T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK HIZLI DEMİRYOLU TAŞITI YANAL TİTREŞİMLERİNİN AKTİF KONTROLÜ

Nihat BULDUK

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Makine Teorisi ve Kontrol Programı

Danışman

Dr. Öğr. Üyesi Muzaffer METİN

Ekim, 2019

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK HIZLI DEMİRYOLU TAŞITI YANAL TİTREŞİMLERİNİN AKTİF KONTROLÜ

Nihat BULDUK tarafından hazırlanan tez çalışması 23.10.2019 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.

Dr. Öğr. Üyesi Muzaffer METİN

Yıldız Teknik Üniversitesi

Danışman

Jüri Üyeleri

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

Dr. Öğr. Üyesi Meral BAYRAKTAR, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Recep BURKAN, Üye
İstanbul Üniversitesi - Cerrahpaşa _____

Danışmanım Dr. Öğr. Üyesi Muzaffer METİN sorumluluğunda tarafımca hazırlanan Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıtı Yanal Titreşimlerininin Aktif 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.

Nihat BULDUK

İmza

Aileme

ve

biricik eşime

TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmam boyunca bana bilgi ve tecrübesiyle yardımcı olan, bana arkadaş gibi yaklaşan ve tez çalışmam boyunca bana zaman ayırıp yol gösteren saygıdeğer hocam Dr. Öğr. Üyesi Muzaffer METİN'e en içten duygularımla teşekkürlerimi sunarım.

Bu çalışma boyunca her zaman yanımda olan ve benden hiçbir zaman maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen aileme ve arkadaşlarıma gönülden teşekkür ederim.

Nihat BULDUK

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ vii

KISALTMA LİSTESİ ix

ŞEKİL LİSTESİ x

TABLO LİSTESİ xii

ÖZET xiii

ABSTRACT xv

1 Giriş 1

1.1 Literatür Özeti 1

1.2 Tezin Amacı 11

1.3 Orijinal Katkı 11

2 Raylı Taşıtların Genel Yapısı ve Titreşim 13

2.1 Titreşim 13

2.1.1 Titreşimin İnsanlar Üzerindeki Etkisi 14

2.1.2 Raylı Taşıtlarda Titreşimin Nedeni 16

2.2 Raylı Taşıtların Yapısı 17

2.2.1 Bojiler 17

2.2.2 Süspansiyon Sistemleri 17

3 Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıt Dinamiği 28

3.1 Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıtının Tanıtılması 28

3.2 Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıtının Diferansiyel Denklemlerinin Çıkarılması.... 29

3.3 Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıtına Bozucu Yol Girişinin Eklenmesi 36

3.4 Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıtı Zaman Alanındaki Simülasyon Sonuçları 37

3.5 Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıtı Frekans Alanındaki Simülasyon Sonuçları .. 41
3.6 Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıtının Kararlılık Hız Analizi 43
3.6.1 Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıtının Kritik Hız Analizi 47
4 Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıtının Titreşim Kontrolü 50
4.1 Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıtının Yanal Titreşimlerinin LQG Yöntemi ile Kontrol Edilmesi 50
4.1.1 Gözlemleyici Tasarımı 52
4.1.2 LQG Kontrol Tasarımı 55
4.2 Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıtının Yanal Titreşimlerinin PID Yöntemi ile Kontrol Edilmesi 59
4.3 Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıtının Aktif Kontrolü Simülasyon Sonuçları 61
4.4 LQG Kontrol Yöntemi ile Sistem Durumlarının Tahmin Edilmesi 67
5 Sonuç ve Öneriler 71
Kaynakça 74
A Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıtının Matlab Model Parametreleri 79
A-1 Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıtına Ait Sistem Parametreleri 79
A-2 Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıtı Kütle, Sönüm ve Katılık Matrisleri 81
A-3 Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıtının Doğal Frekans Analizi 90
A-4 Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıtının Kontrolünde Kullanılan LQG Kontrol Parametreleri 91
A-5 Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıtının Kontrolünde Kullanılan PID Kontrol Parametreleri 92
Tezden Üretilmiş Yayınlar 93

SİMGE LİSTESİ

a	Temas noktaları arası mesafenin yarısı
[A]	Sistemin durum matrisi
b	Tekerlek seti arası boylamsal mesafenin yarısı
$[B_w]$	Bozucu yol giriş matrisi
$[B_u]$	Kontrol giriş matrisi
c_{px},c_{py} ve c_{pz}	Birincil süspansiyon sönüm katsayıları
c_{sx},c_{sy} ve c_{sz}	İkincil süspansiyon sönüm katsayıları
$[C_y]$	Sensör çıkış matrisi
d_p	Birincil süspansiyon düşey yaylar arası mesafenin yarısı
d_s	İkincil süspansiyon düşey yaylar arası mesafenin yarısı
$[D_y]$	Gürültü matrisi
e	Hata fonksiyonu
E_k	Kinetik enerji toplamı
E_p	Potansiyel enerji toplamı
E_s	Sönüm enerji toplamı
ξ	Sönüm oranı
ϵ	Gözlemleyici hata değeri
F	Sistemin gözlemleyici kazancı
f_{xy}	Sürünme katsayısı
F_{yol_i}	Yoldan gelen bozucu kuvveti
h_{cs}	Taşıt gövde merkezi ile ikincil süspansiyon arası dikey mesafe
h_{ts}	Boji merkezi ile ikincil süspansiyon arası dikey mesafe
h_{tp}	Boji merkezi ile birincil süspansiyon arası dikey mesafe
J	Performans indeksi
J_{cz} ve J_{cx}	Gövdenin atalet momentleri
J_{tz} ve J_{tx}	Bojinin atalet momentleri
J_{wz} ve J_{wx}	Tekerlek seti atalet momentleri
k_{px},k_{py} ve k_{pz}	Birincil süspansiyon yay katsayıları
k_{sx},k_{sy} ve k_{sz}	İkincil süspansiyon yay katsayıları
[K]	Durum geribesleme kontrol matrisi
K_p,K_I ve K_D	Oransal, integral ve türevsel kontrol kazançları
l	Boji merkezleri arası mesafenin yarısı
m_c	Taşıt gövde kütlesi
m_t	Boji kütlesi
m_w	Tekerlek seti kütlesi
[P]	Riccati matrisi
[Q] ve [R]	Performans indeksi ağırlıklandırma matrisleri
r_0	Tekerlek yuvarlanma yarıçapı
λ	Eşdeğer koniklik değeri
λ_A	Raylı taşıt durum matrisi özdeğerleri
V	Demiryolu taşıtı ilerleme hızı
W	Tekerlek setine gelen yük
y	Yanal yerdeğiştirme

y_{y_j}	Yanal bozucu yol fonksiyonu
ψ	Yalpa yerdeğiştirme
ϕ	Yuvarlanma yerdeğiştirme

KISALTMA LİSTESİ

ALS	Aktif Yanal İkincil Süspansiyon Sistemi (Active Lateral Secondary Suspension System)
ANFIS	Uyarlanabilir Nöro-Bulanık Çıkarım Sistemi (Adaptive Neuro-Fuzzy Inference System)
FLC	Bulanık Mantık Kontrol (Fuzzy Logic Control)
LQG	Doğrusal Karesel Gauss (Linear Quadratic Gaussian)
LQR	Doğrusal Karesel Düzenleyici (Linear Quadratic Regulator)
MRE	Manyeto-reolojik Elastomer (Magneto-rheological Elastomers)
PID	Oransal-İntegral-Türevsel Denetleyici
SMC	Kayan Mod Kontrolü (Sliding Mode Control)

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 Mekanik sistem titreşim modeli 13
Şekil 2.2 Tam vücut insan modeli [38] 15
Şekil 2.3 Aktif sistemin genel çalışma prensibi 19
Şekil 2.4 Süspansiyon sistemlerinin karşılaştırılması 20
Şekil 2.5 Sistem davranışları [44] 22
Şekil 2.6 Aktüatörün ikincil süspansiyon sistemine yatay bağlanma şekli [46] . 23
Şekil 2.7 Servo-hidrolik aktüatör [47] 24
Şekil 2.8 Aktüatörün bojiye bağlanış şekli [47] 24
Şekil 2.9 Elektro-mekanik aktüatörün şematik hali [46] 25
Şekil 2.10 Elektromanyetik aktüatörün şematik hali [46] 26
Şekil 3.1 Yüksek hızlı demiryolu taşıt modelinin yandan görünüşü 30
Şekil 3.2 Yüksek hızlı demiryolu taşıt modelinin önden görünüşü 31
Şekil 3.3 Yüksek hızlı demiryolu taşıt modelinin üstten görünüşü 31
Şekil 3.4 Yanal bozucu yol girişi 38
Şekil 3.5 Gövdenin yanal yerdeğiştirmesi 38
Şekil 3.6 Gövdenin yalpa yerdeğiştirmesi 39
Şekil 3.7 Gövdenin yuvarlanma yerdeğiştirmesi 39
Şekil 3.8 Gövdenin yanal ivmesi 40
Şekil 3.9 Gövdenin yalpa ivmesi 40
Şekil 3.10 Gövdenin yuvarlanma ivmesi 41
Şekil 3.11 Gövdenin yanal yerdeğiştirme ve ivme frekans cevapları 42
Şekil 3.12 Gövdenin yalpa yerdeğiştirme ve ivme frekans cevapları 42
Şekil 3.13 Gövdenin yuvarlanma yerdeğiştirme ve ivme frekans cevapları 43
Şekil 3.14 Yüksek hızlı demiryolu taşıtı durum matrisi kök-yer haritası 46
Şekil 3.15 400-575 km/sa hızları arasında sistem özdeğerleri 47
Şekil 3.16 Sistem özdeğerlerinin hıza göre yerdeğişimi 48
Şekil 3.17 Yüksek hızlı demiryolu taşıtının güvenlik katsayısına göre kritik hızı. 49
Şekil 4.1 Tüm durum geribesleme kontrolörün yapısı 52
Şekil 4.2 Gözlemleyici ile tüm durum geribesleme kontrol genel yapısı 52
Şekil 4.3 Yüksek hızlı demiryolu taşıtı eyleyici yerleşimi 57
Şekil 4.4 Geleneksel PID kontrol yapısı [62] 60
Şekil 4.5 Gövdenin aktif yanal yerdeğiştirmesi 61
Şekil 4.6 Gövdenin aktif yalpa yerdeğiştirmesi 62

Şekil 4.7 Gövdenin aktif yuvarlanma yerdeğiştirmesi 62
Şekil 4.8 Gövdenin aktif yanal ivmesi 63
Şekil 4.9 Gövdenin aktif yalpa ivmesi 63
Şekil 4.10 Gövdenin aktif yuvarlanma ivmesi 64
Şekil 4.11 Gövdenin aktif yanal yerdeğiştirme ve ivme frekans cevapları 65
Şekil 4.12 Gövdenin aktif yalpa yerdeğiştirme ve ivme frekans cevapları 65
Şekil 4.13 Gövdenin aktif yuvarlanma yerdeğiştirme ve ivme frekans cevapları . 66
Şekil 4.14 Sistemi kontrol etmek için gerekli olan ön kontrol kuvveti..... 67
Şekil 4.15 Sistemi kontrol etmek için gerekli olan arka kontrol kuvveti..... 67
Şekil 4.16 Yüksek hızlı demiryolu taşıtı yanal yerdeğiştirme tahmini 68
Şekil 4.17 Yüksek hızlı demiryolu taşıtı yanal hız tahmini..... 68
Şekil 4.18 Yüksek hızlı demiryolu taşıtı yalpa yerdeğiştirme tahmini 68
Şekil 4.19 Yüksek hızlı demiryolu taşıtı yalpa hız tahmini..... 69
Şekil 4.20 Yüksek hızlı demiryolu taşıtı yuvarlanma yerdeğiştirme tahmini..... 69
Şekil 4.21 Yüksek hızlı demiryolu taşıtı yuvarlanma hız tahmini 69
Şekil 4.22 Gözlemleyicinin hata değeri 70

TABLO LİSTESİ

Tablo 2.1 İnsanın duyarlı olduğu frekans değerleri [41] 16
Tablo 3.1 Yüksek hızlı demiryolu taşıtının hareketleri 29
Tablo 3.2 Yüksek hızlı demiryolu taşıtı durum matrisi özdeğerleri (V=250 km/sa) 46
Tablo A.1 Yüksek hızlı demiryolu taşıtının sistem parametreleri [23],[45] 79
Tablo A.2 Sönüm matrisi elemanları 82
Tablo A.3 Katılık matrisi elemanları 86
Tablo A.4 Yüksek hızlı demiryolu taşıtı doğal frekansları 90

ÖZET

Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıtı Yanal Titreşimlerinin Aktif Kontrolü

Nihat BULDUK

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Muzaffer METİN

Bu tez çalışmasında, şehirlerarası ulaşımda kullanılan 17 serbestlik dereceli yüksek hızlı demiryolu taşıtı gövdesinin yanal titreşimleri, aktif kontrol yöntemi uygulayarak bastırılması amaçlanmıştır. Öncelikle raylı taşıtın fiziksel modeli çıkartılmış ve yanal, yalpa ve yuvarlanma hareketlerini içeren diferansiyel denklemleri elde edilmiştir. Raylı taşıtın yanal titreşimlerini analiz etmek için 1 cm genlikli yanal yol düzensizliği sisteme bozucu giriş olarak eklenmiş ve raylı taşıt gövdesinin yanal, yalpa ve yuvarlanma hareketleri analiz edilmiştir. Bu işlemin ardından, yüksek hızlı demiryolu taşıtı için kritik hız analizi gerçekleştirilmiştir. Kritik hız analizi sonucunda, yüksek hızlı demiryolu taşıtının güvenli bir şekilde hareket edebileceği maksimum hız belirlenmiştir. Kritik hız analizi sonrasında raylı taşıtın gövdesinde meydana gelen yanal, yalpa ve yuvarlanma titreşimlerini bastırmak için sisteme aktif kontrol uygulaması yapılmıştır. Sistemi kontrol etmek için Doğrusal Karesel Gauss (LQG) kontrol yöntemi kullanılmıştır. Sistemin yerdeğiştirme ve ivme cevapları zaman ve frekans alanında kontrolsüz ve LQG kontrollü durumlar için karşılaştırılmıştır. Ayrıca LQG kontrol yönteminin performansını görebilmek için geleneksel PID kontrol yöntemi ile karşılaştırılması yapılmıştır.

Yapılan analizler sonucunda, yüksek hızlı demiryolu taşıtı gövdesinin yanal, yalpa ve yuvarlanma titreşimleri LQG kontrol yöntemi ile büyük oranda bastırılmıştır. Böylece yüksek hızlı demiryolu taşıtının konforu arttırılmış ve insanların konforlu bir şekilde seyahat edebilmesi sağlanmıştır.

Ayrıca LQG kontrol yöntemi PID kontrol yöntemi ile karşılaştırılmış ve LQG kontrol yönteminin PID kontrol yöntemine göre raylı taşıt gövdesindeki titreşimleri daha iyi bastırdığı gözlemlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Raylı taşıt, yanal titreşim, LQG, kritik hız, optimal kontrol

ABSTRACT

Active Control of Lateral Vibrations of High-Speed Railway Vehicle

Nihat BULDUK

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Advisor: Assist. Prof. Dr. Muzaffer METİN

In this thesis, it is aimed to suppress lateral vibrations of 17 degree of freedom high speed railway vehicle body which used intercity transportation by using active control method. Firstly, the physical model of the rail vehicle has been formed and differential equations including lateral, yawing and rolling motions have been obtained. In order to analyze the lateral vibrations of the rail vehicle, 1 cm amplitude lateral road irregularity was applied to the system as a disturbing input and the lateral, yawing and rolling motions of the rail vehicle body were analyzed. After this process, critical speed analysis was performed for high speed railway vehicle. As a result of the critical speed analysis, the maximum speed at which the high speed railway vehicle can move safely was determined. After the critical speed analysis active control application was carried out the system to suppress lateral, yawing and rolling vibrations in the body of the rail vehicle. Linear Quadratic Gaussian (LQG) control method was used to control the system. The displacement and acceleration responses of the system were compared for uncontrolled and LQG controlled states in time and frequency domain. Besides, in order to see the performance of the LQG control method, it was compared with the conventional PID control method.

As a result of the analyzes, the lateral, yawing and rolling vibrations of the high speed railway vehicle body were significantly suppressed by the LQG control method. Thus, the comfort of high-speed train vehicle was increased and it provided people to travel in comfort.

Besides, the LQG control method was compared with the PID control method and it was observed that the LQG control method suppressed the vibrations in the rail vehicle body better than the PID control method.

Keywords: Rail vehicle, lateral vibration, LQG, critical speed, optimal control

1
Giriş

Dünyada ve ülkemizde artan nüfus ile birlikte ulaşım ve taşımacılıkta oluşan yoğunluk günümüzün en önemli problemlerinden biri olmuştur. Bu problemi çözebilmek için birçok karayolu, deniz ve demiryolu taşıtları ile ulaşım ve taşımacılık yapılmaya çalışılmaktadır. Karayolu taşımacılığında, taşıma kapasitesinin düşük olması, çevreye salgıladığı zehirli gazlar, karayolunda oluşan trafik sıkışıklığı, can ve mal kaybı ve fosil yakıtlarda gün geçtikçe artan fiyatlar nedeniyle istenilen verim elde edilememiştir. Deniz taşımacılığı, karayolu taşımacılığına göre daha yüksek kapasiteye imkân verse de bu taşımacılık yöntemiyle de her bölgeye ulaşım imkânı olamayacağı için yine bu taşımacılık yöntemi de istenilen verimi vermemektedir. Demiryolu taşımacılığı ise kapasitenin yüksek olması, daha konforlu ve çevreci olması ve demiryolu ağının birçok yere inşa edilebilmesi nedeniyle en uygun ve en verimli ulaşım ve taşımacılık yöntemi olarak görülmektedir [1].

Demiryolu ulaşımına olan ilginin gün geçtikçe artması ile birlikte demiryolu ulaşımında kullanılan raylı sistemler geliştirilmeye çalışılmaktadır. Raylı sistemlerin geliştirilmesi için yapılan çalışmalarda ise en çok üzerinde durulan durum raylı sistemlerdeki titreşimler olmuştur. Raylı sistemlerde meydana gelen bu titreşimler, konfor, güvenlik ve çevreye olan etkileri yönünden en önemli sorunlardan biri olarak görülmektedir. Raylı sistemlerde oluşan titreşimler hem taşıttaki yolcu ve yüke hem de çevresinde bulunan yapılara ve yapıdaki insanlara etki etmektedir. Bu sorunu çözebilmek için raylı sistemler üzerinde birçok bilimsel çalışma yapılmış ve etkilerini en aza indirecek sonuçlar elde edilmeye çalışılmaktadır.

1.1 Literatür Özeti

Literatürde raylı taşıtlar üzerine birçok çalışma bulunmaktadır. Bu çalışmaların birçoğu raylı taşıt dinamiği ve titreşimleri üzerine olmuştur [2-4,6-11,13-35].

Yapılan bu çalışmalar, raylı taşıtlarda titreşime neden olan tekerlek ve ray arasındaki etkileşim, raylı taşıtların asma köprüler üzerindeki etkileri ve raylı taşıtların titreşim sonucunda çevresine yapmış oldukları etkiler üzerine olmuştur. Literatürde yapılan çalışmalara bakıldığında,

Garg ve Dukkipati, raylı taşıt dinamiği hakkında bir kitap hazırlamıştır. Bu kitapta raylı sistemlerde, dinamik olarak ortaya çıkan titreşimler hakkında genel bir bilgi ve raylı sistemlerde ortaya çıkan titreşimlerin nedenleri hakkında bilgiler verilmiştir. Ayrıca tekerlek seti ile ray arasındaki etkileşim hakkında genişçe bilgi aktarılmıştır [2].

Wickens, çalışmasında tekerlek seti ve ray arasındaki etkileşim hakkında inceleme yapmıştır. Yanal salınım hareketinin konik tekerleklerde meydana geldiğine ve kurplarda raylı taşıtları yönlendirmek için tekerleklerin nasıl olması gerektiği ile ilgili birçok çalışmanın Carter tarafından yapıldığından bahsetmiştir. Ayrıca Carter'in 1916 yılında hareket denklemlerini çıkaran ve çözen ilk mühendis olduğundan söz etmiştir [3].

Atalay, çalışmasında E43000 lokomotifinin dinamik modelini oluşturmuş, tekerlek-ray arasındaki temas dinamiğine, sürünme faktörünü eklemiş ve rayların elastikiyetleri hakkında birçok farklı sonlu eleman analizleri yapmıştır. Taşıtın düşey ve yanal titreşimlerini Bulanık Mantık kontrol yöntemleriyle kontrol etmiştir [4].

Özer, çalışmasında raylı taşıt dinamiği için önemli bir sorun olan tekerlek-ray arasındaki temas dinamiği üstünde çalışmıştır. İlk olarak Simpack yazılımında 52 serbestlik dereceli raylı taşıtın dinamik modeli oluşturmuştur, daha sonra (TTP1, TTP2, TTP3) tekerlek profillerini sisteme ekleyip sistemin performanslarını incelemiştir. Yaptığı analizler sonucunda TTP2 ve TTP3 tekerlek profillerinin konfor ve yanal kararlılık açısından daha başarılı olduğunu belirlemiştir [6].

Yağız ve Gürsel, çalışmasında esnek gövdeli demiryolu aracına kayan mod kontrol yöntemini (SMC) uygulayarak raylı taşıtta konforu arttırmaya çalışmıştır. Raylı taşıt gövdesinde meydana gelen titreşimler sonucu ortaya çıkan konforsuzluk ve esneklik etkileri SMC yöntemi kullanılarak düşük seviyelere çekilmeye çalışılmıştır.

Gövdede meydana gelen dikey ve açısal titreşimleri bastırabilmek için ön ve arka ikincil süspansiyon sistemine aktüatörler yerleştirmiş ve raylı taşıtın sistem yanıtlarını zaman ve frekans alanında kontrollü ve kontrolsüz durumlar için karşılaştırmıştır [7].

Oyan, çalışmasında Taipei hızlı tren sisteminde kullanılmak için tasarlanmış bir boji iskeletinin, statik ve dinamik yükler altındaki dayanımlarını doğrulamak amacıyla analiz etmiştir. Karmaşık geometri göz önüne alınarak sayısal sonlu elemanlar analizi kullanmıştır. Yapılan çalışma sonucunda Taipei hızlı tren sistemleri tarafından belirlenen mukavemet dayanımının boji iskeleti tarafından statik ve yorulma mukavemetlerini karşıladığı kanıtlanmıştır [8].

Eroğlu, Esen ve Koç, çalışmasında demiryolu taşıtlarında meydana gelen vagon titreşimlerinin bojide bulunan yay ve sönüm elemanına bağlı olduğunu belirtmiş ve raylı taşıtlarda kullanılan farklı iki yolcu ve yük bojisine sonlu elemanlar analizi yapmıştır. İki bojiyi Ansys yazılımında modellemiş ve analizini gerçekleştirmiştir. Yapılan analiz sonucunda yolcu bojilerine eklenen süspansiyon sistemlerinin yük bojisine göre daha az yerdeğiştirme ve ivme cevabı verdiğini belirlemiştir [9].

Ören, çalışmasında bir lokomotifi 54 serbestlik dereceli dinamik modelini, Matlab-Simulink yazılım programında modellemiş ve farklı bozucu ray girişleri için raylı taşıtın gövde hareketlerini incelemiştir. Sisteme Bulanık Mantık kontrol yöntemini uygulayarak aktif titreşim kontrolü yapmıştır. Sisteme düşey ya da yanal yönde bozucu ray girişi etki ettirildiğinde, sistemin tüm serbestlik derecelerinin etkilendiğini gözlemlenmiştir. Daha sonra Bulanık Mantık kontrol yöntemi ile aktif titreşim kontrolü yapılmış ve %90 oranında titreşimin bastırılmasını başarmıştır [10].

Oh, Shin vd., çalışmasında yarı-aktif demiryolu taşıt süspansiyon sisteminin titreşim performansını, makara teçhizatı üzerinde test etmiştir ve kontrol için manyetolojik sönümleyici kullanmıştır. 15 serbestlik derecesine sahip raylı taşıt modeli yanal, yalpa ve yuvarlanma hareketlerini içeren dinamik modeli oluşturulmuş ve diferansiyel denklemleri elde edilmiştir. Sürüş kalitesini analiz edebilmek için gövde ve iki bojiden oluşan raylı taşıt makaralı teçhizat üzerine deneysel olarak kurulmuştur. Makara teçhizatı üzerinde çalıştırılarak yapılan kontrol analizi

sonucunda manyetolojik sönümleyici bulunan sistemin pasif sisteme göre sürüş kalitesini arttırdığı gözlemlenmiştir [11].

Orvnäs, doktora tezinde yüksek hızlı trendeki ikincil süspansiyon sistemine aktif kontrol uygulamış ve raylı taşıtın sürüş konforunu arttırmaya çalışmıştır. Öncelikle, raylı taşıt gövdesinde meydana gelen yanal ve yalpa hareketlerini kontrol etmek için aktif yanal ikincil süspansiyon sistemi (ALS) geliştirmiştir. Ayrıca, taşıtın yüksek pist hızlarına çıktığında kurplarda yüksek hızlı trenin gövdesindeki yanal hareketleri merkezlemek için yarı-statik yanal gövde kontrolünü de dâhil etmiştir. Simülasyonlar ve pist içi testler sayesinde, ALS sisteminin pasif sisteme göre raylı taşıtın yanal sürüş konforunu arttığını gözlemlemiştir [13].

Zong, Gong vd., çalışmasında demiryolu taşıtındaki süspansiyon sistemine yarı aktif MR sönümleyici ile H-sonsuz kontrolünü uygulamış ve yanal sürüş konforunu arttırmaya çalışmıştır. Öncelikle, demiryolu aracının 17 serbestlik derecelik modeli geliştirilmiş ve rasgele iz düzensizlikleri modellenmiştir. Daha sonra MR amortisörün Bouc-Wen modeli üretilmiştir ve ANFIS tekniği ile bir ters MR sönüm modeli oluşturulmuştur. Yanal ve yuvarlanma hareketlerinin kontrolü için H-sonsuz kurulmuştur. H-sonsuz, ANFIS ters modeli ile birleştirilmiş ve raylı taşıt için yarı aktif H-sonsuz kontrol cihazı gerçekleştirilmiştir. Yapılan simülasyonlar sonucunda yarı aktif süspansiyon sisteminin pasif sisteme göre raylı taşıttaki titreşimleri daha iyi bastırdığı gözlemlenmiştir [14].

Koizumi, Hirata vd., çalışmasında yüksek hızlı demiryolu taşıtlarına aktif kontrol uygulaması yaparak sürüş kalitesini arttırmaya çalışmıştır. Çalışmada raylı taşıtın sürüş kalitesini arttırmak için süspansiyon bileşenlerinin optimum değerlerini seçmiştir. Bununla birlikte, H-sonsuz kontrol yöntemini kullanarak pnömatik aktüatörlerden kurulmuş aktif bir süspansiyon sistemi geliştirmiştir. Raylı sistemi sadece simulayon ortamında değil aynı zamanda saha testlerinde de analiz etmiş ve yapılan kontrol uygulaması ile mükemmel bir yanal titreşim ivmesi elde edilmiştir. TRTA (Teito Rapid Transit Authority) 05 serisi EMU, JR-West Shinkansen Elektrikli Demiryolu WIN350, JR-Doğu Shinkansen Elektrikli Demiryolu Serisi 400, Yüksek Hızlı Deneysel Tren 'STAR21' ile koşu testi yapılmış ve maksimum 425 km/sa hıza

çıkılmıştır. Yapılan analizler sonucunda araç gövdesinin yanal ivmesi, pasif sisteme göre % 50 oranına kadar azaltılabildiği görülmüştür [15].

Mellado, Casanueva vd., çalışmasında demiryolu araçları için aktif bir merkezleme sistemi gerçekleştirmeye çalışmışlardır. Sistemi kontrol etmek için ikincil süspansiyon sistemine yanal pnömatik aktüatörler yerleştirmiştir. Kontrol edilen sistem ile geleneksel yapıya sahip sistemin kurp davranışları karşılaştırılmıştır. Özellikle, ikincil süspansiyonun yanal yer değiştirmeleri ve yanal ivmeleri analiz edilmiştir. Yapılan analiz sonucunda aktif olarak kontrol edilen sistemin geleneksel sisteme göre kurp davranışlarında önemli oranda performans iyileştirmesi yaptığını göstermiştir [16].

Ranjbar ve Ghazavi, çalışmasında yüksek hızlı demiryolu taşıtının yanal kararlılığı incelemiştir. 38 serbestlik derecesine sahip demiryolu taşıtı bir gövde, iki boji ve dört tekerlek setinde modellemiş ve boylamsal, yanal, dikey, kafa vurma ve yalpa hareketlerini de içeren diferansiyel denklemlerini elde etmiştir. Sistem kararlılığı ve buna karşılık gelen limit çevrim hareketi incelenmiştir. Kararlılık çalışması için bifürkasyon analizleri yapılmıştır. Sistemi analiz etmek için doğrusal ve doğrusal olmayan elastik ray modeli kullanılmıştır. Yapılan analizler sonucunda doğrusal raydaki kritik hız, doğrusal olmayan raydaki hızdan daha yüksek olduğu saptanmıştır [17].

Ha, Choi, vd., çalışmasında demiryolu taşıtını manyetolojik (MR) sıvı sönümleyici kullanan yarı aktif süspansiyon sistemi ile kontrol etmeye çalışmıştır. Demiryolu taşıtının MR amortisörlü yarı aktif süspansiyon sistemi, yanal, yalpa ve taşıt gövdesinin yuvarlanması gibi üç titreşim hareketini içeren bir demiryolu taşıt modeli dikkate alınarak incelenmiştir. MR amortisör sistemi, ikincil süspansiyon içeren demiryolu taşıt modelinin hareket denklemi ile birleştirilmiştir. Kontrollü MR amortisörlerinin demiryolu taşıtının süspansiyon sistemi üzerindeki etkinliğini göstermek için, skyhook kontrolörünü kullanan kontrol yöntemi kabul edilmiştir. Önerilen kontrol sisteminin etkisini anlayabilmek için, titreşim kontrol performansını gösteren bilgisayar simülasyonu programı kullanılmıştır. MR damperi ile ilişkili önerilen kontrol sistemi kullanılarak taşıt gövdesinin titreşim kontrolü ve bojinin kararlılığının arttırılabileceği anlaşılmıştır [18].

Sezer, Çetin ve Atalay, çalışmasında demiryolu düzensizliklerine karşı raylı taşıttaki titreşimleri analiz etmek için 54 serbestlik dereceli raylı taşıt modelini kullanmıştır. Sistemin hareket denklemleri Matlab-Simulink programında oluşturulmuş ve Bulanık Mantık ve kendinden ayarlamalı Bulanık Mantık kontrol yöntemleri sisteme uygulanarak titreşim analizleri incelenmiştir. Aktüatörler ikincil süspansiyon sistemine yerleştirilmiştir. Sisteme yanal ve dikey yönde bozucu yol düzensizlikleri etki ettirilmiştir. Raylı taşıtın gövdesindeki titreşimleri bastırmak için aktif kontrol uygulanmıştır. Analizler sonucunda hem zaman hem de frekans alanında sistem yanıtları bulunmuş ve sisteme uygulanan aktif kontrol yöntemleri ile sistemin titreşimlerinin iyi bir şekilde bastırıldığı görülmüştür [19].

Metin ve Guclu, çalışmasında 5 serbestlik dereceli çeyrek raylı taşıt modeline geleneksel PID ve parametre uyarlamalı PID kontrol yöntemleri uygulayarak dikey titreşimleri kontrol etmeye çalışmışlardır. Sisteme sinüzoidal dikey bozucu ve gerçek ray düzensizlikleri etki ettirilerek sistemin analizi gerçekleştirilmiştir. Parametre uyarlamalı PID kontrol yöntemi, parametreleri hassas bir şekilde ayarlayabilmesi nedeniyle yolcu konforunu arttırmak için tasarlanmıştır. Sistemi kontrol etmek için ikincil süspansiyon sistemine aktüatör yerleştirilmiştir. Sistemin analizi 90 km/sa hızda ve ±% 5 yük değişimleri ile gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak, geleneksel PID kontrol yöntemi ile parametre uyarlamalı PID kontrol yöntemi zaman ve frekans alanında karşılaştırılmış ve parametre uyarlamalı PID kontrol yönteminin geleneksel PID' e göre daha başarılı sonuçlar verdiği görülmüştür [20].

Metin ve Guclu, çalışmasında 11 serbestlik dereceli raylı taşıt modelinin dikey titreşimlerini kontrol etmek için sisteme PID ve Bulanık Mantık yöntemlerini uygulamıştır. Sistemi kontrol etmek için ikincil süspansiyon sistemine aktüatörler yerleştirmiştir. Raylı taşıt modeli bir gövde, iki boji ve dört tekerlekten oluşmaktadır. Raylı taşıt modelinde, tekerlek ve ray arasındaki etkileşim dikkate alınarak modellenmiştir. Sisteme uygulanan iki kontrol yönteminin performanslarını anlayabilmek için iki farklı bozucu yol girişi sisteme etki ettirilmiştir. Analizlerin sonunda, hem PID hem de Bulanık Mantık kontrol yönteminin pasif sisteme göre gövdedeki titreşimi ve ivmeyi daha iyi bastırdığı gözlenmiştir [21].

Wang ve Liao, çalışmasında 17 serbestlik derecesine sahip raylı taşıtın yanal, yalpa ve yuvarlanma hareketlerini kontrol etmek için ikincil süspansiyon sistemine manyetolojik (MR) sönümleyici eklemiş ve titreşimlerini azaltmaya çalışmıştır. MR sönümleyici ve ray düzensizlikleri göz önüne alınarak raylı taşıtın hareket denklemleri elde edilmiştir. Burada ivme geri bildirimini kullanan Doğrusal Karesel Gauss (LQG) kontrol yöntemi kullanılmıştır. Simülasyon sonuçları, raylı taşıtlar için MR sönümleyiciye dayanan yarı aktif süspansiyon sistemi ile demiryolu aracının pasif duruma göre iyileştirildiği görülmüştür [22].

Guo, Sui ve Guo, çalışmalarında yüksek hızlı demiryolu taşıtının yanal titreşimini azaltmaya çalışmıştır. Gövde titreşimini azaltmak için skyhook kontrol yöntemini kullanmıştır. Raylı taşıta bu kontrol yöntemi uygulandığında gövdenin yanal titreşimlerinin azaldığı gözlemlenmiştir, fakat boji ve tekerleklerde yanal titreşimleri arttığı görülmüştür, bu sonuç raylı taşıtın yüksek hızlara çıktığında raydan çıkmasına neden olacağı öngörülmüştür. Bu sorunu çözebilmek için skyhook kontrol yöntemi groundhook kontrol yöntemi ile birleştirilerek, raylı taşıt gövdesindeki yanal titreşimler hibrid kontrol yöntemi ile azaltılmaya çalışılmıştır. Sisteme uygulanan hibrid kontrol yöntemi sonucunda raylı taşıtın daha konforlu ve daha güvenli bir şekilde hareket edebileceği anlaşılmıştır [24].

Metin ve Güçlü, bu çalışmalarında İstanbul'da kullanılan 27 serbestlik dereceli hafif metro aracın yanal kararlılığı incelenmiştir. Raylı sistemdeki birincil ve ikincil süspansiyon sistemindeki katılık değerlerinin değiştirilmesi ile sistemin kararlılığına ve kritik hızına etkileri incelenmiştir. Raylı taşıtın kritik hızı belirlendikten sonra değişen katılık değerleri sonucunda yanal kararlılığın nasıl etkileneceği araştırılmıştır. Yapılan analizler sonucunda birincil süspansiyondaki doğrusal(x) ve düşey(z) yönündeki katılık değerlerinin sistemin kararlılığında önemli bir etkiye sahip olduğu görülmüştür. Ayrıca yapılan katılık değer değişimleri sonunda yapılan optimizasyonla raylı taşıtın kritik hızı arttırılmıştır [25].

Yıldız ve Sivrioğlu, çalışmalarında monoray aracın bir yanal rüzgâr yükü ve dikey bir bozucu altında iken titreşimlerinin azaltılmasıyla ilgili çalışmıştır. Çalışmada raylı taşıttaki titreşimleri azaltmak için yanal ve dikey yönlerde MR sönümleyici sisteme eklenmiş ve doğrusal olmayan adaptif kontrol yöntemi ile kontrol edilmeye

çalışılmıştır. Sisteme yapılacak olan adaptif kontrol yönteminin performansını gözlemleyebilmek için H-sonsuz kontrol yöntemi ile karşılaştırması yapılmıştır. Yapılan simülasyonlar sonucunda, adaptif kontrol yönteminin parametrede değişimlere rağmen yol tutuş ve sürüş konforunda başarılı sonuçlar verdiğini göstermiştir [26].

Kang, çalışmasında farklı uzunluklara sahip raylı taşıtlar kullanarak raylı taşıt dinamiğinin ve kararlılığının nasıl etkilendiğini incelemiştir. Öncelikle raylı taşıtlarda meydana gelen kararsız yanal titreşimleri saptayabilmek için güvenilir bir raylı taşıt modeli kurmuştur. Yapılan analiz sonucunda, hava yayındaki ikincil yanal sertlik, yanal titreşimlerin oluşmasındaki en önemli sebep olduğunu göstermiştir. Yapılan testlerde 7 veya 10 vagona sahip trenlerde yanal sertlik yüksek olsa da raylı taşıtın kararlı bir şekilde hareket ettiği görülmüştür. Fakat, 16 veya 20 vagon içeren uzun trenlerde, sistemin kararsızlık noktasında titreşim yaptığı gözlemlenmiştir [27].

Fotouhi ve Yousefi-Koma, bu çalışmalarında demiryolu taşıtlarında araç hızına bağlı olarak ortaya çıkan hunting hareketinin kontrolü için kullanılan yarı aktif birincil süspansiyon sistemi kullanmanın önemini göstermek için yapmıştır. Yarı aktif süspansiyon sistemi, dikey pasif amortisörlere ek olarak, birincil süspansiyon konumunda bulunan her bir bojiye ait aktüatörlerden oluşmuştur. Analizler, pasif birincil süspansiyonlu bojiye sahip raylı taşıt ile yarı aktif süspansiyonlu yeni bir boji modeli üzerinde gerçekleştirilmiştir. Yapılan analiz sonucunda, yarı aktif süspansiyonun hunting hareketini kontrol edebildiği ve güvenli bir şekilde seyahat edilebileceği anlaşılmıştır [28].

Lee ve Cheng, çalışmalarında düz raylar üzerinde hareket eden bir yük vagonu için serbestlik derecesi arttıkça hunting hareketindeki değişimi incelemeye çalışmıştır. Öncelikle sistemin hareket denklemlerini doğrusal sürünme modelini kullanarak çıkarmıştır. Daha sonra yük vagonunu 6 ve 10 serbestlik derecesine göre modellemiştir. 10 serbestlik derecesine sahip sistem analiz edildiğinde, kritik hunting hızının, 6 serbestlik derecesine sahip sistemden önemli ölçüde farklı olduğu anlaşılmıştır ve bu analiz sonucunda 6 serbestlik derecesine sahip sistemlerde

belirli fiziksel parametrelerin ihmal edildiği bununda sistemin kritik hunting hızını önemli ölçüde değiştirdiği anlamıştır [29].

Sharma ve Palli, çalışmalarında 37 serbestlik derecesine sahip ICF yolcu vagonunu tekerlek-ray arasındaki etkileşimi doğrusal kayma-sürünme kuvveti ilişkisi kullanılarak analiz etmeye çalışmıştır. Sistemin matematiksel modelini çıkarıp simüle ettikten sonra, dikey ve yanal ivmelenme değerlerini simülasyon ve gerçek test sonuçlarıyla karşılaştırarak doğruluğunu saptamıştır. Tekerlek-ray arasındaki etkileşim nedeniyle ortaya çıkan boylamsal, yanal sürünme kuvvetleri ve yanal/spin sürünme momentinin kararlılık ve dikey-yanal sürüş etkisini analiz etmiştir. Yaptığı analiz sonucunda, sürünme kuvvetlerinin, demiryolu araçlarında yanal titreşim ve yanal kararlılığı geliştirmede yardımcı olduğunu saptamıştır [30].

Sun, Yang vd., çalışmalarında yolcu koltuğun altına yerleştirilen Manyetolojik Elastomer (MRE) izolatörler ile yatay titreşimi azaltmaya çalışmışlardır. Bunun için, koltuğun altına yerleştirilmiş negatif değişen sertlik özelliklerine sahip çok katmanlı MRE izolatör oluşturulmuştur. Negatif değişen sertliği sağlamak için sabit mıknatıs ve bir elektromanyetik bobin için manyetik sistem tasarlanmıştır. Sistem test edilmek için gerçek bir yük vagonu koltuğuna eklenmiş deney ortamında test edilmiştir. Yapılan test sonucunda, MRE izolatör sistemine sahip koltukların pasif sisteme göre sürüş konforunu arttığı gözlemlenmiştir [31].

Yang, Li ve Du, çalışmalarında yüksek hızlı demiryolu taşıtı gövdesindeki titreşimleri yarı aktif kontrol sistemi ile kontrol etmeye çalışmışlardır. Raylı taşıtın dinamik denklemini çıkarmak istediklerinde tekerlek-ray arasındaki etkileşim nedeniyle doğru hareket denklemlerinin çıkarılabilmesinin zor olduğunu anlamışlardır. Bu nedenle, raylı taşıtı kontrol edebilmek için ivme geribildirimi temeline dayanan uyarlamalı Bulanık Mantık kontrol yöntemi ortaya koymuşlardır. Raylı taşıttaki hız değişimine ve gövdedeki hız değişimine göre kendini ayarlayabilen ve ölçeklendirme faktörünü değiştiren bu yöntem ile ADAMS ve MATLAB yazılım programları yardımı ile sistem modeli kurulmuş ve simüle edilmiştir. Yapılan simülasyon sonucunda, kullanılan bu kontrol yöntemi ile taşıt gövdesindeki titreşimlerin bastırıldığı ve konforun arttırıldığı gözlemlenmiştir [32].

Zhang, Hu ve Lu, çalışmalarında demiryolu taşıtlarında oluşan titreşimlerin insan vücuduna olan etkisi üzerinde çalışmıştır. İlk önce raylı taşıtın modeli insan vücudunun titreşim modeli göz önüne alınarak oluşturulmuştur. Daha sonra insan vücudunun ve taşıt gövdesinin tepkileri arasında rahatsız edici girişlerle analizi yapılmıştır. Yapılan çalışmalar sonucunda, demiryolu taşıtının gövdesinde oluşan titreşimlerin insan vücudunda oluşan titreşimlerden farklı olduğu gözlemlenmiştir. Yanal titreşimlere bakıldığında insan vücudunun raylı taşıt gövdesinden daha güçlü olduğu ve insan vücudunun dikey titreşimlerinin ise raylı taşıt gövdesindeki dikey titreşimlerden daha zayıf olduğu anlaşılmıştır [33].

Orvnäs, Stichel ve Persson, çalışmalarında bir raylı taşıtın yanal sürüş konforunu skyhook ve H-sonsuz kontrol yöntemlerini kullanarak nasıl değiştirebileceğini araştırmak istemişlerdir. İlk önce sistemin modeli kurulmuş ve sistem simüle edilmiştir. Simülasyon sonuçlarında, aktif kontrolü yapılan sistemin pasif sisteme göre düz yolda daha başarılı sonuçlar verdiği ve sürüş konforunu arttırdığı görülmüştür. Kurplarda ise raylı taşıt hareket ettiğinde büyük yay sapmaları meydana gelmektedir ve bu salınımları azaltmak içinde taşıt gövdesine merkezde tutma cihazı (HOD) eklenmiştir. HOD ile entegre şekilde çalışan H-sonsuz kontrol yöntemi ile yay sapmaları azaltılmıştır [34].

Fotouhi ve Yousefi-Koma, çalışmalarında bir demiryolu taşıtının tekerlek setinin yanal dengesizliklerini ve tekerlek setinin hunting hareketini incelemiştir ve bu hareketleri azaltmaya çalışmıştır. Bunun için tekerlek setindeki birincil süspansiyon sisteminde aktif kontrol yapılmıştır. Sistemin analizini gerçekleştirmek için yanal ve yalpa hareketlerinden oluşan iki serbestlik derecesine sahip lineer tekerlek modeli kullanılmıştır. Yüksek hızlara çıkıldığında tekerlek takımının hareketlerini kontrol etmek için birincil süspansiyona bir yanal yönde aktüatör eklenmiştir. Sistemi kontrol etmek için iki kontrol yöntemi kullanılmıştır. İlk olarak LQR kontrol yöntemi tasarlanmış ve sistem üzerindeki etkisine bakılmıştır. Daha sonra sistemde meydana gelen hız belirsizliğine karşı sistem yanıtını iyileştirmek için tekerlek sistemine model referans uyarlamalı denetleyici tasarlanmıştır. Yapılan analizler sonucunda kontrol yöntemleri karşılaştırılmıştır. Sistemde tekerlek seti LQR kontrol yöntemi kullanılarak kararlı şekilde hareket etmesi sağlanmıştır, fakat hız

değişimi ile birlikte LQR' ında sistem cevapları belirli aralıklarla değiştiği görülmüştür [35].

1.2 Tezin Amacı

Günümüzde artan nüfus ile birlikte insanların rahat ve hızlı bir şekilde seyahat etmesi zorlaşmaktadır. Karayolu ulaşımında artan yoğunluk ve deniz ve havayolu ulaşımı ile istenilen her yere gidişin mümkün olmaması nedeniyle demiryolu ulaşımına olan ilgi gün geçtikçe artmıştır. Demiryolu ulaşımına olan ilginin artmasıyla birlikte bu ulaşım çeşidine olan yatırımlar artmış ve demiryou ulaşımı geliştirilmeye çalışılmıştır [1,5,12]. Yapılan geliştirmeler sonucunda üstünde durulan en önemli problemlerin başında demiryolu taşıtlarında meydana gelen titreşimler olmuştur. Bu tez çalışmasında, yüksek hızlı demiryolu taşıtının gövdesinde oluşan yanal titreşimler bastırılmaya çalışılarak konfor ve güvenliğin sağlanması amaçlanmıştır. İlk olarak yüksek hızlı demiryolu taşıtını etkileyen tekerlek-ray arasındaki etkileşim sonucunda raylı taşıtın dinamiğinin nasıl etkilendiği incelenmiştir. İkinci olarak tekerlek ve ray arasındaki etkileşim nedeniyle oluşan hunting hareketi sonucunda yüksek hızlı demiryolu taşıtının kritik hızı tespit edilmiştir. Son olarak yüksek hızlı demiryolu taşıtına LQG kontrol yöntemi uygulayarak aktif kontrol yapılmış ve gövdede meydana gelen yanal, yalpa ve yuvarlanma titreşimleri bastırılmıştır. Ayrıca geleneksel PID kontrol yöntemi ile LQG kontrol yöntemi karşılaştırılarak performans karşılaştırması yapılmıştır. Böylece yüksek hızlı demiryolu taşıtları ile konforlu, güvenilir ve hızlı bir şekilde seyahat yapılabilmesi sağlanmıştır.

1.3 Orijinal Katkı

Yüksek hızlı demiryolu taşıtında oluşan yanal titreşimler, raylı sistem üzerinde birçok etkiye neden olmaktadır. Bu etkiler raylı taşıtın hunting hareketi sonucunda raydan çıkmasına, raylı taşıt üzerindeki birçok komponentin zarar görmesine ve seyir halinde iken konforsuz bir şekilde seyahat edilmesine neden olmaktadır. Bu tez çalışmasında, yüksek hızlı demiryolu taşıtında oluşan yanal titreşimler (LQG) kontrol yöntemi ile kontrol edilmiştir.

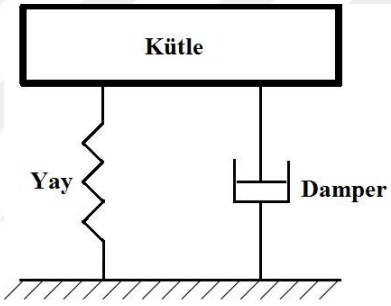
Literatüre bakıldığında, yüksek hızlı demiryolu taşıtlarının yanal titreşimleri ile ilgili çalışmalar mevcuttur. Bu çalışmaların birçoğu raylı taşıtın hareketi sonucu meydana gelen hunting hareketleri üzerine olmuştur. Ayrıca raylı taşıtta konforun arttırılması ile ilgili çalışmalarda vardır. Fakat hem hunting hareketinin aktif kontrol edilmesi hem de gövdede meydana gelen yanal titreşimlerin kontrol edilmesi ile ilgili LQG kontrol yöntemi ile yapılan bir çalışmaya rastlanmamıştır. Bu tez çalışması ile yüksek hızlı demiryolu taşıtı gövdesinin yanal titreşimleri bir sensör kullanılarak kontrol edilmeye çalışılmış ve yüksek hızlı demiryolu taşıtı gövdesindeki konforun arttırılması ve kontrol maliyetinin düşürülmesi amaçlanmıştır.

2
Raylı Taşıtların Genel Yapısı ve Titreşim

2.1 Titreşim

Titreşim, mekanik sistemlerin belirli bir referans noktası etrafında yapmış olduğu periyodik veya rastgele salınım hareketleridir. Çoğunlukla katı cisimler üzerinden yayılan alçak veya yüksek frekanslı salınım hareketleri de denilebilmektedir.

Titreşimler, bir kütlenin elastik bir yay veya sönüm elemanı üzerinde yapmış olduğu salınım hareketleriyle oluşmaktadır. Mekanik bir sistemin titreşim modeli Şekil 2.1'de görülmektedir.



Şekil 2.1 Mekanik sistem titreşim modeli

Titreşim, maden ve taş ocaklarında, taşıt sistemlerinde, sanayide, sağlık sektöründe ve birçok yapıda karşımıza çıkmaktadır [36]. Titreşim, sağlık sektöründe kullanılarak birçok hastalığın tedavi edilmesinde yararlı bir olgu olmuştur. Böbrek taşlarının dökülmesi, akciğer hastalıkları, kas ve eklem rahatsızlarının tedavisi ve kemik erimesi gibi rahatsızlıklarda tedavi edici olduğu görülmüştür [37]. Fakat maden ve taş ocakları ve sanayi gibi yüksek iş gücünün bulunduğu yerlerde, taşıt sistemi gibi yerlerde insanları ve çevresini etkilemeyecek ölçüde olması gerekmektedir [36]. Bu nedenle titreşimin etkisini birçok faktöre göre belirleyip istenilen değere göre ayarlanması gerekmektedir. Bu nedenle titreşimin etkilerini belirlememiz gerekmektedir.

Bu etkileri belirlemede kullandığımız faktörler bazıları şunlardır;

- Genliği,
- Frekansı,
- Etki süresi,
- Zamana göre etkisinin değişimi,
- Titreşimin yönü,
- Titreşimin etki ettiği noktanın belirlenmesi gerekmektedir.

Titreşimin etkileri araştırıldığında en önemli etki insanlar üzerindeki etkileridir ve bunun ile ilgili birçok çalışma ve araştırma yapılmıştır.

2.1.1 Titreşimin İnsanlar Üzerindeki Etkisi

İnsanlar yapıları gereği karmaşık bir yapıdadır ve titreşimden fiziksel ve psikolojik olarak çok etkilenmektedir. Bu durum nedeniyle titreşimin insanlar üzerindeki etkisinin çok iyi bir şekilde araştırılması ve üzerinde çalışmalar yapılması gerekmektedir.

İnsan vücudunu, mekanik bir sistem olarak ele aldığımızda birçok uzvunun ve organının düşük frekans değerlere sahip titreşimlere duyarlı olduğu görülmektedir. Bu nedenle insanların maruz kaldığı titreşim frekanslarında düşük frekanslı titreşimleri azaltmaya odaklanılması gerekmektedir [38].

İnsanlar titreşimlere iki şekilde maruz kalmaktadır. Bunlar;

- El-kol titreşimi,
- Tüm vücut titreşimidir.

<u>El-Kol Titreşimi</u>

El-kol titreşimleri, insanların ellerini ve kollarını etkileyen, insanı sağlık ve güvenlik açısından rahatsız eden mekanik titreşimlerdir. El-kol titreşimlerinin insanlar üzerindeki etkilerine bakılacak olunursa damar, eklem, sinir ve kas bozukları gibi rahatsızlıklara yol açtığı görülmektedir. İnsanların el-kol titreşimlerine maruz kaldığı durumlar genellikle hilti, matkap vb. cihazların oluşturduğu titreşim durumları olduğu görülmektedir [36].

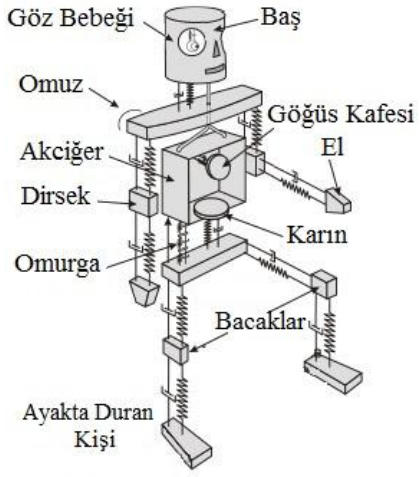
İnsanların bu gibi titreşim durumlarında yasal olarak uyması gereken sınır değerler vardır ve bu sınır değerleri sekiz saatlik çalışma için günlük maruziyet sınır olarak 5 m/s^2 ve günlük maruziyet etkin sınırı olarak da 2,5 m/s$^{2'}$dir [39].

Tüm Vücut Titreşimi

Tüm vücut titreşimleri, insanların tüm vücudu etkileyen, insanı sağlık ve güvenlik açısından rahatsız eden mekanik titreşimlerdir. Tüm vücut titreşimleri, insanlar üzerinde bel bölgesinde ve omurga yapısında rahatsızlıklara, kronik artroz (eklemlerdeki kıkırdağın aşınması) ve mide-bağırsak ülseri gibi rahatsızlıklara, hipertansiyona, dolaşım sistemi rahatsızlıklarına yol açtığı görülmektedir. İnsanlar, tüm vücut titreşimleri olarak en çok 0.5–100 Hz aralığındaki düşük frekanslara duyarlıdır [36].

Tüm vücut titreşimleri genel olarak taşıt sistemlerinde görülmektedir. Bu nedenle bir taşıt sisteminin tasarımı yapılırken bu titreşim değerlerine dikkat edilmeli ve titreşimi azaltıcı çalışmalar yapılması gerekmektedir.

Bir taşıtta oluşan titreşimin en önemli etkisi yoldan gelen bozukluklardır ve bu bozuklukların yaylar ve sönümleyiciler üzerinden taşıta iletilmesi ile titreşim hissedilmektedir. Bu nedenle uzun süreli tüm vücut titreşimine maruz kalındığında, insanların sağlık ve psikolojik olarak olumsuz yönde etkilendiği görülmektedir [40].



Şekil 2.2 Tam vücut insan modeli [38]

Şekil 2.2'de verilen insan modelinde organ ve uzuvların duyarlı oldukları frekans değerleri Tablo 2.1'de gösterilmektedir.

Tablo 2.1 İnsanın duyarlı olduğu frekans değerleri [41]

Uzuv	Frekans	Uzuv	Frekans
Göz Bebeği	20-90 Hz	Göğüs Kafesi	50-100 Hz
Baş	20-30 Hz	Karın	4-8 Hz
Omuz	4-5 Hz	El	30-50 Hz
Dirsek	15-30 Hz	Bacaklar	2-20 Hz
Kol	5-10 Hz	Omurga	10-12 Hz

Tabloda görüldüğü gibi insan organları ve uzuvları düşük frekanslı titreşimlerden oldukça etkilenmektedir.

2.1.2 Raylı Taşıtlarda Titreşimin Nedeni

Raylı taşıtlarda, titreşimlerin oluşmasına neden olan etkenlerin belirlenmesi oldukça önemlidir. Raylı taşıtta meydana gelen titreşimler incelendiğinde taşıtın seyir emniyeti, yolcu ve sürücü konforunun sağlanması nedeniyle tüm vücut titreşimlerinin incelenmesi gerektiği görülmektedir [40]. Bu nedenle bir raylı taşıtta ilk olarak hangi durumların titreşime neden olduğunun bulunması gerekmektedir ve raylı taşıtlar incelendiğinde titreşimlerin oluşumu oldukça karmaşık bir yapıda olduğu görülmektedir.

Raylar üzerinde hareket etmekte olan raylı taşıtlarda titreşimler, öteleme ve dönme hareketi şeklinde meydana gelmektedir. Öteleme hareketi şeklinde oluşan titreşimler boylamsal, yanal ve düşey titreşimler şeklindedir. Dönme hareketi şeklinde oluşan titreşimler ise yalpa, kafa vurma ve yuvarlanma şeklindeki titreşimlerdir. Bu titreşimlerin oluşmasına neden olan durumlara bakıldığında raylarda zamanla ortaya çıkan raylardaki düzensizlikler ve rayların üzerinde zamanla oluşan pürüzlülükler olduğu görülmektedir [42]. Ray ile tekerlekler arasında oluşan bu etkileşimler sonucunda raylı taşıt üzerinde yalpa, yanal ve düşey titreşimlerin oluşmasına neden olmaktadır. Bu titreşim şekillerinde ortaya çıkan herhangi bir doğal frekans ile sistemi zorlayan bozucu frekans arasında bir çakışma oluşursa, sistem üzerinde bir rezonans durumunun meydana gelmesine neden

olmaktadır ve bu rezonans durumundan kurtulmak için sistemi iyi bir şekilde sönümleyebilecek kontrollerin gerçekleştirilmesi gerekmektedir.

Bu çalışmada, raylı taşıt üzerinde oluşan yanal titreşimler bulunmaya çalışılmış ve sisteme LQG kontrol yöntemi uygulanarak gövdedeki yanal titreşimlerin bastırılması ve yolcu konforunun arttırılması amaçlanmıştır.

2.2 Raylı Taşıtların Yapısı

Raylı taşıtlar yapısal olarak bojilerden ve süspansiyon sistemlerinden (yaylar ve sönümleyiciler) oluşmaktadır.

2.2.1 Bojiler

Raylı taşıtlarda bojiler, raylı taşıtın gövdesi ile tekerlekleri arasındaki bağlantıyı sağlayan ve taşıtın gövdesini taşıyan raylı sistem elemanıdır.

Bojiler yapıları gereği belirli görevleri yerine getirebilmelidirler. Bunlar;

- Raylı taşıtın gövdesini desteklemek,
- Raydaki yol pürüzlülükleri nedeniyle oluşabilecek titreşimleri gövdeye minimum düzeyde iletmek ve yolculuk sırasında konforu sağlamak,
- Yüksek hızlara çıkıldığında dahi aracın kararlılığını sağlamak ve korumak,
- Raylarda meydana gelebilecek yol pürüzlülüklerini minimum düzeyde tutabilmektir.

Yolcu trenlerine bakıldığında bojiler iki süspansiyon sisteminden oluştuğu görülmektedir. Fakat yük trenlerine bakıldığında bir süspansiyon sistemine sahip olduğu görülmektedir. Yolcu trenlerinde iki süspansiyon sisteminin kullanılmasındaki en büyük etken yolcu konforunu iyileştirebilmektir. Çünkü yoldan gelebilecek olan titreşimler birinci süspansiyon sisteminde belirli düzeye kadar emilmektedir ve ikinci süspansiyon sistemi ile titreşim minimum seviyeye indirilmektedir.

2.2.2 Süspansiyon Sistemleri

Raylı taşıtlarda bulunan süspansiyon sistemleri, raylı taşıtın seyir halinde iken taşıtın emniyetli ve konforlu bir şekilde hareket etmesini sağlayan bojideki alt sistem elemanlarıdır. Süspansiyon sistemleri, dışarıdan gelen bozucu etkiler sonucu

oluşan titreşimleri üzerinde sönümleyerek, raylı taşıttaki boji ve diğer kısımları koruyup, zarar görmesini engellemeye çalışmaktadır. Bunların dışında raylı taşıtlarda kullanılmakta olan süspansiyon sistemleri aşağıda belirtilen diğer görevleri de yerine getirebilmelidir. Bunlar;

- Taşıtın statik ve dinamik ağırlıklarını taşımak,
- Raylı taşıtın hareket ettirilmesi ve durulması sırasında tekerleklerde meydana gelen kuvvetleri(çekiş ve fren kuvvetleri), yolculara veya yüke minimum düzeyde iletmek,
- Tüm çalışma koşullarında taşıtın güvenli bir şekilde kontrol edilebilmesini sağlamak diyebiliriz.

Günümüzde raylı taşıtlarda süspansiyon sistemleri iki şekilde olmaktadır. Bunlar, pasif süspansiyon sistemleri ve yarı aktif - aktif süspansiyon sistemleridir.

Pasif süspansiyon sistemleri, yaylardan ve sönümleyici elemanlarından oluşan süspansiyon sistemleridir. Bu süspansiyon sistemleri, raylı taşıtın kullanım amacı, kullanılacağı yer ve kullanım hızına göre tasarlanmaktadır. Bu süspansiyon çeşidi için herhangi bir enerji kaynağı ve kontrol işlemine gerek olmamaktadır.

Yarı aktif süspansiyon sistemleri ise, yay ve sönümleyici elemanlarından oluşan ve değişen bozucu giriş durumlarında sönümleyici eleman üzerinden kendini ayarlayabilmesini ve pasif sistemlere göre daha iyi sonuçlar elde edilebilmesini sağlayan süspansiyon sistemleridir. Bu süspansiyon sistemlerinde de ekstra bir enerjiye ihtiyaç yoktur.

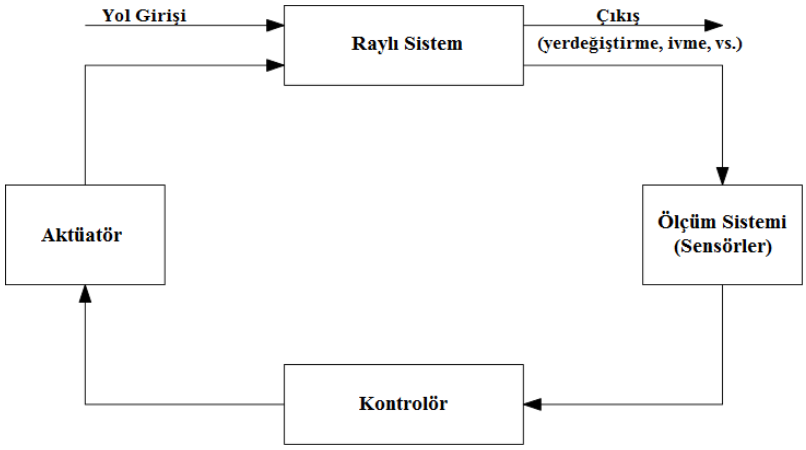
Aktif süspansiyon sistemi ise, yay ve sönümleyici elemana ek olarak bu elemanlara paralel bir aktüatör (eyleyici) yerleştirilerek titreşimlerin azaltılmasını sağlayan süspansiyon sistemleridir. Aktif süspansiyon sistemlerinde aktüatörler, dış ortamdan gelen bozucu etkilere karşı kuvvet uygulayarak taşıtın minimum seviyede salınım yapmasını sağlamaktadır. Böylece taşıtın güvenli bir şekilde hareket etmesi ve yolcu konforunun arttırılması sağlanmaktadır. Aktif süspansiyon sistemlerinde aktüatörü hareket ettirebilmek için bir enerji kaynağına ihtiyaç duyulmaktadır. Ayrıca bu süspansiyon sistemlerinde değişen koşullara göre algılayıcı ve kontrol edici, sensör ve kontrolöre ihtiyaç olmaktadır.

2.2.2.1 Aktif Süspansiyon Sistemleri

Aktif süspansiyon sistemleri taşıtlarda oluşan titreşimleri, pasif süspansiyon sistemleri ile istenilen düzeye indirilemediği durumlarda, taşıtlara uygulanan gelişmiş kontrol sistemleridir. Aktif süspansiyon sistemleri, taşıtlarda oluşan titreşimler sonucunda taşıtın seyir güvenliğini sağlamada, yolcu konforunu üst seviyeye çıkarmada ve taşıtın istenilen durumlarda hareket edebilmesini gerçekleştirebilmede oldukça önemli bir yere sahiptir.

Gelişen teknoloji ile birlikte raylı sistemlerde de aynı karayolu taşıtlarında kullanılan aktif kontrol sistemleri kullanılmaya başlanmıştır. Bu nedenle raylı sistemlerde oluşan titreşimlerin azaltılabilmesi için raylı sistemlerin dinamik davranışları araştırılmış ve bu titreşimlerin kontrol edilebilmesi için birçok çalışma yapılmıştır [17]. Raylı sistemlerde oluşan titreşimleri kontrol edebilmek için, raylı taşıtın birincil veya ikincil süspansiyonlarına veya her iki süspansiyona aktüatörler yerleştirilerek süspansiyonlar üzerindeki titreşimler kontrol edilmeye çalışılmıştır.

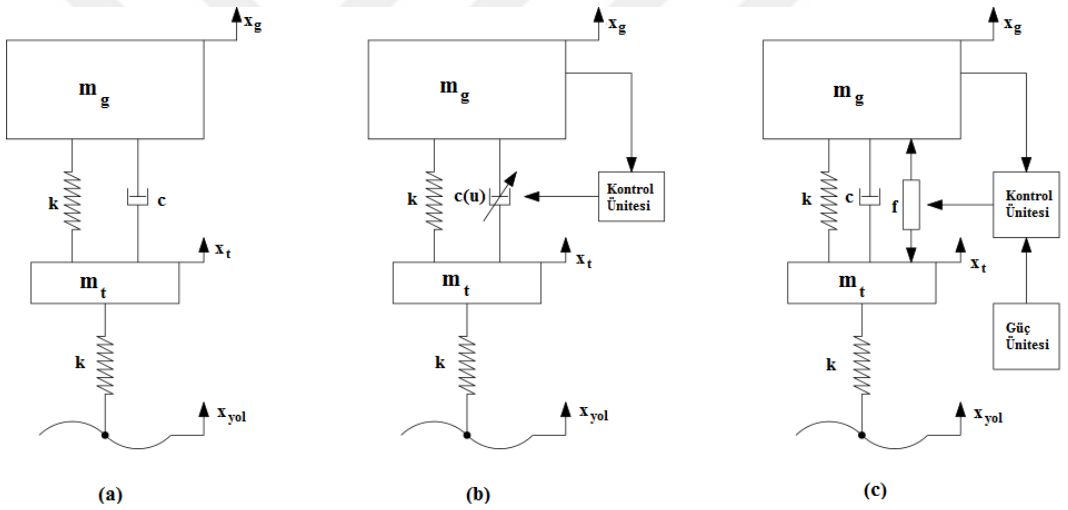
Raylı sistemlere uygulanan aktif kontrolde, raylı taşıtın birincil süspansiyonuna aktüatör yerleştirilerek, titreşimler sonucunda taşıtın kararsız bölgeye geçişi engellenmeye çalışılmaktadır. Bu kontrol sayesinde taşıtın, hareket halinde iken güvenli ve kararlı bir şekilde gitmesi sağlanmaktadır. Raylı taşıtın ikincil süspansiyonuna aktüatör yerleştirilerek, taşıtın gövdesine gelecek olan titreşimler en aza indirilmeye çalışılmaktadır. Bu da sürüş konforunun ve sürüş kalitesinin artmasına neden olmaktadır. Genel olarak, raylı sistemler için aktif bir süspansiyon kontrolünün yapısı Şekil 2.3'de gösterildiği gibi gerçekleşmektedir.



Şekil 2.3 Aktif sistemin genel çalışma prensibi

Pasif süspansiyon sistemleri, taşıtta oluşan titreşimlere karşı sadece tepki verebilmektedir ve titreşim sonucu oluşan enerjiyi kendi içyapısında dağıtabilmektedir. Fakat aktif süspansiyon sistemlerinde, oluşan titreşimlere karşı istenilen konfor ve sürüş güvenliği için taşıta dışarıdan bir enerji dâhil edilmektedir. Bu etki nedeniyle de aktif süspansiyon sistemleri, pasif süspansiyon sistemlerine göre daha iyi bir performans göstermektedir.

Bir sistemi en iyi şekilde kontrol edebilmek için tam kontrol edilebilen aktüatörlerin kullanılması gerekmektedir. Bu aktüatörler, sistem için gerekli olan enerjiyi güç besleme ünitesinden sağlayarak, sistemi kontrol edebilmek için aktüatör kuvvetleri uygulamaktadır. Böyle yapılan kontrol çeşidine tam aktif kontrol denilmektedir. Şekil 2.4'de çeyrek taşıt modelinde pasif, yarı aktif ve tam aktif süspansiyon sistemlerinin şematik hali verilmiştir.



Şekil 2.4 Süspansiyon sistemlerinin karşılaştırılması
((a) pasif, (b) yarı-aktif, (c) tam aktif süspansiyon sistemi)

Aktif süspansiyon sistemleri üzerine geçmişten günümüze kadar yapılmış birçok araştırmada gerek kontrol yöntemleri gerekse yapı olarak çok fazla çeşitlilik gösterdiği anlaşılmıştır. Aktif kontrol yapılmak istenen çalışmalarda çoğunlukla uygulanan kontrol yöntemleri H_∞ (H-sonsuz) kontrol yöntemi, Doğrusal Karesel Düzenleyici (LQR) kontrol yöntemi, Doğrusal Karesel Gauss (LQG) kontrol yöntemi, adaptif gürbüz kontrol yöntemlerinin kullanıldığı görülmüştür [15,22,26,35].

Kontrol yöntemlerinde değişimler olmasa da aktif sistemin pasif sistemlere göre performansları iyileştirilmeye çalışılmış, en iyi performansı sağlayabilecek kontrol kuralları; aktüatör kuvvetleri, konfor ve yol tutuş açısından incelenmiştir [43].

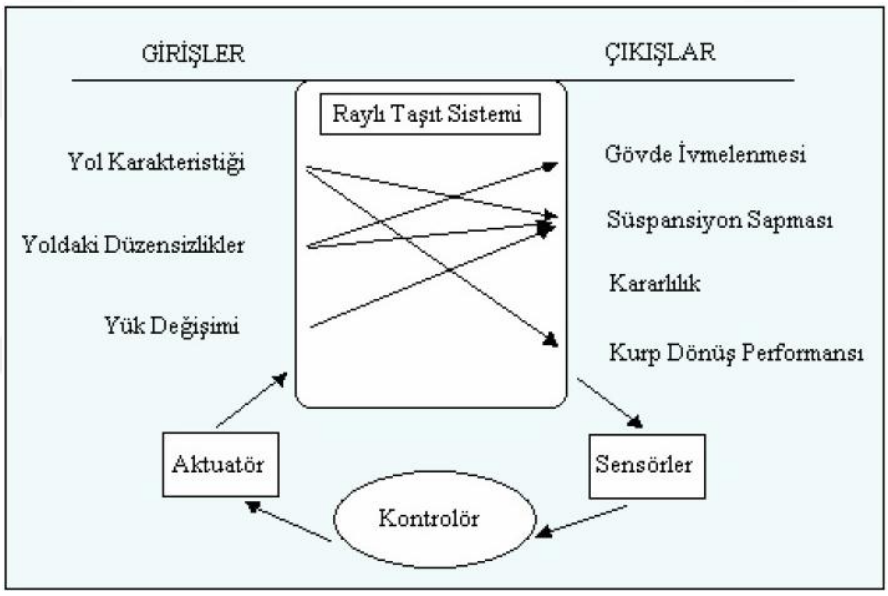
Aktif süspansiyon sistemleri tasarlanırken, pasif süspansiyon sistemine göre farklılıklar bulunmaktadır. Pasif süspansiyon sistemi tasarımında, tasarımcı süspansiyon sisteminin taşıt üzerindeki etkisini önceden görebilmek için, taşıtın fiziksel ve matematiksel modeli oluşturup, daha sonra simülasyon üzerinde analizlerini gerçekleştirerek tasarladığı süspansiyon sisteminin performansını görebilmektedir. Daha sonra bu analizler sonucunda taşıtan istenilen sürüş performansı ve konforuna göre süspansiyon sistemini oluşturan parçaların parametrik değerlerini değiştirerek süspansiyon sisteminden istenilen performansı elde edebilmektedir. Fakat aktif süspansiyon tasarımında bu durum yeterli değildir. Çünkü kontrol tasarımında yapılan tasarım ile bilgisayarda gerçekleştireceğimiz simülasyon modeli birbirine benzetmek gerekmektedir. Aktif kontrolü yapılacak sistemlerde, sistemi oluşturacak olan fiziksel ve matematiksel modellerin gerçeğe çok yakın olması gerekmektedir. Bu sistemlerin fiziksel modelleri oluşturulurken sistemin basitleştirilmesi durumunda sistem üzerinde iyileştirme yapılsa bile gerçek taşıt üzerinde o kadar iyileşme gerçekleşmemektedir. Bu yüzden bir taşıtın fiziksel modeli oluşturulurken sistem üzerinde hangi durumların iyileştirilmek istendiğine göre tasarlanması gerekmektedir. Raylı taşıtların simülasyon modelleri oluşturulmak istediğinde yüzden fazla serbestlik derecesine sahip fiziksel modeli oluşturulması gerekmektedir. Böyle bir sistemin kontrolünün gerçekleştirilebilmek oldukça zordur, bu nedenle sistemlerin daha basit ve kontrol edilmek istenilen durumlara göre modellenmesi gerekmektedir.

Raylı taşıtlarda sistem modellerinin basitleştirmesinde kullanılan yöntemlerden bazıları şunlardır; yan–görünüş, plan-görünüş ve son-görünüştür. Yan-görünüş modeli, raylı taşıtın düşey ve kafa vurma hareketleri hakkında bilgi verir ve sistem düşeyde aktif olarak kontrol etmek istenirse bu model kullanılabilir. Yan-görünüş modelinde çeyrek taşıt ve yarım taşıt modelleri kullanılabilmektedir [44].

Plan-görünüş modeli ise, raylı taşıtların yanal ve yalpa hareketlerini anlayabilmemizde bize yardımcı olmaktadır. Bu görünüş modeli sistemi yanal olarak kontrol etmek istediğimizde seçebileceğimiz bir modeldir [44].

Son-görünüş modeli, raylı taşıtlarda sıçrama, yanal ve yuvarlanma hareketleri hakkında bize bilgi vermektedir [44].

Raylı taşıtlarda, taşıtın fiziksel modeli tasarlandıktan sonra bu fiziksel modelden matematiksel denklemler elde edilmektedir ve bilgisayar programları üzerinde simülasyonu yapılmaktadır. Bilgisayar programları kullanmadaki amaç sistemi kontrolör ile daha basit bir şekilde birleştirebilmektedir. Şekil 2.5'de bir sistemi modelledikten sonra girişlere göre çıkış davranışları gösterilmektedir.



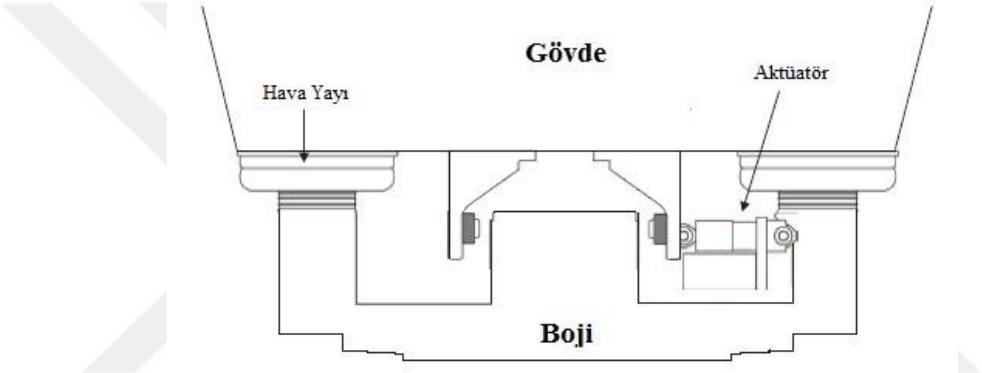
Şekil 2.5 Sistem davranışları [44]

Şekil 2.5'den anlaşılacağı gibi sisteme giren her bir giriş, sistemde birçok çıkışa etki etmektedir. Birçok çıkış etkilenmesi nedeniyle kontrol etmek istenilen durum için sistemin ayarlanması gerekmektedir [44].

Raylı taşıtlarda yapılan kontrol durumlarına bakıldığında, birincil süspansiyon sistemlerinde kontrol yapılmasındaki en önemli amaçlar, tekerlek setinde meydana gelen düşey ve yanal titreşimlerin kontrol edilmesi ve raylı taşıtın hunting hareketi sonucunda raydan çıkmasının engellenmesi ve düşey doğrultuda raylı taşıtı etkileyen titreşimlerin bastırılmasıdır [44].

İkincil süspansiyon sistemlerinin kontrol edilmesindeki amaç ise, raylı taşıtlarda hareket sonucu oluşan bozucu etkilerin en aza indirilmesi sağlamak ve raylı taşıt gövdesindeki titreşimleri bastırıp, sistemin daha kararlı ve yolcu konforunun artmış şekilde olmasını sağlamaktadır.

Raylı taşıtlara aktif kontrol uygulandığında, belirli bir durum için yapılsada bu duruma bağlı diğer hareketleri de kontrol etmemizde yardımcı olmaktadır. Örnek vermek gerekirse, raylı taşıtta yanal kontrol yapılmak istendiğinde dolaylı olarak sistemdeki yalpa hareketininde kontrol edilebilmesine yardımcı olmaktadır veya raylı taşıtın düşeydeki hareketi kontrol edilmek istendiğinde buna bağlı olarak kafa vurma hareketini de kontrol etmemize yardımcı olmaktadır.



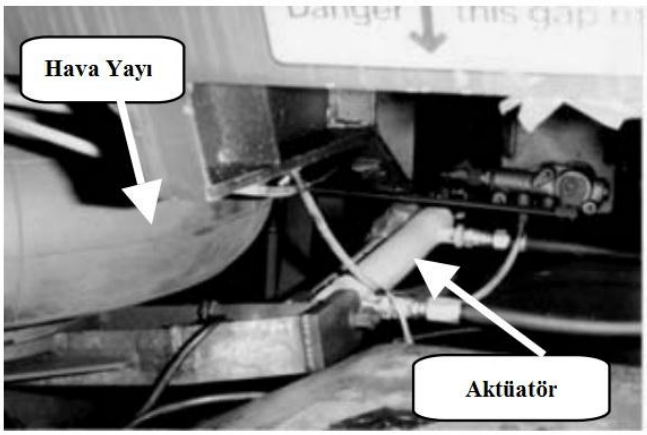
Şekil 2.6 Aktüatörün ikincil süspansiyon sistemine yatay bağlanma şekli [46]

Aktif ikincil süspansiyon sistemlerinde aktüatör yanal hareketlerin kontrol edilmesi durumlarında Şekil 2.6'daki gibi süspansiyon sistemine bağlanmaktadır.

Şekil 2.6'da görüldüğü gibi aktüatör boji eksenine dik ve yanal yöndeki yay ve sönümleyicilere paralel bir şekilde bağlanmaktadır ve raylı taşıtın yanal ve yalpa hareketlerinin kontrol edilmesi sağlanmaktadır. Böylece raylı taşıtın gövdesinde meydana gelecek olan yanal titreşim hareketleri kontrol edilmeye çalışılmaktadır.

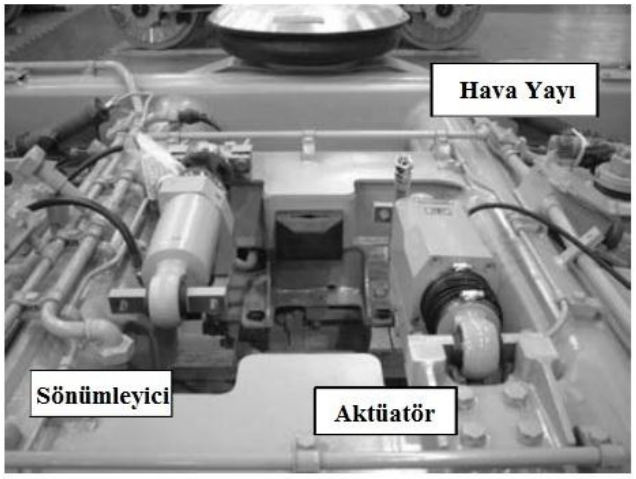
Aktif süspansiyon sistemi olarak kullanılan ilk aktif yanal süspansiyon sistemlerinde hidrolik aktüatörler kullanılmıştır. Şekil 2.7'in sol kısmında da görüldüğü gibi, raylı taşıtın her iki ucunda bulunan hava yaylarına paralel olacak şekilde yanal aktüatör yerleştirilmiştir. Bu aktüatörler kullanılarak yapılan testler sonucunda raylı

taşıtlarda sürüş kalitesinde, pasif süspansiyona göre %50 oranında daha iyi sonuçlar elde edildiği görülmüştür [47].



Şekil 2.7 Servo-hidrolik aktüatör [47]

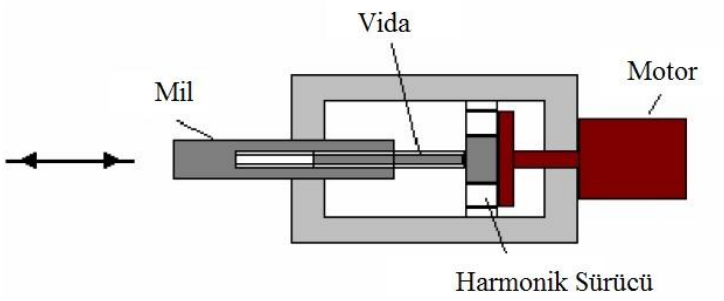
Aktif süspansiyon olarak kullanılan ilk ticari çalışma Sumitomo tarafından Doğu Japonya Demiryolu Şirketi tarafından 2002 yılında tanıtılan E2-1000 ve E3 Shinkansen araçlarına geliştirilmiştir. Bu kontrolün amacı, yanal titreşim azaltmak ve sürüş konforu iyileştirmek ile yakından ilgilidir. Bu aktif süspansiyon sisteminde ikincil süspansiyon damperine paralel olarak yerleştirilmiş pnömatik aktüatör kullanılmıştır. Pnömatik aktüatörün kullanılmasındaki amaç, bu aktüatörün bakımının kolay ve maliyetinin düşük olmasıdır. Şekil 2.8'de bu aktüatörün bojiye bağlanma şekli verilmiştir [47].



Şekil 2.8 Aktüatörün bojiye bağlanış şekli [47]

Raylı sistemlerde hidrolik ve pnömatik aktüatörlerin dışında başka aktüatörlerde kullanılmıştır. Bunlar; elektro-mekanik aktüatör ve elektro-manyetik aktüatörlerdir.

Elektro-mekanik aktüatörler, oluşan titreşimler sonucunda taşıt üzerinde meydana gelen salınımları aktüatör üzerinde elektrik enerjisini mekanik enerjiye dönüştürerek sistemi kontrol etmeye çalışmaktadır. Bu aktüatörü açıklamak gerekirse, aktüatör gerekli olan elektrik enerjisini güç ünitesinden çekmektedir ve aktüatör bu elektrik enerjisini bir elektrik motoru aracılığıyla dönel harekete dönüştürmektedir. Daha sonra, aktüatör içerisindeki dönme hareketini, öteleme hareketine çevirmek için vida şeklinde mil veya kremayer ve pinyon mekanizması vasıtasıyla gerçekleştirmektedir. Bu aktüatörün diğer aktüatörlere göre en büyük avantajı yüksek verimliliğe sahip olmasıdır. Dezavantajı ise, yüksek frekans değerinde aktüatör üzerinde sıkışmalar meydana gelmesidir. Bu sıkışmalar sonucunda aktüatör bağlı bulunduğu iki yapı arasında yüksek titreşimlerin aktarılmasına neden olmaktadır. Şekil 2.9'da elektro-mekanik yapıdaki aktüatörlerin şematik gösterimi verilmiştir. Ayrıca şekilde görülen kısımda motor ve vida arasındaki oranı değiştirmek için harmonik sürücü de bulunmaktadır. Bu harmonik sürücü sayesinde aktüatör orta düzeydeki frekans değerlerinde iyi sonuçlar vermeye çalışmaktadır [46].

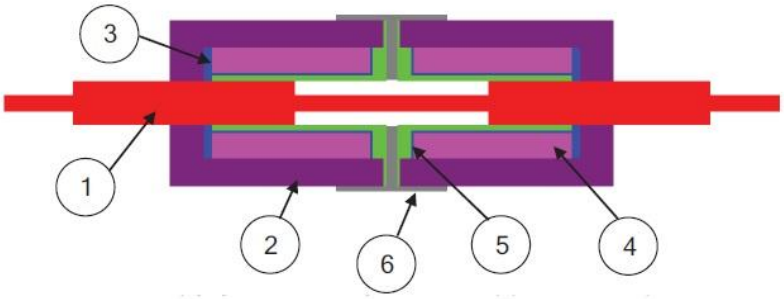


Şekil 2.9 Elektro-mekanik aktüatörün şematik hali [46]

Pacchioni çalışmasında, tek kademeli süspansiyona sahip iki akslı bir raylı taşıtın sürüş konforunu geliştirmek için taşıt sisteminde elektro-mekanik aktüatörler kullanmıştır. Bu aktüatörü kullanmasında en büyük avantaj, aktüatörün maliyetinin düşük ve bakımının kolay olmasıdır. Ayrıca ağırlığının az ve istenen bant genişliğinde sistemin gereksinimlerini karşılayabiliyor olmasıdır [48].

Elektro-manyetik aktüatörler ise, aktüatör içerisinden geçen elektrik akımı sonucunda manyetik alanın oluşmasına ve bu manyetik alan sonucunda aktüatörün kuvvet üretmesini ve böylece taşıtlarda oluşan titreşimlerin kontrol edilmesine imkân sağlamaktadır. Elektro-manyetik aktüatörler, selenoid ve doğrusal elektromanyetik aktüatörler olmak üzere iki gruba ayrılmaktadır. Bu iki aktüatörde manyetik alan kullanarak kuvvet üretmektedir. Selenoid şeklinde olan aktüatörler daha basit ve daha yaygın şekilde kullanılmaktadır, fakat doğrusal elektromanyetik aktüatörler daha karmaşık ve daha iyi performans göstermektedirler. Bu aktüatörler elektrik ve manyetik devreler olmak üzere iki temel parçadan oluşmaktadır. Elektrik devresi silindirik bir çerçevenin etrafına sarılmış silindirik bir bobindir ve manyetik devre hareketli bir ferromanyetik çekirdektir. Bobindeki elektrik akımı çekirdeğin etrafında bir Maxwell kuvvetine neden olan ve çekirdeğin kaymasını sağlayan manyetik bir alan üretmektedir. Çekirdek ve silindirik bobin arasındaki sürtünmeyi ve karşılıklı etkiyi azaltmak için, aralarında manyetik olmayan bir kabuk kullanılmaktadır [46]. Şekil 2.10'da doğrusal elektromanyetik aktüatörün şematik hali verilmiştir. Bu aktüatör yapı olarak 6 kısımdan oluşmaktadır.

1. Aktüatör mili
2. Elektromanyetik akı için stator
3. Bobin
4. Elektromanyetik akı üretmek için selenoid
5. İç stator
6. Tutucu gövde



Şekil 2.10 Elektromanyetik aktüatörün şematik hali [46]

Elektro-manyetik aktüatörler İngiliz demiryolu maglev projesinde raylı taşıtın ikincil süspansiyonunda dikey titreşimlerin kontrol edilmesinde kullanılmıştır. Bu projede taşıtın dikey titreşimleri büyük ölçüde azaltıldığı görülmüştür.

Bu aktüatörlerin dezavantajlarına bakıldığında, düşük strok uzunluğu, yüksek birim ağırlığı ve sınırlı düzeyde kuvvet üretebildiği bilinmektedir [49].

3
Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıt Dinamiği

3.1 Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıtının Tanıtılması

Yüksek hızlı demiryolu taşıtları, genel olarak şehirlerarası ulaşımda kullanılan insanların kısa sürede, konforlu ve güvenli bir şekilde seyahat edebilmesini sağlayan önemli ulaşım taşıtlarından biridir [50].

Yüksek hızlı demiryolu taşıtları, hareket edebilmek için elektrik motorları tarafından tahrik edilmektedir ve enerjiyi daha verimli kullanmaktadır. Bu raylı taşıtlar yüksek hızlara çıkabilmek için hafif malzemeden üretilmektedir. Fakat yüksek hızlara çıkıldığında raylı taşıtın etkilenmemesi için dayanıklı malzemeler kullanılmaktadır. Yüksek hızlı demiryolu taşıtları, yüksek hızlara çıkabilmek için eğimleri azaltılmış araziler kullanmaktadır. Ülkemizde ilk yüksek hızlı demiryolu ulaşım hattı Ankara – Eskişehir arasında yapılmıştır [51].

Yüksek hızlı demiryolu taşıtları şehirlerarası ulaşımda kullanıldıkları için ortalama rota mesafeleri 150-800 km arasında değişmektedir ve istasyonlar arası mesafeleri 15-80 km arasında olmaktadır. Bu raylı taşıtların diğer ulaşım sistemlerinde kullanılan raylı taşıtlardan en büyük avantajı ortalama saatte 200-400 km/sa hızlarda ulaşımı gerçekleştirebilmesi nedeniyle kısa sürede seyahat edilebilmesini sağlamasıdır [52].

Yüksek hızlı demiryolu taşıtının dinamik davranışlarına bakıldığında, raylı taşıt hızı arttıkça hunting hareketinin oluştuğu görülmektedir. Bu durum raylı taşıtın belirli bir hızın (kritik hız) üstüne çıktığında raydan çıkmasına ve güvenliğin azalmasına neden olmaktadır. Bu nedenle yüksek hızlı demiryolu taşıtlarının dinamik davranışlarının iyi araştırılması gerekmektedir [2].

3.2 Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıtının Diferansiyel Denklemlerinin Çıkarılması

Bu tezde, yüksek hızlı demiryolu taşıtı model olarak, bir gövde, iki taşıyıcı boji ve dört tekerlek setinden oluşmaktadır. Bu modelde tekerlek seti ile boji arasına birincil süspansiyon sistemi, boji ile gövde arasına ise ikincil süspansiyon sistemi eklenmiştir.

Şekil 3.1-3.3'te 17 serbestlik derecesine sahip yüksek hızlı demiryolu taşıtının modeli verilmiştir. Bu modelde y_{w_1}-y_{w_4},ψ_{w_1}-ψ_{w_4} tekerlek setlerinin hareketlerini, y_{t_1}-y_{t_2},ψ_{t_1}-ψ_{t_2}, θ_{t_1}-θ_{t_2} bojilerin hareketlerini, y_c,ψ_c ,θ_c ise gövdenin hareketlerini göstermektedir.

Tablo 3.1'de yüksek hızlı demiryolu taşıtının sahip olduğu serbestlikler verilmiştir.

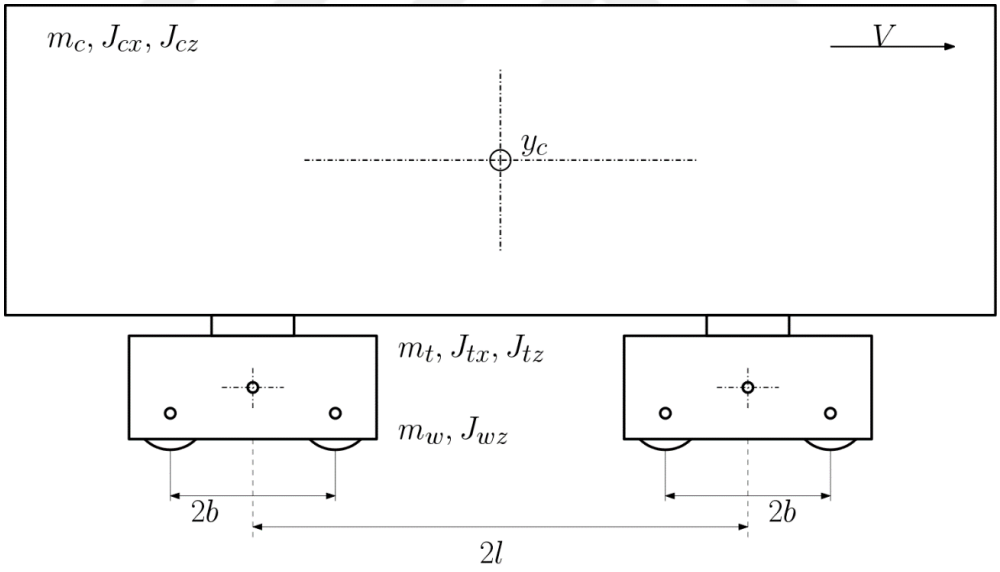
Tablo 3.1 Yüksek hızlı demiryolu taşıtının hareketleri

Taşıt Bileşenleri	Serbestlikler		
	Yanal Hareket (y ekseni)	Yuvarlanma Hareketi (x ekseni)	Yalpa Hareketi (z ekseni)
1.Tekerlek Seti	y_{w_1}	-	ψ_{w_1}
2.Tekerlek Seti	y_{w_2}	-	ψ_{w_2}
3.Tekerlek Seti	y_{w_3}	-	ψ_{w_3}
4.Tekerlek Seti	y_{w_4}	-	ψ_{w_4}
1.Boji	y_{t_1}	θ_{t_1}	ψ_{t_1}
2.Boji	y_{t_2}	θ_{t_2}	ψ_{t_2}
Gövde	y_c	θ_c	ψ_c

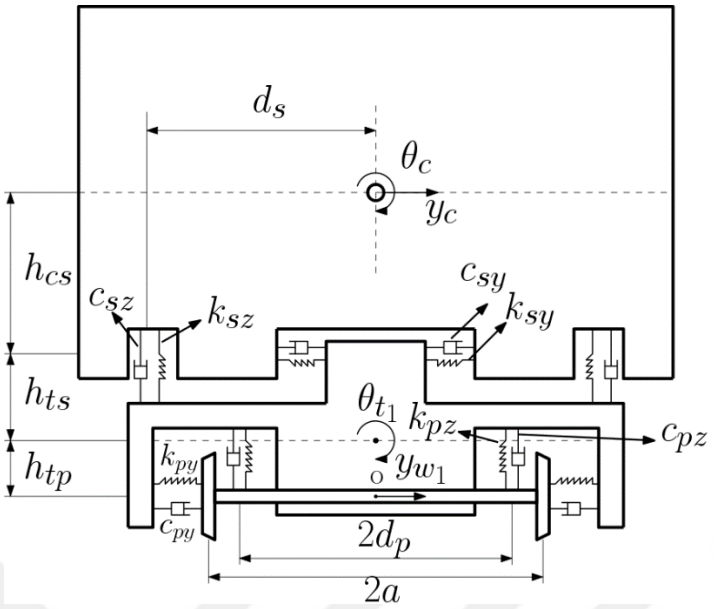
Yüksek hızlı demiryolu taşıtı modelinde bulunan, m_c demiryolu taşıtının gövdesinin kütlesini, m_t bojilerin kütlelerini, m_w tekerlek setlerinin kütlelerini belirtmektedir.

J_{cx} ve J_{cz} gövdenin, J_{tx} ve J_{tz} ise bojilerin x ve z eksenleri etrafındaki atalet momentlerini, J_{wz} ise tekerlek setlerinin z ekseni etrafında sahip olduğu atalet momentini belirtmektedir. Modelde bulunan k_{px}, k_{py} ve k_{pz} ise sırasıyla birincil süspansiyondaki boylamsal, yanal ve düşey yay katsayılarını, k_{sx}, k_{sy}, k_{sz} ise sırasıyla ikincil süspansiyondaki boylamsal, yanal ve düşey yay katsayılarını belirtmektedir. c_{px}, c_{py}, c_{pz} ise sırasıyla birincil süspansiyondaki boylamsal, yanal ve düşey sönüm katsayılarını, c_{sx}, c_{sy}, c_{sz} ise sırasıyla ikincil süspansiyondaki boylamsal, yanal ve düşey sönüm katsayılarını belirtmektedir.

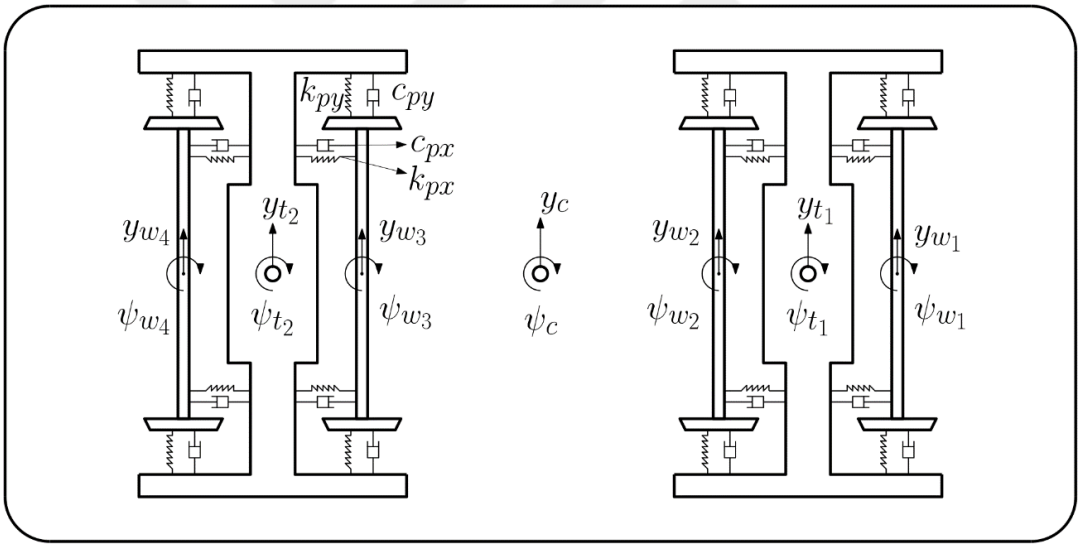
Taşıt modelinde bulunan 2a tekerlek setinde temas noktaları arasındaki mesafeyi, $2d_p$ birincil süspansiyonda bulunan iki düşey süspansiyon arasındaki mesafeyi, d_s ikincil süspansiyonda bulunan iki düşey süspansiyon arasındaki mesafenin yarısını, 2b iki tekerlek seti arası mesafeyi, 2l ise iki boji merkezi arasındaki mesafeyi belirtmektedir.



Şekil 3.1 Yüksek hızlı demiryolu taşıt modelinin yandan görünüşü



Şekil 3.2 Yüksek hızlı demiryolu taşıt modelinin önden görünüşü



Şekil 3.3 Yüksek hızlı demiryolu taşıt modelinin üstten görünüşü

Yüksek hızlı demiryolu taşıtının diferansiyel denklemlerini elde edebilmek için öncelikle sistemimizin genelleştirilmiş koordinatları belirlenmiştir, daha sonra bu genelleştirilmiş koordinatlara göre sistemimizin kinetik, potansiyel ve sönüm enerji denklemleri çıkarılarak Lagrange yöntemi yardımı ile her bir serbestlik derecesi için hareket denklemleri elde edilmiştir.

Yüksek hızlı demiryolu taşıtının genelleştirilmiş koordinatları (3.1)'deki gibi olmaktadır.

$$\left\{q_j\right\}=\begin{Bmatrix} y_{w_1} & y_{w_2} & y_{w_3} & y_{w_4} & y_{t_1} & y_{t_2} & y_c & \psi_{w_1} & \psi_{w_2} \\ \psi_{w_3} & \psi_{w_4} & \psi_{t_1} & \psi_{t_2} & \psi_c & \theta_{t_1} & \theta_{t_2} & \theta_c & \end{Bmatrix} \tag{3.1}$$

$$E_k=\frac{1}{2}\begin{bmatrix} m_c\dot{y}_c^{\,2}+m_t\dot{y}_{t_1}^{\,2}+m_t\dot{y}_{t_2}^{\,2}+m_w\dot{y}_{w_1}^{\,2}+m_w\dot{y}_{w_2}^{\,2}+m_w\dot{y}_{w_3}^{\,2} \\ +m_w\dot{y}_{w_4}^{\,2}+J_{cz}\dot{\psi}_c^{\,2}+J_{tz}\dot{\psi}_{t_1}^{\,2}+J_{tz}\dot{\psi}_{t_2}^{\,2}+J_{wz}\dot{\psi}_{w_1}^{\,2}+J_{wz}\dot{\psi}_{w_2}^{\,2} \\ +J_{wz}\dot{\psi}_{w_3}^{\,2}+J_{wz}\dot{\psi}_{w_4}^{\,2}+J_{cx}\dot{\theta}_c^{\,2}+J_{tx}\dot{\theta}_{t_1}^{\,2}+J_{tx}\dot{\theta}_{t_2}^{\,2} \end{bmatrix} \tag{3.2}$$

$$E_p=\frac{1}{2}\begin{bmatrix} 2k_{px}d_p^2\left(\left(\psi_{w_1}-\psi_{t_1}\right)^2+\left(\psi_{w_2}-\psi_{t_1}\right)^2+\left(\psi_{w_3}-\psi_{t_2}\right)^2+\left(\psi_{w_4}-\psi_{t_2}\right)^2\right) \\ +2k_{py}\begin{pmatrix}\left(y_{w_1}-y_{t_1}+b\psi_{t_1}+h_{tp}\theta_{t_1}\right)^2+\left(y_{w_2}-y_{t_1}-b\psi_{t_1}+h_{tp}\theta_{t_1}\right)^2 \\ +\left(y_{w_3}-y_{t_2}+b\psi_{t_2}+h_{tp}\theta_{t_2}\right)^2+\left(y_{w_4}-y_{t_2}-b\psi_{t_2}+h_{tp}\theta_{t_2}\right)^2\end{pmatrix} \\ +2k_{pz}d_p^2\left(\left(\theta_{w_1}-\theta_{t_1}\right)^2+\left(\theta_{w_2}-\theta_{t_1}\right)^2+\left(\theta_{w_3}-\theta_{t_2}\right)^2+\left(\theta_{w_4}-\theta_{t_2}\right)^2\right) \\ +2k_{sx}d_s^2\left(\left(\psi_{t_1}-\psi_c\right)^2+\left(\psi_{t_2}-\psi_c\right)^2\right) \\ +2k_{sy}\begin{pmatrix}\left(y_{t_1}-y_c+l\psi_c+h_{ts}\theta_{t_1}+h_{cs}\theta_c\right)^2 \\ +\left(y_{t_2}-y_c-l\psi_c+h_{ts}\theta_{t_2}+h_{cs}\theta_c\right)^2\end{pmatrix} \\ +2k_{sz}d_s^2\left(\left(\theta_{t_1}-\theta_c\right)^2+\left(\theta_{t_2}-\theta_c\right)^2\right) \end{bmatrix} \tag{3.3}$$

$$E_s=\frac{1}{2}\begin{bmatrix} 2c_{px}d_p^2\left(\left(\dot{\psi}_{w_1}-\dot{\psi}_{t_1}\right)^2+\left(\dot{\psi}_{w_2}-\dot{\psi}_{t_1}\right)^2+\left(\dot{\psi}_{w_3}-\dot{\psi}_{t_2}\right)^2+\left(\dot{\psi}_{w_4}-\dot{\psi}_{t_2}\right)^2\right) \\ +2c_{py}\begin{pmatrix}\left(\dot{y}_{w_1}-\dot{y}_{t_1}+b\dot{\psi}_{t_1}+h_{tp}\dot{\theta}_{t_1}\right)^2+\left(\dot{y}_{w_2}-\dot{y}_{t_1}-b\dot{\psi}_{t_1}+h_{tp}\dot{\theta}_{t_1}\right)^2 \\ +\left(\dot{y}_{w_3}-\dot{y}_{t_2}+b\dot{\psi}_{t_2}+h_{tp}\dot{\theta}_{t_2}\right)^2+\left(\dot{y}_{w_4}-\dot{y}_{t_2}-b\dot{\psi}_{t_2}+h_{tp}\dot{\theta}_{t_2}\right)^2\end{pmatrix} \\ +2c_{pz}d_p^2\left(\left(\dot{\theta}_{w_1}-\dot{\theta}_{t_1}\right)^2+\left(\dot{\theta}_{w_2}-\dot{\theta}_{t_1}\right)^2+\left(\dot{\theta}_{w_3}-\dot{\theta}_{t_2}\right)^2+\left(\dot{\theta}_{w_4}-\dot{\theta}_{t_2}\right)^2\right) \\ +2c_{sx}d_s^2\left(\left(\dot{\psi}_{t_1}-\dot{\psi}_c\right)^2+\left(\dot{\psi}_{t_2}-\dot{\psi}_c\right)^2\right) \\ +2c_{sy}\begin{pmatrix}\left(\dot{y}_{t_1}-\dot{y}_c+l\dot{\psi}_c+h_{ts}\dot{\theta}_{t_1}+h_{cs}\dot{\theta}_c\right)^2 \\ +\left(\dot{y}_{t_2}-\dot{y}_c-l\dot{\psi}_c+h_{ts}\dot{\theta}_{t_2}+h_{cs}\dot{\theta}_c\right)^2\end{pmatrix} \\ +2c_{sz}d_s^2\left(\left(\dot{\theta}_{t_1}-\dot{\theta}_c\right)^2+\left(\dot{\theta}_{t_2}-\dot{\theta}_c\right)^2\right) \end{bmatrix} \tag{3.4}$$

Sistemin sahip olduğu kinetik, potansiyel ve sönüm enerji denklemleri (3.2-3.4)'te verildiği gibi çıkarılmıştır.

Lagrange yöntemi kullanılarak çıkarılan yüksek hızlı demiryolu taşıtının diferansiyel denklemleri (3.5-3.21)'deki gibi olmaktadır.

$$m_w\ddot{y}_{w_1}+\left(2k_{py}+2k_{pz}\left(d_p\frac{\lambda}{a}\right)^2+W\frac{\lambda}{a}\right)y_{w_1}-2k_{py}y_{t_1}-2f_{11}\psi_{w_1}+2k_{py}b\psi_{t_1}$$
$$+\left(2k_{py}h_{tp}-2k_{pz}d_p^2\frac{\lambda}{a}\right)\theta_{t_1}+\left(2c_{py}+2c_{pz}\left(d_p\frac{\lambda}{a}\right)^2+\frac{2f_{11}}{V}\left(1+r_0\frac{\lambda}{a}\right)\right)\dot{y}_{w_1}-2c_{py}\dot{y}_{t_1}$$
$$+\frac{2f_{12}}{V}\dot{\psi}_{w_1}+2c_{py}b\dot{\psi}_{t_1}+\left(2c_{py}h_{tp}-2c_{pz}d_p^2\frac{\lambda}{a}\right)\dot{\theta}_{t_1}=0 \qquad (3.5)$$

$$m_w\ddot{y}_{w_2}+\left(2k_{py}+2k_{pz}\left(d_p\frac{\lambda}{a}\right)^2+W\frac{\lambda}{a}\right)y_{w_2}-2k_{py}y_{t_1}-2f_{11}\psi_{w_2}-2k_{py}b\psi_{t_1}$$
$$+\left(2k_{py}h_{tp}-2k_{pz}d_p^2\frac{\lambda}{a}\right)\theta_{t_1}+\left(2c_{py}+2c_{pz}\left(d_p\frac{\lambda}{a}\right)^2+\frac{2f_{11}}{V}\left(1+r_0\frac{\lambda}{a}\right)\right)\dot{y}_{w_2}-2c_{py}\dot{y}_{t_1}$$
$$+\frac{2f_{12}}{V}\dot{\psi}_{w_2}-2c_{py}b\dot{\psi}_{t_1}+\left(2c_{py}h_{tp}-2c_{pz}d_p^2\frac{\lambda}{a}\right)\dot{\theta}_{t_1}=0 \qquad (3.6)$$

$$m_w\ddot{y}_{w_3}+\left(2k_{py}+2k_{pz}\left(d_p\frac{\lambda}{a}\right)^2+W\frac{\lambda}{a}\right)y_{w_3}-2k_{py}y_{t_2}-2f_{11}\psi_{w_3}+2k_{py}b\psi_{t_2}$$
$$+\left(2k_{py}h_{tp}-2k_{pz}d_p^2\frac{\lambda}{a}\right)\theta_{t_2}+\left(2c_{py}+2c_{pz}\left(d_p\frac{\lambda}{a}\right)^2+\frac{2f_{11}}{V}\left(1+r_0\frac{\lambda}{a}\right)\right)\dot{y}_{w_3}-2c_{py}\dot{y}_{t_2}$$
$$+\frac{2f_{12}}{V}\dot{\psi}_{w_3}+2c_{py}b\dot{\psi}_{t_2}+\left(2c_{py}h_{tp}-2c_{pz}d_p^2\frac{\lambda}{a}\right)\dot{\theta}_{t_2}=0 \qquad (3.7)$$

$$m_w\ddot{y}_{w_4}+\left(2k_{py}+2k_{pz}\left(d_p\frac{\lambda}{a}\right)^2+W\frac{\lambda}{a}\right)y_{w_4}-2k_{py}y_{t_2}-2f_{11}\psi_{w_4}-2k_{py}b\psi_{t_2}$$
$$+\left(2k_{py}h_{tp}-2k_{pz}d_p^2\frac{\lambda}{a}\right)\theta_{t_2}+\left(2c_{py}+2c_{pz}\left(d_p\frac{\lambda}{a}\right)^2+\frac{2f_{11}}{V}\left(1+r_0\frac{\lambda}{a}\right)\right)\dot{y}_{w_4}-2c_{py}\dot{y}_{t_2}$$
$$+\frac{2f_{12}}{V}\dot{\psi}_{w_4}-2c_{py}b\dot{\psi}_{t_2}+\left(2c_{py}h_{tp}-2c_{pz}d_p^2\frac{\lambda}{a}\right)\dot{\theta}_{t_2}=0 \qquad (3.8)$$

$$m_t\ddot{y}_{t_1}+(4k_{py}+2k_{sy})y_{t_1}-2k_{py}y_{w_1}-2k_{py}y_{w_2}-2k_{sy}y_c+2k_{sy}l\psi_c$$
$$+(2k_{sy}h_{ts}-4k_{py}h_{tp})\theta_{t_1}+2k_{sy}h_{cs}\theta_c+(4c_{py}+2c_{sy})\dot{y}_{t_1}-2c_{py}\dot{y}_{w_1}-2c_{py}\dot{y}_{w_2}$$
$$-2c_{sy}\dot{y}_c+2c_{sy}l\dot{\psi}_c+(2c_{sy}h_{ts}-4c_{py}h_{tp})\dot{\theta}_{t_1}+2c_{sy}h_{cs}\dot{\theta}_c=0 \quad (3.9)$$

$$m_t\ddot{y}_{t_2}+(4k_{py}+2k_{sy})y_{t_2}-2k_{py}y_{w_3}-2k_{py}y_{w_4}-2k_{sy}y_c-2k_{sy}l\psi_c$$
$$+(2k_{sy}h_{ts}-4k_{py}h_{tp})\theta_{t_2}+2k_{sy}h_{cs}\theta_c+(4c_{py}+2c_{sy})\dot{y}_{t_2}-2c_{py}\dot{y}_{w_3}-2c_{py}\dot{y}_{w_4}$$
$$-2c_{sy}\dot{y}_c-2c_{sy}l\dot{\psi}_c+(2c_{sy}h_{ts}-4c_{py}h_{tp})\dot{\theta}_{t_2}+2c_{sy}h_{cs}\dot{\theta}_c=0 \quad (3.10)$$

$$m_c\ddot{y}_c+4k_{sy}y_c-2k_{sy}y_{t_1}-2k_{sy}h_{ts}\theta_{t_1}-4k_{sy}h_{cs}\theta_c-2k_{sy}y_{t_2}-2k_{sy}h_{ts}\theta_{t_2}$$
$$+4c_{sy}\dot{y}_c-2c_{sy}\dot{y}_{t_1}-2k_{sy}h_{ts}\dot{\theta}_{t_1}-4c_{sy}h_{cs}\dot{\theta}_c-2c_{sy}\dot{y}_{t_2}-2c_{sy}h_{ts}\dot{\theta}_{t_2}=0 \quad (3.11)$$

$$J_{wz}\ddot{\psi}_{w_1}+\left(\frac{2af_{33}\lambda}{r_0}\right)y_{w_1}+(2k_{px}d_p^2+2f_{12}-aW\lambda)\psi_{w_1}-2k_{px}d_p^2\psi_{t_1}$$
$$+\left(J_{wy}\frac{V\lambda}{r_0a}-\frac{2f_{12}}{V}\left(1+r_0\frac{\lambda}{a}\right)\right)\dot{y}_{w_1}+\left(\frac{2a^2f_{33}+2f_{22}}{V}+2c_{px}d_p^2\right)\dot{\psi}_{w_1}-2c_{px}d_p^2\dot{\psi}_{t_1}=0 \quad (3.12)$$

$$J_{wz}\ddot{\psi}_{w_2}+\left(\frac{2af_{33}\lambda}{r_0}\right)y_{w_2}+(2k_{px}d_p^2+2f_{12}-aW\lambda)\psi_{w_2}-2k_{px}d_p^2\psi_{t_1}$$
$$+\left(J_{wy}\frac{V\lambda}{r_0a}-\frac{2f_{12}}{V}\left(1+r_0\frac{\lambda}{a}\right)\right)\dot{y}_{w_2}+\left(\frac{2a^2f_{33}+2f_{22}}{V}+2c_{px}d_p^2\right)\dot{\psi}_{w_2}-2c_{px}d_p^2\dot{\psi}_{t_1}=0 \quad (3.13)$$

$$J_{wz}\ddot{\psi}_{w_3}+\left(\frac{2af_{33}\lambda}{r_0}\right)y_{w_3}+(2k_{px}d_p^2+2f_{12}-aW\lambda)\psi_{w_3}-2k_{px}d_p^2\psi_{t_2}$$
$$+\left(J_{wy}\frac{V\lambda}{r_0a}-\frac{2f_{12}}{V}\left(1+r_0\frac{\lambda}{a}\right)\right)\dot{y}_{w_3}+\left(\frac{2a^2f_{33}+2f_{22}}{V}+2c_{px}d_p^2\right)\dot{\psi}_{w_3}-2c_{px}d_p^2\dot{\psi}_{t_2}=0 \quad (3.14)$$

$$J_{wz}\ddot{\psi}_{w_4}+\left(\frac{2af_{33}\lambda}{r_0}\right)y_{w_4}+\left(2k_{px}d_p^2+2f_{12}-aW\lambda\right)\psi_{w_4}-2k_{px}d_p^2\psi_{t_2}$$
$$+\left(J_{wy}\frac{V\lambda}{r_0 a}-\frac{2f_{12}}{V}\left(1+r_0\frac{\lambda}{a}\right)\right)\dot{y}_{w_4}+\left(\frac{2a^2f_{33}+2f_{22}}{V}+2c_{px}d_p^2\right)\dot{\psi}_{w_4}-2c_{px}d_p^2\dot{\psi}_{t_2}=0 \quad (3.15)$$

$$J_{tz}\ddot{\psi}_{t_1}+\left(4k_{px}d_p^2+4k_{py}b^2+2k_{sx}d_s^2\right)\psi_{t_1}-2k_{px}d_p^2\psi_{w_1}-2k_{px}d_p^2\psi_{w_2}-2k_{sx}d_s^2\psi_c$$
$$+2k_{py}by_{w_1}-2k_{py}by_{w_2}+\left(4c_{px}d_p^2+4c_{py}b^2+2c_{sx}d_s^2\right)\dot{\psi}_{t_1}-2c_{px}d_p^2\dot{\psi}_{w_1}$$
$$-2c_{px}d_p^2\dot{\psi}_{w_2}-2c_{sx}d_s^2\dot{\psi}_c+2c_{py}b\dot{y}_{w_1}-2c_{py}b\dot{y}_{w_2}=0 \quad (3.16)$$

$$J_{tz}\ddot{\psi}_{t_2}+\left(4k_{px}d_p^2+4k_{py}b^2+2k_{sx}d_s^2\right)\psi_{t_2}-2k_{px}d_p^2\psi_{w_3}-2k_{px}d_p^2\psi_{w_4}-2k_{sx}d_s^2\psi_c$$
$$+2k_{py}by_{w_3}-2k_{py}by_{w_4}+\left(4c_{px}d_p^2+4c_{py}b^2+2c_{sx}d_s^2\right)\dot{\psi}_{t_2}-2c_{px}d_p^2\dot{\psi}_{w_3}$$
$$-2c_{px}d_p^2\dot{\psi}_{w_4}-2c_{sx}d_s^2\dot{\psi}_c+2c_{py}b\dot{y}_{w_3}-2c_{py}b\dot{y}_{w_4}=0 \quad (3.17)$$

$$J_{cz}\ddot{\psi}_c+\left(4k_{sx}d_s^2+4k_{sy}l^2\right)\psi_c-2k_{sx}d_s^2\psi_{t_1}-2k_{sx}d_s^2\psi_{t_2}+2k_{sy}ly_{t_1}+2k_{sy}lh_{ts}\theta_{t_1}$$
$$-2k_{sy}ly_{t_2}-2k_{sy}lh_{ts}\theta_{t_2}+\left(4c_{sx}d_s^2+4c_{sy}l^2\right)\dot{\psi}_c-2c_{sx}d_s^2\dot{\psi}_{t_1}-2c_{sx}d_s^2\dot{\psi}_{t_2}$$
$$+2c_{sy}l\dot{y}_{t_1}+2c_{sy}lh_{ts}\dot{\theta}_{t_1}-2c_{sy}l\dot{y}_{t_2}-2c_{sy}lh_{ts}\dot{\theta}_{t_2}=0 \quad (3.18)$$

$$J_{tx}\ddot{\theta}_{t_1}+\left(4k_{py}h_{tp}^2+4k_{pz}d_p^2+2k_{sy}h_{ts}^2+2k_{sz}d_s^2\right)\theta_{t_1}+\left(2k_{py}h_{tp}-2k_{pz}d_p^2\frac{\lambda}{a}\right)y_{w_1}$$
$$+\left(2k_{py}h_{tp}-2k_{pz}d_p^2\frac{\lambda}{a}\right)y_{w_2}+\left(2k_{sy}h_{ts}-4k_{py}h_{tp}\right)y_{t_1}-2k_{sy}h_{ts}y_c+2k_{sy}lh_{ts}\psi_c$$
$$+\left(2k_{sy}h_{ts}h_{cs}-2k_{sz}d_s^2\right)\theta_c+\left(4c_{py}h_{tp}^2+4c_{pz}d_p^2+2c_{sy}h_{ts}^2+2c_{sz}d_s^2\right)\dot{\theta}_{t_1}$$
$$+\left(2c_{py}h_{tp}-2c_{pz}d_p^2\frac{\lambda}{a}\right)\dot{y}_{w_1}+\left(2c_{py}h_{tp}-2c_{pz}d_p^2\frac{\lambda}{a}\right)\dot{y}_{w_2}+\left(2c_{sy}h_{ts}-4c_{py}h_{tp}\right)\dot{y}_{t_1}$$
$$-2c_{sy}h_{ts}\dot{y}_c+2c_{sy}lh_{ts}\dot{\psi}_c+\left(2c_{sy}h_{ts}h_{cs}-2c_{sz}d_s^2\right)\dot{\theta}_c=0 \quad (3.19)$$

$$J_{tx}\ddot{\theta}_{t_2}+\left(4k_{py}h_{tp}^2+4k_{pz}d_p^2+2k_{sy}h_{ts}^2+2k_{sz}d_s^2\right)\theta_{t_2}+\left(2k_{py}h_{tp}-2k_{pz}d_p^2\frac{\lambda}{a}\right)y_{w_3}$$

$$+\left(2k_{py}h_{tp}-2k_{pz}d_p^2\frac{\lambda}{a}\right)y_{w_4}+\left(2k_{sy}h_{ts}-4k_{py}h_{tp}\right)y_{t_2}-2k_{sy}h_{ts}y_c-2k_{sy}lh_{ts}\psi_c$$

$$+\left(2k_{sy}h_{ts}h_{cs}-2k_{sz}d_s^2\right)\theta_c+\left(4c_{py}h_{tp}^2+4c_{pz}d_p^2+2c_{sy}h_{ts}^2+2c_{sz}d_s^2\right)\dot{\theta}_{t_2}$$

$$+\left(2c_{py}h_{tp}-2c_{pz}d_p^2\frac{\lambda}{a}\right)\dot{y}_{w_3}+\left(2c_{py}h_{tp}-2c_{pz}d_p^2\frac{\lambda}{a}\right)\dot{y}_{w_4}+\left(2c_{sy}h_{ts}-4c_{py}h_{tp}\right)\dot{y}_{t_2}$$

$$-2c_{sy}h_{ts}\dot{y}_c-2c_{sy}lh_{ts}\dot{\psi}_c+\left(2c_{sy}h_{ts}h_{cs}-2c_{sz}d_s^2\right)\dot{\theta}_c=0 \qquad (3.20)$$

$$J_{cx}\ddot{\theta}_c+\left(4k_{sy}h_{cs}^2+4k_{sz}d_s^2\right)\theta_c-4k_{sy}h_{cs}y_c+2k_{sy}h_{cs}y_{t_1}+2k_{sy}h_{cs}y_{t_2}$$

$$+\left(2k_{sy}h_{ts}h_{cs}-2k_{sz}d_s^2\right)\theta_{t_1}+\left(2k_{sy}h_{ts}h_{cs}-2k_{sz}d_s^2\right)\theta_{t_2}+\left(4c_{sy}h_{cs}^2+4c_{sz}d_s^2\right)\dot{\theta}_c$$

$$-4c_{sy}h_{cs}\dot{y}_c+2c_{sy}h_{cs}\dot{y}_{t_1}+2c_{sy}h_{cs}\dot{y}_{t_2}+\left(2c_{sy}h_{ts}h_{cs}-2c_{sz}d_s^2\right)\dot{\theta}_{t_1}$$

$$+\left(2c_{sy}h_{ts}h_{cs}-2c_{sz}d_s^2\right)\dot{\theta}_{t_2}=0 \qquad (3.21)$$

3.3 Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıtına Bozucu Yol Girişinin Eklenmesi

Yüksek hızlı demiryolu taşıtının yanal hareketinin incelenebilmesi için bir önceki bölümde yüksek hızlı demiryolu taşıtının 17 serbestlik dereceli hareket denklemleri çıkarılmıştır. Bu hareket denklemleri sistemimizin serbest hareket titreşimlerini inceleyebilmemiz açısından büyük öneme sahiptir. Bu bölüm ise, sistemimize yanal bir bozucu yol girişi etki ettirilerek sistemin bu bozucu yol giriş sonucunda nasıl bir yanıt vereceği hakkında bize bilgi vermektedir.

Bu bozucu yol girişinde yanal titreşimin incelenmesi amaçlandığı için yol üzerindeki düşey doğrultuda yol yüzeyinin düzgün ve pürüzsüz bir şekilde olduğu kabulü yapılmıştır. Yanal bozucu yol girişi olarak da sadece aligman yol düzensizliğinin olduğu kabul edilmiştir.

Bozucu girişler ($F_{yol_1}(t)$,$F_{yol_2}(t)$,...,$F_{yol_{17}}(t)$) şekilde önceki bölümde çıkarılmış olan diferansiyel denklemlerin sağında kalacak şekilde sırayla hareket denklemlerine eklenmektedir.

Bozucu girişler (3.22 – 3.27) gibi tanımlanmaktadır.

i = 1 – 4 ve j = 1 – 4 için,

$$F_{yol_i}(t)=\left(2k_{pz}\left(d_p\frac{\lambda}{a}\right)^2+W\frac{\lambda}{a}\right)y_{y_j}+\left(2c_{pz}\left(d_p\frac{\lambda}{a}\right)^2+\frac{2f_{11}}{V}\frac{r_0\lambda}{a}\right)\dot{y}_{y_j} \quad (3.22)$$

i = 5 – 7 için $$F_{yol_i}(t) = 0 \quad (3.23)$$

i = 8 – 11 ve j = 1 - 4 için

$$F_{yol_8}(t)=\left(\frac{2af_{33}\lambda}{r_0}\right)y_{y_j}+\left(J_{wy}\frac{V\lambda}{r_0 a}-\frac{2f_{12}}{V}\frac{r_0\lambda}{a}\right)\dot{y}_{y_j} \quad (3.24)$$

i = 12 – 14 için $$F_{yol_i}(t) = 0 \quad (3.25)$$

i = 15 – 16 ve j = 1 – 2 için

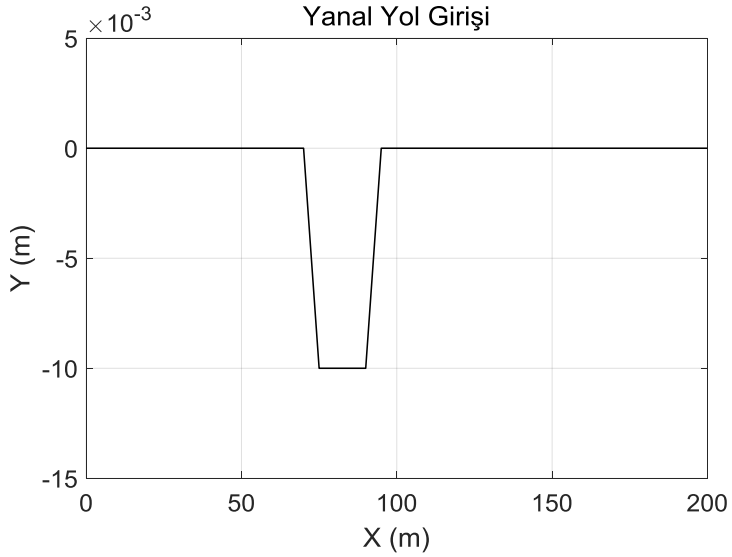
$$F_{yol_i}(t)=-2k_{pz}d_p^2\frac{\lambda}{a}\left(y_{y_j}+y_{y_{(j+1)}}\right)-2c_{pz}d_p^2\frac{\lambda}{a}\left(\dot{y}_{y_j}+\dot{y}_{y_{(j+1)}}\right) \quad (3.26)$$

i = 17 için $$F_{yol_i}(t)=0 \quad (3.27)$$

Bu denklemlerdeki, y_{yi} (j= 1-4) sırasıyla modelimizdeki her bir tekerlek setine etki eden yol düzensizliklerini göstermektedir. Her bir tekerlek seti arasındaki zaman gecikme süresi raylı taşıtın hızı ile tekerlek setleri arasındaki orana göre bulunmaktadır.

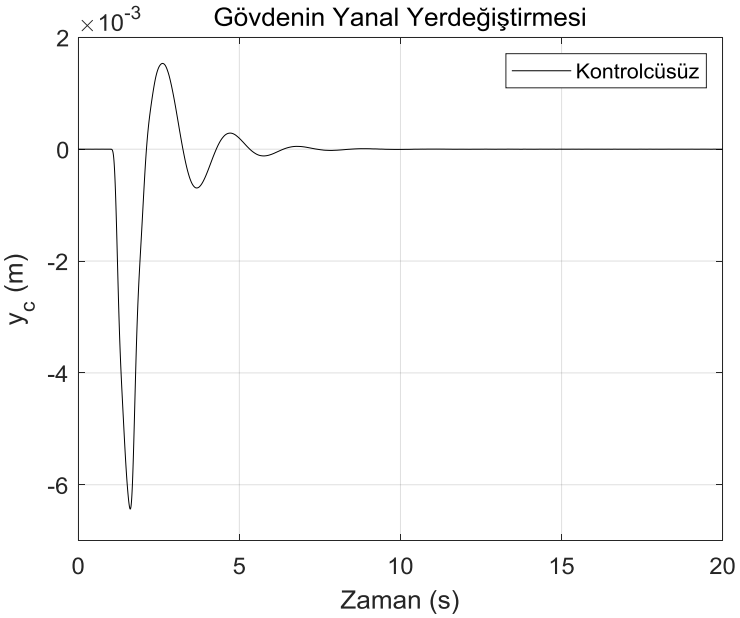
3.4 Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıtı Zaman Alanında Simülasyon Sonuçları

Yüksek hızlı demiryolu taşıtının yanal kararlılığının incelenmesi amacıyla Matlab yazılım programında 17 serbestlik dereceli sistem modeli kurulmuştur. Modelin kurulmasının ardından bozucu yol girişi olarak Şekil 3.4'de verilen yanal yol düzensizliği taşıta etki ettirilmiştir ve yüksek hızlı demiryolu taşıtının hareketleri incelenmiştir. Tüm analizler 250 km/sa hızda yapılmıştır.

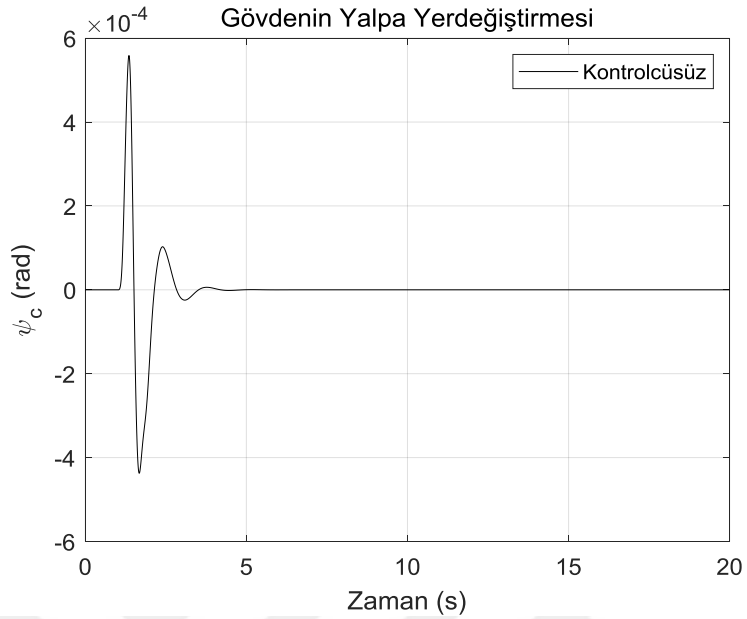


Şekil 3.4 Yanal bozucu yol girişi

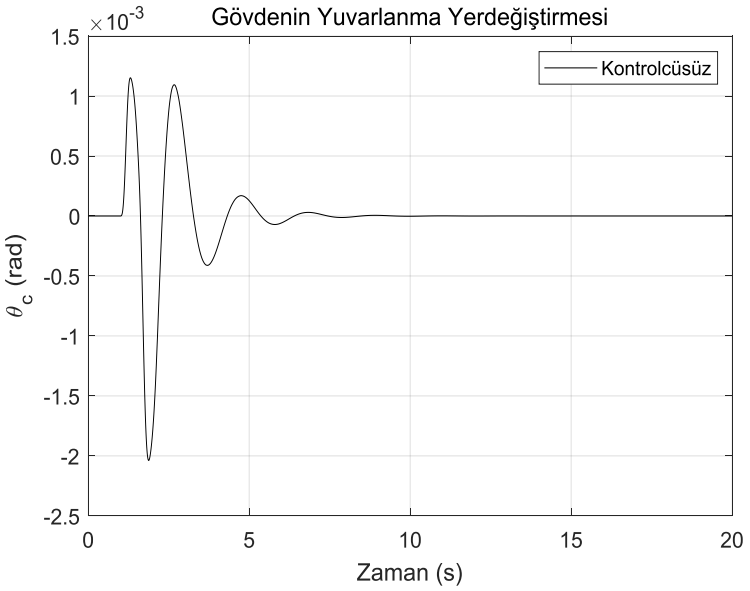
Yapılan analizler sonucunda yüksek hızlı demiryolu taşıtı gövdesinin bozucu etkiler sonucunda vermiş olduğu sistem yanıtları Şekil 3.5-3.10 arasındaki gibi olmaktadır.



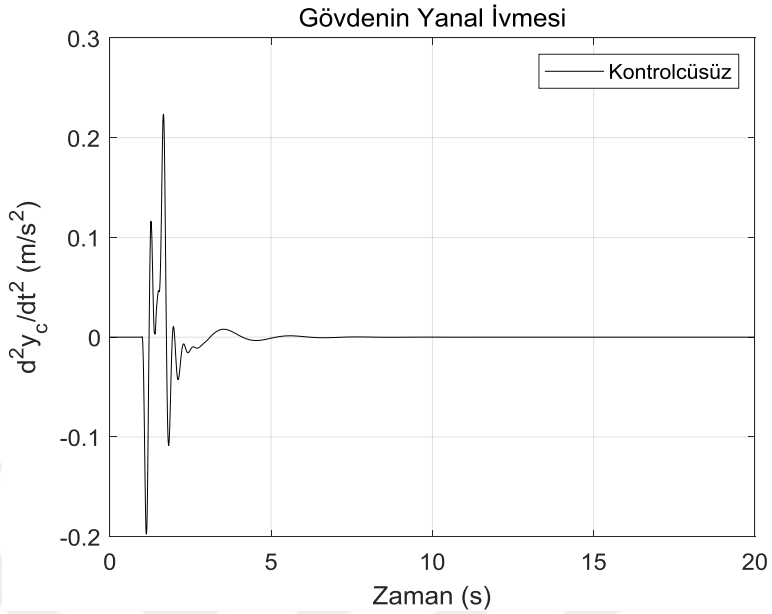
Şekil 3.5 Gövdenin yanal yerdeğiştirmesi



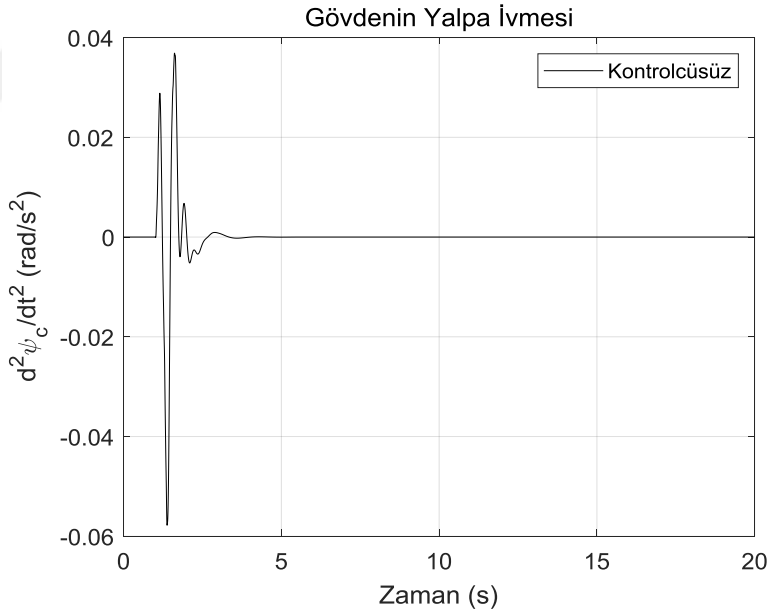
Şekil 3.6 Gövdenin yalpa yerdeğiştirmesi



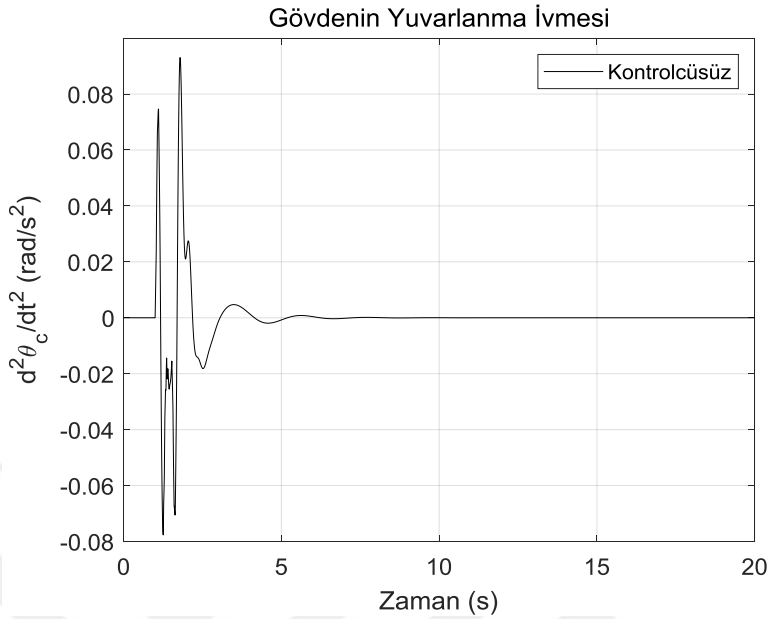
Şekil 3.7 Gövdenin yuvarlanma yerdeğiştirmesi



Şekil 3.8 Gövdenin yanal ivmesi



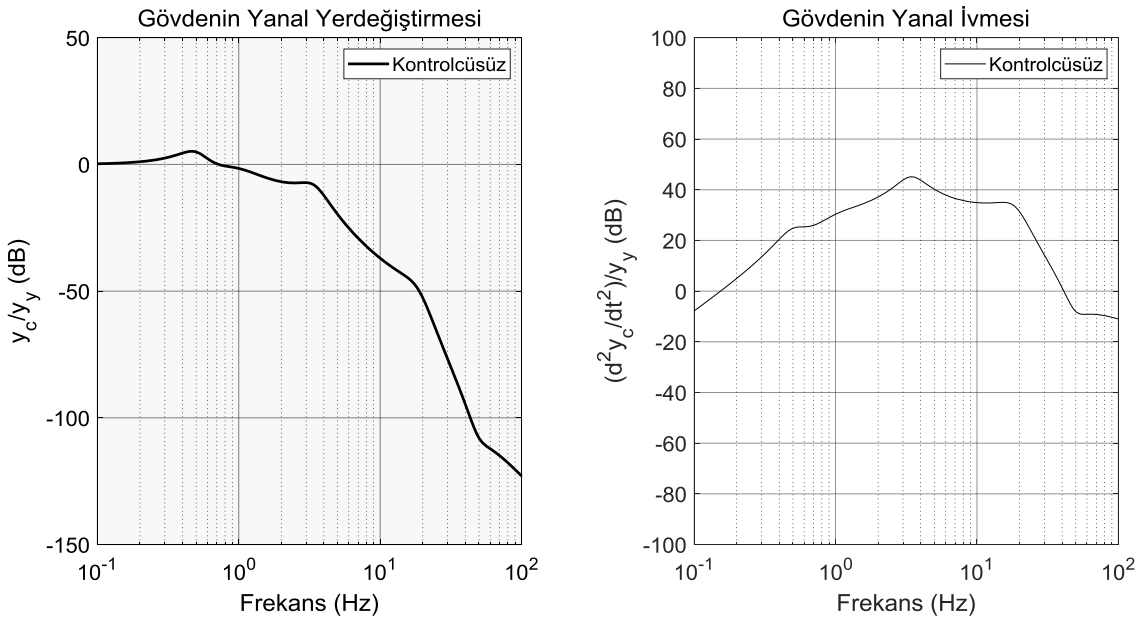
Şekil 3.9 Gövdenin yalpa ivmesi



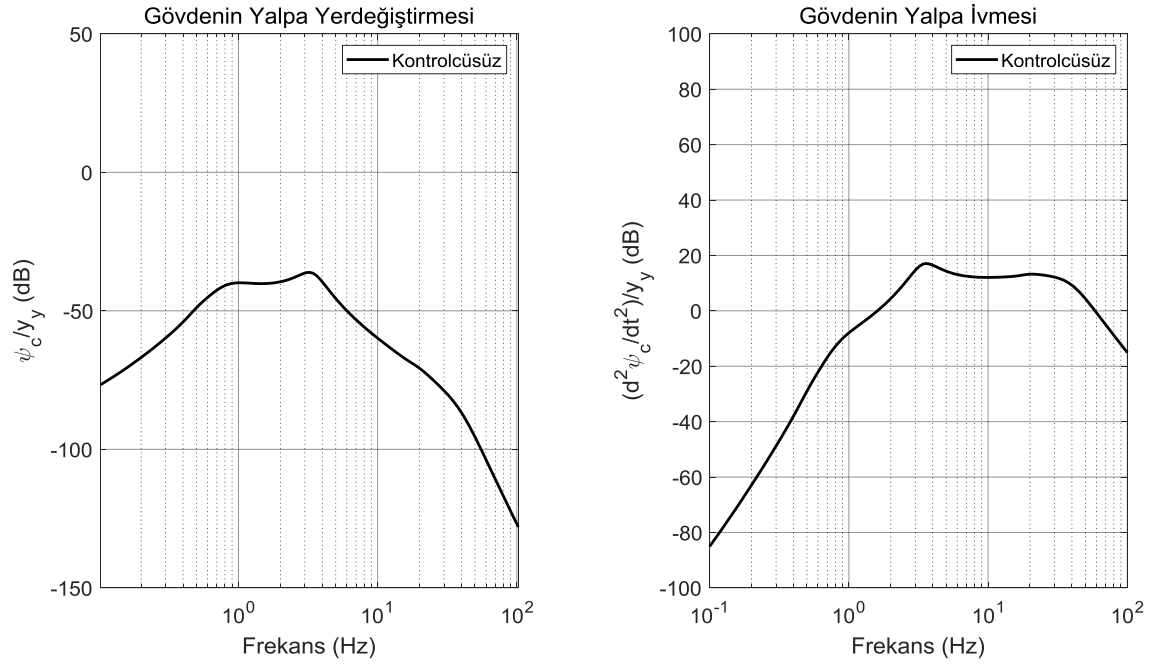
Şekil 3.10 Gövdenin yuvarlanma ivmesi

3.5 Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıtı Frekans Alanında Simülasyon Sonuçları

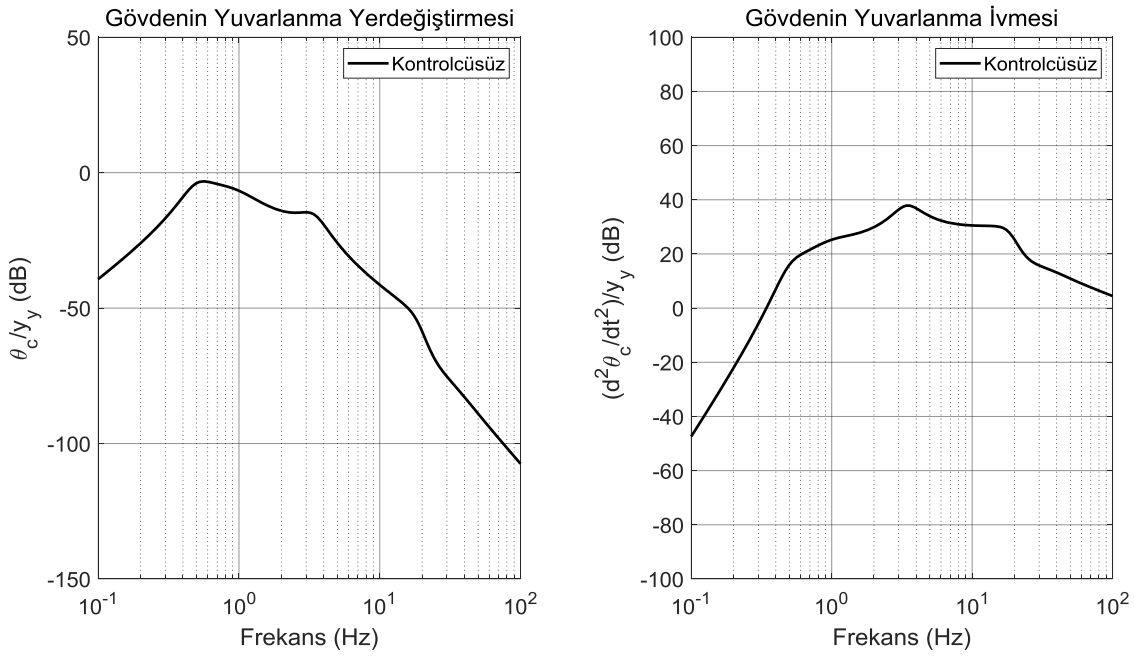
Yüksek hızlı demiryolu taşıtı gövdesinin yerdeğiştirme ve ivme durumları için frekans cevapları Matlab yazılım programında 0.1-100 Hz aralığında incelenmiştir. Frekans alanında yapılan bu çalışmada, raylı taşıt 250 km/sa için incelenmiştir. Raylı taşıtın gövdesine ait yanal yerdeğiştirme ve ivme frekans cevapları Şekil 3.11'de görülmektedir. Raylı taşıtın gövdesine ait yalpa yerdeğiştirme ve ivme frekans cevapları Şekil 3.12'de görülmektedir. Gövdenin yuvarlanma yerdeğiştirme ve ivmesine ait frekans cevapları ise Şekil 3.13'de görülmektedir.



Şekil 3.11 Gövdenin yanal yerdeğiştirme ve ivme frekans cevapları



Şekil 3.12 Gövdenin yalpa yerdeğiştirme ve ivme frekans cevapları



Şekil 3.13 Gövdenin yuvarlanma yerdeğiştirme ve ivme frekans cevapları

3.6 Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıtının Kararlılık Analizi

Bu bölümde, yüksek hızlı demiryolu taşıtına kararlılık analizi yapılarak seyir hızında hareket eden sistemin dinamik davranışları incelenmiştir. Yüksek hızlı demiryolu taşıtının diferansiyel denklemleri (3.5-3.21) arasında durum-uzay şeklinde ifade edilerek analiz edilmiştir. Sistemin durum matrisi [A] özdeğerlerine bakılarak, sistemin reel eksendeki özdeğerleri belirlenmeye çalışılmıştır.

Yüksek hızlı demiryolu taşıtı için durumlar (3.29)'daki gibi ifade edilmektedir;

$$\{x\} = \{y_i\}\,,\ (i=1 - 34) \tag{3.28}$$

şeklinde olmak üzere;

$$y_1=y_{w_1},\ y_2=y_{w_2},\ y_3=y_{w_3},\ y_4=y_{w_4},\ y_5=y_{t_1},\ y_6=y_{t_2},\ y_7=y_c,\ y_8=\psi_{w_1},\ y_9=\psi_{w_2},y_{10}=\psi_{w_3},$$
$$y_{11}=\psi_{w_4},\ y_{12}=\psi_{t_1},\ y_{13}=\psi_{t_2},\ y_{14}=\psi_c,\ y_{15}=\theta_{t_1},\ y_{16}=\theta_{t_2},\ y_{17}=\theta_c,y_{18}=\dot{y}_{w_1},\ y_{19}=\dot{y}_{w_2},$$
$$y_{20}=\dot{y}_{w_3},\ y_{21}=\dot{y}_{w_4},\ y_{22}=\dot{y}_{t_1},\ y_{23}=\dot{y}_{t_2},\ y_{24}=\dot{y}_c,\ y_{25}=\dot{\psi}_{w_1},y_{26}=\dot{\psi}_{w_2},\ y_{27}=\dot{\psi}_{w_3},\ y_{28}=\dot{\psi}_{w_4},$$
$$y_{29}=\dot{\psi}_{t_1},\ y_{30}=\dot{\psi}_{t_2},\ y_{31}=\dot{\psi}_c,\ y_{32}=\dot{\theta}_{t_1},\ y_{33}=\dot{\theta}_{t_2},y_{34}=\dot{\theta}_c \tag{3.29}$$

şeklinde sistem durumları başka bir değişkene benzetilmiştir.

Yüksek hızlı demiryolu taşıtının durum matrisi [A] (3.30)'te verilmiştir.

$$[A]=\begin{bmatrix} A_1 & A_2 \\ A_3 & A_4 \end{bmatrix}_{34x34} \tag{3.30}$$

$$[A_1]=[0]_{17x17},\ [A_2]=[I]_{17x17} \tag{3.30-A}$$

$$[A_3]=\begin{bmatrix} \frac{-K_{1_1}}{m_w} & \frac{-K_{1_2}}{m_w} & \frac{-K_{1_3}}{m_w} & \dots & \frac{-K_{1_{15}}}{m_w} & \frac{-K_{1_{16}}}{m_w} & \frac{-K_{1_{17}}}{m_w} \\ \frac{-K_{2_1}}{m_w} & \frac{-K_{2_2}}{m_w} & \frac{-K_{2_3}}{m_w} & \dots & \frac{-K_{2_{15}}}{m_w} & \frac{-K_{2_{16}}}{m_w} & \frac{-K_{2_{17}}}{m_w} \\ \frac{-K_{3_1}}{m_w} & \frac{-K_{3_2}}{m_w} & \frac{-K_{3_3}}{m_w} & \dots & \frac{-K_{3_{15}}}{m_w} & \frac{-K_{3_{16}}}{m_w} & \frac{-K_{3_{17}}}{m_w} \\ \frac{-K_{4_1}}{m_w} & \frac{-K_{4_2}}{m_w} & \frac{-K_{4_3}}{m_w} & \dots & \frac{-K_{4_{15}}}{m_w} & \frac{-K_{4_{16}}}{m_w} & \frac{-K_{4_{17}}}{m_w} \\ \frac{-K_{5_1}}{m_t} & \frac{-K_{5_2}}{m_t} & \frac{-K_{5_3}}{m_t} & \dots & \frac{-K_{5_{15}}}{m_t} & \frac{-K_{5_{16}}}{m_t} & \frac{-K_{5_{17}}}{m_t} \\ \frac{-K_{6_1}}{m_t} & \frac{-K_{6_2}}{m_t} & \frac{-K_{6_3}}{m_t} & \dots & \frac{-K_{6_{15}}}{m_t} & \frac{-K_{6_{16}}}{m_t} & \frac{-K_{6_{17}}}{m_t} \\ \frac{-K_{7_1}}{m_c} & \frac{-K_{7_2}}{m_c} & \frac{-K_{7_3}}{m_c} & \dots & \frac{-K_{7_{15}}}{m_c} & \frac{-K_{7_{16}}}{m_c} & \frac{-K_{7_{17}}}{m_c} \\ \frac{-K_{8_1}}{J_{wz}} & \frac{-K_{8_2}}{J_{wz}} & \frac{-K_{8_3}}{J_{wz}} & \dots & \frac{-K_{8_{15}}}{J_{wz}} & \frac{-K_{8_{16}}}{J_{wz}} & \frac{-K_{8_{17}}}{J_{wz}} \\ \frac{-K_{9_1}}{J_{wz}} & \frac{-K_{9_2}}{J_{wz}} & \frac{-K_{9_3}}{J_{wz}} & \dots & \frac{-K_{9_{15}}}{J_{wz}} & \frac{-K_{9_{16}}}{J_{wz}} & \frac{-K_{9_{17}}}{J_{wz}} \\ \frac{-K_{10_1}}{J_{wz}} & \frac{-K_{10_2}}{J_{wz}} & \frac{-K_{10_3}}{J_{wz}} & \dots & \frac{-K_{10_{15}}}{J_{wz}} & \frac{-K_{10_{16}}}{J_{wz}} & \frac{-K_{10_{17}}}{J_{wz}} \\ \frac{-K_{11_1}}{J_{wz}} & \frac{-K_{11_2}}{J_{wz}} & \frac{-K_{11_3}}{J_{wz}} & \dots & \frac{-K_{11_{15}}}{J_{wz}} & \frac{-K_{11_{16}}}{J_{wz}} & \frac{-K_{11_{17}}}{J_{wz}} \\ \frac{-K_{12_1}}{J_{tz}} & \frac{-K_{12_2}}{J_{tz}} & \frac{-K_{12_3}}{J_{tz}} & \dots & \frac{-K_{12_{15}}}{J_{tz}} & \frac{-K_{12_{16}}}{J_{tz}} & \frac{-K_{12_{17}}}{J_{tz}} \\ \frac{-K_{13_1}}{J_{tz}} & \frac{-K_{13_2}}{J_{tz}} & \frac{-K_{13_3}}{J_{tz}} & \dots & \frac{-K_{13_{15}}}{J_{tz}} & \frac{-K_{13_{16}}}{J_{tz}} & \frac{-K_{13_{17}}}{J_{tz}} \\ \frac{-K_{14_1}}{J_{cz}} & \frac{-K_{14_2}}{J_{cz}} & \frac{-K_{14_3}}{J_{cz}} & \dots & \frac{-K_{14_{15}}}{J_{cz}} & \frac{-K_{14_{16}}}{J_{cz}} & \frac{-K_{14_{17}}}{J_{cz}} \\ \frac{-K_{15_1}}{J_{tx}} & \frac{-K_{15_2}}{J_{tx}} & \frac{-K_{15_3}}{J_{tx}} & \dots & \frac{-K_{15_{15}}}{J_{tx}} & \frac{-K_{15_{16}}}{J_{tx}} & \frac{-K_{15_{17}}}{J_{tx}} \\ \frac{-K_{16_1}}{J_{tx}} & \frac{-K_{16_2}}{J_{tx}} & \frac{-K_{16_3}}{J_{tx}} & \dots & \frac{-K_{16_{15}}}{J_{tx}} & \frac{-K_{16_{16}}}{J_{tx}} & \frac{-K_{16_{17}}}{J_{tx}} \\ \frac{-K_{17_1}}{J_{cx}} & \frac{-K_{17_2}}{J_{cx}} & \frac{-K_{17_3}}{J_{cx}} & \dots & \frac{-K_{17_{15}}}{J_{cx}} & \frac{-K_{17_{16}}}{J_{cx}} & \frac{-K_{17_{17}}}{J_{cx}} \end{bmatrix}_{17x17} \tag{3.30-B}$$

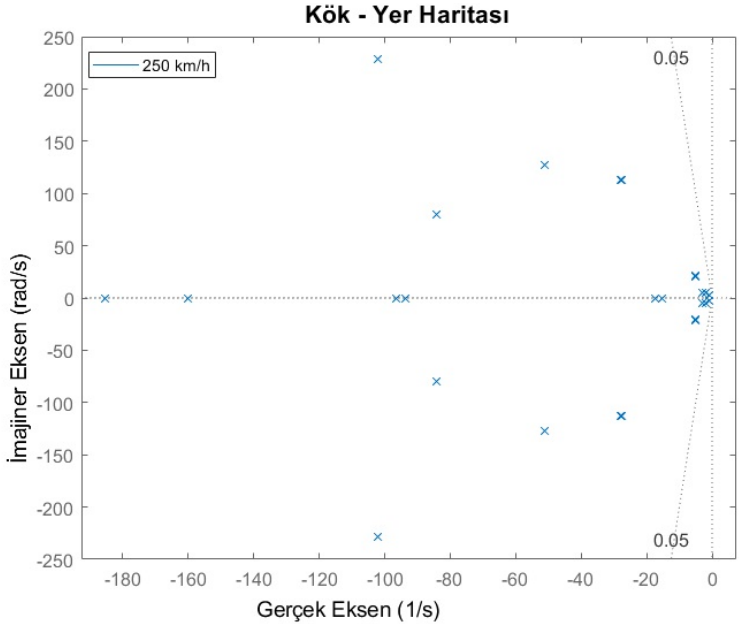
$$[A_4]=\begin{bmatrix} \frac{-C_{1_1}}{m_w} & \frac{-C_{1_2}}{m_w} & \frac{-C_{1_3}}{m_w} & \dots & \frac{-C_{1_{15}}}{m_w} & \frac{-C_{1_{16}}}{m_w} & \frac{-C_{1_{17}}}{m_w} \\ \frac{-C_{2_1}}{m_w} & \frac{-C_{2_2}}{m_w} & \frac{-C_{2_3}}{m_w} & \dots & \frac{-C_{2_{15}}}{m_w} & \frac{-C_{2_{16}}}{m_w} & \frac{-C_{2_{17}}}{m_w} \\ \frac{-C_{3_1}}{m_w} & \frac{-C_{3_2}}{m_w} & \frac{-C_{3_3}}{m_w} & \dots & \frac{-C_{3_{15}}}{m_w} & \frac{-C_{3_{16}}}{m_w} & \frac{-C_{3_{17}}}{m_w} \\ \frac{-C_{4_1}}{m_w} & \frac{-C_{4_2}}{m_w} & \frac{-C_{4_3}}{m_w} & \dots & \frac{-C_{4_{15}}}{m_w} & \frac{-C_{4_{16}}}{m_w} & \frac{-C_{4_{17}}}{m_w} \\ \frac{-C_{5_1}}{m_t} & \frac{-C_{5_2}}{m_t} & \frac{-C_{5_3}}{m_t} & \dots & \frac{-C_{5_{15}}}{m_t} & \frac{-C_{5_{16}}}{m_t} & \frac{-C_{5_{17}}}{m_t} \\ \frac{-C_{6_1}}{m_t} & \frac{-C_{6_2}}{m_t} & \frac{-C_{6_3}}{m_t} & \dots & \frac{-C_{6_{15}}}{m_t} & \frac{-C_{6_{16}}}{m_t} & \frac{-C_{6_{17}}}{m_t} \\ \frac{-C_{7_1}}{m_c} & \frac{-C_{7_2}}{m_c} & \frac{-C_{7_3}}{m_c} & \dots & \frac{-C_{7_{15}}}{m_c} & \frac{-C_{7_{16}}}{m_c} & \frac{-C_{7_{17}}}{m_c} \\ \frac{-C_{8_1}}{J_{wz}} & \frac{-C_{8_2}}{J_{wz}} & \frac{-C_{8_3}}{J_{wz}} & \dots & \frac{-C_{8_{15}}}{J_{wz}} & \frac{-C_{8_{16}}}{J_{wz}} & \frac{-C_{8_{17}}}{J_{wz}} \\ \frac{-C_{9_1}}{J_{wz}} & \frac{-C_{9_2}}{J_{wz}} & \frac{-C_{9_3}}{J_{wz}} & \dots & \frac{-C_{9_{15}}}{J_{wz}} & \frac{-C_{9_{16}}}{J_{wz}} & \frac{-C_{9_{17}}}{J_{wz}} \\ \frac{-C_{10_1}}{J_{wz}} & \frac{-C_{10_2}}{J_{wz}} & \frac{-C_{10_3}}{J_{wz}} & \dots & \frac{-C_{10_{15}}}{J_{wz}} & \frac{-C_{10_{16}}}{J_{wz}} & \frac{-C_{10_{17}}}{J_{wz}} \\ \frac{-C_{11_1}}{J_{wz}} & \frac{-C_{11_2}}{J_{wz}} & \frac{-C_{11_3}}{J_{wz}} & \dots & \frac{-C_{11_{15}}}{J_{wz}} & \frac{-C_{11_{16}}}{J_{wz}} & \frac{-C_{11_{17}}}{J_{wz}} \\ \frac{-C_{12_1}}{J_{tz}} & \frac{-C_{12_2}}{J_{tz}} & \frac{-C_{12_3}}{J_{tz}} & \dots & \frac{-C_{12_{15}}}{J_{tz}} & \frac{-C_{12_{16}}}{J_{tz}} & \frac{-C_{12_{17}}}{J_{tz}} \\ \frac{-C_{13_1}}{J_{tz}} & \frac{-C_{13_2}}{J_{tz}} & \frac{-C_{13_3}}{J_{tz}} & \dots & \frac{-C_{13_{15}}}{J_{tz}} & \frac{-C_{13_{16}}}{J_{tz}} & \frac{-C_{13_{17}}}{J_{tz}} \\ \frac{-C_{14_1}}{J_{cz}} & \frac{-C_{14_2}}{J_{cz}} & \frac{-C_{14_3}}{J_{cz}} & \dots & \frac{-C_{14_{15}}}{J_{cz}} & \frac{-C_{14_{16}}}{J_{cz}} & \frac{-C_{14_{17}}}{J_{cz}} \\ \frac{-C_{15_1}}{J_{tx}} & \frac{-C_{15_2}}{J_{tx}} & \frac{-C_{15_3}}{J_{tx}} & \dots & \frac{-C_{15_{15}}}{J_{tx}} & \frac{-C_{15_{16}}}{J_{tx}} & \frac{-C_{15_{17}}}{J_{tx}} \\ \frac{-C_{16_1}}{J_{tx}} & \frac{-C_{16_2}}{J_{tx}} & \frac{-C_{16_3}}{J_{tx}} & \dots & \frac{-C_{16_{15}}}{J_{tx}} & \frac{-C_{16_{16}}}{J_{tx}} & \frac{-C_{16_{17}}}{J_{tx}} \\ \frac{-C_{17_1}}{J_{cx}} & \frac{-C_{17_2}}{J_{cx}} & \frac{-C_{17_3}}{J_{cx}} & \dots & \frac{-C_{17_{15}}}{J_{cx}} & \frac{-C_{17_{16}}}{J_{cx}} & \frac{-C_{17_{17}}}{J_{cx}} \end{bmatrix}_{17x17} \quad (3.30\text{-C})$$

Yüksek hızlı demiryolu taşıtının kararlılık analizini gerçekleştirebilmek için sistemin durum matrisindeki köklerine (özdeğerlerine) bakılması gerekmektedir. Yüksek hızlı demiryolu taşıtının 250 km/sa hızdaki durum matrisinin özdeğerleri Tablo 3.2'de verilmiştir.

Tablo 3.2 Yüksek hızlı demiryolu taşıtı durum matrisi özdeğerleri (V=250 km/sa)

$\lambda_{A(1-12)}$ x 1.0e+02	$\lambda_{A(13-24)}$ x 1.0e+02	$\lambda_{A(25-34)}$ x 1.0e+02
-1.8543	-0.8408+0.7950i	-0.0520+0.2099i
-1.8529	-0.8408-0.7950i	-0.0520-0.2099i
-1.6017	-0.5105+1.2685i	-0.0498+0.2089i
-1.5997	-0.5105-1.2685i	-0.0498-0.2089i
-1.0202+2.2826i	-0.5105+1.2685i	-0.0286+0.0517i
-1.0202-2.2826i	-0.5105-1.2685i	-0.0286-0.0517i
-1.0197+2.2809i	-0.2778+1.1333i	-0.0201+0.0460i
-1.0197-2.2809i	-0.2778-1.1333i	-0.0201-0.0460i
-0.9654	-0.2776+1.1314i	-0.0081+0.0304i
-0.9354	-0.2776-1.1314i	-0.0081-0.0304i
-0.8418+0.7945i	-0.1751	
-0.8418-0.7945i	-0.1519	

Yüksek hızlı demiryolu taşıtının durum matrisi özdeğerlerini gösteren kök – yer haritası Şekil 3.14'de verilmiştir.

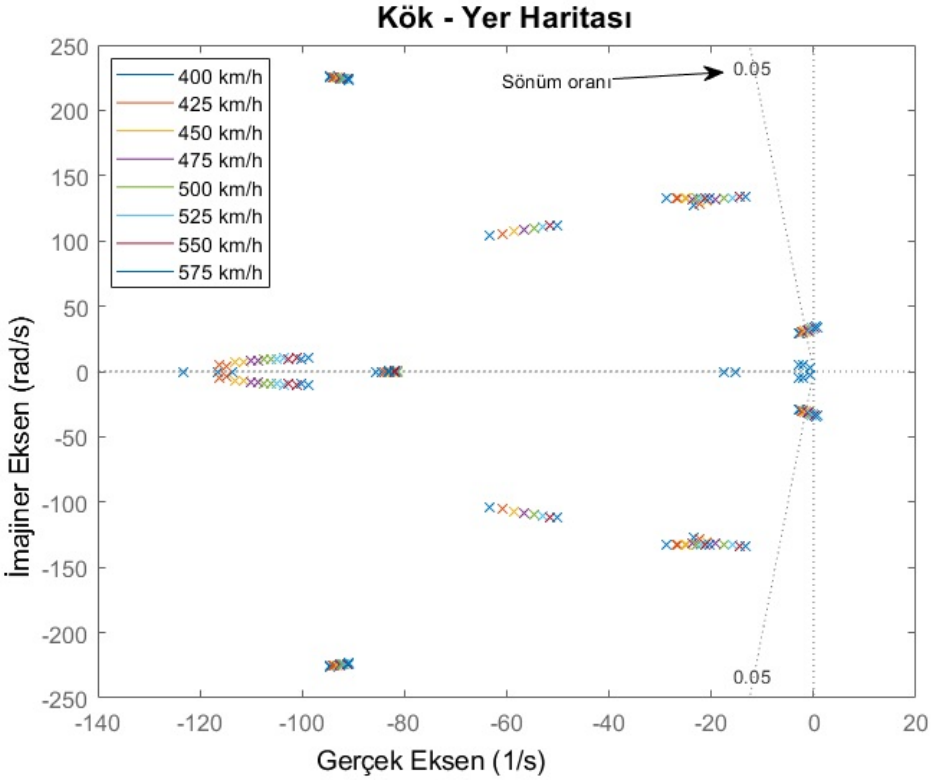


Şekil 3.14 Yüksek hızlı demiryolu taşıtı durum matrisi kök-yer haritası

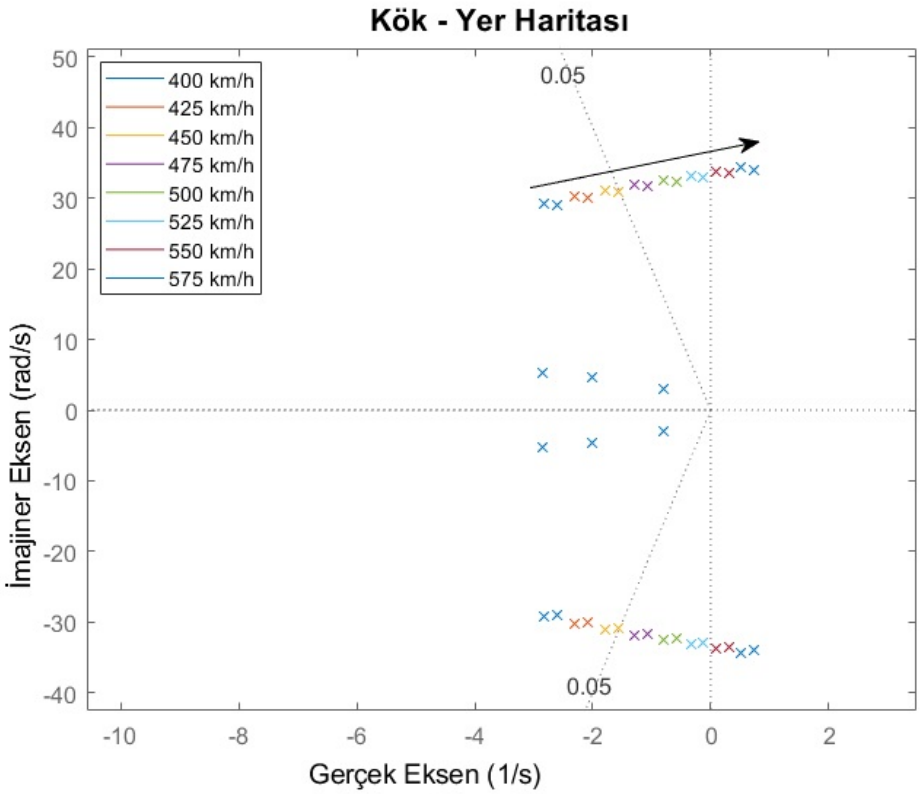
Yapılan bu çalışma ile yüksek hızlı demiryolu taşıtlarının genel olarak kullanıldığı seyir hızı olan 250 km/sa hızda raylı taşıtın özdeğerlerinin reel eksende negatif bölgede olduğu Şekil 3.14 grafiğinde de görülmektedir. Sistemin özdeğerlerinin reel eksende negatif bölgede olmasıyla sistemin kararlı durumda olduğu anlaşılmıştır ve raylı taşıtın bu seyir hızında güvenli bir şekilde hareket edebileceği belirlenmiştir.

3.6.1 Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıtının Kritik Hız Analizi

Yüksek hızlı demiryolu taşıtının önceki bölümde 250 km/sa hız için kararlılık analizi yapılmıştır. Bu bölümde, yüksek hızlı demiryolu taşıtındaki hız artışına göre sistemin kararlılık analiz gerçekleştirilmiştir. Artan seyir hızları sonucunda sistemin kritik hızı saptanmıştır. Şekil 3.15'de görüldüğü gibi yüksek hızlı demiryolu taşıtı 400 - 575 km/sa (111,1 – 159,7 m/s) hızları arasında 25 km/sa (6,94 m/s) hız artışı ile sistemin kararlılık analizi yapılmıştır.

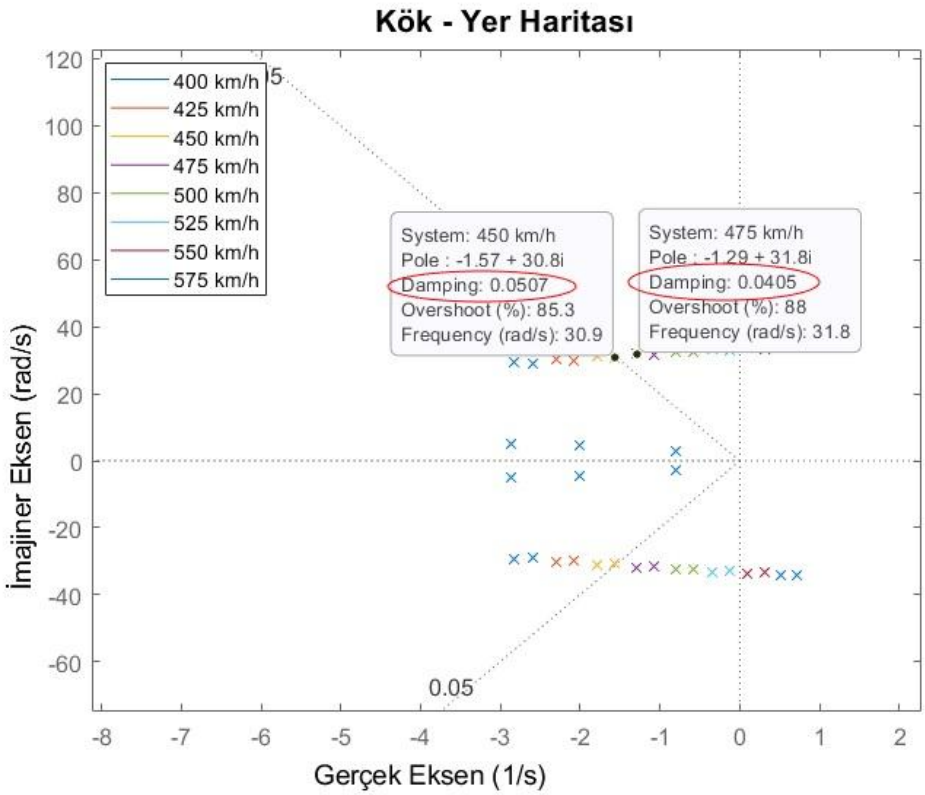


Şekil 3.15 400-575 km/sa hızları arasında sistem özdeğerleri



Şekil 3.16 Sistem özdeğerlerinin hıza göre yerdeğişimi

Yüksek hızlı demiryolu taşıtının seyir hızı arttıkça Şekil 3.16'da görüldüğü gibi sistemin özdeğerlerinin (köklerinin) kararsız bölgeye doğru hareket ettiği görülmektedir. Yapılan kritik hız analizi sonucunda sistemin kritik hızı 525 km/sa olduğu bulunmuştur. Fakat demiryolu taşıtlarında yolcu güvenliğinin sağlanabilmesi için belirli bir güvenlik katsayısı bulunmaktadır. Bu güvenlik katsayısına göre sönüm oranının 0.05'e eşit veya daha büyük olması gerekmektedir $\left(\xi=\frac{c}{c_{kr}}\geq 0.05\right)$. Güvenlik katsayısı şartına göre kritik hız analizi tekrar gerçekleştirildiğinde Şekil 3.17'deki gibi güvenlik katsayısına göre kritik hız grafiği elde edilmiştir.



Şekil 3.17 Yüksek hızlı demiryolu taşıtının güvenlik katsayısına göre kritik hızı

Şekil 3.17'de görüldüğü gibi yüksek hızlı demiryolu taşıtı, 450 km/sa ve 475 km/sa hızlarında sistemin özdeğerleri gerçek eksenin sol yarı düzleminde bulunmaktadır, ancak 475 km/sa hızda sistemin sönüm oranı 0.05 altına düşmektedir. Bu nedenle güvenlik katsayısına göre yüksek hızlı demiryolu taşıtının kritik hızı 450 km/sa olarak bulunmuştur.

4
Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıtının Titreşim Kontrolü

Demiryolu taşıtlarında dikey, yanal ve yuvarlanma hareketleri sistem üzerinde birçok etkiye neden olmaktadır. Bu etkiler sistem üzerinde yolcu konforunun azalmasına, raylı taşıtın güvensiz bir şekilde hareket etmesine, çevresel etkilere ve demiryolu taşıtının hareket etmesi sırasında üzerinde hareket ettiği raylar üzerinde bozulmalara neden olmaktadır. Bu nedenle demiryolu taşıtında meydana gelen titreşimlerin en aza indirilmesi ve sistemin daha konforlu ve güvenli bir şekilde seyahat etmesi sağlanmalıdır.

4.1 Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıtının Yanal Titreşimlerinin LQG Yöntemi ile Kontrol Edilmesi

Demiryolu taşıtlarında ve birçok mekanik sistemde meydana gelen bu titreşimler nedeniyle birçok bilim insanı bu titreşimlerin azaltılabilmesi veya yok edilebilmesi için birçok yarı-aktif veya aktif kontrol stratejisi üzerinde çalışmalar yapmıştır [4,7,10,11,18,26]. Literatürde var olan birçok yarı-aktif veya aktif kontrol stratejilerinde sistemi istenilen duruma hızlı bir şekilde getirebilecek kontrol stratejileri varolmuş, fakat bu kontrol stratejisini minimum harcama ile gerçekleştirmeye imkân olmamıştır. Bu bağlamda sistem durumlarını istenilen durumlara götürebilecek kontrol harcamaları ile bu kontrolün hızı arasında bir ilişki kurulmaya çalışılmıştır. Bu nedenle maliyetlerin azaltılabilmesi ve hızlı şekilde sistemin istenilen duruma getirebilmesi için optimum kontrol kuramı ortaya çıkarılmıştır [53].

Optimum kontrol kuramı, genel hali ile sistemin istenilen yolu (yörüngeyi) $\left(x(t)\right)$ izleyebilmesini sağlayan optimum kontrol $\left(u(t)\right)$ girdisinin bulunması durumudur. Bu durumu da gerçekleştirebilmek için performans indeksi (maliyet fonksiyonu) minimum seviyeye çekilmelidir [54,55].

En genel haliyle optimum kontrol problemi;

$$\dot{x}=g(x(t),u(t),t) \tag{4.1}$$

Performans indeksi (maliyet fonksiyonu)

$$J= \int_{t_0}^{t_1} h(x(t),u(t),t).dt \tag{4.2}$$

Kontrolcü tasarımında temel amaç, sistemin o anda bulunduğu durum ile istenilen durum arasında ortaya çıkan hata değerlerini sıfır yapabilmektedir. Optimum kontrol tasarımında ise bu hataların sıfıra götürülmesinin yanında kontrol girişlerininde minimum seviyede tutulması istenmektedir. Bu nedenle de kontrol girişi ile durumların istenilen değere ulaşması arasında bir ilişki kurulması gerekmektedir ve bu ilişki de performans indeksi ile gerçekleştirilmektedir.

Performans indeksi, hata ve kontrol girişi gibi iki parametrenin ayrı ayrı kendi arasında toplanmasıyla oluşturulmaktadır. Performans indeksindeki iki parametre kendi arasında toplanırken karesel şekilde toplanmaktadır [56]. Bu performans indeksi tasarımı gerçekleştilirken, tasarımın hatalı bir şekilde oluşması engellemektedir.

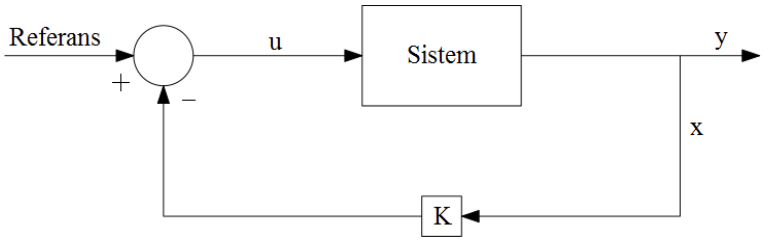
Performans indeksinin karesel şekilde alındığı kontrol tasarımına Doğrusal Karesel Düzenleyici (LQR) kontrol yöntemi denilmektedir. LQR kontrol yöntemi yapı olarak tüm durumların geri beslemesi ile sistemin kontrol edilebilmesini sağlamaktadır [57].

Doğrusal Karesel Gauss (LQG) kontrol yöntemi ise temel yapı olarak LQR ve kalman filtresinin birleşmesi ile oluşturulmuş optimum kontrol yöntemidir [58]. Bu yöntemin kullanılmasındaki en önemli faktör bir veya iki sensörle yapılan ölçüm ile sistemin diğer durumlarının tahmin edilebilmesini sağlayabilmesidir. Böylece çok serbestlik derecesine sahip sistemlerin durumlarını ölçebilmek için sensörlerin yerleşimi sırasında oluşabilecek problemlerin önüne geçilmektedir.

Bir sistemde ölçülen durumdan diğer sistem durumlarını tahmin edebilmek için gözlemleyici tasarlanması gerekmektedir.

4.1.1 Gözlemleyici Tasarımı

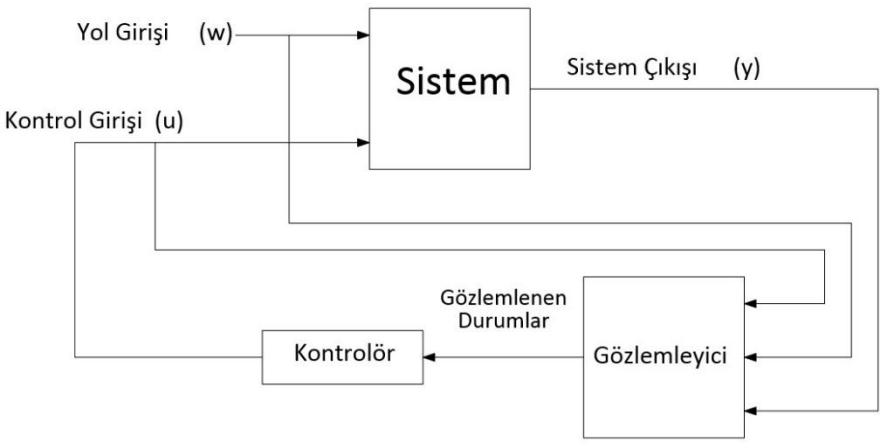
Tüm durumların geribeslenmesi durumunda kontrol kuralı u = -K.x şeklinde olmaktadır ve bu yapının genel hali Şekil 4.1'de verilmiştir.



Şekil 4.1 Tüm durum geribesleme kontrolörün yapısı

Tüm durumların geribeslenmesi optimum kontrol için en ideal durumdur. Bu sayede u=-K.x biçiminde optimum kontrolcü tasarımı gerçekleştirilmektedir. Kontrol kuralında kontrol sinyali (u), sistemdeki tüm durumlar ile kontrol kazancının (K) birbiriyle çarpılması işlemidir. Tüm durum geribesleme kontrolünün gerçekleştirilebilmesi için tüm durumların ölçülebiliyor olması gerekmektedir. Fakat her sistemde tüm durumların ölçülebiliyor olması mümkün olmamaktadır. Bu nedenle, daha az durumun ölçülerek, sistemin diğer durumlarını tahmin edebilecek (kestirebilecek) bir gözlemleyicinin tasarlanması gerekmektedir [59].

Şekil 4.2'de gözlemleyici tarafından elde edilen sistem durumları ile tüm durum geribesleme kontrolcüsü bulunan sistemin blok diyagramı verilmiştir.



Şekil 4.2 Gözlemleyici ile tüm durum geribesleme kontrol genel yapısı

Kontrol sisteminin genel yapısına bakıldığında burada görülen gözlemleyici bloğu aslında orijinal sistem bloğunun bir kopyası gibidir. Orijinal sistemden farklı olarak gözlemleyici bloğuna üç adet giriş olmaktadır. Bunlardan birincisi, sistemin kontrol

girişidir, ikincisi, yol girişi ve üçüncüsü ise, ölçülen sistem çıkışıdır. Gözlemleyici bloğundan çıkan çıkış ise kestirilen (tahmin edilen) sistem durumlarıdır. Kestirilen sistem durumları kontrol kazancı (K) ile çarpılarak sistemi kontrol edecek kontrol kuvveti elde edilmektedir.

Gözlemleyici bloğuna daha derinlemesine bakılacak olunursa, içerisinde orijinal sistem dinamiğine benzer yapıda bir gözlemci dinamiğinin var olduğu görülmektedir (4.3).

Gözlemcinin dinamiği şu şekilde olmaktadır;

$$\left.\begin{array}{c} \frac{d}{dt}\hat{x}=A.\hat{x}+B_w.w+B_u.u+F.(y-\hat{y}) \\ \hat{y}=C.\hat{x} \end{array}\right\} \quad (4.3)$$

Denkleme bakıldığında, kestirilen durumları veren durum uzay modelinin $A.\hat{x}+B_w.w+B_u.u$ kısmı kestirici, $F.(y-\hat{y})$ kısmı ise doğrulayıcı kısımdır. Denklemde yer alan F çarpanı dinamik sistemdeki gözlemleyici kazancıdır ve gözlemleyici kazancının bulunması gerekmektedir.

(4.3)'te $\hat{y}=C.\hat{x}$ ifadesi $\frac{d}{dt}\hat{x}$ dinamiğinin içerisine yazılırsa (4.4) elde edilmektedir.

$$\frac{d}{dt}\hat{x}=A.\hat{x}+B_w.w+B_u.u+F.y-F.C.\hat{x} \quad (4.4)$$

(4.4) denklemi kendi içinde düzenlenirse,

$$\frac{d}{dt}\hat{x}=(A-F.C)\hat{x}+B_w.w+B_u.u+F.y \quad (4.5)$$

(4.5) elde edilir ve son olarak düzenlenirse

$$\frac{d}{dt}\hat{x}=(A-F.C)\hat{x}+[B_w \quad B_u \quad F].\begin{bmatrix} w \\ u \\ y \end{bmatrix} \quad (4.6)$$

(4.6) denklemi elde edilir ve bu denklemdeki $\begin{bmatrix} w \\ u \\ y \end{bmatrix}$ ifadesi gözlemleyici bloğunun girişidir.

Bu işlemlerin ardından (F) gözlemleyici kazancı bulunması gerekmektedir. Gözlemleyici kazancını belirlemek içinde ölçülen sistem durumları (x) ile kestirimi yapılan sistem durumları ($\hat{x}$) arasındaki hata farkının bulunması gerekmektedir ve

bu hata farkını 0'a götürecek F gözlemleyici kazancının bulunması gerekmektedir. Böylece (F) gözlemleyici kazancının bulunması ile ölçümü yapılmayan sistem durumlarının %100 doğrulukta kestirimleri yapılabilmektedir.

Gözlemleyici kazancının (F) bulunulabilmesi için aşağıdaki adımların gerçekleştirilmesi gerekmektedir.

- Öncelikle durumlar arasındaki hata ifadesinin belirlenmesi gerekmektedir.
- İkinci olarak, hata ifadesinin türevi alınarak durum-uzay dinamiği belirlenmedir.
- Son olarak, hata ifadesinin dinamiğine etki edecek gözlemleyici kazancı ile hata ifadesinin 0'a gitmesi sağlanmalıdır.

$$\epsilon = x - \hat{x} \tag{4.7}$$

(4.7) ifadesi sistemdeki ölçülen durum ile kestirimi yapılan durum arasındaki hatayı ifade etmektedir ve bu ifadenin zamana göre türevi alınarak hatanın dinamiği elde edilmektedir (4.8).

$$\frac{d}{dt}\epsilon = \frac{d}{dt}x - \frac{d}{dt}\hat{x} \tag{4.8}$$

Bu işlemin ardından $\frac{d}{dt}x$ yerine sistemin dinamik denklemi (4.12) yazılmalı ve $\frac{d}{dt}\hat{x}$ yerine de (4.4) yazılmalıdır ve son olarak $y = C.x$ yerine yazılarak (4.9) elde edilmektedir.

$$\frac{d}{dt}\epsilon = A.x + B_w.w + B_u.u - A.\hat{x} - B_w.w - B_u.u - F.y + F.C.\hat{x} \tag{4.9}$$

(4.9) düzenlenirse:

$$\frac{d}{dt}\epsilon = A.(x-\hat{x}) - F.C.(x - \hat{x}) \tag{4.10}$$

(4.10) dinamik denklemi elde edilir. Son olarak (4.7) ifadesi yerine yazılırsa:

$$\frac{d}{dt}\epsilon = (A - F.C).\epsilon \tag{4.11}$$

(4.11) ifadesi elde edilir ve bu denklemdeki hata dinamiğini stabilize eden bir F kazancı bulunmaya çalışılmaktadır. Temel olarak yapılacak işlem (A - F.C) matrisinin özdeğerlerini hatayı mümkünse sıfıra götürebilecek bir yere yerleştirmektedir.

4.1.2 LQG Kontrol Tasarımı

LQG kontrol yönteminin LQR ve kalman filtresinden oluştuğunu önceki bölümde anlatmıştık. Şimdi sisteme nasıl uygulanacağı göreceğiz.

Aşağıda sistemin durum uzay denklemi verilmiştir:

$$\left.\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + B_u u + B_w w \\ y &= C_y x + D_y w \\ z &= C_z x + D_z u \end{aligned}\right\} \tag{4.12}$$

Buradaki C_y, D_y matrisleri, sensör çıkışı matrisi ve gürültü matrisidir. B_w ise sistemin bozucu matrisidir.

Gözleyici tabanlı (Kalman Filtresi) kontrolcü de (4.13) gibi olmaktadır.

$$\left.\begin{aligned} \dot{\hat{x}} &= A\hat{x} + B_u u + B_w w + F(y-\hat{y}) \\ \hat{y} &= C_y \hat{x} \\ u &= -K\hat{x} \end{aligned}\right\} \tag{4.13}$$

(4.13)'de görülen şapkalı ifadeler kalman filtresinin kestirdiği (tahmin ettiği) durumları göstermektedir.

(4.13)'de görüldüğü gibi sistemi kontrol etmek ve diğer durumları kestirebilmek için kontrol kazancı (K) ve gözlemleyici kazancı (F) bulunması gerekmektedir ve bu kazançlar sistemi ve gözleyiciyi kararlı yapmalıdır.

Optimum kontrol kuramına göre, maliyet fonksiyonu minimum seviyede olması gerekmektedir ve bu nedenle bulunması gereken kontrol kazancı ve gözlemleyici kazancı maliyet fonksiyonunu minimum yapması istenmektedir (4.14).

Gözlemleyici kazancını ve kontrol kazancının bulunabilmesi için bazı varsayımların kontrol yapımız tarafından karşılayabiliyor olması gerekmektedir.

Bu varsayımlar,

1. (A,B_u) kararlı kılınabilir,
2. (A,C_y) algılanabilir,
3. $w(t)$ Gaussian beyaz gürültüdür ve kovaryansı $W>0$,
4. $C_z^T D_z = 0$ ve $D_z^T D_z > 0$,
5. $B_w W D_y^T = 0$ ve $D_y W D_y^T > 0$ olmalıdır.

Varsayım 4'e göre maliyet fonksiyonu

$$J := \lim_{t\to\infty} E[x^T Qx + u^T Ru] \tag{4.14}$$

şeklinde yazılabilir ve

$$Q = C_z^T C_z,\ R = D_z^T D_z > 0 \tag{4.15}$$

olmaktadır.

LQR kontrol yöntemine göre kontrolcü kazancı (K)

$$K = R^{-1} B^T P \tag{4.16}$$

şeklinde olmaktadır.

R yerine yazılırsa kontrol kazancı (K) aşağıdaki gibi olmaktadır,

$$K = (D_z^T D_z)^{-1} B^T P \tag{4.17}$$

Kontrol kazancının (K) bulunması için P Riccati matrisinin bulunması gerekmektedir.

$$A^T P + PA - PB_u (D_z^T D_z)^{-1} B_u^T P + C_z^T C_z = 0 \tag{4.18}$$

P matrisinin bulunması için yukarıdaki Riccati denkleminin çözülmesi gerekir.

Bu çalışmada kontrol kazancını (K) Matlab yazılım programında "K = lqr(A,B_u,Q,R)" komutu yardımıyla elde edilmiştir.

K kontrol kazancını bulduktan sonra gözlemleyici de kullanacağımız gözlemleyici kazancı (F) bulunması gerekmektedir.

Gözlemleyici kazancı

$$F = Y C_y^T (D_y^T W D_y)^{-1} \tag{4.19}$$

şeklinde yazılmaktadır.

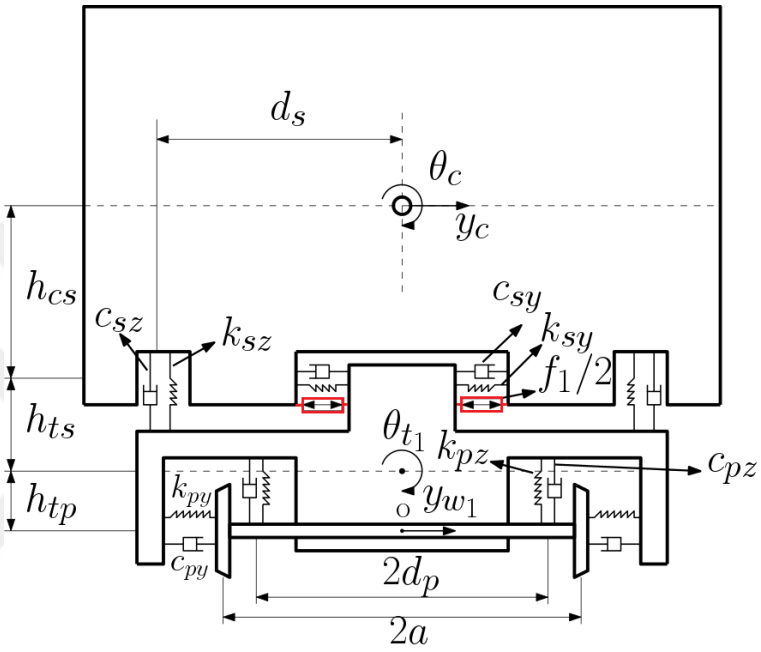
$$AY + YA^T - YC_y^T (D_y^T W D_y)^{-1} C_y Y + C_z^T C_z + B_w W B_w^T = 0 \tag{4.20}$$

Gözlemleyici kazancını (F) bulabilmek için (4.20)'deki Riccati denkleminin çözülmesi gerekmektedir.

Bu çalışmada gözlemleyici kazancını (F) Matlab yazılım programında

"[F,P,S] = lqr(A^T,C_y^T,B_w*W*B_w^T,D_y*W*D_y^T)" komutu yardımıyla elde edilmiştir.

Yüksek hızlı demiryolu taşıtı gövdesinin yanal titreşimlerini kontrol etmek için raylı taşıtın bojileri ile gövdesi arasına yanal eksende çalışabilecek şekilde eyleyiciler yerleştirilmiştir (Şekil 4.3). Yüksek hızlı demiryolu taşıtı için 2 adet eyleyici kullanılmaktadır.



Şekil 4.3 Yüksek hızlı demiryolu taşıtı eyleyici yerleşimi

Sisteme ait durum matrisi [A] (3.30)'de verilmiştir. Sisteme ait diğer matrisler ise aşağıdaki gibi olmaktadır. Sisteme 1 adet etki eden yanal yol düzensizliği 4 tekerlek setine gecikmeli şekilde etki etmektedir. Ayrıca etki eden bu yanal yol düzensizliğinin hızları ile birlikte 8 adet yanal yol düzensizliği (4.21) oluşmaktadır.

$$\{w\} = \left[y_{y_1} \quad y_{y_2} \quad y_{y_3} \quad y_{y_4} \quad \dot{y}_{y_1} \quad \dot{y}_{y_2} \quad \dot{y}_{y_3} \quad \dot{y}_{y_4}\right]^T \tag{4.21}$$

Sisteme etki eden yanal yol düzensizliği Şekil 3.4'te verilmiştir. Tüm yol girişleri her bir tekerlek setine birbirleri arasındaki mesafenin taşıt hızına oranı şeklinde eklenmektedir.

(4.22)'de sistemi etkileyen bozucu yol matrisi verilmiştir.

$$[B_w]=\begin{bmatrix} B_{w_1} & B_{w_2} \\ B_{w_3} & B_{w_4} \\ B_{w_5} & B_{w_6} \\ B_{w_7} & B_{w_8} \\ B_{w_9} & B_{w_{10}} \\ B_{w_{11}} & B_{w_{12}} \end{bmatrix} \tag{4.22}$$

$$[B_{w_1}]=[0]_{17x4}\ ,\ [B_{w_2}]=[0]_{17x4} \tag{4.22-A}$$

$$[B_{w_3}]=\begin{bmatrix} K_{1_{1y}}/m_w & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_{2_{2y}}/m_w & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{3_{3y}}/m_w & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_{4_{4y}}/m_w \end{bmatrix}_{4x4}\ ,[B_{w_4}]=\begin{bmatrix} C_{1_{1y}}/m_w & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_{2_{2y}}/m_w & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_{3_{3y}}/m_w & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{4_{4y}}/m_w \end{bmatrix}_{4x4} \tag{4.22-B}$$

$$[B_{w_5}]=[0]_{3x4}\ ,\ [B_{w_6}]=[0]_{3x4} \tag{4.22-C}$$

$$[B_{w_7}]=\begin{bmatrix} K_{8_{1y}}/J_{wz} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_{9_{2y}}/J_{wz} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{10_{3y}}/J_{wz} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_{11_{4y}}/J_{wz} \end{bmatrix}_{4x4}\ ,[B_{w_8}]=\begin{bmatrix} C_{8_{1y}}/J_{wz} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_{9_{2y}}/J_{wz} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_{10_{3y}}/J_{wz} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{11_{4y}}/J_{wz} \end{bmatrix}_{4x4} \tag{4.22-D}$$

$$[B_{w_9}]=[0]_{3x4}\ ,\ [B_{w_{10}}]=[0]_{3x4} \tag{4.22-E}$$

$$[B_{w_{11}}]=\begin{bmatrix} K_{15_{1y}}/J_{tx} & K_{15_{2y}}/J_{tx} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{16_{3y}}/J_{tx} & K_{16_{4y}}/J_{tx} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}_{3x4} \tag{4.22-F}$$

$$[B_{w_{12}}]=\begin{bmatrix} C_{15_{1y}}/J_{tx} & C_{15_{2y}}/J_{tx} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_{16_{3y}}/J_{tx} & C_{16_{4y}}/J_{tx} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}_{3x4} \quad (4.22\text{-G})$$

Boji ile taşıt gövdesi arasına 2 adet eyleyici yerleştirildiği için sisteme 2 adet kontrol girişi girmektedir. Kontrol giriş matrisi (4.24)'de verilmiştir.

$$\{u\}=[u_1 \quad u_2]^T \quad (4.23)$$

$$[B_u]=[B_{u_1} \quad B_{u_2} \quad B_{u_3} \quad B_{u_4}]^T_{34x2} \quad (4.24)$$

$$[B_{u_1}]=[0]_{21x2} \quad (4.24\text{-A})$$

$$[B_{u_2}]=\begin{bmatrix} -1/m_t & 0 \\ 0 & -1/m_t \\ 1/m_c & 1/m_c \end{bmatrix}_{3x2} \quad (4.24\text{-B})$$

$$[B_{u_3}]=[0]_{6x2} \quad (4.24\text{-C})$$

$$[B_{u_4}]=\begin{bmatrix} l/J_{cz} & -l/J_{cz} \\ -h_{ts}/J_{tx} & 0 \\ 0 & -h_{ts}/J_{tx} \\ -h_{cs}/J_{cx} & -h_{cs}/J_{cx} \end{bmatrix}_{4x2} \quad (4.24\text{-D})$$

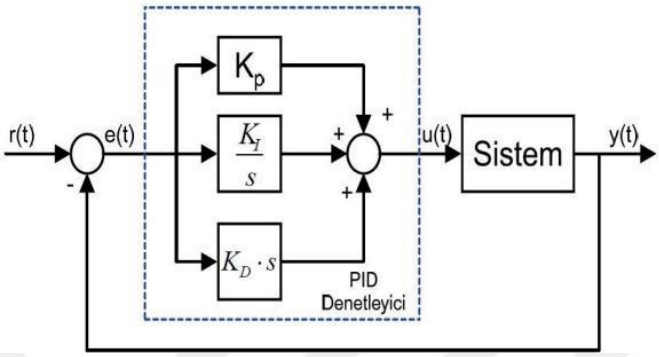
Sistemin durum, bozucu ve kontrol matrislerini belirlendikten sonra sistemin optimum kontrolünü sağlayabilmek için maliyet fonksiyonundaki (4.14) Q ve R matrisleri belirlenmelidir [60]. Yapılan analizler sonucunda Q ve R matrisleri Ek A-4'te verilmiştir.

4.2 Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıtının Yanal Titreşimlerinin PID Yöntemi ile Kontrol Edilmesi

PID kontrol yöntemi günümüzde birçok mekanik sistemin kontrol edilmesinde kullanılan geleneksel kontrol yöntemlerinden biridir. PID kontrol yönteminin çok

fazla kullanılmasındaki en büyük avantaj basit yapıya olması ve sistemi kontrol etmek için çok fazla değişkene sahip olmamasıdır. Bu durumlar PID kontrol yöntemini tercih etmekteki en önemli durumlardır [61].

Bir sistemin kontrol edilmesinde kullanılan PID kontrol yapısı Şekil 4.4'de verilmiştir.



Şekil 4.4 Geleneksel PID kontrol yapısı [62]

PID kontrol yönteminin matematiksel denklemine (4.25) bakıldığında kontrol yönteminin üç değişkene sahip olduğu görülmektedir [61]. Bunlar, oransal kazanç (K_P), integral kazanç (K_I) ve türevsel kazanç (K_D) değişkenleridir.

$$u(t) = K_P.e(t) + K_I.\int e(t).dt + K_D \frac{d}{dt} e(t) \qquad (4.25)$$

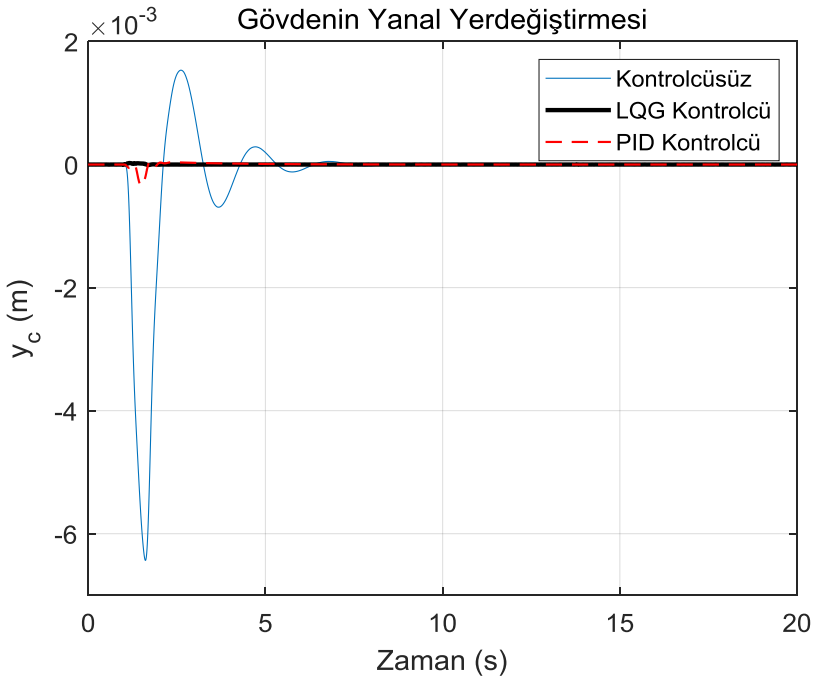
PID kontrol yönteminde, sistemde kontrol edilmek istenen çıkış durumu (y(t)) sensör tarafından ölçülerek çıkış sinyalinin elde edilmesi sağlanmaktadır. Çıkış sinyali geribesleme olarak alınarak sistemi kontrol etmek istediğimiz referans (r(t)) değerden çıkarılarak hata ortaya çıkmaktadır. Bu hata değerine göre PID denetleyici içerisindeki yapı hatayı sıfıra yaklaştıracak şekilde etki yapmaktadır ve u(t) kontrol sinyalini üretmektedir ve sisteme uygulanmaktadır. Böylece sistem istenilen referans duruma kadar sistem çıkışından sistem girişine sürekli olarak geribesleme gerçekleştirmektedir ve hatayı sıfır yapmaya çalışmaktadır.

Yüksek hızlı demiryolu taşıtı gövdesinin yanal titreşimleri PID kontrol yöntemi ile kontrol etmek için kullanılan kontrol matrisi (4.24)'de verilmiştir. Sistemi kontrol etmek için kullanılan oransal, integral ve türevsel kazançlar Ek A-5'te verilmiştir.

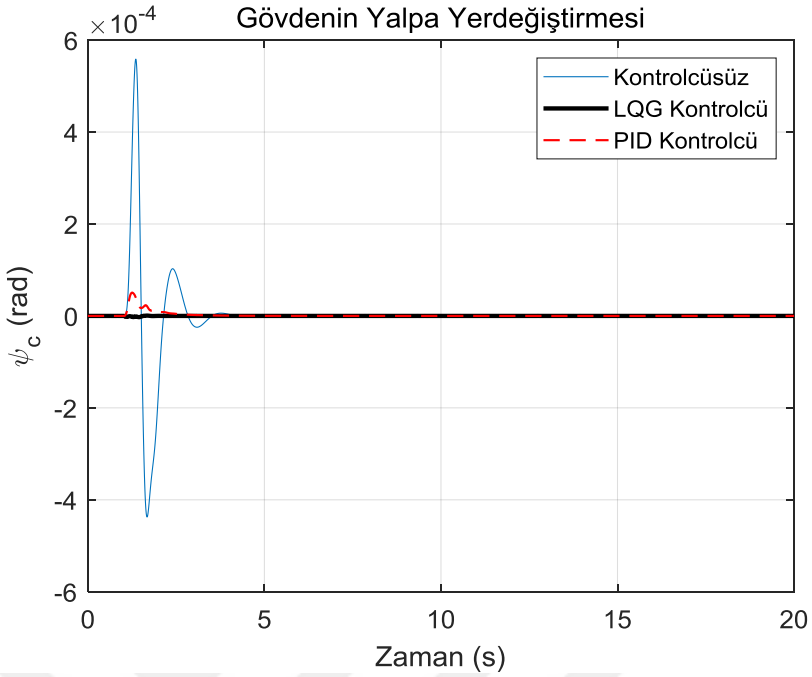
4.3 Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıtının Aktif Kontrolü Simülasyon Sonuçları

Yüksek hızlı demiryolu taşıt gövdesi yanal titreşimleri LQG kontrol yöntemi kullanılarak kontrol edilmiştir. LQG kontrol yöntemiyle kontrol edilen sistem cevapları, geleneksel kontrol yöntemi olan PID kontrol yöntemi ile karşılaştırılmıştır.

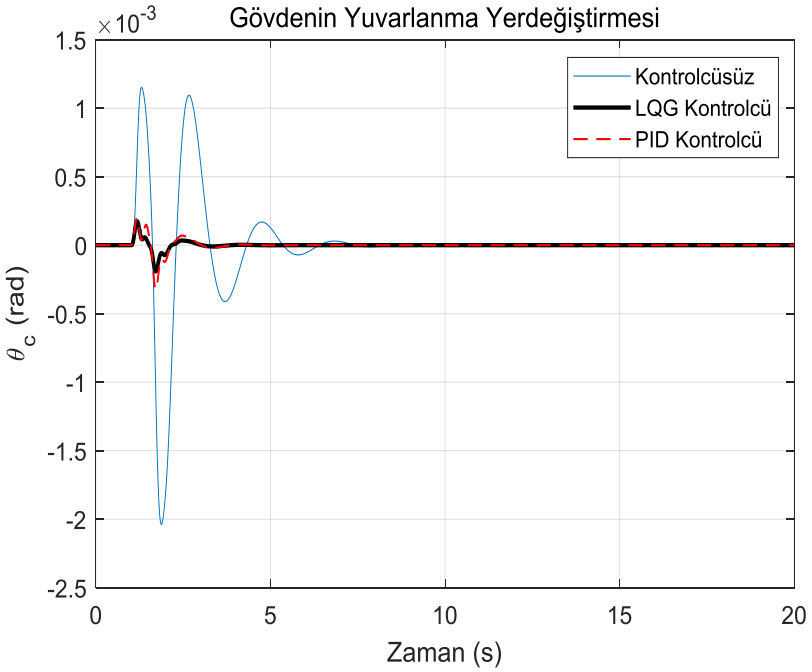
Simülasyonlar, 250 km/sa hız için zaman ve frekans alanında gerçekleştirilmiştir. Yüksek hızlı demiryolu taşıtı gövdesinin yanal, yalpa ve yuvarlanma hareketleri için zaman alanındaki sistem yanıtları Şekil 4.5-4.10'da ve frekans alanındaki sistem yanıtları Şekil 4.11-4.13'de verilmiştir.



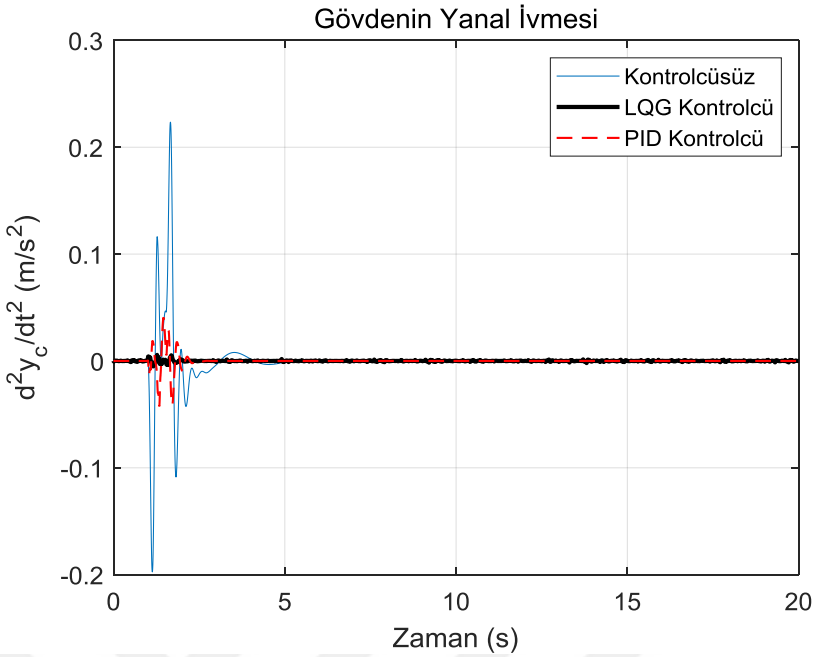
Şekil 4.5 Gövdenin aktif yanal yerdeğiştirmesi



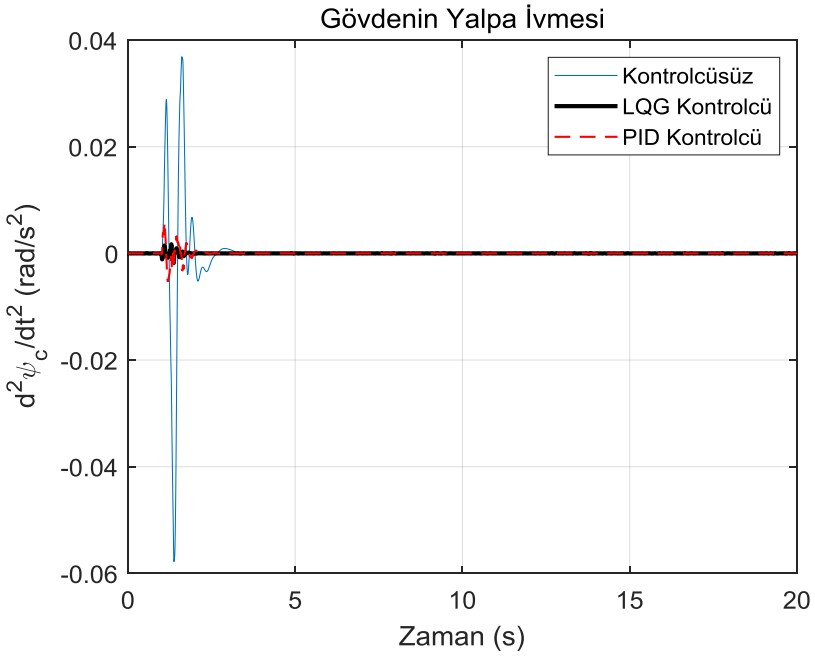
Şekil 4.6 Gövdenin aktif yalpa yerdeğiştirmesi



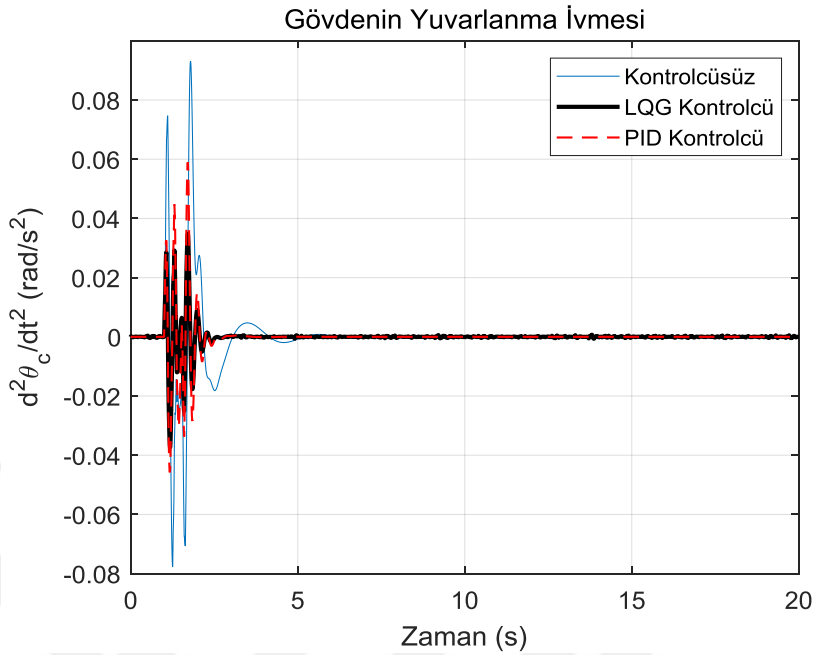
Şekil 4.7 Gövdenin aktif yuvarlanma yerdeğiştirmesi



Şekil 4.8 Gövdenin aktif yanal ivmesi

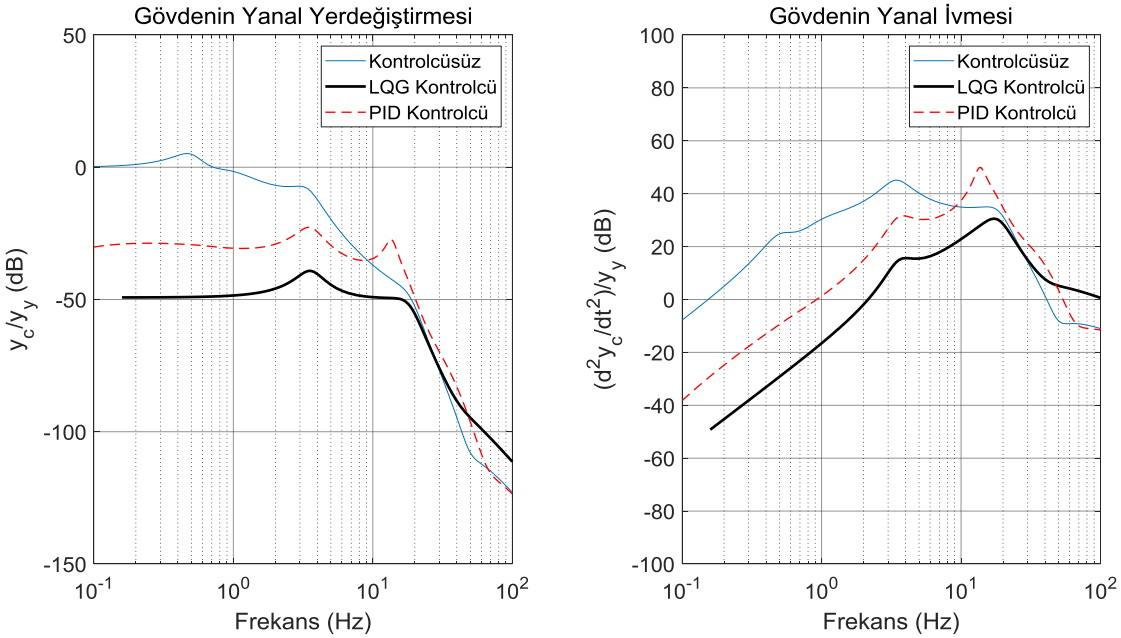


Şekil 4.9 Gövdenin aktif yalpa ivmesi

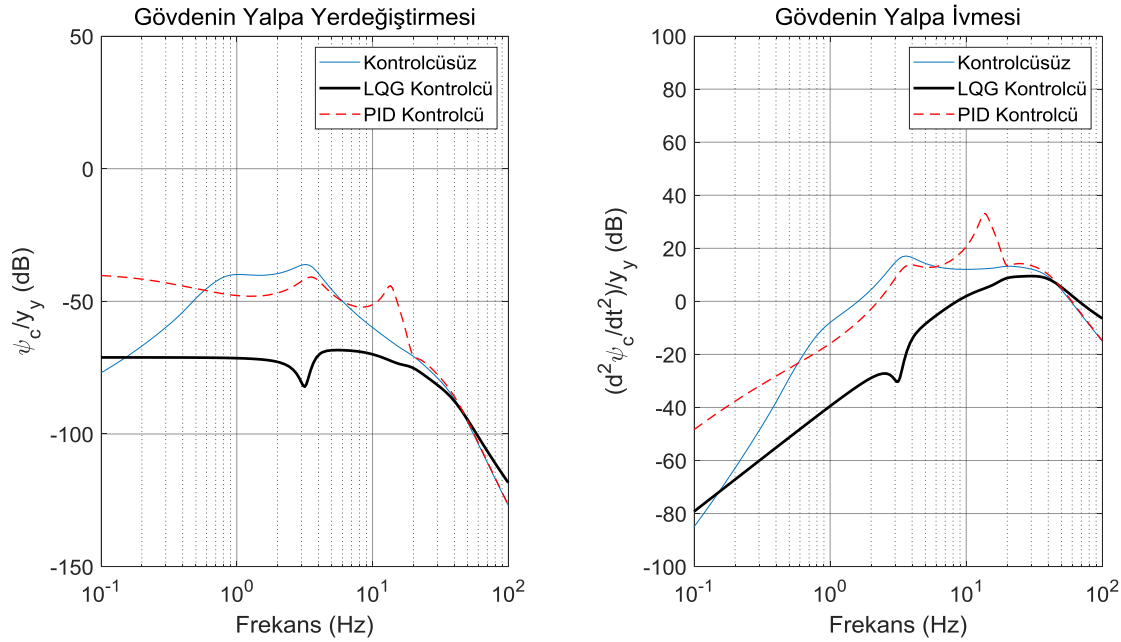


Şekil 4.10 Gövdenin aktif yuvarlanma ivmesi

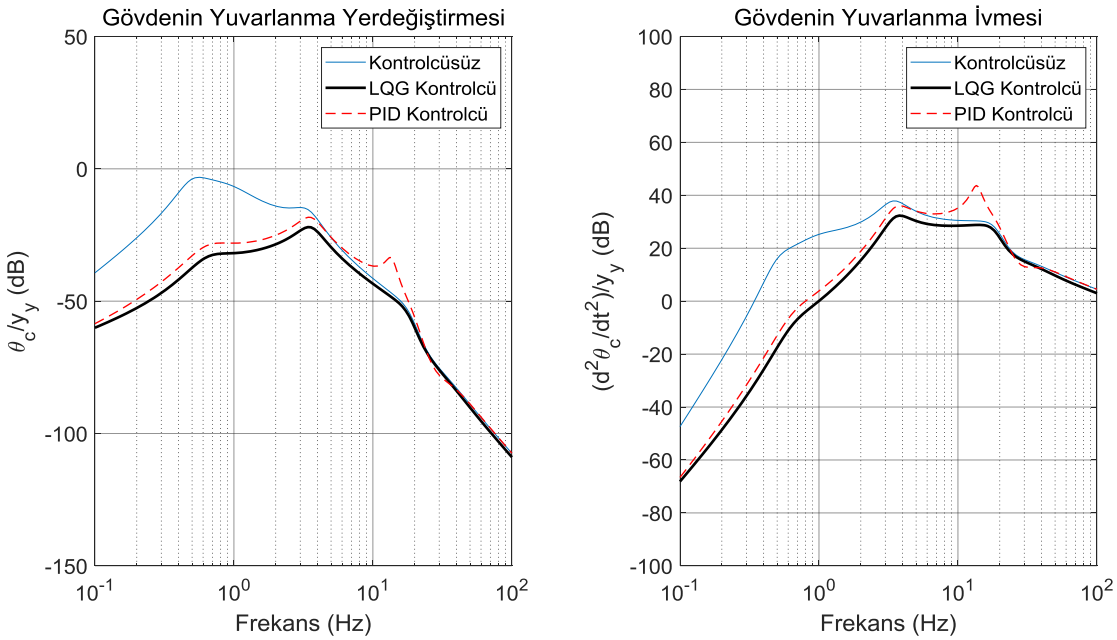
Yüksek hızlı demiryolu taşıtı için Şekil 4.5-4.10'da görülen zaman alanındaki yerdeğiştirme ve ivme cevaplarına bakıldığında, LQG kontrol yöntemi ile kontrol edilen sistemin kontrolsüz sisteme göre gövdenin yanal, yalpa ve yuvarlanma titreşimlerini yüksek oranda bastırdığı gözlemlenmiştir. Ayrıca, LQG kontrol yöntemi ile geleneksel PID kontrol yöntemi karşılaştırılmış ve LQG kontrol yönteminin daha iyi sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir. Yapılan aktif kontrol uygulaması ile yüksek hızlı demiryolu taşıtının gövdesindeki titreşimler bastırılarak daha güvenli ve konforlu bir şekilde seyahat yapılabileceği anlaşılmıştır.



Şekil 4.11 Gövdenin aktif yanal yerdeğiştirme ve ivme frekans cevapları



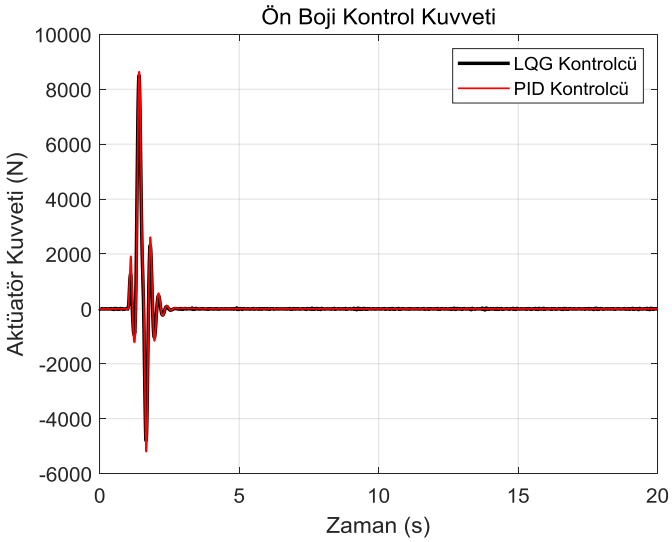
Şekil 4.12 Gövdenin aktif yalpa yerdeğiştirme ve ivme frekans cevapları



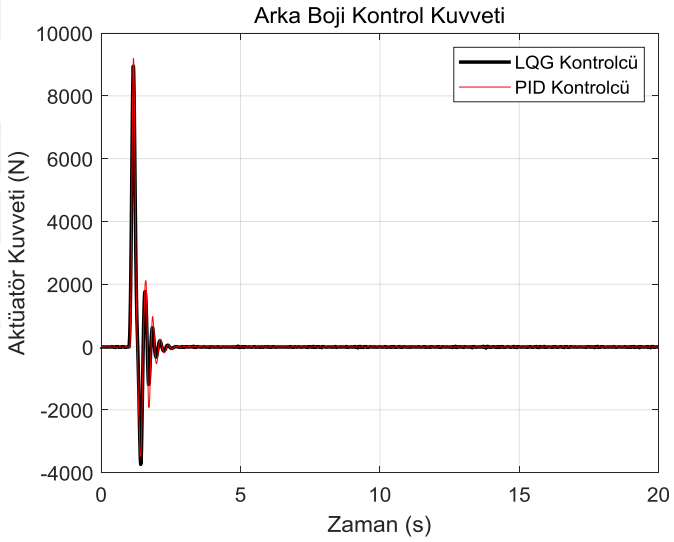
Şekil 4.13 Gövdenin aktif yuvarlanma yerdeğiştirme ve ivme frekans cevapları

Yüksek hızlı demiryolu taşıtının Şekil 4.11-4.13'de görülen frekans cevaplarına bakıldığında, LQG kontrol yöntemi ile kontrol edilen sistemin kontrolsüz sisteme göre hem yerdeğiştirmede hem de ivme cevaplarında daha iyi sonuçlar verdiği gözlemlenmektedir. Ayrıca, LQG kontrolcü geleneksel PID kontrolcü ile karşılaştırıldığında geleneksel PID'e göre de daha iyi sonuçlar gösterdiği ve frekans tepelerinin önemli ölçüde bastırıldığı anlaşılmıştır.

Yüksek hızlı demiryolu taşıtının gövdesinde oluşan yanal titreşimleri bastırabilmek için gerekli olan kontrol kuvvetleri (aktüatör kuvvetleri) Şekil 4.14-4.15'de verilmiştir. Bu grafiklerde LQG kontrolcü ile geleneksel PID kontrolcü için gerekli olan kuvvetler karşılaştırılmıştır. Sistemde bulunan 2 adet eyleyici için gerekli olan kuvvetlere bakıldığında, kontrol kuvvetlerinin 9.200 N' u geçmediği görülmektedir. Grafikte görülen kontrol kuvvetlerine bakıldığında bu kuvvetleri sağlayabilecek birçok eyleyici çeşidi olduğu bilinmektedir [63].



Şekil 4.14 Sistemi kontrol etmek için gerekli olan ön kontrol kuvveti

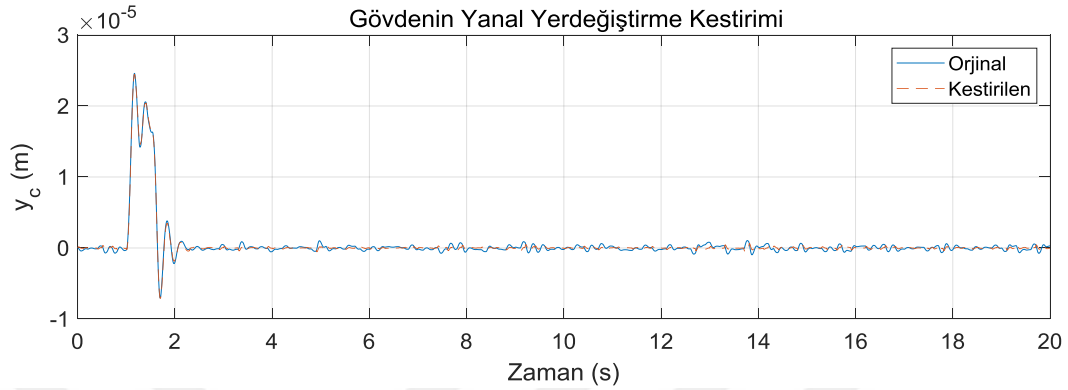


Şekil 4.15 Sistemi kontrol etmek için gerekli olan arka kontrol kuvveti

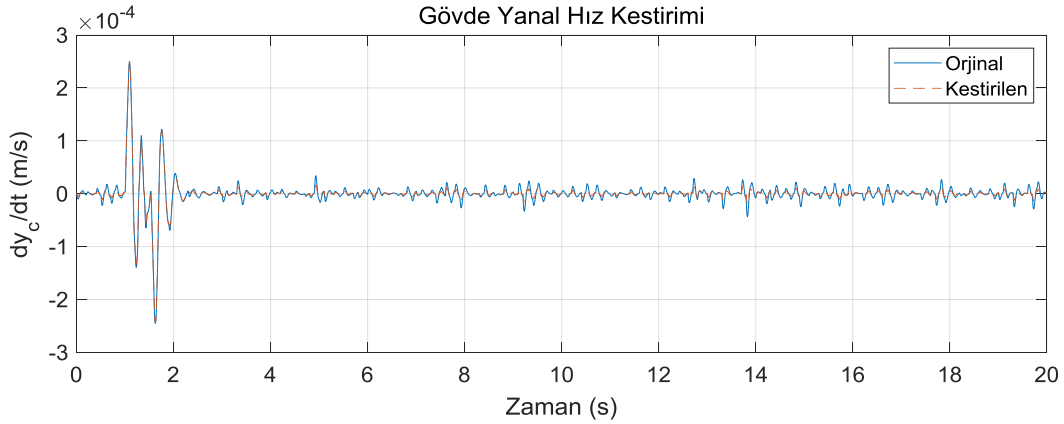
4.4 LQG Kontrol Yöntemi ile Sistem Durumlarının Tahmin Edilmesi

LQG kontrol yöntemi ile kontrol edilen sistemlerde bir veya iki sensör kullanılarak yapılan ölçümler ile sistemin diğer durumlarını tahmin edebiliyor olabilmek bu kontrol yöntemini diğer kontrol yöntemlerinden ayıran en önemli avantajlardan biri olmuştur. Yapılan bu tez çalışmasında da yüksek hızlı demiryolu taşıtının gövdesine yerleştirilen bir sensör ile sistemin diğer durumları tahmin edilmiştir.

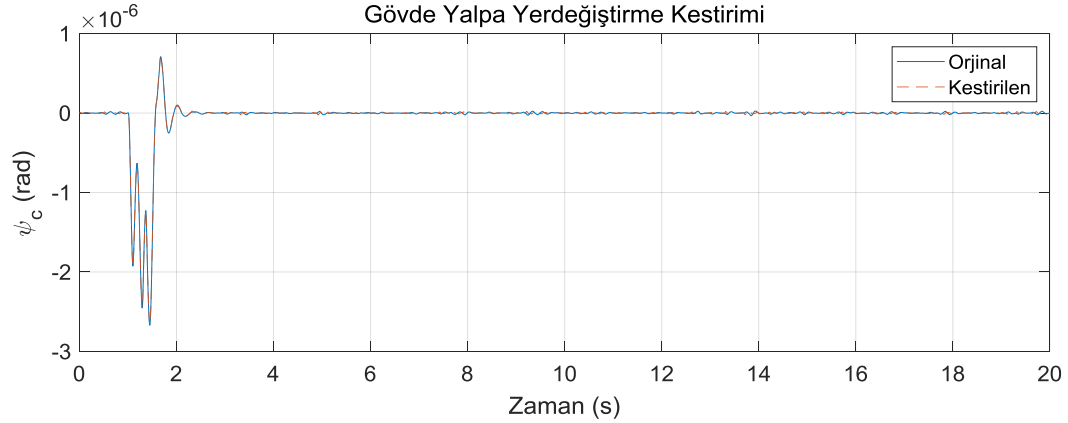
Şekil 4.16-4.21 arasında verilen grafiklerde yüksek hızlı demiryolu taşıtı gövdesinin yanal, yalpa ve yuvarlanma hareketlerinin yerdeğiştirme ve hız cevapları tahmin edilmiştir.



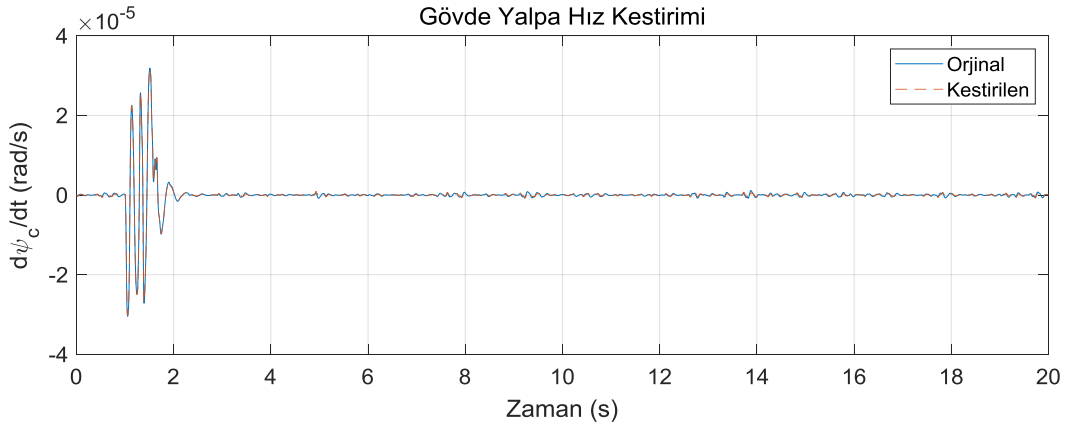
Şekil 4.16 Yüksek hızlı demiryolu taşıtı yanal yerdeğiştirme tahmini



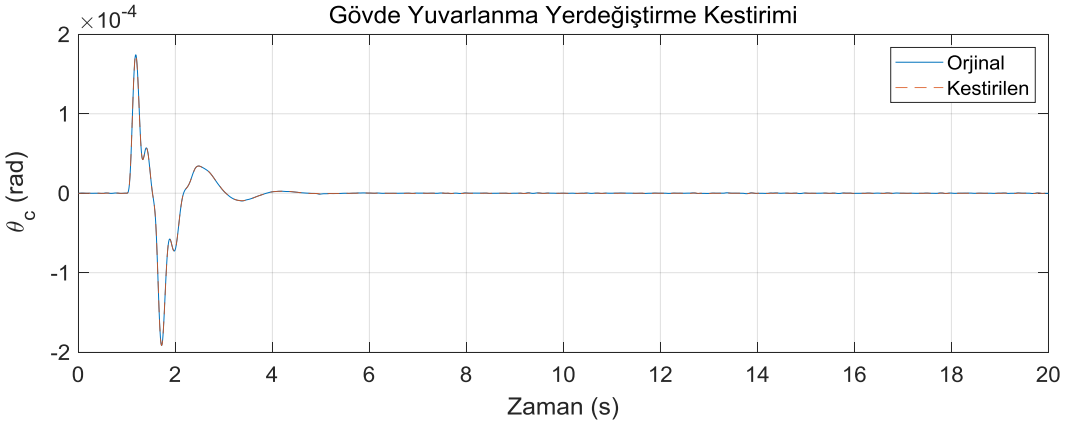
Şekil 4.17 Yüksek hızlı demiryolu taşıtı yanal hız tahmini



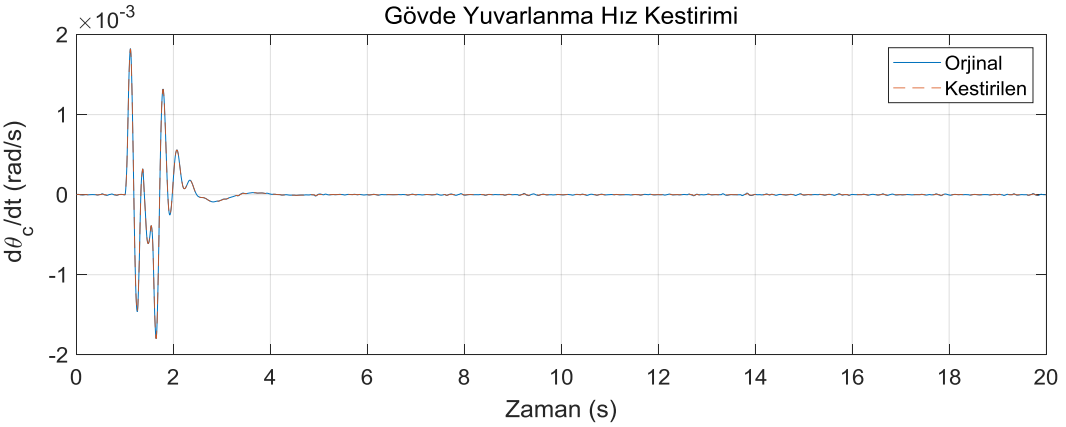
Şekil 4.18 Yüksek hızlı demiryolu taşıtı yalpa yerdeğiştirme tahmini



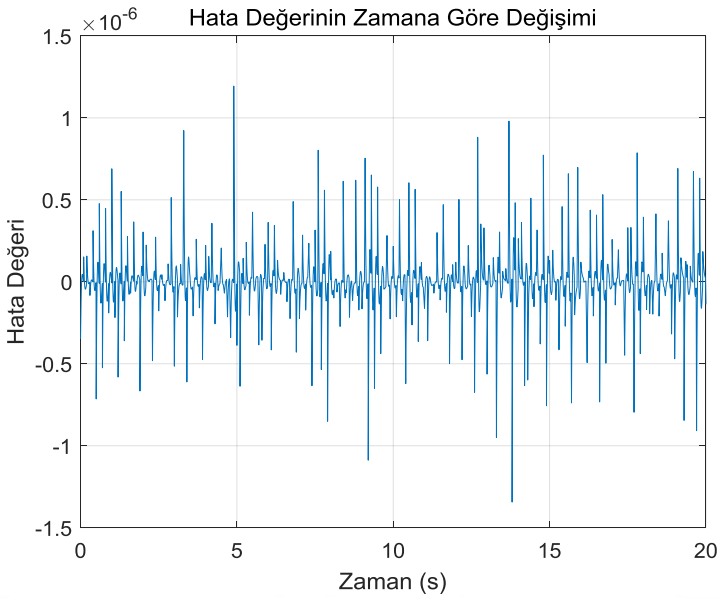
Şekil 4.19 Yüksek hızlı demiryolu taşıtı yalpa hız tahmini



Şekil 4.20 Yüksek hızlı demiryolu taşıtı yuvarlanma yerdeğiştirme tahmini



Şekil 4.21 Yüksek hızlı demiryolu taşıtı yuvarlanma hız tahmini



Şekil 4.22 Gözlemleyicinin hata değeri

Şekil 4.16-4.21 arasında görülen grafiklerde anlaşılacağı gibi yüksek hızlı demiryolu taşıtının gövde hareketleri yüksek doğrulukta tahmin edilmiştir. Böylece çok sayıda sensör tarafından ölçüm yapılarak sistemin kontrol edilmesi yerine tek sensör (gövdeye yerleştirilen sensör) tarafından ölçüm yapılarak sistemin kontrolü gerçekleştirilmiştir ve kontrol için yapılacak uygulama maliyetinin azaltılması sağlanmaktadır.

Şekil 4.22'de yüksek hızlı demiryolu taşıtının tahmini için kullanılan hata değeri görülmektedir. Bu grafikte de çok düşük hata değerleri elde edilerek raylı sistemdeki durumların yüksek doğrulukta tahmin edildiği anlaşılmıştır.

5
Sonuç ve Öneriler

Bu tez çalışmasında, şehirlerarası demiryolu ulaşımda kullanılan on yedi serbestlik derecesine sahip yüksek hızlı demiryolu taşıt modelinin yanal titreşimleri aktif kontrol yöntemi ile kontrol edilmiştir. Yüksek hızlı demiryolu taşıtının hareket denklemleri tekerlek-ray arasındaki etkileşim gözetilerek çıkartılmış ve yüksek hızlı demiryolu taşıtı gövdesinin yanal, yalpa ve yuvarlanma hareketleri incelenmiştir. Yüksek hızlı demiryolu taşıtı üzerinde seyir halinde iken hıza bağımlı olarak meydana gelen hunting hareketi sonucunda yüksek hızlı demiryolu taşıtının kritik hızı tespit edilmiştir.

Yüksek hızlı demiryolu taşıtı gövdesinin yanal titreşimlerinin kontrol edilebilmesi ve konforun artırılabilmesi için boji ile gövde arasına eyleyiciler yerleştirilmiş ve LQG kontrol yöntemini kullanılarak titreşimler bastırılmıştır. Daha sonra, LQG kontrol yöntemi ile birçok mekanik sistemin kontrolünde kullanılan genel kontrol yöntemi olan PID kontrol yöntemi ile karşılaştırma yapılmıştır.

Yapılan tez çalışması sonucunda elde edilen analiz sonuçları aşağıdaki gibi olmaktadır:

- Yüksek hızlı demiryolu taşıtı üzerinde meydana gelen hunting hareketinde seyir hızının artışına paralel olarak sistemin kararsız bölgeye doğru hareket ettiği görülmüştür. Bu analizler sonucunda yüksek hızlı demiryolu taşıtının kritik hızı güvenlik katsayısı parametresine bağlı olarak 450 km/sa olarak bulunmuştur.
- Bir optimal kontrol yöntemi olan LQG kontrol yöntemine göre sistemin boji ve gövdesi arasına eyleyiciler yerleştirilmiş ve gövdenin yanal, yalpa ve yuvarlanma titreşimleri bastırılmıştır. LQG kontrol yöntemi ile pasif sistem cevapları maksimum aşımda, yanal yerdeğiştirme cevabında % 99.75 oranında, yalpa yerdeğiştirme cevabında % 99.52 oranında, yuvarlanma

yerdeğiştirme cevabında % 90.58 oranında, yanal ivme cevabında % 97.46 oranında, yalpa ivme cevabında % 97.67 oranında ve yuvarlanma ivme cevabında % 62.58 oranında titreşimlerin bastırıldığı görülmüştür.

- LQG kontrol yöntemi geleneksel PID kontrol yöntemi ile karşılaştırıldığında pasif sistem cevaplarını maksimum aşımda, yanal yerdeğiştirme cevabında % 4.95, yanal ivme cevabında % 16.4, yalpa yerdeğiştirme cevabında %8.4, yalpa ivme cevabında % 8.2, yuvarlanma yerdeğiştirme cevabında % 6.32 ve yuvarlanma ivme cevabında % 25 oranında daha iyi bastırdığı görülmüştür.
- Frekans alanında sistem analizi yapıldığında 0-30 Hz arasındaki frekans değerleri raylı taşıtın konfor analizi için dikkat edilmesi gereken frekans aralığıdır. Bu çalışmada frekans alanındaki sistem cevaplarına bakıldığında, yanal yerdeğiştirme ve yanal ivme cevaplarında, yalpa yerdeğiştirme ve ivme cevaplarında ve yuvarlanma yerdeğiştirme ve ivme cevaplarında LQG kontrol yöntemi ile kontrol edilen sistemin, pasif sistem cevaplarına göre birinci frekans tepesini başarılı şekilde düşürdüğü görülmüştür. Ayrıca geleneksel PID kontrol yöntemi ile karşılaştırıldığında LQG kontrol yönteminin daha başarılı sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir.
- Sistemi kontrol etmek için gerekli olan kontrol kuvvetleri karşılaştırıldığında LQG kontrol yönteminin geleneksel PID kontrol yöntemine göre % 2 oranında daha az kuvvete gereksinimi olduğu görülmüştür. Buradan da anlaşılacağı gibi LQG kontrol yöntemi geleneksel PID kontrol yöntemine göre daha başarılı bir kontrol yöntemi olduğu anlaşılmıştır.
- LQG kontrol yöntemi ile kontrol edilen sistemde gövdeye yerleştirilen sensörden alınan ölçümler ile sistemin diğer durumları yüksek doğrulukta tahmin edilmiştir. Bu durum LQG kontrol yöntemi ile sistemi kontrol etmek için daha az sensör kullanılabileceğini, kontrol maliyetlerinin düşürülebileceğini ve sensör kullanımının imkânsız olduğu durumlarda bu kontrol yöntemi ile sistemin kontrol edilebileceğini göstermektedir.

Yapılan tez çalışması sonucunda yüksek hızlı demiryolu taşıtı yanal titreşimlerinin LQG kontrol yöntemleri ile büyük oranda bastırılabileceği anlaşılmış ve böylece

raylı taşıttaki güvenlik artırılmıştır. Ayrıca raylı taşıttaki ivme genlikleri de bastırılarak yolcu konforunun artırılabileceği görülmüştür. Böylece gelecekte yapılacak olan yüksek hızlı demiryolu taşıtlarında konforun artırılabilmesi için kontrol maliyeti düşük kullanılabilecek önemli bir kontrol yöntemi olduğu görülmüştür.

Bu tezde yüksek hızlı demiryolu taşıtı düz yolda hareket ettirilerek analizi edilmiştir. Bu analiz sonuçları yüksek hızlı demiryolu taşıtının kurp performansı hakkında bize tam bir bilgi vermemektedir. Bu nedenle yüksek hızlı demiryolu taşıtı yanal hareketlerinin kurplu bir yolda nasıl etkileneceği gelecek çalışmalarda incelenebilmektedir. Daha sonraki çalışmalarda boji – gövde arasında konfor için LQG yerine performansı artırabilecek diğer kontrol metotları uygulanabilir ya da parametre belirsizliği ve zaman gecikmeli kontroller yapılabilir.

Kaynakça

[1] M. Eser and Z. Tarhan, "2000'li Yıllarda Demiryolu Taşımacılığı," *2. Ulusal Demiryolu Kongresi*, 1997, pp.383-390.

[2] V. Garg and R. Dukkipati, *Dynamics of Railway Vehicle Systems. Toronto: Academic Press*, 1984.

[3] A. Wickens, "The Dynamics of Railway Vehicles-From Stephenson to Carter," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, vol. 212, no. 3, pp. 209-217, 1998.

[4] A.E. Atalay, "E43000 Lokomotifinin Dinamik Modelinin Oluşturulması ve Titreşimlerinin Kontrolü," Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, 2009.

[5] R. Toprak, "Raylı Ulaşım Sistemlerinin Çevresel Etkisi," *Raylı Sistemler Bülteni*, no. 12, 2009.

[6] A.U. Özer, "Tekerlek Profillerinin Raylı Taşıt Dinamiğine Etkisinin İncelenmesi," Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, 2012.

[7] N. Yagiz and A. Gursel, "Active Suspension Control of A Railway Vehicle with A Flexible Body," *International Journal of Vehicle Autonomous Systems*, vol. 3, no. 1, pp. 80-95, 2005.

[8] C. Oyan, "Structural Strength Analysis of The Bogie Frame in Taipei Rapid Transit Systems," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, vol. 212, no. 3, pp. 253-262, 1998.

[9] M. Eroğlu, İ. Esen and M.A. Koç, "Sonlu Elemanlar Yöntemi Kullanarak Demiryolu Bojilerinin Titreşim Analizi," *İleri Teknoloji Bilim Dergisi*, vol. 7, no. 1, pp. 60-67, 2018.

[10] A. Ören, "Raylı Bir Taşıtın Dinamik Modelinin Oluşturulması ve Titreşim Kontrolü," Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, 2011.

[11] J. Oh, Y. Shin, H. Koo, H. Kim, J. Park and S. Choi, "Vibration Control of A Semi-Active Railway Vehicle Suspension with Magneto-Rheological Dampers," *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 8, no. 4, pp. 1-13, 2016.

[12] M.F. Torun, "İstanbulda Raylı Sistemler ve Kentiçi Raylı Sistemlerde Konfor Algısı," Yüksek Lisans Tezi, Bahçeşehir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 2017.

[13] A. Orvnäs, "On Active Secondary Suspension in Rail Vehicles to Improve Ride Comfort", Doctoral Thesis in Railway Technology, KTH Engineering Sciences, 2011.

[14] L. Zong, X. Gong, S. Xuan and C. Guo, "Semi-Active H-sonsuz Control of High-Speed Railway Vehicle Suspension with Magnetorheological Dampers," *Vehicle System Dynamics*, vol. 51, no. 5, pp. 600-626, 2013.

[15] S. Koizumi, T. Hirata, K. Ishihara, N. Okabe, O. Torii and M. Nakata, "Active Suspension System for Railway Vehicles", *Sumitomo Search 56*, pp. 55-61, 1994.

[16] A. Mellado, C. Casanueva, J. Vinolas and J. Giménez, "A Lateral Active Suspension for Conventional Railway Bogies," *Vehicle System Dynamics*, vol. 47, no. 1, pp.1-14, 2009.

[17] M. Ranjbar and M. Ghazavi, "Lateral Stability Analysis of High-Speed Railway Vehicle on Curve," *in Proc. of Int. Conf. on Advances in Robotic, Mechanical Engineering and Design*, 2012, pp. 11-14.

[18] S. Ha, S. Choi, G. Lee and W. Yoo, "Control Performance Evaluation of Railway Vehicle MR Suspension Using Fuzzy Sky-Ground Hook Control Algorithm," *Journal of Physics: Conference Series*, vol. 412, p. 012042, 2013.

[19] S. Sezer, S. Cetin and A. Atalay, "Application of Self Tuning Fuzzy Logic Control to Full Railway Vehicle Model," *Procedia Computer Science*, vol. 6, pp. 487-492, 2011.

[20] M. Metin and R. Guclu, "Rail Vehicle Vibrations Control Using Parameters Adaptive PID Controller," *Mathematical Problems in Engineering*, vol. 2014, pp. 1-10, 2014.

[21] 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*, vol. 17, no. 10, pp. 1525-1539, 2010.

[22] D. Wang and W. Liao, "Semi-Active Suspension Systems for Railway Vehicles Using Magnetorheological Dampers. Part I: System Integration and Modelling," *Vehicle System Dynamics*, vol. 47, no. 11, pp. 1305-1325, 2009.

[23] D. Baiasu, G. Ghita and I. Sebesan, "Control System with Magnetorheological Fluid Device for Mitigation of The Railway Vehicle Hunting Oscillations," *Journal of Physics: Conference Series*, vol. 412, pp. 012043, 2013.

[24] K. Guo, J. Sui and Y. Guo, "Semi-Active Control Method for A High-Speed Railway Vehicle Lateral Damper Based on Skyhook and Groundhook Hybrid Damping," *Journal of Vibration and Shock*, vol. 32, no. 2, pp. 18-23, 2013.

[25] M. Metin and R. Güçlü, "Bir Hafif Metro Aracında Süspansiyon Parametrelerinin Optimizasyonu ile Kritik Hızın Artırılması," *in 7.Otomotiv Teknoloji Kongresi*, 2014, vol. 1, no. 1, pp. 103.

[26] A. Yildiz and S. Sivrioglu, "Semi-Active Vibration Control of Lateral and Rolling Motions for A Straddle Type Monorail Vehicle," *IFAC-PapersOnLine*, vol. 49, no. 3, pp. 279-284, 2016.

[27] B. Kang, "Influence of Train Length on The Lateral Vibration of A High-Speed Train Equipped with Articulated Bogies," *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 28, no. 9, pp. 3517-3527, 2014.

[28] A. Fotouhi and A. Yousefi-Koma, "Improve Hunting of A Railway Vehicle Using Semi-Active Primary Suspension," *in ASME 8th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis*, 2006, vol. 3, pp. 557-564.

[29] S. Lee and Y. Cheng, "Hunting Stability Analysis of High-Speed Railway Vehicle Trucks on Tangent Tracks", *Journal of Sound and Vibration*, vol. 282, no. 3-5, pp. 881-898, 2005.

[30] R. Sharma and S. Palli, "Analysis of Creep Force and Its Sensitivity on Stability and Vertical-Lateral Ride for Railway Vehicle," *International Journal of Vehicle Noise and Vibration*, vol. 12, no. 1, pp. 60, 2016.

[31] S. Sun et al., "Horizontal Vibration Reduction of A Seat Suspension Using Negative Changing Stiffness Magnetorheological Elastomer Isolators," *International Journal of Vehicle Design*, vol. 68, no. 1/2/3, pp. 104-118, 2015.

[32] J. Yang, J. Li and Y. Du, "Adaptive Fuzzy Control of Lateral Semi-Active Suspension for High-Speed Railway Vehicle," *in International Conference on Intelligent Computing (2)*, 2006, pp. 1104-1115.

[33] J.M. Zhang, Y.S. Hu and Z.G Lu, "Vibration Simulation of Human Body on Running Railway Vehicle," *Journal of Vibration and Shock*, no.10, pp. 76-80, 2007.

[34] A. Orvnäs, S. Stichel and R. Persson, "Active Lateral Secondary Suspension with H-Sonsuz Control to Improve Ride Comfort: Simulations on A Full-Scale Model," *Vehicle System Dynamics*, vol. 49, no. 9, pp. 1409-1422, 2011.

[35] A. Fotouhi and A. Yousefi-Koma, "Active Railway Wheelset Suspension, Using LQR and Model Reference Adaptive Controllers," *in 15th International Conference on Mechanical Engineering*, 2007.

[36] T. Kızıltuğ, "Raylı Sistemlerde Gürültü ve Titreşim," Yüksek Lisans Tezi, Bahçeşehir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 2017.

[37] C. Türkmen and N. Kose, "Vibrasyon: Fizyoterapide Kullanımı ve Etkileri," *Fizyoterapi Seminerleri 2016(2)*, 2016, vol. 2, pp. 11-16.

[38] R. Brauch, "Vibration Analysis and Standards – A Review of Vibration Exposure Regulations, Standards, Guidelines and Current Exposure Assessment Methods," *Proceedings of American Industrial Hygiene Association (AIHA) Folrida Spring 2009 Conference*, 2009.

[39] "Hekimler ve Tabip Odası Yöneticileri için Mevzuat." Erişim: 19 Eylül 2019. http://www.ttb.org.tr/mevzuat/index.php?option=com_content&view=article&id=972:calianlarin-ttremle-lgl-rsklerden-korunmalarina-dar-yoenetmelk&catid=2:ymelik&Itemid=33.

[40] T. Doğan, B. Erdem and Z. Duran, "Tüm Vücut Titreşiminin Operatör ve Sürücüler Üzerindeki Etkileri: Ölçümü ve Değerlendirilmesi," *Bilimsel Madencilik Dergisi*, vol. 54, no. 4, pp. 25-39, 2015.

[41] E. Aba, "Bir Yolcu Vagonunun Dinamik Tasarımı ve Titreşim Konforunun Analizi Üzerine Bir Yaklaşım," Doktora Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, 1994.

[42] B. Sarıoğlu, "Raylı Taşıtlar için Hava Süspansiyon Körüğü Tasarımı, Prototip İmalatı ve Mekanik Performanslarının Belirlenmesi," Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 2013.

[43] M. Ulukapı, "Aktif ve Yarı Aktif Süspansiyon Sistemlerinin Simülasyon Ortamında İncelenmesi," Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, 2005.

[44] M. Metin, "Raylı Sistem Araçlarının Modellenmesi ve Titreşimlerinin Kontrolü," Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, 2007.

[45] Q. Zhu, L. Li, C. Chen, C. Liu and G. 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*, vol. 65, no. 5, pp. 4187-4196, 2018.

[46] A. Qazizadeh, "On Active Suspension in Rail Vehicles," Doctoral Thesis, KTH Engineering Sciences, 2017.

[47] I. Simon, *Handbook of Railway Vehicle Dynamics. Hoboken: CRC Press*, 2006, pp. 345-346.

[48] A. Pacchioni, R. Goodall and S. Bruni, "Active Suspension for A Two-Axle Railway Vehicle," *Vehicle System Dynamics*, vol. 48, no. 1, pp. 105-120, 2010.

[49] D. Brabie, "Simulation of Active Lateral Suspension in Railway Vehicles – Parametric Studies for An Electro-Mechanical Actuator," *KTH Royal Institute of Technology*, no. 9, pp. 67, 2002.

[50] "Hızlı Tren Nedir." Erişim: 17 Eylül 2019. https://www.muhendisbeyinler.net/hizli-tren-nedir/.

[51] "Raylı Sistem Taşıtları." Erişim: 10 Mart 2019. http://www.raylisistem.net/2017/02/rayli-sistem-tasitlari.html.

[52] M. Bayraktar, "Raylı Taşıtların Dingillerinin Dinamik Analizi," Doktora Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, 2010.

[53] M.C. Çatalbaş, Z.U. Bayrak and A. Gülten, "Hava Taşıtlarının Uçuş Kontrolü için Doğrusal Kuadratik Regülator Yöntemi ile Optimal Kontrolör Tasarımı," *Fırat Üni. Mühendislik Bilimleri Dergisi*, no. 27(2), pp. 1-9, 2015.

[54] M. Metin, "Hafif Raylı Sistemlerin Titreşimleri ve Kontrolü," Doktora Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, 2013.

[55] G. Straten and L. Willigenburg, *CIGR Handbook of Agricultural Engineering Volume VI.*, 2006, pp.129.

[56] M.A. Şen, H.H. Bilgiç and M. Kalyoncu, "Çift Ters Sarkaç Sisteminin Denge ve Konum Kontrolü için Arı Algoritması ile LQR Kontrolcü Parametrelerinin Tayini," *Mühendis ve Makine Dergisi*, vol. 57, no. 679, pp. 53-62, 2016.

[57] S. Bdran, M. Shuyuan, S. Saifullah and Dr. H. Jie, "Comparison of PID, Pole Placement and LQR Controllers for Speed Ratio Control of Continuously Variable Transmission (CVT)", *Mechatronic Center, Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology (BIT)*, pp. 149-154, 2013.

[58] A. Schirrer, M. Kozek and J. Schoftner, "MIMO Vibration Control for A Flexible Rail Car Body: Design and Experimental Validation," *Vibration Analysis and Control - New Trends and Developments*, pp. 309-336, 2011.

[59] A. Özdemir and D. Maden, "Aktif Süspansiyon Sistemli Çeyrek Araç Modelinin Gözlemleyiciyle Optimal Kontrolü," *SAÜ Fen Bilimleri Dergisi*, vol. 17, no. 2, pp. 181-187, 2013.

[60] A. Mohammadbagheri, N. Zaeri and M. Yaghoobi, "Comparison Performance Between PID and LQR Controllers for 4-Leg Voltage-Source Inverters," *International Conference on Circuits, System and Simulation*, 2011, vol. 7, pp. 230-234.

[61] U. Aydın, "Buck-Boost Dönüştürücü Devresinin PID ve Kayan Kipli Kontrol ile Denetimi", Yüksek Lisans Tezi, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 2019.

[62] N. Kurtlucan, "Otonom Bir Mobil Robotun Kayan Kipli Kontrol Yöntemi ile Yörünge Kontrolü ve PID Kontrol ile Kıyaslanması", Yüksek Lisans Tezi, KSÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, 2018.

[63] "Progressive automations." Erişim: 16 Eylül 2019. https://www.progressiveautomations.com/products/solar-hall-effect-actuator.

A

Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıtının Matlab Model Parametreleri

A-1 Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıtına Ait Sistem Parametreleri

Tablo A.1'de yüksek hızlı demiryolu taşıtının analizde kullanılan sistem parametreleri verilmiştir.

Tablo A.1 Yüksek hızlı demiryolu taşıtının sistem parametreleri [23], [45]

Sembol	Açıklama	Değer	Birim
m_c	Gövde kütlesi	32000	kg
m_t	Boji kütlesi	3296	kg
m_w	Tekerlek seti kütlesi	1750	kg
J_{cx}	Gövdenin x ekseni etrafındaki atalet momenti	75000	kgm^2
J_{cz}	Gövdenin z ekseni etrafındaki atalet momenti	2240000	kgm^2
J_{tx}	Bojinin x ekseni etrafındaki atalet momenti	1900	kgm^2
J_{tz}	Bojinin z ekseni etrafındaki atalet momenti	2100	kgm^2
J_{wx}	Tekerlek setinin x ekseni etrafındaki atalet momenti	1400	kgm^2
J_{wy}	Tekerlek setinin y ekseni etrafındaki atalet momenti	145	kgm^2
J_{wz}	Tekerlek setinin z ekseni etrafındaki atalet momenti	1400	kgm^2
k_{px}	Birincil süspansiyon x yönündeki katılık değeri	14500000	N/m
k_{py}	Birincil süspansiyon y yönündeki katılık değeri	7500000	N/m
k_{pz}	Birincil süspansiyon z yönündeki katılık değeri	665000	N/m

k_{sx}	İkincil süspansiyon x yönündeki katılık değeri	170000	N/m
k_{sy}	İkincil süspansiyon y yönündeki katılık değeri	175000	N/m
k_{sz}	İkincil süspansiyon z yönündeki katılık değeri	340000	N/m
c_{px}	Birincil süspansiyon x yönündeki sönüm değeri	0	N s/m
c_{py}	Birincil süspansiyon y yönündeki sönüm değeri	0	N s/m
c_{pz}	Birincil süspansiyon z yönündeki sönüm değeri	15000	N s/m
c_{sx}	İkincil süspansiyon x yönündeki sönüm değeri	250000	N s/m
c_{sy}	İkincil süspansiyon y yönündeki sönüm değeri	26000	N s/m
c_{sz}	İkincil süspansiyon z yönündeki sönüm değeri	80000	N s/m
h_{cs}	İkincil süspansiyon ile taşıt gövde merkezi arasında z ekseninde mesafe	0.78	m
h_{ts}	İkincil süspansiyon ile boji merkezi arasında z ekseninde mesafe	0.22	m
h_{tp}	Birincil süspansiyon ile boji merkezi arasında z ekseninde mesafe	0.2085	m
λ	Tekerlek profilinin eşdeğer konikliği	0.14	
l	İki boji merkezi arasındaki x eksenindeki mesafenin yarısı	9	m
b	Bir bojideki iki tekerlek seti arasındaki mesafe	1.25	m
a	Tekerlek setindeki iki tekerlek arasındaki temas noktaları arası mesafenin yarısı	0.7465	m
d_p	Birincil süspansiyondaki z yönündeki süspansiyonlar arasındaki mesafenin yarısı	1	m
d_s	İkincil süspansiyondaki z yönündeki süspansiyonlar arasındaki mesafenin yarısı	1	m
r_0	Tekerleğin yuvarlanma yarıçapı	0.4575	m

f_{11}	Boylamsal sürünme katsayısı	11200000	N
f_{12}	Yanal/dönme sürünme katsayısı	1200	Nm
f_{22}	Dönme sürünme katsayısı	1000	Nm^2
f_{33}	Yanal sürünme katsayısı	9980000	N
W	Tekerlek setine gelen yük	111700	N

A-2 Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıtı Kütle, Sönüm ve Katılık Matrisleri

$$M=\begin{bmatrix} m_w & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_w & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_w & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_w & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_t & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_t & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_c & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{wz} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{wz} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{wz} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{wz} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{tz} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{tz} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{cz} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{tx} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{tx} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{cx} \end{bmatrix}_{17x17} \quad (A.1)$$

Yüksek hızlı demiryolu taşıtının kütle matrisi (A.1)'de, sönüm matrisi (A.2)'de ve katılık matrisi (A.3)'te verilmiştir. Tablo A.2 ve Tablo A.3'de sönüm ve katılık matrisinde kullanılan elemanlar verilmiştir. Tabloda yer almayan diğer matris elemanları 0 olarak kabul edilmiştir.

$$C=\begin{bmatrix} C_{1_1} & C_{1_2} & \cdots & C_{1_{16}} & C_{1_{17}} \\ C_{2_1} & C_{2_2} & \cdots & C_{2_{16}} & C_{2_{17}} \\ C_{3_1} & C_{3_2} & \cdots & C_{3_{16}} & C_{3_{17}} \\ . & . & \cdots & . & . \\ . & . & \cdots & . & . \\ C_{16_1} & C_{16_2} & \cdots & C_{16_{16}} & C_{16_{17}} \\ C_{17_1} & C_{17_2} & \cdots & C_{17_{16}} & C_{17_{17}} \end{bmatrix}_{17x17} \quad \text{(A.2)}$$

Tablo A.2 Sönüm matrisi elemanları

$C_{1_1}=\left(\begin{matrix}2c_{py}+2c_{pz}\left(d_p\frac{\lambda}{a}\right)^2 \\ +\frac{2f_{11}}{V}\left(1+r_0\frac{\lambda}{a}\right)\end{matrix}\right)$	$C_{1_5}=-2c_{py}$
$C_{1_8}=\frac{2f_{12}}{V}$	$C_{1_{12}}=2c_{py}b$
$C_{1_{15}}=\left(2c_{py}h_{tp}-2c_{pz}d_p^2\frac{\lambda}{a}\right)$	$C_{2_2}=\left(\begin{matrix}2c_{py}+2c_{pz}\left(d_p\frac{\lambda}{a}\right)^2 \\ +\frac{2f_{11}}{V}\left(1+r_0\frac{\lambda}{a}\right)\end{matrix}\right)$
$C_{2_5}=-2c_{py}$	$C_{2_9}=\frac{2f_{12}}{V}$
$C_{2_{12}}=-2c_{py}b$	$C_{2_{15}}=\left(2c_{py}h_{tp}-2c_{pz}d_p^2\frac{\lambda}{a}\right)$
$C_{3_3}=\left(\begin{matrix}2c_{py}+2c_{pz}\left(d_p\frac{\lambda}{a}\right)^2 \\ +\frac{2f_{11}}{V}\left(1+r_0\frac{\lambda}{a}\right)\end{matrix}\right)$	$C_{3_6}=-2c_{py}$
$C_{3_{10}}=\frac{2f_{12}}{V}$	$C_{3_{13}}=2c_{py}b$
$C_{3_{16}}=\left(2c_{py}h_{tp}-2c_{pz}d_p^2\frac{\lambda}{a}\right)$	$C_{4_4}=\left(\begin{matrix}2c_{py}+2c_{pz}\left(d_p\frac{\lambda}{a}\right)^2 \\ +\frac{2f_{11}}{V}\left(1+r_0\frac{\lambda}{a}\right)\end{matrix}\right)$

$C_{4_6}=-2c_{py}$	$C_{4_{11}}=\frac{2f_{12}}{V}$
$C_{4_{13}}=-2c_{py}b$	$C_{4_{16}}=\left(2c_{py}h_{tp}-2c_{pz}d_p^2\frac{\lambda}{a}\right)$
$C_{5_1}=-2c_{py}$	$C_{5_2}=-2c_{py}$
$C_{5_5}=\left(4c_{py}+2c_{sy}\right)$	$C_{5_7}=-2c_{sy}$
$C_{5_{14}}=2c_{sy}l$	$C_{5_{15}}=\left(2c_{sy}h_{ts}-4c_{py}h_{tp}\right)$
$C_{5_{17}}=2c_{sy}h_{cs}$	$C_{6_3}=-2c_{py}$
$C_{6_4}=-2c_{py}$	$C_{6_6}=\left(4c_{py}+2c_{sy}\right)$
$C_{6_7}=-2c_{sy}$	$C_{6_{14}}=-2c_{sy}l$
$C_{6_{16}}=\left(2c_{sy}h_{ts}-4c_{py}h_{tp}\right)$	$C_{6_{17}}=2c_{sy}h_{cs}$
$C_{7_5}=-2c_{sy}$	$C_{7_6}=-2c_{sy}$
$C_{7_7}=4c_{sy}$	$C_{7_{15}}=-2c_{sy}h_{ts}$
$C_{7_{16}}=-2c_{sy}h_{ts}$	$C_{7_{17}}=-4c_{sy}h_{cs}$
$C_{8_1}=\begin{pmatrix} J_{wy}\frac{V\lambda}{r_0 a} \\ -\frac{2f_{12}}{V}\left(1+r_0\frac{\lambda}{a}\right)\end{pmatrix}$	$C_{8_8}=\begin{pmatrix}\frac{2a^2f_{33}+2f_{22}}{V} \\ +2c_{px}d_p^2\end{pmatrix}$

$C_{8_{12}}=-2c_{px}d_p^2$	$C_{9_2}=\begin{pmatrix} J_{wy}\dfrac{V\lambda}{r_0 a} \\ -\dfrac{2f_{12}}{V}\left(1+r_0\dfrac{\lambda}{a}\right)\end{pmatrix}$
$C_{9_9}=\begin{pmatrix}\dfrac{2a^2f_{33}+2f_{22}}{V} \\ +2c_{px}d_p^2\end{pmatrix}$	$C_{9_{12}}=-2c_{px}d_p^2$
$C_{10_3}=\begin{pmatrix} J_{wy}\dfrac{V\lambda}{r_0 a} \\ -\dfrac{2f_{12}}{V}\left(1+r_0\dfrac{\lambda}{a}\right)\end{pmatrix}$	$C_{10_{10}}=\begin{pmatrix}\dfrac{2a^2f_{33}+2f_{22}}{V} \\ +2c_{px}d_p^2\end{pmatrix}$
$C_{10_{13}}=-2c_{px}d_p^2$	$C_{11_4}=\begin{pmatrix} J_{wy}\dfrac{V\lambda}{r_0 a} \\ -\dfrac{2f_{12}}{V}\left(1+r_0\dfrac{\lambda}{a}\right)\end{pmatrix}$
$C_{11_{11}}=\begin{pmatrix}\dfrac{2a^2f_{33}+2f_{22}}{V} \\ +2c_{px}d_p^2\end{pmatrix}$	$C_{11_{13}}=-2c_{px}d_p^2$
$C_{12_1}=2c_{py}b$	$C_{12_2}=-2c_{py}b$
$C_{12_8}=-2c_{px}d_p^2$	$C_{12_9}=-2c_{px}d_p^2$
$C_{12_{12}}=\begin{pmatrix}4c_{px}d_p^2+4c_{py}b^2 \\ +2c_{sx}d_s^2\end{pmatrix}$	$C_{12_{14}}=-2c_{sx}d_s^2$
$C_{13_3}=2c_{py}b$	$C_{13_4}=-2c_{py}b$
$C_{13_{10}}=-2c_{px}d_p^2$	$C_{13_{11}}=-2c_{px}d_p^2$
$C_{13_{13}}=\begin{pmatrix}4c_{px}d_p^2+4c_{py}b^2 \\ +2c_{sx}d_s^2\end{pmatrix}$	$C_{13_{14}}=-2c_{sx}d_s^2$

$C_{14_5}=2c_{sy}l$	$C_{14_6}=-2c_{sy}l$
$C_{14_{12}}=-2c_{sx}d_s^2$	$C_{14_{13}}=-2c_{sx}d_s^2$
$C_{14_{14}}=\left(4c_{sx}d_s^2+4c_{sy}l^2\right)$	$C_{14_{15}}=2c_{sy}lh_{ts}$
$C_{14_{16}}=-2c_{sy}lh_{ts}$	$C_{15_1}=\left(2c_{py}h_{tp}-2c_{pz}d_p^2\frac{\lambda}{a}\right)$
$C_{15_2}=\left(2c_{py}h_{tp}-2c_{pz}d_p^2\frac{\lambda}{a}\right)$	$C_{15_5}=\left(2c_{sy}h_{ts}-4c_{py}h_{tp}\right)$
$C_{15_7}=-2c_{sy}h_{ts}$	$C_{15_{14}}=2c_{sy}lh_{ts}$
$C_{15_{15}}=\begin{pmatrix}4c_{pz}d_p^2+2c_{sy}h_{ts}^2\\4c_{py}h_{tp}^2+2c_{sz}d_s^2\end{pmatrix}$	$C_{15_{17}}=\begin{pmatrix}2c_{sy}h_{ts}h_{cs}\\-2c_{sz}d_s^2\end{pmatrix}$
$C_{16_3}=\left(2c_{py}h_{tp}-2c_{pz}d_p^2\frac{\lambda}{a}\right)$	$C_{16_4}=\left(2c_{py}h_{tp}-2c_{pz}d_p^2\frac{\lambda}{a}\right)$
$C_{16_6}=\left(2c_{sy}h_{ts}-4c_{py}h_{tp}\right)$	$C_{16_7}=-2c_{sy}h_{ts}$
$C_{16_{14}}=-2c_{sy}lh_{ts}$	$C_{16_{16}}=\begin{pmatrix}4c_{pz}d_p^2+2c_{sy}h_{ts}^2\\4c_{py}h_{tp}^2+2c_{sz}d_s^2\end{pmatrix}$
$C_{16_{17}}=\begin{pmatrix}2c_{sy}h_{ts}h_{cs}\\-2c_{sz}d_s^2\end{pmatrix}$	$C_{17_5}=2c_{sy}h_{cs}$
$C_{17_6}=2c_{sy}h_{cs}$	$C_{17_7}=-4c_{sy}h_{cs}$
$C_{17_{15}}=\begin{pmatrix}2c_{sy}h_{ts}h_{cs}\\-2c_{sz}d_s^2\end{pmatrix}$	$C_{17_{16}}=\begin{pmatrix}2c_{sy}h_{ts}h_{cs}\\-2c_{sz}d_s^2\end{pmatrix}$
$C_{17_{17}}=\left(4c_{sy}h_{cs}^2+4c_{sz}d_s^2\right)$	

$$K=\begin{bmatrix} K_{1_1} & K_{1_2} & \cdots & K_{1_{16}} & K_{1_{17}} \\ K_{2_1} & K_{2_2} & \cdots & K_{2_{16}} & K_{2_{17}} \\ K_{3_1} & K_{3_2} & \cdots & K_{3_{16}} & K_{3_{17}} \\ . & . & \cdots & . & . \\ . & . & \cdots & . & . \\ K_{16_1} & K_{16_2} & \cdots & K_{16_{16}} & K_{16_{17}} \\ K_{17_1} & K_{17_2} & \cdots & K_{17_{16}} & K_{17_{17}} \end{bmatrix}_{17x17} \quad (A.3)$$

Tablo A.3 Katılık matrisi elemanları

$K_{1_1}=\left(2k_{py}+2k_{pz}\left(d_p\frac{\lambda}{a}\right)^2+W\frac{\lambda}{a}\right)$	$K_{1_5}=-2k_{py}$
$K_{1_8}=-2f_{11}$	$K_{1_{12}}=2k_{py}b$
$K_{1_{15}}=\left(2k_{py}h_{tp}-2k_{pz}d_p^2\frac{\lambda}{a}\right)$	$K_{2_2}=\left(2k_{py}+2k_{pz}\left(d_p\frac{\lambda}{a}\right)^2+W\frac{\lambda}{a}\right)$
$K_{2_5}=-2k_{py}$	$K_{2_9}=-2f_{11}$
$K_{2_{12}}=-2k_{py}b$	$K_{2_{15}}=\left(2k_{py}h_{tp}-2k_{pz}d_p^2\frac{\lambda}{a}\right)$
$K_{3_3}=\left(2k_{py}+2k_{pz}\left(d_p\frac{\lambda}{a}\right)^2+W\frac{\lambda}{a}\right)$	$K_{3_6}=-2k_{py}$
$K_{3_{10}}=-2f_{11}$	$K_{3_{13}}=2k_{py}b$
$K_{3_{16}}=\left(2k_{py}h_{tp}-2k_{pz}d_p^2\frac{\lambda}{a}\right)$	$K_{4_4}=\left(2k_{py}+2k_{pz}\left(d_p\frac{\lambda}{a}\right)^2+W\frac{\lambda}{a}\right)$

$K_{4_6}=-2k_{py}$	$K_{4_{11}}=-2f_{11}$
$K_{4_{13}}=-2k_{py}b$	$K_{4_{16}}=\left(2k_{py}h_{tp}-2k_{pz}d_p^2\frac{\lambda}{a}\right)$
$K_{5_1}=-2k_{py}$	$K_{5_2}=-2k_{py}$
$K_{5_5}=\left(4k_{py}+2k_{sy}\right)$	$K_{5_7}=-2k_{sy}$
$K_{5_{14}}=2k_{sy}l$	$K_{5_{15}}=\left(2k_{sy}h_{ts}-4k_{py}h_{tp}\right)$
$K_{5_{17}}=2k_{sy}h_{cs}$	$K_{6_3}=-2k_{py}$
$K_{6_4}=-2k_{py}$	$K_{6_6}=\left(4k_{py}+2k_{sy}\right)$
$K_{6_7}=-2k_{sy}$	$K_{6_{14}}=-2k_{sy}l$
$K_{6_{16}}=\left(2k_{sy}h_{ts}-4k_{py}h_{tp}\right)$	$K_{6_{17}}=2k_{sy}h_{cs}$
$K_{7_5}=-2k_{sy}$	$K_{7_6}=-2k_{sy}$
$K_{7_7}=4k_{sy}$	$K_{7_{15}}=-2k_{sy}h_{ts}$
$K_{7_{16}}=-2k_{sy}h_{ts}$	$K_{7_{17}}=-4k_{sy}h_{cs}$
$K_{8_1}=\left(\frac{2af_{33}\lambda}{r_0}\right)$	$K_{8_8}=\begin{pmatrix}2f_{12}-aW\lambda\\+2k_{px}d_p^2\end{pmatrix}$
$K_{8_{12}}=-2k_{px}d_p^2$	$K_{9_2}=\left(\frac{2af_{33}\lambda}{r_0}\right)$

$K_{9_9}=\begin{pmatrix}2f_{12}\text{-}aW\lambda\\+2k_{px}d_p^2\end{pmatrix}$	$K_{9_{12}}=-2k_{px}d_p^2$
$K_{10_3}=\left(\frac{2af_{33}\lambda}{r_0}\right)$	$K_{10_{10}}=\begin{pmatrix}2f_{12}\text{-}aW\lambda\\+2k_{px}d_p^2\end{pmatrix}$
$K_{10_{13}}=-2k_{px}d_p^2$	$K_{11_4}=\left(\frac{2af_{33}\lambda}{r_0}\right)$
$K_{11_{11}}=\begin{pmatrix}2f_{12}\text{-}aW\lambda\\+2k_{px}d_p^2\end{pmatrix}$	$K_{11_{13}}=-2k_{px}d_p^2$
$K_{12_1}=2k_{py}b$	$K_{12_2}=-2k_{py}b$
$K_{12_8}=-2k_{px}d_p^2$	$K_{12_9}=-2k_{px}d_p^2$
$K_{12_{12}}=\begin{pmatrix}4k_{px}d_p^2+4k_{py}b^2\\+2k_{sx}d_s^2\end{pmatrix}$	$K_{12_{14}}=-2k_{sx}d_s^2$
$K_{13_3}=2k_{py}b$	$K_{13_4}=-2k_{py}b$
$K_{13_{10}}=-2k_{px}d_p^2$	$K_{13_{11}}=-2k_{px}d_p^2$
$K_{13_{13}}=\begin{pmatrix}4k_{px}d_p^2+4k_{py}b^2\\+2k_{sx}d_s^2\end{pmatrix}$	$K_{13_{14}}=-2k_{sx}d_s^2$
$K_{14_5}=2k_{sy}l$	$K_{14_6}=-2k_{sy}l$
$K_{14_{12}}=-2k_{sx}d_s^2$	$K_{14_{13}}=-2k_{sx}d_s^2$
$K_{14_{14}}=\left(4k_{sx}d_s^2+4k_{sy}l^2\right)$	$K_{14_{15}}=2k_{sy}lh_{ts}$
$K_{14_{16}}=-2k_{sy}lh_{ts}$	$K_{15_1}=\left(2k_{py}h_{tp}\text{-}2k_{pz}d_p^2\frac{\lambda}{a}\right)$

$K_{15_2}=\left(2k_{py}h_{tp}-2k_{pz}d_p^2\frac{\lambda}{a}\right)$	$K_{15_5}=\left(2k_{sy}h_{ts}-4k_{py}h_{tp}\right)$
$K_{15_7}=-2k_{sy}h_{ts}$	$K_{15_{14}}=2k_{sy}lh_{ts}$
$K_{15_{15}}=\begin{pmatrix}4k_{pz}d_p^2+2k_{sy}h_{ts}^2\\4k_{py}h_{tp}^2+2k_{sz}d_s^2\end{pmatrix}$	$K_{15_{17}}=\begin{pmatrix}2k_{sy}h_{ts}h_{cs}\\-2k_{sz}d_s^2\end{pmatrix}$
$K_{16_3}=\left(2k_{py}h_{tp}-2k_{pz}d_p^2\frac{\lambda}{a}\right)$	$K_{16_4}=\left(2k_{py}h_{tp}-2k_{pz}d_p^2\frac{\lambda}{a}\right)$
$K_{16_6}=\left(2k_{sy}h_{ts}-4k_{py}h_{tp}\right)$	$K_{16_7}=-2k_{sy}h_{ts}$
$K_{16_{14}}=-2k_{sy}lh_{ts}$	$K_{16_{16}}=\begin{pmatrix}4k_{pz}d_p^2+2k_{sy}h_{ts}^2\\4k_{py}h_{tp}^2+2k_{sz}d_s^2\end{pmatrix}$
$K_{16_{17}}=\begin{pmatrix}2k_{sy}h_{ts}h_{cs}\\-2k_{sz}d_s^2\end{pmatrix}$	$K_{17_5}=2k_{sy}h_{cs}$
$K_{17_6}=2k_{sy}h_{cs}$	$K_{17_7}=-4k_{sy}h_{cs}$
$K_{17_{15}}=\begin{pmatrix}2k_{sy}h_{ts}h_{cs}\\-2k_{sz}d_s^2\end{pmatrix}$	$K_{17_{16}}=\begin{pmatrix}2k_{sy}h_{ts}h_{cs}\\-2k_{sz}d_s^2\end{pmatrix}$
$K_{17_{17}}=\left(4k_{sy}h_{cs}^2+4k_{sz}d_s^2\right)$	

Not: Doğal frekans analizi gerçekleştirilirken sistemde bulunan sürünme kuvvetleri ile ilgili terimler çıkarılmalıdır.

A-3 Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıtının Doğal Frekans Analizi

Yüksek hızlı demiryolu taşıtının doğal frekans analizi yapılırken, tekerlek-ray etkileşimi sonucunda tekerlek setine etki eden sürünme ve sürtünme kuvvetlerinin yok edilmesi gerekmektedir. Bu nedenle, katılık matrisini oluşturan sistem elemanları içerisindeki sürünme terimleri ihmal edilmelidir. İhmal edilen sistem elemanları sonucunda doğal frekans, kütle, atalet momentleri, eşdeğer koniklik, tekerlek setine gelen yükler ve yaylardan gelen katılık değerlerine bağlıdır [52]. Matlab yazılım programında yapılan analizler sonucunda doğal frekanslar Tablo A.4'deki gibi bulunmuştur.

Tablo A.4 Yüksek hızlı demiryolu taşıtı doğal frekansları

(w_n)	Hz
1	0.1729
2	0.2547
3	0.6724
4	1.1354
5	1.1363
6	1.4850
7	1.4929
8	6.6925
9	6.6977
10	18.3666
11	18.3666
12	21.6118
13	21.6119
14	22.9017
15	22.9017
16	40.9032
17	40.9032

A-4 Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıtının Kontrolünde Kullanılan LQG Kontrol Parametreleri

Yüksek hızlı demiryolu taşıtı gövdesinin yanal titreşimlerini bastırmak için yapılan LQG kontrol yönteminde maliyet fonksiyonunu minimum seviyede tutmak için kullanılan ağırlıklandırma matrisleri (Q ve R matrisi) (A.4) ve (A.5)'de verilmiştir.

$$Q=\begin{bmatrix} Q_1 & Q_2 & Q_3 & Q_4 & Q_5 & Q_6 & Q_7 & Q_8 & Q_9 & Q_{10} & Q_{11} & Q_{12} & Q_{13} & Q_{14} & Q_{15} \end{bmatrix}^T \quad \text{(A.4)}$$

$$[Q_1]=\begin{bmatrix} 20000*[I]_{4x4} & [0]_{4x30} \end{bmatrix}_{4x34} \quad \text{(A.4-A)}$$

$$[Q_2]=\begin{bmatrix} [0]_{2x4} & 1.8*10^{9}*[I]_{2x2} & [0]_{2x28} \end{bmatrix}_{2x34} \quad \text{(A.4-B)}$$

$$[Q_3]=\begin{bmatrix} [0]_{1x6} & 1.8*10^{13} & [0]_{1x27} \end{bmatrix}_{1x34} \quad \text{(A.4-C)}$$

$$[Q_4]=\begin{bmatrix} [0]_{4x7} & 2*10^{6}*[I]_{4x4} & [0]_{4x23} \end{bmatrix}_{4x34} \quad \text{(A.4-D)}$$

$$[Q_5]=\begin{bmatrix} [0]_{2x11} & 5*10^{11}*[I]_{2x2} & [0]_{2x21} \end{bmatrix}_{2x34} \quad \text{(A.4-E)}$$

$$[Q_6]=\begin{bmatrix} [0]_{1x13} & 4.5*10^{14} & [0]_{1x20} \end{bmatrix}_{1x34} \quad \text{(A.4-F)}$$

$$[Q_7]=\begin{bmatrix} [0]_{2x14} & 20000*[I]_{2x2} & [0]_{2x18} \end{bmatrix}_{2x34} \quad \text{(A.4-G)}$$

$$[Q_8]=\begin{bmatrix} [0]_{1x16} & 12.8*10^{7} & [0]_{1x17} \end{bmatrix}_{1x34} \quad \text{(A.4-H)}$$

$$[Q_9]=\begin{bmatrix} [0]_{4x16} & 20000*[I]_{4x4} & [0]_{4x14} \end{bmatrix}_{4x34} \quad \text{(A.4-I)}$$

$$[Q_{10}]=\begin{bmatrix} [0]_{2x21} & 5*10^{5}*[I]_{2x2} & [0]_{2x11} \end{bmatrix}_{2x34} \quad \text{(A.4-J)}$$

$$[Q_{11}]=\begin{bmatrix} [0]_{1x23} & 5*10^{9} & [0]_{1x10} \end{bmatrix}_{1x34} \quad \text{(A.4-K)}$$

$$[Q_{12}]=\begin{bmatrix} [0]_{6x24} & 20000*[I]_{6x6} & [0]_{6x4} \end{bmatrix}_{6x34} \quad \text{(A.4-L)}$$

$$[Q_{13}]=\begin{bmatrix} [0]_{1x30} & 5*10^{7} & [0]_{1x3} \end{bmatrix}_{1x34} \quad \text{(A.4-M)}$$

$$[Q_{14}]=\begin{bmatrix} [0]_{2x31} & 2*10^{6}*[I]_{2x2} & [0]_{2x1} \end{bmatrix}_{2x34} \quad \text{(A.4-N)}$$

$$[Q_{15}]=\begin{bmatrix} [0]_{1x33} & 2*10^{8} \end{bmatrix}_{1x34} \quad \text{(A.4-O)}$$

$$R=10^{-3}*[I]_{2x2} \quad \text{(A.5)}$$

A-5 Yüksek Hızlı Demiryolu Taşıtının Kontrolünde Kullanılan PID Kontrol Parametreleri

Yüksek hızlı demiryolu taşıtı gövdesinin yanal titreşimlerini bastırmak için kullanılan PID kontrol yöntemi kazanç (oransal, integral ve türevsel) değerleri (A.6) ve (A.7)'de verilmiştir.

$$K_{P_1} = 1*10^7$$

$$K_{I_1} = 5*10^6$$

$$K_{D_1} = 2.3*10^6 \quad \text{(A.6)}$$

$$K_{P_2} = -3*10^7$$

$$K_{I_2} = -1*10^4$$

$$K_{D_2} = -2*10^7 \quad \text{(A.7)}$$

Tezden Üretilmiş Yayınlar

İletişim Bilgisi: nihatbulduk@hotmail.com.tr

Konferans Bildirileri

1. N. Bulduk and M. Metin, "Yüksek Hızlı Demiryolu Araçlarında Yanal Titreşimlerin LQG Yöntemi Kullanılarak Kontrol Edilmesi," *19.Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu (UMTS 2019)*, 2019, vol. 1, no.1, pp.275-284.

2. N. Bulduk, M. Metin and C. Özbilgi, "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*, 2019, vol. 1, no. 1, pp. 338-352.