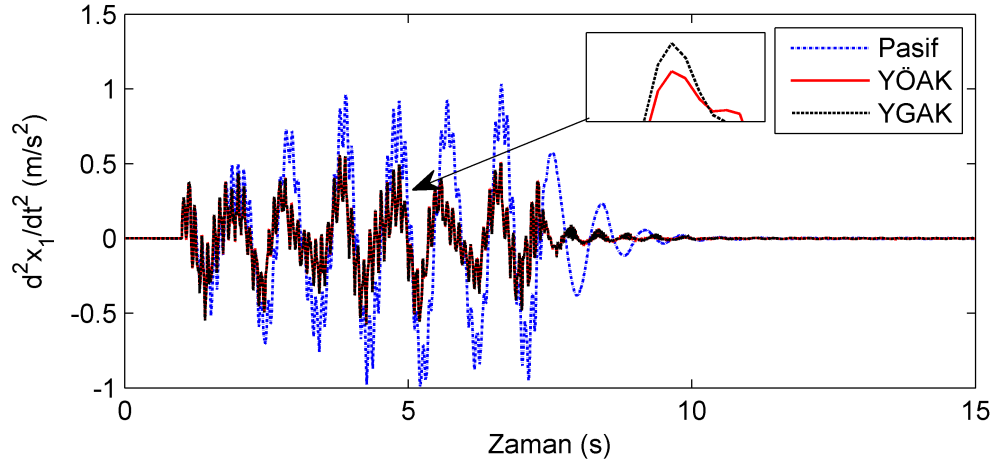


Şekil 5.11 Sinüzoidal yol girişinde taşıt gövdesinin düşey yer değiştirmesi

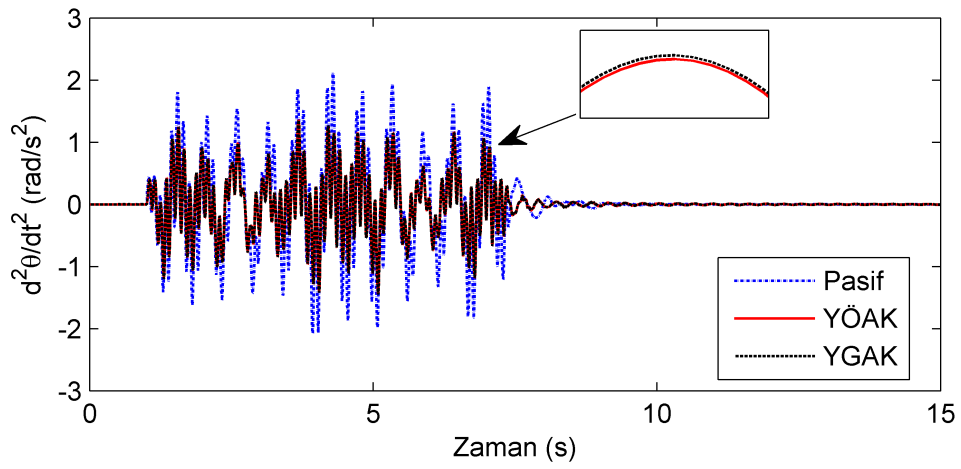
Bu çalışmada, deney sonuçlarını frekans alanında incelenmek amacıyla Spektral Güç Yoğunluğu (PSD) kullanılmıştır. PSD fonksiyonu değişkenlerin enerjisinin frekansa bağlı olarak ifade edilmesini sağlar. PSD grafiğinde, "X" eksen frekans, "Y" eksen ise, değişkenin bir frekansta aldığı değerin karesinin o frekansa bölümüdür. Taşıtlarda, yolcuların konfor algısını en çok olumsuz etkileyen unsurun ivmeler olduğu bilinmektedir [2]. Bu yüzden sadece taşıt gövdesinin düşey ve açısal ivmelerinin PSD cevapları incelenmiştir. Şekil 5.15'te taşıt gövdesinin ivmesinin PSD cevabı, Şekil 5.16 ise taşıt gövdesinin açısal ivmesinin PSD cevabı verilmiştir. Şekil 5.15 incelendiğinde, taşıt gövdesine ait 1 Hz civarında oluşan rezonans piklerinin, Şekil 5.16 incelendiğinde, ise 2 Hz civarında oluşan rezonans piklerinin iki kontrolör tarafından da başarı



Şekil 5.12 Sinüzoidal yol girişinde taşıt gövdesinin açılal yer değıştirmesi

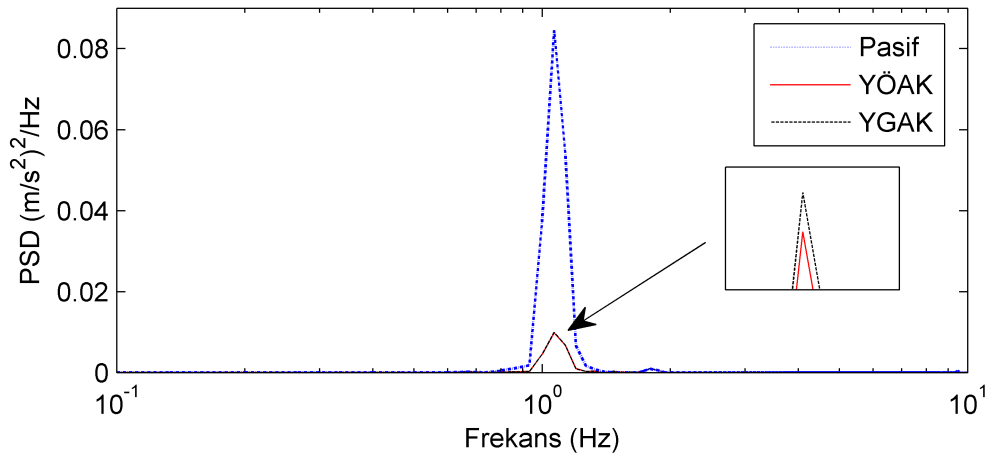


Şekil 5.13 Sinüzoidal yol girişinde taşıt gövdesinin düşey ivmesi

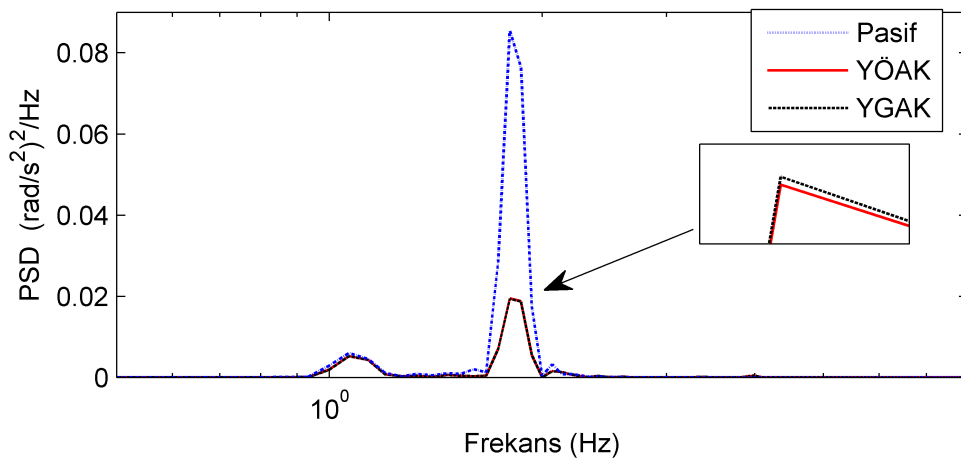


Şekil 5.14 Sinüzoidal yol girişinde taşıt gövdesinin açılal ivmesi

ile bastırılabilirdiği ve iki kontrol yönteminin de birbirine çok yakın sonuçlar verdiği yorumu yapılabilir.



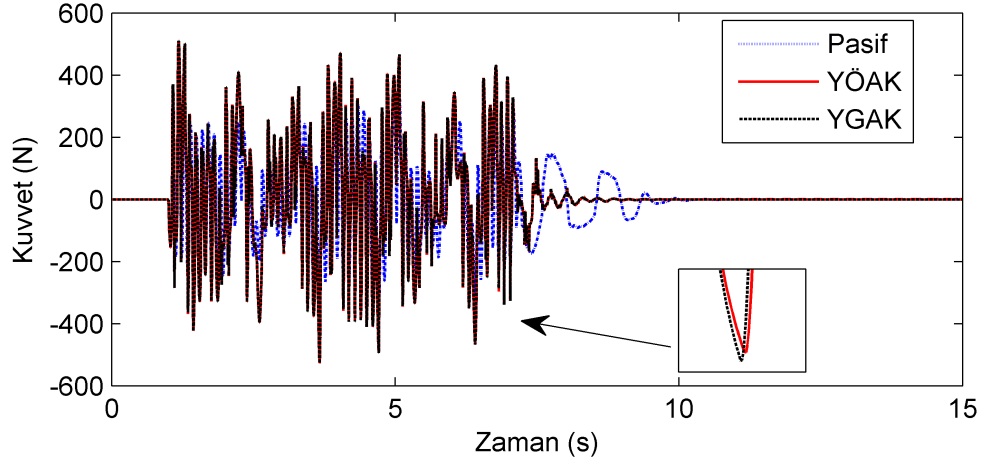
Şekil 5.15 Sinüzoidal yol girişinde taşıt gövdesinin düşey ivmesinin PSD cevabı



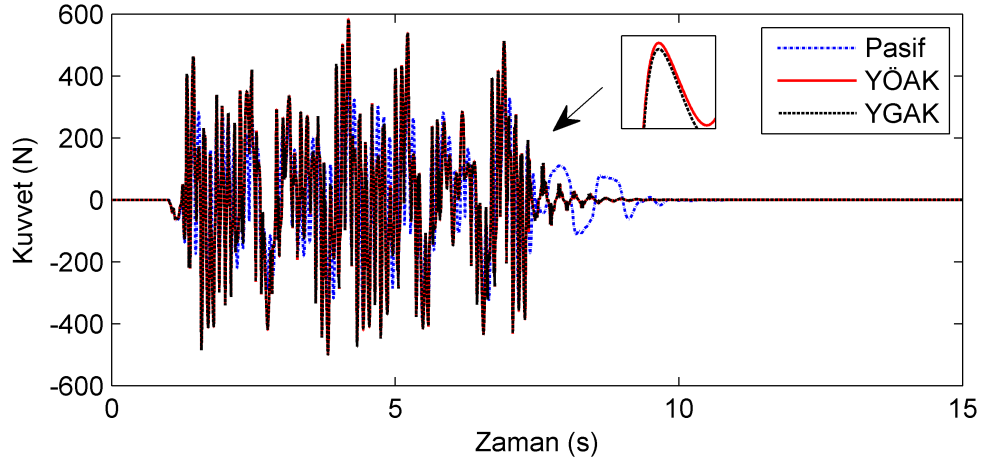
Şekil 5.16 Sinüzoidal yol girişinde taşıt gövdesinin açılal ivmesinin PSD cevabı

Şekil 5.17’de ve Şekil 5.18’de ön ve arka süspansiyona ait MR damper sönüm kuvvetleri verilmiştir. Şekil 5.19’da ise YÖAK ve YGAK tarafından ön (MR_1) ve arka (MR_2) süspansiyonlarda bulunan MR damperlere gönderilen kontrol gerilimleri verilmiştir. Şekil 5.19 incelendiğinde kontrolörlerin ürettikleri kontrol sinyallerinin birbirine yakın olduğu söylenebilir. Günümüzde en önemli konulardan biri enerji verimliliği ve tasarrufudur. Dolayısıyla önerilen yöntemin titreşim sönümleme performansının yanında, tükettiği enerji miktarı da önem arz etmektedir. Bu yüzden, Şekil 5.20’de YÖAK ve YGAK durumlarında deney boyunca iki MR damper tarafından tüketilen enerji miktarları verilmiştir. Her iki kontrolörün harcadığı enerji birbirine çok yakın çıkmıştır.

Taşıtlarda, titreşim kontrol çalışmalarında en önemli konular genel olarak; taşıtta oluşan ivmeler konfor algısını olumsuz yönde etkileyen en önemli unsur olduğu için,

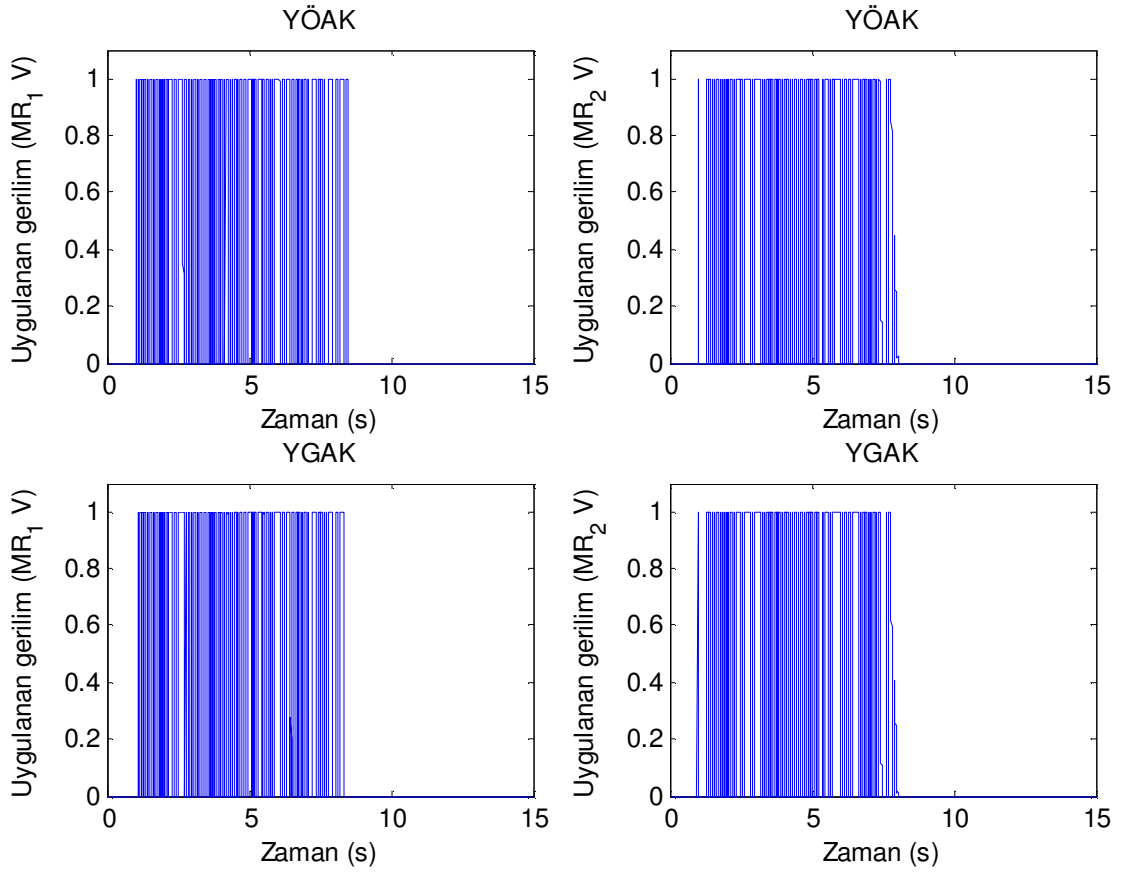


Şekil 5.17 Sinüzoidal yol girişinde ön süspansiyona ait MR damper kuvveti

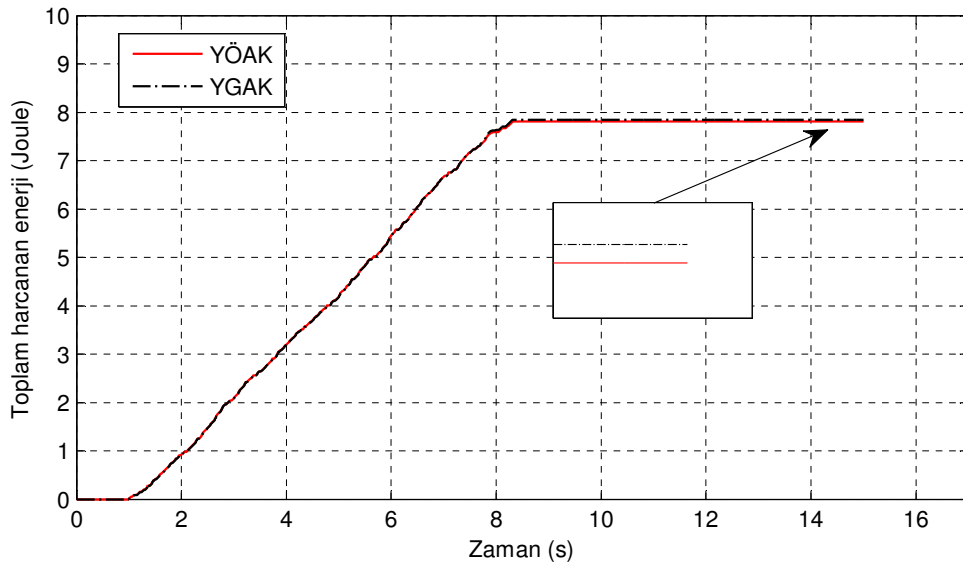


Şekil 5.18 Sinüzoidal yol girişinde arka süspansiyona ait MR damper kuvveti

ivmelerin bastırılması, ivmeler bastırılırken süspansiyon stroğunun dışına çıkılmaması ve taşıtın yol tutuşunun olumsuz etkilenmemesidir. Tasarlanan kontrolörlerin titreşim sönümleme performansları yukarıda incelenmiştir. Bu çalışmada zaten çalışma stroğu limitlerine, limit şalterleri yerleştirildiği için sistemin çalışma aralığının dışına çıkma ihtimali yoktur. Dolayısıyla, kontrolörlerin aracın yol tutuşuna etkisinin incelenmesi gereklidir. Taşıtlar üzerinde gerçekleştirilen titreşim kontrol çalışmalarında, taşıtın yol tutuşunu incelerken, dinamik tekerlek yüküne bakılmaktadır. Dinamik tekerlek yükü, taşıt seyir halindeyken tekerleğin yol ile temas ettiği noktada oluşan dinamik kuvvet olarak ifade edilmektedir [133]. Taşıtın yol tutuş kabiliyetini incelemek için kullanılır. Dinamik tekerlek yükü genlikleri ne kadar yüksek ise, taşıtın yol tutuş kabiliyetinin o kadar kötüleştiği anlaşılır [133]. Taşıt durduğu sırada, dinamik tekerlek yükü değeri sifıra eşit olacaktır. Bunun anlamı, taşıtın ağırlığına bağlı olan statik tekerlek yükü kadar tekerleklerde yola temas kuvveti bulunmaktadır. Bu çalışmada, taşıt modeli oluşturulurken tekerlekler lineer yaylar olarak kabul edilmiş ve bu kabul ile taşıt



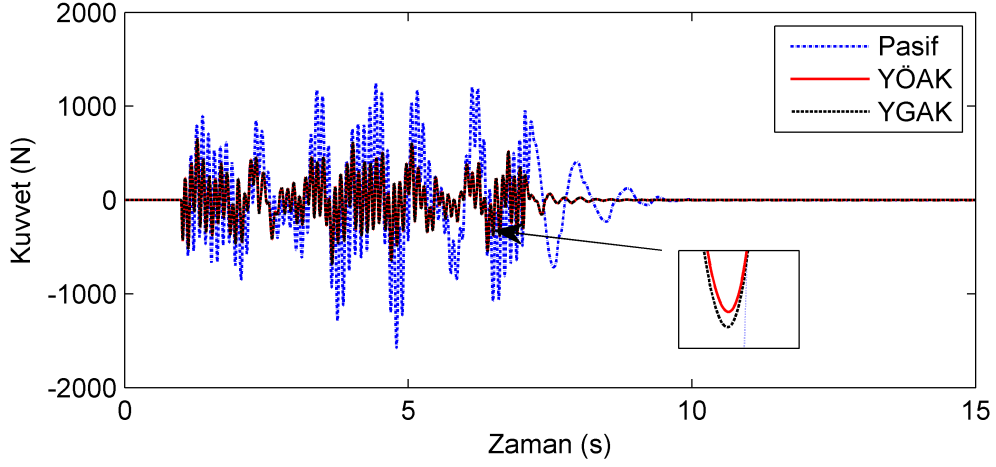
Şekil 5.19 Sinüzoidal yol girişinde MR damperlere uygulanan gerilim



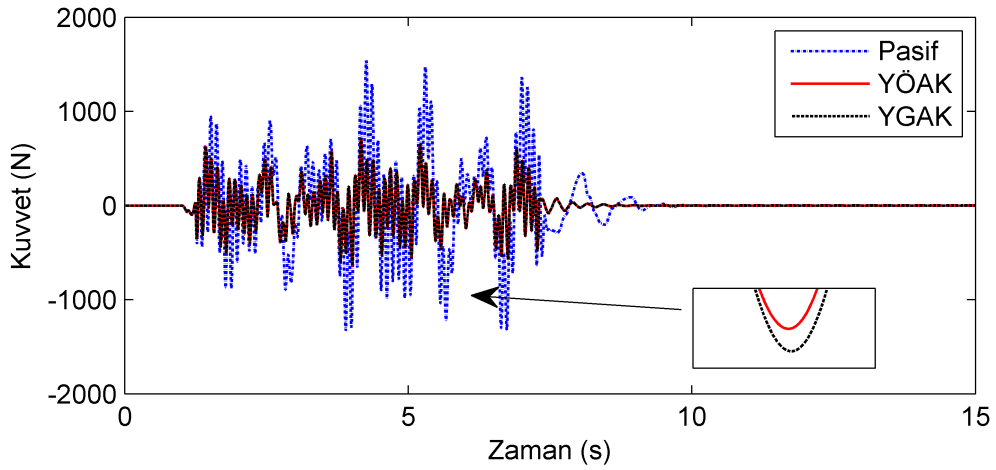
Şekil 5.20 Sinüzoidal yol girişinde harcanan enerji miktarı

modellenmiştir. Bu yaklaşıma göre dinamik tekerlek yükü, tekerlek yay katsayısının, tekerlek esnemesi ile çarpılması ile yani, " $k_{t1}(x_2 - x_{r1})$ " ve " $k_{t2}(x_3 - x_{r2})$ " formülleri kullanılarak elde edilmiştir. Elde edilen grafikler, ön tekerlek için Şekil 5.21, arka tekerlek için Şekil 5.22'de verilmiştir. Şekil 5.21 ve Şekil 5.22 incelendiğinde, YÖAK

ve YGAK durumunda oluşan piklerin, pasif durumda oluşan piklerden daha az olduğu görülmektedir. Dolayısıyla kontrolörlerin pasif duruma göre taşıtın yol tutuşunu olumsuz etkilemediği yorumu yapılabilir.



Şekil 5.21 Sinüzoidal yol girişinde ön tekerleğe ait dinamik tekerlek yükü



Şekil 5.22 Sinüzoidal yol girişinde arka tekerleğe ait dinamik tekerlek yükü

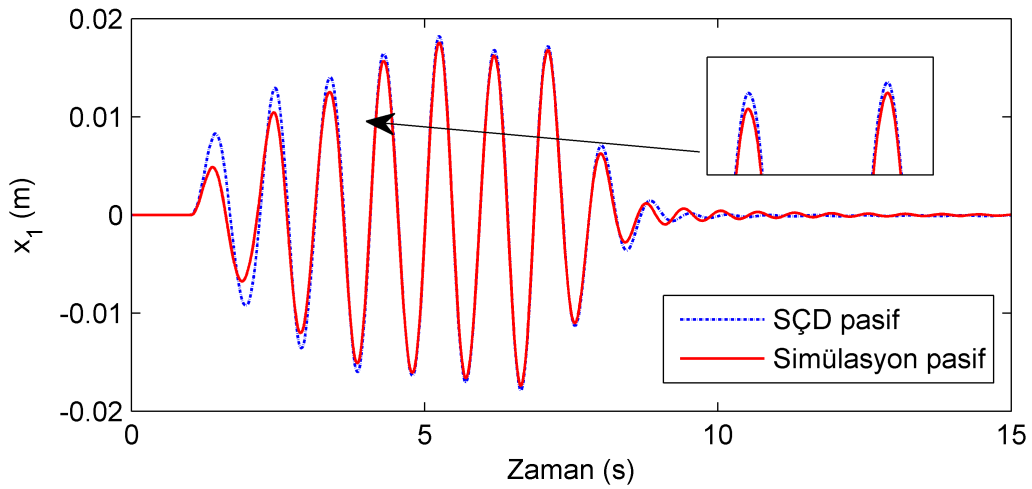
Sonuçları sayısal olarak değerlendirmek için Tablo 5.3'te RMS ortalamaları verilmiştir. Tablo 5.3'e göre YÖAK, pasif duruma göre taşıt gövdesinin yer değiştirmesi açısından %63.38 oranında bir iyileşme sağlarken, YGAK, %61.97 oranında bir iyileşme sağlamıştır. Taşıt gövdesinin açısal hareketinde ise, iki yöntemde pasif duruma göre %35'lik bir iyileşme sağlamıştır. İvmelere bakacak olursak, taşıt gövdesinin düşey ivmesi bakımından YÖAK %56.46, YGAK ise %56.31, açısal ivmesi açısından ise YÖAK %36.35, YGAK ise %36.31 oranında bir iyileşme sağlamıştır. Sonuç olarak, sayısal verilere göre yol gözlemleyicisi ile tasarlanan YGAK, yolun ölçüldüğü varsayımına göre tasarlanan YÖAK'a çok yakın sonuçlar vermiştir.

Tablo 5.3 Sinüzoidal yol girişi durumunda RMS ortalamaları

Sinüzoidal Yol Girişi				
	x_1	$\ddot{x}_1$	θ	$\ddot{\theta}$
Pasif	0.0071	0.3303	0.0040	0.5697
YÖAK	0.0026	0.1438	0.0026	0.3626
%	%63.38	%56.46	%35	%36.35
YGAK	0.0027	0.1443	0.0026	0.3628
%	%61.97	%56.31	%35	%36.31

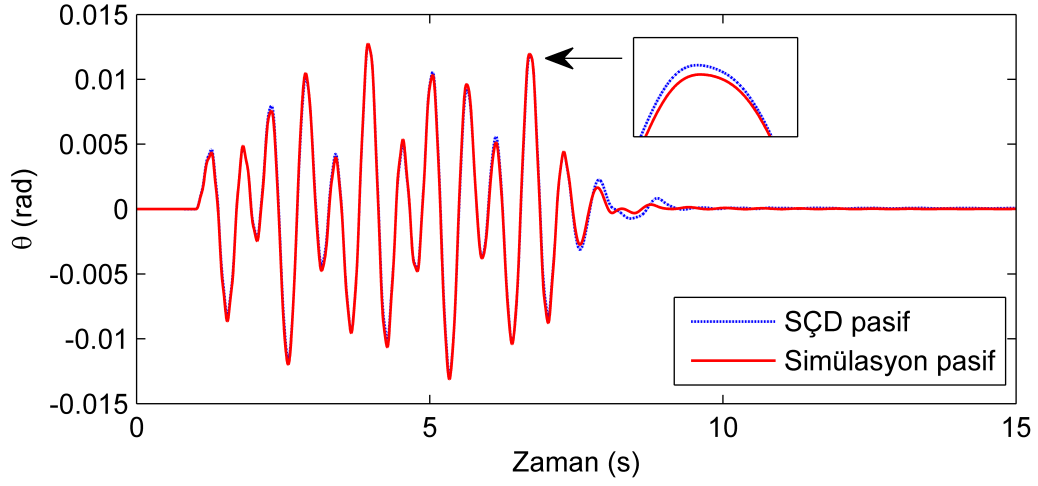
5.1.2 Simülasyon ve SÇD Sonuçlarının Karşılaştırılması

Sinüzoidal yol girişi durumunda, önerilen YGAK durumu ile YÖAK durumunda elde edilen sonuçların birbirine çok yakın olduğu görülmüştür. Bu kısımda ise SÇD sonuçlarının saf bilgisayar simülasyonundan farkını incelemek amacıyla, sinüzoidal yol girişi durumunda, SÇD yöntemi kullanılarak elde edilen deneysel sonuçlar ile simülasyon sonuçları karşılaştırılmıştır. Simülasyon sonuçlarında, MR damper kuvvetleri Lugre matematiksel modeli kullanılarak elde edilmiştir.

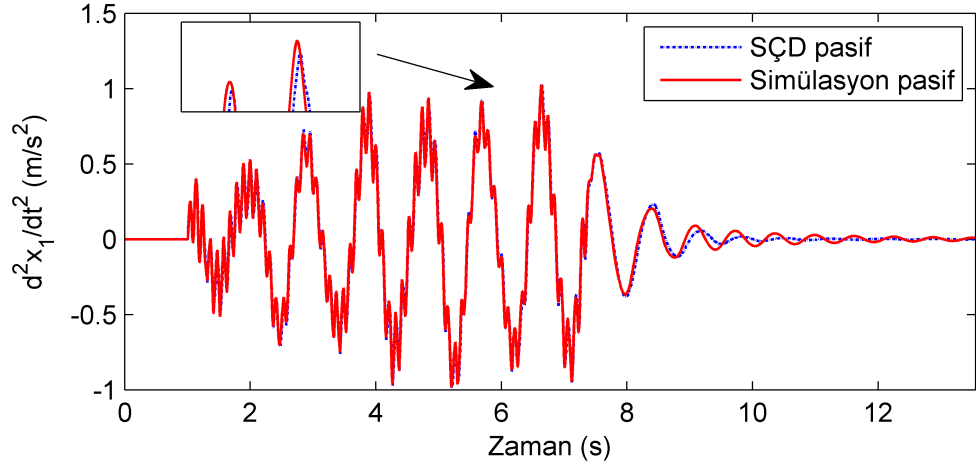


Şekil 5.23 Pasif durumda taşıt gövdesinin düşey yer değiştirmesinin SÇD ve simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması

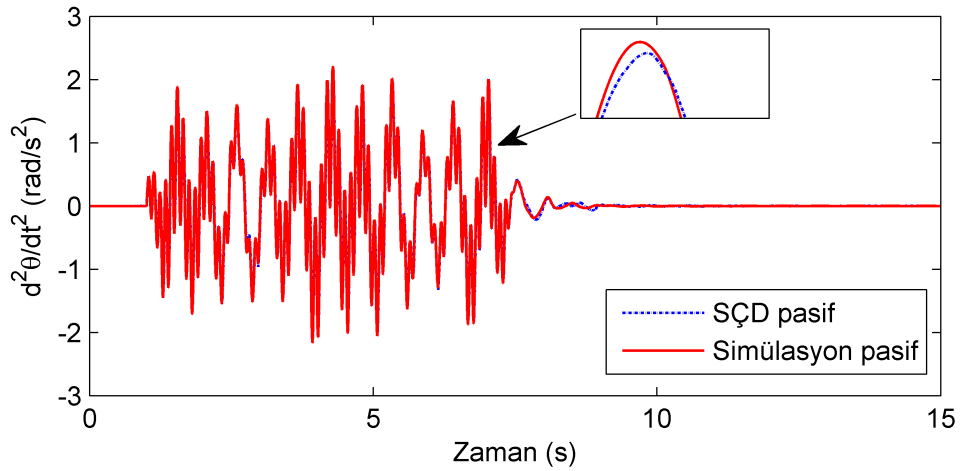
Şekil 5.23 ve Şekil 5.38 arasında sinüzoidal yol girişi durumunda, simülasyon sonuçları ile SÇD sonuçları zaman ve frekans alanında karşılaştırılmıştır. MR damperin doğrusal olmayan yapısından dolayı, tüm çalışma şartlarında gerçek MR damper cevaplarını doğru bir şekilde yansıtan matematiksel model bulunmamaktadır. Kullanılan matematiksel modeller sadece gerçek duruma yaklaşabilmektedirler [13]. Ayrıca, MR damper matematiksel modellerine ait parametreler elde edilirken, MR dampere sabit bir gerilim gönderilmekte ve pistonu harmonik bir rölatif yer



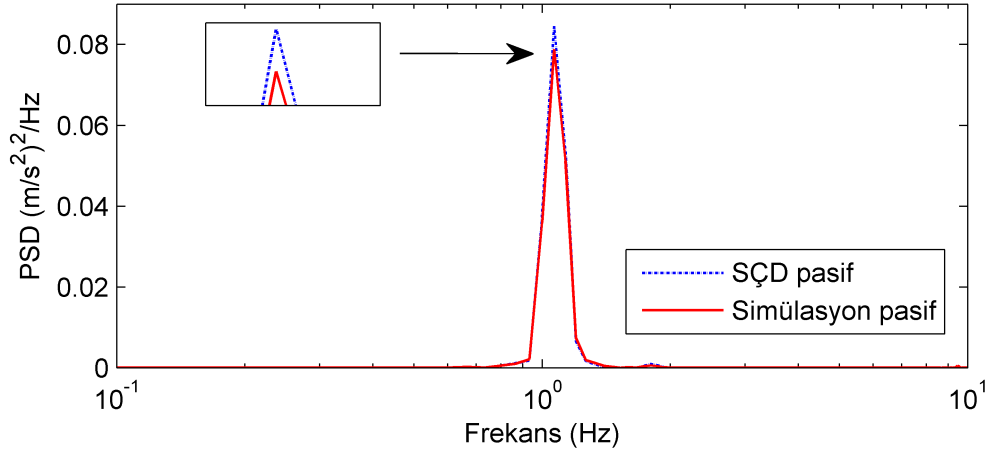
Şekil 5.24 Pasif durumda taşıt gövdesinin açısai yer değıştirmesinin SÇD ve simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması



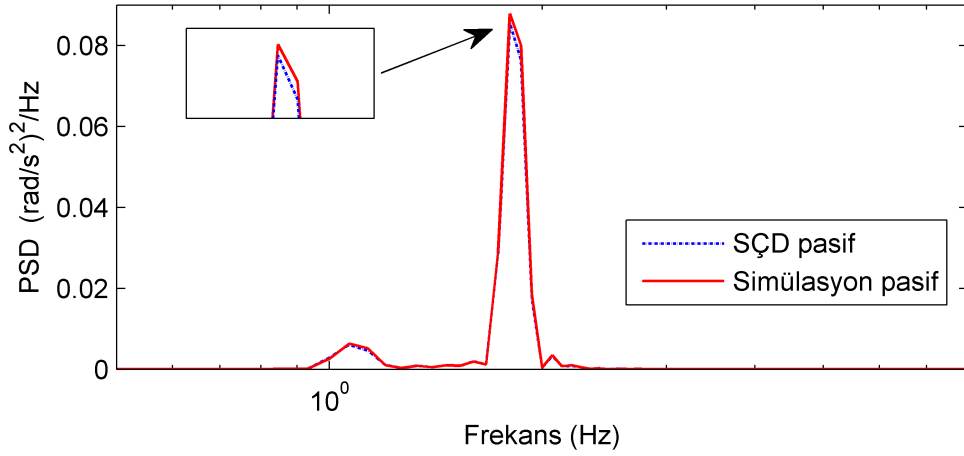
Şekil 5.25 Pasif durumda taşıt gövdesinin düşey ivmesinin SÇD ve simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması



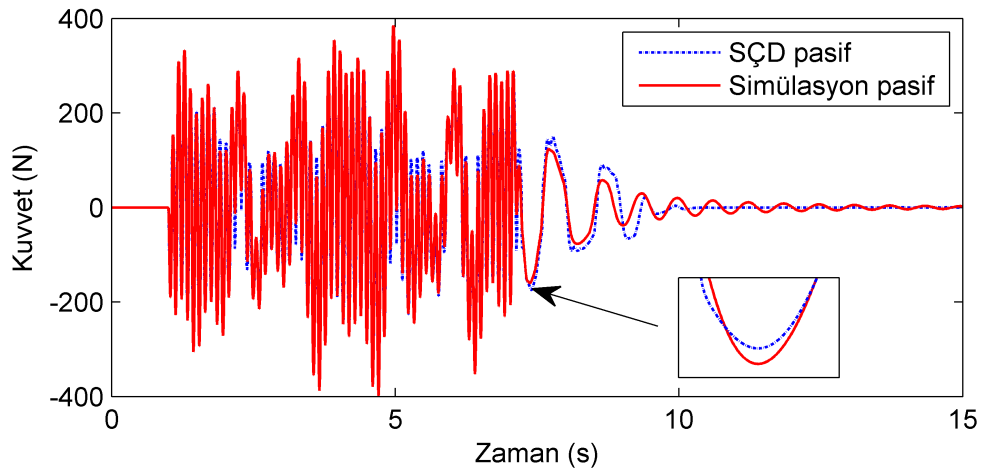
Şekil 5.26 Pasif durumda taşıt gövdesinin açısai ivmesinin SÇD ve simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması



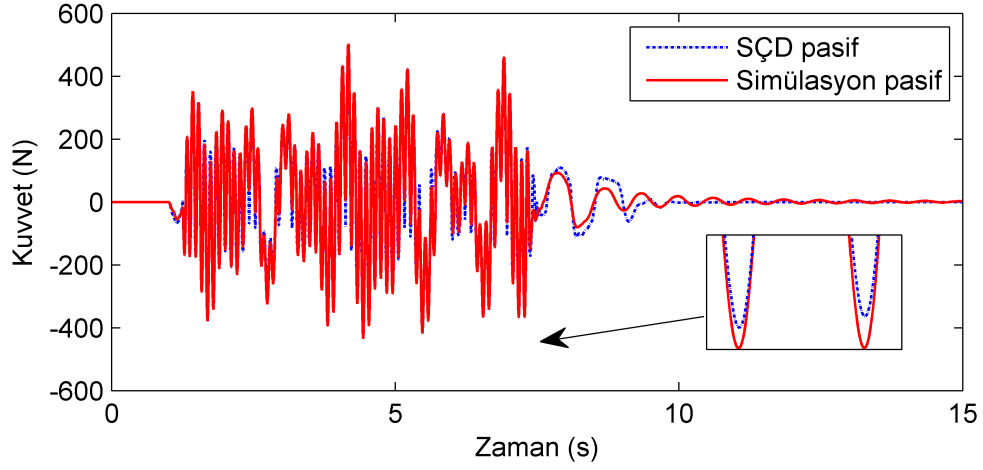
Şekil 5.27 Pasif durumda taşıt gövdesinin düşey ivmesinin PSD'lerinin SÇD ve simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması



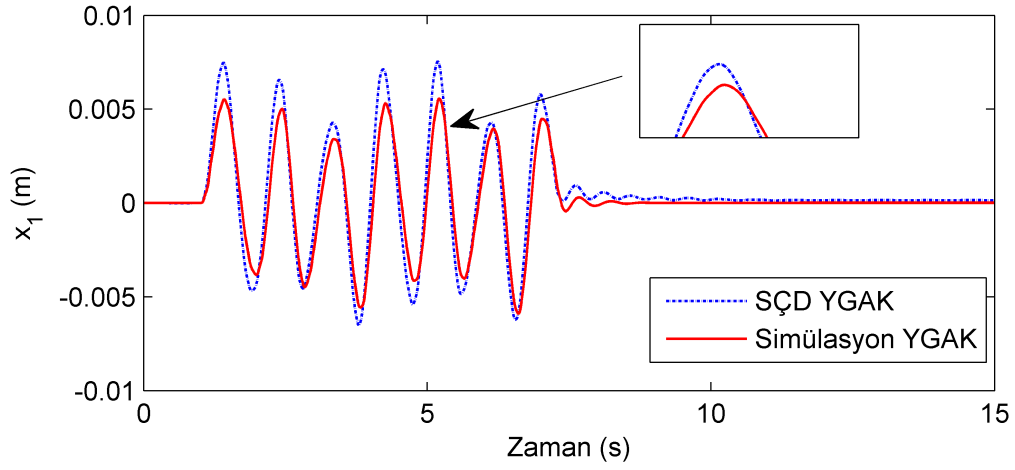
Şekil 5.28 Pasif durumda taşıt gövdesinin açısıl ivmesinin PSD'lerinin SÇD ve simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması



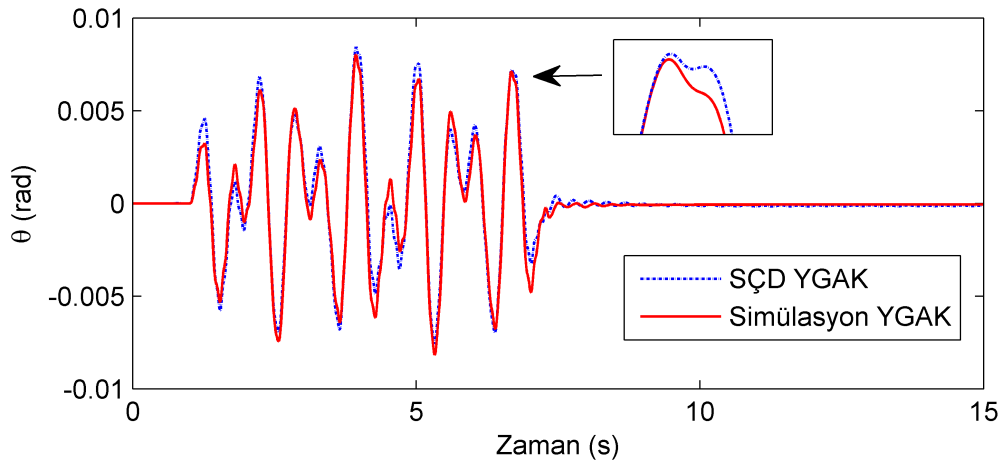
Şekil 5.29 Pasif durumda ön süspansiyona ait MR damper kuvvetlerinin SÇD ve simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması



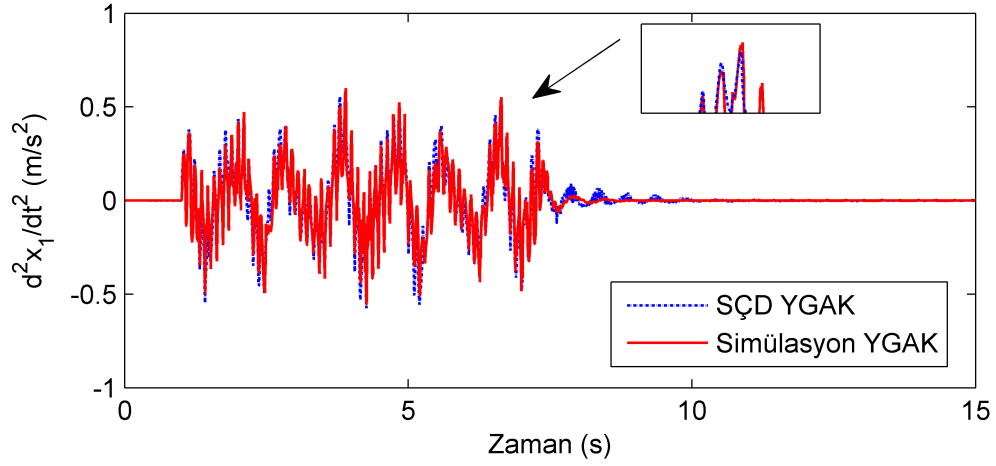
Şekil 5.30 Pasif durumda arka süspansiyona ait MR damper kuvvetlerinin SÇD ve simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması



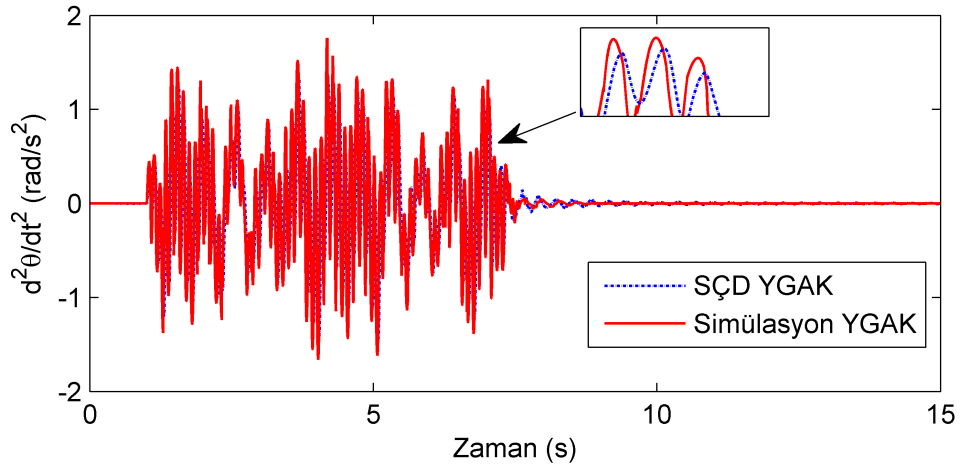
Şekil 5.31 Kontrolörlü durumda taşıt gövdesinin düşey yer değiştirmesinin SÇD ve simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması



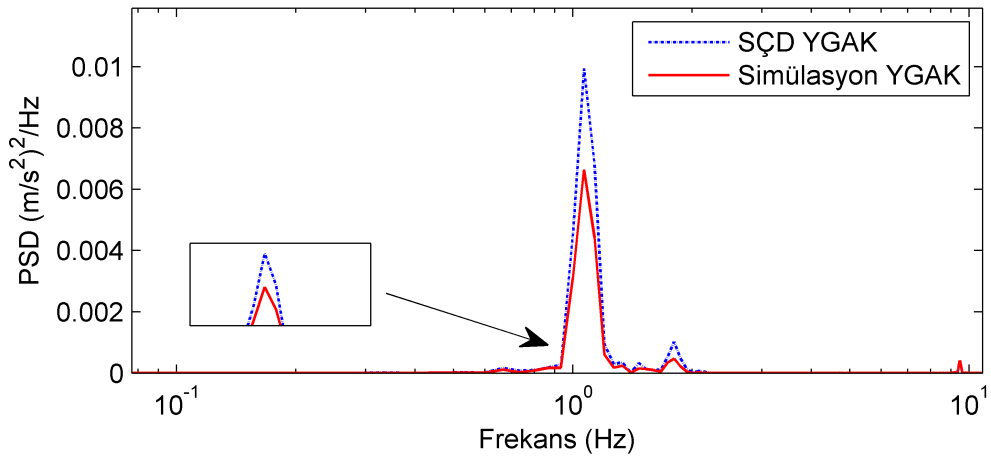
Şekil 5.32 Kontrolörlü durumda taşıt gövdesinin açısıl yer değiştirmesinin SÇD ve simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması



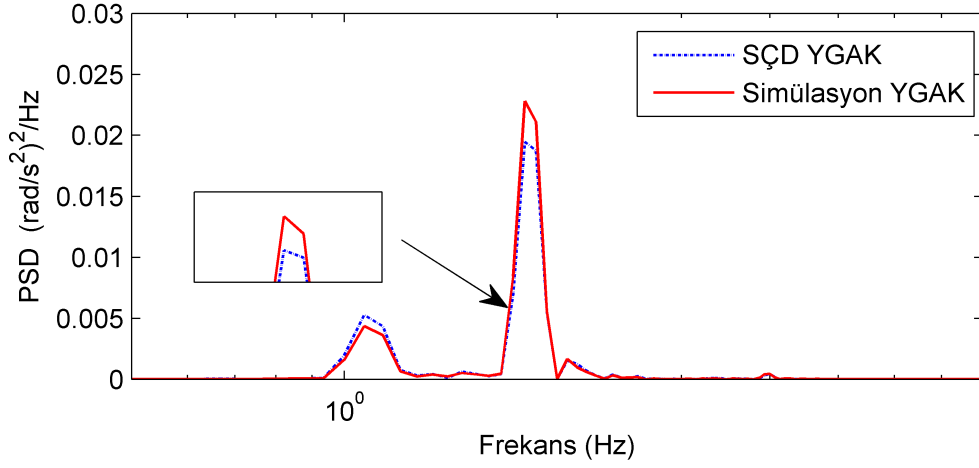
Şekil 5.33 Kontrolörlü durumda taşıt gövdesinin düşey ivmesinin SÇD ve simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması



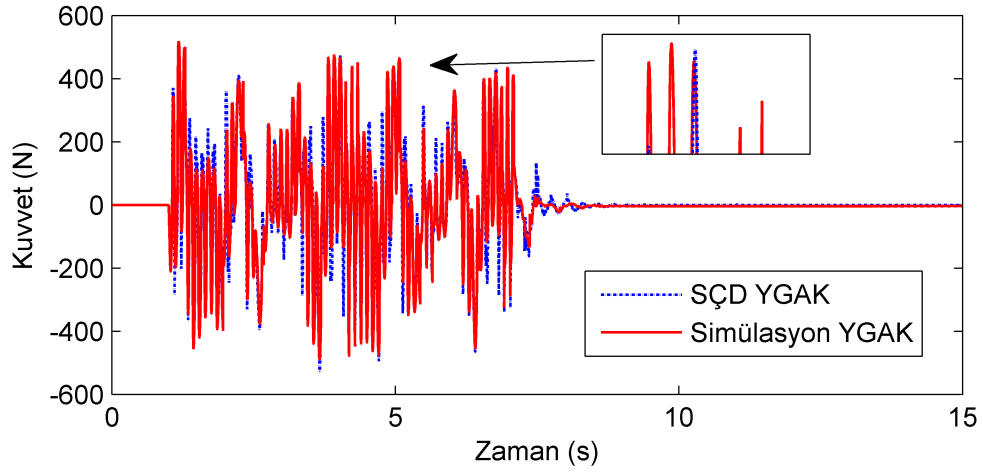
Şekil 5.34 Kontrolörlü durumda taşıt gövdesinin açısai ivmesinin SÇD ve simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması



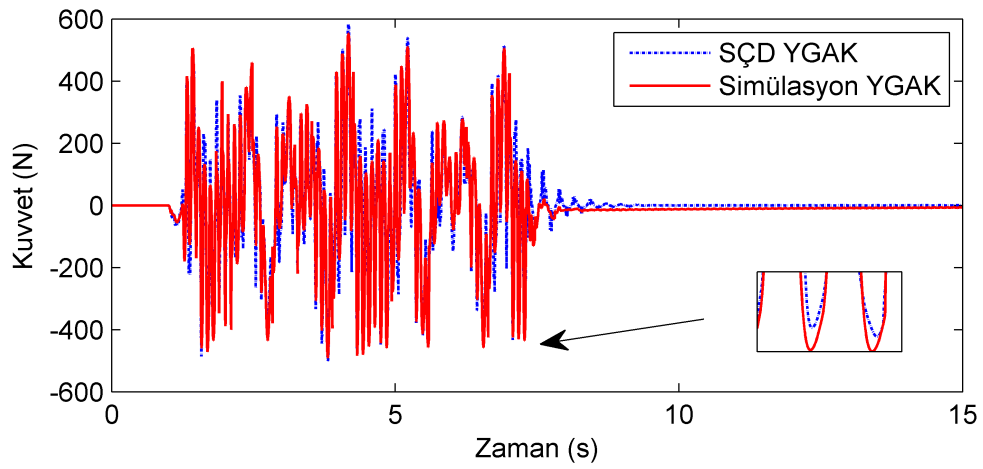
Şekil 5.35 Kontrolörlü durumda taşıt gövdesinin düşey ivmesinin PSD'lerinin SÇD ve simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması



Şekil 5.36 Kontrolörlü durumda taşıt gövdesinin açısai ivmesinin PSD'lerinin SÇD ve simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması



Şekil 5.37 Kontrolörlü durumda ön süspansiyona ait MR damper kuvvetlerinin SÇD ve simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması



Şekil 5.38 Kontrolörlü durumda arka süspansiyona ait MR damper kuvvetlerinin SÇD ve simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması

değiştirme uygulamaktadır. Elde edilen deneysel kuvvet cevapları kullanılarak, MR damper matematiksel model parametreleri elde edilmektedir [13]. Dolayısıyla, MR dampere anlık olarak yer değiştirme ve gerilim uygulanması durumundaki cevaplar incelenmemektedir. MR damperin sönüm kuvvetinin gerilime bağlı olarak değişmesi için, MR sıvısı içerisinde bulunan manyetik parçacıkların manyetik alan çizgilerine paralel olarak dizilmesi gereklidir. Manyetik parçacıkların tam olarak dizilebilmesi zaman alır. Bu yüzden, kontrolör tarafından MR dampere milisaniye seviyesinde gönderilen değişken gerilime, gerçek durumda MR damper belirli bir gecikmeyle cevap verebilmektedir. Bu durum matematiksel modellerde ihmal edilmektedir. Dolayısıyla, gerçek durumda MR damper, matematiksel modellerde öngörülen sönüm kuvvetine anlık uygulanan gerilimlerde ulaşamayabilmektedir.

SÇD ve simülasyon cevaplarına ait sonuçları sayısal olarak incelemek amacıyla, RMS ortalamaları ve SÇD ile arada oluşan fark miktarı Tablo 5.4'te verilmiştir. Yukarıda anlatılan sebeplerden dolayı, SÇD ile simülasyon arasında taşıtın düşey hareketinde pasif durumda %2.8, kontrolörlü durumda ise %18 oranında bir fark oluşmuştur. Taşıtın düşey ivmesinde ise pasif ve kontrolörlü durumda sırasıyla, %1.4 ve %9.8 oranında farklar oluşmuştur. Taşıtın açısız hareketinde pasif durumda bir fark oluşmazken, kontrolörlü durumda %3.8 oranında bir fark oluşmuştur. Taşıtın açısız ivmesinde ise, pasif durumda %3.7, kontrolörlü durumda ise %14 oranında bir fark olduğu görülmüştür.

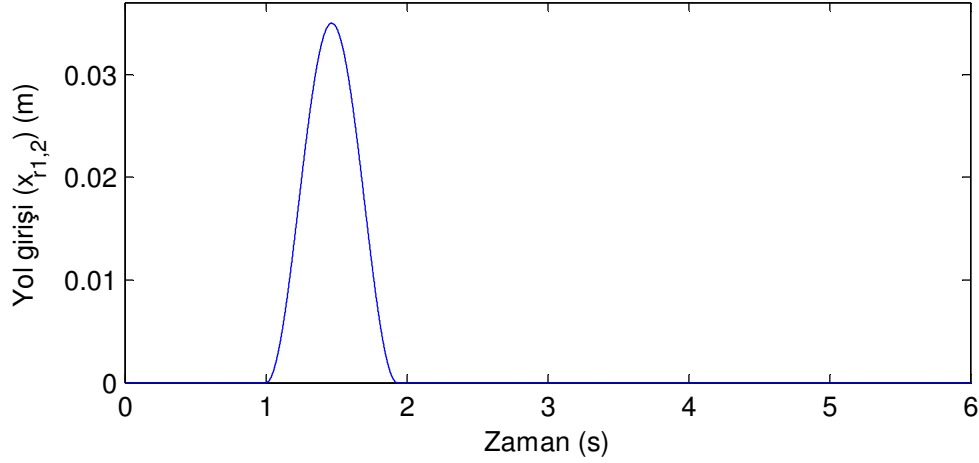
Tablo 5.4 Sinüzoidal yol girişinde simülasyon cevaplarının RMS ortalamaları

Simülasyon				
	x_1	$\ddot{x}_1$	θ	$\ddot{\theta}$
Pasif	0.0069	0.3254	0.0040	0.5912
SÇD fark %	%2.8	%1.4	%0	%3.7
YGAK	0.0022	0.13013	0.0025	0.4158
SÇD fark %	%18	%9.8	%3.8	%14

5.2 Tümsek Yol Girişi

Sinüzoidal yol girişinden sonra 35 mm yüksekliğindeki bir tümsek yol girişi durumunda, yarım taşıt SÇD yöntemi ile test edilmiştir. Tümsek yol Denklem (5.1)'deki gibi tanımlanmış ve deneyin birinci saniyesinde sisteme uygulanmıştır. Denklem (5.1)'de $l_r = 0.8m$, $v_0 = 0.856m/s$, $a_r = 0.005m$ olarak tanımlanmıştır [3]. Elde edilen tümsek yol profili Şekil 5.39'da verilmiştir.

$$x_{r1,2}(t) = \begin{cases} \frac{a_r}{2} \left[1 - \cos\left(\frac{2\pi v_0 t}{l_r}\right) \right] & 0 \leq t \leq \frac{l_r}{v_0} \\ 0 & t > \frac{l_r}{v_0} \end{cases} \quad (5.1)$$

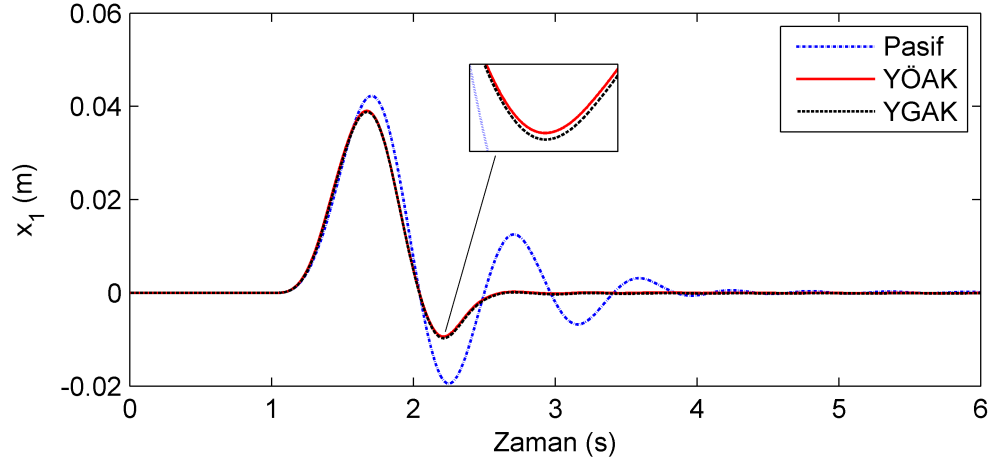


Şekil 5.39 Tümsek yol girişi

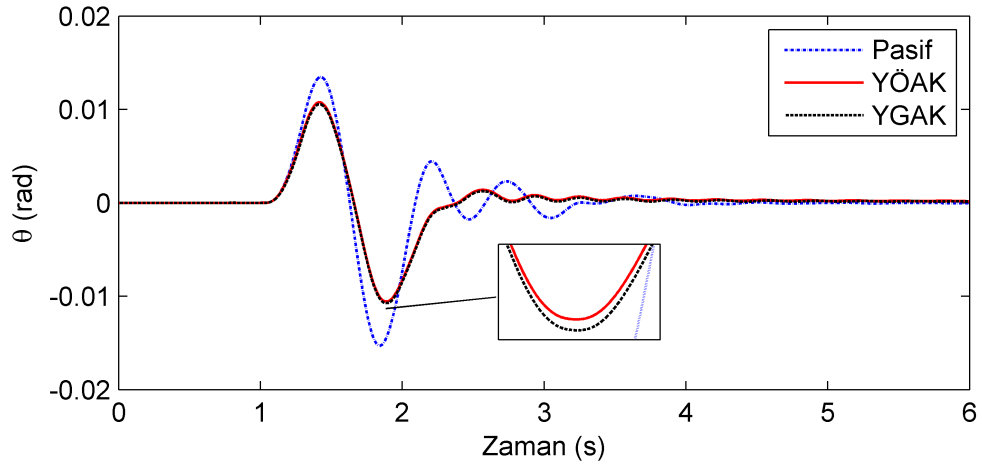
5.2.1 Tümsek Yol Girişi Sonuçları

Tümsek yol girişi durumunda elde edilen grafiklerde, sinüzoidal yol girişi cevaplarında olduğu gibi, düz çizgi MR dampere herhangi bir gerilim uygulanmadığı durum cevaplarını (pasif), kesikli çizgi yol girişinin ölçüldüğü kabulüyle oluşturulan adaptif kontrol (YÖAK) durumundaki cevapları ve noktalı çizgi ile ise yol girişinin ölçülmediği durum için önerilen adaptif kontrol (YGAK) cevaplarını göstermektedir. Şekil 5.40'da tümsek yol girişi altında yarım taşıt kütesinin düşey yer değiştirme cevabı verilmiştir. Şekil 5.41'de ise yarım taşıt kütesinin açısız yer değiştirme cevabı verilmiştir. Taşıt kütesinin açısız ve düşey yer değiştirmelerini iki kontrol yönteminin de pasif duruma göre azalttıkları ve birbirlerine yakın cevaplar verdikleri görülmektedir.

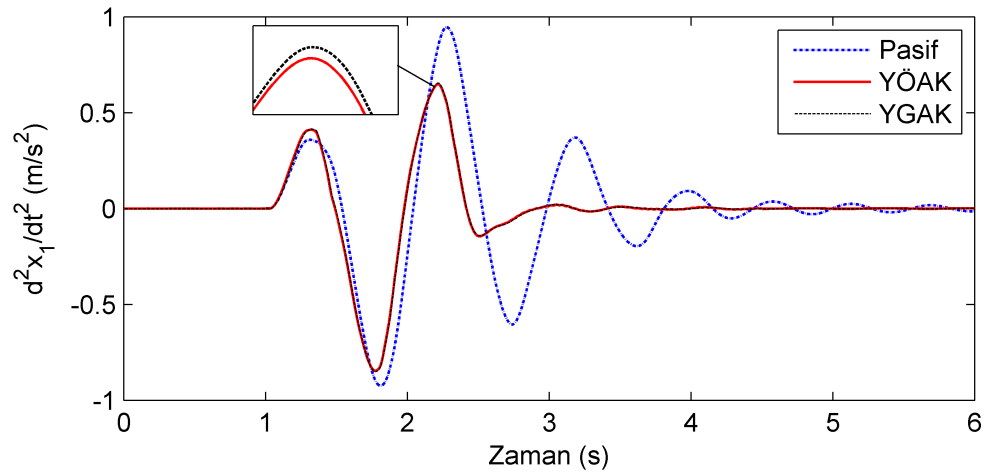
Şekil 5.42 ve Şekil 5.43'te ise taşıt gövdesine ait ivme cevapları verilmiştir. Şekiller incelendiğinde yol gözlemleyici kullanılarak tasarlanan YGAK yönteminin yol ölçümünün yapıldığı durum performansını neredeyse yakalayabildiği görülmektedir. Sonuçları frekans alanında değerlendirmek amacıyla, taşıt gövdesinin düşey ve açısız ivmesinin PSD cevapları Şekil 5.44 ve Şekil 5.45'te verilmiştir. Tasarlanan iki kontrolörün de tümsek yol girişi durumunda oluşan rezonans piklerini önemli oranda bastırabildiği görülmektedir.



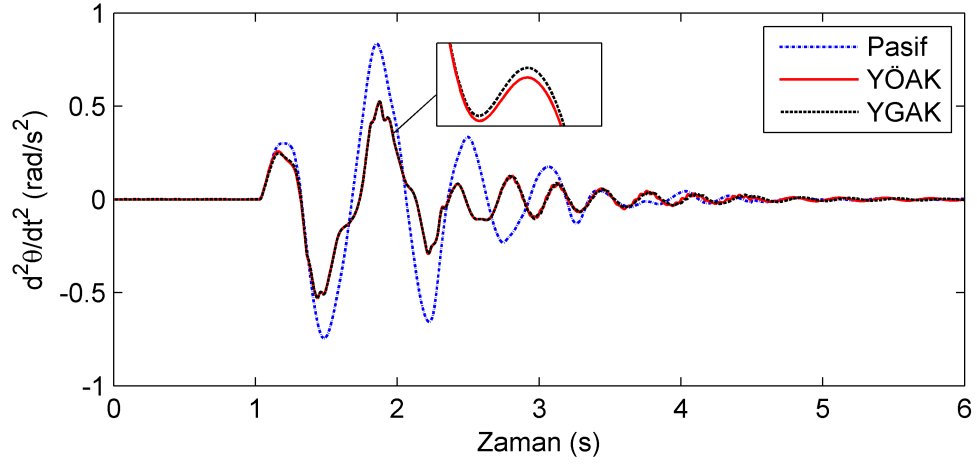
Şekil 5.40 Tümsek yol girişinde taşıt gövdesinin düşey yer değıştirmesi



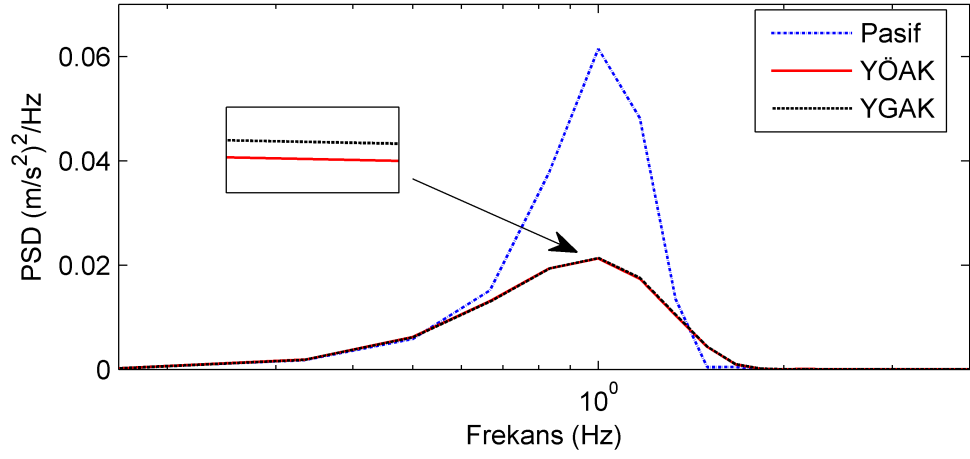
Şekil 5.41 Tümsek yol girişinde taşıt gövdesinin açisal yer değıştirmesi



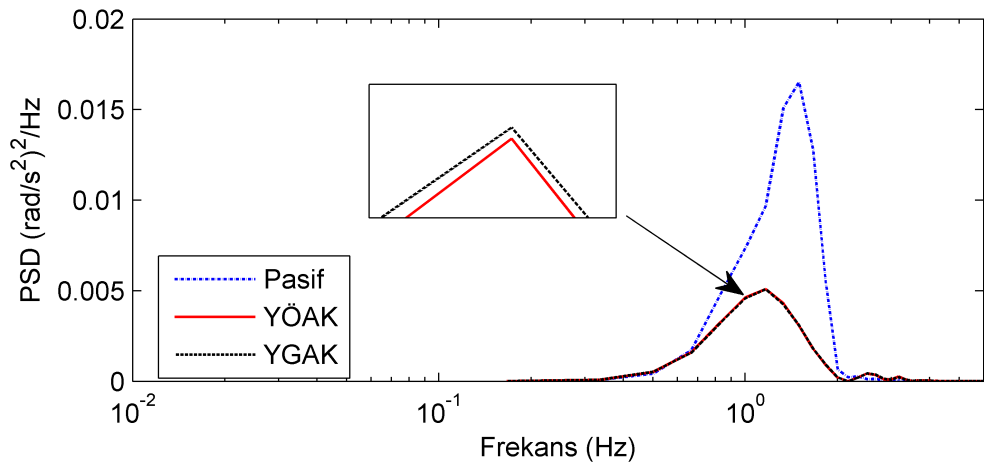
Şekil 5.42 Tümsek yol girişinde taşıt gövdesinin düşey ivmesi



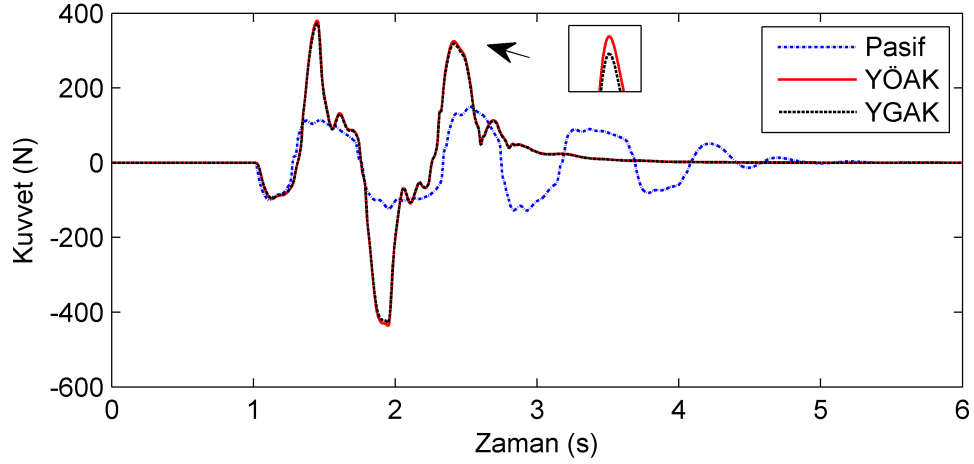
Şekil 5.43 Tümsek yol girişinde taşıt gövdesinin açılal ivmesi



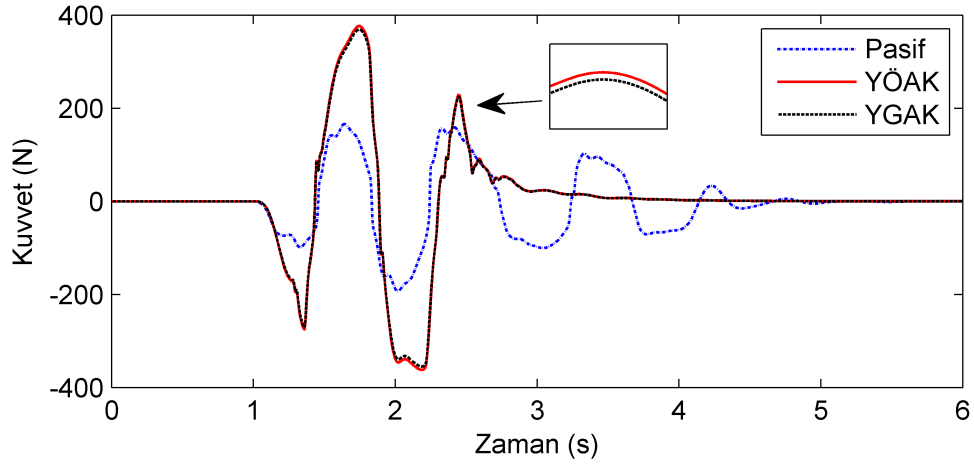
Şekil 5.44 Tümsek yol girişinde taşıt gövdesinin düşey ivmesinin PSD cevabı



Şekil 5.45 Tümsek yol girişinde taşıt gövdesinin açılal ivmesinin PSD cevabı

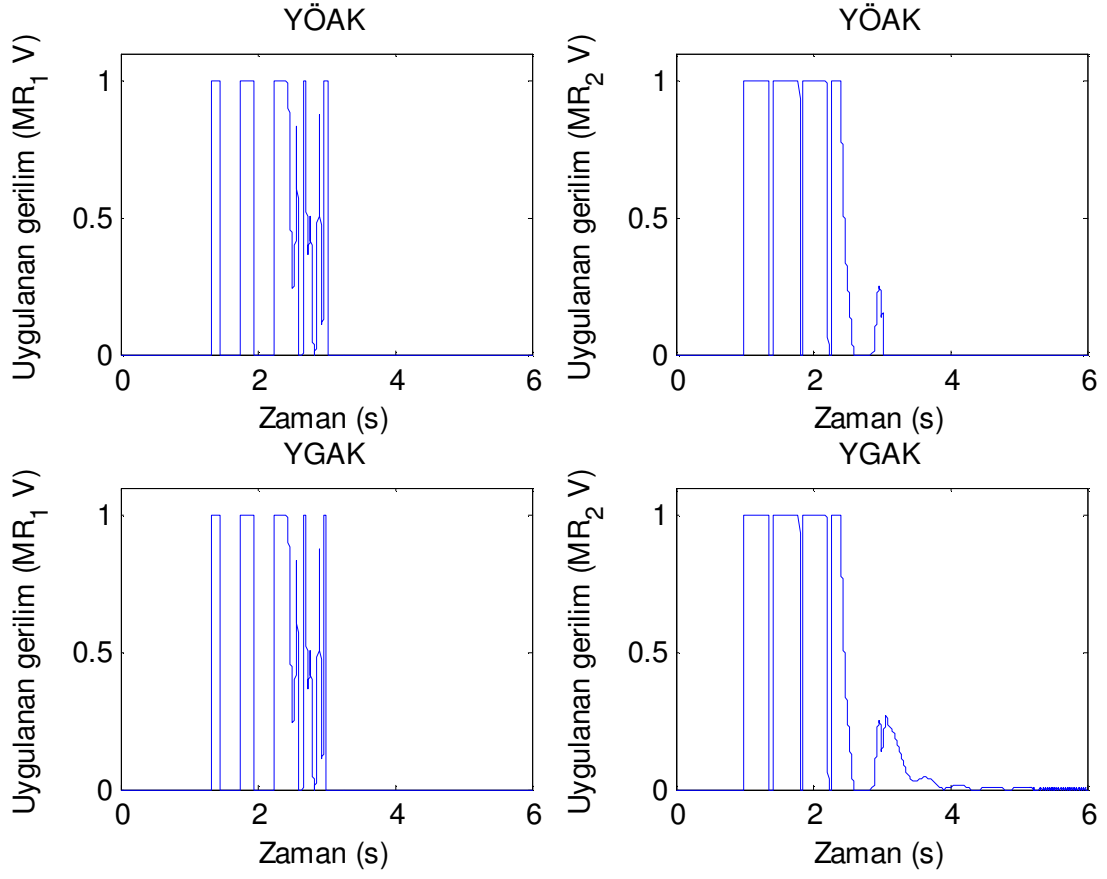


Şekil 5.46 Tümsek yol girişinde ön süspansiyona ait MR damper kuvveti

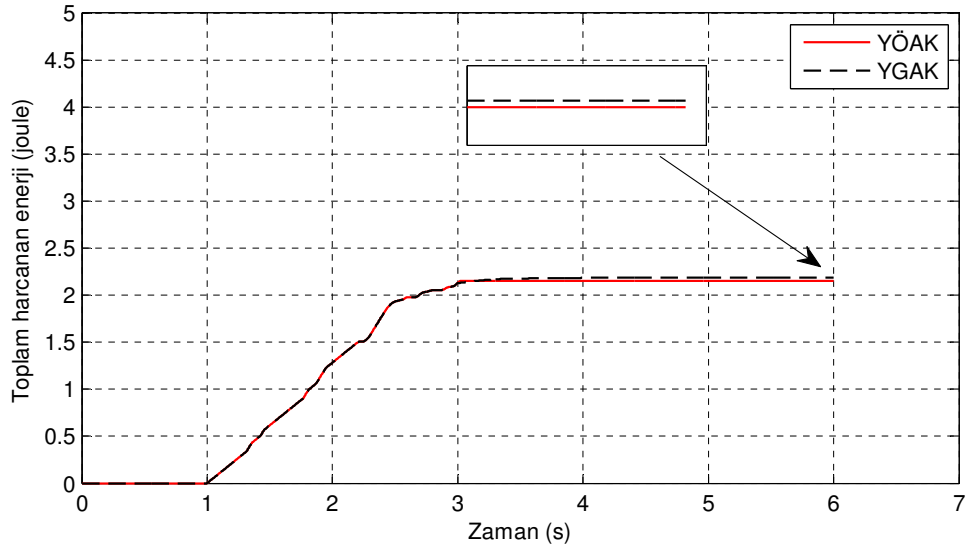


Şekil 5.47 Tümsek yol girişinde arka süspansiyona ait MR damper kuvveti

Şekil 5.46 ve Şekil 5.47'de sırasıyla, Ön ve arka MR damper tarafından üretilen sönüm kuvvetleri, Şekil 5.48'de ise MR damperlere, tasarlanan kontrolörler tarafından gönderilen gerilimler verilmiştir. YÖAK ve YGAK durumlarında toplam harcanan enerji miktarları ise Şekil 5.49'da karşılaştırılmıştır. Sayısal olarak harcanan enerji verileri incelenecek olursa, YÖAK durumunda 2.152 joule enerji harcanırken YGAK durumunda ise 2.186 joule enerji harcanmıştır. Dolayısıyla gözlemleyicili durumda kontrolör %1.58 joule daha fazla enerji harcamıştır. Tümsek yol girişlerine ait dinamik tekerlek yükleri, Şekil 5.50, ve Şekil 5.51'de verilmiştir. Şekil 5.50 ve Şekil 5.51'in pik değerlerine bakıldığında, bu değerlerin pasif durumdan daha küçük olduğu görülebilir. Bu yüzden, tasarlanan kontrolörlerin tümsek yol girişi durumunda yol tutuşu açısından bir sorun oluşturmayacağı ve güvenli oldukları yorumu yapılabilir.

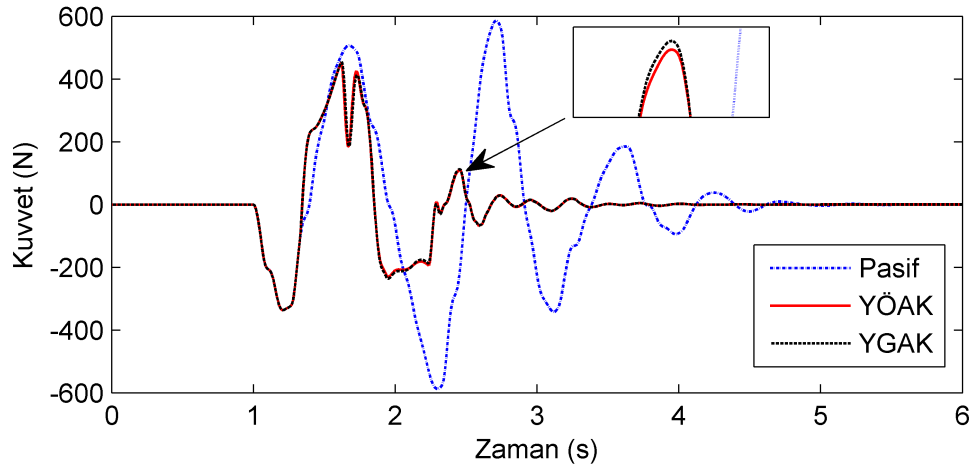


Şekil 5.48 Tümsek yol girişinde MR damperlere uygulanan gerilim

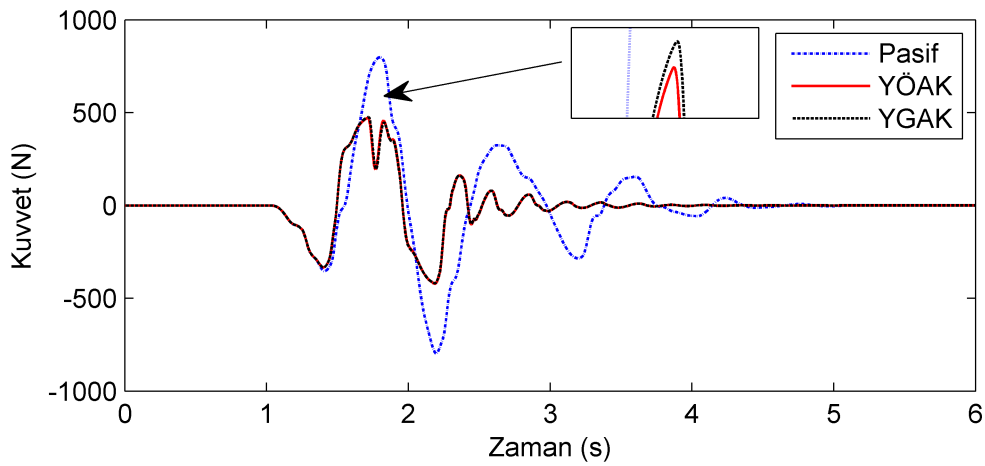


Şekil 5.49 Tümsek yol girişinde harcanan enerji miktarı

Tümsek yol girişi durumunda elde edilen cevapların RMS ortalamaları Tablo 5.5'te verilmiştir. Tablo 5.5'e göre, taşıtın düşey ve açısall yer değıştirme hareketi açısından iki kontrolör de, pasif duruma göre sırasıyla %14.9 ve %22.5 oranında bir iyileşme sağlayabilmiştir. Taşıtın düşey açısall ivmelerinde ise YÖAK %28.5 iyileşme sağlayabilirken, YGAK ise %28.2 oranında iyileşme sağlayabilmiştir. Açısall ivmelerde ise YÖAK %41.8, YGAK ise %41.7 oranında bir iyileşme sağlamıştır, dolayısıyla YGAK, YÖAK'a yakın iyileşme oranları sunabilmiştir.



Şekil 5.50 Tümsek yol girişinde ön tekerleğe ait dinamik tekerlek yükü



Şekil 5.51 Tümsek yol girişinde arka tekerleğe ait dinamik tekerlek yükü

Tablo 5.5 Tümsek yol girişi durumunda RMS ortalamaları

Tümsek Yol Girişi				
	x_1	$\ddot{x}_1$	θ	$\ddot{\theta}$
Pasif	0.0114	0.3022	0.0040	0.2286
YÖAK	0.0097	0.2161	0.0031	0.1329
%	%14.9	%28.5	%22.5	%41.8
YGAK	0.0097	0.2168	0.0031	0.1331
%	%14.9	%28.2	%22.5	%41.7

5.3 Rastgele Yol Girişi

Gerçeğe daha yakın bir yol girişi durumunda, kontrolörlerin performansını değerlendirmek için ISO 8608 standardını referans alarak, rastgele bir yol profili oluşturulmuştur. ISO yol profilleri daha önce birçok çalışmada değişik yöntemlerle elde edilmiş ve simülasyon çalışmaları yapılmıştır [134]. Bu çalışmada ISO standardına göre C sınıfı olarak değerlendirilen bir yol profili, [135]'teki yöntem kullanılarak elde edilmiştir. ISO yolların kalitesini, PSD göre sınıflandırmaktadır. Dolayısıyla, ISO standardına uygun yol profilini oluşturmada PSD fonksiyonu kullanılmaktadır. Bu amaçla $S(\Omega)$ PSD fonksiyonu aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$S(\Omega) = S(\Omega_0) \left(\frac{\Omega}{\Omega_0} \right)^{-w} \quad (5.2)$$

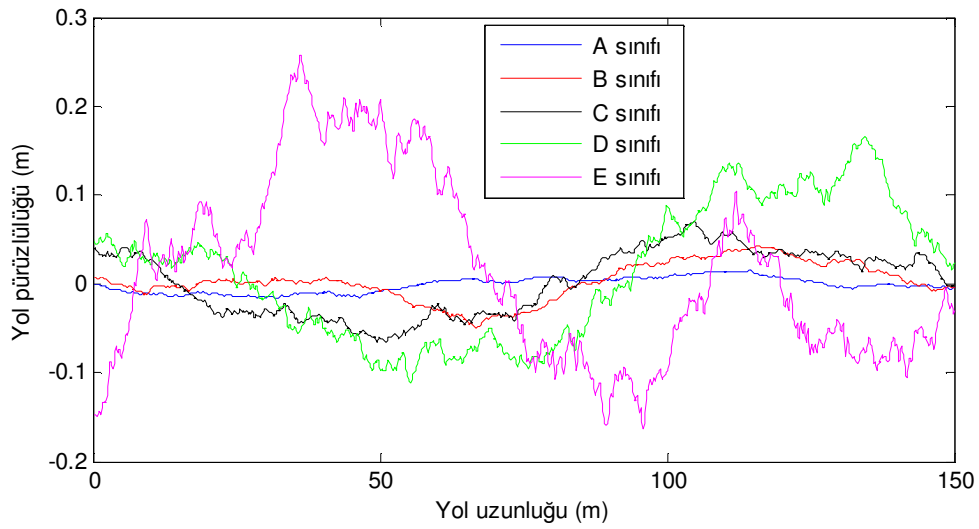
Burada, w sabit bir sayıdır ve dalgalılık olarak nitelendirilmektedir. $S(\Omega_0)$, pürüzlülük indeksi ve Ω_0 referans açısal uzaysal frekans olarak tanımlanmıştır. Yukardaki parametrelerin değerleri, oluşturulmak istenen yola göre [136]'ya göre belirlenmelidir. Araç hızına bağlı olarak uzaysal spektral yoğunluk, zamana bağlı spektral yoğunluk olarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir [135];

$$S(w) = \frac{S(\Omega)}{v_{ref}} \quad (5.3)$$

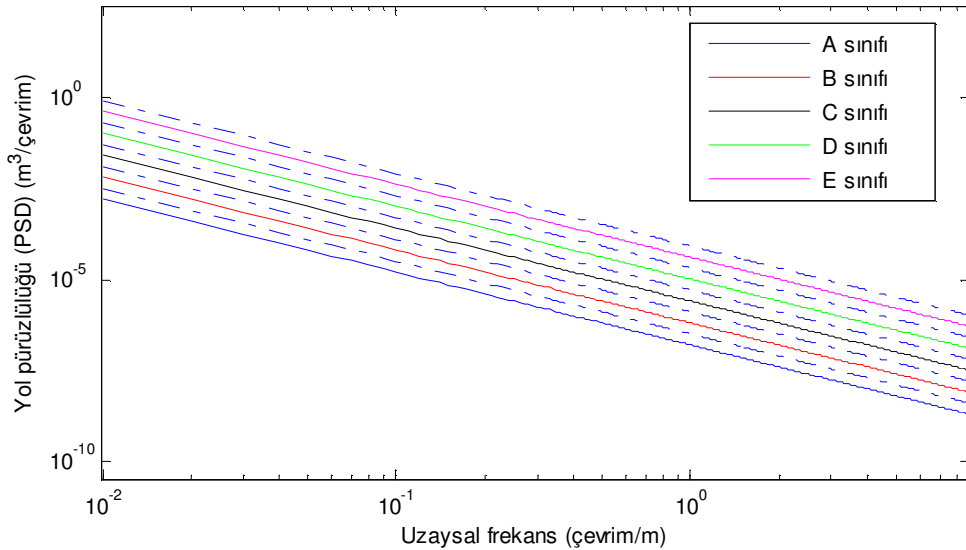
ISO 8608 standardı yolları PSD değerlerine göre, A-H arasında sınıflandırmaktadır. A en iyi yolu, H ise en kötü yolu ifade etmektedir. ISO standardına $S(\Omega_0)$ limit değerleri Tablo 5.6'da verilmiştir. Sonuç olarak, zaman alanında yol profili denklemleri aşağıdaki gibi önerilmiştir [135];

$$x_r(t) = \sum_j^p 2S(w) \frac{w_m - w_1}{p} \cos \left\{ \left[w_1 + \frac{(j - 0.5)(w_m - w_1)}{p} \right] t + \phi_r \right\} \quad (5.4)$$

Denklem (5.4)'de, ϕ_r $(0, 2\pi)$ aralığında düzgün dağılıma sahip rastgele bağımsız değişkendir. w_m , açısal frekansın üst sınırı, w_1 ise açısal frekansın alt sınırı olarak tanımlanmıştır. Denklem (5.4) kullanılarak Oluşturulan yol profilleri Şekil 5.52'de, oluşturulan yol profillerinin PSD'leri ise Şekil 5.53'te verilmiştir. Şekil 5.53'te kesikli çizgiler ISO yol profillerine ait alt ve üst PSD limitlerini, düz çizgiler ise MATLAB programı yardımıyla oluşturulan yolların PSD değerlerini göstermektedir.



Şekil 5.52 Oluşturulan rastgele yol profilleri



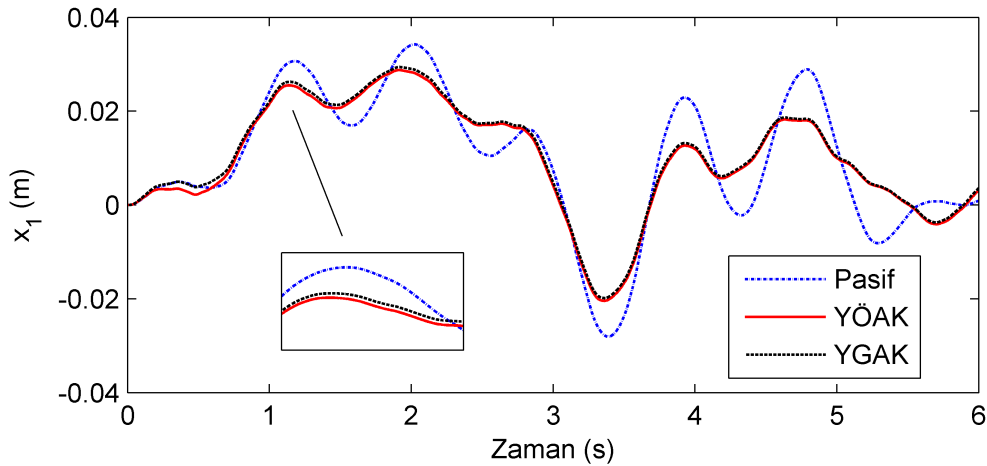
Şekil 5.53 Oluşturulan rastgele yol profillerinin PSD'leri

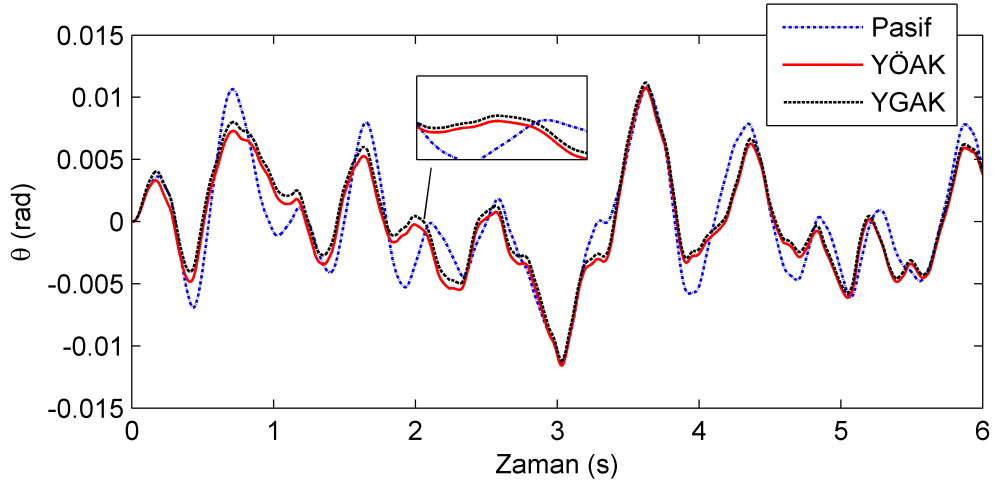
Tablo 5.6 Yol düzgünsüzlüklerinin sınıflandırılması (ISO) [136]

	Düzgünsüzlük Derecesi $S(\Omega_0)$ ($10^{-6}m^3/\text{çevrim}$)		
Sınıflandırma	Aralık	Geometrik Ortalama	Yol Tipi
A	<32	16	Çok iyi
B	32-128	64	İyi
C	128-512	256	Ortalama
D	512-2048	1024	Kötü
E	2048-8192	4096	Çok Kötü

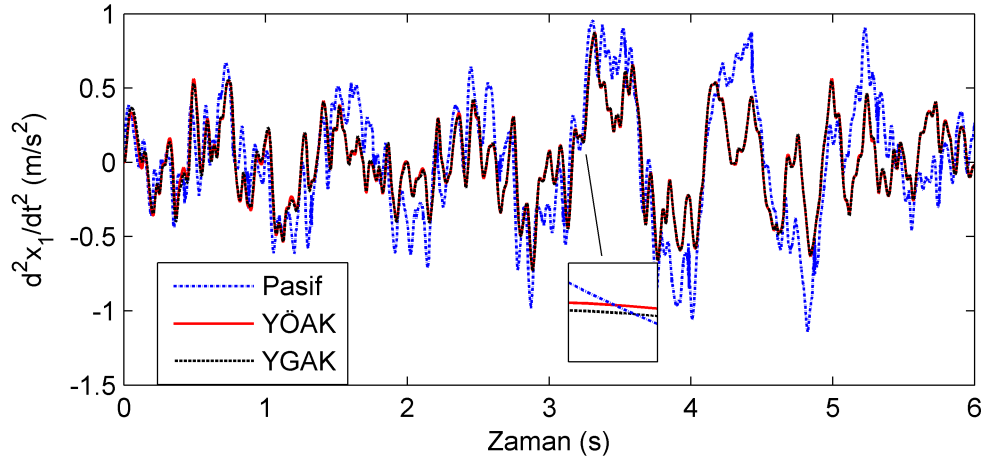
5.3.1 Rastgele Yol Girişi Sonuçları

Yarım taşıt modeline ISO standartlarına göre oluşturulan rastgele yol girişi uygulandığında, elde edilen sonuçlar Şekil 5.54 ve Şekil 5.65 arasında verilmiştir. Şekil 5.54'te taşıt gövdesinin düşey yer değiştirme, Şekil 5.55'te ise açısall yer değiştirme cevabı verilmiştir. Taşıt gövdesinin düşey ve açısall yer değiştirme cevabında, sinüzoidal yol girişinde ve tümsek yol girişinde olduğu gibi iki kontrolör de pasif duruma göre titreşimleri başarılı bir şekilde bastırmışlardır. Fakat grafiğe biraz daha yakından bakılırsa, YÖAK durumunun, YGAK durumundan biraz daha iyi sonuç verebildiği görülebilir. Taşıt titreşimlerinin bastırılmasındaki ana hedef olan ivmele cevapları, Şekil 5.56 ve Şekil 5.57'de verilmiştir. İvmelerin zaman cevapları incelendiğinde, tasarlanan adaptif kontrolörlerin ikisinin de taşıt gövdesinin düşey ve açısall ivmelerini başarılı bir şekilde bastırabildiği ve YGAK'ın YÖAK'a yakın sonuçlar verebildiği yorumu yapılabilir.

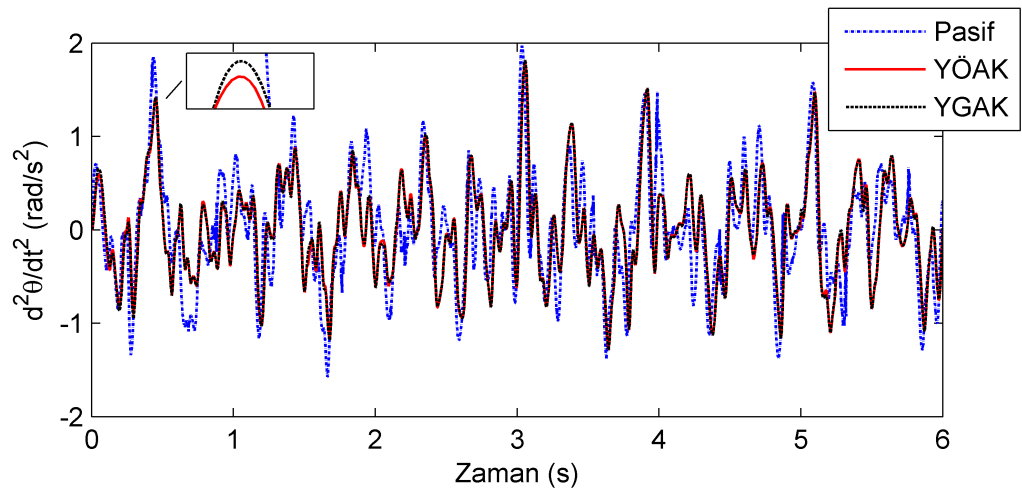
**Şekil 5.54** Rastgele yol girişinde taşıt gövdesinin düşey yer değiştirmesi



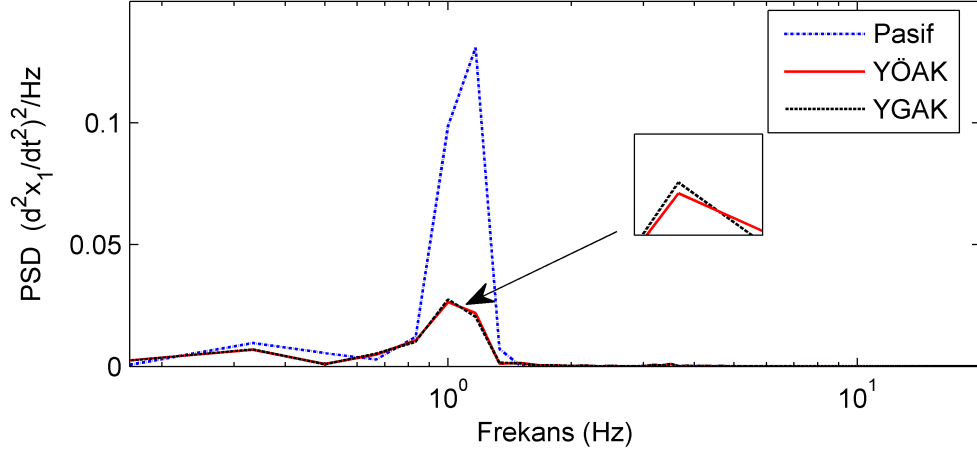
Şekil 5.55 Rastgele yol girişinde taşıt gövdesinin açisal yer değıştirmesi



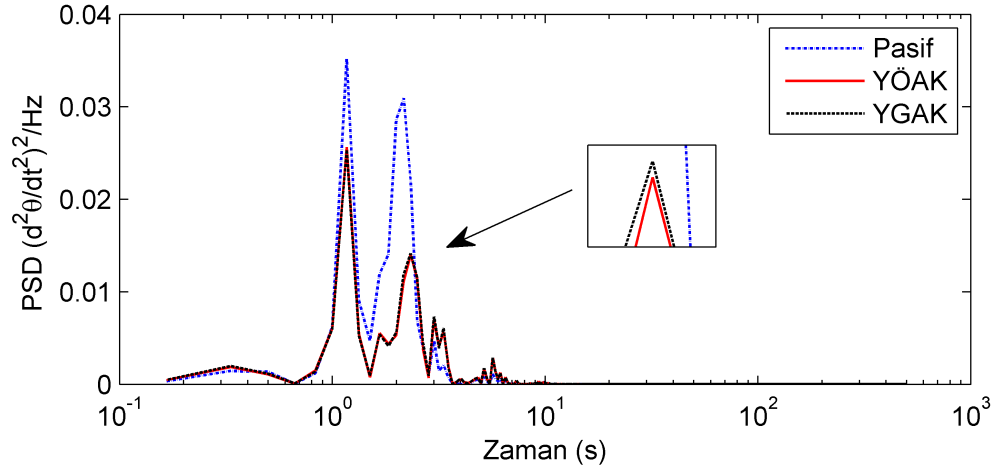
Şekil 5.56 Rastgele yol girişinde taşıt gövdesinin düşey ivmesi



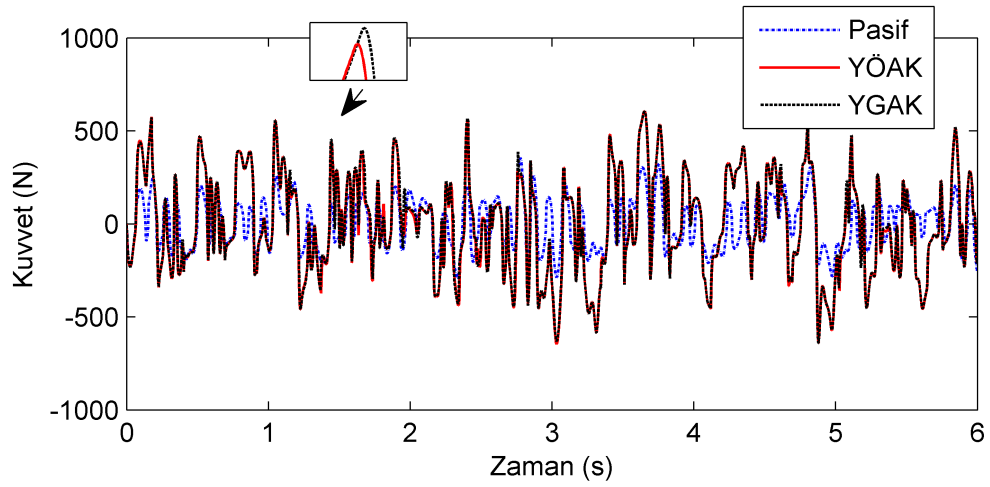
Şekil 5.57 Rastgele yol girişinde taşıt gövdesinin açisal ivmesi



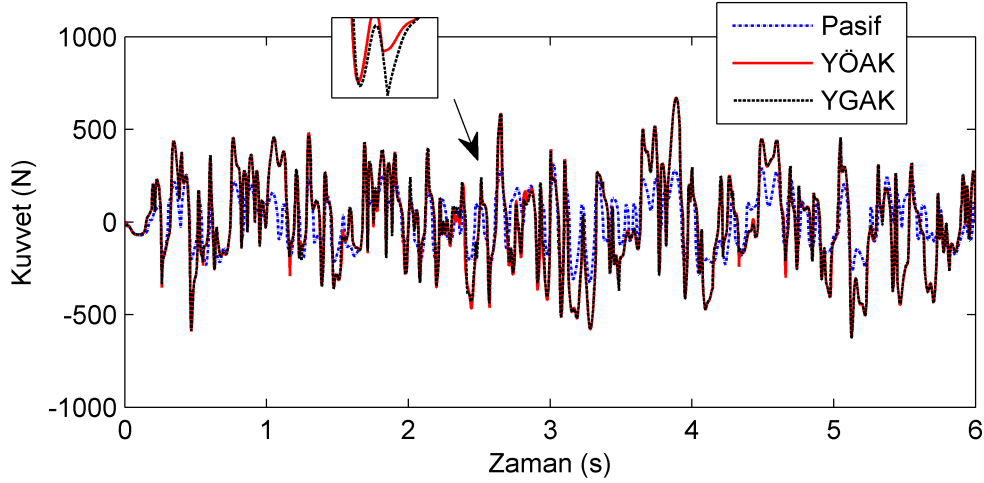
Şekil 5.58 Rastgele yol girişinde taşıt gövdesinin düşey ivmesinin PSD cevabı



Şekil 5.59 Rastgele yol girişinde taşıt gövdesinin açısai ivmesinin PSD cevabı



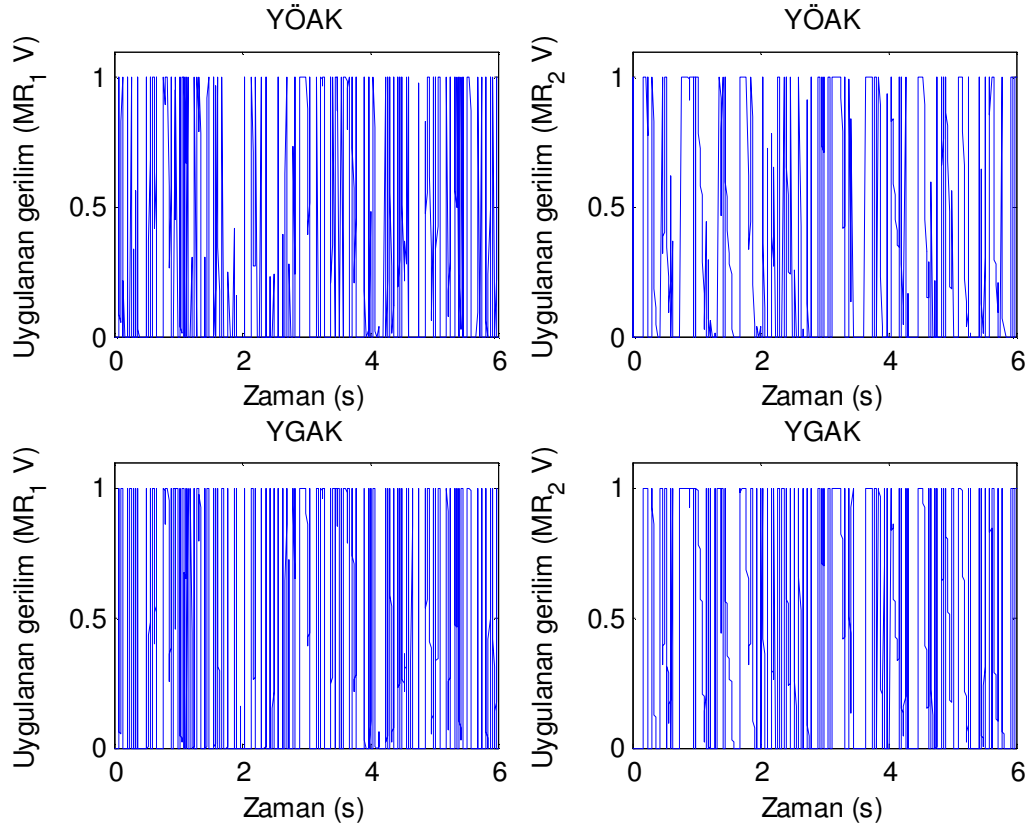
Şekil 5.60 Rastgele yol girişinde ön süspansiyona ait MR damper kuvveti



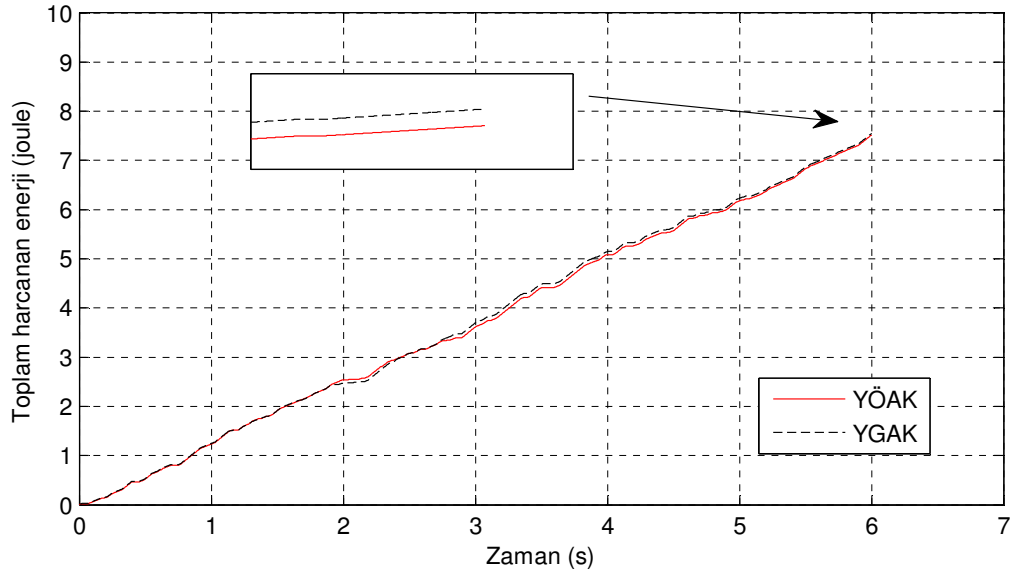
Şekil 5.61 Rastgele yol girişinde arka süspansiyona ait MR damper kuvveti

Sonuçları frekans alanında incelemek amacıyla sırasıyla, taşıt gövdesinin düşey ve açısız ivmesinin PSD cevapları Şekil 5.58 ve Şekil 5.59'da verilmiştir. Frekans cevapları incelendiğinde, iki kontrolörün de rezonans bölgelerinde oluşan pikleri başarılı bir şekilde bastırabildikleri söylenebilir. Şekil 5.60'ta ön süspansiyona ait MR damper tarafından üretilen kuvvet, Şekil 5.61'de ise arka MR damper tarafından üretilen MR damper sönüm kuvveti verilmiştir. Şekil 5.62'de, kontrolörler tarafından MR dampere gönderilen gerilim miktarları verilmiştir. Kontrolörler tarafından deney sırasında harcanan enerji miktarları ise Şekil 5.63'te verilmiştir. Şekil 5.63 incelendiğinde, YGAK ve YÖAK durumunda harcanan enerji miktarlarının birbirlerine çok yakın olduğu yorumu yapılabilir. Kontrolörlerin titreşim sönümleme performansları ve harcadıkları enerji miktarlarının yanında, taşıt güvenliği için yol tutuşuna etkileri de incelenmiştir. Adaptif kontrolörlerin yol tutuşuna etkisini araştırmak için Şekil 5.64'te ön tekerleğin dinamik tekerlek yükü, Şekil 5.65'te ise arka tekerleğin dinamik tekerlek yükü verilmiştir. Grafikler incelendiğinde, iki kontrolöründe taşıtta seyir halindeyken oluşan dinamik tekerlek yüklerini, pasif duruma göre azalttıkları ve dolayısıyla yol tutuşlarını olumsuz etkilemedikleri söylenebilir.

İki kontrol yöntemi oldukça yakın cevaplar verdiğinden, aradaki farkın sayısal olarak incelenerek, nicel verilerle ortaya koyulması faydalı olacaktır. Bu amaçla, Tablo 5.7'de RMS ortalamaları verilmiştir. Tablo 5.7 incelendiğinde, RMS değerleri açısından taşıt gövdesinin düşey hareketinde YÖAK %11.5, YGAK ise %9.2 oranında pasif duruma göre bir iyileşme sunabilmiştir. Açısız yer değiştirme de ise, YÖAK ve YGAK %8.5 olarak aynı oranda bir iyileşme sağlamıştır. İvmelere gelecek olursak, taşıtın düşey ivmesinde YÖAK %33.7, YGAK ise %33.5 oranında bir iyileşme sunmuştur. Açısız ivme de ise YÖAK %11.8, YGAK %11.3 oranında bir iyileşme sağlamıştır. Tablonun geneli incelendiğinde, gözlemleyicili durumun, yol girişinin ölçüldüğü duruma çok

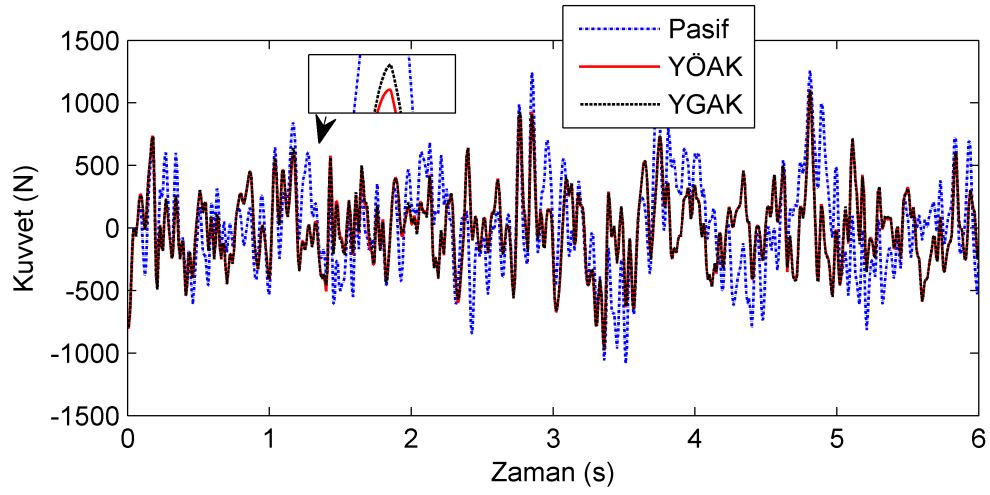


Şekil 5.62 Rastgele yol girişinde MR damperlere uygulanan gerilim

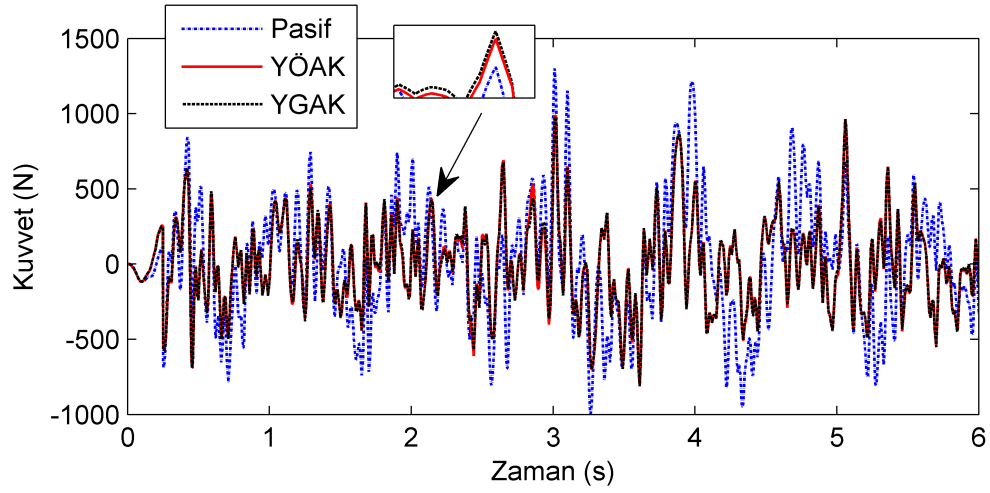


Şekil 5.63 Rastgele yol girişinde harcanan enerji miktarı

yakın cevaplar verebildiği, en iyi performansı, YÖAK ile aynı iyileşmeyi sağladığı, taşıt gövdesinin açılal yer değişiminde, en kötü performansı ise düşey yer değiştirmede ve %2.3 oranında daha kötü performans ile göstermiştir.



Şekil 5.64 Rastgele yol girişinde ön tekerleğe ait dinamik tekerlek yükü



Şekil 5.65 Rastgele yol girişinde arka tekerleğe ait dinamik tekerlek yükü

Tablo 5.7 Rastgele yol girişi durumunda RMS ortalamaları

Rastgele Yol Girişi				
	x_1	$\ddot{x}_1$	θ	$\ddot{\theta}$
Pasif	0.0173	0.4320	0.0047	0.5993
YÖAK	0.0153	0.2861	0.0043	0.5280
%	%11.5	%33.7	%8.5	%11.8
YGAK	0.0157	0.2868	0.0043	0.5312
%	%9.2	%33.5	%8.5	%11.3

Bilimsel çalışmalarda, ister bir sistem tasarımı olsun ister bir otomatik kontrol çalışması olsun, yapılan çalışmanın başarısını değerlendirmek için bir performans kriteri belirlenmelidir. Performans kriteri, sistemin performansının nicel bir ölçüsüdür, dolayısıyla tasarlanan sistemdeki en önemli unsur, performans kriteri değerlendirmesi için kullanılmalıdır. Otomatik kontrol çalışmalarında, tasarlanan kontrolörlerin performansının nicel olarak değerlendirilebilmesinin önemli olduğu vurgulanmış ve bunun için literatürde bazı performans kriterleri önerilmiştir [137]. Bu performans kriterleri, Mutlak Hatanın İntegrali (IAE), Zamanla Çarpılmış Mutlak Hatanın İntegrali (ITAE), Hatanın Karesinin İntegrali (ISE), Zamanla Çarpılmış Hatanın Karesinin İntegrali (ITSE)'dir. Bu performans kriterleri aşağıdaki gibi tanımlanmıştır;

$$IAE = \int_0^t |e_p(t)| dt \quad (5.5)$$

$$ITAE = \int_0^t t |e_p(t)| dt \quad (5.6)$$

$$ISE = \int_0^t e_p^2(t) dt \quad (5.7)$$

$$ITSE = \int_0^t t \cdot e_p^2(t) dt \quad (5.8)$$

Denklemlerde t zamanı, e_p ise hatayı ifade etmektedir. Hata olarak sistem tasarımındaki minimum olması istenen ve en önemli unsur seçilmelidir. Taşıtlar yolcu konfor algısını olumsuz yönde etkileyen en önemli olan unsur ivmeler olduğu için, bu çalışmada hata olarak, taşıt gövdesinin düşey ve açısız ivmesi seçilmiştir. Elde edilen sonuçlar Tablo 5.8'de verilmiştir. Tablo 5.8 incelendiğinde, şu sonuçlar çıkarılabilir;

Sinüzoidal yol girişi durumunda, taşıt gövdesinin düşey ivmesinde;

- IAE kriterine göre, yol ölçümü yapıldığı varsayımı ile dizayn edilen adaptif kontrolör (YOAK), pasif duruma göre %60.22 oranında bir iyileşme sağlarken, yol gözlemleyicisi ile yapılan adaptif kontrolör (YGAK) %60.00 oranında bir iyileşme sağlayabilmiştir.

- ITAE kriterine göre YÖAK %65.15 oranında iyileşme sağlarken, YGAK %64.96 oranında bir iyileşme sunabilmiştir.
- ISE'ye göre ise bu oran, YÖAK durumunda %81.04, YGAK durumunda %80.9'dur.
- ITSE kriterine göre YÖAK %83.93, YGAK ise %83.88 oranında bir iyileşme sunabilmiştir.

Taşıt gövdesinin açılal ivmesinde;

- IAE'ye göre YÖAK %37.17 YGAK ise %37.14 oranında bir iyileşme sağlamıştır.
- ITAE'ye göre YÖAK %38.44, YGAK 38.37 oranında iyileşme sağlamıştır.
- ISE ve ITSE kriterine gelince, YÖAK ve YGAK sırası ile %59.47, %59.45 ve %61.40, %61.36 oranlarında bir iyileşme sunabilmiştir.

Tümsek yol girişinde;

- Yarım taşıt gövdesinin düşey ivmesinde, IAE kriterine göre YÖAK %45.2, YGAK ise %45.08, ITAE kriterine göre, YÖAK ve YGAK kontrolör %56.5, ISE kriterine göre YÖAK %48.8, YGAK %48.5, ITSE kriterine göre YÖAK %56.7, YGAK %56.4 oranında iyileşme sağlamıştır.
- Aracın açılal ivmesinde ise YÖAK sırasıyla IAE, ITAE, ISE ve ITSE kriterlerine göre %42.8, %42.9, %66.1 ve %67.9 oranlarında iyileşme sağlarken, YGAK, %43, %43, %66.2 ve %68 oranlarında iyileşme sunabilmiştir.

Rastgele yol girişinde düşey ivmelere göre ;

- YÖAK, IAE'ye göre %34.2 iyileşme sunarken YGAK, %33.8 oranında bir iyileşme sunabilmiştir.
- ITAE de ise YÖAK %36.4 oranında bir iyileşme sağlarken, YGAK, %36.3 oranında bir iyileşme sağlamıştır.
- ISE kriterine göre YÖAK %55.8 oranında bir iyileşme sağlarken, YGAK %55.6 oranında bir iyileşme sağlamıştır.
- ITSE kriterine göre ise, YÖAK ve YGAK %58.9 olarak aynı oranda bir iyileşme sağlamışlardır.

Rastgele yol girişinde açısız ivmelere göre;

- IAE kriterinde YÖAK %9.9, YGAK %9.5 oranında bir iyileşme sağlamıştır.
- ITAE'ye göre iki kontrolcü de %5.4 olarak aynı oranda bir iyileşme sağlamıştır.
- ISE'ye göre YÖAK %22.3 ve YGAK %21.4 oranında bir iyileşme sağlamıştır.
- ITSE'ye gelince YÖAK %14.7, YGAK ise %14.3 oranında pasif duruma göre daha iyi performans göstermiştir.

Tablo 5.8 Performans kriter değerleri

Sinüzoidal Yol Girişi								
	$\ddot{x}_1$				$\ddot{\theta}$			
	IAE	ITAE	ISE	ITSE	IAE	ITAE	ISE	ITSE
Pasif	3.0305	15.2925	1.6366	8.2936	4.7382	20.9228	4.8679	21.2544
YÖAK	1.2053	5.3280	0.3102	1.3324	2.9769	12.8785	1.9726	8.2026
%	%60.22	%65.15	%81.04	%83.93	%37.17	%38.44	%59.47	%61.40
YGAK	1.2119	5.3582	0.3122	1.3357	2.9783	12.8944	1.9730	8.2118
%	%60.00	%64.96	%80.9	%83.88	%37.14	%38.37	%59.45	%61.36
Tümsek Yol Girişi								
	IAE	ITAE	ISE	ITSE	IAE	ITAE	ISE	ITSE
Pasif	1.0366	2.4714	0.5481	1.1973	0.7005	1.4393	0.3134	0.5841
YÖAK	0.5681	1.0740	0.2802	0.5177	0.4000	0.8213	0.1060	0.1840
%	%45.2	%56.5	%48.8	%56.7	%42.8	%42.9	%66.1	%67.9
YGAK	0.5693	1.0780	0.2820	0.5220	0.3989	0.8172	0.1057	0.1836
%	%45.08	%56.5	%48.5	%56.4	%43	%43	%66.2	%68
Rastgele Yol Girişi								
	IAE	ITAE	ISE	ITSE	IAE	ITAE	ISE	ITSE
Pasif	2.0850	6.7911	1.1199	3.8810	2.7625	8.0702	2.1551	6.1982
YÖAK	1.3716	4.3161	0.4913	1.5919	2.4888	7.6331	1.6726	5.2822
%	%34.2	%36.4	%55.8	%58.9	%9.9	%5.4	%22.3	%14.7
YGAK	1.3788	4.3215	0.4936	1.5937	2.4987	7.6338	1.6928	5.3097
%	%33.8	%36.3	%55.6	%58.9	%9.5	%5.4	%21.4	%14.3

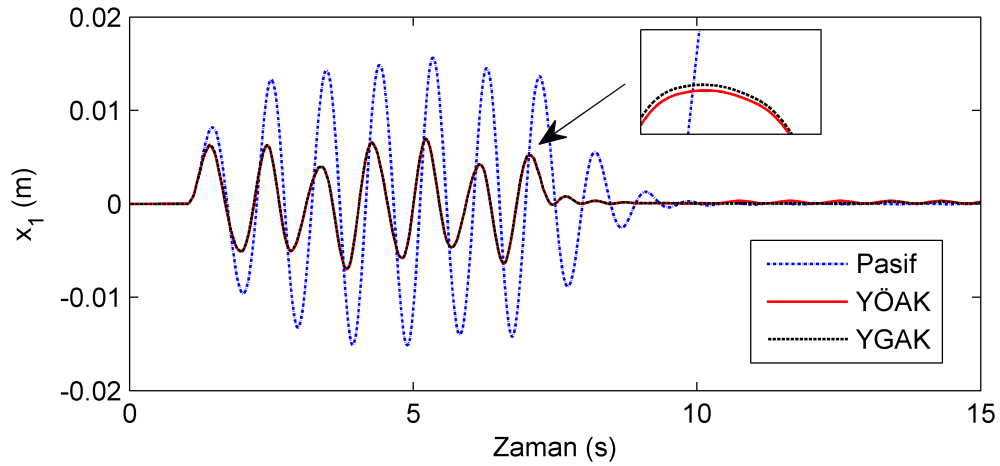
5.4 Kontrol Yönteminin Gürbüzlüğü'nün Araştırılması

Tasarlanan YGAK'ın YÖAK ile çok yakın sonuçlar verebildiği sinüzoidal, tümsek ve rastgele yol girişleri kullanılarak zaman ve frekans alanında elde edilen grafiklerde

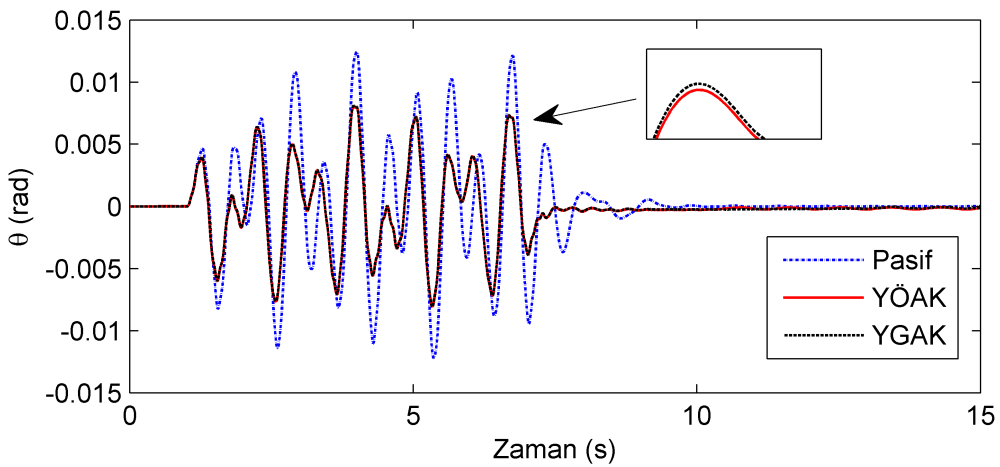
ortaya koyulmuştur. Bu kısımda ise, tasarlanan kontrolörün gürbüzlüğü araştırılmak için, kontrolörün yapısında ve kullanılan katsayılar da herhangi bir değişiklik yapmadan, taşıtın gövde kütlesi %20 oranında arttırılmış ($\bar{m}_1 = 1416 \text{ kg}$) ve sisteme aynı yol girişleri uygulanarak sonuçlar incelenmiştir.

5.4.1 Sinüzoidal Yol Girişi

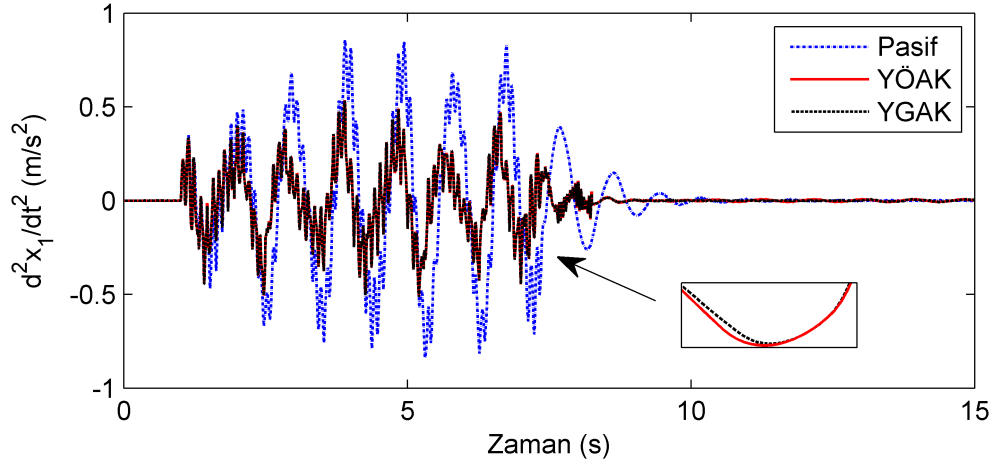
Taşıt gövde kütlesi %20 arttırıldıktan sonra, sisteme sinüzoidal yol girişi uygulanmış ve taşıt gövdesine ait düşey ve açıs al yer değıştirmeler Şekil 5.66 ve Şekil 5.67’de verilmiştir. Düşey ve açıs al ivmeler ise Şekil 5.68 ve Şekil 5.69’da, düşey ve açıs al ivmelere ait PSD cevapları ise Şekil 5.70 ve Şekil 5.71’de verilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde, taşıt gövde kütlesi artmasına rağmen iki kontrolörün de pasif duruma göre cevapları iyileştirebildiğı yorumu yapılabilir.



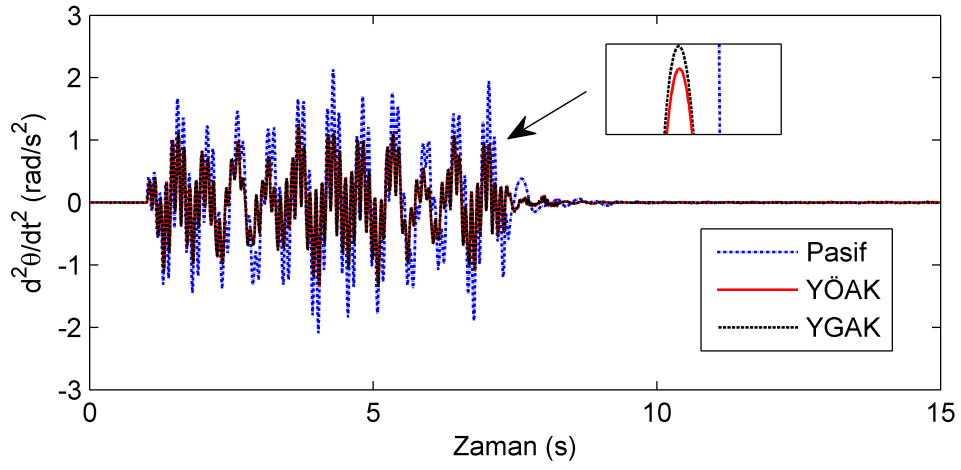
Şekil 5.66 Taşıt gövde kütlesinin %20 arttırılması durumunda taşıt gövdesinin düşey yer değıştirmesi



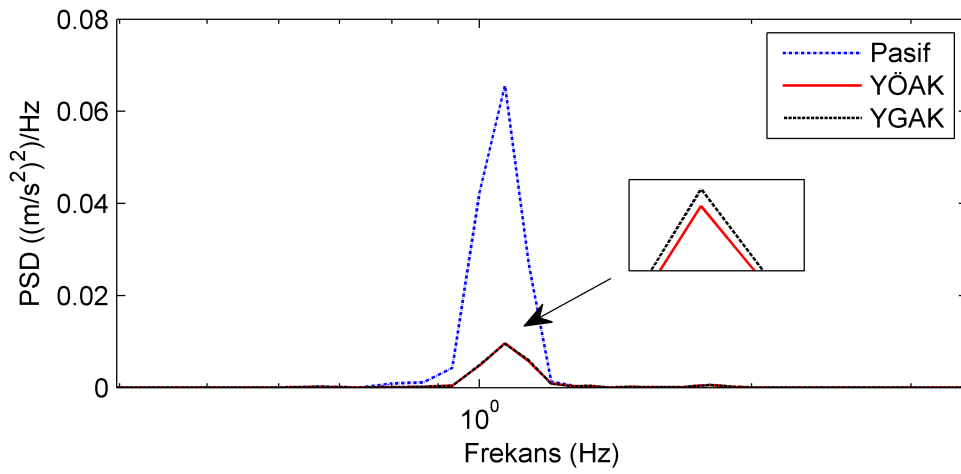
Şekil 5.67 Taşıt gövde kütlesinin %20 arttırılması durumunda taşıt gövdesinin açıs al yer değıştirmesi



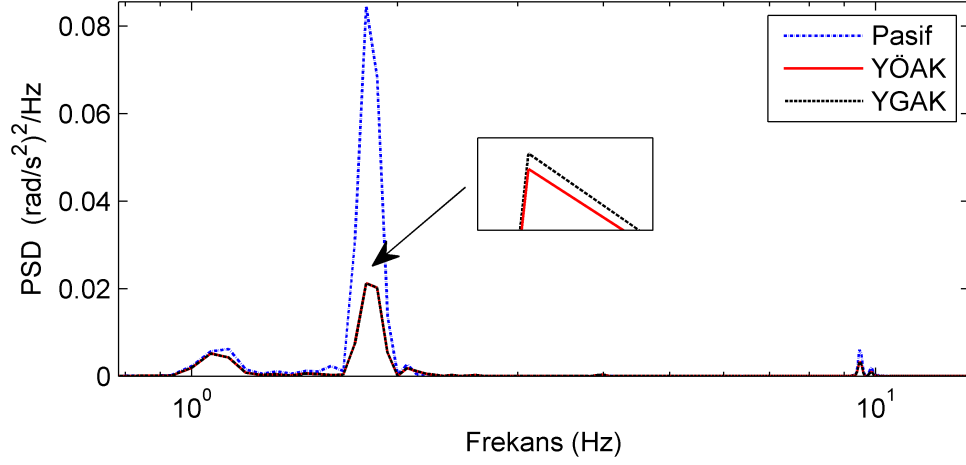
Şekil 5.68 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda taşıt gövdesinin düşey ivmesi



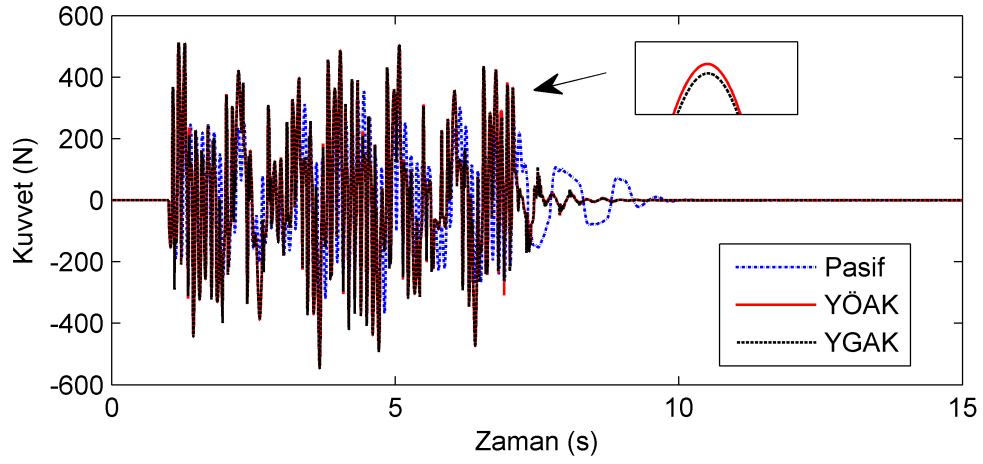
Şekil 5.69 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda taşıt gövdesinin açışal ivmesi



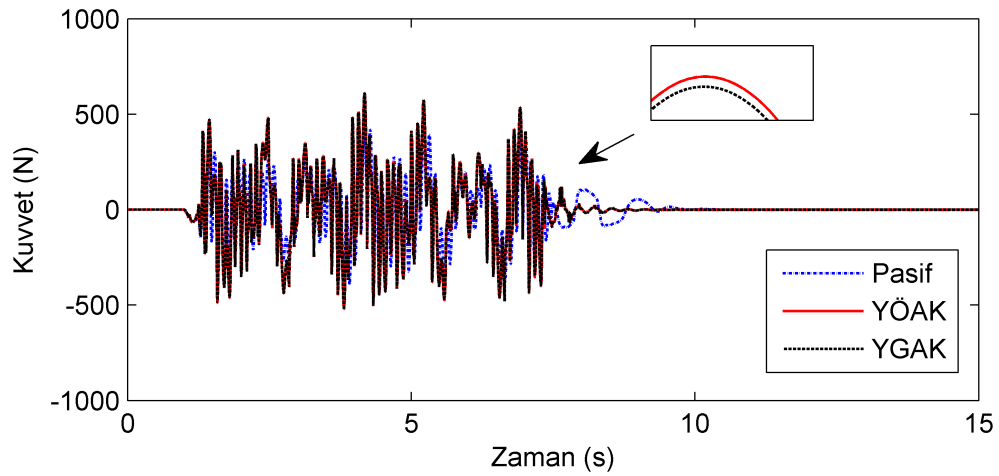
Şekil 5.70 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda taşıt gövdesinin düşey ivmesinin PSD cevabı



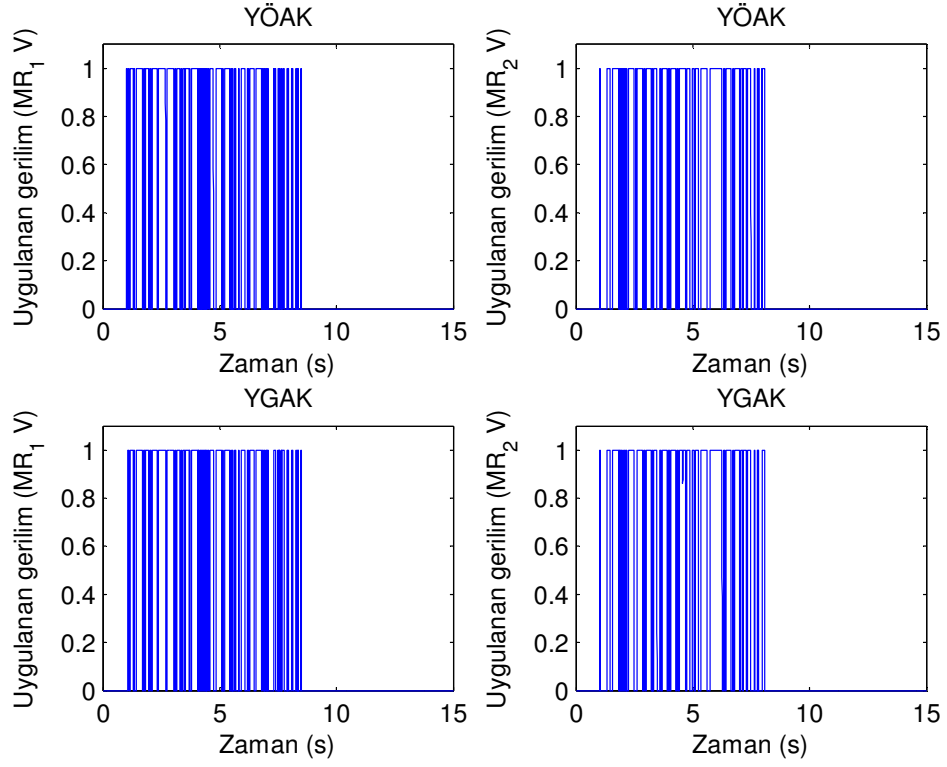
Şekil 5.71 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda taşıt gövdesinin açısai ivmesinin PSD cevabı



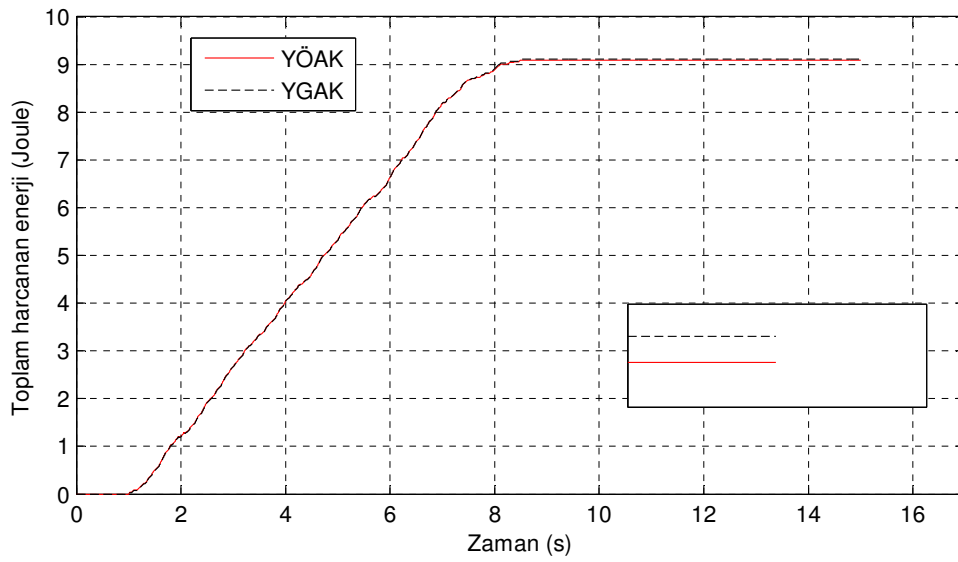
Şekil 5.72 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda ön süspansiyona ait MR damper kuvveti



Şekil 5.73 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda arka süspansiyona ait MR damper kuvveti

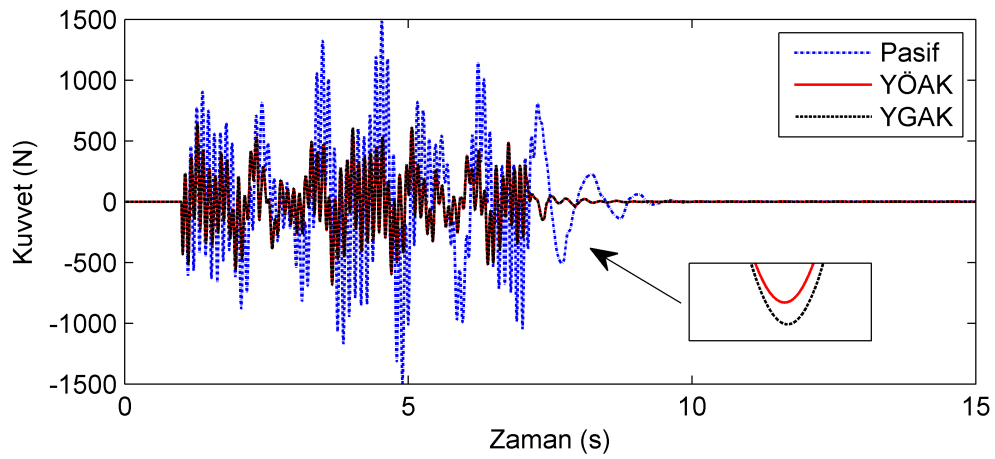


Şekil 5.74 Taşıt gövde kütlesinin %20 arttırılması durumunda sinüzoidal yol girişinde MR damperlere uygulanan gerilim

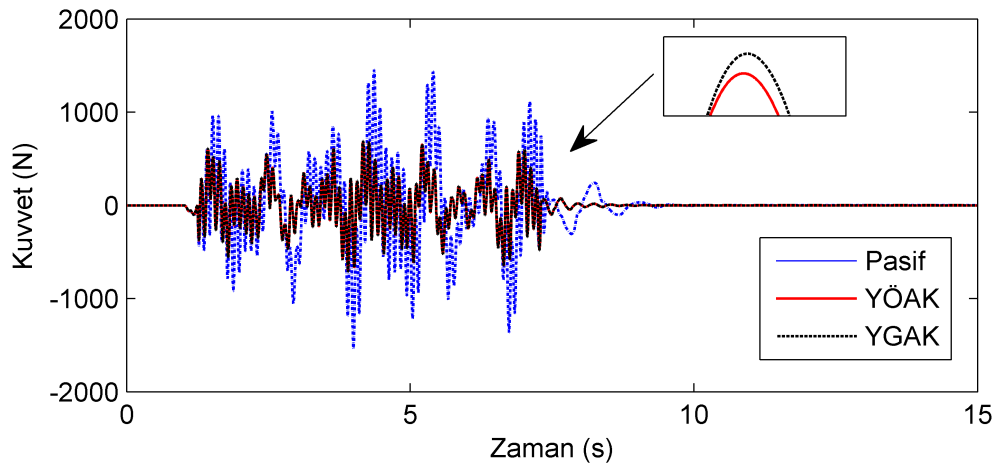


Şekil 5.75 Taşıt gövde kütlesinin %20 arttırılması durumunda sinüzoidal yol girişinde harcanan enerji miktarı

Sırasıyla ön ve arka süspansiyona ait MR damper sönüm kuvvetleri Şekil 5.72 ve Şekil 5.73'te verilmiştir. MR damperlere kontrolörler tarafından uygulanan gerilimler Şekil 5.74'te, deney sırasında toplam harcanan enerji ise Şekil 5.75'te verilmiştir. Taşıtın yol tutuşunu incelemek amacıyla dinamik tekerlek yükleri ise Şekil 5.76 ve Şekil 5.77'de verilmiştir. Şekil 5.76 ve Şekil 5.77 incelendiğinde, oluşan kuvvet piklerinin pasif durumda oluşan piklerden daha düşük olduğu görülmektedir. Dolayısıyla, iki kontrol yönteminin de yol tutuşuna olumsuz bir etki yapmadığı yorumu yapılabilir.



Şekil 5.76 Taşıt gövde kütlesinin %20 arttırılması durumunda sinüzoidal yol girişinde ön tekerleğe ait dinamik tekerlek yükü



Şekil 5.77 Taşıt gövde kütlesinin %20 arttırılması durumunda sinüzoidal yol girişinde arka tekerleğe ait dinamik tekerlek yükü

Sonuçları sayısal olarak incelemek için, taşıt gövde kütlesinin %20 oranında arttırılması durumunda elde edilen RMS ortalamaları ile normal kütle durumunda elde edilen RMS ortalamalarının karşılaştırılması Tablo 5.9'da verilmiştir. Tablo 5.9 incelendiğinde, taşıt kütlesinin %20 oranında artması durumunda da tasarlanan kontrol yöntemleri pasif duruma göre titreşimleri başarılı bir şekilde bastırmış

Tablo 5.9 Sinüzoidal yol girişinde taşıt kütleinin %20 artması durumundaki RMS ortalamalarının normal kütle RMS ortalamaları ile karşılaştırılması

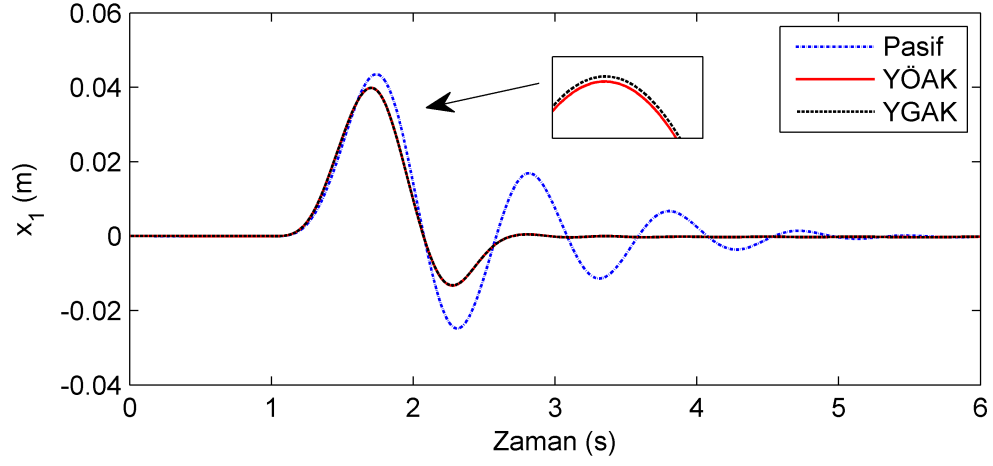
$\bar{m}_1 = 1416 \text{ kg}$				
	x_1	$\ddot{x}_1$	θ	$\ddot{\theta}$
Pasif	0.0064	0.2844	0.0040	0.5423
YÖAK	0.0026	0.1343	0.0026	0.3451
%	%59.37	%52.7	%35	%36.3
YGAK	0.0026	0.1352	0.0026	0.3455
%	%59.37	%52.4	%35	%36.2
$m_1 = 1180 \text{ kg}$				
	x_1	$\ddot{x}_1$	θ	$\ddot{\theta}$
Pasif	0.0071	0.3303	0.0040	0.5697
YÖAK	0.0026	0.1438	0.0026	0.3626
%	%63.38	%56.46	%35	%36.35
YGAK	0.0027	0.1443	0.0026	0.3628
%	%61.97	%56.31	%35	%36.31

ve birbirlerine yakın sonuçlar vermiştir. Taşıt kütleinin artmasının cevaplara etkisini daha iyi anlamak için, pasif ve kontrolörlü durumların kendi aralarında değerlendirilmesi faydalı olabilir. Bu amaçla, pasif ve YGAK'da normal kütle ve kütleinin arttırılması durumunda elde edilen RMS sonuçları kullanılabilir. Tablo 5.9'a göre, taşıtın gövde kütleinin %20 arttırılmasının şu etkileri olmuştur;

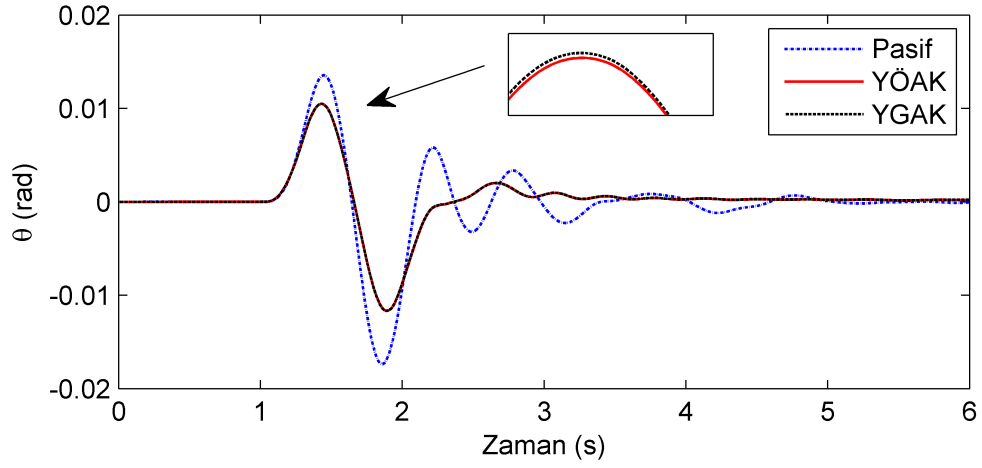
- Taşıtın düşey yer değiştirmesinde pasif durumda yer değiştirme %9.8 azalırken, kontrolörlü durumda yer değiştirme %3.7 oranında azalmıştır.
- Taşıtın düşey ivmesinde pasif durumda ivme %13.9 azalırken, kontrolörlü durumda ivme %6.3 oranında azalmıştır.
- Taşıtın açısal yer değiştirmesinde herhangi bir değişiklik olmamıştır.
- Taşıtın düşey ivmesinde pasif durumda ivme %4.8 azalırken, kontrolörlü durumda ivme %4.7 oranında azalmıştır.

5.4.2 Tümsek Yol Girişi

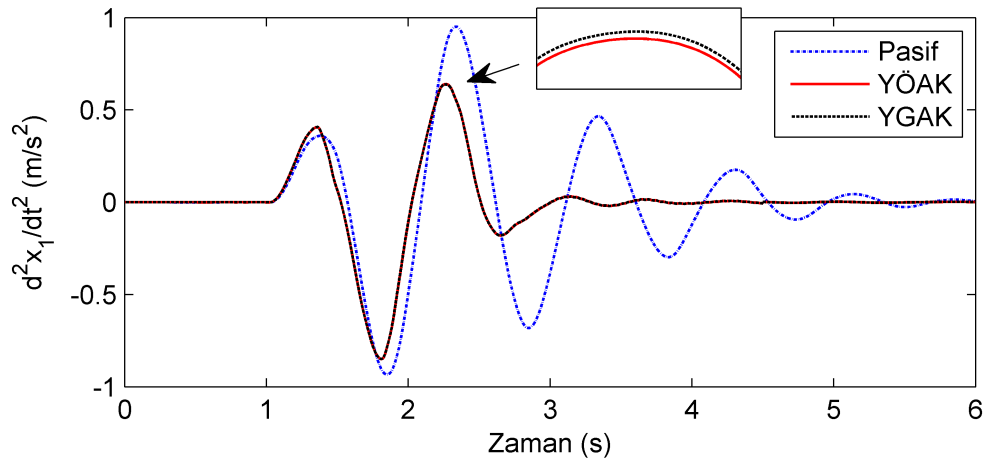
Taşıt kütleisi %20 artırılarak SÇD yöntemi ile tümsek yol girişi için de deneyler tekrarlanmıştır. Sinüzoidal yol girişinde olduğu gibi, taşıt gövdesine ait düşey ve açısal yer değiştirmeler, düşey ve açısal ivmeler, PSD cevapları, kontrolör gerilimleri, toplam harcanan enerji ve dinamik tekerlek yükleri Şekil 5.78 ve Şekil 5.89 arasında incelenmiştir. RMS tablosu ise Tablo 5.10'da verilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde, iki kontrol yönteminin de pasif duruma göre başarılı ve birbirine yakın sonuçlar verdiği görülmüştür.



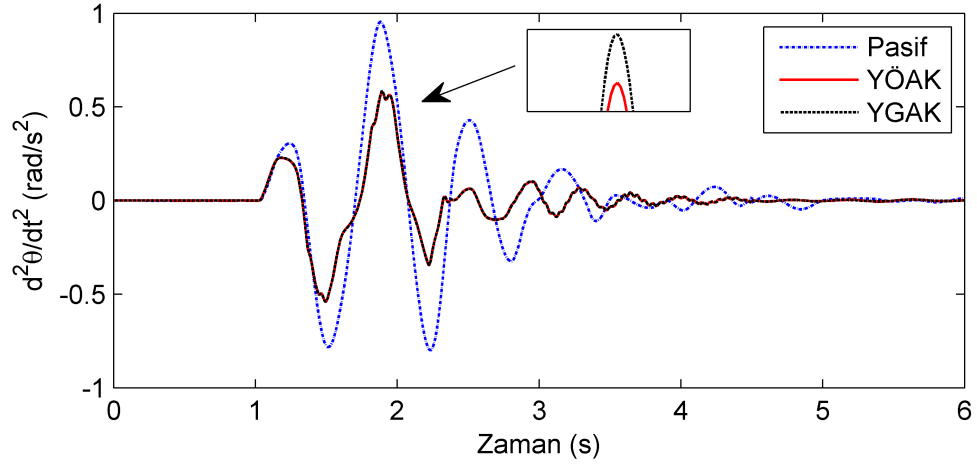
Şekil 5.78 Taşıt gövde kütlesinin %20 arttırılması durumunda taşıt gövdesinin düşey yer değiştirmesi



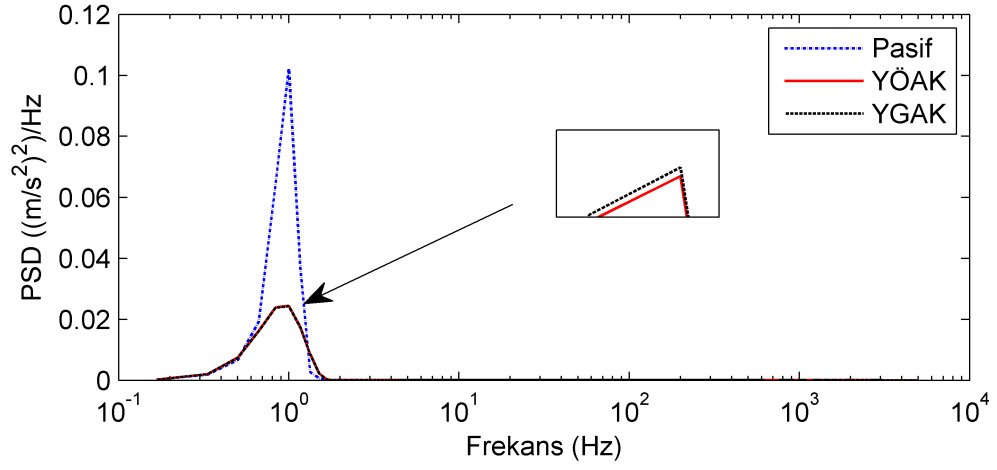
Şekil 5.79 Taşıt gövde kütlesinin %20 arttırılması durumunda taşıt gövdesinin açılal yer değiştirmesi



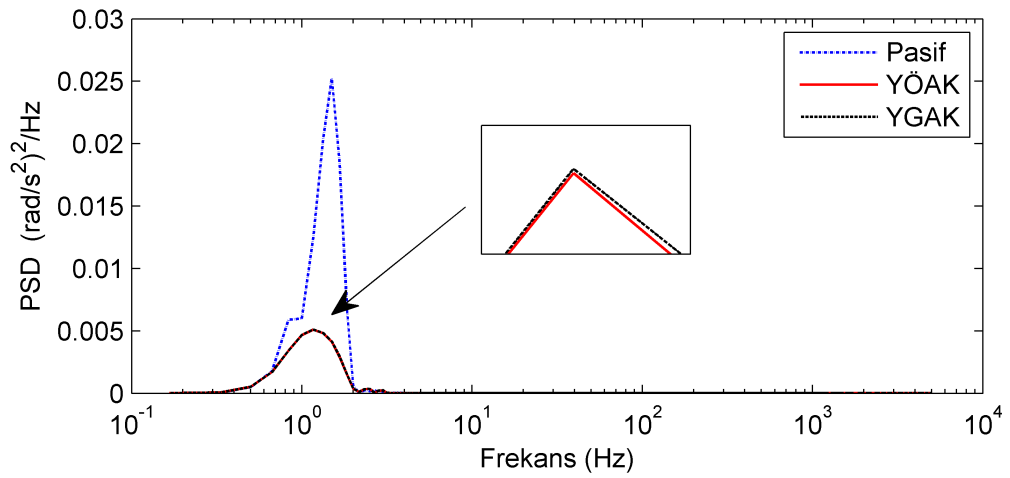
Şekil 5.80 Taşıt gövde kütlesinin %20 arttırılması durumunda taşıt gövdesinin düşey ivmesi



Şekil 5.81 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda taşıt gövdesinin açısai ivmesi



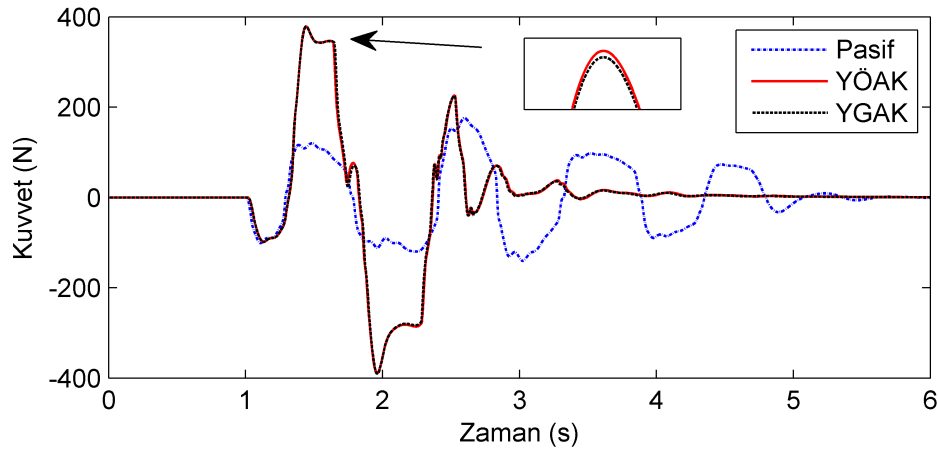
Şekil 5.82 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda taşıt gövdesinin düşey ivmesinin PSD cevabı



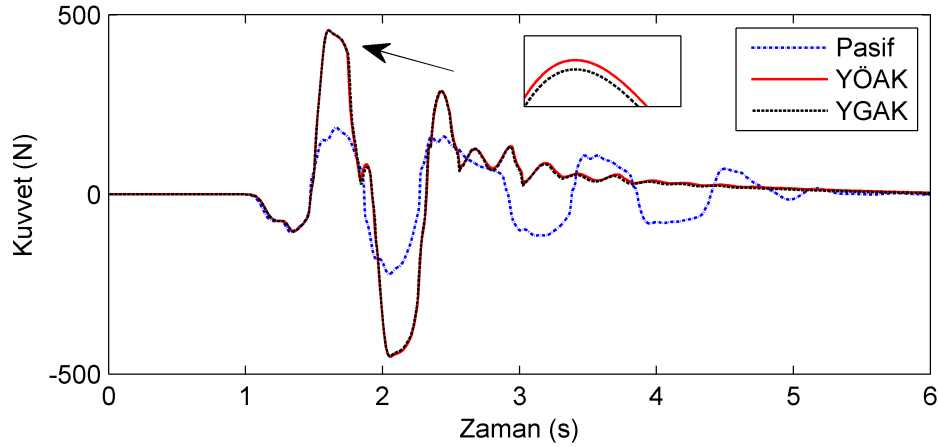
Şekil 5.83 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda taşıt gövdesinin açısai ivmesinin PSD cevabı

Tablo 5.10 Tümsek yol girişinde taşıt kütlelerinin %20 artması durumunda RMS ortalamalarının normal kütle RMS ortalamaları ile karşılaştırılması

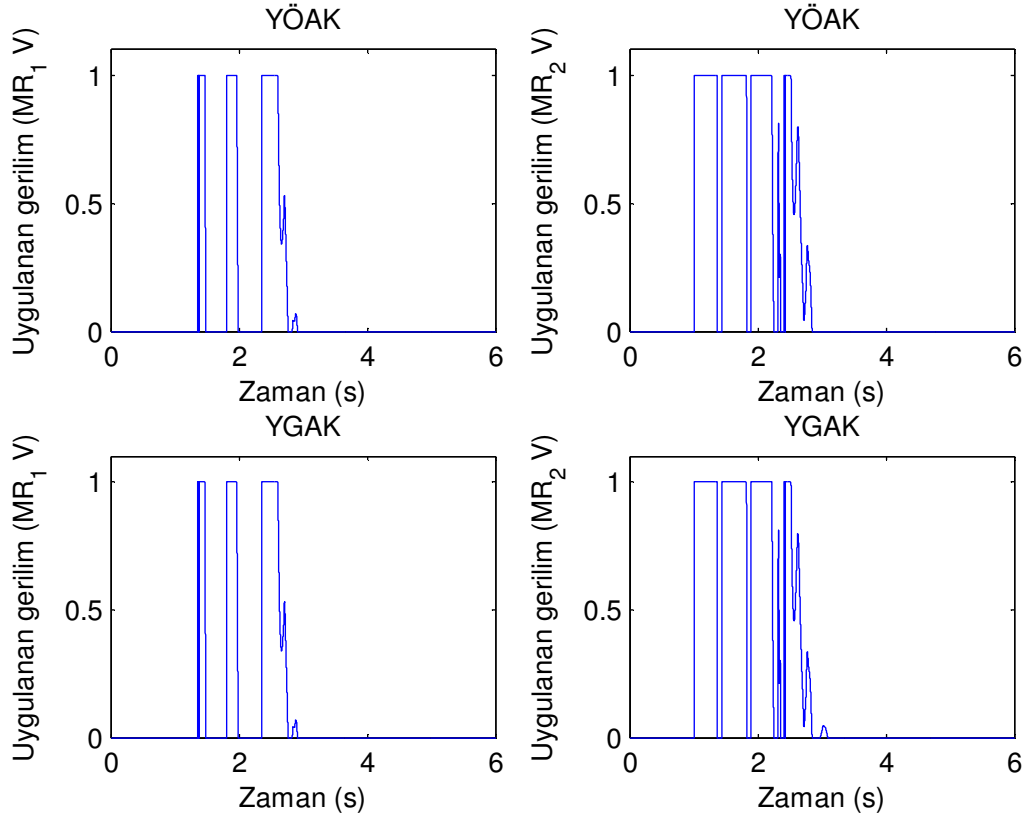
$\bar{m}_1 = 1416 \text{ kg}$				
	x_1	$\ddot{x}_1$	θ	$\ddot{\theta}$
Pasif	0.0126	0.3321	0.0044	0.2633
YÖAK	0.0102	0.2189	0.0032	0.1416
%	%19	%34	%27.2	%46.22
YGAK	0.0103	0.2193	0.0032	0.1420
%	%18.2	%33.9	%27.2	%46
$m_1 = 1180 \text{ kg}$				
	x_1	$\ddot{x}_1$	θ	$\ddot{\theta}$
Pasif	0.0114	0.3022	0.0040	0.2286
YÖAK	0.0097	0.2161	0.0031	0.1329
%	%14.9	%28.5	%22.5	%41.8
YGAK	0.0097	0.2168	0.0031	0.1331
%	%14.9	%28.2	%22.5	%41.7



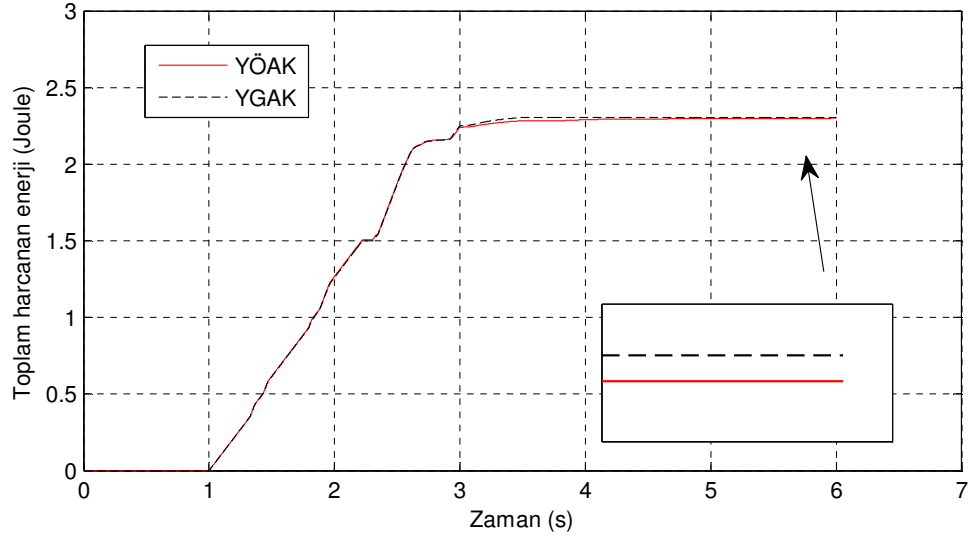
Şekil 5.84 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda ön süspansiyona ait MR damper kuvveti



Şekil 5.85 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda arka süspansiyona ait MR damper kuvveti



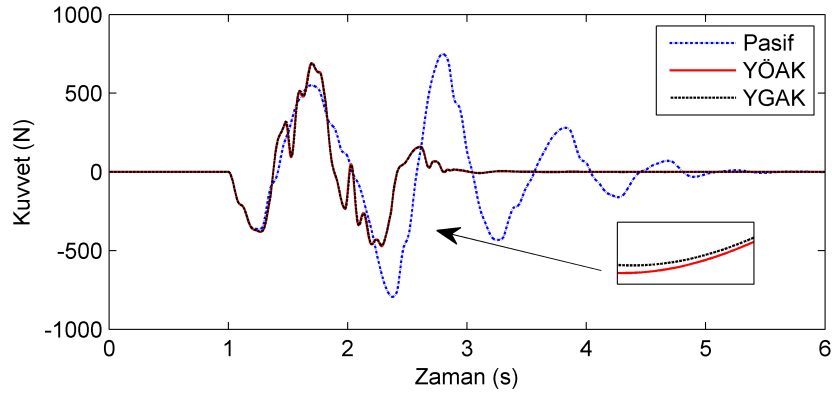
Şekil 5.86 Taşıt gövde kütleinin %20 arttırılması durumunda tümsek yol girişinde MR damperlere uygulanan gerilim



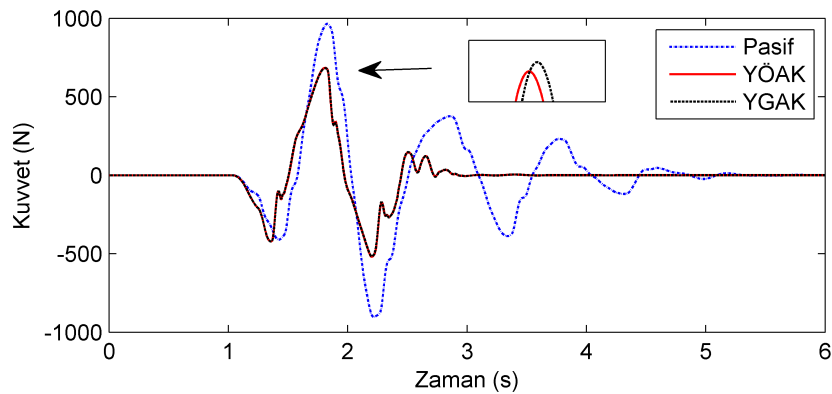
Şekil 5.87 Taşıt gövde kütleinin %20 arttırılması durumunda tümsek yol girişinde harcanan enerji miktarı

Sinüzoidal yol girişinde olduğu gibi, tümsek yol girişinde de YGAK durumunda elde edilen normal kütle ve kütlenin %20 oranında arttırılması durumlarındaki RMS ortalamaları Tablo 5.10'da karşılaştırılmıştır. Tablo 5.10 incelendiğinde taşıt gövde kütlesinin %20 oranında arttırılmasının sonuçlara aşağıdaki etkileri olmuştur;

- Taşıtın düşey yer değiştirmesinde pasif durumda yer değiştirme %10.5 artarken, kontrolörlü durumda yer değiştirme %6.1 oranında artmıştır.
- Taşıtın düşey ivmesinde pasif durumda ivme %9.8 artarken, kontrolörlü durumda ivme %1.1 oranında artmıştır.
- Taşıtın açisal yer değiştirmesinde pasif durumda yer değiştirme %10 artarken, kontrolörlü durumda yer değiştirme %3.2 oranında artmıştır.
- Taşıtın düşey ivmesinde pasif durumda ivme %15.17 artarken, kontrolörlü durumda ivme %6.68 oranında artmıştır.



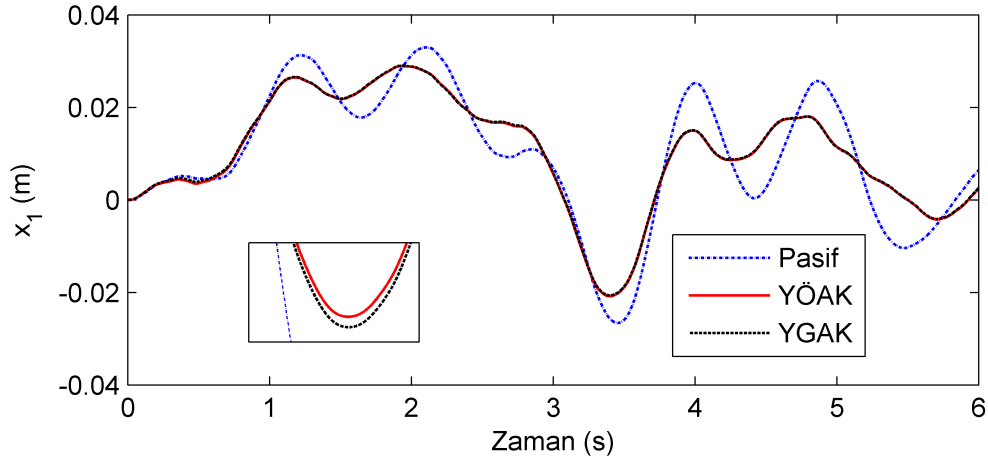
Şekil 5.88 Taşıt gövde kütlesinin %20 arttırılması durumunda tümsek yol girişinde ön tekerleğe ait dinamik tekerlek yükü



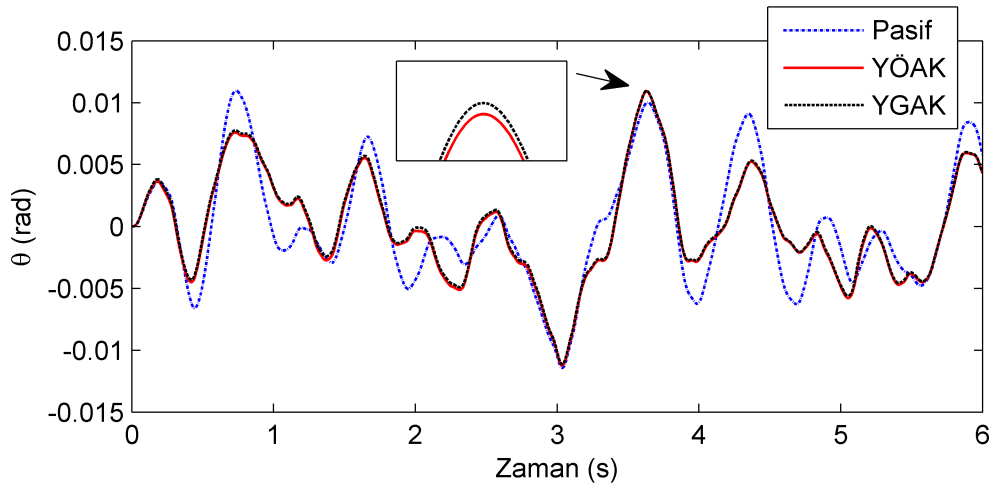
Şekil 5.89 Taşıt gövde kütlesinin %20 arttırılması durumunda tümsek yol girişinde arka tekerleğe ait dinamik tekerlek yükü

5.4.3 Rastgele Yol Girişi

Sisteme rastgele girişi uygulanması durumunda elde edilen sonuçlar Şekil 5.90 ve Şekil 5.101 arasında verilmiştir. Rastgele yol girişi durumunda elde edilen RMS ortalamaları ise Tablo 5.11’de verilmiştir. Sinüzoidal ve tümsek yol girişinde olduğu gibi iki kontrolörde, taşıt kütlesi artmasına rağmen pasif duruma göre başarılı sonuçlar verilmiştir.



Şekil 5.90 Taşıt gövde kütlesinin %20 arttırılması durumunda taşıt gövdesinin düşey yer değiştirmesi

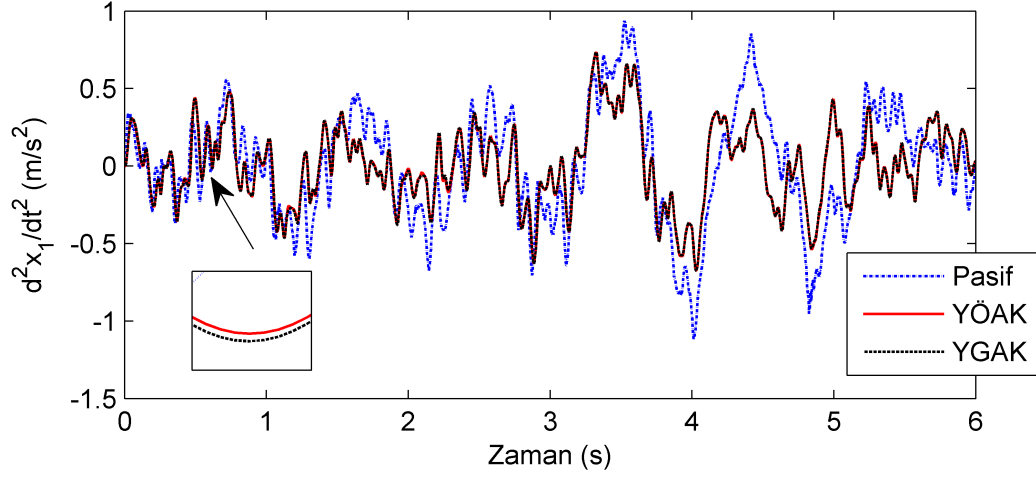


Şekil 5.91 Taşıt gövde kütlesinin %20 arttırılması durumunda taşıt gövdesinin açısıl yer değiştirmesi

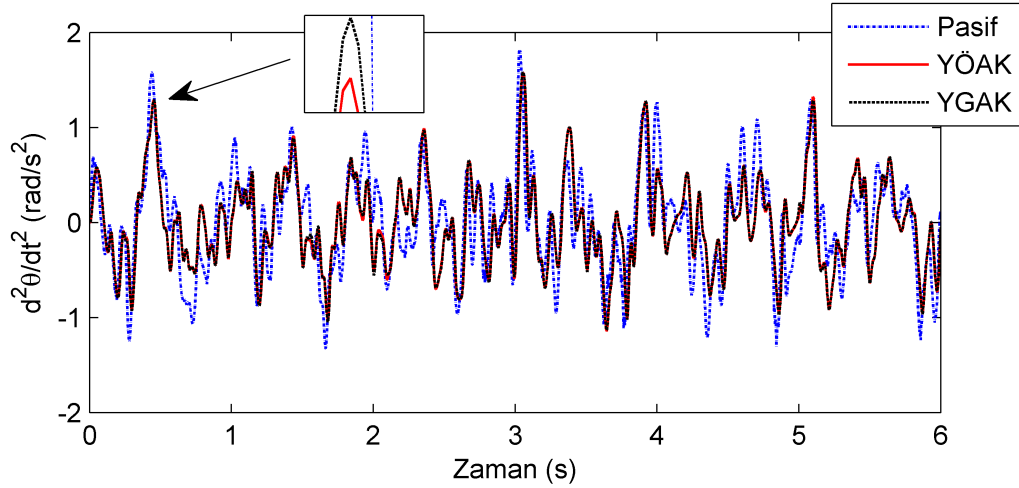
Tablo 5.11 kullanılarak, rastgele yol girişinde taşıt kütlesinin arttırılmasının etkileri aşağıdaki gibi sırlanabilir;

- Taşıtın düşey yer değiştirmesinde pasif durumda yer değiştirme %0.5 artarken, kontrolörlü durumda yer değiştirme %1.27 oranında artmıştır.

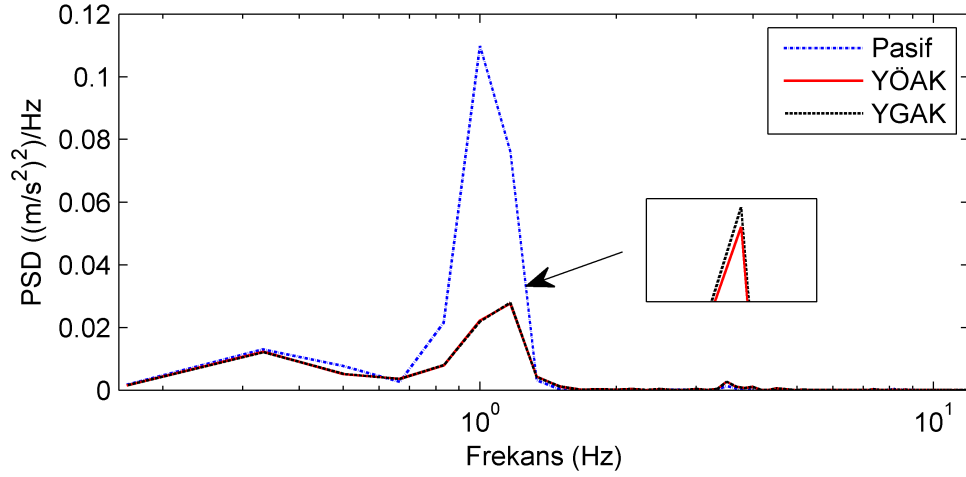
- Taşıtın düşey ivmesinde pasif durumda ivme %14.1 azalırken, kontrolörlü durumda ivme %10.7 oranında azalmıştır.
- Taşıtın açisal yer değiştirmesinde pasif durumda yer değiştirme %2.1 artarken, kontrolörlü durumda yer değiştirme %2.3 oranında azalmıştır.
- Taşıtın düşey ivmesinde pasif durumda ivme %10.57 azalırken, kontrolörlü durumda ivme %11.8 oranında azalmıştır.



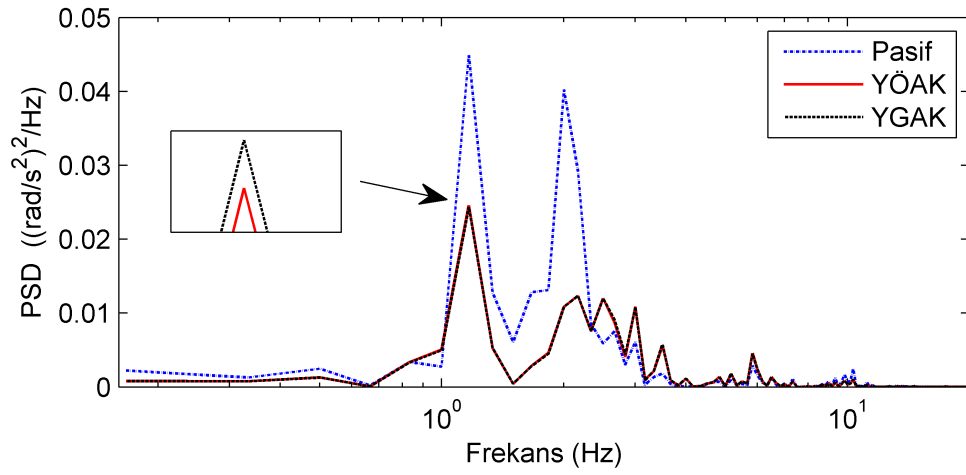
Şekil 5.92 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda taşıt gövdesinin düşey ivmesi



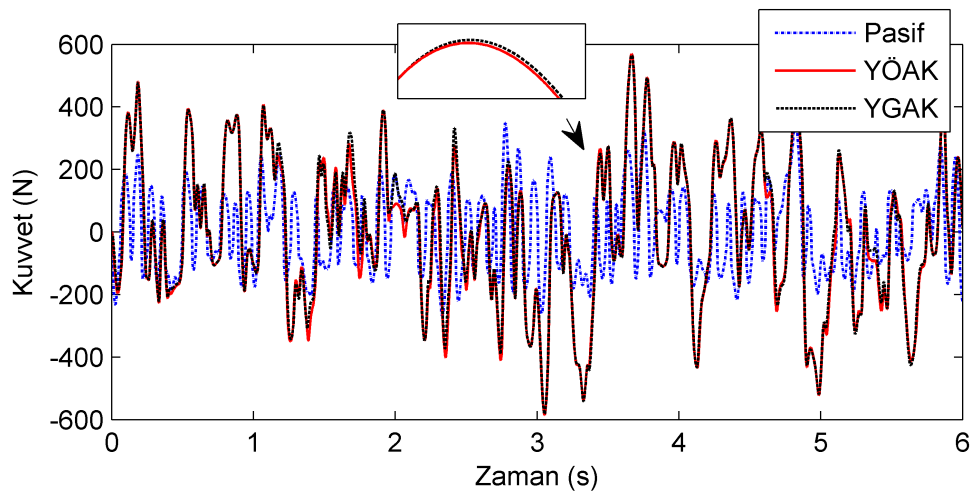
Şekil 5.93 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda taşıt gövdesinin açisal ivmesi



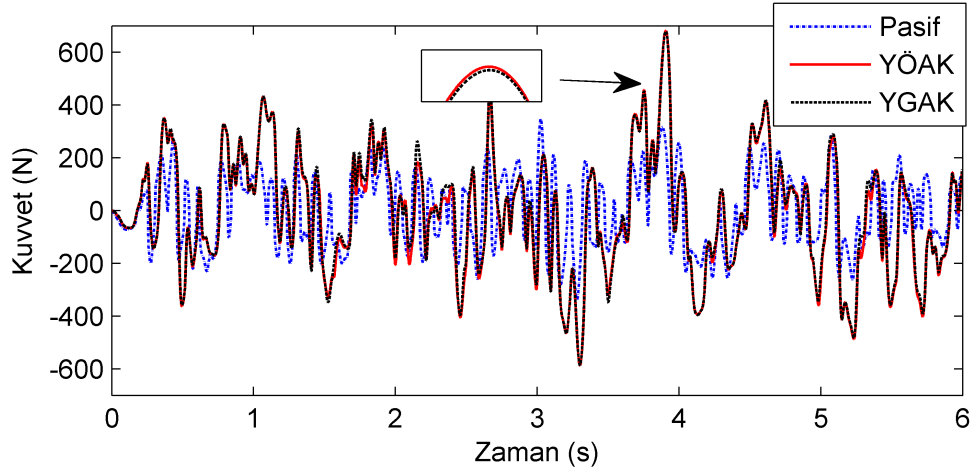
Şekil 5.94 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda taşıt gövdesinin düşey ivmesinin PSD cevabı



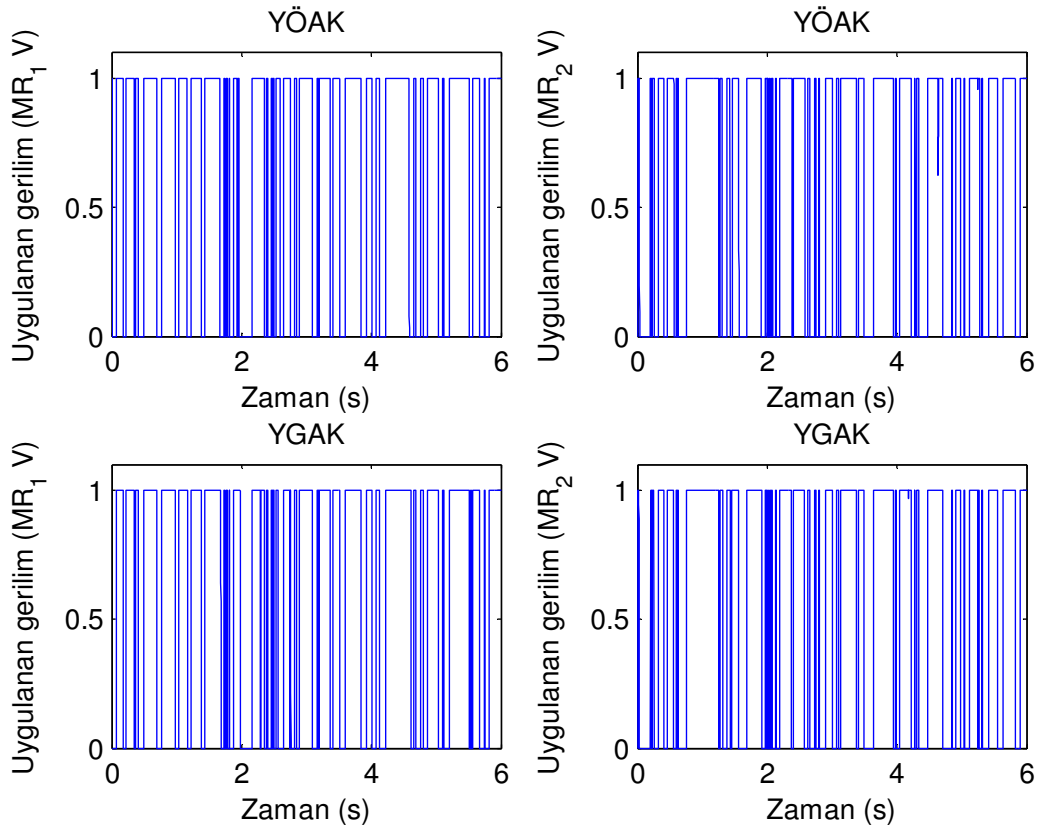
Şekil 5.95 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda taşıt gövdesinin açısai ivmesinin PSD cevabı



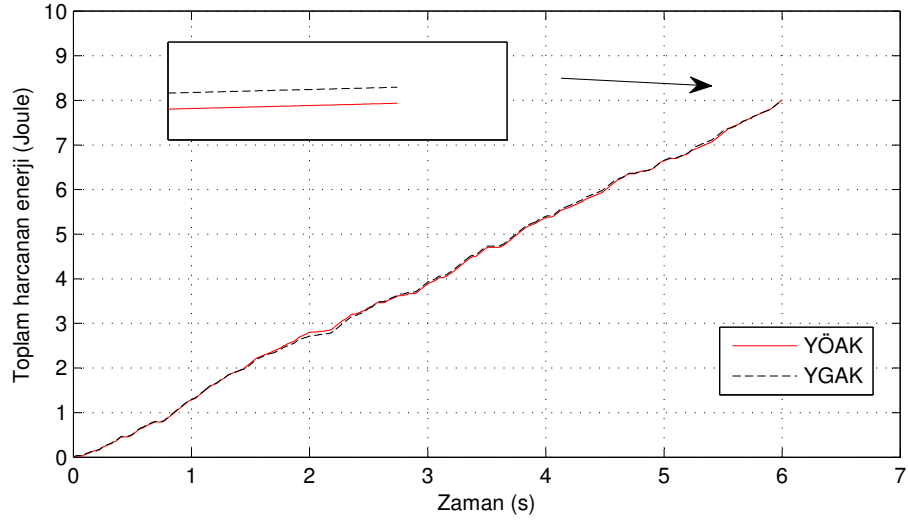
Şekil 5.96 Taşıt gövde kütlelerinin %20 arttırılması durumunda ön süspansiyona ait MR damper kuvveti



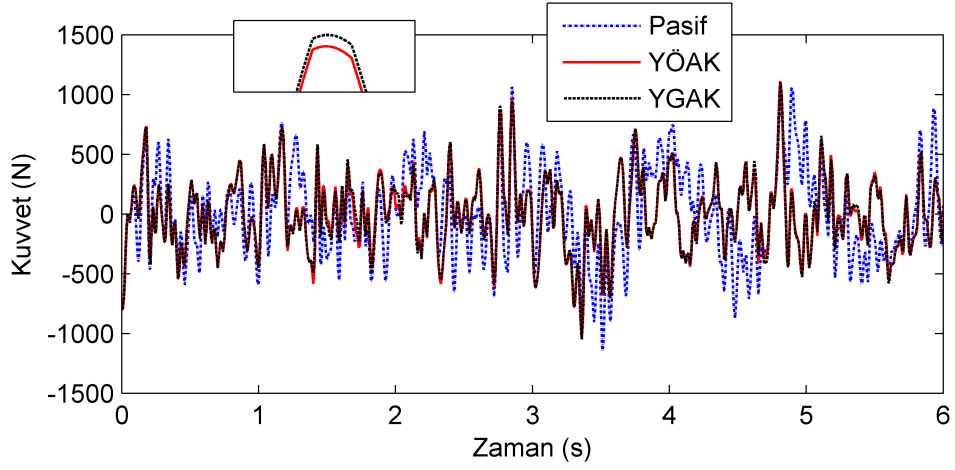
Şekil 5.97 Taşıt gövde kütlesinin %20 arttırılması durumunda arka süspansiyona ait MR damper kuvveti



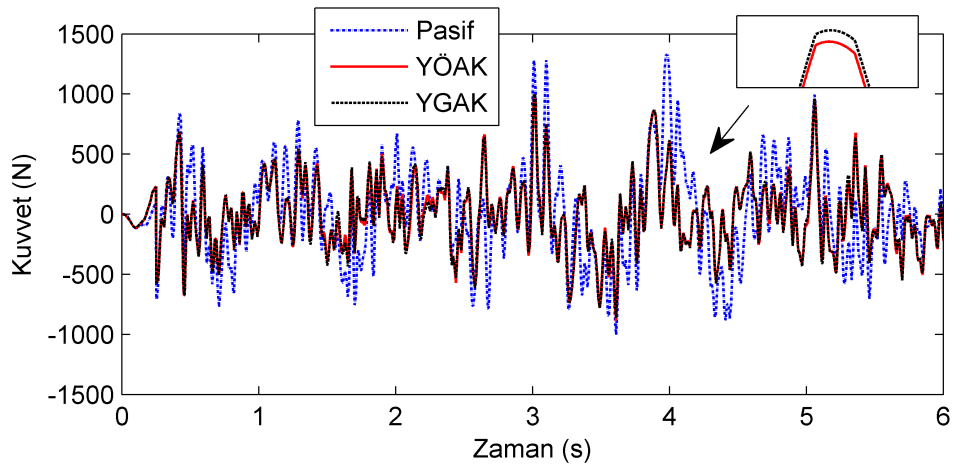
Şekil 5.98 Taşıt gövde kütlesinin %20 arttırılması durumunda rastgele yol girişinde MR damperlere uygulanan gerilim



Şekil 5.99 Taşıt gövde kütlesinin %20 arttırılması durumunda rastgele yol girişinde harcanan enerji miktarı



Şekil 5.100 Taşıt gövde kütlesinin %20 arttırılması durumunda rastgele yol girişinde ön tekerleğe ait dinamik tekerlek yükü



Şekil 5.101 Taşıt gövde kütlesinin %20 arttırılması durumunda rastgele yol girişinde arka tekerleğe ait dinamik tekerlek yükü

Ayrıca, tüm yol girişleri için performans kriter değerleri Tablo 5.12’de verilmiştir. Tablo 5.12 incelendiğinde, iki kontrolörün de pasif duruma göre %80’lere varan performans artışı sağladığı görülmüştür. Taşıt kütlelerinin artmasının cevaplara etkisini daha iyi anlamak için, daha önce Tablo 5.8’de normal kütle için verilen performans kriterleri Tablo 5.12 ile YGAK durumu için karşılaştırılsa aşağıdaki yorumlar yapılabilir;

- Sinüzoidal yol girişinde normal taşıt kütlelerinde %83’e varan performans iyileşmesi mevcutken, taşıt kütlesi %20 oranında arttırıldığında %80’e varan performans iyileşmesi görülmektedir.
- Tümsek yol girişinde normal taşıt kütlelerinde %68’e varan performans iyileşmesi mevcutken, taşıt kütlesi %20 oranında arttırıldığında bu oran %73 olarak gerçekleşmektedir.
- Rastgele yol girişine gelince, normal taşıt kütlelerinde %58’e varan performans iyileşmesi mevcutken, taşıt kütlesi %20 oranında arttırıldığında %55’e varan performans iyileşmesi gerçekleşmiştir.

Tablo 5.11 Rastgele yol girişinde taşıt kütlelerinin %20 artması durumunda RMS ortalamalarının normal kütle RMS ortalamaları ile karşılaştırılması

$\bar{m}_1 = 1416 \text{ kg}$				
	x_1	$\ddot{x}_1$	θ	$\ddot{\theta}$
Pasif	0.0174	0.3709	0.0048	0.5359
YÖAK	0.0158	0.2555	0.0042	0.4670
%	%9.1	%31.1	%12.5	%12.8
YGAK	0.0159	0.2560	0.0042	0.4680
%	%8.6	%30.9	%12.5	%12.6
$m_1 = 1180 \text{ kg}$				
	x_1	$\ddot{x}_1$	θ	$\ddot{\theta}$
Pasif	0.0173	0.4320	0.0047	0.5993
YÖAK	0.0153	0.2861	0.0043	0.5280
%	%11.5	%33.7	%8.5	%11.8
YGAK	0.0157	0.2868	0.0043	0.5312
%	%9.2	%33.5	%8.5	%11.3

Tablo 5.12 Taşıt kütlelerinin %20 artması durumunda performans kriter değerleri

Sinüzoidal Yol Girişi								
	$\ddot{x}_1$				$\ddot{\theta}$			
	IAE	ITAE	ISE	ITSE	IAE	ITAE	ISE	ITSE
Pasif	2.6175	12.9821	1.2134	5.9230	4.4758	19.9373	4.4119	19.4902
YÖAK	1.1480	5.2293	0.2707	1.1749	2.8136	12.0940	1.7861	7.5085
%	%56.14	%59.71	%77.69	%80.16	%37.13	%39.33	%59.51	%61.47
YGAK	1.1498	5.2475	0.2728	1.1798	2.8153	12.1111	1.7875	7.5098
%	%56.07	%59.57	%77.51	%80.08	%37.09	%39.25	%59.48	%61.46
Tümsek Yol Girişi								
	IAE	ITAE	ISE	ITSE	IAE	ITAE	ISE	ITSE
Pasif	1.2473	3.2541	0.6619	1.5671	0.8273	1.7884	0.4178	0.8123
YÖAK	0.6025	1.1929	0.2855	0.5493	0.3983	0.7912	0.1202	0.2120
%	%61.69	%63.34	%56.86	%64.94	%51.85	%55.75	%71.23	%73.93
YGAK	0.6030	1.1935	0.2868	0.5499	0.3990	0.7918	0.1209	0.2132
%	%51.65	%63.32	%56.67	%64.90	%51.77	%55.72	%71.06	%73.75
Rastgele Yol Girişi								
	IAE	ITAE	ISE	ITSE	IAE	ITAE	ISE	ITSE
Pasif	1.7827	5.8129	0.8256	2.8717	2.5663	7.5972	1.7463	5.1317
YÖAK	1.2184	3.8420	0.3919	1.2777	2.2149	6.6700	1.3087	3.9885
%	%31.65	%33.90	%52.53	%55.5	%13.69	%12.20	%25.05	%22.27
YGAK	1.2211	3.8470	0.3923	1.2781	2.2213	6.6844	1.3146	4.0039
%	%31.44	%33.81	%52.48	%55.49	%13.44	%12.01	%24.72	%22.05

6 Sonuç ve Öneriler

Bu tez çalışmasında, seyir halinde taşıtlarda oluşan düşey titreşimlerin, MR damperli yarı aktif bir süspansiyon yardımıyla bastırılma performansları incelenmiştir. MR damper, sönüm kuvveti uygulanan gerilime bağlı olarak değişebilen bir akıllı malzemedir. Dolayısıyla, MR damperli bir süspansiyonun seyir halinde, taşıtta oluşan yol kaynaklı titreşimleri etkin bir şekilde bastırılabilmesi için, uygun MR damper gerilimini belirleyecek bir kontrolör tasarımı yapılmıştır. MR damperin doğrusal olmayan histeresiz karaktere sahip akıllı bir malzeme olduğu göz önünde bulundurularak, kontrolör olarak, doğrusal olmayan adaptif kontrol yöntemi tercih edilmiştir.

Taşıt titreşimlerinin incelenmesi için öncelikle, taşıta ait bir modelin kurulması gerekir. Taşıta ait düşey titreşimlerin incelenmesinde genelde çeyrek, yarım veya tam taşıt modeli kullanılır. Bu modellerden çeyrek taşıt modeli en basit, tam taşıt modeli ise gerçeğe en yakın ve en karmaşık olan modeldir. Bu modeller sisteme ait diferansiyel denklemlerden oluşan matematiksel modeller olabileceği gibi, laboratuvar ortamında oluşturulan deneysel sistemler de olabilir. Çeyrek taşıt modelinde açısal hareketler yoktur, taşıta ait tek bir süspansiyon incelenir. Çeyrek taşıt modelinin boyutları göz önüne alındığında laboratuvar ortamında fiziksel olarak kurulmasının yarım ve tam taşıt modeline göre daha kolay olduğu söylenebilir. Fakat, sisteme ait en gerçekçi sonuçlar, deneysel çalışmalar ile elde edilebilir. Bu yüzden bu tez çalışmasında, yarım taşıt modelinin titreşimlerinin deneysel olarak incelenmesinde son yıllarda araştırmacılar tarafından önerilen;

- Saf simülasyonlara göre daha gerçekçi sonuçlar sunabilen,
- Simülasyon çevriminde, özellikle doğrusal olmayan elemanların deneysel olarak laboratuvar ortamında kurularak kullanıldığı,
- Deneysel sistemden alınan ölçümlerin anlık olarak simülasyona beslendiği,

SÇD olarak isimlendirilen yöntem kullanılarak deneysel olarak incelenmiştir. Bu yöntemle, yarım taşıt modeli deneysel olarak incelenerek daha gerçekçi sonuçlar elde edilirken, tam bir yarım taşıt modelinin fiziksel olarak laboratuvar ortamında oluşturulmasındaki zaman ve maliyet açısından oluşabilecek zorlukların da üstesinden gelinmiştir.

SÇD yöntemi ile yarım taşıt modelinin titreşimlerinin incelenmesi için, taşıt yolda seyir halinde iken süspansiyonlarında oluşan rölatif yer değiştirmeyi deneysel olarak gerçekleştirebilecek deneysel bir sistem kullanılmıştır. Bu amaçla servo motor tahrikli iki adet lineer kızak mekanizması kurulmuştur. Lineer kızak mekanizmalarına MR damperler monte edilerek yoldan gelen bozucu etkiye karşı yarım taşıtın süspansiyonlarında oluşan rölatif yer değiştirme deneysel olarak elde edilmiştir. Kuvvet sensörleri yardımıyla, MR damperler tarafından üretilen gerçek sönüm kuvvetleri sensörler yardımıyla ölçülerek, MATLAB-Simulink programı yardımıyla oluşturulan simülasyon çevrimine, dSPACE kontrol kartı kullanılarak anlık olarak beslenmiştir. Dolayısıyla, gerçek MR damper sönüm kuvvetleri ile çeşitli yol girişleri altında, kontrolörlerin taşıt titreşimlerini bastırma performansları deneysel olarak test edilmiştir. Ayrıca, SÇD yönteminin saf nümerik simülasyondan farkını incelemek amacıyla, her iki şekilde elde edilen sonuçlar sinüzoidal yol girişi için karşılaştırılmıştır.

Yarım taşıt için gerçekleştirilen simülasyonlarda, gerçek MR damper sönüm kuvvetleri kullanılmıştır. Bu yüzden MR damper kuvvetini matematiksel olarak hesaplayan bir MR damper matematiksel modeline ihtiyaç yoktur. Fakat, tasarlanacak adaptif kontrolörlerin, taşıtta oluşan düşey titreşimleri bastırması için gerekli olan uygun gerilimi belirleyebilmeleri gerekmektedir. Bunun için, kontrolör tasarım denklemlerinin içerisinde, MR damper matematiksel modeline ihtiyaç duyulmuştur. Bu yüzden, basit yapısı ve gerçek MR damper cevaplarına yakın sonuçlar verebildiği gerekçesiyle Lugre MR damper matematiksel modeli, adaptif kontrolörlerin tasarım denklemlerinde kullanılmıştır. Dolayısıyla, tasarlanan kontrolörlerin başarısı, MR damper matematiksel modelinin hassasiyetine bağlıdır. Bu yüzden, SÇD deney düzeneği kullanılarak, MR dampere sinüzoidal bir yer değiştirme ve 0-10 volt arası gerilimler uygulanmıştır. Elde edilen deneysel kuvvet cevapları, Lugre model kuvvet cevapları ile karşılaştırılarak optimize edilmiştir.

Taşıtlar için yapılan kontrol tasarımlarında genellikle yol girişinin anlık olarak ölçüldüğü varsayılmaktadır. Fakat, yol girişinin anlık olarak sensörler yardımıyla ölçülmesi zor olmakla birlikte, maliyetli de bir iştir. Ayrıca, yol ölçümünün doğruluğu hava koşullarına bağlıdır. Örneğin yağmurlu, karlı veya sisli hava şartları, ölçümlerde hataya sebep olabilir. Bu yüzden yol ölçümündeki bu zorluklar göz önüne alınarak, tasarlanan doğrusal olmayan adaptif kontrolör, yol girişinin ölçülmesine gerek

kalmayacak şekilde dizayn edilmiştir. Bunun için, yol girişinin farklı frekans, genlik ve fazlardan oluşan sinüzoidal sinyallerin toplamından oluştuğu varsayılmış ve yol gözlemleyicisi tasarlanmıştır. Yol gözlemleyicisinin performansı, sisteme sinüzoidal bir yol girişi uygulanarak incelenmiş ve tasarlanan gözlemleyicilerin gerçek yol girişine yakın sonuçlar verdiği görülmüştür.

SÇD yöntemi kullanılarak tasarlanan yol girişinin ölçülmediği gözlemleyici esaslı adaptif kontrolörün performansı;

- Yol girişinin ölçüldüğü varsayımına göre tasarlanan adaptif kontrolör performansı ile,
- MR dampere herhangi bir gerilim gönderilmediği pasif durum ile

sisteme sinüzoidal, tümsek ve ISO standartlarına göre "C" sınıfı olarak değerlendirilen kalitede bir yol girişi uygulanması durumlarında test edilmiş ve sonuçlar grafikler yardımıyla karşılaştırılmıştır.

Taşıtlarda yolcu konfor algısını olumsuz yönde etkileyen en önemli unsurun ivmeler olduğu bilinmektedir. Dolayısıyla sonuçlar yarım taşıt gövdesine ait düşey ve açısız ivmeler, hem zaman hem de frekans alanında incelenmiş ve tasarlanan kontrolörlerin pasif duruma göre, ivmeleri önemli oranda bastırabildikleri ve yol girişinin ölçülmediği varsayımı ile tasarlanan adaptif kontrolörün, yol girişinin ölçüldüğü duruma çok yakın sonuçlar verebildiği gözlemlenmiştir. Ayrıca, taşıt gövdesine ait düşey ve açısız yer değiştirme genlikleri de incelenmiş, burada da pasif duruma göre iki kontrolörün de başarılı ve birbirlerine çok yakın sonuçlar verdikleri tespit edilmiştir.

Sonuçların sayısal olarak değerlendirilmesi için sinüzoidal, tümsek ve rastgele yol girişleri altında, RMS ortalamaları hesaplanmıştır. Tüm yol girişlerinde, yol gözlemleyicisi kullanılarak tasarlanan adaptif kontrolörün, yol girişinin ölçüldüğü varsayımı ile tasarlanan adaptif kontrolör cevaplarına çok yakın sonuçlar verdiği ve maksimum farkın %2.3 oranında gerçekleştiği gözlemlenmiştir. RMS ortalamalarının yanısıra, literatürde kontrolör performansını sayısal olarak değerlendirmek için sunulan bazı performans kriterleri yardımıyla da sonuçlar sayısal olarak değerlendirilmiştir. Performans kriterleri incelendiğinde ise, yol gözlemleyicisi ve yolun ölçüldüğü varsayımı ile tasarlanan kontrolörler arasındaki maksimum farkın %1'in altında gerçekleştiği görülmüştür.

Tasarlanan adaptif kontrol yöntemlerinin gürbüzlüğünün incelenmesi amacıyla, taşıt kütlesi %20 oranında arttırılarak aynı sinüzoidal, tümsek ve rastgele yol girişlerinde

SÇD yöntemi kullanılarak deneyler tekrar edilmiştir. Sonuçlar, diğer analizlerde olduğu gibi cevapların zaman ve frekans alanında, RMS ortalamaları ve performans kriterleri dikkate alınarak incelenmiştir. Sonuçta, taşıt kütlelerinin %20 oranında arttırılmasına rağmen, tasarlanan kontrolörler pasif duruma göre titreşimleri başarılı bir şekilde bastırabilmiş ve YGAK yöntemi ile YÖAK yöntemi birbirine çok yakın sonuçlar verdiği görülmüştür. Dolayısıyla, kontrolörlerin parametre değişimlerine karşı gürbüz olduğu ortaya konulmuştur.

Günümüzde enerji verimliliği en önemli konuların başında gelmektedir. Bu yüzden kontrolörlerin deney sırasında harcadıkları enerji miktarları da incelenmiş ve iki kontrolörün de deneyler sırasında çok yakın miktarda enerji tükettikleri ve enerji tüketim miktarlarındaki farkın %2'nin altında gerçekleştiği görülmüştür.

Bu tez çalışmasında literatüre yapılan katkılar maddeler halinde aşağıdaki gibi özetlenebilir;

- Yarım taşıt gibi laboratuvar ortamında tamamen deneysel olarak kurulması zor olan sistemler için deneysel sonuçlara, saf simülasyon sonuçlarından daha yakın sonuçlar verebilecek, simülasyon çevriminde donanımların kullanıldığı hibrit bir yöntem sunulmuştur.
- Önerilen SÇD yönteminde sistem bütünüyle deneysel olarak oluşturulmadığı için zamandan ve maliyetten tasarruf sağlanmıştır.
- Aynı deney düzeneğinde farklı parametrelere sahip sistemler de incelenebileceği SÇD yöntemi araştırmada esneklik sunmaktadır.
- Tasarlanan kontrol yönteminde yol girişinin ölçülmesine ihtiyaç olmadığı için, yol ölçümü için kullanılacak sensör ve diğer araçlardan tasarruf edilmiştir.
- Yol ölçümü sırasında sensörler ve diğer ekipmanda oluşabilecek arıza, hata ve gecikmelerden etkilenmeyecek bir kontrol yöntemi önerilmiştir.
- Sensörler yardımıyla yapılan yol ölçümü sırasında, ölçüm doğruluğunu hava koşulları olumsuz etkileyebilir. Önerilen yöntem ile bu durumun önüne geçilmiştir.

Sonuç olarak bu tez çalışmasında, yarım taşıt titreşimlerinin bastırılması için kullanılan yol gözlemleyicili adaptif kontrolör uygulamasında bir ara çözüm olarak değerlendirilebilecek MR damper esaslı SÇD yöntemi önerilmiştir. Bu yöntem ile simülasyon çevriminde gerçek donanımlar kullanılarak simülasyon çalışmalarına göre

gerçeğe daha yakın sonuçlar elde edilmiştir. Taşıt titreşimlerinin kontrolü için yapılan tasarımların gerçek sistemlere uygulanmasında, yol girişinin sensörler yardımıyla ölçülmesindeki güçlüğün ortadan kaldırılması için yol gözlemleyicisi tasarlanmış ve yol girişinin ölçülmesine ihtiyaç duymayan ve yol girişinin ölçüldüğü duruma yakın cevaplar verebilen bir adaptif kontrol yöntemi önerilmiştir.

İleride yapılacak çalışmalarda, taşıta ait tüm yer değiştirme ve hızları ölçmek yerine, sadece rölatif yer değiştirme ve hızları kullanarak ölçüm miktarının azaltılması, dolayısıyla gerekli sensör miktarının azaltılarak maliyetin daha da düşürülmesi hedeflenmektedir. Ayrıca, çalışmada kontrol tasarımında kullanılan katsayılar (λ_a , λ_b ve K_f) deneme yanılma yöntemi ile elde edilmiştir. Genetik algoritma vb. gibi optimizasyon yöntemleri ile bu katsayıların belirlenmesi de gelecekte yapılacak çalışmalar arasındadır. MR damperin yapısı incelendiğinde, manyetik parçacıklar manyetik alan çizgilerine bir kaç milisaniye gecikme ile dizilebilmektedir. Bu durum zaman gecikmesine yol açmaktadır. Bu yüzden kontrol performansını artırmak için zaman gecikmesini de dikkate alan bir yol gözlemleyici esaslı doğrusal olmayan adaptif kontrolör tasarımı yapılması da amaçlanmaktadır. Tasarlanan bu kontrol yönteminin ticarileştirilmesi için çalışmalar yapmak da önemli hedefler arasındadır.

A

MR Damper Teknik Dökümanı

LORD TECHNICAL DATA

RD-8040-1 and RD-8041-1 Dampers

Description

LORD RD-8040-1 (short stroke) and RD-8041-1 (long stroke) dampers are compact, magneto-rheological (MR) fluid dampers suitable for industrial suspension applications. Continuously variable damping is controlled by the increase in yield strength of the MR fluid in response to magnetic field strength.

Features and Benefits

Fast Response Time – responds in less than 15 milliseconds to changes in the magnetic field.

Easy to Use – provides simple electronics and straight forward controls.

Durable – provides excellent long term stability.

Storage

Dampers should be stored at -40 to +100°C (-40 to +212°F).

The RD-8040-1 and RD-8041-1 dampers are monotube shocks containing high-pressure nitrogen gas (300 psi). Handle with care and do not heat or puncture body.

Electrical Properties*

Input Current, Amp	
Continuous for 30 seconds	1 max
Intermittent	2 max
Input Voltage, Volt	12 DC
Resistance, ohms	
@ ambient temperature	5
@ 71°C (160°F)	7

*Data is typical and not to be used for specification purposes.

Typical Properties*

	RD-8040-1	RD-8041-1
Stroke, mm (in)	55 (2.17)	74 (2.91)
Extended Length, mm (in)	208 (8.2)	248 (9.76)
Body Diameter, mm (in)	42.1 (1.66) max	42.1 (1.66) max
Shaft Diameter, mm (in)	10 (0.39)	10 (0.39)
Tensile Strength, N (lbf)	8896 (2000) max	8896 (2000) max
Damper Forces, N (lbf)		
Peak to Peak		
5 cm/sec @ 1 A	>2447 (>550)	>2447 (>550)
20 cm/sec @ 0 A	<667 (<150)	<667 (<150)
Operating Temperature, °C (°F)	71 (160) max	71 (160) max

*Data is typical and not to be used for specification purposes.

LORD
AskUsHow™

Yarım Taşıtın Doğal Frekanslarının Hesaplanması

Yarım taşıta ait doğal frekanslar aşağıdaki MATLAB kodları kullanılarak hesaplanmıştır;

```
clc, clear
```

```
m1 = 1180;
```

```
m2 = 50;
```

```
m3 = 45;
```

```
j = 633.615;
```

```
kt1 = 140000
```

```
kt2 = 140000
```

```
k1 = 36952;
```

```
k2 = 30130;
```

```
L1 = 1.123;
```

```
L2 = 1.377;
```

```
M = [m1 0 0 0; 0 j 0 0; 0 0 m2 0; 0 0 0 m3]
```

```
K = [(k1 + k2) (k1 * L1 - k2 * L2) (-k1) (-k2);
```

```
(k1 * L1 - k2 * L2) (k1 * L12 + k2 * L22) - k1 * L1 k2 * L2;
```

```
(-k1) (-k1 * L1) (k1 + kt1) 0;
```

```
-k2 k2 * L2 0 (k2 + kt2)]
```

```
C = inv(M) * K;
```

```
[V, D] = eig(C)
```

```
disp('Özdeğerler')
```

```
E = [D(1, 1), D(2, 2), D(3, 3), D(4, 4)]
```

```
disp('Özvektörler')
```

```
V
```

```

Qh = max(E) + 0.01;
Q1 = 0;
for i = 1 : 4
    for j = 1 : 4
        if E(j) > Q1 & E(j) < Qh
            k = j;
            Qh = E(j);
        else
            end
        end
    end
    Q1 = Qh;
    Qh = max(E) + 0.01;
    Om1(i) = E(k);
    omega(i) = sqrt(E(k));
    for m = 1 : 4
        P1(m, i) = V(m, k);
    end
end
L = P1' * M * P1;
for i = 1 : 4
    for j = 1 : 4
        P(i, j) = P1(i, j) / L(j, j);
    end
end

disp('Doğal Frekanslar rad/s')
disp(omega)
disp('Modal Matris')
disp(P)

```

Yazılan kodun çıktısında doğal frekanslar (rad/s) olarak aşağıdaki gibi elde edilmiştir;

```

6.7542    11.4565    59.6752    61.6626

```

Şeklinde elde edilmiştir. Bu frekans değerlerinin birimi (rad/s)'dir. Hertz (1/s) olarak ise değerler aşağıdaki gibidir;

```

1.07 Hz, 1.82 Hz, 9.5 Hz ve 9.81 Hz

```

- [1] R. Guclu, “Fuzzy logic control of seat vibrations of a non-linear full vehicle model,” *Nonlinear Dynamics*, vol. 40, no. 1, pp. 21–34, 2005.
- [2] H. Metered, P. Bonello, and S. Oyadiji, “An investigation into the use of neural networks for the semi-active control of a magnetorheologically damped vehicle suspension,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 224, no. 7, pp. 829–848, 2010.
- [3] X. Tang, H. Du, S. Sun, D. Ning, Z. Xing, and W. Li, “Takagi–sugeno fuzzy control for semi-active vehicle suspension with a magnetorheological damper and experimental validation,” *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 22, no. 1, pp. 291–300, 2016.
- [4] X. Ma, P. K. Wong, and J. Zhao, “Practical multi-objective control for automotive semi-active suspension system with nonlinear hydraulic adjustable damper,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 117, pp. 667–688, 2019.
- [5] S. Choi, Y. T. Choi, and D. Park, “A sliding mode control of a full-car electrorheological suspension system via hardware in-the-loop simulation,” *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 122, no. 1, pp. 114–121, 2000.
- [6] S.-B. Choi, H.-S. Lee, and Y.-P. Park, “ H_∞ control performance of a full-vehicle suspension featuring magnetorheological dampers,” *Vehicle System Dynamics*, vol. 38, no. 5, pp. 341–360, 2002.
- [7] S.-B. Choi, M.-S. Seong, and S.-H. Ha, “Vibration control of an MR vehicle suspension system considering both hysteretic behavior and parameter variation,” *Smart Materials and Structures*, vol. 18, no. 12, p. 125 010, 2009.
- [8] W. M. Winslow, “Induced fibrillation of suspensions,” *Journal of applied physics*, vol. 20, no. 12, pp. 1137–1140, 1949.
- [9] R. Jacob, “Magnetic fluid torque and force transmitting device,” *U.S. Patent No. 2,575,360*, 1951.
- [10] G. Z. Yao, F. F. Yap, G. Chen, W. H. Li, and S. H. Yeo, “MR damper and its application for semi-active control of vehicle suspension system,” *Mechatronics*, vol. 12, no. 7, pp. 963–973, 2002.
- [11] D. J. Carlson, “The promise of controllable fluids,” in *Proc. of 4th International Conference on New Actuators, 1994*, 1994, pp. 266–270.

- [12] R. Boelter and H. Janocha, "Performance of long-stroke and low-stroke MR fluid dampers," in *Smart Structures and Materials 1998: Passive Damping and Isolation*, International Society for Optics and Photonics, vol. 3327, 1998, pp. 303–313.
- [13] B. Spencer Jr, S. Dyke, M. Sain, and J. Carlson, "Phenomenological model for magnetorheological dampers," *Journal of engineering mechanics*, vol. 123, no. 3, pp. 230–238, 1997.
- [14] Y. Wen *et al.*, "Method for random vibration of hysteretic systems," *Journal of the engineering mechanics division*, vol. 102, no. 2, pp. 249–263, 1976.
- [15] D. Gamota and F. Filisko, "Dynamic mechanical studies of electrorheological materials: Moderate frequencies," *Journal of rheology*, vol. 35, no. 3, pp. 399–425, 1991.
- [16] R. Stanway, J. Sproston, and N. Stevens, "Non-linear identification of an electro-rheological vibration damper," *IFAC Proceedings Volumes*, vol. 18, no. 5, pp. 195–200, 1985.
- [17] C. Sakai, H. Ohmori, and A. Sano, "Modeling of MR damper with hysteresis for adaptive vibration control," in *42nd IEEE International Conference on Decision and Control (IEEE Cat. No. 03CH37475)*, IEEE, vol. 4, 2003, pp. 3840–3845.
- [18] S.-B. Choi, S.-K. Lee, and Y.-P. Park, "A hysteresis model for the field-dependent damping force of a magnetorheological damper," *Journal of Sound Vibration*, vol. 245, pp. 375–383, 2001.
- [19] H. Gavin, J. Hoagg, and M. Dobossy, "Optimal design of MR dampers," in *Proceedings of the US-Japan Workshop on Smart Structures for Improved Seismic Performance in Urban Regions*, vol. 14, 2001, pp. 225–236.
- [20] L. Alvarez and R. Jiménez, "Real-time identification of magneto-rheological dampers," *IFAC Proceedings Volumes*, vol. 35, no. 1, pp. 193–198, 2002.
- [21] A. Dominguez, R. Sedaghati, and I. Stiharu, "A new dynamic hysteresis model for magnetorheological dampers," *Smart materials and structures*, vol. 15, no. 5, p. 1179, 2006.
- [22] P. R. Dahl, "Solid friction damping of mechanical vibrations," *AIAA journal*, vol. 14, no. 12, pp. 1675–1682, 1976.
- [23] N. Kwok, Q. Ha, T. Nguyen, J. Li, and B. Samali, "A novel hysteretic model for magnetorheological fluid dampers and parameter identification using particle swarm optimization," *Sensors and Actuators A: Physical*, vol. 132, no. 2, pp. 441–451, 2006.
- [24] X.-X. Bai, P. Chen, and L.-J. Qian, "Principle and validation of modified hysteretic models for magnetorheological dampers," *Smart Materials and Structures*, vol. 24, no. 8, p. 085 014, 2015.
- [25] J. Yu, X. Dong, and Z. Zhang, "A novel model of magnetorheological damper with hysteresis division," *Smart Materials and Structures*, vol. 26, no. 10, p. 105 042, 2017.

- [26] H. Metered, P. Bonello, and S. Oyadiji, "Nonparametric identification modeling of magnetorheological damper using chebyshev polynomials fits," *SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems*, vol. 2, no. 2009-01-1222, pp. 1125–1135, 2009.
- [27] C. Chang and P. Roschke, "Neural network modeling of a magnetorheological damper," *Journal of intelligent material systems and structures*, vol. 9, no. 9, pp. 755–764, 1998.
- [28] C. C. Chang and L. Zhou, "Neural network emulation of inverse dynamics for a magnetorheological damper," *Journal of Structural Engineering*, vol. 128, no. 2, pp. 231–239, 2002.
- [29] D. Wang and W. Liao, "Modeling and control of magnetorheological fluid dampers using neural networks," *Smart materials and structures*, vol. 14, no. 1, p. 111, 2004.
- [30] H. Du, J. Lam, and N. Zhang, "Modelling of a magneto-rheological damper by evolving radial basis function networks," *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, vol. 19, no. 8, pp. 869–881, 2006.
- [31] K. C. Schurter and P. N. Roschke, "Fuzzy modeling of a magnetorheological damper using anfis," in *Ninth IEEE International Conference on Fuzzy Systems. FUZZ-IEEE 2000 (Cat. No. 00CH37063)*, IEEE, vol. 1, 2000, pp. 122–127.
- [32] C. M. D. Wilson and M. M. Abdullah, "Structural vibration reduction using fuzzy control of magnetorheological dampers," in *Structures Congress 2005: Metropolis and Beyond*, 2005, pp. 1–12.
- [33] X. Xu, Y. Peng, X. Du, M. Yu, and J. Fu, "Modeling of magnetorheological damper using anfis," in *2017 29th Chinese Control And Decision Conference (CCDC)*, IEEE, 2017, pp. 2133–2138.
- [34] J. C. Tuddon-Martinez and R. Morales-Menendez, "Nonparametric modeling of an automotive damper based on ann: Effect in the control of a semi-active suspension," in *Computational Intelligence*, Springer, 2015, pp. 295–309.
- [35] T. Kawabe, O. Isobe, Y. Watanabe, S. Hanba, and Y. Miyasato, "New semi-active suspension controller design using quasi-linearization and frequency shaping," *Control Engineering Practice*, vol. 6, no. 10, pp. 1183–1191, 1998.
- [36] A. Giua, C. Seatzu, and G. Usai, "Semiactive suspension design with an optimal gain switching target," *Vehicle System Dynamics*, vol. 31, no. 4, pp. 213–232, 1999.
- [37] M. Yokoyama, J. K. Hedrick, and S. Toyama, "A model following sliding mode controller for semi-active suspension systems with MR dampers," in *Proceedings of the 2001 American Control Conference. (Cat. No. 01CH37148)*, IEEE, vol. 4, 2001, pp. 2652–2657.
- [38] H. Haiyan and G. Dalei, "Semi-active control of vehicle suspensions based on magnetorheological damper: Modeling and directive adaptive control [j]," *Journal of Vibration Engineering*, vol. 1, 2002.
- [39] E. R. Wang, X. Q. Ma, S. Rakheja, and C. Y. Su, "Semi-active control of vehicle vibration with MR-dampers," in *42nd IEEE International Conference on Decision and Control (IEEE Cat. No. 03CH37475)*, IEEE, vol. 3, 2003, pp. 2270–2275.

- [40] R. Caponetto, O. Diamante, G. Fargione, A. Risitano, and D. Tringali, "A soft computing approach to fuzzy sky-hook control of semiactive suspension," *IEEE Transactions on control systems technology*, vol. 11, no. 6, pp. 786–798, 2003.
- [41] Z. Ying, W. Zhu, and T. Soong, "A stochastic optimal semi-active control strategy for ER/MR dampers," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 259, no. 1, pp. 45–62, 2003.
- [42] D. Sammier, O. Sename, and L. Dugard, "Skyhook and H_∞ control of semi-active suspensions: Some practical aspects," *Vehicle System Dynamics*, vol. 39, no. 4, pp. 279–308, 2003.
- [43] M. Ulukapı, "Aktif ve yarı aktif süspansiyon sistemlerinin simülasyon ortamında incelenmesi," PhD thesis, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2005.
- [44] H. Du, K. Y. Sze, and J. Lam, "Semi-active H_∞ control of vehicle suspension with magneto-rheological dampers," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 283, no. 3-5, pp. 981–996, 2005.
- [45] R. K. Dixit and G. D. Buckner, "Sliding mode observation and control for semiactive vehicle suspensions," *Vehicle System Dynamics*, vol. 43, no. 2, pp. 83–105, 2005.
- [46] X. Song, M. Ahmadian, S. Southward, and L. R. Miller, "An adaptive semiactive control algorithm for magnetorheological suspension systems," *Journal of Vibration and Acoustics*, vol. 127, no. 5, pp. 493–502, 2005.
- [47] S. Guo, S. Li, and S. Yang, "Semi-active vehicle suspension systems with magnetorheological dampers," in *2006 IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety*, IEEE, 2006, pp. 403–406.
- [48] M. Ahmadian and N. Vahdati, "Transient dynamics of semiactive suspensions with hybrid control," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, vol. 17, no. 2, pp. 145–153, 2006.
- [49] M. Canale, M. Milanese, C. Novara, and Z. Ahmad, "Semi-active suspension control using" fast" model predictive control," in *Proceedings of the 2005, American Control Conference, 2005.*, IEEE, 2005, pp. 274–281.
- [50] X. Dong, M. Yu, C. Liao, W. Chen, H. Zhang, and S. Huang, "Adaptive fuzzy neural network control for transient dynamics of magneto-rheological suspension with time-delay," in *International Symposium on Neural Networks*, Springer, 2006, pp. 1046–1051.
- [51] C.-W. Zhang, J.-P. Ou, and J.-Q. Zhang, "Parameter optimization and analysis of a vehicle suspension system controlled by magnetorheological fluid dampers," *Structural Control and Health Monitoring: The Official Journal of the International Association for Structural Control and Monitoring and of the European Association for the Control of Structures*, vol. 13, no. 5, pp. 885–896, 2006.
- [52] M. A. Karkoub and M. Zribi, "Active/semi-active suspension control using magnetorheological actuators," *International journal of systems science*, vol. 37, no. 1, pp. 35–44, 2006.
- [53] S. M. Savaresi and C. Spelta, "Mixed sky-hook and add: Approaching the filtering limits of a semi-active suspension," *Journal of dynamic systems, measurement, and control*, vol. 129, no. 4, pp. 382–392, 2007.

- [54] B. Bilgiç, “Taşıt süspansiyon sistemlerinin MR sönümleyici kullanarak kontrolü,” Master’s thesis, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Üniversitesi, İstanbul, 2007.
- [55] Y. C. Yabansu, “Semi active suspension control with magnetorheological dampers,” Master’s thesis, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, 2008.
- [56] F. Tyan, “ H_∞ -PD controller for suspension systems with MR dampers,” in *2008 47th IEEE Conference on Decision and Control*, IEEE, 2008, pp. 4408–4413.
- [57] C. Poussot-Vassal, O. Sename, L. Dugard, P. Gaspar, Z. Szabo, and J. Bokor, “A new semi-active suspension control strategy through lpv technique,” *Control Engineering Practice*, vol. 16, no. 12, pp. 1519–1534, 2008.
- [58] L. C. Felix-Herran, J. de Jesus Rodriguez-Ortiz, R. Soto, and R. Ramirez-Mendoza, “Modeling and control for a semi-active suspension with a magnetorheological damper including the actuator dynamics,” in *2008 Electronics, Robotics and Automotive Mechanics Conference (CERMA’08)*, IEEE, 2008, pp. 338–343.
- [59] R. S. Prabakar, C. Sujatha, and S. Narayanan, “Optimal semi-active preview control response of a half car vehicle model with magnetorheological damper,” *Journal of sound and vibration*, vol. 326, no. 3-5, pp. 400–420, 2009.
- [60] O. Akyüz, “Manyeto reolojik damper’li süspansiyon sisteminin sky-hook kontrollü simülasyonu,” Master’s thesis, Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi, Sakarya, 2009.
- [61] Z. Erdoğan, “Development of a control strategy for road vehicles with semiactive suspensions using a full vehicle ride model,” Master’s thesis, Yüksek Lisans Tezi, Ortadoğu Teknik Üniversitesi, Ankara, 2009.
- [62] X. Dong, M. Yu, and Z. Guan, “Adaptive sliding mode fault-tolerant control for semi-active suspension using magnetorheological dampers,” *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, vol. 22, no. 15, pp. 1653–1660, 2011.
- [63] B. Kasemi, A. G. Muthalif, M. M. Rashid, and S. Fathima, “Fuzzy-pid controller for semi-active vibration control using magnetorheological fluid damper,” *Procedia Engineering*, vol. 41, pp. 1221–1227, 2012.
- [64] L. C. Felix-Herran, D. Mehdi, J. J. Rodriguez-Ortiz, R. Soto, and R. Ramirez-Mendoza, “ H_∞ control of a suspension with a magnetorheological damper,” *International Journal of Control*, vol. 85, no. 8, pp. 1026–1038, 2012.
- [65] S. H. Zareh, M. Abbasi, H. Mahdavi, and K. G. Osgouie, “Semi-active vibration control of an eleven degrees of freedom suspension system using neuro inverse model of magnetorheological dampers,” *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 26, no. 8, pp. 2459–2467, 2012.
- [66] M. Zapateiro, F. Pozo, H. R. Karimi, and N. Luo, “Semiactive control methodologies for suspension control with magnetorheological dampers,” *IEEE/ASME Transactions on mechatronics*, vol. 17, no. 2, pp. 370–380, 2011.
- [67] H. Du, J. Lam, K. C. Cheung, W. Li, and N. Zhang, “Direct voltage control of magnetorheological damper for vehicle suspensions,” *Smart Materials and Structures*, vol. 22, no. 10, p. 105 016, 2013.

- [68] H. Yao, J. Fu, M. Yu, and Y. Peng, "Semi-active control of seat suspension with MR damper," in *Journal of physics: conference series*, IOP Publishing, vol. 412, 2013, p. 012 054.
- [69] M. Paksoy, R. Guclu, and S. Cetin, "Semiactive self-tuning fuzzy logic control of full vehicle model with MR damper," *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 6, p. 816 813, 2014.
- [70] M. Paksoy, "Taşıt titreşimlerinin MR sönümleyici ile yarı aktif bulanık kontrolü," Master's thesis, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul, 2013.
- [71] P. W. Nugroho, W. Li, H. Du, G. Alici, and J. Yang, "An adaptive neuro fuzzy hybrid control strategy for a semiactive suspension with magneto rheological damper," *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 6, p. 487 312, 2014.
- [72] A. S. Yıldız, S. Sivrioğlu, E. Zergeroğlu, and Ş. Çetin, "Nonlinear adaptive control of semi-active MR damper suspension with uncertainties in model parameters," *Nonlinear Dynamics*, vol. 79, no. 4, pp. 2753–2766, 2015.
- [73] J. S. Esmaeili, A. Akbari, and H. R. Karimi, "Load-dependent lpv/h2 output-feedback control of semi-active suspension systems equipped with MR damper," *International Journal of Vehicle Design*, vol. 68, no. 1-3, pp. 119–140, 2015.
- [74] L. H. Csekő, M. Kvasnica, and B. Lantos, "Explicit mpc-based rbf neural network controller design with discrete-time actual kalman filter for semiactive suspension," *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 23, no. 5, pp. 1736–1753, 2015.
- [75] I. Kurt, M. Paksoy, S. Cetin, R. Guclu, and S. Sezer, "Vibration reduction of semi-trailer truck using MR dampers: A fuzzy logic control approach," in *7th International Conference on Mechanical and Aerospace Engineering (ICMAE)*, IEEE, 2016, pp. 336–340.
- [76] A. Tuncer, M. Paksoy, and S. Cetin, "Semi active control of a half vehicle roll motion," in *7th International Conference on Mechanical Engineering (ICAME)*, IEEE, 2016, pp. 527–532.
- [77] A. O. Bashir, X. Rui, L. K. Abbas, and Q. Zhou, "MR-damped vehicle suspension ride comfort enhancement based on an intelligent proportional-integral-differential sliding mode control," *Journal of Control Engineering and Applied Informatics*, vol. 20, no. 4, pp. 11–21, 2018.
- [78] Y. Huang, J. Na, X. Wu, G.-B. Gao, and Y. Guo, "Robust adaptive control for vehicle active suspension systems with uncertain dynamics," *Transactions of the Institute of Measurement and Control*, vol. 40, no. 4, pp. 1237–1249, 2018.
- [79] M. A. Gonc, W. B. Lenz, M. A. Ribeiro, A. M. Tusset, J. M. Balthazar, *et al.*, "Magneto rheological damper in semi-active vehicle suspension system using sdre control for a half car model," *Journal | MESA*, vol. 10, no. 1, pp. 75–91, 2019.
- [80] A. Shehata, H. Metered, and W. Oraby, "Fuzzy self-tuning pid controller for semi-active vehicle suspension system incorporating MR damper," SAE Technical Paper, Tech. Rep., 2019.

- [81] S. M. Abtahi, "Suppression of chaotic vibrations in suspension system of vehicle dynamics using chattering-free optimal sliding mode control," *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, vol. 41, no. 5, p. 210, 2019.
- [82] R. Jeyasenthil, S.-B. Choi, *et al.*, "Response time effect of magnetorheological dampers in a semi-active vehicle suspension system: Performance assessment with quantitative feedback theory," *Smart Materials and Structures*, vol. 28, no. 5, p. 054001, 2019.
- [83] K. Kim and D. Jeon, "Vibration suppression in an MR fluid damper suspension system," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, vol. 10, no. 10, pp. 779–786, 1999.
- [84] M. Ahmadian and C. A. Pare, "A quarter-car experimental analysis of alternative semiactive control methods," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, vol. 11, no. 8, pp. 604–612, 2000.
- [85] G. Dalei and H. Haiyan, "Semi active control of vehicle suspension based on magnetorheological damper part II: Indirect adaptive control and experiments," *Journal of Vibration Engineering*, vol. 3, 2002.
- [86] F. D. Goncalves and M. Ahmadian, "A hybrid control policy for semi-active vehicle suspensions," *Shock and Vibration*, vol. 10, no. 1, pp. 59–69, 2003.
- [87] M. Ahmadian, X. Song, and S. C. Southward, "No-jerk skyhook control methods for semiactive suspensions," *Transactions of the ASME-L-Journal of Vibration and Acoustics*, vol. 126, no. 4, p. 580, 2004.
- [88] D. Guo, H. Hu, and J. Yi, "Neural network control for a semi-active vehicle suspension with a magnetorheological damper," *Modal Analysis*, vol. 10, no. 3, pp. 461–471, 2004.
- [89] K.-G. Sung, Y.-M. Han, K.-H. Lim, and S.-B. Choi, "Discrete-time fuzzy sliding mode control for a vehicle suspension system featuring an electrorheological fluid damper," *Smart materials and structures*, vol. 16, no. 3, p. 798, 2007.
- [90] M. M. Rashid, N. A. Rahim, M. A. Hussain, and M. A. Rahman, "Analysis and experimental study of magnetorheological-based damper for semiactive suspension system using fuzzy hybrids," *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 47, no. 2, pp. 1051–1059, 2010.
- [91] A. S. Yildiz, "Çeyrek taşıt sisteminin MR sönümleyici ile uyarlamalı yarı aktif kontrolü," Master's thesis, Yüksek Lisans Tezi, Gebze Teknik Üniversitesi, Kocaeli, 2013.
- [92] J.-l. Yao, W.-k. Shi, J.-q. Zheng, and H.-p. Zhou, "Development of a sliding mode controller for semi-active vehicle suspensions," *Journal of Vibration and Control*, vol. 19, no. 8, pp. 1152–1160, 2013.
- [93] S. D. Nguyen, H.-V. Ho, T.-T. Nguyen, N. T. Truong, and T.-I. Seo, "Novel fuzzy sliding controller for MRD suspensions subjected to uncertainty and disturbance," *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, vol. 61, pp. 65–76, 2017.

- [94] M. Unuh, P. Muhamad, H. Norfazrina, M. Ismail, and Z. Tanasta, "Vibration isolation analysis of new design oem damper for malaysia vehicle suspension system featuring MR fluid," in *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, IOP Publishing, vol. 290, 2018, p. 012047.
- [95] J. Wu, H. Zhou, Z. Liu, and M. Gu, "A load-dependent pwa- H_∞ controller for semi-active suspensions to exploit the performance of MR dampers," *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 127, pp. 441–462, 2019.
- [96] M. Yu, C. Liao, W. Chen, and S. Huang, "Study on MR semi-active suspension system and its road testing," *Journal of intelligent material systems and structures*, vol. 17, no. 8-9, pp. 801–806, 2006.
- [97] H. Liu, K. Nonami, and T. Hagiwara, "Semi-active fuzzy sliding mode control of full vehicle and suspensions," *Modal Analysis*, vol. 11, no. 8, pp. 1025–1042, 2005.
- [98] X. Dong, M. Yu, C. Liao, and W. Chen, "Rapid control prototyping development of vehicle semi-active control scheme," 2007.
- [99] X. Dong, M. Yu, Z. Li, C. Liao, and W. Chen, "Neural network compensation of semi-active control for magneto-rheological suspension with time delay uncertainty," *Smart Materials and Structures*, vol. 18, no. 1, p. 015014, 2008.
- [100] M. E. Emekli, "Hafif ticari bir araç için yarı aktif süspansiyon sistemi tasarımı," Master's thesis, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, 2008.
- [101] M. Yu, S. B. Choi, X. Dong, and C. Liao, "Fuzzy neural network control for vehicle stability utilizing magnetorheological suspension system," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, vol. 20, no. 4, pp. 457–466, 2009.
- [102] M. Yu, X. Dong, S. B. Choi, and C. Liao, "Human simulated intelligent control of vehicle suspension system with MR dampers," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 319, no. 3-5, pp. 753–767, 2009.
- [103] X.-m. Dong, M. Yu, C.-r. Liao, and W.-m. Chen, "Comparative research on semi-active control strategies for magneto-rheological suspension," *Nonlinear dynamics*, vol. 59, no. 3, pp. 433–453, 2010.
- [104] P. Krauze, "Comparison of control strategies in a semi-active suspension system of the experimental atv," *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, vol. 32, no. 1-2, pp. 67–80, 2013.
- [105] P. Krauze, J. Kasprzyk, and J. Rzepecki, "Experimental attenuation and evaluation of whole body vibration for an off-road vehicle with magnetorheological dampers," *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, p. 1461348418782166, 2019.
- [106] S.-H. Hwang, S.-J. Heo, H.-S. Kim, and K.-I. Lee, "Vehicle dynamic analysis and evaluation of continuously controlled semi-active suspensions using hardware-in-the-loop simulation," *Vehicle System Dynamics*, vol. 27, no. 5-6, pp. 423–434, 1997.
- [107] H.-S. Lee and S.-B. Choi, "Control and response characteristics of a magneto-rheological fluid damper for passenger vehicles," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, vol. 11, no. 1, pp. 80–87, 2000.

- [108] A. H.-F. Lam and W.-H. Liao, "Semi-active control of automotive suspension systems with magneto-rheological dampers," *International Journal of Vehicle Design*, vol. 33, no. 1-3, pp. 50–75, 2003.
- [109] K.-S. Hong, H.-C. Sohn, and J. K. Hedrick, "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*, vol. 124, no. 1, pp. 158–167, 2002.
- [110] D. C. Batterbee and N. D. Sims, "Hardware-in-the-loop simulation of magnetorheological dampers for vehicle suspension systems," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, vol. 221, no. 2, pp. 265–278, 2007.
- [111] D. C. Batterbee and N. D. Sims, "Temperature sensitive controller performance of MR dampers," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, vol. 20, no. 3, pp. 297–309, 2009.
- [112] J. C. Tudon-Martinez, J. de Jesus Lozoya-Santos, R. Morales-Menéndez, R. Ramirez-Mendoza, O. Sename, and L. Dugard, "Hardware-in-the-loop testing of on-off controllers in semi-active suspension systems," 2012.
- [113] M. S. Fallah, R. B. Bhat, and W. F. Xie, "Optimized control of semiactive suspension systems using H_∞ robust control theory and current signal estimation," *IEEE/ASME Transactions On Mechatronics*, vol. 17, no. 4, pp. 767–778, 2011.
- [114] G. Kararsız, M. Paksoy, M. Metin, and H. I. Basturk, "Hardware-in-the-loop simulation for semi-active suspension system with using adaptive backstepping approach," in *2018 6th International Conference on Control Engineering & Information Technology (CEIT)*, IEEE, 2018, pp. 1–6.
- [115] M. Paksoy and M. Metin, "Simülasyon çevriminde donanım yöntemi yardımıyla çeyrek taşıt modeli titreşimlerinin yarı aktif kontrolü," in *Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı (TOK)*, 2018, pp. 1–6.
- [116] Z. Yang, S. Liang, Y. Sun, and Q. Zhu, "Vibration suppression of four degree-of-freedom nonlinear vehicle suspension model excited by the consecutive speed humps," *Journal of Vibration and Control*, vol. 22, no. 6, pp. 1560–1567, 2016.
- [117] Ş. Çetin, "MR sönümleyici ile yapıların titreşim kontrolü," PhD thesis, Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul, 2010.
- [118] S. Dyke, B. Spencer Jr, M. Sain, and J. Carlson, "Modeling and control of magnetorheological dampers for seismic response reduction," *Smart materials and structures*, vol. 5, no. 5, p. 565, 1996.
- [119] A. S. Yildiz, S. Sivrioglu, E. Zergeroglu, and S. Cetin, "Adaptive control of semiactive quarter car model with MR damper," in *2013 9th Asian Control Conference (ASCC)*, IEEE, 2013, pp. 1–6.
- [120] S. Cetin, E. Zergeroglu, S. Sivrioglu, and I. Yuksek, "A new semiactive nonlinear adaptive controller for structures using MR damper: Design and experimental validation," *Nonlinear Dynamics*, vol. 66, no. 4, pp. 731–743, 2011.

- [121] E. ZERGEROĞLU, İ. KANDEMİR, M. ŞEKER, and E. EROĞLU, “Kontrol sistemlerinde belirsizlikle baş etme yöntemleri: Lyapunov tarzı yaklaşımlar,” *Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, vol. 21, no. 3, 2006.
- [122] S. M. Karamihas, “Guidelines for longitudinal pavement profile measurement,” Tech. Rep., 1999.
- [123] H. İ. Baştürk and M. Krstic, “Adaptive cancellation of matched unknown sinusoidal disturbances for lti systems by state derivative feedback,” *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 135, no. 1, p. 014501, 2013.
- [124] G. Kararsız and H. Baştürk, “Aktif süspansiyon sistemleri için bilinmeyen bozucu etkisi altında uyarlamalı kontrolcü tasarımı,” *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, vol. 24, no. 8, pp. 1403–1408,
- [125] H. I. Basturk and M. Krstic, “State derivative feedback for adaptive cancellation of unmatched disturbances in unknown strict-feedback lti systems,” *Automatica*, vol. 50, no. 10, pp. 2539–2545, 2014.
- [126] H. İ. Baştürk and M. Krstic, “Adaptive sinusoidal disturbance cancellation for unknown lti systems despite input delay,” *Automatica*, vol. 58, pp. 131–138, 2015.
- [127] H. I. Basturk, “A backstepping approach for an active suspension system,” in *2016 American Control Conference (ACC)*, IEEE, 2016, pp. 7579–7584.
- [128] Y. Savas and H. I. Basturk, “Adaptive backstepping control design for active suspension systems actuated by four-way valve-piston,” in *2017 American Control Conference (ACC)*, IEEE, 2017, pp. 438–443.
- [129] V. O. Nikiforov, “Observers of external deterministic disturbances. 1. objects with known parameters,” *Automation and Remote Control*, vol. 65, no. 10, pp. 1531–1541, 2004.
- [130] H. İ. Baştürk and M. Krstic, “Adaptive cancelation of matched unknown sinusoidal disturbances for unknown lti systems by state derivative feedback,” in *2012 American Control Conference (ACC)*, IEEE, 2012, pp. 1149–1154.
- [131] M. S. De Queiroz, D. M. Dawson, S. P. Nagarkatti, and F. Zhang, *Lyapunov-based control of mechanical systems*. Springer Science & Business Media, 2012.
- [132] M. Krstic, I. Kanellakopoulos, and V. Petar, *Nonlinear and adaptive control design*. Wiley New York, 1995.
- [133] Y. Taşkın, “Taşıt titreşimlerinin analizi ve kontrolü,” PhD thesis, Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul, 2008.
- [134] P. Múčka, “Simulated road profiles according to iso 8608 in vibration analysis,” *Journal of Testing and Evaluation*, vol. 46, no. 1, pp. 405–418, 2017.
- [135] Y.-H. Wang and M.-C. Shih, “Effect of a hybrid controller on ride comfort under random road excitation for a semi-active suspension system,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 226, no. 12, pp. 1640–1651, 2012.
- [136] O. I. de Normalización (Ginebra), *Mechanical vibration-road surface profiles-reporting of measured data*. ISO, 1995.

- [137] R. C. Dorf and R. H. Bishop, *Modern control systems*. Pearson, 2011.

Tezden Üretilmiş Yayınlar

İletişim Bilgileri: mpaksoy@yildiz.edu.tr

Makale

1. Paksoy M. , Metin M., "Nonlinear semi-active adaptive vibration control of a half vehicle model under unmeasured road input", Journal Of Vibration And Control, cilt.25, ss.2453-2472, 2019
2. Paksoy M., Kararsız G., Metin M. "Yol Gözlemleyicisi Kullanarak Parametrik Belirsizlik İçeren MR Damperli Süspansiyon Sisteminin Yarı Aktif Doğrusal Olmayan Uyarlamalı Kontrolü" Academic Platform Journal of Engineering and Science

Konferans Bildirisi

1. Paksoy M., Kararsız G., Metin M., "Nonlinear Adaptive Semi Active Control of Quarter Car without Road Input Measurement", 4th International Conference On Engineering Technology and Applied Sciences, Kiev, Ukrayna, 24 Nisan 2019, ss.71-76
2. Kararsız G., Paksoy M., Metin M., Baştürk H., İ. "Hardware-In-The-Loop Simulation For Semi-Active Suspension System With Using Adaptive Backstepping Approach" the 6th International Conference on Control Engineering & Information Technology, İstanbul, Türkiye, 25 Ekim 2018, ss.443-448
3. Paksoy M., Metin M. "Simülasyon Çevriminde Donanım Yöntemi Yardımıyla Çeyrek Taşıt Modeli Titreşimlerinin Yarı Aktif Kontrolü" TOK'2018 Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı, Kayseri, Türkiye, 12 Eylül 2018, cilt.1, no.1, ss.415-422