

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YÜKSEK HIZLI DEMİRYOLU TAŞIT TİTREŞİMLERİNİN
UYARLAMALI KONTROLÜ**

Fırat Can YILMAZ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Makine Teorisi ve Kontrol Programı

Danışman

Doç. Dr. Muzaffer METİN

Ocak, 2021

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK HIZLI DEMİRYOLU TAŞIT TİTREŞİMLERİNİN
UYARLAMALI KONTROLÜ

Fırat Can YILMAZ tarafından hazırlanan tez çalışması 28.01.2021 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Makine Teorisi ve Kontrol Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Muzaffer METİN
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Muzaffer METİN, Danışman

Yıldız Teknik Üniversitesi

Dr.Öğr.Üyesi Meral BAYRAKTAR, Üye

Yıldız Teknik Üniversitesi

Dr.Öğr.Üyesi Osman Taha ŞEN, Üye

İstanbul Teknik Üniversitesi

Danışmanım Doç. Dr. Muzaffer METİN sorumluluğunda tarafımca hazırlanan Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıt Titreşimlerinin Uyarlamalı 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.

Fırat Can YILMAZ

Güzel

ve

Değişmeyene

TEŞEKKÜR

Bu bölüm vasıtasıyla sadece bu çalışma veyahut yüksek lisans eğitimimi kapsayan dönem dışında da genel olarak ben olarak var olmama izin veren aileme teşekkür ederim. Doç. Dr. Muzaffer METİN'e çalışma sürecindeki yardımları için de ayrıca teşekkür ederim. Son olarak yanımda olan ve her zaman konuşabildiğim arkadaşlarıma da teşekkür ederim.

Fırat Can YILMAZ

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ	viii
KISALTMA LİSTESİ	x
ŞEKİL LİSTESİ	xi
TABLO LİSTESİ	xii
ÖZET	xiii
ABSTRACT	xv
1 GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti.....	2
1.2 Tezin Amacı.....	10
1.3 Hipotez.....	11
2 MATEMATİKSEL MODELLEME	12
2.1 Demiryolu Taşıtının Matematiksel Modeli	12
2.2 Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıtının Kararlılık Analizi	21
2.3 Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıtının Doğal Frekansları	22
2.4 MR Damper Matematiksel Modeli	23
3 KONTROL TASARIMI	26
3.1 Model Referans Uyarlamalı Kontrol Tasarımı.....	29
3.2 Parametre Uyarlamalı MR Damper Tasarımı	35
4 SİMÜLASYON SONUÇLARI	41
4.1 Aktif Süspansiyon Sistemi Tasarımının Simülasyon Cevapları.....	43
4.2 Yarı-Aktif Süspansiyon Sistemi Tasarımının Simülasyon Cevapları.....	52

5 SONUÇ VE ÖNERİLER	63
KAYNAKÇA	65
TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR	70

SİMGE LİSTESİ

A	Sistem Durum Matrisi
A_p	Parametrik Belirsizlik İçermeyen Sistem Durum Matrisi
A_r	Referans Durum Matrisi
B	Sistem Giriş Matrisi
B_p	Parametrik Belirsizlik İçermeyen Sistem Kontrol Giriş Matrisi
B_u	Sistem Kontrolör Giriş Matrisi
B_w	Sistem Bozucu Giriş Matrisi
c	Referans Giriş
C	Sistem Çıkış Matrisi
c_1, c_2	İkincil Süspansiyon Sönüm Katsayısı
c_3, c_4, c_5, c_6	Birincil Süspansiyon Sönüm Katsayısı
Δn	Zaman Aralığı
δ_p	Sistem Belirsizlik Matrisi
e	Uyarlamalı Kontrol Tasarımında Kullanılan Hata İfadesi
f	Manyetoreolojik Damper Kuvveti
f_n	Doğal Frekans
Γ	Pozitif, Simetrik Matris
H	Damper Kuvvet Girişlerini İfade Eden Matris
J_b	Boji Ataleti
J_c	Taşıt Gövde Ataleti
K_1	Uyarlamalı Kontrol Kazanç Katsayısı
K_2	Uyarlamalı Kontrol Kazanç Katsayısı
k_1, k_2	İkincil Süspansiyon Yay Katsayısı
k_3, k_4, k_5, k_6	Birincil Süspansiyon Yay Katsayısı
K_g	Kontrol Kazanç Katsayısı
$k_{h1}, k_{h2}, k_{h3}, k_{h4}$	Hertz Yay Katsayısı (tekerlek-ray etkileşimi) (N/m)
k_r	Yol Pürüzlülük Katsayısı
$2L$	Boji Merkezleri Arasındaki Mesafe
$2L_a$	Bojideki Ön ve Arka Akslar Arası Mesafe
Λ	Kontrol Etkinliğindeki Belirsizlik Matrisi
$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$	Keyfi Kazanç Matrisleri
M_c	Taşıt Gövde Kütlesi
M_b	Boji Kütlesi
M_w	Tekerlek Seti Kütlesi
n_0	Referans Uzamsal Frekans
p_1, p_2	LuGre Modelini Daha Kompakt Yazmada Kullanılacak Matrisler
ϕ_1	Bilinen Parametrelerden Oluşan Vektör
ϕ_2	Bilinmeyen Parametrelerden Oluşan Vektördür
ψ_i	Faz Aralığıdır
Q	Pozitif, Simetrik Matristir
r	Uyarlamalı Kontrol Tasarımında Kullanılan Hata Dinamiği
σ	Sistem Durum Matrislerinden Oluşan Bilinen Vektörün Daha Kompakt Formda Gösterimi

σ_p	Sistem Durum Matrislerinden Oluşan Bilinen Vektör
θ_{b1}, θ_{b2}	Boji Açısal Yer Değiştirmesi
θ_c	Taşıt Gövdesi Açısal Yer Değiştirmesi
u	Kontrolör Girişi
u_a	Uyarlamalı Kontrol Girişi
u_n	Nominal Kontrol Girişi
V	Aday Lyapunov Fonksiyonu
W_p^T	Bilinmeyen Sabit Belirsizliklerden Oluşan Ağırlıklandırma Matrisi
W^T	Bilinmeyen Sabit Belirsizliklerden Oluşan Ağırlıklandırma Matrisinin Daha Kompakt Formda Gösterimi
$\widehat{W^T}$	Bilinmeyen Sabit Belirsizliklerden Oluşan Ağırlıklandırma Matrisinin Daha Kompakt Formda Gösteriminin Kestirimi
x_p	Sistem Durum Vektörü
x_r	Referans Durum Vektörü
x_s	Sistemin Genelleştirilmiş Koordinat Vektörü
Y_1, Y_2	Bilinen ve Ölçülebilen Sinyallerden Meydana Gelen Matrisler
z	Bozucu Giriş
z_{b1}, z_{b2}	Boji Düşey Yer Değiştirmesi
z_c	Taşıt Gövdesi Düşey Yer Değiştirmesi

KISALTMA LİSTESİ

ANFIS	Uyarlamalı Sinirsel Bulanık Çıkarım Sistemi
EMS	Elektromanyetik süspansiyon
HDCT	Çift Kavramalı Elektrikli Taşıt
ISE	Hatanın Karesinin İntegrali
ITSE	Hatanın Karesinin Zamanla Çarpımının İntegrali
LQG	Karesel Gaussian Kontrolü
LQR	Doğrusal Karesel Düzenleyici
MR	Manyetoreolojik
MRUK	Model Referans Uyarlamalı Kontrol
PEMFC	Proton Değişim Membranlı Yakıt Hücresi
PID	Oransal-İntegral-Türevsel Denetleyici
PSD	Güç Spektral Yoğunluğu
SAS	Kararlılık Geliştirme Sistemi

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1	Yarım demiryolu taşıtı modeli.....	12
Şekil 2.2	Kök-yer haritası	22
Şekil 3.1	Aktif süspansiyon sistemi entegreli yarım demiryolu taşıtı modeli	26
Şekil 3.2	Yarı-Aktif süspansiyon sistemi entegreli yarım demiryolu taşıtı modeli	27
Şekil 3.3	Model Referans Adaptif Kontrol şeması	35
Şekil 3.4	Parametre uyarlamalı MR damper kontrol şeması	40
Şekil 4.1	Sisteme etki eden bozucu giriş sinyalleri (a) basamak giriş (b) sinüzoidal giriş (c) yol profili	42
Şekil 4.2	Aktif süspansiyon sistemli taşıtın gövde düşey yer değiştirmesi ve ivmesi (a) basamak giriş (b) sinüzoidal giriş (c) yol profili girişi	44
Şekil 4.3	Aktif süspansiyon sistemli taşıtın gövde açısıl yer değiştirmesi ve ivmesi (a) basamak giriş (b) sinüzoidal giriş (c) yol profili girişi	46
Şekil 4.4	Aktif süspansiyon sistemli taşıtın süspansiyon sapsmaları (a) basamak giriş (b) sinüzoidal giriş (c) yol profili girişi	47
Şekil 4.5	Aktif süspansiyon sistemli taşıtın aktüatör kuvvetleri (a) basamak giriş (b) sinüzoidal giriş (c) yol profili girişi	50
Şekil 4.6	Aktif süspansiyon sistemli taşıtın gövde düşey yer değiştirmesi ve ivmesinin frekans cevabı	51
Şekil 4.7	Aktif süspansiyon sistemli taşıtın gövde açısıl yer değiştirmesi ve ivmesinin frekans cevabı	52
Şekil 4.8	Yarı-aktif süspansiyon sistemli taşıtın gövde düşey yer değiştirmesi ve ivmesi (a) basamak giriş (b) sinüzoidal giriş (c) yol profili girişi	53
Şekil 4.9	Yarı-aktif süspansiyon sistemli taşıtın gövde açısıl yer değiştirmesi ve ivmesi (a) basamak giriş (b) sinüzoidal giriş (c) yol profili girişi	55
Şekil 4.10	Yarı-aktif süspansiyon sistemli taşıtın süspansiyon sapsmaları (a) basamak giriş (b) sinüzoidal giriş (c) yol profili girişi	56
Şekil 4.11	Yarı-aktif süspansiyon sistemli taşıtta MR dampere uygulanan gerilim değerleri (a) basamak giriş (b) sinüzoidal giriş (c) yol profili girişi	59
Şekil 4.12	Yarı-aktif süspansiyon sistemli taşıtın düşey yer değiştirmesi ve ivmesinin PSD cevapları (a) basamak giriş (b) sinüzoidal giriş (c) yol profili girişi	60
Şekil 4.13	Yarı-aktif süspansiyon sistemli taşıtın açısıl yer değiştirmesi ve ivmesinin PSD cevapları (a) basamak giriş (b) sinüzoidal giriş (c) yol profili girişi	61

TABLO LİSTESİ

Tablo 2.1	Taşıt bileşen ve genelleştirilmiş koordinatların simgesel gösterimleri	13
Tablo 2.2	Süspansiyon sistemi elemanlarının ve mesafelerin simgesel gösterimleri .	14
Tablo 2.3	Yüksek hızlı demiryolu taşıtı durum matrisi öz değerleri ($V= 300\text{km/sa}$) ...	21
Tablo 2.4	Yüksek hızlı demiryolu taşıtına ait doğal frekans değerleri	23
Tablo 3.1	Taşıt bileşen ve genelleştirilmiş koordinatların simgesel gösterimleri	27
Tablo 4.1	Aktif süspansiyon sistemi entegreli sistemin performans indeksleri	48
Tablo 4.2	Yarı-aktif süspansiyon sistemi entegreli sistemin performans indeksleri ...	57

Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıt Titreşimlerinin Uyarlamalı Kontrolü

Fırat Can YILMAZ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Doç. Dr. Muzaffer METİN

Bu tez çalışmasında yüksek hızlı bir demiryolu taşıtında yolcu konforunun arttırılması gayesiyle tren gövdesinde meydana gelen düşey titreşimlerin uyarlamalı kontrolör vasıtasıyla bastırılması amaçlanmıştır. Kontrolör tasarımı gerçekleştirilecek demiryolu taşıtının düşey hareketleri dikkate alınarak modellenmiştir. Çalışmada, yüksek hızlı bir demiryolu aracının seyir kalitesinin artırılması ve düşey titreşimlerinin bastırılması amaçlanmıştır. Oluşturulan demiryolu taşıt modeli on serbestlik dereceli olup bunlar, taşıt gövdesi ve iki adet bojinin düşey ve kafa vurma hareketleri ile dört adet tekerlek setinin düşey hareketlerini kapsamaktadır. Demiryolu kaynaklı bozucu etkiler nedeni ile oluşan düşey titreşimlerin bastırılması ve seyir kalitesinin artırılması için iki farklı uyarlamalı kontrolör tasarımı gerçekleştirilmiştir. Tasarlanan kontrolörlerden ilki Model Referans Uyarlamalı Kontrolör (MRUK) olup, ikincil süspansiyon sisteminde var olabilecek belirsizlikleri içermektedir. İkinci kontrolör tasarımında ise demiryolu taşıtı düşey titreşimleri magnetoreolojik (MR) damper yardımıyla yarı aktif bir yöntemle kontrol edilerek bastırılmıştır. Bu süspansiyon sistemi tasarımında MR damperler ön

ve arka bojilerle gövde arasına ikincil süspansiyonlara paralel olacak şekilde konumlandırılmıştır MR damper yardımıyla sistem titreşimleri yarı aktif kontrol edilirken ikincil süspansiyon sisteminde var olabilecek belirsizliklerin yanı sıra MR damper belirsizlikleri de ele alınmıştır. Tasarlanan aktif ve yarı aktif süspansiyon sistemlerinin etkinliği zaman ve frekans alanlarında süspansiyonların kontrolörsüz pasif hallerine ait sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Aktif ve yarı-aktif süspansiyon sistemi tasarımları ile sistem belirsizliklerinin varlığına karşın sistem kararlılığı garanti altına alınmış ve taşıt gövdesinde meydana gelen titreşimler bastırılarak seyir güvenliği ve yolcu konforu artırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Raylı taşıt titreşimleri, model referans uyarlamalı kontrol, manyetoreolojik damper, parametrik belirsizlik, yarı aktif kontrol

Adaptive Control of High Speed Railway Vehicle Vibrations

Firat Can YILMAZ

Department of Mechanical Engineering

Master of Science Thesis

Advisor: Assoc. Prof. Muzaffer METİN

In this thesis study, suppression of vertical vibrations over the vehicle body aimed by the adaptive controller to increase passenger comfort in the high-speed railway vehicle. The vehicle is modeled vertically. The investigated vehicle was modeled vertical because of the increment of the road quality and the suppression of the vehicle body vertical vibrations. The vehicle model is a half vehicle model to have 10 degrees of freedom that are the vertical displacement and pitching motion of the body and two bogies and the vertical displacement of the wheels. 2 different adaptive controller mechanisms are studied to increase road comfort and to suppress the vibrations due to disturbance based on rail. The first of these controller mechanisms is Model Reference Adaptive Control that is designed for suppressing the vehicle body vibrations at the existence of the parametric uncertainties in the second suspension system of the railway vehicle. In the second controller design, the body vertical vibration was suppressed by a semi-active suspension system with aid of the MR dampers. In this suspension system design, MR dampers are placed parallel between the front bogie and the body, and the rear bogie and the body. In this suspension system design, MR damper

parametric uncertainties exist in addition to parametric uncertainties in the second suspension system. The efficiency of designed the suspension systems is shown over comparison with a passive suspension system results in the frequency and time domains. By the designed the active and semi-active suspension systems, the stability of the system is guaranteed in the existence of the uncertainties. Also, the increment of the passenger comfort and road safety was realized by the suppression of the vibration.

Keywords: Rail vehicle vibrations, model reference adaptive control, magnetorheological damper, parametric uncertainty, semi-active control

1

GİRİŞ

Karayolu taşıtlarında olduğu gibi raylı taşıtlarda da güvenliği ve yolcu konforunu olumsuz yönde etkileyen titreşimler ağırlıklı olarak süspansiyonlar aracılığı ile sönümlenmeye çalışılır. Titreşim bastırımı amacıyla süspansiyonlarda üç farklı yöntem uygulanagelmıştır. Bu yöntemler sırasıyla, süspansiyon sistemlerine ait rijitlik ve sönüm elemanlarına ait parametrelerin titreşimleri minimize edecek şekilde optimize edilmesiyle ortaya çıkan pasif yöntem, süspansiyon sistemlerinde kullanılan damper elemanın sönüm özelliğinin iç dinamiklerin dampere uygulanan küçük gerilimlerle değiştirilerek performansının artırılması prensibine dayanan yarı-aktif yöntem ve süspansiyon sistemine entegre bir eyleyici ile titreşimlerin kontrol edildiği aktif yöntemlerdir. Pasif süspansiyon sistemlerinin kullanıldığı taşıtlarda, titreşim kontrolü için sisteme dışarıdan bir enerji girişi bulunmamaktadır. Ancak pasif süspansiyon sistemi, üç süspansiyon sistemi içerisinde titreşim sönümlemesi açısından en az etkili olan süspansiyon sistemidir. Aktif-süspansiyon sistemi en etkili titreşim bastırımına sahip sistem olmasına rağmen en yüksek enerji tüketimine de sahiptir. Yarı-aktif süspansiyon sistemi, pasif ve aktif süspansiyon sistemi arasındaki bir ara form olarak düşünülebilir. Bu süspansiyon sisteminde, pasif süspansiyon sisteminden daha etkili bir vaziyette bir titreşim bastırımı elde edilirken aktif süspansiyon sistemine nazaran da daha az enerji tüketimi meydana gelmektedir. Bu tez kapsamında, aktif süspansiyon sistem tasarımı ve yarı-aktif süspansiyon sistemi tasarımları gerçekleştirilmiştir.

Yolcu taşıma amacına yönelik tasarlanan raylı taşıtlarda iki kademeli süspansiyon sistemi kullanılır. Tekerlek setleri ve bojiler arasına yerleştirilen birinci kademe süspansiyon sistemi birincil süspansiyon sistemi olarak adlandırılır. Bunlar, burçlarda kullanılan kauçuk elemanlar, aks kutuları ve boji arasına konumlandırılan çelik plakalar ve kauçuklardan oluşan özel sistemler ya da klasik helezon yay-damper çiftinden oluşabilirler. Bojiler ve gövde arasına yerleştirilen ikinci kademe süspansiyon sistemlerine ise ikincil süspansiyon sistemi adı verilir. Bu kademedede ise bazı

sistemlerde helezon yay-damper çifti kullanılırken bazılarında ise hava yayları tercih edilir. Raylı taşıtlarda seyir güvenliği ile daha çok birincil süspansiyon sistemleri ilişkilendirirlerken yolcu konforu ile de ikincil süspansiyon sistemleri ilişkilendirilir. Bu nedenle, birincil süspansiyon sisteminde uygulanan kontrol çalışmaları raylı taşıt seyir güvenliğini artırmaya yönelik olup, ikincil süspansiyona uygulanan kontrol çalışmaları ise yolcu konforunu artırmaya yöneliktir [22]. Bu tez kapsamında da yolcu konforunun artırılması temel olarak hedeflenmiş olup taşıt gövdesi ve bojiler arasında bulunan ikincil süspansiyon sistemine yerleştirilen MR-damperler ile yarı-aktif süspansiyon sistemi ve aktüatörler ile aktif süspansiyon sistemi tasarımı gerçekleştirilmiştir.

1.1 Literatür Özeti

Süspansiyon sistem tasarımları yol bozucuları etkisinde sistemde meydana gelen titreşimlerin sönümlenmesi amacıyla literatürde kendine yoğun bir şekilde yer bulmaktadır. Demiryolu taşıtları süspansiyon sistemleri, tekerlek seti ve bojiler arasında bulunan birincil süspansiyon sistemi ve bojiler ile taşıt gövdesi arasında bulunan ikincil süspansiyon sisteminden oluşmaktadır. Literatürde tasarımları gerçekleştirilen demiryolu aktif ve yarı-aktif süspansiyon sistem tasarımlarında birincil süspansiyon sistemi tasarımı raydan çıkma durumuna karşı sistemin kararlılığının artırılması amacıyla, ikincil süspansiyon sistemi tasarımı da daha çoğunlukla sürüş konforu bakımından incelenmektedir. Kontrolör tasarımı yapılacak olan uyarlamalı kontrol, sistem belirsizlikleri karşısında sistem kararlılığının garanti altına alınmasıyla birlikte arzu edilen sistem cevaplarının elde edilmesini de aynı anda sağlamaktadır. Literatürde süspansiyon sistemi ve uyarlamalı kontrol tasarımları incelendiğinde,

Metin ve Güçlü tarafından yapılan çalışmada hafif raylı taşıtın 6 serbestlik dereceli modellenmesi gerçekleştirilmiştir. Modellenen taşıt ile gerçek taşıt arasındaki yakınlık gerçek taşıt üzerindeki titreşim ölçümleri ve modellenen taşıtın simülasyon sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve modellemenin uygunluğu gösterilmiştir. Tasarlanan 6 serbestlik dereceli hafif raylı taşıt üzerinde geleneksel türde PID bulanık kontrolör ile parametre uyarlamalı bulanık kontrolör tasarımları titreşimleri aktif bir şekilde

kontrol etmek amacıyla gerçekleştirilmiştir. Çalışma sonucunda parametre uyarlamalı PID kontrolör tasarımının yolcu konforu açısından incelendiğinde daha üstün bir performansa sahip olduğu görülmektedir [5].

Paksoy ve Metin tarafından yapılan çalışmada manyetoreolojik(MR) damperin uyarlamalı kontrolü ile yarım taşıt olarak modellenen otomobilin düşey ve açısız titreşimleri bastırılmıştır. Kontrol metodu tasarımında, yol girdisi ölçümüne ihtiyaç duyulmadan uyarlamalı yol gözlemleyicisi ile kontrolörün tasarımı gerçekleştirilmiştir. Tasarlanan kontrolörde bozucu girişin bilindiği ve bilinmediği durumlar zaman ve frekans alanlarında incelendiği zaman sonuçların birbirine yakınlığı görülmektedir. Bu durum yol gözlemcisi tasarımının uygunluğunu ifade etmektedir. Böylece, bozucu giriş ölçümüne ihtiyaç duyulmadan yolcu konforu açısından önemli olan titreşimlerin bastırımlarının daha ekonomik olarak elde edilebileceği sonucuna ulaşılmıştır [6].

Paksoy, Kararsız, Metin ve Baştürk tarafından çeyrek taşıt üzerine yapılan parametrik belirsizlik içeren MR-uyarlamalı kontrol tasarımıyla titreşim kontrolü gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmada bozucu girişinin sistem parametre belirsizlikleriyle birlikte bilinmediği varsayılmıştır ve bu doğrultuda yol gözlemleyicisi tasarlanmıştır. Yapılan kontrol tasarımıyla taşıt gövdesinin düşey yer değişiminin zaman ve frekans cevaplarında iyileşme görülmüş ve tasarlanan yol gözlemleyicisi ile elde edilen sonuçlar ile yol bozucusunun ölçüldüğü sonuçların birbirine çok yakın olduğu görülmüştür. Bu yöntemle ölçüm maliyetlerinde azalma sağlanmıştır [7].

Demiryolu taşıt titreşimleri kontrolü üzerine Metin ve Güçlü tarafından yapılan çalışmada, düşey taşıt titreşimleri geleneksel PID ve parametre uyarlamalı PID kontrolör tasarımlarıyla kontrol edilmiş ve karşılaştırılmıştır. Sistem modellenmesi 5 serbestlik dereceli çeyrek demiryolu taşıtı olarak yapılmıştır. Çalışma sonucunda, parametre uyarlamalı PID tasarımının zaman ve frekans alanlarında geleneksel PID tasarımdan daha iyi sonuçlar verdiği görülmüştür [8].

Metin ve Güçlü tarafından yapılan çalışmada, 11 serbestlik dereceli demiryolu taşıtının PID kontrolörle ve bulanık mantıkla oluşturulan aktif süspansiyon tasarımlarının performanslarının karşılaştırılması sunulmuştur. Tasarlanan her iki aktif süspansiyon

sistemi vasıtasıyla yolcu koltuğu üzerinde oluşan deplasman ve ivmenin zaman ve frekans cevaplarında arzu edilen seviyelere ulaşılmıştır. İki kontrolör arasında yapılan karşılaştırma neticesinde ise bulanık mantık kontrolörün özellikle frekans alanında çok daha iyi bir sonuç verdiği gösterilmiştir [9].

Paksoy, Kararsız ve Metin tarafından yapılan çalışmada çeyrek taşıt modeli üzerine yarı aktif süspansiyon tasarımı gerçekleştirilmiştir. Sisteme etki eden bozucunun, farklı sinüzoidal dalgaların toplamı olduğu dışında bir bilginin olmadığı varsayılmıştır ve bu bağlamda, sistem yol gözlemleyicisi tasarlanmıştır. Kontrolör, modellenen çeyrek taşıtta aks kütlesi dışındaki parametrelerin bilinmediği durum üzerine tasarlanmıştır. Tasarlanan yarı aktif süspansiyonla taşıt titreşimlerinin bastırımı gerçekleştirilmiştir [10].

Foo ve Goodall tarafından yapılan çalışmada demiryolu taşıtının esnek gövde modellemelerinde ortaya çıkan esneklik etkilerini azaltmak amacıyla 2 adet hidrolik aktüatör ön ve arka bojilerle taşıt gövdesi arasına ve bir adet elektro manyetik aktüatör de taşıt gövde merkezine yerleştirilmiştir. Çalışmada ayrıca, sürüş kalitesi üzerindeki aktüatör dinamiklerinin etkisi de incelenmiştir. Demiryolu taşıtının yolcu konforu açısından incelendiğinde esnek modellenmesi ve rijit modellenmesi arasındaki farkın en çok taşıt merkezinde meydana geldiği ortaya çıkmıştır ve taşıt merkezine aktüatör eklenmesinin esneklik etkileri üzerinde etkili bir azaltmaya sebep olduğu görülmüştür [11].

Zhu, Li, Chen, Liu ve Hu tarafından yapılan çalışmada 17 serbestlik dereceli tam taşıt olarak modellenen yüksek hızlı tren için yanal aktif süspansiyon sisteminin düşük maliyetli konfigürasyonu üzerine inceleme gerçekleştirilmiştir. İç model temelli rezonans kontrolcü, yüksek hızlı trenin düşük maliyetli yanal aktif süspansiyon sistemi için önerildi ve trenin sürüş kalitesinin artırılması amaçlandı. Önerilen aktif süspansiyon sisteminde kontrol sistemi yalnızca aktüatörler ve bir ivmeölçerden oluşmaktadır. Buna karşın, klasik kontrol sistemlerinde genellikle çok daha fazla ölçüm ihtiyacı bulunmaktadır, bu durumda önerilen yapının düşük maliyetli aktif süspansiyon

sistemi olmasına sebep olmaktadır. Önerilen kontrolcü neticesinde titreşim bastırımı başarılı bir şekilde gerçekleştirilmiştir [12].

W. Elzaghir, Y. Zhang, N. Natarajan, F. Massey, C.C. Mi tarafından yapılan çalışmada çift kavramalı bir elektrikli taşıtın (HDCT) uyarlamalı kontrolü önerilmiştir. Model referans uyarlamalı kontrolörün (MRUK) amacı yakıt tüketiminin en aza indirilmesi ve tork kesintisini azaltmak olarak seçilmiştir. Tasarlanan kontrolör ile sistemin kapalı döngü kararlılığı garanti altına alınmış ve sistem çıktılarının seçilen referans model çıktılarını takibini gerçekleştirmiştir. Çalışma sürecinde yapılan simülasyon çalışmaları neticesinde HDCT için MRUK tasarımının üstün performans gösterdiği çıkarımı elde edilmiştir [13].

J. Han, S. Yu, S. Yi tarafından yapılan çalışmada bir proton değişim membranlı yakıt hücresinde (PEMFC) yığın ve giriş sıcaklıklarının belirsizlikler varlığında kontrolünü gerçekleştirmek amacıyla MRUK tasarımı gerçekleştirilmiştir bu sayede uygun sistem sıcaklıkları tasarlanan kontrolör ile sağlanmıştır. Parametre değişimi süresince PEMFC sisteminin geçici zaman cevapları MRUK kontrolör ve nominal geri besleme kontrolörü üzerinden değerlendirilmiştir. MRUK kontrolcüsünün diğer kontrolcüye göre daha iyi geçici zaman cevapları verdiği görülmüştür [14].

Yao, Yap, Chen, Li ve Yeo yaptıkları çalışmada, Instron makinesinde MR damper performans testleri yaptıktan sonra Bouc-Wen matematik modeliyle MR damperi tasarlamışlardır. Ölçekli bir çeyrek taşıt modeli üzerine uygulanan MR damper ile taşıtın yarı aktif kontrolü gerçekleştirilmiştir [16].

Shin, You, Hyun ve Park tarafından demiryolu taşıtının ikincil süspansiyon sisteminde yarı aktif ve aktif süspansiyon sistem tasarımlarıyla taşıt gövde titreşimlerinin kontrolü gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmadaki ana amaç kontrol performansının demiryolu taşıt dinamik karakteristiklerini nasıl etkilediği ve farklı taşıt hızlarına bağlı olarak dinamik karakteristikler ile kontrol performansı arasındaki ilişkinin analizi olarak belirlenmiştir [17].

Nagarkar, Vikhe, Borole ve Nandedkar tarafından yapılan çalışmada, Doğrusal Karesel Düzenleyici (LQR) ile oluşturulan aktif süspansiyon sistemi ve pasif süspansiyon sistemi karşılaştırılması yapılmıştır. Çalışmada analiz ve simülasyon için doğrusal çeyrek taşıt modeli kullanılmıştır. Çalışma sonucunda, aktif süspansiyon sisteminin yolcu konforunu iyileştirdiği sonucu elde edilmiştir [18].

Rizvi, Abid, Khan, Satti ve Latif tarafından yapılan çalışmada, taşıt ve yolcu üzerindeki yol bozucularının etkilerinin en aza indirilmesi amacıyla H_∞ kontrolör kullanımıyla birlikte aktif süspansiyon sistemi tasarımı gerçekleştirilmiştir [19].

Zhou, Liu, Chen, Xu ve Chao tarafından yapılan çalışmada, Optimal Kayan Kipli Kontrol tasarımı (Optimal Sliding Mode Control) kullanılarak tasarlanan aktif süspansiyon sisteminin geleneksek Kayan Kipli Kontrol tasarımına göre yolcu konforunu daha fazla arttırdığı gösterilmiştir [20].

A.S. Yıldız, S. Sivrioğlu, E. Zergeroğlu, Ş. Çetin tarafından yapılan çalışmada çeyrek taşıt modeli üzerindeki titreşimlerin MR damper kullanılarak bastırılması amaçlanmıştır. Önerilen kontrol tasarımının etkinliği pasif ve H_∞ kontrol mekanizmalarıyla yapılan simülasyon karşılaştırmaları üzerinden gösterilmiştir. Simülasyon çalışmaları uyarlamalı kontrol mekanizmasının parametrik belirsizliklere rağmen daha iyi yol tutuşu ve yolcu konforu sağladığını göstermiştir [23].

A.S. Yıldız, S. Sivrioğlu, E. Zergeroğlu, Ş. Çetin tarafından yapılan çalışmada MR damper kullanılarak çeyrek taşıt modelindeki titreşim bastırımı amaçlanmıştır. Önerilen uyarlamalı kontrolcü yapısı çeyrek taşıt modeli ve MR damper parametrelerinde yer alan belirsizliklerin etkilerinin tamamını pasifize etmektedir. Tasarlanan kontrolcü tarafından uyarlanan MR damper parametrelerinin, kurulan test düzeneği ile doğrulukları gösterilmiştir. Önerilen uyarlamalı kontrolcü yapısı ile yol tutuşunda ve sürüş konforunda model parametrelerinde belirsizliklerin var olmasına karşın iyi birer sonuç elde edildiği görülmüştür. Ancak gerilim sinyalindeki değişimlerden kaynaklı olarak ivme cevaplarında kötüleşme meydana gelmiştir [24].

X. Wei, M. Zhu, L. Jia tarafından yapılan çalışmada yanal modellenmiş demiryolu taşıtının süspansiyon sistemi için yenilikçi bir yarı-aktif kontrol yapısı önerilmiştir. Her boji yapısının birinci süspansiyonuna dörder adet MR damper yerleştirilmiştir. Çalışmada önerilen yarı aktif kontrol metodu ile düz hat üzerindeki trenin kararlılığının ve yanal kuvvetlerin ve raydan çıkmanın üzerinde durulduğu kurp performansının artırılması amaçlanmıştır. Bu nedenle taşıt modellenmesi yanal olarak yapılmıştır [25].

L.H. Zong, X.L. Gong, S.H. Xuan, C.Y. Guo tarafından yapılan çalışmada yanal sürüş kalitesinin artırılması amacıyla demiryolu süspansiyon sisteminde MR damperle yarı aktif H_∞ kontrol yapısı incelenmiş. Demiryolu taşıtı tam model olarak 17 DOF sahip olacak şekilde tasarımı gerçekleştirilip sisteme modellenmiş rastgele yol bozucuları etki ettirilmiştir. MR damper dinamiklerinin karakterizasyonu için Bouc-Wen modeli oluşturulduktan sonra uyarlamalı sinirsel bulanık çıkarım sistemiyle (ANFIS) bir ters MR damper modeli oluşturulmuştur. ANFIS ters modeliyle H_∞ kontrol yapısının birleştirilmesiyle yarı aktif H_∞ kontrol yapısı elde edilmiş olundu. Tasarlanan kontrolcünün etkinliği simülasyon cevapları üzerinden incelendiği zaman, tasarlanan yarı aktif kontrolcü yapısının pasif süspansiyon sistemine göre taşıt gövdesinin yanal, yalpa ve yuvarlanma ivmelerinde %30 civarında bir azaltıma sebep olduğu anlaşılmıştır [26].

W.H. Liao, D.H. Wang tarafından yapılan çalışmada MR damperlerin ikinci süspansiyon sistemine entegrasyonu demiryolu taşıtının sürüş kalitesinin artacağına gösterilmesi amaçlanmıştır. Tasarlanan kontrolcü ile 9 DOF olarak modellenen demiryolu taşıtının gövde ve bojilerinin düşey, kafa vurma ve yuvarlanma hareketlerinin bastırılması istenmiştir. Yapılan simülasyonlar sonucunda, özellikle demiryolu taşıt gövdesinin rastgele yol bozucuları altındaki titreşiminin yarı-aktif süspansiyon sistemiyle etkili bir şekilde bastırılacağı görülmüştür. Bununla birlikte MR damper kuvvetinin artırılmasının taşıt titreşimlerinin bastırımında her zaman olumlu etki etmeyeceği de anlaşılmıştır. Bu çalışma neticesinde, MR damper kullanımının, uygulanabilir ve etkili olduğu sonucu ortaya konulmuştur [27].

D.H. Wang, W.H. Liao tarafından yapılan çalışma iki parça halinde yayınlanmıştır. Çalışmanın birinci kısmında 17 DOF sahip tam ölçekli bir demiryolu taşıtının modellenmesi ve taşıt gövdesinin, bojilerin ve tekerlek setlerinin yanal, yalpa ve kafa vurma hareketlerinin bastırılması amaçlanan MR damper kontrolcüsüyle oluşturulan yarı-aktif süspansiyon sisteminin modele entegrasyonu gösterilmiştir. Çalışmanın ikinci kısmında simülasyon ve analiz kısmına yer verilmiştir. Yarı aktif MR damper sisteminin MR dampere sabit 12 V gerilim uygulandığı ve gerilim uygulanmadığı (0 V) yapılarıyla kıyaslandığında yararlı ve etkili olduğu simülasyon sonuçlarıyla gösterilmiştir [28-29].

Q. Zhu, J.J. Ding, M.L. Yang tarafından yapılan çalışmada yanal aktif ikinci ve birinci süspansiyon sistemlerinin yüksek hızlı demiryolu taşıtının hunting kararlılığı ve sürüş kalitesindeki etkilerine odaklanılmıştır. Çalışmada, 17 DOF sahip tam ölçekli demiryolu taşıtı modellenmesi gerçekleştirilmiş ve sistem cevapları rastgele ve periyodik bozucular etkisinde incelenmiştir. Hunting kararlılığı ve sürüş kalitesinin aynı anda artırılmasının zorluğundan kaynaklı olarak her iki süspansiyon sistemi de aktif olarak modellenmiştir. Çalışmada kullanılan kontrol teorisi Doğrusal Karesel Gaussian Kontrolü (LQG) olarak tercih edilmiştir. Tasarlanan aktif süspansiyon sistemleri rastgele ve periyodik bozucuları bastırmada etkili oldukları çalışma sonunda gösterilmiştir [30].

R. Zhou, A. Zolotas, R. Goodall tarafından yapılan çalışmada tilting (yatar) gövdeli yüksek hızlı demiryolu taşıtları için aktif süspansiyon sistemi tasarımı gerçekleştirilmiştir. Tilt kontrolü için ticari çözümlerle kıyaslandığında, önerilen yapının düz hat ve kurbda tilting kontrol performansını arttırdığı görülmüştür [31].

M. H. Harun, W. M. Z. W. Abdullah, H. Jamaluddin, R. A. Rahman and K. Hudha tarafından yapılan çalışmada 9 DOF olarak modellenen demiryolu taşıtının sürüş kalitesinin artırılması için yarı-aktif süspansiyon tasarımı gerçekleştirilmiştir. Sistem bozucu girişi olarak sinüzoidal dalga kullanılmıştır. Çalışmada yol bozucularının etkilerini azaltmak amacıyla Skyhook kontrolcüsüyle birlikte kararlılık geliştirme sistemi (SAS)

temelli yarı-aktif süspansiyon sistemi tasarlanmıştır. Önerilen tasarım neticesinde demiryolu taşıt gövdesinin sürüş kalitesinde önemli bir gelişme sağlanmıştır [32].

Zhou, Zolotas ve Goodall tarafından yapılan çalışmada yüksek hızlı demiryolu taşıtlarında aktif kontrolcü tasarımı gerçekleştirilmiştir. Yanal modellenmesi gerçekleştirilen demiryolu taşıtı üzerinde Skyhook sönümleme yanal kontrolcüsüyle birlikte H_∞ tilt kontrolörü kullanımı gerçekleştirilmiştir. Yapılan simülasyon çalışmaları sonucunda H_∞ temelli merkezi olmayan kontrolcü yapısı yanal ve tilt aktif süspansiyon sistemi tasarım gereksinimlerinin her iki kısmını da sağlamakta olduğu ortaya konulmuştur [34].

Khadanga ve Lee tarafından yapılan çalışmada yolcu konforunun geliştirilmesi amacıyla Doğrusal Karesel Gaussian Kontrolü sistemiyle birlikte aktif süspansiyon sistemi tasarımı gerçekleştirilmiştir. 6 serbestlik dereceli modellenmesi gerçekleştirilen yarım demiryolu taşıtı düşey olarak modellenmiştir. Kontrol sisteminin dayanıklılığı parametrik dalgalanmalar ve yapısal belirsizlikler karşısında araştırılmıştır [35].

Maleki, Sedigh ve Labibi tarafından yapılan çalışmada yolcu konforunun geliştirilmesi amacıyla aktif süspansiyon sistemi tasarımı gerçekleştirilmiştir. Yol bozuları etkisinde sistemde meydana gelen titreşimlerin sönümlenmesi amacıyla MRUK tasarımı gerçekleştirilmiştir. Doğrusal olmayan aktüatör dinamikleri ve zamanla değişen parametreler nedeniyle meydana gelen belirsizliklerin varlığın sistem dayanıklılığının ve performansının sağlanabilmesi amaçlanmıştır. Tasarlanan aktif süspansiyon sistemi tasarımının yol sürüş güvenliğini ve konforunu arttırdığı ortaya konulmuştur [36].

Songqi, Kunlun, Guoqing ve Wei tarafından yapılan çalışmada elektromanyetik süspansiyon (EMS) maglev taşıtlarının güvenlik ve konforunda hat elastik deformasyonlarının etkileri nedeniyle aktif süspansiyon sistemi tasarımında meydana gelebilen zorlukların üzerinden gelebilmek amacıyla doğrusal olmayan maglev tren tasarımı gerçekleştirilmiş ve MRUK tasarımı aktif süspansiyon sisteminde kullanılmıştır [37].

Turnip, Setiawan, Amri ve Tamba tarafından yapılan çalışmada çeyrek taşıt modeli üzerine aktif süspansiyon sistemi tasarımı gerçekleştirilmiştir. Uyarlamalı kontrolcü entegreli aktif süspansiyon sistemi tasarımı sonucunda elde edilen aktif süspansiyon sistemi cevaplarıyla pasif süspansiyon sistemi cevapları karşılaştırılmıştır. Yapılan simülasyon çalışmaları sonucunda aktif süspansiyon sistemi tasarımının yol tutuşunu ve sürüş konforunu geliştirdiği ortaya konulmuştur [38].

Yuan, Song ve Jia tarafından yapılan çalışmada uyarlamalı PD entegreli yarı-aktif süspansiyon sistemi tasarımı gerçekleştirilmiştir. Çalışmada 9 serbestlik dereceli bir yüksek hızlı demiryolu taşıtı tasarımı kullanılmıştır. Tasarımı gerçekleştirilen süspansiyon sistemiyle birlikte taşıt üzerindeki titreşim bastırımında etkin olduğu gösterilmiştir. Ayrıca uyarlamalı PD yaklaşımıyla birlikte PD kazançları tayinindeki deneme yanılma sürecinde meydana gelen zaman kaybı ortadan kaldırılmıştır [39].

Uyarlamalı kontrol tasarımı üzerine detaylı inceleme için [1] ve [15], demiryolu taşıt dinamikleri için detaylı bilgi için [3] incelenebilir.

1.2 Tezin Amacı

Çalışmada, matematiksel modellenmesi gerçekleştirilen 10 serbestlik dereceli yüksek hızlı demiryolu taşıtının düşey titreşimlerinin bastırılması amaçlanmıştır. Modellenen taşıt içerisinde parametrik belirsizlikler mevcuttur. Bu durum neticesinde, tasarlanan kontrol yapısının taşıt sürüş kalitesini arttırmasının yanında sistem kararlılığını da garanti altına alması gerekmektedir. Demiryolu taşıtlarında pasif süspansiyon sistemi dışında kalan aktif ve yarı-aktif süspansiyon sistemlerinin her ikisi üzerinden ayrı ayrı yapılan çalışmalarla kararlılık analizi ve titreşim bastırımı incelenmiştir. Aktif süspansiyon sistemi tasarımında Model Referans Uyarlamalı Kontrol (MRUK) tasarımı gerçekleştirilmiştir. Kontrolör seçimi olarak MRUK yapısının tercih edilmesinin sebebi sistemde parametrik belirsizliklerin varolmasıdır. Tasarlanan aktif süspansiyon sistemi tasarımında öncelikli olarak sistemin kararlılığı ve düşey titreşimlerin etkin bir şekilde bastırımı amaçlanmıştır. Demiryolu taşıt titreşim kontrolünde kullanılan ikinci kontrol mekanizması parametre uyarlamalı manyetoreolojik (MR) damperlerle oluşturulan yarı-aktif süspansiyon sistemidir. Bu tasarımda, MR damper

parametrelerinde ve sistem parametrelerinde belirsizlikler olduğu varsayılmıştır. Yarı-aktif süspansiyon sistemindeki amacımız aktif süspansiyon sitemi tasarımındaki gibi sistemin kararlılığını garanti etmenin yanında daha az enerji tüketiminin gerçekleştirmektedir. Yarı-aktif süspansiyon sistemlerinde aktif süspansiyon sistemlerine nazaran daha az enerji tüketimi meydana gelmektedir bununla birlikte daha düşük seviyede bir titreşim bastırımı gerçekleştirilmektedir.

1.3 Hipotez

Çalışmanın literatüre katkısı tasarlanan iki farklı kontrol yapısı üzerinden incelendiğinde:

Demiryolu taşıt titreşimleri üzerine yapılan çalışmalar incelendiği zaman yüksek hızlı demiryolu taşıtlarında MRUK üzerine yapılan çalışmalarda bir eksiklik olduğu gözlemlenmiştir. Bu doğrultuda tasarlanan MRUK tasarımı ile literatürdeki bu boşluğun doldurulmasına yardım edilmesi amaçlanmıştır. Kontrolör tasarımında taşıt ikincil süspansiyon sistemini oluşturan bütün elemanların belirsiz olduğu kabulü yapılmıştır. Bu durum sistemi kararsızlığa götürebilecek bir durum oluşturmaktadır. Önerilen kontrolör ile sistemin kararlılığı garanti altına alınmış ve aktif titreşim kontrolü gerçekleştirilmiştir.

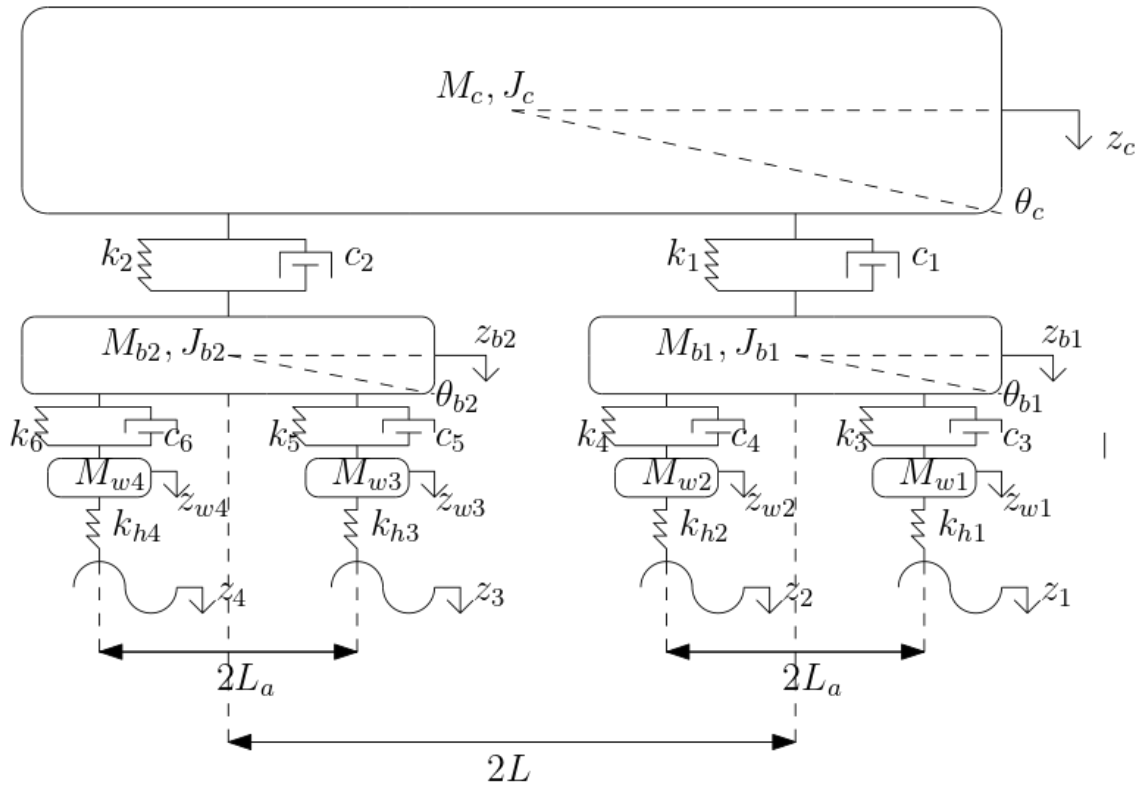
Yüksek hızlı demiryolu taşıtı üzerine uygulanan uyarlamalı MR damper tasarımı ile yolcu sayısı nedeniyle meydana gelebilecek taşıt gövde kütle değişimi, kütle değişimine bağlı olarak değişen taşıt gövde kütleli ataleti ile ikincil süspansiyon sistemindeki yay katsayısı belirsiz olarak kabul edilmiştir. Sistemde meydana gelen parametrik belirsizliklerin varlığında, sistem tasarlanan kontrolör yardımıyla gövde üzerinde meydana gelen titreşimlerin bastırılması gerçekleştirilmiştir. Kontrolör tasarımında literatürde kullanılan hata fonksiyonu geliştirilmiş ve hatanın integrali de hata fonksiyonu içerisine entegre edilmiştir. Bu sayede daha geniş kapsamlı bir hata fonksiyonu ile kontrol sağlanmıştır.

MATEMATİKSEL MODELLEME

Bu bölümde incelemeye tabii tutulan sistemin matematiksel modeli elde edilmiştir. Sistem modellenmesinin takibinde taşıtın doğal frekanslarının elde edilmesi gerçekleştirilmiştir. Yarı-aktif süspansiyon sisteminde kullanılacak olan MR damperin LuGre matematiksel modelinin elde edilmesiyle bölüm tamamlanacaktır.

2.1 Demiryolu Taşıtının Matematiksel Modeli

Çalışmada kullanılacak olan yüksek hızlı demiryolu taşıtının öncelikle fiziksel modeli çıkarılmış olup daha sonrasında matematiksel modellemeye geçilmiştir. Sistem matematiksel modelinin elde edilmesinde geometrik kabuller yapılmıştır ($\sin\phi \approx \phi, \cos\phi \approx 1$).



Şekil 2.1 Yarı demiryolu taşıtı modeli

Yarım taşıt modeli olarak düşünülen sistem, 10 serbestlik derecesine sahiptir. Sistem serbestlikleri taşıt gövdesi, ön ve arka bojilerin ve tekerleklerin düşey yer değiştirmesiyle taşıt gövde ve bojilerin kafa vurma hareketlerinden oluşmaktadır. Yüksek hızlı demiryolu taşıtının fiziksel modeli Şekil 2.1’de görülmektedir. Bu genelleştirilmiş koordinatların simgesel gösterimleri ve demiryolu taşıtının fiziksel modelinde gösterilen simgelerin tanımları Tablo 2.1’de gösterilmiştir.

Taşıt fiziksel modeli oluşturulduktan sonra Lagrange metodu kullanılarak sistemin genelleştirilmiş koordinatları üzerinden matematiksel denklemler elde edilmiştir. Lagrange metodunun kullanılmasının nedeni yüksek serbestlik dereceli sistemlerde kolaylık sağlamasıdır.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial(E_k - E_p)}{\partial \dot{q}_k} \right) - \left(\frac{\partial(E_k - E_p)}{\partial q_k} \right) + \frac{\partial E_d}{\partial \dot{q}_k} = Q_k \quad (2.1)$$

Denklem (2.1)’de E_k kinetik enerjiyi, E_p potansiyel enerjiyi, E_d sönüm enerjisini, q_k genelleştirilmiş koordinatları ve Q_k genelleştirilmiş kuvveti, k taşıtın sahip olduğu serbestlik derecesinden kaynaklı olarak 1:10 arasında değişmektedir.

Tablo 2.1 Taşıt bileşen ve genelleştirilmiş koordinatların simgesel gösterimleri

Taşıt Bileşenleri	Taşıt Bileşen Özelliği	Taşıt Bileşen Simgesi	Genelleştirilmiş Koordinatlar	
Taşıt Gövdesi	Kütle	M_c	z_c	Düşey yer değiştirme
	Atalet	J_c	ϕ_c	Açısal yer değiştirme
Ön Boji	Kütle	M_{b1}	z_{b1}	Düşey yer değiştirme
	Atalet	J_{b1}	ϕ_{b1}	Açısal yer değiştirme
Arka Boji	Kütle	M_{b2}	z_{b2}	Düşey yer değiştirme
	Atalet	J_{b2}	ϕ_{b2}	Açısal yer değiştirme
1.Tekerlek seti	Kütle	M_{w1}	z_{w1}	Düşey yer değiştirme
2. Tekerlek Seti	Kütle	M_{w2}	z_{w2}	Düşey yer değiştirme
3. Tekerlek Seti	Kütle	M_{w3}	z_{w3}	Düşey yer değiştirme
4.Tekerlek Seti	Kütle	M_{w4}	z_{w4}	Düşey yer değiştirme

Demiryolu taşıtları 2 süspansiyon sisteminden oluşmaktadır. Birincil süspansiyon sistemi tekerlek seti ile boji arasında yer almaktadır. İkincil süspansiyon sistemi de bojiler ile taşıt gövdesi arasında bulunmaktadır. İkincil süspansiyonlara paralel kullanılan eyleyiciler ile kontrol genel olarak konforun artırılmasını amaçlarken, birincil süspansiyon bölgesine konumlandırılan eyleyicilerle gerçekleştirilen kontrol uygulaması raydan çıkmayı engellemeyi amaçlar [22]. Bu bağlamda konfor artış gayesi güdüldüğü için kontrolörler ikincil süspansiyon sistemine yerleştirilecektir. Birincil ve ikincil süspansiyon sistemlerinde bulunan süspansiyon elemanlarının ve kütle merkezleri arasındaki mesafelerin simgesel gösterimlerinin anlamları Tablo (2.2)'de gösterilmiştir.

Tablo 2.2 Süspansiyon sistemi elemanlarının ve mesafelerin simgesel gösterimleri

Simgesel Gösterim		İfade Anlamı	Konum
c	c_1	Sönüm Katsayısı	İkincil Süspansiyon Sistemi
	c_2	Sönüm Katsayısı	İkincil Süspansiyon Sistemi
c	c_3	Sönüm Katsayısı	Birincil Süspansiyon Sistemi
	c_4	Sönüm Katsayısı	Birincil Süspansiyon Sistemi
k	k_1	Yay Katsayısı	İkincil Süspansiyon Sistemi
	k_2	Yay Katsayısı	İkincil Süspansiyon Sistemi
k	k_3	Yay Katsayısı	Birincil Süspansiyon Sistemi
	k_4	Yay Katsayısı	Birincil Süspansiyon Sistemi
Simgesel Gösterim		İfade Anlamı	
k_h		Hertz Yay Katsayısı (tekerlek-ray etkileşimi)	
$2L_a$		Bojideki Ön ve Arka Akslar Arası Mesafe	
$2L$		Boji Merkezleri Arasındaki Mesafe	
$z_{1:4}$		Bozucu Giriş Yüksekliği	

Sistemin matematiksel modelinin kurulabilmesi için bilinmesine ihtiyacımız olan bilgiler Lagrange denkleminde görülebileceği gibi kinetik, potansiyel ve sönüm enerjileri, genelleştirilmiş koordinatlar ve genelleştirilmiş kuvvetlerdir. Öncelikle

sistemin enerjileri hesaplanmış ve sonrasında da Lagrange denklemi vasıtasıyla diferansiyel denklemleri çıkarılmıştır.

$$E_k = \frac{1}{2} \left(M_c \dot{z}_c^2 + J_c \dot{\phi}_c^2 + M_{b1} \dot{z}_{b1}^2 + J_{b1} \dot{\phi}_{b1}^2 + M_{b2} \dot{z}_{b2}^2 + J_{b2} \dot{\phi}_{b2}^2 + M_{w1} \dot{z}_{w1}^2 + M_{w2} \dot{z}_{w2}^2 + M_{w3} \dot{z}_{w3}^2 + M_{w4} \dot{z}_{w4}^2 \right) \quad (2.2)$$

$$E_p = \frac{1}{2} \left((k_1(z_c + (L + L_A)\phi_c - z_{b1})^2 + k_2(z_c - (L + L_A)\phi_c - z_{b2})^2 + k_3(z_{b1} + L_A\phi_{b1} - z_{w1})^2 + k_4(z_{b1} - L_A\phi_{b1} - z_{w2})^2 + k_5(z_{b2} + L_A\phi_{b2} - z_{w3})^2 + k_6(z_{b2} - L_A\phi_{b2} - z_{w4})^2 + k_{h1}(z_{w1} - z_1)^2 + k_{h2}(z_{w2} - z_2)^2 + k_{h3}(z_{w3} - z_3)^2 + k_{h4}(z_{w4} - z_4)^2 \right) \quad (2.3)$$

$$E_d = \left((c_1(\dot{z}_c + (L + L_A)\dot{\phi}_c - \dot{z}_{b1})^2 + c_2(\dot{z}_c - (L + L_A)\dot{\phi}_c - \dot{z}_{b2})^2 + c_3(\dot{z}_{b1} + L_A\dot{\phi}_{b1} - \dot{z}_{w1})^2 + c_4(\dot{z}_{b1} - L_A\dot{\phi}_{b1} - \dot{z}_{w2})^2 + c_5(\dot{z}_{b2} + L_A\dot{\phi}_{b2} - \dot{z}_{w3})^2 + c_6(\dot{z}_{b2} - L_A\dot{\phi}_{b2} - \dot{z}_{w4})^2 \right) \quad (2.4)$$

Denklem (2.1) kullanılarak her genelleştirilmiş koordinatın diferansiyel denklemi çıkarılır.

$$\ddot{z}_c = -\frac{k_1 + k_2}{M_c} z_c - \frac{k_1(L + L_A) - k_2(L + L_A)}{M_c} \phi_c + \frac{k_1}{M_c} z_{b1} + \frac{k_2}{M_c} z_{b2} - \frac{c_1 + c_2}{M_c} \dot{z}_c - \frac{c_1(L + L_A) - c_2(L + L_A)}{M_c} \dot{\phi}_c + \frac{c_1}{M_c} \dot{z}_{b1} + \frac{c_2}{M_c} \dot{z}_{b2} \quad (2.5)$$

$$\ddot{\phi}_c = +\frac{-k_1(L + L_A) + k_2(L + L_A)}{J_c} z_c - \frac{k_1(L + L_A)^2 + k_2(L + L_A)^2}{J_c} \phi_c - \frac{k_2(L + L_A)}{J_c} z_{b1} + \frac{k_1(L + L_A)}{J_c} z_{b2} + \frac{-c_1(L + L_A) + c_2(L + L_A)}{J_c} \dot{z}_c - \frac{c_1(L + L_A)^2 + c_2(L + L_A)^2}{J_c} \dot{\phi}_c - \frac{c_2(L + L_A)}{J_c} \dot{z}_{b1} + \frac{c_1(L + L_A)}{J_c} \dot{z}_{b2} \quad (2.6)$$

$$\begin{aligned}
\ddot{z}_{b1} = & + \frac{k_1}{M_{b1}} z_c + \frac{k_1(L + L_A)}{M_{b1}} \phi_c - \frac{k_1 + k_3 + k_4}{M_{b1}} z_{b1} + \frac{k_4 L_A - k_3 L_A}{M_{b1}} \phi_{b1} \\
& + \frac{k_3}{M_{b1}} z_{w1} + \frac{k_4}{M_{b1}} z_{w2} + \frac{c_1}{M_{b1}} \dot{z}_c + \frac{c_1(L + L_A)}{M_{b1}} \dot{\phi}_c - \frac{c_1 + c_3 + c_4}{M_{b1}} \dot{z}_{b1} \\
& + \frac{c_4 L_A - c_3 L_A}{M_{b1}} \dot{\phi}_{b1} + \frac{c_3}{M_{b1}} \dot{z}_{w1} + \frac{c_4}{M_{b1}} \dot{z}_{w2}
\end{aligned} \tag{2.7}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{\phi}_{b1} = & + \frac{k_4 L_A - k_3 L_A}{J_{b1}} z_{b1} - \frac{k_3 L_A^2 + k_4 L_A^2}{J_{b1}} \phi_{b1} + \frac{k_3 L_A}{J_{b1}} z_{w1} - \frac{k_4 L_A}{J_{b1}} z_{w2} \\
& + \frac{c_4 L_A - c_3 L_A}{J_{b1}} \dot{z}_{b1} - \frac{c_3 L_A^2 + c_4 L_A^2}{J_{b1}} \dot{\phi}_{b1} + \frac{c_3 L_A}{J_{b1}} \dot{z}_{w1} - \frac{c_4 L_A}{J_{b1}} \dot{z}_{w2}
\end{aligned} \tag{2.8}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{z}_{b2} = & + \frac{k_2}{M_{b2}} z_c - \frac{k_2(L + L_A)}{M_{b2}} \phi_c - \frac{k_2 + k_5 + k_6}{M_{b2}} z_{b2} - \frac{k_5 L_A - k_6 L_A}{M_{b2}} \phi_{b2} \\
& + \frac{k_5}{M_{b2}} z_{w3} + \frac{k_6}{M_{b2}} z_{w4} + \frac{c_2}{M_{b2}} \dot{z}_c - \frac{c_2(L + L_A)}{M_{b2}} \dot{\phi}_c - \frac{c_2 + c_5 + c_6}{M_{b2}} \dot{z}_{b2} \\
& - \frac{c_5 L_A - c_6 L_A}{M_{b2}} \dot{\phi}_{b2} + \frac{c_5}{M_{b2}} \dot{z}_{w3} + \frac{c_6}{M_{b2}} \dot{z}_{w4}
\end{aligned} \tag{2.9}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{\phi}_{b2} = & - \frac{k_5 L_A - k_6 L_A}{J_{b2}} z_{b2} - \frac{k_5 L_A^2 + k_6 L_A^2}{J_{b2}} \phi_{b2} + \frac{k_5 L_A}{J_{b2}} z_{w3} - \frac{k_6 L_A}{J_{b2}} z_{w4} \\
& - \frac{c_5 L_A - c_6 L_A}{J_{b2}} \dot{z}_{b2} - \frac{c_5 L_A^2 + c_6 L_A^2}{J_{b2}} \dot{\phi}_{b2} + \frac{c_5 L_A}{J_{b2}} \dot{z}_{w3} - \frac{c_6 L_A}{J_{b2}} \dot{z}_{w4}
\end{aligned} \tag{2.10}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{z}_{w1} = & - \frac{k_3 + k_{h1}}{M_{w1}} z_{w1} + \frac{k_3}{M_{w1}} z_{b1} + \frac{k_3 L_A}{M_{w1}} \phi_{b1} + \frac{k_{h1}}{M_{w1}} z_1 - \frac{c_3}{M_{w1}} \dot{z}_{w1} + \frac{c_3}{M_{w1}} \dot{z}_{b1} \\
& + \frac{c_3 L_A}{M_{w1}} \dot{\phi}_{b1}
\end{aligned} \tag{2.11}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{z}_{w2} = & - \frac{k_4 + k_{h2}}{M_{w2}} z_{w2} + \frac{k_4}{M_{w2}} z_{b1} - \frac{k_4 L_A}{M_{w2}} \phi_{b1} + \frac{k_{h2}}{M_{w2}} z_2 - \frac{c_4}{M_{w2}} \dot{z}_{w2} + \frac{c_4}{M_{w2}} \dot{z}_{b1} \\
& - \frac{c_4 L_A}{M_{w2}} \dot{\phi}_{b1}
\end{aligned} \tag{2.12}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{z}_{w3} = & - \frac{k_5 + k_{h3}}{M_{w3}} z_{w3} + \frac{k_5}{M_{w3}} z_{b2} + \frac{k_5 L_A}{M_{w3}} \phi_{b2} + \frac{k_{h3}}{M_{w3}} z_3 - \frac{c_5}{M_{w3}} \dot{z}_{w3} + \frac{c_5}{M_{w3}} \dot{z}_{b2} \\
& + \frac{c_5 L_A}{M_{w3}} \dot{\phi}_{b2}
\end{aligned} \tag{2.13}$$

$$\ddot{z}_{w4} = -\frac{k_6 + k_{h4}}{M_{w4}} z_{w4} + \frac{k_6}{M_{w4}} z_{b2} - \frac{k_6 L_A}{M_{w4}} \phi_{b2} + \frac{k_{h4}}{M_{w4}} z_4 - \frac{c_6}{M_{w4}} \dot{z}_{w4} + \frac{c_6}{M_{w4}} \dot{z}_{b2} - \frac{c_6 L_A}{M_{w4}} \dot{\phi}_{b2} \quad (2.14)$$

Demiryolu taşıtının diferansiyel denklemleri elde edildikten sonra sistem matris gösterimleri yapılmıştır. Titreşim kontrolü için gerçekleştirilecek aktif ve yarı-aktif süspansiyon sistemi tasarımlarında sırasıyla durum-uzay formu ve kütle-yay-sönüm matris gösterimleri kullanılacaktır. Sistem matris gösterimleri için öncelikle kütle-yay-sönüm matris gösterimine geçilecek daha sonrasında da durum-uzay matrisleri gösterilecektir.

Tasarlanan sistemin kütle-yay-sönüm gösterimi:

$$M\ddot{x}_s + C\dot{x}_s + Kx_s + Lz = 0 \quad (2.15)$$

Denklem (2.15)'de gösterilen $M \in \mathbb{R}^{10 \times 10}$ sistem kütle matrisini, $C \in \mathbb{R}^{10 \times 10}$ sistem sönüm matrisini, $K \in \mathbb{R}^{10 \times 10}$ sistem katılık matrisini ve $L \in \mathbb{R}^{10 \times 4}$ sistem bozucu matrisini oluşturmaktadır. x_s ($[x_1 \dots x_{10}]^T = [z_c \ \theta_c \ z_{b1} \ \theta_{b1} \ z_{b2} \ \theta_{b2} \ z_{w(1:4)}]^T$), sistemin genelleştirilmiş koordinatları, z sistem bozucu girdileridir. Denklem (2.15)'de yer alan matrislerin açık gösterimleri takip eden eşitliklerde gösterilmiştir.

$$[M] = \begin{bmatrix} M_c & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ * & J_c & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ * & * & M_{b1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ * & * & * & J_{b1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ * & * & * & * & M_{b2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ * & * & * & * & * & J_{b2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ * & * & * & * & * & * & M_{w1} & 0 & 0 & 0 \\ * & * & * & * & * & * & * & M_{w2} & 0 & 0 \\ * & * & * & * & * & * & * & * & M_{w3} & 0 \\ * & * & * & * & * & * & * & * & * & M_{w4} \end{bmatrix} \quad (2.16)$$

$$[K] = -1 * \begin{bmatrix} K_1 & K_2 & K_3 & K_4 \\ K_5 & K_6 & K_7 & K_8 \end{bmatrix} \quad (2.17)$$

$$K_1 = \begin{bmatrix} -(k_1 + k_2) & -(k_1(L + L_a) - k_2(L + L_a)) \\ (-k_1(L + L_a) + k_2(L + L_a)) & -(k_1(L + L_a)^2 + k_2(L + L_a)^2) \\ k_1 & k_1(L + L_a) \\ 0 & 0 \\ k_2 & -(k_2(L + L_a)) \end{bmatrix} \quad (2.18)$$

$$K_2 = \begin{bmatrix} k_1 & 0 & k_2 \\ k_1(L + L_a) & 0 & -(k_2(L + L_a)) \\ -(k_1 + k_3 + k_4) & (k_4L_a - k_3L_a) & 0 \\ (k_4L_a - k_3L_a) & -(k_3(L + L_a)^2 + k_4(L + L_a)^2) & 0 \\ 0 & 0 & -(k_2 + k_5 + k_6) \end{bmatrix} \quad (2.19)$$

$$K_3 = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & k_3 \\ 0 & k_3L_a \\ -(k_5L_a - k_6L_a) & 0 \end{bmatrix} \quad (2.20)$$

$$K_4 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ k_4 & 0 & 0 \\ -k_4L_a & 0 & 0 \\ 0 & k_5 & k_6 \end{bmatrix} \quad (2.21)$$

$$K_5 = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (2.22)$$

$$K_6 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -(k_5L_a - k_6L_a) \\ k_3 & k_3L_a & 0 \\ k_4 & -k_4L_a & 0 \\ 0 & 0 & k_5 \\ 0 & 0 & k_6 \end{bmatrix} \quad (2.23)$$

$$K_7 = \begin{bmatrix} -(k_5L_a^2 + k_6L_a^2) & 0 \\ 0 & -(k_3 + k_{h1}) \\ 0 & 0 \\ k_5L_a & 0 \\ -k_6L_a & 0 \end{bmatrix} \quad (2.24)$$

$$K_8 = \begin{bmatrix} 0 & k_5L_a & -k_6L_a \\ 0 & 0 & 0 \\ -(k_4 + k_{h2}) & 0 & 0 \\ 0 & -(k_5 + k_{h3}) & 0 \\ 0 & 0 & -(k_6 + k_{h4}) \end{bmatrix} \quad (2.25)$$

$$[C] = -1 * \begin{bmatrix} C_1 & C_2 & C_3 & C_4 \\ C_5 & C_6 & C_7 & C_8 \end{bmatrix} \quad (2.26)$$

$$C_1 = \begin{bmatrix} -(c_1 + c_2) & -(c_1(L + L_a) - c_2(L + L_a)) \\ (-c_1(L + L_a) + c_2(L + L_a)) & -(c_1(L + L_a)^2 + c_2(L + L_a)^2) \\ c_1 & c_1(L + L_a) \\ 0 & 0 \\ c_2 & -(c_2(L + L_a)) \end{bmatrix} \quad (2.27)$$

$$C_2 = \begin{bmatrix} c_1 & 0 & c_2 \\ c_1(L + L_a) & 0 & -(c_2(L + L_a)) \\ -(c_1 + c_3 + c_4) & (c_4L_a - c_3L_a) & 0 \\ (c_4L_a - c_3L_a) & -(c_3(L + L_a)^2 + c_4(L + L_a)^2) & 0 \\ 0 & 0 & -(c_2 + c_5 + c_6) \end{bmatrix} \quad (2.28)$$

$$C_3 = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & c_3 \\ 0 & c_3L_a \\ -(c_5L_a - c_6L_a) & 0 \end{bmatrix} \quad (2.29)$$

$$C_4 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ c_4 & 0 & 0 \\ -c_4L_a & 0 & 0 \\ 0 & c_5 & c_6 \end{bmatrix} \quad (2.30)$$

$$C_5 = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (2.31)$$

$$C_6 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -(c_5L_a - c_6L_a) \\ c_3 & c_3L_a & 0 \\ c_4 & -c_4L_a & 0 \\ 0 & 0 & c_5 \\ 0 & 0 & c_6 \end{bmatrix} \quad (2.32)$$

$$C_7 = \begin{bmatrix} -(c_5L_a^2 + c_6L_a^2) & 0 \\ 0 & -(c_3) \\ 0 & 0 \\ c_5L_a & 0 \\ -c_6L_a & 0 \end{bmatrix} \quad (2.33)$$

$$C_8 = \begin{bmatrix} 0 & c_5 L_a & -c_6 L_a \\ 0 & 0 & 0 \\ -(c_4) & 0 & 0 \\ 0 & -(c_5) & 0 \\ 0 & 0 & -(c_6) \end{bmatrix} \quad (2.34)$$

$$L = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ k_{h1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_{h2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{h3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_{h4} \end{bmatrix} \quad (2.35)$$

$$x_s = [z_c \quad \phi_c \quad z_{b1} \quad \phi_{b1} \quad z_{b2} \quad \phi_{b2} \quad z_{w1} \quad z_{w2} \quad z_{w3} \quad z_{w4}]^T \quad (2.36)$$

$$z = [z_1 \quad z_2 \quad z_3 \quad z_4]^T \quad (2.37)$$

Tasarlanan sistemin durum-uzay gösterimi:

$$\dot{x} = Ax + Bw \quad (2.38)$$

Denklem (2.38)'de gösterilen $A \in \mathbb{R}^{20 \times 20}$ sistem durum matrisini, $B \in \mathbb{R}^{20 \times 4}$ sistem bozucu giriş matrisini oluşturmaktadır. x , sistemin durumlarıdır. Denklem (2.38)'de yer alan matrislerin açık gösterimleri takip eden eşitliklerde gösterilmiştir.

$$A = \begin{bmatrix} A_1 & A_2 \\ A_3 & A_4 \end{bmatrix} \quad (2.39)$$

$$A_1 = [0]_{10 \times 10} \quad (2.40)$$

$$A_2 = [I]_{10 \times 10} \quad (2.41)$$

$$A_3 = [-K/M]_{10 \times 10} \quad (2.42)$$

$$A_4 = [-C/M]_{10 \times 10} \quad (2.43)$$

$$B = \begin{bmatrix} [0]_{16 \times 4} & & & \\ k_{h1}/M_{w1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_{h2}/M_{w2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{h3}/M_{w3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_{h4}/M_{w4} \end{bmatrix} \quad (2.44)$$

$$\begin{aligned} x_1 &= [z_c \quad \phi_c \quad z_{b1} \quad \phi_{b1} \quad z_{b2} \quad \phi_{b2} \quad z_{w1} \quad z_{w2} \quad z_{w3} \quad z_{w4}]^T \\ x_2 &= [\dot{z}_c \quad \dot{\phi}_c \quad \dot{z}_{b1} \quad \dot{\phi}_{b1} \quad \dot{z}_{b2} \quad \dot{\phi}_{b2} \quad \dot{z}_{w1} \quad \dot{z}_{w2} \quad \dot{z}_{w3} \quad \dot{z}_{w4}]^T \end{aligned} \quad (2.45)$$

$$\begin{aligned} x &= \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} \\ w &= [z_1 \quad z_2 \quad z_3 \quad z_4]^T \end{aligned} \quad (2.46)$$

2.2 Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıtının Kararlılık Analizi

Bu bölümde, modellenmesi gerçekleştirilen yüksek hızlı demiryolu taşıtının sabit 300 km/sa hızda düz ray hattı üzerinde giderken kararlılık analizi gerçekleştirilecektir. Durum-uzay matematiksel gösterimi gerçekleştirilen sistemin, kararlılık analizi durum matrisi olan $[A]$ matrisi üzerinden yorumlanır. Durum matrisinin öz değerlerinin yerleşimi sistem kararlılığını belirtmektedir. Durum matrisinin öz değerlerinde pozitif reel kısım olan sistemler kararsız sistemlerdir. Kararsız sistemlerde bozucu etkiler karşısında sistem durumları denklemler noktasından uzaklaşma göstermektedir. Bu durum sistem cevaplarında en istenmeyen durum olmaktadır. $[A]$ öz değerlerinden en yüksek reel kısma sahip öz değer, imajinal eksen üzerinde bulunuyorsa bu sistemler imajinal kararlı sistemlerdir. İmajinal kararlı sistemlerde, sistem bozucu hassasiyeti yüksektir. Bu durum sistemlerde istenen bir durum olmamaktadır. Sistem öz değerlerinin reel kısımlarının tamamı negatif düzlemde bulunan sistemler kararlı sistemlerdir.

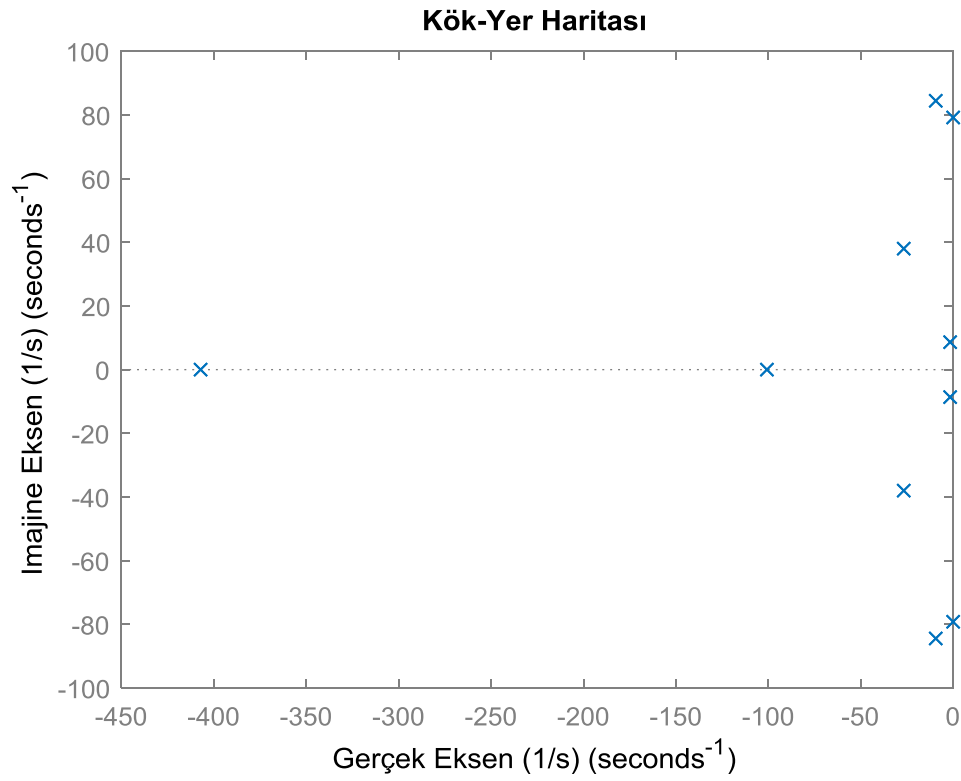
Tablo 2.3. Yüksek hızlı demiryolu taşıtı durum matrisi öz değerleri (V= 300km/sa)

$\lambda_{A(1-5)} \times 1e + 2$	$\lambda_{A(5-10)} \times 1e + 2$	$\lambda_{A(11-15)} \times 1e + 2$	$\lambda_{A(15-20)} \times 1e + 2$
-4.0714 + 0.0000i	-0.2681 - 0.3800i	-0.2680 + 0.3801i	-1.0081 + 0.0000i
-4.0714 + 0.0000i	-0.0171 + 0.0864i	-0.2680 - 0.3801i	-0.0010 + 0.7920i
-0.0950 + 0.8444i	-0.0171 - 0.0864i	-0.0171 + 0.0862i	-0.0010 - 0.7920i

Tablo 2.3. Yüksek hızlı demiryolu taşıtı durum matrisi öz değerleri ($V= 300\text{km/sa}$)
(devamı)

$-0.0950 - 0.8444i$	$-0.0950 + 0.8444i$	$-0.0171 - 0.0862i$	$-0.0010 + 0.7920i$
$-0.2681 + 0.3800i$	$-0.0950 - 0.8444i$	$-1.0081 + 0.0000i$	$-0.0010 - 0.7920i$

Yüksek hızlı demiryolu taşıtına ait kök-yer haritası Şekil 2.2’de gösterilmiştir.



Şekil 2.2 Kök-Yer haritası

2.3 Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıtının Doğal Frekansları

Matematiksel modellenmesi gerçekleştirilen yüksek hızlı demiryolu taşıtında sistem kütle, atalet ve katılık değerlerine bağlı olan doğal frekanslar Tablo 2.4’de gösterilmiştir.

Tablo 2.4. Yüksek hızlı demiryolu taşıtına ait doğal frekans değerleri

f_n	Hz	f_n	Hz
1	1.53	6	10.82
2	2.51	7	16.16
3	7.94	8	16.35
4	8.28	9	31.83
5	10.36	10	31.84

2.4 MR Damper Matematiksel Modeli

MR damperler gerilim etkisi altındayken içerisindeki partiküllerin düzenli dizilime geçmesinden kaynaklı olarak etki ettiği sistemde aktif kontrole sebep olmaktadır. Damperlere gerilim uygulanmadığında ise pasif kontrolör etkisi göstermektedir. Bu durumda, MR-damperlerin yarı-aktif süspansiyon sistemi olarak adlandırılmasına sebep olmaktadır. Yarı-aktif süspansiyon sisteminde kullanılacak olan MR damper matematiksel modeli olarak LuGre MR damper modeli tercih edilmiştir. LuGre MR damper matematiksel modeli [21]:

$$f = \sigma_a z + \sigma_0 z v + \sigma_1 \dot{z} + \sigma_2 \dot{x} + \sigma_b \dot{x} v \quad (2.47)$$

$$\dot{z} = \dot{x} - \alpha_0 |\dot{x}| z \quad (2.48)$$

Denklem 2.47’de z , MR damperin iç dinamiğini tanımlamada kullanılan iç değişken, σ_0 , gerilim (v)’e bağlı olarak değişen z ’nin rijitliği, σ_1 , z ’nin sönüm katsayısı, σ_2 , viskoz sönüm katsayısı, σ_a , z ’nin rijitliği, σ_b , v ’ye bağlı olarak değişen viskoz sönüm katsayısı ve α_0 ise sabit MR damper parametre katsayısıdır. $\dot{x}$, MR damper üzerinde taşıt gövdesi ve bojilerden kaynaklı meydana gelen bağıl yer değiştirme hızlarıdır. MR damper iç dinamiği incelendiği zaman, Denklem (2.48)’de iç değişkenin türevinin $\dot{z}$, matematiksel gösteriminin doğrusal olmadığı görülmektedir. Bu durum sistemin doğrusal

olmamasına sebep olmaktadır. MR damper kuvvetini daha kompakt bir formda vektörler üzerinden yazarsak:

$$f = p_1 \theta_1 + p_2 \theta_2 \quad (2.49)$$

Burada, Denklem (2.48) içerisinde yer alan z ve $\dot{x}$ sırasıyla MR damper iç değişkeni ve sistem taşıt gövdesi ve ikincil boji arasındaki bağıl hız değişkeni Denklem (2.48) içerisinde yer alan MR damper iç parametrelerinden ayrıştırılmıştır. p_1 ve p_2 Denklem (2.48) içerisinde yer alan değişkenleri temsil etmektedir. θ_1 ve θ_2 Denklem (2.48) içerisinde yer alan MR damper parametrelerinin temsildir. Denklem (2.50)'de, Denklem (2.49)'da kapalı formda ifade edilen matrislerin açık hali gösterilmiştir.

$$p_1 = [z \quad zv \quad |\dot{x}|] \quad (2.50)$$

$$p_2 = [\dot{x} \quad \dot{x}v] \quad (2.51)$$

$$\theta_1 = [\sigma_a \quad \sigma_0 \quad -\sigma_1 \alpha_0]^T \quad (2.52)$$

$$\theta_2 = [\sigma_1 + \sigma_2 \quad \sigma_b]^T \quad (2.53)$$

MR damper tarafından uygulanacak olan MR damper kuvvetinin gösterimi şu şekildedir:

$$f = u_x - t \quad (2.54)$$

Denklem (2.54)'da yer alan u_x , MR damper içerisindeki gerilim ifadelerini içeren vektör, t gerilim girişini içermeyen terimlerden meydana gelen vektördür.

$$u_x = \Omega v \quad (2.55)$$

Denklem (2.55) içerisindeki Ω takip eden eşitlikten görülebilir.

$$\Omega = z_1 \theta_{12} + \dot{x}_1 \theta_{22} \quad (2.56)$$

θ_{12}, θ_{22} sırasıyla θ_1 ve θ_2 vektörlerinin ikinci satır elemanlarını temsil etmektedir. Modellenen demiryolu taşıtında MR damper setleri ön ve arka boji arasına

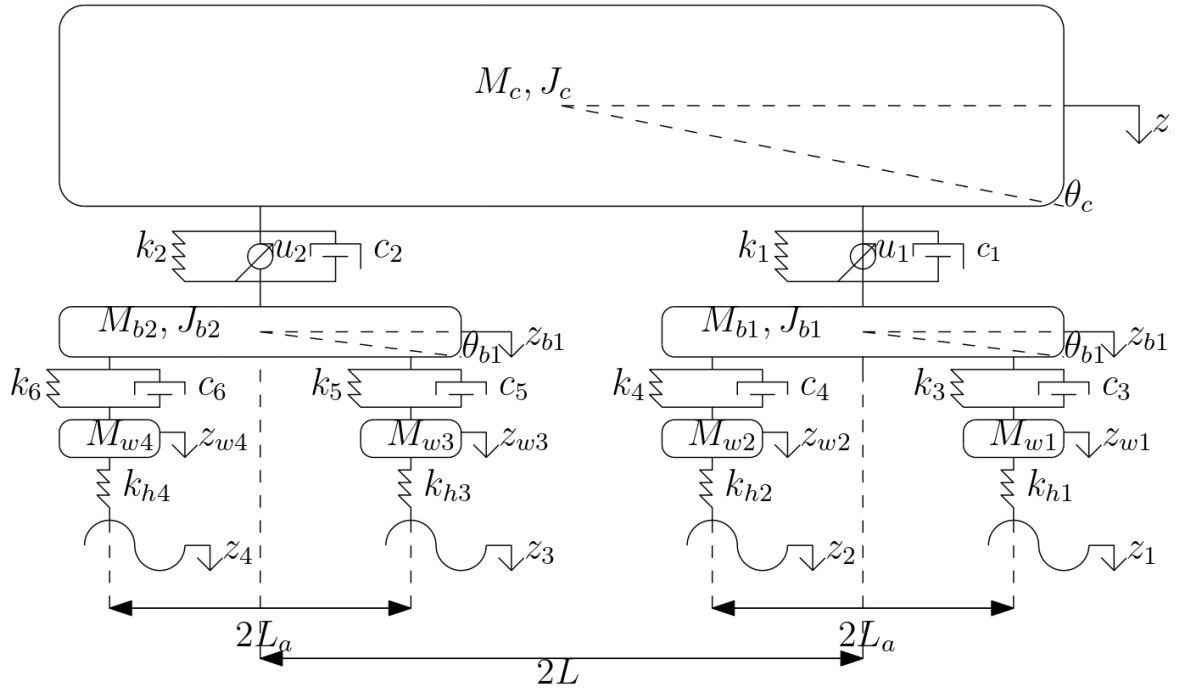
yerleştirilecektir, dolayısıyla MR damper kontrol kuvveti vektörel formda ifade edilmelidir.

$$\Omega = \begin{bmatrix} z_1 \theta_{12}^{(1)} + \dot{x}_1 \theta_{22}^{(1)} & 0 \\ 0 & z_1 \theta_{12}^{(2)} + \dot{x}_1 \theta_{22}^{(2)} \end{bmatrix} \quad (2.57)$$

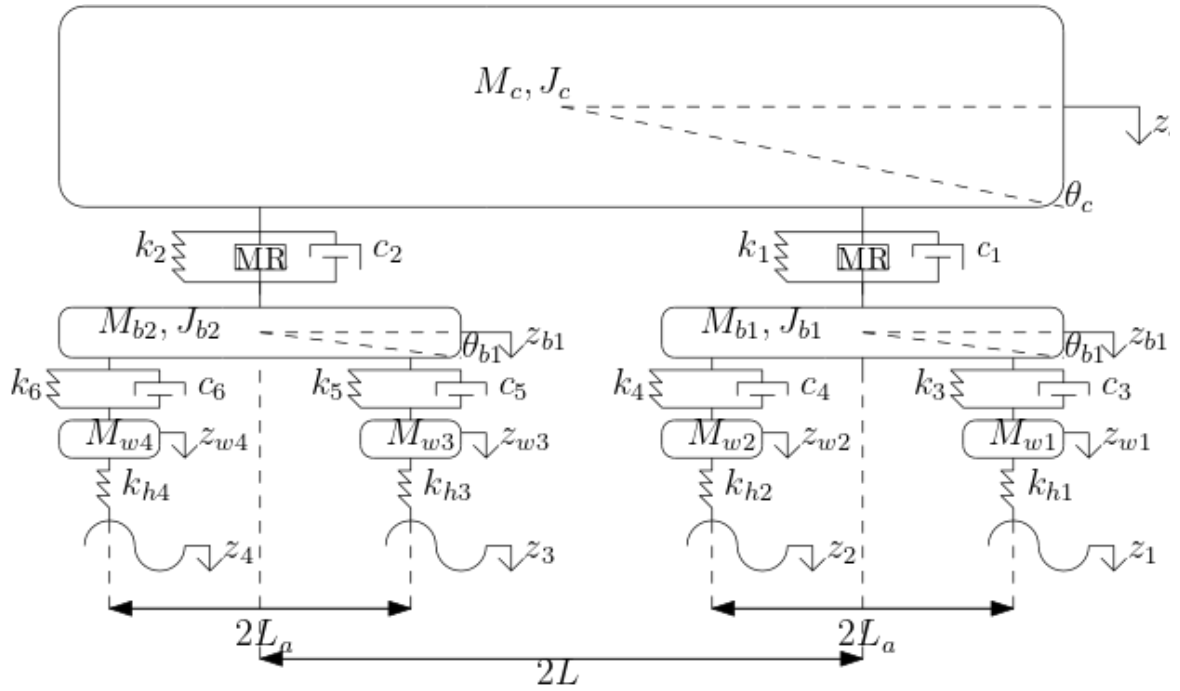
$$v = [v_1 \quad v_2]^T \quad (2.58)$$

Denklem (2.57)'de yer alan z_1 ve z_2 sırasıyla ön boji ve taşıt gövdesi ile arka boji ile taşıt gövdesi arasında yerleştirilen MR damperlerin iç durum değişkenlerini temsil etmektedir. θ_{12}, θ_{22} sırasıyla θ_1 ve θ_2 vektörlerinin ikinci satır elemanlarını temsil etmektedir. $\blacksquare^{(1)}$, $\blacksquare^{(2)}$ sırasıyla ön ve arka bojilere yerleştirilen MR damperleri temsil etmektedir.

Bu bölüm, incelenen yüksek hızlı demiryolu taşıtının düşey titreşimlerinin kontrolü amacıyla tasarlanan aktif ve yarı-aktif süspansiyon sistemlerini içermektedir. Bölümün ilk başında aktif süspansiyon sistem tasarımı gerçekleştirilecektir. Aktif süspansiyon sistemi tasarımında Model Referans Uyarlamalı Kontrol (MRUK) kullanılacaktır. Aktif süspansiyon sistemi tasarımından sonra gerilim girişi uyarlamalı kontrolör ile kontrol edilen parametrik belirsizliklere sahip MR damper ile oluşturulan yarı-aktif süspansiyon sistemi tasarımıyla bölüm sonlandırılacaktır. İncelenen sistemin aktif ve yarı-aktif süspansiyon sistemi tasarımı gerçekleştirilmiş fiziksel modelleri Şekil 3.1 ve Şekil 3.2’de gösterilmiştir.



Şekil 3.1 Aktif süspansiyon sistemi entegreli yarım demiryolu taşıtı modeli



Şekil 3.2 Yarı-Aktif süspansiyon sistemi entegreli yarım demiryolu taşıtı modeli

Tablo 3.1. Parametrelerin tanım ve değerleri ([2], [4] ve [24])

Parametre Açıklaması	Sembol	Parametre Değeri			Birim
		Pasif	Yarı-Aktif	Aktif	
Taşıt Gövde Kütlesi	M_c	29400	Belirsiz kabul edilmiştir.	29400	kg
Taşıt Gövde Ataleti	J_c	1544500	Belirsiz kabul edilmiştir.	1544500	kgm ²
Boji Kütlesi	$M_{b(i)}$	2665	2665	2665	kg
Boji Ataleti	$J_{b(i)}$	273	273	273	kgm ²
Tekerlek Kütlesi	$M_{w(j)}$	2200	2200	2200	kg
İkincil Süspansiyon Yay Katsayısı	$k_{(i)}$	1520000	Belirsiz kabul edilmiştir.	Belirsiz kabul edilmiştir.	N/m

Tablo 3.1. Parametrelerin tanım ve değerleri ([2], [4] ve [24]) (devamı)

İkincil Süspansiyon Sönüm Katsayısı	$c_{(i)}$	90000	90000	Belirsiz kabul edilmiştir.	Ns/m
Birincil Süspansiyon Yay Katsayısı	$k_{(k)}$	2418000	2418000	2418000	N/m
Birincil Süspansiyon Sönüm Katsayısı	$c_{(k)}$	30000	30000	30000	Ns/m
Hertz Yay Katsayısı (tekerlek-ray etkileşimi)	$k_{h(j)}$	14209023,56	14209023,56	14209023,56	N/m
Bojideki Ön ve Arka Akslar Arası Mesafe	$2L_a$	3	3	3	m
Boji Merkezleri Arasındaki Mesafe	$2L$	11,46	11,46	11,46	m
Bozucu Giriş Yüksekliği	$z_{(j)}$	0,01			m
Kontrol Girişi (Kuvvet)	$u_{(i)}$				N
$i = 1: 2, j = 1: 4, k = 3: 6$					
MR damper Parametreleri					
α_0		1400	σ_1	Belirsiz kabul edilmiştir.	
σ_0		Belirsiz kabul edilmiştir.	σ_2	Belirsiz kabul edilmiştir.	

Tablo 3.1. Parametrelerin tanım ve değerleri ([2], [4] ve [24]) (devamı)

σ_b	Belirsiz kabul edilmiştir.	σ_a	Belirsiz kabul edilmiştir.
------------	----------------------------	------------	----------------------------

Tablo 3.1’de iki farklı süspansiyon modellenmesine ait parametre değerleri verilmiş ve açıklamaları ifade edilmiştir.

3.1 Model Referans Uyarlamalı Kontrol Tasarımı

Aktif süspansiyon sistem tasarımı, incelenen sistemin durum-uzay gösterimi üzerinden tasarlanacaktır. İncelenen sistemde, ikincil süspansiyon rijitlik ve sönüm değerleri belirsiz kabul edilmiştir. Bu durum neticesinde, tasarlanan kontrolörün sürüş kalitesinin arttırılması için taşıt gövde titreşim sönümleme özelliğinin yanında taşıt kararlılığının da garanti altına alması amaçlanmıştır.

Tasarlanan modelin durum-uzay gösterimi takip eden şekildedir:

$$\dot{x} = Ax + B_u u \quad (3.1)$$

Burada, denklem (2.38)’de gösterilen sistem durum-uzay gösterimine ilaveten kontrolör girdisi $u \in R^{4 \times 1}$ ve $B_u \in R^{20 \times 4}$ sistem kontrol matrisi bulunmaktadır. Referans ile sistem arasındaki hata fonksiyonu oluşumunda hem referansın hem de sistemin durum-uzay gösteriminde $B_1 w$ matrisleri aynı olacağından kaynaklı olarak sistem durum uzay gösterimde bu matrisin gösterimi çıkarılır. Denklem (3.1) sistem durum-uzay gösterimi sistem içerisinde bulunan parametrik belirsizliklerin ayrıştırılması amacıyla Denklem (3.2) şeklinde yazılır.

$$\dot{x}_p = A_p x_p + B_p [\Lambda u + \delta_p] \quad (3.2)$$

Burada A_p, B_p sırasıyla durum matrisi ve kontrolör matrisidir. Sistem içerisindeki parametrik belirsizliklerin ayrıştırılmasından kaynaklı olarak bilinen matrislere dönüşmüştürler. x_p sistem durumları, u kontrolör girişi, Λ kontrol etkinliğindeki belirsizlik matrisi ve δ_p doğrusal olmayan sistem belirsizlik matrisidir. δ_p doğrusal

olarak Denklem (3.13)'deki gibi ifade edilebilir. Denklem (3.2)'de yer alan sistem belirsizliklerinin ayrılmasından sonra meydana gelen A_p ve B_p matrisleri takip eden eşitliklerden görülebilmektedir.

$$A_p = \begin{bmatrix} [0]_{10 \times 10} & [I]_{10 \times 10} \\ A_{p1} & A_{p2} & A_{p3} & A_{p4} \\ A_{p5} & A_{p6} & A_{p7} & A_{p8} \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

$$A_{p1} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -(k_3 + k_4) & (k_4 L_a - k_3 L_a) & 0 \\ 0 & 0 & (k_4 L_a - k_3 L_a) & -(k_3(L + L_a)^2 + k_4(L + L_a)^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -(k_5 + k_6) \end{bmatrix} \quad (3.4)$$

$$A_{p2} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_3 & k_4 & 0 & 0 \\ 0 & k_3 L_a & -k_4 L_a & 0 & 0 \\ -(k_5 L_a - k_6 L_a) & 0 & 0 & k_5 & k_6 \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

$$A_{p3} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -(c_3 + c_4) & (c_4 L_a - c_3 L_a) & 0 \\ 0 & 0 & (c_4 L_a - c_3 L_a) & -(c_3(L + L_a)^2 + c_4(L + L_a)^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -(c_5 + c_6) \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

$$A_{p4} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_3 & c_4 & 0 & 0 \\ 0 & c_3 L_a & -c_4 L_a & 0 & 0 \\ -(c_5 L_a - c_6 L_a) & 0 & 0 & c_5 & c_6 \end{bmatrix} \quad (3.7)$$

$$A_{p5} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & -(k_5 L_a - k_6 L_a) \\ 0 & 0 & k_3 & k_3 L_a & 0 \\ 0 & 0 & k_4 & -k_4 L_a & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k_5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k_6 \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

$$A_{p6} = \begin{bmatrix} -(k_5 L_a^2 + k_6 L_a^2) & 0 & 0 & k_5 L_a & -k_6 L_a \\ 0 & -(k_3 + k_{h1}) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -(k_4 + k_{h2}) & 0 & 0 \\ k_5 L_a & 0 & 0 & -(k_5 + k_{h3}) & 0 \\ -k_6 L_a & 0 & 0 & 0 & -(k_6 + k_{h4}) \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

$$A_{p7} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & -(c_5 L_a - c_6 L_a) \\ 0 & 0 & c_3 & c_3 L_a & 0 \\ 0 & 0 & c_4 & -c_4 L_a & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_6 \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

$$A_{p8} = \begin{bmatrix} -(c_5 L_a^2 + c_6 L_a^2) & 0 & 0 & c_5 L_a & -c_6 L_a \\ 0 & -(c_3) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -(c_4) & 0 & 0 \\ c_5 L_a & 0 & 0 & -(c_5) & 0 \\ -c_6 L_a & 0 & 0 & 0 & -(c_6) \end{bmatrix} \quad (3.11)$$

$$B_p = B_u = \begin{bmatrix} [0]_{10 \times 2} \\ 1/M_c & 1/M_c \\ (L + L_a)/J_c & -(L + L_a)/J_c \\ -1/M_{b1} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & -1/M_{b2} \\ [0]_{5 \times 2} \end{bmatrix} \quad (3.12)$$

$$\delta_p = W_p^T \sigma_p \quad (3.13)$$

$$\Lambda = \begin{bmatrix} \Lambda_1 > 0 & 0 \\ 0 & \Lambda_2 > 0 \end{bmatrix}$$

Burada $W_p^T \in R^{2 \times 20}$ bilinmeyen sabit belirsizliklerden oluşan ağırlıklandırma matrisidir. σ_p sistem durum matrislerinden oluşan bilinen vektördür. W_p^T ve σ_p matrisleri takip eden eşitliklerden görülebilmektedir.

$$W_p^T = [W_{p1}^T \quad W_{p2}^T] \quad (3.14)$$

$$W_{p1}^T = \begin{bmatrix} -k_1 & -k_1(L + L_a) & k_1 & 0 & 0 & [0]_{1 \times 5} \\ -k_2 & k_2(L + L_a) & 0 & 0 & k_2 & [0]_{1 \times 5} \end{bmatrix} \quad (3.15)$$

$$W_{p2}^T = \begin{bmatrix} -c_1 & -c_1(L + L_a) & c_1 & 0 & 0 & [0]_{1 \times 5} \\ -c_2 & c_2(L + L_a) & 0 & 0 & c_2 & [0]_{1 \times 5} \end{bmatrix} \quad (3.16)$$

$$\sigma_p = [x] \quad (3.17)$$

Kontrol girişi u , nominal kontrolör girişi ve uyarlamalı kontrolör girişinden meydana gelmektedir. Nominal kontrol girişi sistem çıkışlarının takip etmesini istediğimiz arzu edilen çıkışlara sahip olan referans girişimizin tayininde kullanılacaktır. Uyarlamalı kontrol girişimiz sistem belirsizliklerinin varlığında sistem kararlılığının garanti altına

alınmasını ve sistem çıkışlarının referans çıkışlarını takibini sağlayacaktır. Nominal kontrol girişimiz aşağıdaki formda yazılabilir.

$$u_n = -K_1 x_p + K_2 c \quad (3.18)$$

Burada c arzu edilen çıkış cevaplarını tanımlayan referans girişimiz. K_1 durum geri besleme kazanç matrisi ve K_2 referans giriş kazanç matrisidir. Kapalı döngü sistemin arzu edilen cevapları için oluşturulan referans modelin durum uzay gösterimi takip eden eşitlikteki gibidir.

$$\dot{x}_r = A_r x_r + B_r c \quad (3.19)$$

Referans model durum-uzay gösteriminde yer alan matrisler ile sistem matrisleri arasında takip eden şekilde bir ilişki kurulur. Bu sayede nominal kontrolör etkinliğinde sistem ile referans sistem arasında bir eşitlik sağlanmış olmaktadır.

$$A_r = A_p - B_p K_1 \quad (3.20)$$

$$B_r = B_p K_2 \quad (3.21)$$

Sistem durum uzay gösterimi yeniden düzenlendiğinde

$$\dot{x}_p = A_p x_p + B_p [\Lambda(u_n + u_a) + W_p^T \sigma_p] \quad (3.22)$$

$$\dot{x}_p = A_p x_p + B_p \Lambda[u_n + u_a + \Lambda^{-1} W_p^T \sigma_p] \quad (3.23)$$

Denklem (3.23)'e $\pm B_p u_n$ ifadesi eklenip tekrar düzenlenirse

$$\dot{x}_p = A_r x_p + B_r c + B_p \Lambda[u_a + W^T \sigma] \quad (3.24)$$

Denklem (3.24) içerisindeki W^T ve σ aşağıdaki gibidir.

$$W^T = [\Lambda^{-1} W_p^T \quad (1 - \Lambda^{-1})] \quad (3.25)$$

$$\sigma = \begin{bmatrix} \sigma_p \\ u_n \end{bmatrix} \quad (3.26)$$

Sistem içerisinde kontrolcü etkinliğini etkileyebilecek kütleye bağlı bir belirsizlik bulunmamaktadır. Bu durumdan kaynaklı olarak $\Lambda = [I]_{2 \times 2}$ birim matristir. Uyarlamalı kontrol girişi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$u_a = -W^T \sigma \quad (3.27)$$

Ancak W^T içerisinde yer alan parametrik belirsizliklerden kaynaklı olarak uyarlamalı kontrol girişi (u_a) Denklem (3.27) 'daki gibi gösterilemez. Bu nedenle uyarlamalı kontrol girişi Denklem (3.28) gibi ifade edilir.

$$u_a = -\hat{W}^T \sigma \quad (3.28)$$

Burada $\hat{W}, W$ matrisinin kestirim matrisidir. Kontrolör tasarımına hata fonksiyonu tasarımıyla devam edilir. Sistem çıkışları ve referansın arzu edilen çıkışları arasında oluşturulan hata fonksiyonu aşağıdaki gibidir.

$$e = x_p - x_r \quad (3.29)$$

Denklem (3.29) 'da gösterilen hata fonksiyonunun türevi alındıktan sonra $\dot{x}_p$ ifadesi Denklem (3.24) 'deki şekilde yazılıp $\dot{e}$ tekrar düzenlenirse takip eden eşitlik meydana gelecektir.

$$\dot{e} = \dot{x}_p - \dot{x}_r = A_r e - B_p \tilde{W}^T \sigma \quad (3.30)$$

Burada $\tilde{W}, W$ ve $\hat{W}$ arasındaki farktır. Sistem kararlılığının incelenmesi amacıyla aday Lyapunov fonksiyonu oluşturulur.

$$V(e, \tilde{W}) = e^T P e + tr(\tilde{W}^T \Gamma^{-1} \tilde{W}) \quad (3.31)$$

Burada P ve Γ pozitif matrislerdir. Denklem (3.31) 'in türevi alınıp tekrar düzenlenir.

$$\dot{V} = 2e^T P \dot{e} + 2tr(\tilde{W}^T \Gamma^{-1} \dot{\tilde{W}}) \quad (3.32)$$

Denklem (3.32) içerisinde yer alan $\dot{e}$ Denklem (3.31) içerisine yazılıp eşitlik tekrar düzenlenir.

$$\dot{V} = 2e^T P(A_r e - B_p \tilde{W}^T \sigma) + 2tr(\tilde{W}^T \Gamma^{-1} \dot{\tilde{W}}) \quad (3.33)$$

Burada, A_r Hurwitz kararlıdır. Bu durumdan kaynaklı olarak aşağıdaki dönüşüm gerçekleştirilir.

$$PA_r + A_r^T P = -Q \quad (3.34)$$

Burada Q pozitif matristir. Denklem (3.33) tekrar düzenlenir.

$$\dot{V} = -e^T Q e - 2e^T P B_p \tilde{W}^T \sigma + 2tr(\tilde{W} \Gamma^{-1} \dot{\tilde{W}}) \quad (3.35)$$

Sistem kararlılığının garanti altına alınabilmesi için $\dot{\tilde{W}}$ takip eden eşitlikteki gibi seçilmelidir.

$$\dot{\tilde{W}} = \Gamma \sigma e^T P B_p \quad (3.36)$$

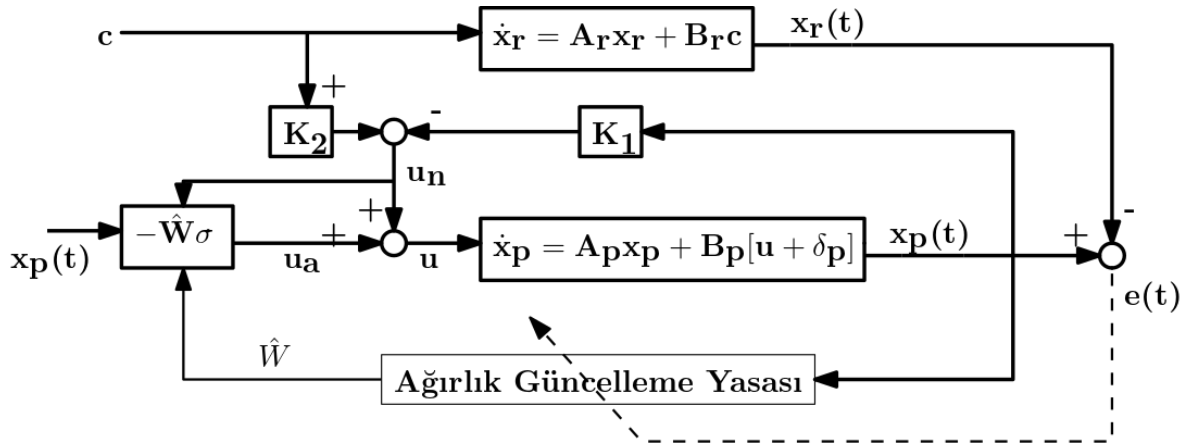
Aday Lyapunov fonksiyonunun türevi tekrar düzenlenir.

$$\dot{V} = -e^T Q e \quad (3.37)$$

Denklem (3.37) 'nin sağ tarafı her zaman negatif olmaktadır. Böylece, sistem kararlılığı garanti altına alınmış bulunmaktadır. Denklem (3.36) 'da sistem parametrik belirsizlikleri sabit olduğundan kaynaklı olarak $\dot{W}$ 'nın türevi sıfırdır. Bu yüzden Denklem (3.36) Denklem (3.38) 'e dönüşür.

$$\dot{\tilde{W}} = \hat{W} - W = \hat{W} - 0 = \hat{W} = \Gamma \sigma e^T P B_p \quad (3.38)$$

Denklem (3.38) 'in integrali alındığında $\hat{W}$ elde edilir. Böylece, uyarlamalı kontrol tasarımı gerçekleştirilmiş olmaktadır.



Şekil 3.3 Model Referans Adaptif Kontrol şeması

Şekil 3.3’de tasarımı gerçekleştirilmiş olan MRUK şeması gösterilmektedir.

3.2 Parametre Uyarlamalı MR Damper Tasarımı

Uyarlamalı kontrol tasarımında aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

Kabul 1: Taşıt gövde ve bojilere ait deplasman ve hız değişimlerinin ölçüldüğü kabul edilmiştir.

Kabul 2: LuGre MR damper modelindeki α_0 değeri dışındaki diğer parametrelerin bilinmediği kabul edilmiştir.

Kabul 3: Kabul 1 ve Kabul 2 neticesinde MR damper iç değişkeni(z) bilindiği kabul edilmiştir.

Kabul 4: Kabul 2 neticesinde MR damper kuvvetinin bilinmediği kabul edilmiştir.

Kabul 1’de MR damperler üzerine etki eden taşıt gövde düşey ve açısallık yer değiştirme hızı ($\dot{z}_c, \dot{\theta}_c$) ve ön ve arka bojilerin hız değişimlerinin ($\dot{z}_{b1}, \dot{z}_{b2}$) bilindiği kabulü gerçekleştirilmiştir.

Kontrolör tasarımı gerçekleştirilebilmek amacıyla hata dinamiği oluşturulur.

$$r = \lambda_1 \dot{e} + \lambda_2 e + \lambda_3 \int e \quad (3.39)$$

Denklem (3.39)'de e sistem cevapları ile ideal sistem cevapları arasında oluşturulan hata fonksiyonu ve $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ tasarımcı tarafından belirlenen keyfi kazanç katsayılarıdır. Sistemdeki ideal cevaplar 0 olarak ele alındığından hata fonksiyonu e , sistem cevapları olan x_s 'e eşit olmaktadır. Hata dinamiği sol taraftan kütle matrisi ile çarpıldıktan sonra türevi alınır. Elde edilen denklemde $\ddot{x}_s$ ifadesi Denklem (2.15) 'deki şekilde yazılır.

$$M\dot{r} = -\lambda_1(C\dot{x}_s + Kx_s + Hf + Ld) + \lambda_2 M\dot{x}_s + \lambda_3 Mx_s \quad (3.40)$$

Denklem (3.40)'da yer alan H matrisi, MR damperlerin sistem içerisine yerleşimlerini gösteren matristir. Sistem içerisinde yer alan parametrik belirsizlikleri kontrol yapısı içerisinde değerlendirebilmek için Denklem (3.40) içerisinde yer alan belirsizlikler ayrıştırılmalıdır.

$$M\dot{r} = Y_1\phi_1 + Y_2\phi_2 - H_1f \quad (3.41)$$

Denklem (3.41)'de $Y_1 \in R^{10 \times 22}$ ve $Y_2 \in R^{10 \times 4}$ bilinen ve ölçülebilen sinyallerden meydana gelen matrislerdir, $\phi_1 \in R^{22 \times 1}$ sistemde bilinen parametrelerden oluşan vektör $\phi_2 \in R^{4 \times 1}$ sistemde bilinmeyen parametrelerden oluşan vektördür. H_1 denklem (3.40)'da bulunan $\lambda_1 H$ 'dir.

ϕ vektörleri takip eden eşitliklerde verilmiştir.

$$\phi_1 = \begin{bmatrix} \phi_{11} \\ \phi_{12} \end{bmatrix} \quad (3.42)$$

$$\phi_{11} = [M_{b1} \ J_{b1} \ M_{b2} \ J_{b2} \ M_{w1} \ M_{w2} \ M_{w3} \ M_{w4} \ k_3 \ k_4 \ k_5]^T \quad (3.43)$$

$$\phi_{12} = [k_6 \ k_{h1} \ k_{h2} \ k_{h3} \ k_{h3} \ k_{h4} \ c_1 \ c_2 \ c_3 \ c_4 \ c_5 \ c_6]^T \quad (3.44)$$

$$\phi_2 = [M_c \ J_c \ k_1 \ k_2]^T \quad (3.45)$$

LuGre matematiksel modelinde α_0 dışındaki MR damper parametreleri bilinmediğinden dolayı MR damper kuvvetinin ölçülebilmesi mümkün değildir. Bu

yüzden MR damper kuvvetinin kestiriminin yapılması gerekmektedir. Bu yüzden, Denklem (3.41) içerisine $\pm H_1 \hat{f}$ eklenir.

$$M\dot{r} = Y_1\phi_1 + Y_2\phi_2 - H_1f \pm H_1\hat{f} \quad (3.46)$$

Tasarlanan kontrolör, MR damper içerisine girecek olan gerilim aynı zamanda kontrolör girişi olarak düşünülebilir. Bu bağlamda denklem (2.49)'da yer alan MR damper kuvveti şu şekilde ifade edilir.

$$f = u_x - t \quad (3.47)$$

Denklem (3.47)'da yer alan u_x , MR damper içerisindeki gerilim ifadelerini içeren vektör, t gerilim girişini içermeyen terimlerden meydana gelen vektördür.

$$u_x = \Omega v \quad (3.48)$$

Denklem (3.48) içerisindeki Ω takip eden eşitlikten görülebilir.

$$\Omega = \begin{bmatrix} z_1\theta_{12}^{(1)} + \dot{x}_1\theta_{22}^{(1)} & 0 \\ 0 & z_2\theta_{12}^{(2)} + \dot{x}_2\theta_{22}^{(2)} \end{bmatrix} \quad (3.49)$$

$$v = [v_1 \quad v_2]^T \quad (3.50)$$

Denklem (3.49)'de yer alan z_1 ve z_2 sırasıyla ön boji ve taşıt gövdesi ile arka boji ile taşıt gövdesi arasında yerleştirilen MR damperlerin iç durum değişkenlerini temsil etmektedir. θ_{12}, θ_{22} sırasıyla θ_1 ve θ_2 vektörlerinin ikinci satır elemanlarını temsil etmektedir. $\blacksquare^{(1)}, \blacksquare^{(2)}$ sırasıyla ön tarafa yerleştirilen MR damper ve arka tarafa yerleştirilen MR damperi temsil etmektedir. $\tilde{\blacksquare}, \blacksquare - \hat{\blacksquare}$ belirsiz gerçek değeri ve kestirimi arasındaki farkı temsil etmektedir. Denklem (3.47) vasıtasıyla Denklem (3.46) düzenlenir.

$$M\dot{r} = Y_1\phi_1 + Y_2\phi_2 - H_1\tilde{f} - H_1u_x + H_1\hat{t} \quad (3.51)$$

Hata dinamiğinin sıfıra gidebilmesi için kontrolör girişi Denklem (3.52) üzerinden seçilir.

$$H_1 u_x = K_g r + Y_1 \phi_1 + Y_2 \widehat{\phi}_2 + H_1 \hat{t} \quad (3.52)$$

Denklem (3.51) içerisinde yer alan ϕ_2 içerisinde parametrik belirsizlikler yer aldığı için kestirimi $\widehat{\phi}_2$ kontrolör içerisinde bulunmalıdır. K_g , pozitif kazanç matrisidir.

Denklem (3.51), Denklem (3.52) üzerinden düzenlenir.

$$M \dot{r} = -K_g r + Y_2 \tilde{\phi}_2 - H_1 \tilde{f} \quad (3.53)$$

Kararlılık analizi için aday Lyapunov fonksiyonu seçimi yapılır.

$$\begin{aligned} V(r, \tilde{\phi}_2, \widetilde{\theta}_1^{(1)}, \widetilde{\theta}_2^{(1)}, \widetilde{\theta}_1^{(2)}, \widetilde{\theta}_2^{(2)}) \\ = \frac{1}{2} r^T M r + \frac{1}{2} \tilde{\phi}_2^T \Gamma_0^{-1} \tilde{\phi}_2 + \frac{1}{2} \widetilde{\theta}_1^{T(1)} \Gamma_1^{-1} \widetilde{\theta}_1^{(1)} + \frac{1}{2} \widetilde{\theta}_2^{T(1)} \Gamma_2^{-1} \widetilde{\theta}_2^{(1)} \\ + \frac{1}{2} \widetilde{\theta}_1^{T(2)} \Gamma_3^{-1} \widetilde{\theta}_1^{(2)} + \frac{1}{2} \widetilde{\theta}_2^{T(2)} \Gamma_4^{-1} \widetilde{\theta}_2^{(2)} \end{aligned} \quad (3.54)$$

Denklem (3.54) içerisinde yer alan Γ_i ($i = 1, 2, 3, 4$) pozitif kazanç matrisleridir. Aday Lyapunov fonksiyonun zamana göre türevi alınırsa Denklem (3.55) elde edilir.

$$\begin{aligned} \dot{V}(r, \tilde{\phi}_2, \widetilde{\theta}_1^{(1)}, \widetilde{\theta}_2^{(1)}, \widetilde{\theta}_1^{(2)}, \widetilde{\theta}_2^{(2)}) \\ = r^T M \dot{r} + \tilde{\phi}_2^T \Gamma_0^{-1} \dot{\tilde{\phi}_2} + \widetilde{\theta}_1^{T(1)} \Gamma_1^{-1} \dot{\widetilde{\theta}_1^{(1)}} + \widetilde{\theta}_2^{T(1)} \Gamma_2^{-1} \dot{\widetilde{\theta}_2^{(1)}} \\ + \widetilde{\theta}_1^{T(2)} \Gamma_3^{-1} \dot{\widetilde{\theta}_1^{(2)}} + \widetilde{\theta}_2^{T(2)} \Gamma_4^{-1} \dot{\widetilde{\theta}_2^{(2)}} \end{aligned} \quad (3.55)$$

Denklem (3.53)'de ifade edilen hata dinamiğinin türevi Denklem (3.55)'de yerine yazıldığında Denklem (3.56) elde edilir.

$$\begin{aligned} \dot{V} = r^T (-K_g r + Y_2 \tilde{\phi}_2 - H_1 \tilde{f}) + \tilde{\phi}_2^T \Gamma_0^{-1} \dot{\tilde{\phi}_2} + \widetilde{\theta}_1^{T(1)} \Gamma_1^{-1} \dot{\widetilde{\theta}_1^{(1)}} + \widetilde{\theta}_2^{T(1)} \Gamma_2^{-1} \dot{\widetilde{\theta}_2^{(1)}} \\ + \widetilde{\theta}_1^{T(2)} \Gamma_3^{-1} \dot{\widetilde{\theta}_1^{(2)}} + \widetilde{\theta}_2^{T(2)} \Gamma_4^{-1} \dot{\widetilde{\theta}_2^{(2)}} \end{aligned} \quad (3.56)$$

Denklem (3.56)'de yer alan $-H_1 \tilde{f}$, ifadesi Denklem (3.57)'de gösterilen biçimde açılıp denklem (3.56)'de yerine yazılıp düzenlendiğinde Denklem (3.58) elde edilir.

$$H_1 \tilde{f} = [H_1^1 \quad H_1^2][\tilde{f}_1 \quad \tilde{f}_2]^T = H_1^1 \tilde{f}_1 + H_1^2 \tilde{f}_2 \quad (3.57)$$

Denklem (3.57)'de H_1^1, H_1^2 sırasıyla H_1 matrisinin birinci ve ikinci sütun vektörlerini ifade etmektedir. $\tilde{f}_1, \tilde{f}_2$ sırasıyla $\tilde{f}$ vektörünün birinci ve ikinci satır elemanlarını ifade etmektedir. $\tilde{f}$ denklem (2.49) formasyonunda ifade edilir.

$$\begin{aligned} \dot{V} = & -r^T K_g r + \tilde{\phi}_2^T (Y_2^T r + \Gamma_0^{-1} \dot{\tilde{\phi}}_2) - \tilde{\theta}_1^{T(1)} (p_1^{T(1)} H_1^{1T} r - \Gamma_1^{-1} \dot{\tilde{\theta}}_1^{(1)}) \\ & - \tilde{\theta}_2^{T(1)} (p_2^{T(1)} H_1^{1T} r - \Gamma_2^{-1} \dot{\tilde{\theta}}_2^{(1)}) - \tilde{\theta}_1^{T(2)} (p_1^{T(2)} H_1^{2T} r \\ & - \Gamma_3^{-1} \dot{\tilde{\theta}}_1^{(2)}) - \tilde{\theta}_2^{T(2)} (p_2^{T(2)} H_1^{2T} r - \Gamma_4^{-1} \dot{\tilde{\theta}}_2^{(2)}) \end{aligned} \quad (3.58)$$

Bilinmeyen parametrelerin sabit olduğu varsayılmıştır. Bu varsayım neticesinde parametrelerin zamana bağlı değişimlerini ifade eden türevleri sıfıra eşit olmaktadır. $\dot{\hat{\mathbf{\theta}}}(\hat{\mathbf{\theta}} - \hat{\mathbf{\theta}}) = -\dot{\hat{\mathbf{\theta}}}$ olmaktadır. Uyarılma kuralları denklem (3.59:3.63)'de gösterilen biçimde seçilir.

$$\dot{\tilde{\phi}}_2 = \Gamma_0 Y_2^T r \quad (3.59)$$

$$\dot{\tilde{\theta}}_1^{(1)} = -\Gamma_1 p_1^{T(1)} H_1^{1T} r \quad (3.60)$$

$$\dot{\tilde{\theta}}_2^{(1)} = -\Gamma_2 p_2^{T(1)} H_1^{1T} r \quad (3.61)$$

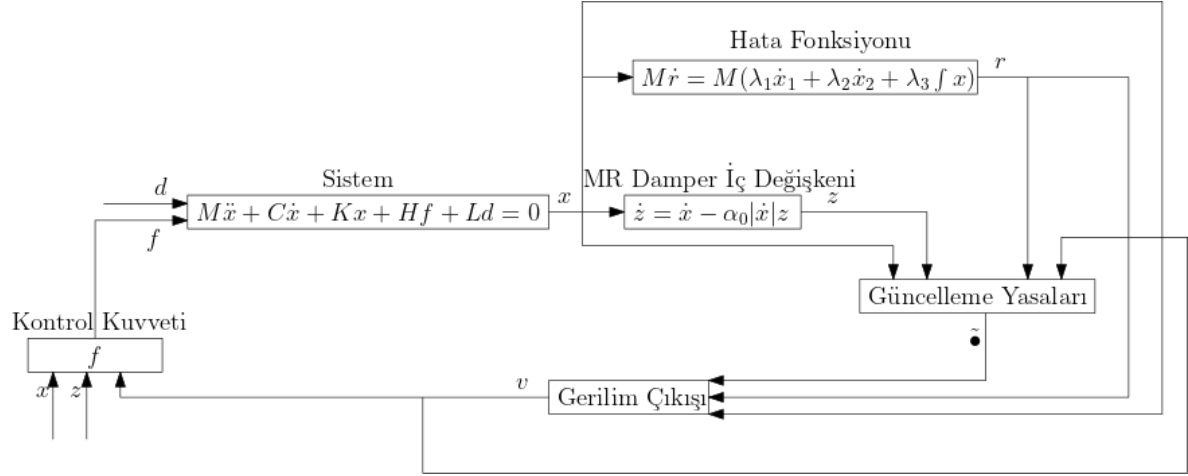
$$\dot{\tilde{\theta}}_1^{(2)} = -\Gamma_3 p_1^{T(2)} H_1^{2T} r \quad (3.62)$$

$$\dot{\tilde{\theta}}_2^{(2)} = -\Gamma_4 p_2^{T(2)} H_1^{2T} r \quad (3.63)$$

$$\dot{V} = -r^T K_g r \quad (3.64)$$

Aday-Lyapunov fonksiyonunun zamana göre türevi Denklem (3.64)'da gösterildiği şekilde negatif olmaktadır. Bu durum kararlılığın garanti altına alındığının göstergesidir.

Şekil 3.4'de parametre uyarlamalı MR damper kontrol şeması gösterilmiştir.



Şekil 3.4 Parametre uyarlamalı MR damper kontrol şeması

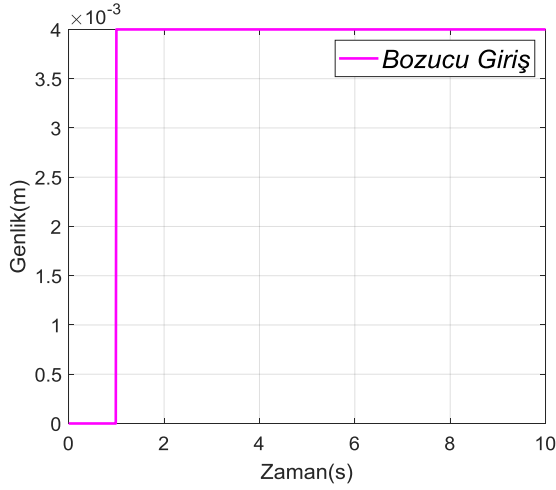
Bu bölümde, önceki bölümde tasarlanan aktif ve yarı-aktif süspansiyon sistem tasarımları pasif süspansiyon sistemi cevaplarıyla karşılaştırılacaktır. Zaman, frekans ve performans indeksleri bu karşılaştırmaların değerlendirilmesinde kullanılacaktır. Kontrolör cevaplarının inceleneceği yüksek hızlı demiryolu taşıtı sabit 300 km/sa hızla düz ray hattında hareket etmektedir.

Sisteme etki eden 3 farklı bozucu giriş sinyali üzerinden tasarlanan kontrolörlerin sistem kararlılığı ve taşıt gövdesi üzerindeki düşey titreşim sönümleme etkinlikleri incelenecektir. Uygulamada kullanılacak 3 bozucu giriş sinyali Şekil 4.1 üzerinden görülebilmektedir. Birinci bozucu giriş sinyali ray hatlarında, ray hat birleşiminde kullanılan kaynak metodu sebebiyle ortaya çıkabilecek basamak girişidir. İkinci bozucu giriş sinyali olarak ray ondülasyonlarını temsil eden sinüzoidal giriş kullanılmıştır. Üçüncül bozucu giriş olarak, ISO yol profili tasarımı gerçekleştirilmiştir. Yol profili tasarımında maksimum bozucu giriş genliği 4 mm olarak bulunmuştur. Bu durum 300 km/sa hızla hareket eden demiryolu taşıtları için standart EN14363 için uygun olduğu görülmüştür [32].

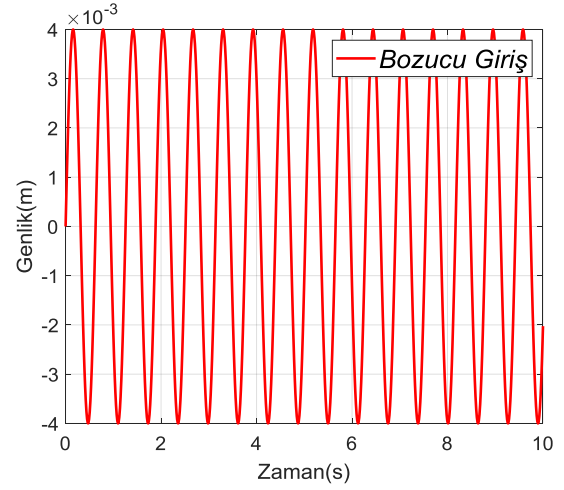
ISO 8608 standardına göre yol profili oluşturulmuştur. Oluşturulan yol profili denklemi takip eden şekildedir:

$$d(t) = 10^{-3} 2^{k_r} \Delta n^{-1/2} n_0 \sum_{i=1}^n \cos(2\pi i \Delta n t + \psi_i) 1/i \quad (4.1)$$

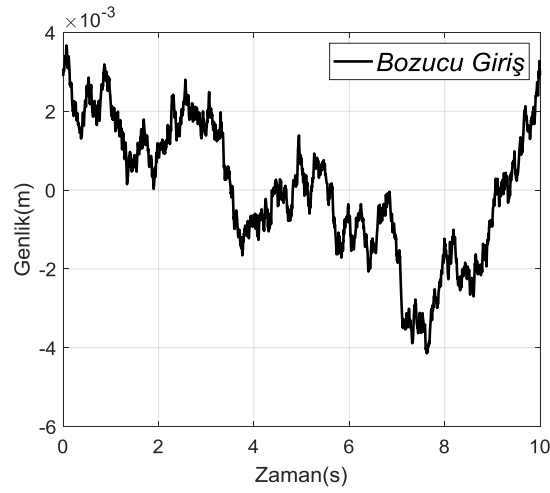
Denklem 4.1’de zamana bağlı değişen yol düşey pürüzlülüğü bulunabilmektedir. k_r ifadesi yol pürüzlülüğünü ifade etmektedir ($k_r = 0.3$), n_0 ifadesi referans uzamsal frekanstır ($n_0 = 0.1$), n data sayısı, Δn zaman aralığı ve ψ_i ise $[0-2\pi]$ arasında rastgele belirlenen faz aralığıdır [22].



(a)



(b)



(c)

Şekil 4.1 Sisteme etki eden bozucu giriş sinyalleri (a) basamak giriş (b) sinüzoidal giriş (c) yol profili

Denklem 4.2-4.3 arasında matematiksel ifadeleri verilen hatanın karesinin integrali (ISE) ve hatanın karesinin zamanla çarpımının integrali (ITSE) performans indeksleri sistem cevaplarının incelenmesinde kullanılacaktır.

$$ISE = \int_0^{\infty} e^2(t) \quad (4.2)$$

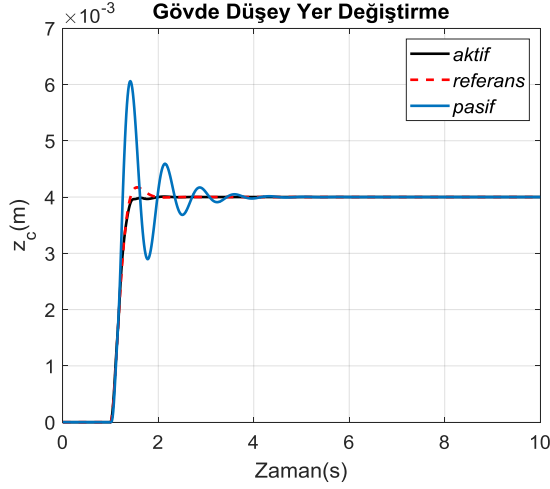
$$ITSE = \int_0^{\infty} te^2(t) \quad (4.3)$$

4.1 Aktif Süspansiyon Sistemi Tasarımının Simülasyon Cevapları

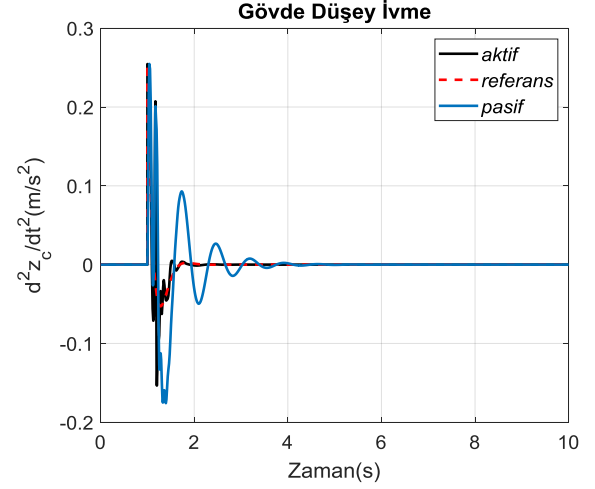
Yolcu konforunun arttırılması amacıyla tasarımı gerçekleştirilen aktif süspansiyon sistemi tasarımında, yolcu konforunu etkileyen sistem durum cevapları, taşıt gövde düşey yer değiştirmesi, taşıt gövde açısıl yer değiştirmesi, taşıt gövde düşey ivmesi ve taşıt gövde açısıl ivmesidir. Bahsi geçen sistem durumlarının bozucu giriş sinyalleri etkisindeki cevapları Şekil 4.2-4.4’de zaman alanında, Şekil 4.6-4.7’de frekans alanında, ve Tablo 4.1’de performans indeksleri üzerinden gösterilmiştir.

Şekil 4.2’de gövde düşey yer değiştirmesi ve gövde düşey yer değiştirme ivmesi görülmektedir. Basamak bozucu giriş sinyali karşısındaki sistem cevapları incelendiğinde gövde düşey yer değiştirmesinin tepe noktasında ve oturma zamanında etkili azalmalar meydana geldiği görülmektedir. Gövde düşey yer değiştirmesinde oturma zamanı 3.0 s’den 0.9 s’e düşüş göstermiştir. Oturma zamanının azalmasıyla birlikte sistem performans indeksinde zamanın, salınım süresiyle artan etkinliği azaltılmıştır. Bu durum neticesinde Tablo 4.1’de, gövde düşey yer değiştirmesinin ITSE cevabı ISE cevabından daha iyi çıkmıştır. Yolcu konforu bakımından önemli bir değişken olan ivme cevabı incelendiğinde, aktif süspansiyon sistemi tasarımıyla düşey ivme cevabının performans indeksleri ISE ve ITSE’de sırasıyla %62.3 ve %67.6 oranında azalmalar meydana geldiği görülmektedir. Sistem maksimum ivme cevap değerlerinde bir azalma meydana gelmemesine karşın aktif süspansiyon sistemi ivme cevabında salınım miktarının azaldığı görülmektedir. Bu durum performans indekslerinde azalmaya sebep olmuştur. Sinüzoidal bozucu giriş karşısında gövde düşey yer değiştirme ve ivme cevabı incelendiği zaman, aktif kontrolcü tasarımının yüksek etkinliğe sahip olduğu görülmektedir. Performans indekslerinde meydana gelen azalma miktarı $\geq$ %99.5 oranında olmaktadır. Gövde düşey yer değiştirmesi ve ivme cevaplarının her iki durumda da maksimum genlik noktalarında azalmalar meydana gelmiştir. Düşey ivme cevabının maksimum değeri $7.1e-1 m/s^2$ ’den $8.7e-2 m/s^2$ ’e, düşey yer değiştirme maksimum genlik değeri $7.3e-3 m$ ’den $8.9e-4 m$ ’e azalmıştır. ISO yol profil bozucu giriş karşısında aktif süspansiyon sistemi tasarımı, gövde düşey yer değiştirme ve ivme cevaplarında yüksek titreşim bastırımı etkinliğine sahiptir. Tablo 4.1’de gösterilen performans indeksleri incelendiği zaman tasarlanan

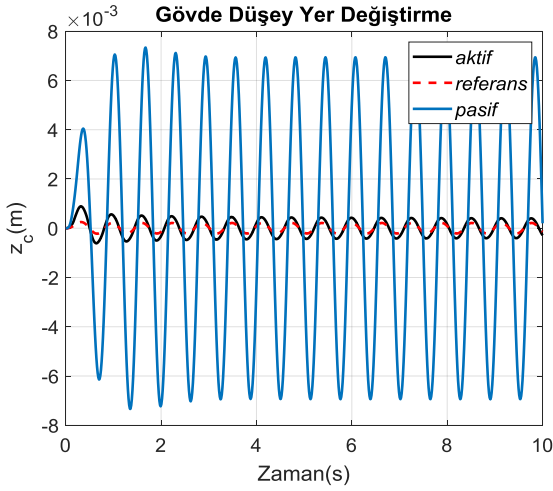
kontrolcü etkinliğinde $\geq \%93.6$ oranında azalma gerçekleştirilmiştir. Gövde düşey yer değiştirme ve ivmesinin zaman cevapları ve performans indeksleri incelendiğinde, üç farklı bozucu giriş karşısında yüksek titreşim sönümleme etkinliğine sahip olduğu görülmüştür.



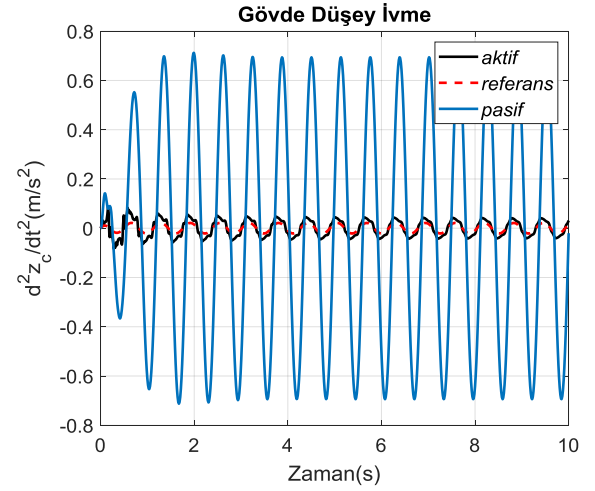
(a)



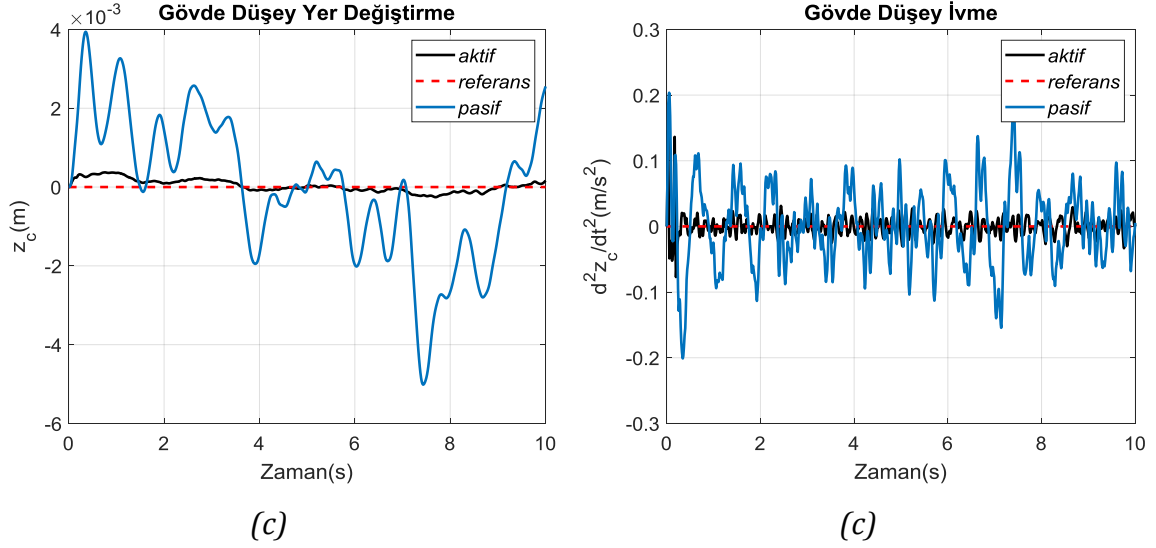
(a)



(b)



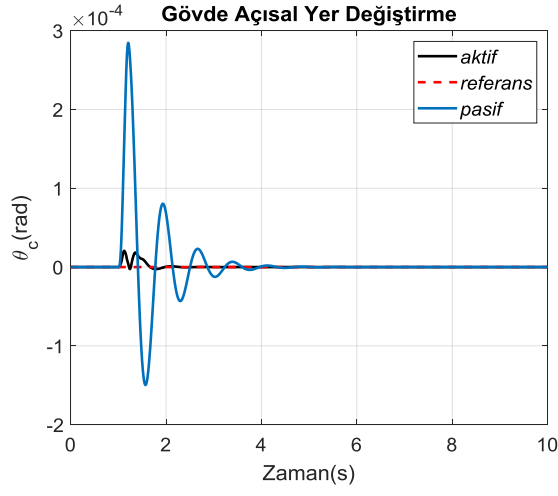
(b)



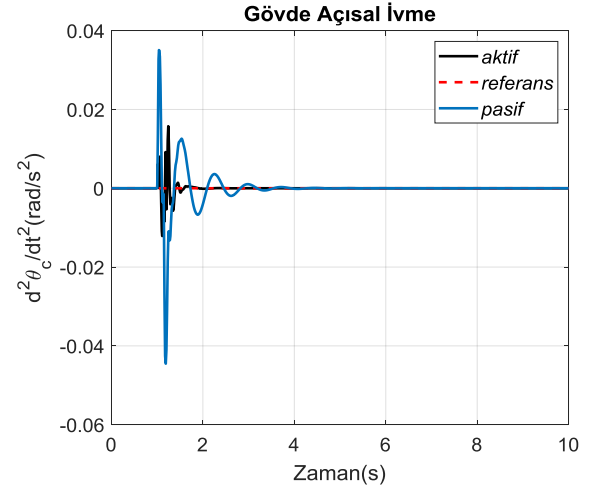
Şekil 4.2 Aktif süspansiyon sistemli taşıtın gövde düşey yer değıştirmesi ve ivmesi
(a) basamak giriş (b) sinüzoidal giriş (c) yol profili girişı

Şekil 4.3’de sistemin gövde açisal yer değıştirme ve ivme cevapları incelenmiştir. Tasarlanan kontrolcünün basamak bozucu giriş karşısında titreşim bastırma etkinliğı gövde kafa vurma ve ivme cevaplarında oldukça yüksektir. Gövde açisal yer değıştirme ve ivme cevaplarının maksimum değeriinde ve salınım miktarında azalmalar gerçekleştirilmiştir. Tablo 4.1’de gösterilen performans indekslerine bakıldığında gövde kafa vurmasında %99.6 değeriinde, gövde açisal ivme cevabında $\geq$ %91.8 değeriinde azalmalar görölmektedir. Gövde açisal yer değıştirme cevabının sinüzoidal ve yol profili girişleri incelendiğinde, tasarlanan kontrolcü yapısının titreşim bastırımında yüksek etkinliğe sahip olduğı görölür. Sinüzoidal bozucu giriş etkisinde gövde kafa vurma cevabının tepe noktası, kontrolör etkinliğinde $8.1e-4$ rad değeriinden $3.1e-4$ rad değeriine düşmektedir. Gövde açisal yer değıştirme ivme değeriinin tepe noktası da $8e-2$ rad/s²’den $3.3e-2$ rad/s²’e düşmektedir. Tablo 4.1’de performans indeksleri incelendiğı zaman, gövde düşey yer değıştirmesinde meydana gelen geçiş rejimi tekrar görölmektedir. Gövde açisal ivmesi cevabının performans indekslerinde $\geq$ %85.2 oranında bir iyileşme olduğı görölmektedir. ISO yol profili bozucu giriş karşısında sistem kafa vurma açısı ve ivme cevapları incelendiğı zaman, kafa vurma açısı cevabı performans indekslerinde $\approx$ %95 oranında azalmalar meydana gelmiştir. Tasarlanan kontrolcü etkinliğinde gövde açisal ivme cevabında $\approx$ %65 oranında azalma gerçekleştirilmiştir. Bu durum aktif süspansiyon sistemi tasarımının taşıt

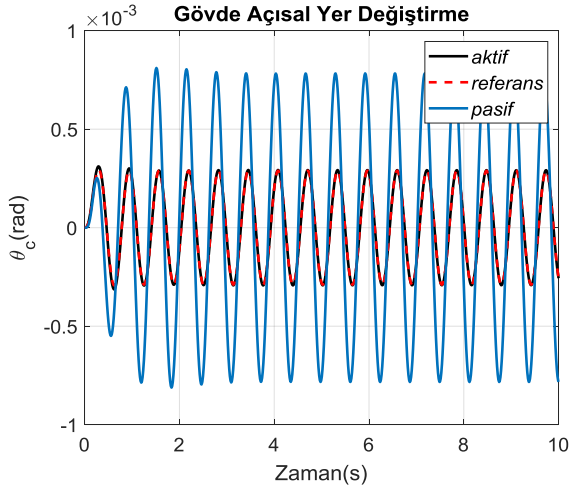
gövdesi üzerinde meydana gelen düşey titreşimlerin bastırımında oldukça etkin olduğunu göstermektedir.



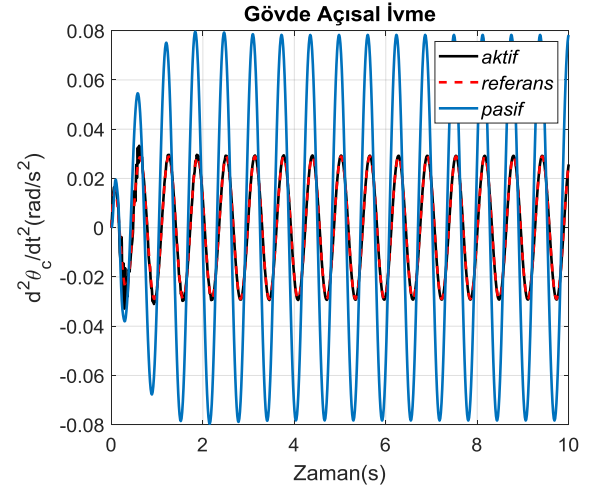
(a)



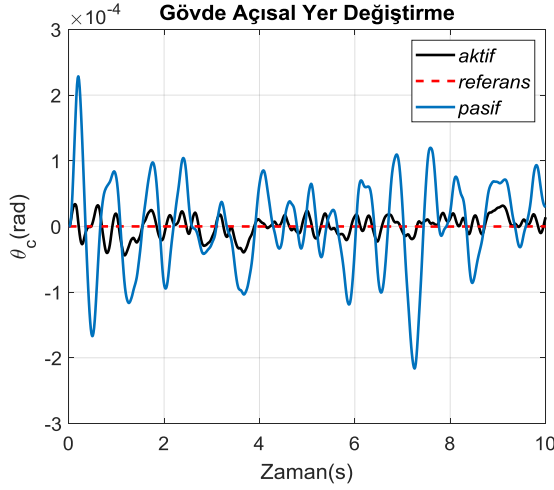
(a)



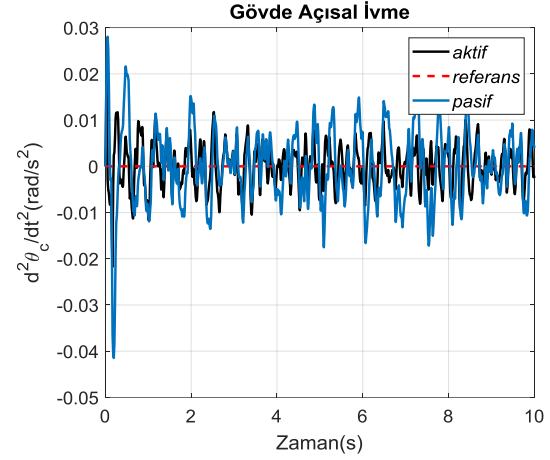
(b)



(b)



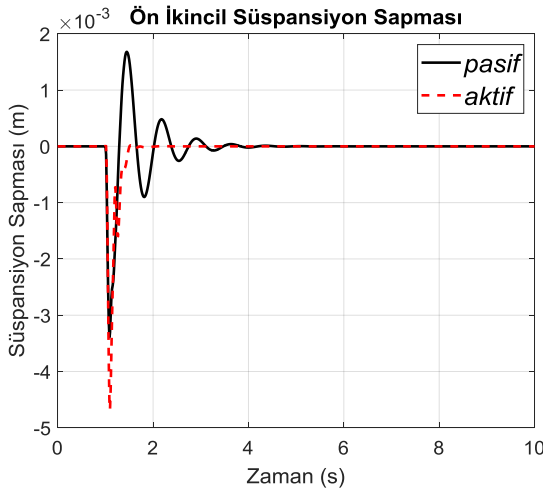
(c)



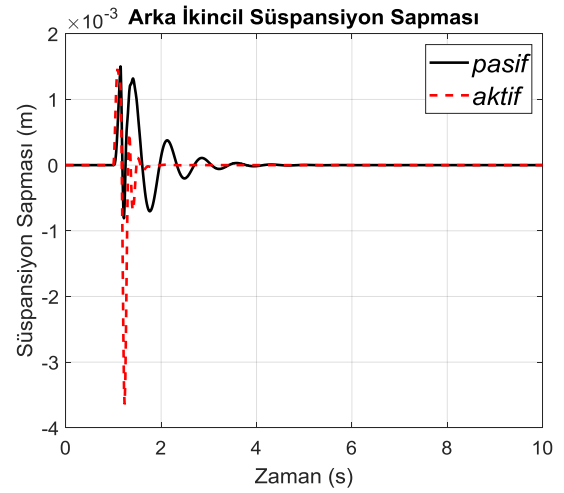
(c)

Şekil 4.3 Aktif süspansiyon sistemli taşıtın gövde açısal yer değiştirmesi ve ivmesi
(a) basamak giriş (b) sinüzoidal giriş (c) yol profili girişi

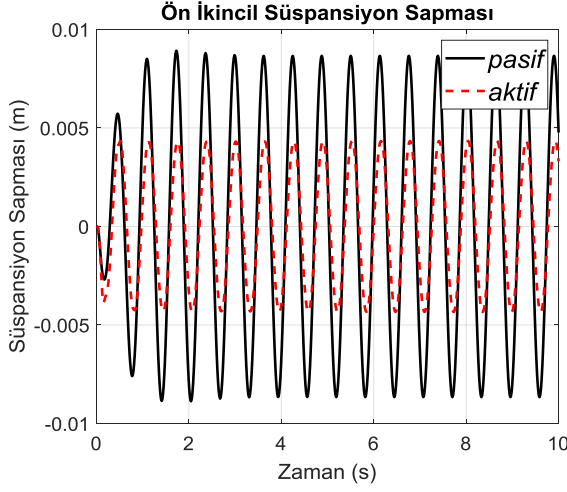
Şekil 4.4 incelendiği zaman aktif kontrolcü mekanizması tasarımı neticesinde meydana gelen süspansiyon sapmaları görülmektedir. Üç farklı bozucu giriş karşısında meydana gelen ikincil süspansiyon sapmaları incelendiği zaman, tasarlanan kontrolcü etkinliğinde meydana gelen süspansiyon sapmaları kabul edilebilir seviyede çıkmıştır.



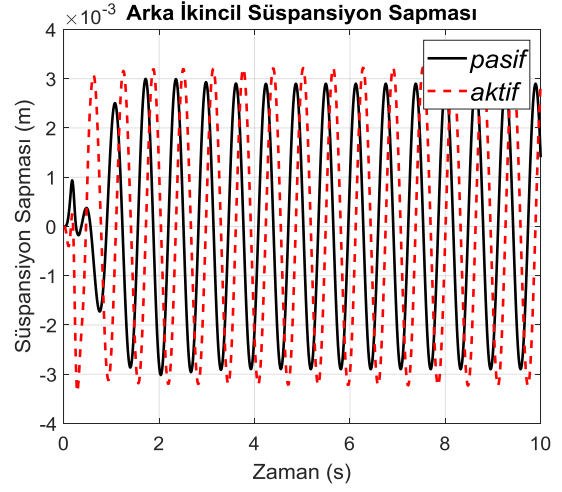
(a)



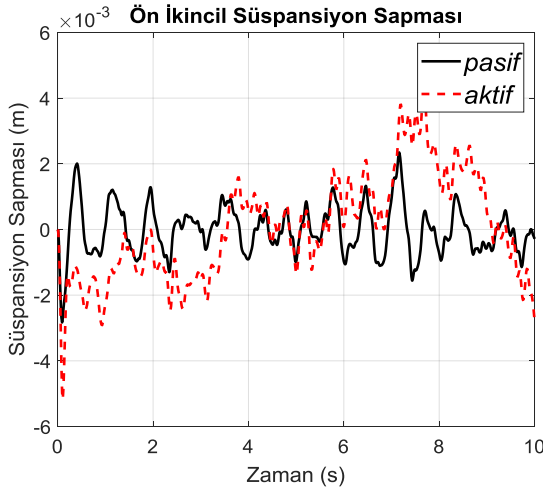
(a)



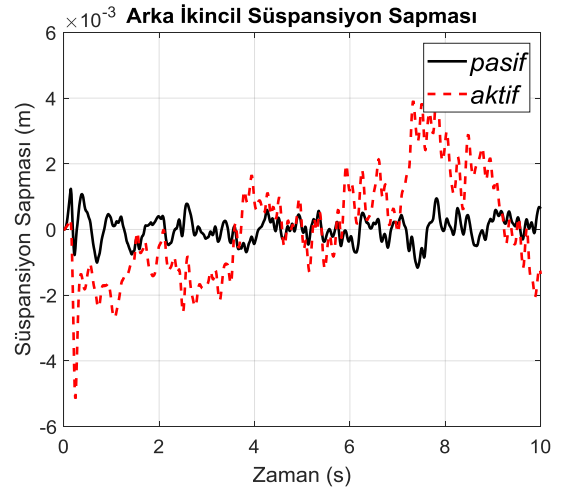
(b)



(b)



(c)



(c)

Şekil 4.4 Aktif süspansiyon sistemli taşıtın süspansiyon sapmaları (a) basamak giriş (b) sinüzoidal giriş (c) yol profili girişi

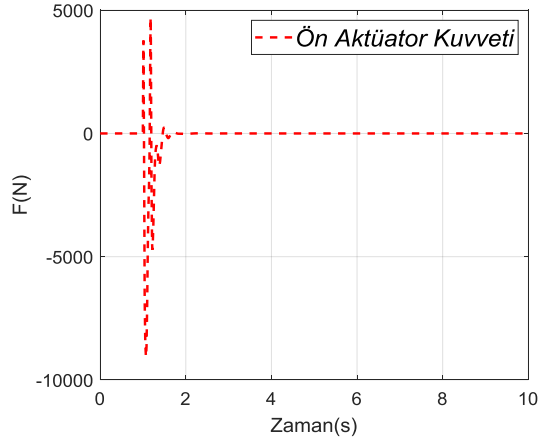
Tablo 4.1. Aktif süspansiyon sistemi entegreli sistemin performans indeksleri

Basamak Bozucu Girişi								
	z_c		$\dot{z}_c$		θ_c		$\ddot{\theta}_c$	
	ISE	ITSE	ISE	ITSE	ISE	ITSE	ISE	ITSE
Pasif	3.1e-6	3.9e-6	1.3e-2	1.7e-2	1.9e-8	2.5e-8	2.2e-4	2.7e-4
Aktif	2.1e-6	2.3e-6	4.9e-3	5.5e-3	8e-11	1.1e-10	1.8e-5	2.1e-5
Pasif, Aktif	%32.3	%41	%62.3	%67.6	%99.6	%99.6	%91.8	%92.2

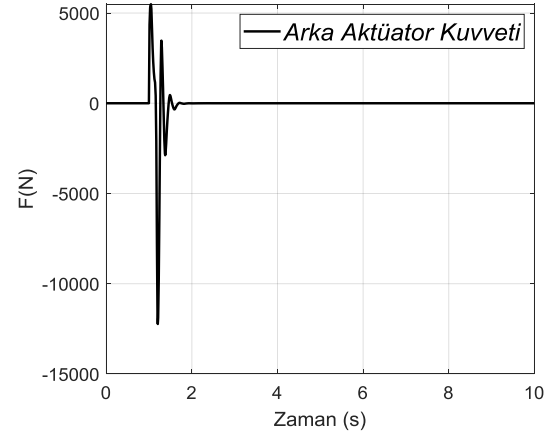
Tablo 4.1. Aktif süspansiyon sistemi entegreli sistemin performans indeksleri
(devamı)

Sinüzoidal Bozucu Girişi								
	z_c		$\ddot{z}_c$		θ_c		$\ddot{\theta}_c$	
	ISE	ITSE	ISE	ITSE	ISE	ITSE	ISE	ITSE
Pasif	2.3e-4	1.2e-3	2.3e-0	1.2e+1	2.9e-6	1.5e-5	2.9e-2	1.5e-1
Aktif	1.1e-6	4.6e-6	1.1e-2	4.8e-2	4.3e-7	2.1e-6	4.2e-3	2.1e-2
Pasif, Aktif	%99.5	%99.6	%99.5	%99.6	%85.2	%86	%85.5	%86
Yol Profili Bozucu Girişi								
	z_c		$\ddot{z}_c$		θ_c		$\ddot{\theta}_c$	
	ISE	ITSE	ISE	ITSE	ISE	ITSE	ISE	ITSE
Pasif	3.2e-5	1.7e-4	3.6e-2	1.6e-1	5.0e-8	2.2e-7	6.6e-4	2.5e-3
Aktif	2.5e-7	7.7e-7	2.3e-3	7.3e-3	2.6e-9	1.0e-8	2.2e-4	8.6e-4
Pasif, Aktif	%99.2	%99.5	%93.6	%95.4	%94.8	%95.4	%66.7	%65.6

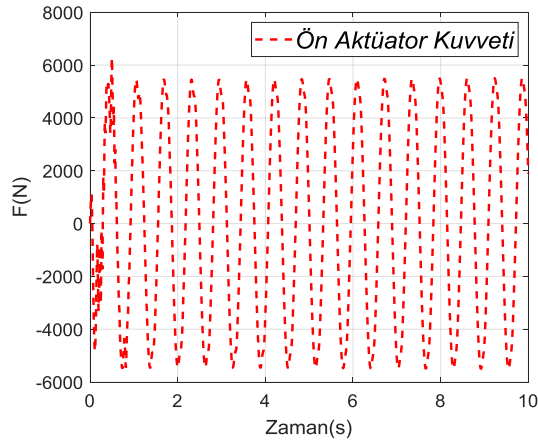
Şekil 4.5 üzerinden titreşim sönümlemesi amacıyla tasarımı gerçekleştirilen aktif süspansiyon sistemi tasarımı için gerekli olan aktüatör kuvvetleri görülmektedir. Demiryolu taşıtlarında pnömatik, hidrolik, elektro-mekanik, elektro-manyetik aktüatör kullanımları mevcuttur. Sistem kontrolü için gerekli olan en yüksek aktüatör kuvveti 1.4e+4 (N) olmuştur. Tasarım için gerekli olan eyleyici kuvvetini sağlayabilecek çeşitli aktüatörler piyasada bulunmaktadır.



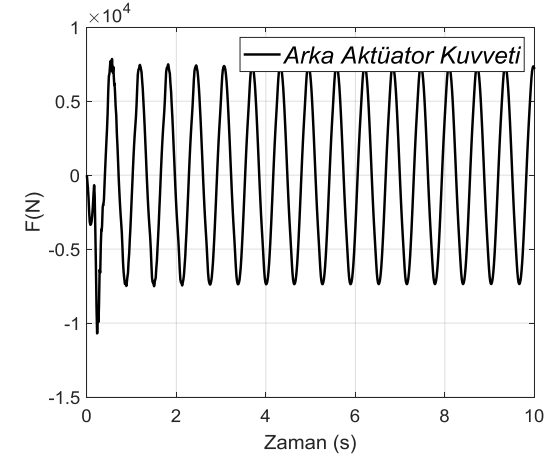
(a)



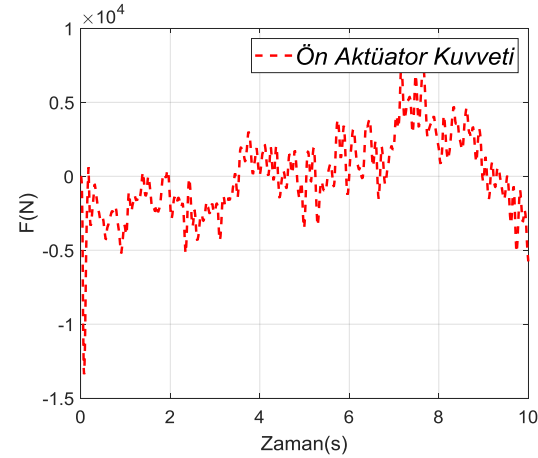
(a)



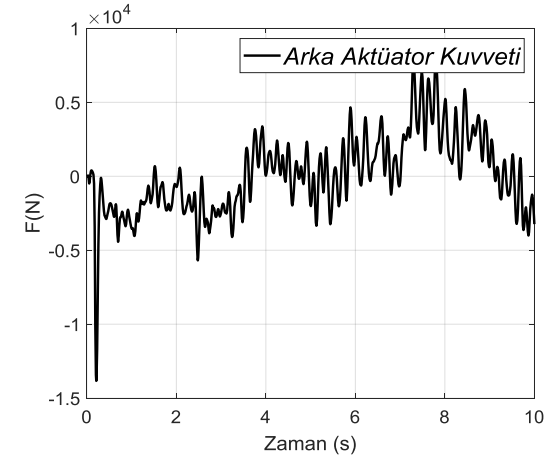
(b)



(b)



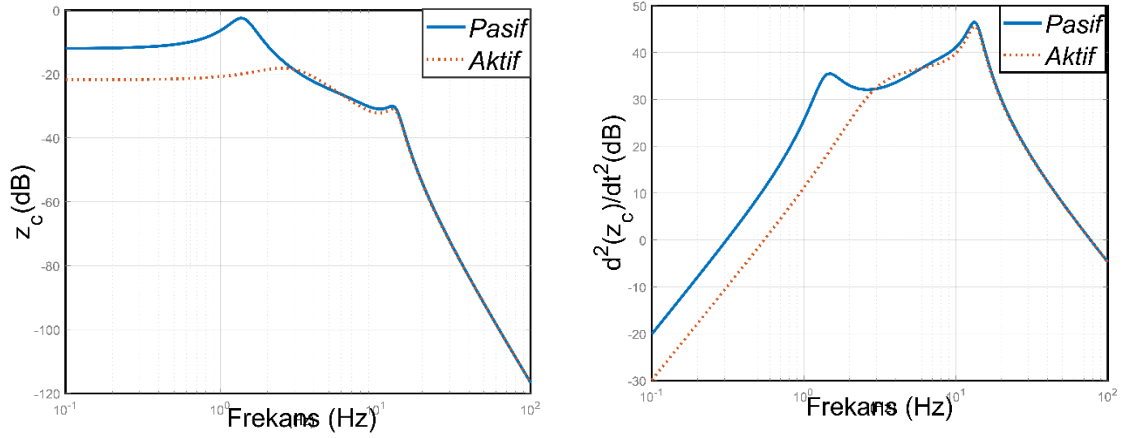
(c)



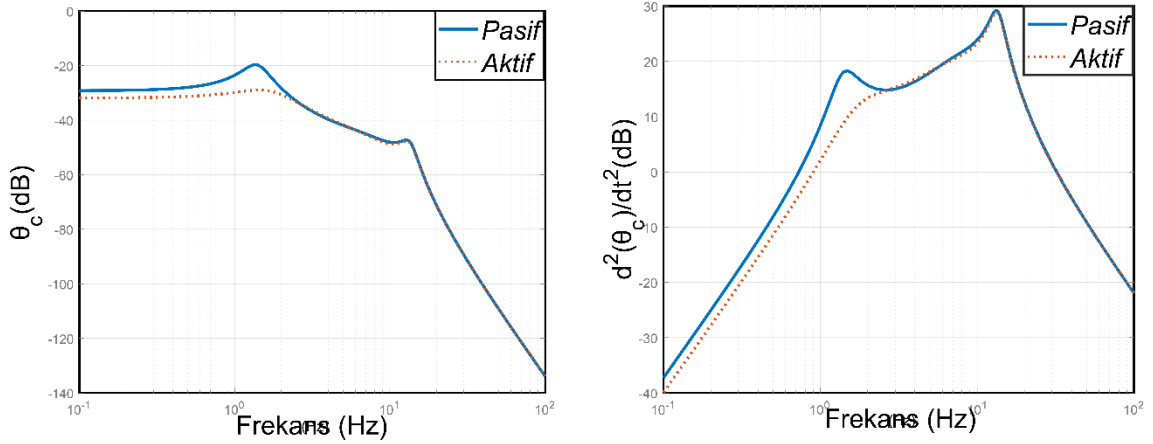
(c)

Şekil 4.5 Aktif süspansiyon sistemli taşıtın aktüatör kuvvetleri (a) basamak giriş (b) sinüzoidal giriş (c) yol profili girişi

Şekil 4.6-4.7'den frekans alanında aktif süspansiyon sisteminin sistem cevapları üzerindeki etkinliği görülebilir. Şekil 4.6'de gövde düşey yer değiştirmesi ve ivmesinin frekans alanında cevapları incelendiği zaman birinci tepe noktalarında etkin bir bastırmanın gerçekleşmiş olduğu görülmektedir. Şekil 4.7'de gövde açısai yer değiştirmesi ve ivme cevabı incelendiğinde de düşey yer değiştirme cevaplarına benzer sonuçların elde edildiği görülmektedir. Zaman ve frekans alanındaki cevapların tamamında tasarlanan kontrolörün yüksek bir etkinliğe sahip olduğu sonucu ortaya çıkmıştır. Böylece kontrolör tasarımında amaçlanan sistem parametre belirsizliği varlığında kararlılığın garanti altına alınması ve yol konforunun arttırılması gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.6 Aktif süspansiyon sistemli taşıtın gövde düşey yer değiştirmesi ve ivmesinin frekans cevabı



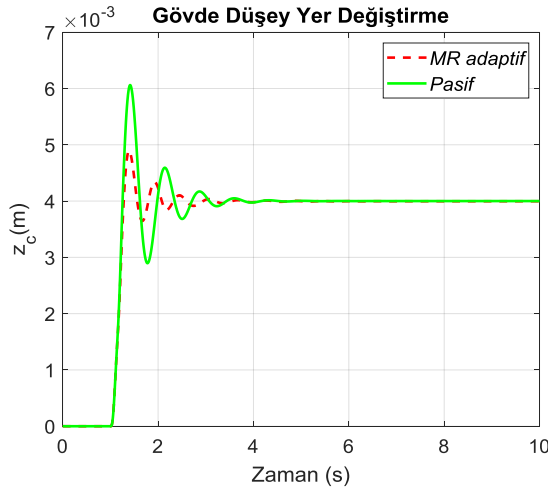
Şekil 4.7 Aktif süspansiyon sistemli taşıtın gövde açısal yer değiştirmesi ve ivmesinin frekans cevabı

4.2 Yarı-Aktif Süspansiyon Sistemi Tasarımının Simülasyon Cevapları

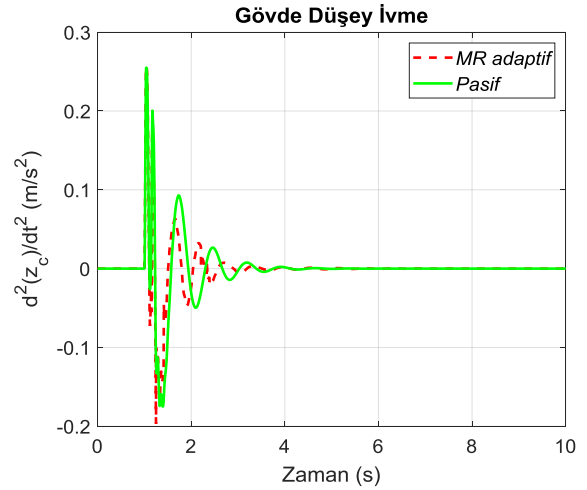
Tasarlanan kontrolörün etkinliğinin incelenmesi için MATLAB-Simulink programında simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Bu simülasyonlarda, sistem bozucusu olarak basamak, sinüzoidal ve yol profil bozucu girdileri kullanılmıştır. Kontrol tasarımının amacı yolcu konforunun artırılması olduğundan kaynaklı, sistem cevaplarından taşıt gövdesi düşey gövde yer değiştirmesi, taşıt gövdesi açısal yer değiştirmesi ve bu cevapların ivmeleri incelenmiştir. Zaman alanında sistem cevapları Şekil 4.8-4.9 arasında gösterilmiştir. Sistem zaman cevaplarının daha iyi yorumlanabilmesi amacıyla performans indeksleri (ISE, ITSE) araştırılmıştır. Tablo 4.2’de sistem zaman cevaplarından elde edilen performans indeks değerleri görülmektedir.

Basamak bozucu girişi karşısında taşıt gövde düşey yer değiştirmesi ve gövde açısal yer değiştirmesi Şekil 4.8-4.9 ve Tablo 4.2 üzerinden incelendiği zaman. Şekil 4.8’de gövde düşey yer değiştirmesinin maksimum aşma ve oturma zamanı değerlerinin azaldığı görülmektedir. Düşey yer değiştirmenin maksimum aşma değeri %51.5’den %18.4’e, oturma zamanı değeri de 3 s’den 2.1 s’e düşmektedir. Bu durum düşey yer değiştirme durumunun geçici zaman bölgesindeki kalma süresinin tasarlanan kontrolör vasıtasıyla %30 düştüğünü ve bozulmanın etkisiyle gövde deplasmanında meydana

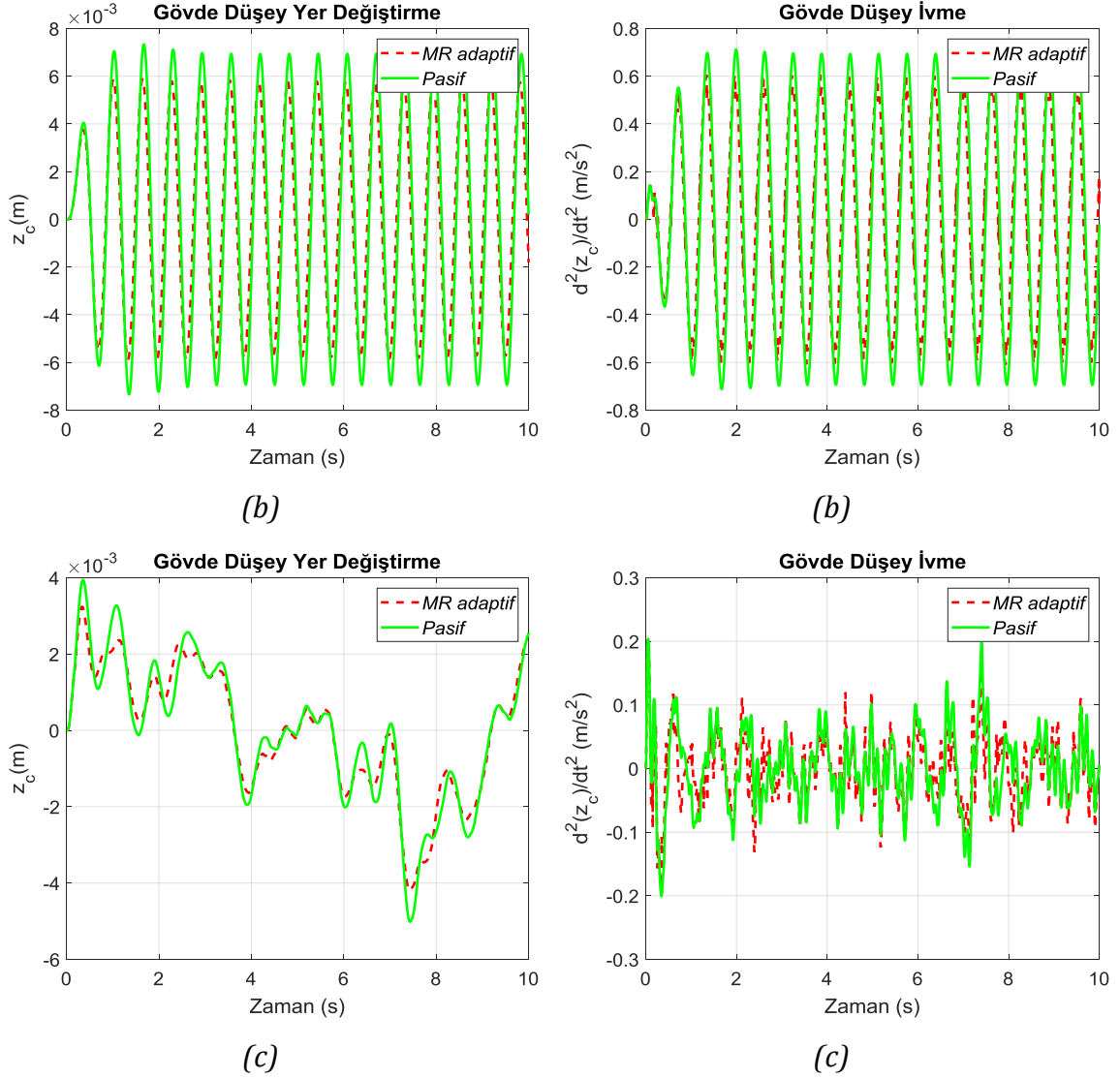
gelen maksimum aşma değerinde %64.4 oranında bir azalmanın meydana geldiğini göstermektedir. Tablo 4.2’te, düşey yer değiştirmesinin performans indekslerinde tasarlanan kontrolcünün etkinliği görülmektedir. Tasarlanan kontrolcü gövde düşey yer değiştirme ve ivme cevaplarında %17-30 arasında bir iyileştirmeye etken olmuştur. Sinüzoidal bozucu girişi etkisinde sistem cevapları incelendiğinde, tasarlanan kontrolcünün gövde düşey yer değiştirmesi ve ivme cevapları üzerinde etkin bir titreşim sönümlemesi kapasitesine sahip olduğu görülmektedir. Performans indeks değerleri gövde düşey yer değiştirme ve ivme cevapları üzerinde parametre uyarlamalı MR damper tasarımının %28-30 oranında bir iyileştirmenin gerçekleştirildiğini göstermektedir. Taşıt gövde düşey yer değiştirmesinin maksimum genliği $7.3e-3$ genliğinden $5.9e-3$ değerine düşüş göstermiştir. Yol profil bozucu girişi etkisinde sistem cevapları incelendiğinde, gövde düşey yer değiştirme ve ivme cevaplarının yarı-aktif süspansiyon sistemi tasarımıyla daha dar bir sınır içerisinde salınım yaptıkları görülmektedir. Bu durum neticesinde, gövde düşey yer değiştirme ve ivme cevaplarının performans indekslerinde %22-36 arasında etkin bir iyileştirme gerçekleştirilmiştir.



(a)



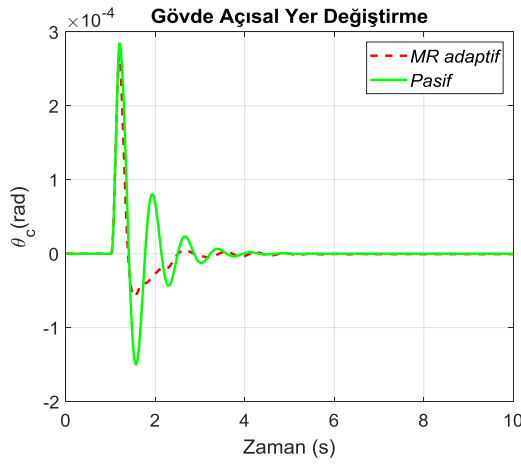
(a)



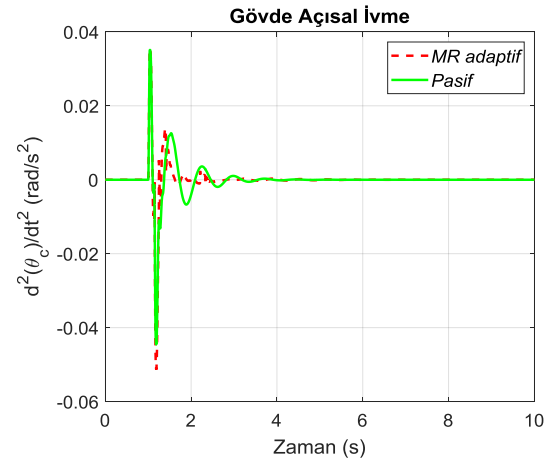
Şekil 4.8 Yarı-aktif süspansiyon sistemli taşıtın gövde düşey yer değıştirmesi ve ivmesi (a) basamak giriş (b) sinüzoidal giriş (c) yol profili girişi

Şekil 4.9'da gövde açısıl yer değıştirme cevabının zamana bağılı cevabı görölmektedir. Basamak bozucu girişi etkinliğinde, gövde açısıl yer değıştirmesinin performans indekslerinde %42-46 arasında etkin bir iyileşme görölmektedir. Bu durum gövde açısıl yer değıştirme salınımlarının pasif süspansiyon sistemi cevabındaki salınımlara göre daha hızlı yakınsama hızlarına sahip olmasından kaynaklanmaktadır. Gövde açısıl ivme cevabı incelendiğinde yarı-aktif süspansiyon sistemi cevabında etkin bir titreşim bastırımından bahsedilemez. Ancak, gövde açısıl ivme cevabında, yarı-aktif süspansiyon sistemi tasarımının salınım miktarında azalmaya sebep olduğu

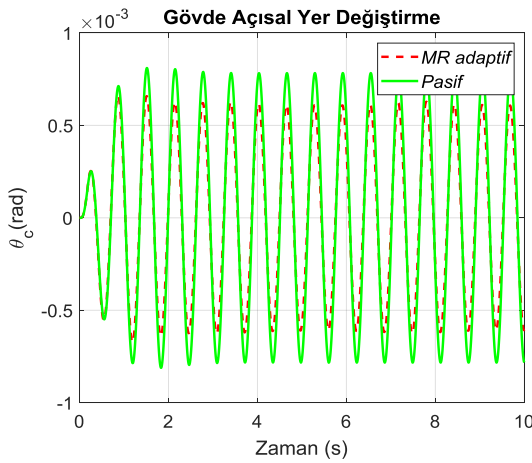
görülmektedir. Bu durum, ivme etkisini yolcuların hissetme süresinin azaltılması anlamına gelmektedir. Sinüzoidal bozucu giriş etkisinde gövde açısai yer değıştirme ve ivme cevapları incelendiğinde tasarlanan kontrolcünün, etkin titreşim sönümleme kapasite görülmektedir. Gövde açısai yer değıştirme cevaplarında %34-37 arasında etkin bir azalma meydana gelmiştir. Gövde açısai yer değıştirme ve ivme cevaplarının maksimum genliklerinde kontrolcü tasarımıyla birlikte bastırımlar gerçekleştirilmiştir. ISO yol profili bozucu giriş etkisinde gövde açısai yer değıştirme ve ivme cevaplarında kötüleşmeler meydana gelmiştir. Tasarlanan parametre uyarlamalı kontrolcü tasarımının yol profili bozucu giriş karşısında gövde düşey yer değıştirme ve ivme cevaplarında etkin bir titreşim sönümleme etkinliğine sahip olmasına karşın açısai yer değıştirme ve ivme cevaplarında bu durum meydana gelmemiştir.



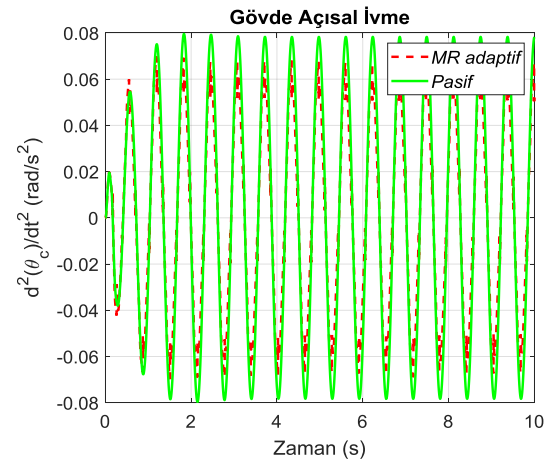
(a)



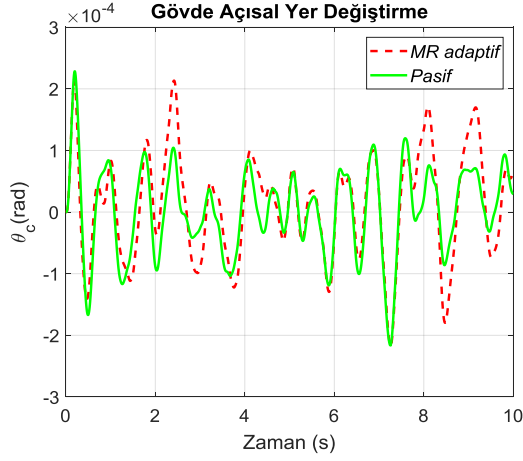
(a)



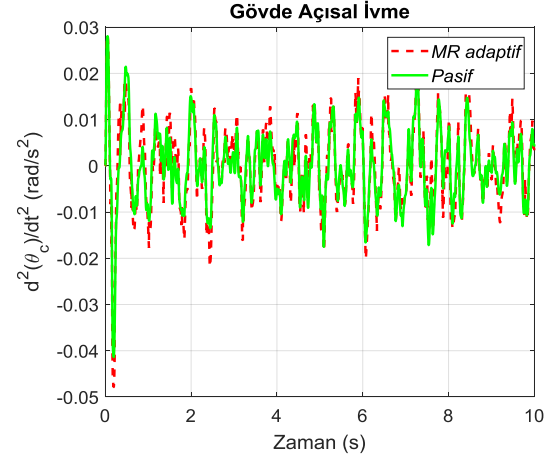
(b)



(b)



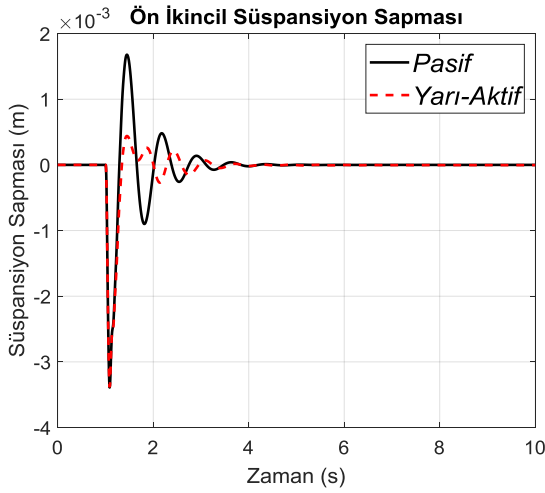
(c)



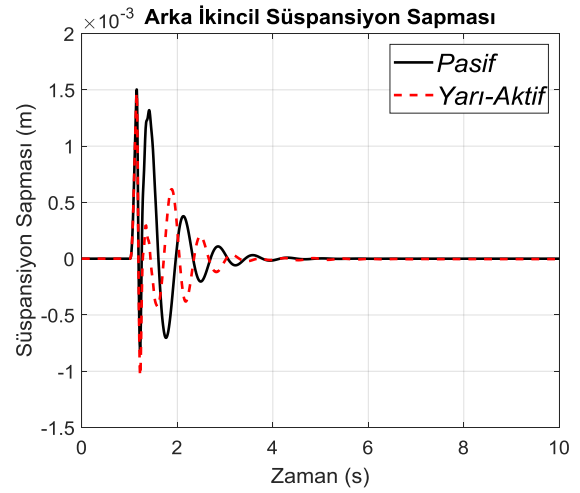
(c)

Şekil 4.9 Yarı-aktif süspansiyon sistemli taşıtın gövde açısal yer değiştirmesi ve ivmesi (a) basamak giriş (b) sinüzoidal giriş (c) yol profili girişi

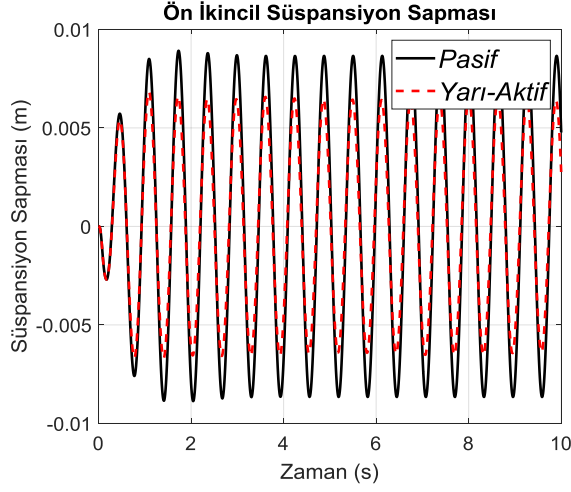
Şekil 4.10'da ön ve arka ikincil süspansiyon sistem sapma cevapları görülmektedir. 3 farklı bozucu giriş karşısında elde edilen süspansiyon sistemi sapmaları kabul edilebilir seviyelerde bulunmaktadır.



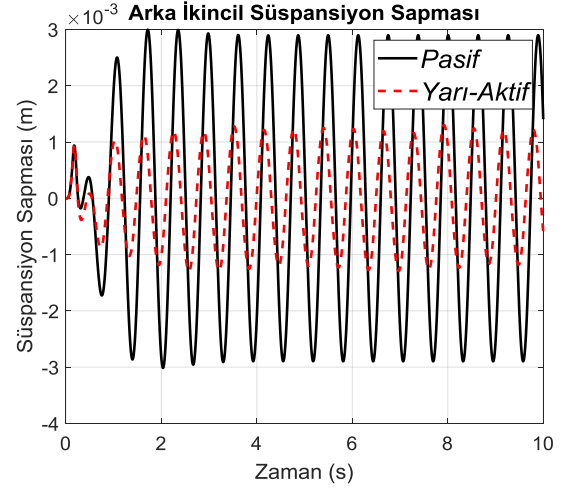
(a)



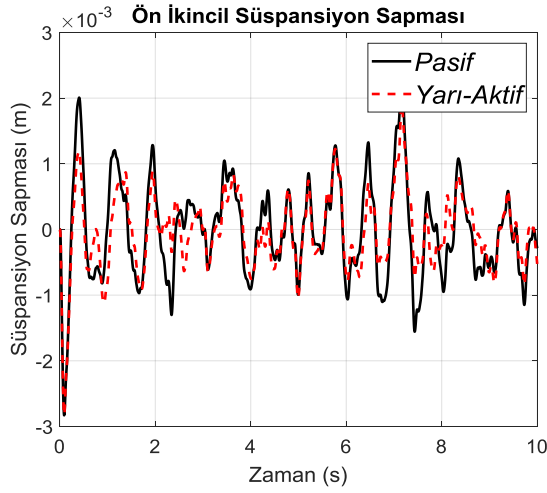
(a)



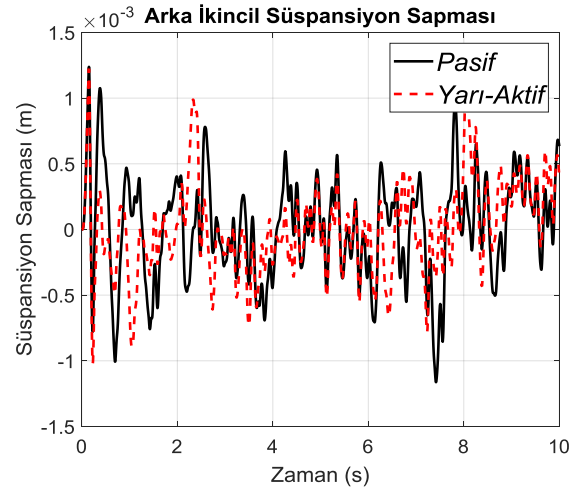
(b)



(b)



(c)



(c)

Şekil 4.10 Yarı-aktif süspansiyon sistemli taşıtın süspansiyon sapmaları (a) basamak giriş (b) sinüzoidal giriş (c) yol profili girişi

Tablo 4.2. Yarı-aktif süspansiyon sistemi entegreli sistemin performans indeksleri

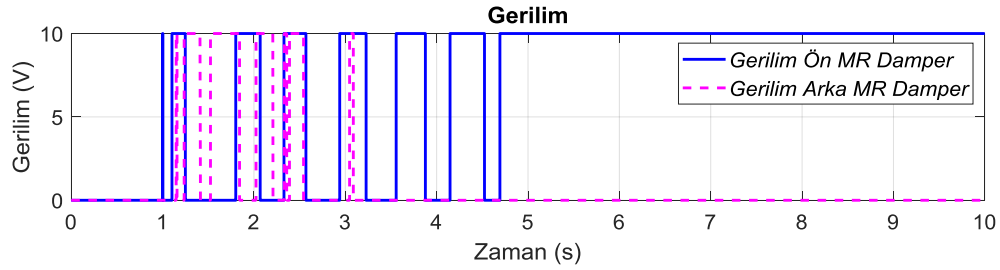
Basamak Bozucu Girişi								
	z_c		$\dot{z}_c$		θ_c		$\ddot{\theta}_c$	
	ISE	ITSE	ISE	ITSE	ISE	ITSE	ISE	ITSE
Pasif	3.1e-6	3.9e-6	1.3e-2	1.7e-2	1.9e-8	2.6e-8	2.2e-4	2.7e-4
Aktif	2.2e-6	2.5e-6	9.3e-3	1.2e-2	1.1e-8	1.4e-8	2.3e-4	2.7e-4

Tablo 4.2. Yarı-aktif süspansiyon sistemi entegreli sistemin performans indeksleri
(devamı)

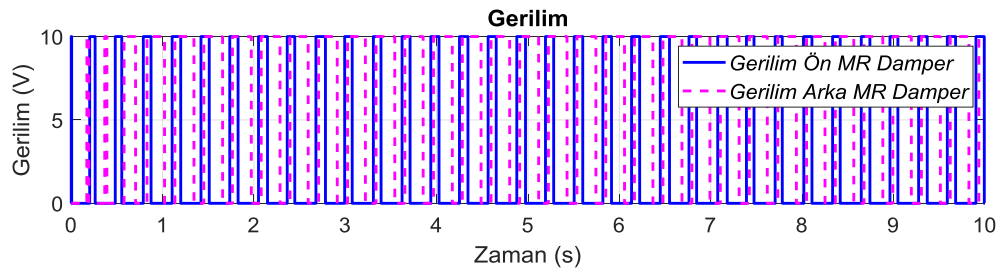
Pasif, Aktif	%29	%17.1	%28.4	%29.4	%42.1	%46. 1	-%4.5	%0
Sinüzoidal Bozucu Girişi								
	z_c		$\ddot{z}_c$		θ_c		$\ddot{\theta}_c$	
	ISE	ITSE	ISE	ITSE	ISE	ITSE	ISE	ITSE
Pasif	5.4e-4	2.8e-3	2.3	12	2.9e-6	1.5e-5	2.9e-2	1.5e-1
Aktif	3.9e-4	2e-3	1.6	8.3	1.9e-6	9.5e-6	1.9e-2	9.5e-2
Pasif, Aktif	%27.8	%28.6	%30.4	%30.8	%34.5	%36. 7	%34. 5	%36. .7
Yol Profili Bozucu Girişi								
	z_c		$\ddot{z}_c$		θ_c		$\ddot{\theta}_c$	
	ISE	ITSE	ISE	ITSE	ISE	ITSE	ISE	ITSE
Pasif	8.7e-6	3.6e-5	3.6e-2	1.6e-1	5e-8	2.2e-7	6.6e-4	2.5e-3
Aktif	5.7e-6	2.3e-5	2.8e-2	1.2e-1	7.5e-8	3.9e-7	8.2e-4	3.2e-3
Pasif, Aktif	%34.5	%36.1	%22.2	%25	-%50	-%77.3	- %24. 2	- %28

Şekil 4.11 üzerinden tasarımı gerçekleştirilen yarı-aktif süspansiyon sistemi için 3 farklı bozucu giriş etkisinde gerekli olan gerilim değerleri gösterilmiştir. Sisteme entegre edilmesi düşünülen MR damper adetleri ön ve arka ikincil süspansiyon sistemi için ikişer adet olmaktadır. Şekil 4.11 incelendiği zaman ön MR damper ile arka MR damper gerilim değerlerinin aynı anda başlamadığı görülmektedir. Bu durumun nedeni demiryolu taşıtının dinamik modelinde (Şekil 3.2) görülebileceği gibi bozucu giriş sisteme aynı anda etki etmemektedir. Tren tekerlekleri arasında var olan mesafeden kaynaklı olarak tekerleklerle etki eden bozucular arasında bir gecikme meydana gelmektedir. Bu gecikme miktarı Tablo 3.1’de verilen tekerlekler arası mesafe miktarından ve tren hızından hesaplanmış ve simülasyonlarda dikkate alınmıştır.

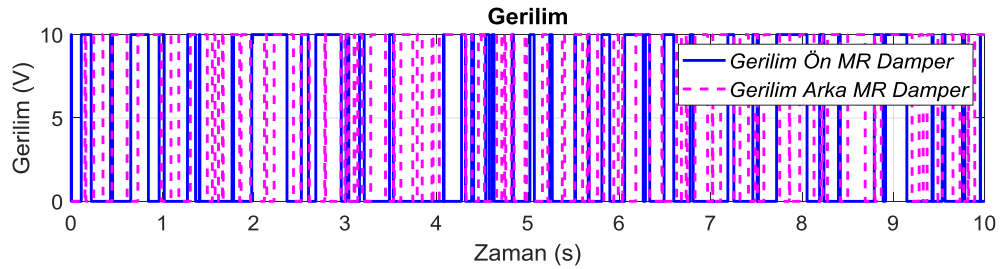
Bozucu ilk başta ön MR damper setini etkilediğinden kaynaklı olarak kontrolör etkinliği ilk başta ön MR damper setinde görülmektedir.



(a)



(b)

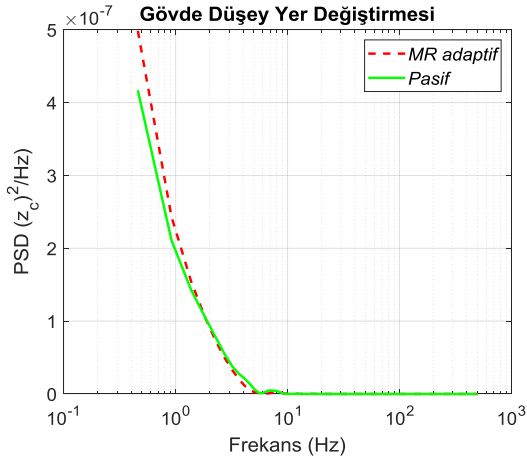


(c)

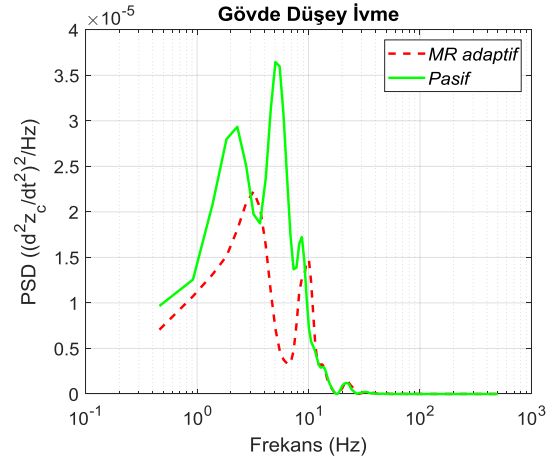
Şekil 4.11 Yarı-aktif süspansiyon sistemli taşıtta MR dampere uygulanan gerilim değerleri (a) basamak giriş (b) sinüzoidal giriş (c) yol profili girişi

Şekil 4.12 incelendiğinde gövde düşey yer değiştirmesi ve düşey hareket ivme zaman cevaplarının güç spektral yoğunluğu (PSD) üzerinden frekans alanındaki cevapları görülmektedir. Basamak bozucu giriş karşısında, gövde düşey yer değiştirmesinde tasarlanan kontrolcünün frekans alanında etkin bir etki yapmadığı görülmüştür. Ancak konfor parametresi bakımından önemli bir değişken olan gövde düşey ivmesinin frekans alanındaki cevabında etkin bir bastırım gerçekleştirilmiştir. Bu durum arzu edilen bir durumdur. Sinüzoidal bozucu giriş etkisinde, gövde düşey yer değiştirme ve ivme cevaplarında yüksek bir bastırım gerçekleştirilmiştir. Bu durum tasarlanan

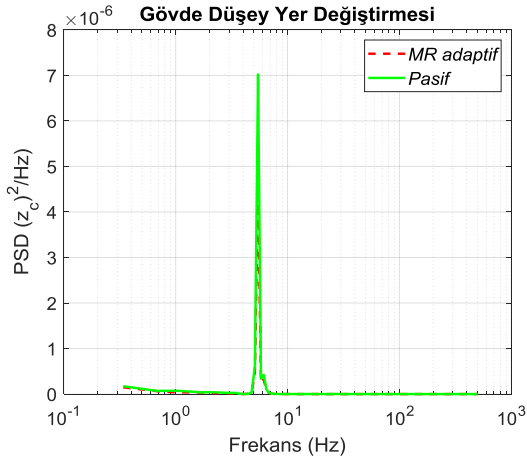
kontrolcünün sinüzoidal bozucu giriş karşısında zaman ve frekans alanlarında etkin bir titreşim bastırma kapasitesine sahip olduğunu göstermektedir. ISO yol profili bozucu girişi karşısında gövde düşey yer değiştirme ve ivme cevapları basamak bozucu giriş cevaplarına benzer bir karakteristik çizmiştir. Uyarlamalı MR damper tasarımının, gövde düşey yer değiştirme ve ivmelerinin PSD cevapları incelendiğinde özellikle konfor açısından önemli olan ivme üzerinde etkin bir bastırma sahip olduğu görülmektedir.



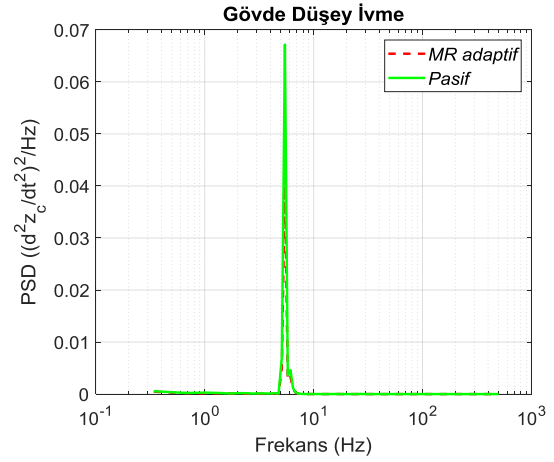
(a)



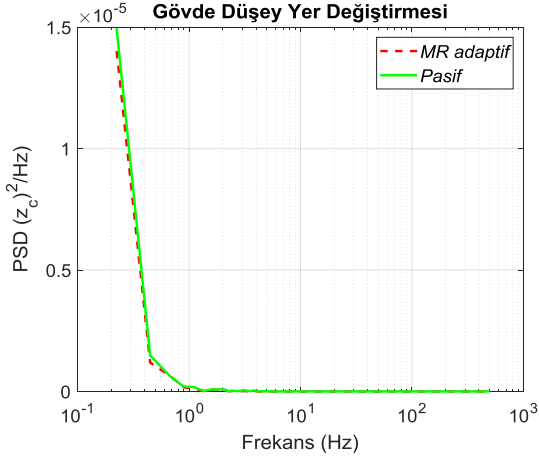
(a)



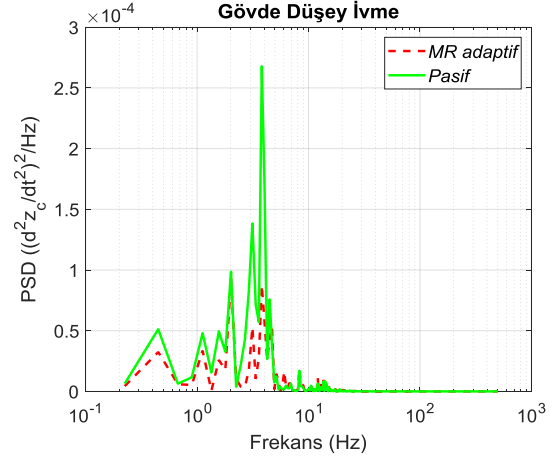
(b)



(b)



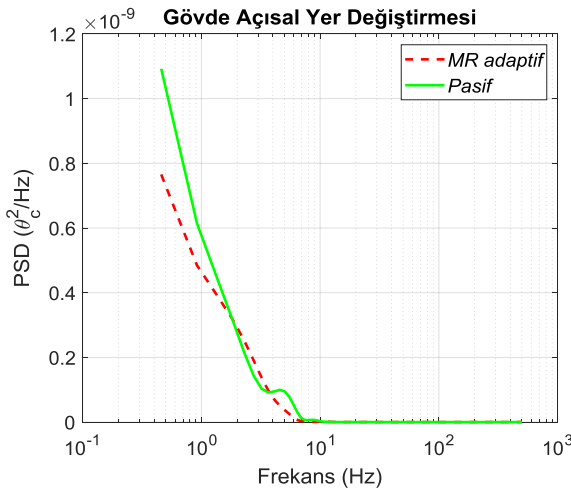
(c)



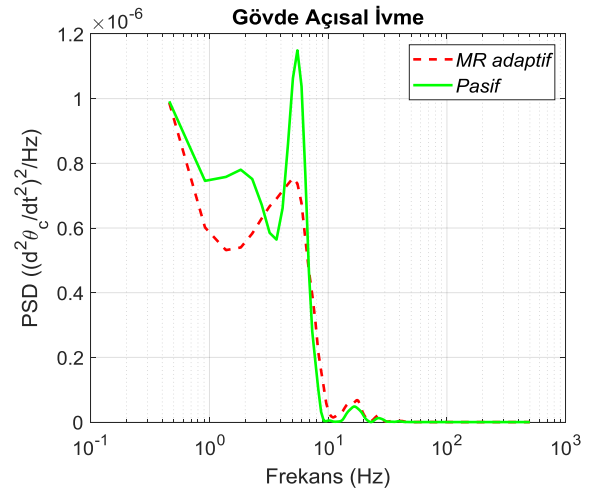
(c)

Şekil 4.12 Yarı-aktif süspansiyon sistemli taşıtın gövde düşey yer değiştirmesi ve ivmesinin PSD cevapları (a) basamak giriş (b) sinüzoidal giriş (c) yol profili girişi

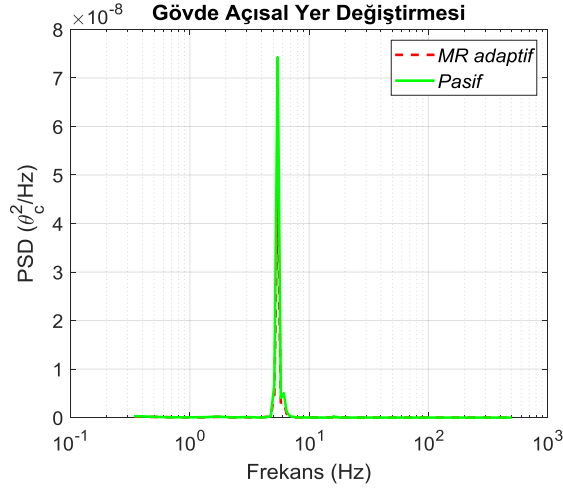
Gövde açısal yer değiştirmesi ve açısal ivmelerinin frekans alanındaki cevapları Şekil 4.13’de görülmektedir. MR-damper tasarımı basamak ve sinüzoidal girişler etkisinde özellikle gövde açısal ivme cevabında yüksek etkinliğe sahip olmaktadır. Bu durumun dışında ISO yol profili bozucu girişi etkisinde kontrolcünün etkinliğini kaybettiği görülmektedir. Sistem zaman cevaplarına benzer frekans cevapları elde edilmiştir. Tasarımı gerçekleştirilen parametre uyarlamalı MR damper tasarımının özellikle gövde düşey ve yer değiştirme cevaplarında yüksek titreşim sönümleme kapasitesine sahip olduğu görülmüştür.



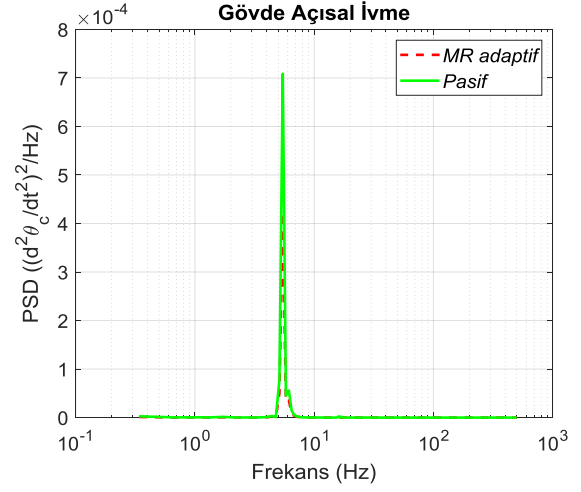
(a)



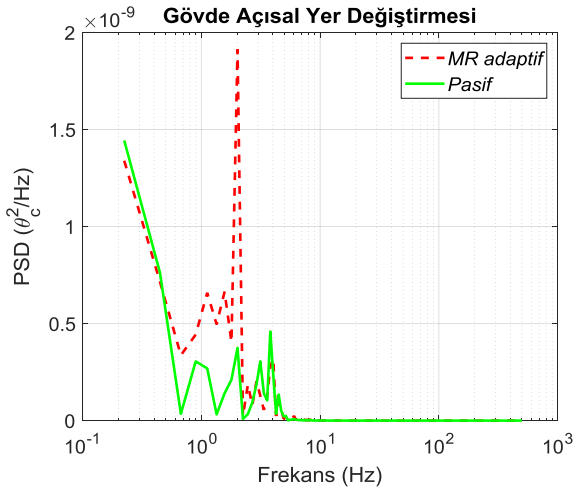
(a)



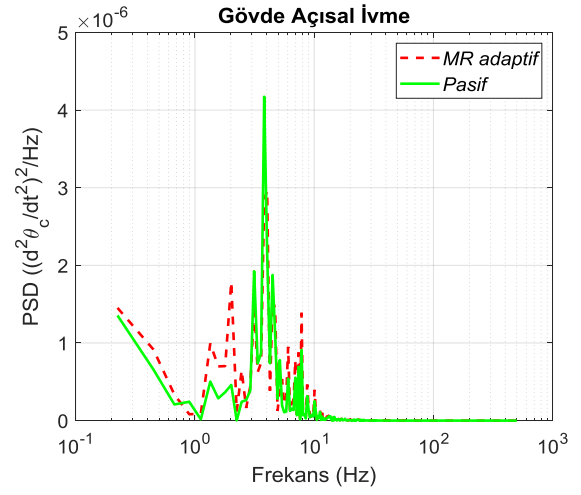
(b)



(b)



(c)



(c)

Şekil 4.13 Yarı-aktif süspansiyon sistemli taşıtın gövde açısız yer değışirmesi ve ivmesinin PSD cevapları (a) basamak giriş (b) sinüzoidal giriş (c) yol profili girişı

Bu çalışmada, yolcu konforunun arttırılması amacıyla iki farklı süspansiyon sistemi tasarımı gerçekleştirilmiştir. Modelleme bölümünde gerçekleştirilen süspansiyon sistemi tasarımlarında, öncelikli olarak aktif süspansiyon sistemi tasarımı gerçekleştirilmiştir. Aktif süspansiyon sistemi tasarımından daha sonrasında yarı-aktif süspansiyon sistemi tasarımı gerçekleştirilmiştir.

Model referans uyarlamalı kontrolcü tasarımı aktif süspansiyon sistemi tasarımında kullanılmıştır. Tasarlanan kontrolcü tasarımıyla birlikte, ikincil süspansiyon sistemindeki bağlantı elemanlarının tamamının belirsiz olduğu sistemin kararlılığı garanti altına alınmıştır. Zaman ve frekans alanındaki sistem cevapları incelendiğinde, Tasarlanan aktif süspansiyon sistemi varlığında sistem cevaplarının pasif süspansiyon sistemi entegreli sisteme nazaran daha iyi sonuçlar içerdiği görülmüştür. Çalışmanın sonucunda, taşıt gövde deplasman ve ivme cevaplarında MRUK kullanımıyla birlikte etkin bir azalma sağlanmıştır.

MRUK tasarımında sistemde meydana gelen belirsizliklerin kestiriminin gerçekleştirildiği geçiş bölgesi meydana gelmiştir. Bu durum sistemde bulunan ikincil süspansiyon sistemi bağlantı elemanlarının belirsizliklerinin kestiriminden kaynaklanmaktadır. MRUK tasarımıyla birlikte sistem ivme cevaplarının performans indekslerinde %65.6-%99.6 arasında etkin bir bastırım gerçekleştirilmiştir. MRUK tasarımıyla birlikte pasif süspansiyon sistemi cevaplarının maksimum genliklerinde etkin bir bastırım gerçekleştirilmiştir. Bu durum sistem üzerindeki parametrik belirsizliklerin kestiriminin yapıldığı geçiş bölgesi dahil sistem cevaplarının üzerinde etkin bir azalmanın meydana geldiğini ortaya koymaktadır.

MRUK tasarımıyla birlikte sistem gövde düşey ve açısız yer değiştirme bu genelleştirilmiş koordinatların ivmelerinin frekans alanındaki cevaplarında da etkin bir

azalmaya sebep olmuştur. Tasarımı gerçekleştirilen MRUK ile birlikte rezonans bölgelerinde azalmalar gerçekleştirilmiştir.

Yüksek hızlı yarım demiryolu taşıt gövdesinde meydana gelen düşey titreşimlerin bastırılması amacıyla tasarlanan yarı-aktif süspansiyon sistemi tasarımında uyarlamalı kontrol ile MR damper tasarımı gerçekleştirilmiştir.

Tasarlanan kontrolcünün basamak, sinüzoidal ve ISO yol profili bozucu girişlerine karşın taşıt gövde düşey yer değiştirmesi ve ivme cevaplarında etkin bir bastırma sahip olduğu gösterilmiştir. Performans indekslerinde %17-36 arasında etkin bir iyileştirme meydana gelmiştir.

İleriki çalışmalarda, yüksek hızlı demiryolu taşıtlarında kurp etkisi, parametrik belirsizliklerin zamanla değişimi ve kontrolör giriş gecikmesi incelenebilir.

- [1] K. J. Astrom and B. Wittenmark, "Adaptive control. Courier Corporation," 2013
- [2] X. Lei, "High speed railway track dynamics," Springer, 2017
- [3] V.K. Garg and R.V. Dukkipati, "Dynamics of railway vehicle systems," Elsevier, 1984
- [4] N. Bulduk, M. Metin and C. Ozbilgi, "A Low-Cost vertical Active Secondary Suspension System of the Railway Vehicle for Ride Comfort Based on LQG Control Method," International Conference on Applied Analysis and Mathematical Modeling, Istanbul, vol.1, no.1, pp.338-352, 2019
- [5] M. Metin and R. Guclu, "Vibrations control of light rail transportation vehicle via PID type fuzzy controller using parameters adaptive method," Turkish Journal of Electrical Engineering and Computer Sciences, vol.19, pp.807-816, 2011
- [6] M. Paksoy and M. Metin, "Nonlinear semi-active adaptive vibration control of a half vehicle model under unmeasured road input, " Journal of Vibration and Control , vol.25, pp.2453-2472, 2019
- [7] G. Kararsız, M. Paksoy, M. Metin and H.I. Basturk, "An adaptive control approach for semi-active suspension systems under unknown road disturbance input using hardware-in-the-loop simulation," Transactions of the Institute of Measurement and Control, no.1, 2020
- [8] M. Metin and R. Guclu, "Rail vehicle vibrations control using parameters adaptive PID controller," Mathematical Problems in Engineering, 2014
- [9] M. Metin and R. Guclu, "Active vibration control with comparative algorithms of half rail vehicle model under various track irregularities," Journal of Vibration and Control, pp.1525-1539, 2011
- [10] M. Paksoy, G. Kararsız, M Metin, "Yol Gözlemleyicisi Kullanarak Parametrik Belirsizlik İçeren MR Damperli Süspansiyon Sisteminin Yarı Aktif Doğrusal Olmayan Uyarlamalı Kontrolü," Akademik Platform Mühendislik ve Fen Bilimleri Dergisi 8, no. 1: 120-127

- [11] E. Foo and R.M. Goodall, "Active suspension control of flexible-bodied railway vehicles using electro-hydraulic and electro-magnetic actuators," *Control Engineering Practice*, pp.507-518, 2000
- [12] Q. Zhu, L. Li, C.J. Chen, C.Z. Liu, G.D. Hu, "A low-cost lateral active suspension system of the high-speed train for ride quality based on the resonant control method," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, pp.4187-4196, 2017
- [13] W. Elzaghir, Y. Zhang, N. Natarajan, F. Massey, C.C. Mi, "Model reference adaptive control for hybrid electric vehicle with dual clutch transmission configurations," *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, pp.991-999, 2017
- [14] J. Han, S. Yu, S. Yi, "Advanced thermal management of automotive fuel cells using a model reference adaptive control algorithm," *International journal of hydrogen energy*, pp.4328-4341, 2017
- [15] T. Yucelen, "Advances in adaptive control theory: Gradient-and derivative-free approaches," PhD Thesis, Georgia Institute of Technology, 2011
- [16] G.Z. Yao, F.F. Yap, G. Chen, W.H. Li, S.H. Yeo, "MR damper and its application for semi-active control of vehicle suspension system," *Mechatronics* 12(7) , 2002, 963-973
- [17] Y.J. Shin, W.H. You, H.M. Hur, J.H. Park, " H^∞ control of railway vehicle suspension with MR damper using scaled roller rig," *Smart materials and structures*, 23(9), 095023, 2014
- [18] M.P. Nagarkar , G.J. Vikhe , K.R. Borole, V.M. Nandedkar, "Active control of quarter-car suspension system using linear quadratic regulator," *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, 3(1), 2011, 364-372
- [19] S.M.H. Rizvi, M. Abid, A.Q. Khan, S.G. Satti, J. Latif, " H^∞ control of 8 degrees of freedom vehicle active suspension system," *Journal of King Saud University-Engineering Sciences*, 30(2) , 2018, 161-169
- [20] C. Zhou, X. Liu, W. Chen, F. Xu, B. Cao, "Optimal sliding mode control for an active suspension system based on a genetic algorithm," *Algorithms*, 11(12) , 2018, 205
- [21] C. Sakai, H. Ohmori, A. Sano, "Modeling of MR damper with hysteresis for adaptive vibration control," In 42nd IEEE International Conference on Decision and Control, IEEE, 2003, Vol. 4, pp. 3840-3845

- [22] M. Metin, "Hafif Raylı Sistemlerin Titreşimleri ve Kontrolü," Doktora Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, 2013
- [23] A.S. Yıldız, S. Sivrioğlu, E. Zergeroğlu, Ş. Çetin, "Adaptive control of semiactive quarter car model with MR damper," In 2013 9th Asian Control Conference (ASCC), IEEE, 2013, June, pp. 1-6
- [24] A.S. Yıldız, S. Sivrioğlu, E. Zergeroğlu, Ş. Çetin, "Nonlinear adaptive control of semi-active MR damper suspension with uncertainties in model parameters," Nonlinear Dynamics, 2015, 79(4), 2753-2766
- [25] X. Wei, M. Zhu, L. Jia, "A semi-active control suspension system for railway vehicles with magnetorheological fluid dampers," Vehicle System Dynamics, 2016, 54.7: 982-1003
- [26] L.H. Zong, X.L. Gong, S.H. Xuan, C.Y. Guo, "Semi-active H_∞ control of high-speed railway vehicle suspension with magnetorheological dampers," Vehicle System Dynamics, 2013, 51.5: 600-626
- [27] W.H. Liao, D.H. Wang, "Semiactive vibration control of train suspension systems via magnetorheological dampers," Journal of intelligent material systems and structures, 2003, 14.3: 161-172
- [28] D.H. Wang, W.H. Liao, "Semi-active suspension systems for railway vehicles using magnetorheological dampers. Part I: system integration and modelling," Vehicle System Dynamics, 2009, 47.11: 1305-1325
- [29] D.H. Wang, W.H. Liao, "Semi-active suspension systems for railway vehicles using magnetorheological dampers. Part II: simulation and analysis," Vehicle System Dynamics, 2009, 47.12: 1439-1471
- [30] Q. Zhu, J.J. Ding, M.L. Yang, "LQG control based lateral active secondary and primary suspensions of high-speed train for ride quality and hunting stability," IET Control Theory & Applications, 2018, 12.10: 1497-1504
- [31] R. Zhou, A. Zolotas, R. Goodall "Integrated tilt with active lateral secondary suspension control for high speed railway vehicles," Mechatronics, 2011, 21.6: 1108-1122

- [32] M. H. Harun, W. M. Z. W. Abdullah, H. Jamaluddin, R. A. Rahman and K. Hudha, "Hybrid skyhook-stability augmentation system for ride quality improvement of railway vehicle," In: Applied Mechanics and Materials. Trans Tech Publications Ltd, 2014. p. 141-145
- [33] T. Karis, "Track Irregularities for High-Speed Trains: Evaluation of their correlation with vehicle response," Dissertation, 2009.
- [34] R. Zhou, A. Zolotas, R. Goodall, "H ∞ -based control system and its digital implementation for the integrated tilt with active lateral secondary suspensions in high speed trains," Proceedings of the 32nd Chinese Control Conference, Xi'an, 2013, pp. 5554-5559.
- [35] K. K. Khadanga, H. Hyol Lee, "Robust Stability of Active Suspension LQG Control for Railway Vehicle with Parametric Fluctuations," 2018 International Conference on Information and Communication Technology Robotics (ICT-ROBOT), Busan, 2018, pp. 1-5, doi: 10.1109/ICT-ROBOT.2018.8549872.
- [36] N. Maleki, A. K. Sedigh, B. Labibi, "Robust Model Reference Adaptive Control of Active Suspension System," 2006 14th Mediterranean Conference on Control and Automation, Ancona, 2006, pp. 1-6, doi: 10.1109/MED.2006.328811.
- [37] L. Songqi, Z. Kunlun, L. Guoqing, G. Wei, "EMS maglev vehicles model reference adaptive control," 2015 34th Chinese Control Conference (CCC), Hangzhou, 2015, pp. 2989-2993, doi: 10.1109/ChiCC.2015.7260099.
- [38] A. Turnip, I. R. Setiawan, M. F. Amri, T. A. Tamba, "Controller design for active suspension system based on skyhook reference model," 2015 International Conference on Technology, Informatics, Management, Engineering & Environment (TIME-E), Samosir, 2015, pp. 147-151, doi: 10.1109/TIME-E.2015.7389764.
- [39] X. Yuan, Y. Song and Z. Jia, "Adaptive PD approach for semi-active suspension control of high speed trains," 2016 12th World Congress on Intelligent Control and Automation (WCICA), Guilin, 2016, pp. 2672-2676, doi: 10.1109/WCICA.2016.7578258.

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

İletişim Bilgisi: fcyilmaz@gtu.edu.tr

Konferans Bildirileri

1. M. Muzaffer, F.C. Yilmaz, “Model Reference Adaptive Control of Vertical Vibrations of a High-Speed Railway Vehicle,” 8th International Conference on Control, Mechatronics and Automation (ICCMA), 2020, p. 144-148