

**T.C.  
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**HAFİF RAYLI SİSTEMLERİN TİTREŞİMLERİ VE KONTROLÜ**

**MUZAFFER METİN**

**DOKTORA TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI  
MAKİNE TEORİSİ VE KONTROL PROGRAMI**

**DANIŞMAN  
PROF. DR. RAHMİ GÜÇLÜ**

**İSTANBUL, 2013**

**T.C.**  
**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**HAFİF RAYLI SİSTEMLERİN TİTREŞİMLERİ VE KONTROLÜ**

Muzaffer METİN tarafından hazırlanan tez çalışması 07.06.2011 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

**Tez Danışmanı**

Prof. Dr. Rahmi GÜÇLÜ  
Yıldız Teknik Üniversitesi

**Jüri Üyeleri**

Prof. Dr. Rahmi GÜÇLÜ  
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Necati TAHRALI  
Celal Bayar Üniversitesi

Prof. Dr. Nurkan YAĞIZ  
İstanbul Üniversitesi

Prof. Dr. Ertuğrul TAÇGIN  
Marmara Üniversitesi

Doç. Dr. Semih SEZER  
Yıldız Teknik Üniversitesi

---

---

---

---

---

Bu tez, TUBİTAK'ın sağladığı maddi destek ile 106M443 numaralı 1001 Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Projesi kapsamında gerçekleştirilmiştir.

Bu teze katkı ve desteklerinden dolayı Ulaşım A.Ş. Genel Müdürlüğüne ve Ar-Ge birimi çalışanlarına teşekkürlerimizi sunarım.

## ÖNSÖZ

---

Bu tezin hazırlanmasında maddi ve manevi yardımlarını esirgemeyen, çalışmam boyunca minnettar kaldığım insanlara;

Prof. Dr. Rahmi Güçlü: Bilgi ve tecrübeleriyle tezi yöneterek, çalışma boyunca bana güven ve cesaret verdiği ve zaman ayırıp sabırla düzeltmelerde yardımlarını esirgemediği için,

Prof. Necati Tahralı ve Prof. Dr. Nurkan Yağız: Doktora tezine, değerli görüş ve önerileriyle katkı sağladıkları için,

Ulaşım A.Ş. Genel Müdürü Ömer Yıldız: Doktora tezinin kurumuna ait gerçek bir sistem ele alınarak yapılması yönünde verdiği destek için,

Ulaşım A.Ş. Mühendislik ve Ar-Ge Müdürü Kazım Can: Tecrübelerini ve tez için gerekli olan teknik bilgileri cömertçe paylaştığı için,

Ulaşım A.Ş. Ar-Ge mühendisleri Fatih Duman, Ahmet U. Özer, F. Zafer Topsakal ve Yük. Müh. Selami Korkmaz: Gerekli olan teknik desteği vererek araştırmalarımın büyük katkı sundukları için,

Fatih E. Öz, Özgür Demir, Hakan Yazıcı, Meral Bayraktar, Mert Eğilmez, Mahmut Paksoy ve diğer çalışma arkadaşlarım: Yoğun çalışma dönemimde bana gösterdikleri sabır ve yardımları için,

Ve Eşime: Hayatın her anında bana gösterdiği anlayış, verdiği destek ve cesaret için, gönülden teşekkürlerimi sunarım.

Haziran, 2013

Muzaffer METİN

## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	viii
KISALTIMA LİSTESİ .....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xii
ÇİZELGE LİSTESİ .....	xviii
ÖZET.....	xix
ABSTRACT.....	xxii
<b>BÖLÜM 1</b>	
GİRİŞ .....	1
1.1    Literatür Özeti .....	7
1.2    Tezin Amacı.....	19
1.3    Hipotez.....	20
<b>BÖLÜM 2</b>	
HAFİF METRO ARACININ TANITILMASI.....	23
2.1    Tezde Kullanılan Yazılım ve Donanımlar.....	28
<b>BÖLÜM 3</b>	
HAFİF METRO ARACI DİNAMIĞI .....	30
3.1    Hafif Metro Aracı Deferansiyel Denklemlerinin Çıkartılması .....	31
3.1.1    Bozucu Etki Altında Hafif Metro Aracı Hareketlerinin Doğrusallaştırılmış Diferansiyel Denklemleri.....	41
3.2    Hafif Metro Aracına Ait Simpack Modelinin Kurulması .....	42
3.3    Zaman Alanında Simülasyon Sonuçları .....	44
3.4    Frekans Alanında Simülasyon Cevapları.....	55
3.5    Hafif Metro Aracı Özdeğer ve Kararlılık Analizleri .....	58
3.5.1    Hafif Metro Aracı Yüksüz Durumu İçin Kritik Hız Analizi.....	61

3.5.2	Hafif Metro Aracı Tam Yük Durumu İçin Kritik Hız Analizi .....	62
3.5.3	Tekerlek-Ray Etkileşim Parametrelerinin Hafif Metro Aracı Kararlılığına Etkilerinin İncelenmesi .....	63
3.5.4	Birincil Süspansiyon Parametrelerinin Hafif Metro Aracı Kararlılığına Etkilerinin İncelenmesi .....	68
3.5.5	İkincil Süspansiyon Parametrelerinin Hafif Metro Aracı Kararlılığına Etkilerinin İncelenmesi .....	75
3.6	Hafif Metro Aracı Süspansiyon Parametrelerinin Optimizasyonu .....	79
3.7	Hız Değişiminin Sistem Frekans Cevaplarına Etkisinin İncelenmesi .....	85
<b>BÖLÜM 4</b>		
<b>HAFİF RAYLI SİSTEM TİTREŞİMLERİNİN KONTROLÜ .....</b>		<b>91</b>
4.1	Hafif Metro Aracı Yanal Titreşimlerinin LQR Yöntemi ile Kontrol Edilmesi.. .....	91
4.2.1	Simülasyon Sonuçları .....	99
4.2	Hafif Metro Aracı Düşey Titreşimlerinin Bulanık PID Kontrolör ile Aktif Kontrolü .....	114
4.2.1	PID tipli klasik bulanık kontrolör (KBK) tasarımı .....	117
4.2.2	Parametre uyarlamalı PID tipli bulanık kontrolör (PUBK) tasarımı .....	120
4.2.3	Simülasyon sonuçları .....	122
<b>BÖLÜM 5</b>		
<b>SONUÇ VE ÖNERİLER .....</b>		<b>125</b>
<b>KAYNAKLAR .....</b>		<b>128</b>
<b>EK-A .....</b>		<b>141</b>
<b>TEKERLEK SETİ DİNAMIĞI .....</b>		<b>141</b>
A-1	Eksen Takımları .....	141
A-2	Tekerlek Setinde Serbestlik Derecesi ve Kısıtlar .....	143
A-3	Tekerlek Setine Ait Genel Diferansiyel Denklemlerin Çıkartılması .....	144
A-4	Normal Kuvvetler [1] .....	147
A-5	Sürünme Kuvvetleri ve Momentleri [1] .....	147
A-6	Yanal ve Yalpa Yerçekimsel Katılıkları [1] .....	148
A-7	Tekerlek Seti Doğrusallaştırılmış Diferansiyel Denklemleri .....	148
A-8	Bozucu Etki Altında Tekerlek Seti Hareketlerinin Doğrusallaştırılmış Diferansiyel Denklemleri .....	148
<b>EK-B .....</b>		<b>150</b>
<b>SİMPACK MODELİ .....</b>		<b>150</b>
<b>EK-C .....</b>		<b>155</b>
<b>HAFİF METRO ARACI MATLAB MODELİ BİLGİLERİ .....</b>		<b>155</b>
C-1	Hafif Metro Aracına Ait Parametreler .....	155

C-2	Hafif Metro Aracına Ait Parametreler (Tam Yük Durumu İçin) .....	158
C-2.1	Yolcu Atalet Momentinin Hesaplanması .....	158
C-3	Hafif Metro Aracına Ait Kütle, Sönüm ve Katılık Matris Bilgileri .....	162
C-4	Hafif Metro Aracı Modal Analizi .....	170
C-5	Hafif Metro Aracı Tam Yük Durumu Zaman Cevapları .....	172
C-6	Hafif Metro Aracı Tam Yük Durumu Frekans Cevapları .....	182
ÖZGEÇMİŞ	.....	185

## SİMGE LİSTESİ

---

$a$	Temas elipsi boylamsal yarı eksen parametresi
$A_f$	Flanş eğimi üst sınır noktası
$[A]$	Karakteristik matris
$[A_c]$	Kontrol edilen sistemin karakteristik matrisi
$\alpha$	Ölçekleme çarpanı
$b$	Temas elipsi yanal yarı eksen parametresi
$B_f$	Flanş eğimi alt sınır noktası
$[B]$	Giriş matrisi
$[B_u]$	Kontrol edilen sistemin giriş matrisi
$\beta$	Ölçekleme çarpanı
$c_{1x}, c_{1y}$ ve $c_{1z}$	Birincil süspansiyon sönüm değerleri
$c_{2x}, c_{2y}$ ve $c_{2z}$	İkincil süspansiyon sönüm değerleri
$c_{dy}$	Yanal damper sönüm değeri
$c_{dz}$	Düşey damper sönüm değeri
$c_h$	Hertz sabiti
$c_p$	Yolcu koltuğu sönümü
$c_{roll}$	Gövdelerin üst birleşim yerinde tarif edilen sönüm değeri
$c_t$	Gövdelerin alt birleşim yerinde tarif edilen sönüm değeri
$C_{ij}$	Sürünme ve dönme sabitleri
$[C]$	Çıkış matrisi
$de$	Hatanın değişimi
$\delta$	Temas açısı
$\delta_0$	Nominal pozisyon temas açısı
$\delta_\Delta$	Temas açısı değişimi
$\delta_R$ ve $\delta_L$	Sağ ve sol tekerlek temas açıları
$\Delta_L, \Delta_R$	Temas noktalarının yer değiştirmeleri
$e$	Hata fonksiyonu
$e_0$	Temas noktaları arası mesafe
$E_k$	Toplam kinetik enerji
$E_p$	Toplam potansiyel enerji
$E_s$	Toplam sönüm enerjisi
$f_{ij}$	Sürünme katsayıları
$F$	Statik tekerlek yükü
$F_g$	Yanal yerçekimsel katılık ifadesi
$F_L, F_R$	Sol ve sağ temas noktalarına ait sürünme kuvvetleri
$F_S$	Süspansiyon kuvvetleri



$F(\omega)$	Etki fonksiyonu
$F_x$	Boylamsal sürünme kuvveti
$F_y$	Yanal sürünme kuvveti
$F_{yol}$	Yoldan kaynaklı yanal bozucu kuvvetler
$g(y)$	Temas alanı keyfi çekme fonksiyonu
$H$	Tekerlek setinin açılma momentumu
$H(\omega)$	Frekans davranış fonksiyonu
$I_{ax}, I_{ay}$ ve $I_{az}$	Gövde atalet momentleri
$I_{bx}, I_{by}$ ve $I_{bz}$	Boji atalet momentleri
$I_{tx}, I_{ty}$ ve $I_{tz}$	Tekerlek seti atalet momentleri
$J$	Maliyet fonksiyonu
$k_{1x}, k_{1y}$ ve $k_{1z}$	Birincil süspansiyon katılık değerleri
$k_{2x}, k_{2y}$ ve $k_{2z}$	İkincil süspansiyon katılık değerleri
$k_{cx}$	Cer kolu için tarif edilen katılık değeri
$k_h$	Hertz katılığı
$k_p$	Yolcu koltuğu katılığı
$k_{roll}$	Gövdelerin üst birleşim yerinde tarif edilen katılık değeri
$k_t$	Gövdelerin alt birleşim yerinde tarif edilen katılık değeri
$K_d$ ve $K_e$	Ölçekleme çarpanları
$K_1, K_2, K_3$ ve $K_4$	Malzeme parametreleri
$[K]$	Durum geri besleme matrisi
$L$	Hunting hareketi dalga boyu
$L_{2dx}$	Yanal damper ile boji ağırlık merkezi arası mesafe
$L_{a1b1x}$	1. Boji ikincil süspansiyonu ile 1. gövde ağırlık merkezi arası mesafe
$L_{a1b2x}$	2. Boji ikincil süspansiyonu ile 1. gövde ağırlık merkezi arası mesafe
$L_{a2b3x}$	2. Boji ikincil süspansiyonu ile 2. gövde ağırlık merkezi arası mesafe
$L_{a2b4x}$	3. Boji ikincil süspansiyonu ile 2. gövde ağırlık merkezi arası mesafe
$L_{bb}$	Boji ağırlık merkezleri arası mesafe
$L_{d2y}$	Düşey damper ile boji ağırlık merkezi arası mesafe
$L_{rollz1}$	Gövdelerin üst birleşme bölgesi ile gövde ağırlık merkezi arası mesafe
$L_{rollz2}$	Gövdelerin alt birleşme noktası ile gövde ağırlık merkezi arası mesafe
$L_{s1x}$	Boji ağırlık merkezi ile birincil süspansiyon arası x yönündeki mesafe
$L_{s1y}$	Boji ağırlık merkezi ile birincil süspansiyon arası y yönündeki mesafe
$L_{wb}$	Boji tekerlek setleri arası mesafenin yarısı
$\lambda$	Eşdeğer koniklik
$\lambda_A$	$[A]$ 'nın özdeğerleri
$m$	Temas katsayısı
$\mu$	Sürtünme katsayısı
$M_a$	Gövde kütlesi
$M_b$	Boji kütlesi
$M_c$	Hafif metro aracı çeyrek model kütlesi
$M_L, M_R$	Sol ve sağ temas noktalarına ait sürünme momentleri
$M_p$	Yolcu koltuğu kütlesi
$M_t$	Tekerlek seti kütlesi
$M_S$	Süspansiyon momentleri
$M_w$	Hafif metro aracı çeyrek model tekerlek seti kütlesi

$M_z$	Sürünme momenti
$N$	Normal kuvvet
$N_L, N_R$	Sol ve sağ temas noktalarına ait normal kuvvetleri
$[P]$	Riccati matrisi
$\phi$	Yuvarlanma açısı
$\psi$	Yalpa açısı
$q_j$	Genelleştirilmiş koordinatlar
$Q_j$	Genelleştirilmiş kuvvetler
$[Q]$ ve $[R]$	Ağırlıklandırma matrisleri
$r_0$	Nominal tekerlek çapı
$r_\Delta$	Tekerlek yarıçapı değişimi
$r_R$ ve $r_L$	Anlık sağ ve sol tekerlek çapları
$r_w$	Tekerleğin anlık yuvarlanma yarıçapı
$R_L$ ve $R_R$	Sol ve sağ temas noktalarının konum vektörleri
$s_d$	Flaş kalınlığı
$s_h$	Flaş boyu
$\sigma$	Yuvarlanma açısı parametresi
$v$	İlerleme hızının mutlak değeri
$V$	İleri yöndeki raylı taşıt hızı
$W_A$	Aks yükü
$\omega$	Tekerlek seti açısal hızı
$y_y(t)$	Yanal yol düzensizliği fonksiyonu
$y_w(t)$	Harmonik fonksiyon
$z(t)$	Düşey yol düzensizliği fonksiyonu

## KISALTMA LİSTESİ

---

BMK	Bulanık Mantık Kontrol
DLR	Alman Hava-Uzay Merkezi (Deutschen Zentrums für Luft und Raumfahrt)
ISE	Hatanın Karelerinin Toplamı (Integral of Square Error)
KBK	Klasik Bulanık Kontrolör
LQR	Doğrusal Karesel Ayarlayıcı (Linear Quadratic Regulator)
PUBK	Parametre Uyarlamalı Bulanık Kontrolör

## ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1	Simülasyon sürecinin tanımlanması..... 1
Şekil 1.2	Demiryolu araçlarının dinamik açıdan incelenmesi [1]..... 3
Şekil 1.3	Raylı taşıt gövdesinin salınım (sway) modları..... 5
Şekil 2.1	İstanbul ulaşımında kullanılan bir hafif metro aracı .....23
Şekil 2.2	Araç gövdeleri arasındaki döner halka [151], [152] .....24
Şekil 2.3	Motorlu boji [151], [152] .....25
Şekil 2.4	Taşıyıcı boji [152].....25
Şekil 2.5	Birincil süspansiyonlar [151], [152] .....26
Şekil 2.6	İkincil süspansiyonlar [151] .....27
Şekil 2.7	Motorlu boji tekerlek seti [151] .....27
Şekil 2.8	S1002 standart tekerlek profili .....27
Şekil 2.9	S49 standart ray profili .....28
Şekil 3.1	Hafif metro aracına ait genel yandan görünüş modeli .....32
Şekil 3.2	Hafif metro aracı üstten görünüş modeli .....33
Şekil 3.3	Hafif metro aracı önden görünüş modeli .....33
Şekil 3.4	Hafif metro aracına ait topoloji .....43
Şekil 3.5	Hafif metro araç modeli .....44
Şekil 3.6	Yanal yol düzensizliği .....44
Şekil 3.7	İlk üç tekerlek setine ait yanal yer değiştirmeler .....45
Şekil 3.8	Son üç tekerlek setine ait yanal yer değiştirmeler .....45
Şekil 3.9	Bojilere ait yanal yer değiştirmeler .....46
Şekil 3.10	Gövdelere ait yanal yer değiştirmeler.....46
Şekil 3.11	İlk üç tekerlek setine ait yanal ivmeler.....47
Şekil 3.12	Son üç tekerlek setine ait yanal ivmeler .....47
Şekil 3.13	Bojilere ait yanal ivmeler.....48
Şekil 3.14	Gövdelere ait yanal ivmeler .....48
Şekil 3.15	İlk üç tekerlek setine ait yalpa hareketi yer değiştirmeleri .....49
Şekil 3.16	Son üç tekerlek setine ait yalpa hareketi yer değiştirmeleri.....49
Şekil 3.17	Bojilere ait yalpa hareketi yer değiştirmeleri .....50
Şekil 3.18	Gövdelere ait yalpa hareketi yer değiştirmeleri.....50
Şekil 3.19	İlk üç tekerlek setine ait yalpa hareketi ivmeleri .....51
Şekil 3.20	Son üç tekerlek setine ait yalpa hareketi ivmeleri.....51
Şekil 3.21	Bojilere ait yalpa hareketi ivmeleri .....52
Şekil 3.22	Gövdelere ait yalpa hareketi ivmeleri.....52

Şekil 3.23	Bojilere ait yuvarlanma hareketi yer değiştirmeleri .....	53
Şekil 3.24	Gövdelere ait yuvarlanma hareketi yer değiştirmeleri .....	53
Şekil 3.25	Bojilere ait yuvarlanma hareketi ivmeleri .....	54
Şekil 3.26	Gövdelere ait yuvarlanma hareketi ivmeleri .....	54
Şekil 3.27	Tekerlek setlerine ait yanal yer değişimlerin frekans cevapları .....	55
Şekil 3.28	Boji ve gövde yanal yer değişimlerinin frekans cevapları .....	56
Şekil 3.29	Tekerlek setlerine ait yalpa hareketlerinin frekans cevapları .....	56
Şekil 3.30	Boji ve gövde yalpa hareketlerinin frekans cevapları .....	57
Şekil 3.31	Boji ve gövde yuvarlanma hareketlerinin frekans cevapları .....	57
Şekil 3.32	Köklerin yer haritası (Yüksüz durum) .....	61
Şekil 3.33	Köklerin yer haritası (Tam yük durumu) .....	61
Şekil 3.34	60 – 150 km/sa (16,7 – 41,7 m/s) hız aralığında köklerin yer değişimi ( $\lambda=0,26$ , $r_0=0,34$ m) .....	62
Şekil 3.35	60 – 150 km/sa (16,7 – 41,7 m/s) hız aralığında köklerin yer değişimi ( $\lambda=0,26$ , $r_0=0,34$ m) .....	63
Şekil 3.36	Yüksüz durum için eşdeğer koniklik ( $\lambda$ ) değerinin sistem kararlılığına etkisi ( $V=36,1$ m/s, $r_0=0,34$ m) .....	64
Şekil 3.37	Tam yük durumu için eşdeğer koniklik ( $\lambda$ ) değerinin sistem kararlılığına etkisi ( $V=36,1$ m/s, $r_0=0,34$ m) .....	65
Şekil 3.38	Yüksüz durum için eşdeğer koniklik değişiminin sistem kritik hızına etkisi ( $r_0=0,34$ m) .....	65
Şekil 3.39	Yüksüz durum için tekerlek yarıçapı ( $r_0$ ) değerinin sistem kararlılığına etkisi ( $V=36,1$ m/s, $\lambda=0,26$ ) .....	66
Şekil 3.40	Tam yük durumu için tekerlek yarıçapı ( $r_0$ ) değerinin sistem kararlılığına etkisi ( $V=36,1$ m/s, $\lambda=0,26$ ) .....	67
Şekil 3.41	Tekerlek yarıçapı değişiminin sistem kritik hızına etkisi ( $\lambda=0,26$ ) .....	67
Şekil 3.42	Yüksüz durum için birincil süspansiyon x yönünde katılık değerinin sistemin kararlılığına etkisi ( $V=36,1$ m/s, $\lambda=0,26$ , $r_0=0,34$ m) .....	68
Şekil 3.43	Tam yük durumu için birincil süspansiyon x yönünde katılık değerinin sistemin kararlılığına etkisi ( $V=36,1$ m/s, $\lambda=0,26$ , $r_0=0,34$ m) .....	69
Şekil 3.44	$k_{1x}$ değeri değişiminin sistem kritik hızına etkisi ( $\lambda=0,26$ , $r_0=0,34$ m, $k_{1y}=440000$ N/m, $k_{1z}=780000$ N/m) .....	70
Şekil 3.45	Yüksüz durum için birincil süspansiyon y yönünde katılık değerinin sistemin kararlılığına etkisi ( $V=36,1$ m/s, $\lambda=0,26$ , $r_0=0,34$ m) .....	70
Şekil 3.46	Tam yük durumu için birincil süspansiyon y yönünde katılık değerinin sistemin kararlılığına etkisi ( $V=36,1$ m/s, $\lambda=0,26$ , $r_0=0,34$ m) .....	71
Şekil 3.47	$k_{1y}$ değeri değişiminin sistem kritik hızına etkisi ( $\lambda=0,26$ , $r_0=0,34$ m, $k_{1x}=13350000$ N/m, $k_{1z}=780000$ N/m) .....	72
Şekil 3.48	Yüksüz durum için birincil süspansiyon z yönünde katılık değerinin sistemin kararlılığına etkisi ( $V=36,1$ m/s, $\lambda=0,26$ , $r_0=0,34$ m) .....	73
Şekil 3.49	Tam yük durumu için birincil süspansiyon z yönünde katılık değerinin sistemin kararlılığına etkisi ( $V=36,1$ m/s, $\lambda=0,26$ , $r_0=0,34$ m) .....	73
Şekil 3.50	$k_{1z}$ değeri değişiminin sistem kritik hızına etkisi ( $\lambda=0,26$ , $r_0=0,34$ m, $k_{1x}=13350000$ N/m, $k_{1y}=4400000$ N/m) .....	74
Şekil 3.51	Yüksüz durum için ikincil süspansiyon x ve y yönündeki katılık değerinin sistemin kararlılığına etkisi ( $V=36,1$ m/s, $\lambda=0,26$ , $r_0=0,34$ m) .....	75

Şekil 3.52	Tam yük durumu için ikincil süspansiyon $x$ ve $y$ yönündeki katılık değerinin sistemin kararlılığına etkisi ( $V=36,1$ m/s, $\lambda=0,26$ , $r_0=0.34$ m) .....	76
Şekil 3.53	$k_{2x}=k_{2y}$ değeri değişiminin sistem kritik hızına etkisi ( $\lambda=0.26$ , $r_0=0.34$ m, $k_{2z}=206000$ N/m).....	77
Şekil 3.54	Yüksüz durum için birincil süspansiyon $z$ yönünde katılık değerinin sistemin kararlılığına etkisi ( $V=36,1$ m/s, $\lambda=0,26$ , $r_0=0.34$ m) .....	77
Şekil 3.55	Tam yük durumu için ikincil süspansiyon $z$ yönünde katılık değerinin sistemin kararlılığına etkisi ( $V=36,1$ m/s, $\lambda=0,26$ , $r_0=0.34$ m) .....	78
Şekil 3.56	$k_{2z}$ değeri değişiminin sistem kritik hızına etkisi ( $\lambda=0.26$ , $r_0=0.34$ m, $k_{2z}=206000$ N/m).....	79
Şekil 3.57	Yüksüz durum için optimum süspansiyon katılık parametreleri ile sistemin kritik hız analizi $V=10-200$ km/sa ( $V=2,8-55,5$ m/s) .....	81
Şekil 3.58	Tam yük durumu için optimum süspansiyon katılık parametreleri ile sistemin kritik hız analizi $V=10-200$ km/sa ( $V=2,8-55,5$ m/s) .....	81
Şekil 3.59	Yüksüz durum için optimum ve mevcut katılık parametrelerinin yanal hareket frekans cevaplarına etkileri ( $V=36,1$ m/s).....	82
Şekil 3.60	Yüksüz durum için optimum ve mevcut katılık parametrelerinin yalpa hareket frekans cevaplarına etkileri ( $V=36,1$ m/s).....	83
Şekil 3.61	Tam yük durumu için optimum ve mevcut katılık parametrelerinin yanal hareket frekans cevaplarına etkileri ( $V=36,1$ m/s).....	84
Şekil 3.62	Tam yük durumu için optimum ve mevcut katılık parametrelerinin yalpa hareket frekans cevaplarına etkileri ( $V=36,1$ m/s).....	85
Şekil 3.63	Raylı sistem hızının yanal yer değişim frekans cevaplarına etkisi .....	87
Şekil 3.64	Raylı sistem hızının yanal ivme frekans cevaplarına etkisi .....	88
Şekil 3.65	Raylı sistem hızının yalpa yer değişimi frekans cevaplarına etkisi.....	89
Şekil 3.66	Raylı sistem hızının yalpa ivme frekans cevaplarına etkisi.....	90
Şekil 4.1	Eyleyicinin yerleşimi .....	95
Şekil 4.2	LQR yapısı.....	98
Şekil 4.3	Yüksüz durum için yanal yer değişim ve ivmeler .....	100
Şekil 4.4	Yüksüz durum için yalpa yer değişim ve ivmeler .....	101
Şekil 4.5	Tam yük durumu için yanal yer değişim ve ivmeler.....	102
Şekil 4.6	Tam yük durumu için yalpa yer değişim ve ivmeler.....	103
Şekil 4.7	Yüksüz durum için yanal yer değişim ve ivmelere ait frekans cevapları ....	104
Şekil 4.8	Yüksüz durum için yalpa yer değişim ve ivmelere ait frekans cevapları ....	105
Şekil 4.9	Tam yük durumu için yanal yer değişim ve ivmelere ait frekans cevapları	106
Şekil 4.10	Tam yük durumu için yalpa yer değişim ve ivmelere ait frekans cevapları .....	107
Şekil 4.11	Yüksüz durum için hız değişimine göre köklerin yer değişimi .....	108
Şekil 4.12	Tam yük durumu için hız değişimine göre köklerin yer değişimi .....	108
Şekil 4.13	Yüksüz durum için hız değişimine göre frekans cevapları.....	109
Şekil 4.14	Tam yük durumu için hız değişimine göre frekans cevapları .....	110
Şekil 4.15	Yüksüz durum için eşdeğer koniklik değişimine göre köklerin yer değişimi .....	111
Şekil 4.16	Tam yük durumu için eşdeğer koniklik değişimine göre köklerin yer değişimi .....	111
Şekil 4.17	Yüksüz durum için tekerlek yarıçapı değişimine göre köklerin yer değişimi	

.....	112
Şekil 4.18 Tam yük durumu için tekerlek yarıçapı değişimine göre köklerin yer değişimi .....	112
Şekil 4.19 Yüksüz durum için gereksinim duyulan kontrol kuvvetleri .....	113
Şekil 4.20 Tam yük durumu için gereksinim duyulan kontrol kuvvetleri.....	114
Şekil 4.21 Çeyrek raylı taşıt modeli.....	115
Şekil 4.22 Yoldaki düşey düzensizlik .....	116
Şekil 4.23 Bulanık PID kontrolörün yapısı .....	117
Şekil 4.24 a) Hataya ait, b) hatanın türevine ait, c) kontrol sinyaline ait üyelik fonksiyonları .....	119
Şekil 4.25 Parametre uyarlamalı bulanık kontrolörün yapısı .....	121
Şekil 4.26 Kontrolörsüz ve KBK'lı yer değiştirme ve ivmelerinin zaman cevapları.....	123
Şekil 4.27 Kontrolörsüz ve PUBK'lı yer değiştirme ve ivmelerinin zaman cevapları ..	123
Şekil 4.28 Her iki kontrolör için kontrol kuvvetindeki değişim .....	124
Şekil A.1 Eksen sistemleri [1] .....	141
Şekil A.2 Temas düzlemi .....	142
Şekil A.3 Tekerlek seti serbest cisim diyagramı .....	145
Şekil A.4 Yol düzensizlikleri [184].....	148
Şekil B.1 Tekerlek seti topolojisi .....	150
Şekil B.2 Tekerlek seti modeli .....	151
Şekil B.3 Tekerlek-ray etkileşimi Simpack algoritması .....	151
Şekil B.4 Tekerlek-ray etkileşimi için yapılan ayarlamalar .....	152
Şekil B.5 Doğrusallaştırılmış tekerlek ve ray profilleri .....	153
Şekil B.6 Eşdeğer temas açısı ( $\delta$ ), yarı doğrusallaştırılmış tekerlek ve ray yarı çaplarının doğrusallaştırma genliğine göre değişimi .....	153
Şekil B.7 Temas açısı parametresi ( $\epsilon$ ), eşdeğer koniklik ( $\lambda$ ) ve yuvarlanma açısı parametresinin ( $\sigma$ ) doğrusallaştırma genliğine göre değişimi .....	154
Şekil C.1 Yolcu atalet momentinin hesaplanmasında kullanılan yolcu boyutları .....	158
Şekil C.2 Yolcu ataletlerinin gövde ağırlık merkezine indirgenmesi .....	159
Şekil C.3 Yolcu yerleşim düzeni.....	160
Şekil C.4 Bölgelere göre yolcu ağırlık merkezlerinin yerleri .....	160
Şekil C.5 Hafif metro aracı kütle matrisi.....	162
Şekil C.6 Hafif metro aracına ait mod şekilleri .....	171
Şekil C.7 Tekerlek setlerine ait yanal yer değiştirmeler .....	172
Şekil C.8 Boji ve gövdelere ait yanal yer değiştirmeler .....	173
Şekil C.9 Tekerlek setlerine ait yanal ivmeler .....	174
Şekil C.10 Boji ve gövdelere ait yanal ivmeler.....	175
Şekil C.11 Tekerlek setlerine ait ait yalpa hareketi yer değiştirmeleri .....	176
Şekil C.12 Boji ve gövdelere ait ait yalpa hareketi yer değiştirmeleri .....	177
Şekil C.13 Tekerlek setlerine ait yalpa hareketi ivmeleri .....	178
Şekil C.14 Boji ve gövdelere ait yalpa hareketi ivmeleri.....	179
Şekil C.15 Boji ve gövdelere ait yuvarlanma hareketi yer değiştirmeleri.....	180
Şekil C.16 Boji ve gövdelere ait yuvarlanma hareketi ivmeleri .....	181
Şekil C.17 Tekerlek setlerine ait yanal yer değişimlerinin frekans cevapları .....	182
Şekil C.18 Boji ve gövdelere ait yanal yer değişimlerinin frekans cevapları .....	182
Şekil C.19 Tekerlek setlerine ait yalpa hareketlerinin frekans cevapları .....	183

Şekil C.20	Boji ve gövdelere ait yalpa hareketlerinin frekans cevapları .....	183
Şekil C.21	Boji ve gövdelere ait yuvarlanma hareketlerinin frekans cevapları .....	184



## ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2.1 Hafif metro aracı genel özellikleri	24
Çizelge 3.1 Hafif metro aracına ait serbestlikler.....	31
Çizelge 3.2 Hafif metro aracı durum matrisine ait özdeğerler ( $V=10$ m/s, $\lambda=0.26$ , $r_0=0.34$ m).....	60
Çizelge 5.3 60 – 150 km/sa (16,7 – 41,7 m/s) hız aralığında sistemi kararsızlığa götüren köklere ait bilgiler (Yüksüz durum) .....	62
Çizelge 3.4 60 – 150 km/sa (16,7 – 41,7 m/s) hız aralığında sistemi kararsızlığa götüren köklere ait bilgiler (Tam yük durumu) .....	63
Çizelge 3.5 Yüksüz durum için eşdeğer koniklik değişimine göre sistem kökleri .....	64
Çizelge 3.6 Tam yük durumu için eşdeğer koniklik değişimine göre sistem kökleri...	65
Çizelge 3.7 Yüksüz durum için tekerlek yarıçapı değişimine göre sistem kökleri.....	66
Çizelge 3.8 Tam yük durumu için tekerlek yarıçapı değişimine göre sistem kökleri ..	67
Çizelge 3.9 Yüksüz durum için birincil süspansiyon x yönünde katılık değerinin ( $k_{1x}$ ) değişimine göre sistem kökleri.....	69
Çizelge 3.10 Tam yük durumu için birincil süspansiyon x yönünde katılık değerinin ( $k_{1x}$ ) değişimine göre sistem kökleri .....	69
Çizelge 3.11 Yüksüz durum için birincil süspansiyon y yönünde katılık değerinin ( $k_{1y}$ ) değişimine göre sistem kökleri.....	71
Çizelge 3.12 Tam yük durumu için birincil süspansiyon y yönünde katılık değerinin ( $k_{1y}$ ) değişimine göre sistem kökleri .....	72
Çizelge 3.13 Yüksüz durum için birincil süspansiyon z yönünde katılık değerinin ( $k_{1z}$ ) değişimine göre sistem kökleri.....	73
Çizelge 3.14 Tam yük durumu için birincil süspansiyon z yönünde katılık değerinin ( $k_{1z}$ ) değişimine göre sistem kökleri .....	74
Çizelge 3.15 Yüksüz durum için ikincil süspansiyon x ve y yönündeki katılık değerinin ( $k_{2x}$ ve $k_{2y}$ ) değişimine göre sistem kökleri .....	75
Çizelge 5.16 Tam yük durumu için ikincil süspansiyon x ve y yönündeki katılık değerinin ( $k_{2x}$ ve $k_{2y}$ ) değişimine göre sistem kökleri .....	76
Çizelge 3.17 Yüksüz durum için ikincil süspansiyon z yönünde katılık değerinin ( $k_{2z}$ ) değişimine göre sistem kökleri.....	78
Çizelge 3.18 Tam yük durumu için birincil süspansiyon z yönünde katılık değerinin ( $k_{2z}$ ) değişimine göre sistem kökleri .....	78
Çizelge 3.19 Optimizasyon ayarları.....	80
Çizelge 3.20 Hafif metro aracı optimum süspansiyon katılık değerleri.....	80

Çizelge 4.1	KBK Kontrolör için ölçekleme faktörlerinin değerleri.....	119
Çizelge 4.2	Bulanık mantıklı kontrolör için kural tabanı .....	120
Çizelge 4.3	Çeşitli durumlarda maksimum titreşim değerleri .....	122
Çizelge B.1	Tekerlek-ray etkileşimi ayarlarında kullanılan parametreler .....	152
Çizelge C.1	Boş yük durumu için hafif metro aracına ait parametreler .....	155
Çizelge C.2	Yolcu parametreleri.....	158
Çizelge C.3	Yolcu yerleşim düzeni parametreleri ( $\sum M_p=10010 \text{ kg}$ ).....	161
Çizelge C.4	Tam yük durumu için hafif metro aracında değişen parametreler.....	161
Çizelge C.5	Sönüm matrisine ait elemanlar .....	163
Çizelge C.6	Katılık matrisine ait elemanlar .....	167
Çizelge C.7	Boji sisteminin sönümsüz doğal frekansları.....	170

## HAFIF RAYLI SİSTEMLERİN TİTREŞİMLERİ VE KONTROLÜ

Muzaffer METİN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Doktora Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Rahmi GÜÇLÜ

Bu doktora tezinde temel olarak, temas dinamiğinin doğal bir sonucu olarak tekerlek-ray geometrisi nedeniyle bozucu etkiden bağımsız bir şekilde düz yolda ortaya çıkan yanal ve yalpa hareketlerinin birlikte görüldüğü “hunting” salınımları üzerinde durulmuştur. Hunting hareketi, tekerlek ve rayda aşınma problemini azaltmasına karşın yüksek hızlara çıkıldığında genlikleri artarak flanş tırmanmalarına ve sonra aracın raydan çıkmasına neden olmaktadır. Bu durum, raylı sistemlere ait yolda ya da raylarda herhangi bir bozukluk olmasa bile sistemi kararsızlığa götürerek düz ve düzgün bir yolda raylı taşıt hızını sınırlandırmaktadır.

Hunting hareketi sonucu sistemin kararsızlığa gitmesi tüm raylı sistemlerde olduğu gibi hafif metro araçlarında da önemli bir problemdir. İstanbul gibi büyük şehirlerde istasyonlar arası mesafelerin artması ve yolcu taşıma kapasitesinin arttırılmak istenmesi nedeniyle hafif metro sistemlerinde işletme hızlarının yükseltilmesi temel bir ihtiyaçtır. Bu kapsamda, İstanbul ulaşımında kullanılan yerli imalat bir hafif metro aracı ele alınarak, temelde hunting salınımlarını inceleyen çeşitli analizler yapılmıştır.

Doktora tezinde öncelikle tekerlek – ray etkileşimi, oluşturulan tek tekerlek seti modelinde ortaya konularak doğrusallaştırılmıştır. Daha sonra, yanal salınımların ele alındığı hafif metro aracı modelleri oluşturulmuştur. Bu modeller Matlab yazılımında yalnızca yanal salınımları ele alan 27 serbestlik dereceli olarak, Simpack yazılımında ise tüm hareketlerin ele alındığı 54 serbestlik dereceli olarak kurulmuştur. İki ayrı yazılımda oluşturulan modeller üzerinde gerçekleştirilen modal analizler ile elde edilen doğal frekanslar karşılaştırılarak sunulmuştur. Aynı şekilde, zaman alanında yanal bir

bozucu giriş altında yer değiştirme ve ivme cevapları elde edilmiştir. Bununla birlikte, iki ayrı yazılımla elde edilen frekans cevapları da karşılaştırılarak kontrol edilmiştir. Böylece, kurulan modellerin doğruluğundan emin olunmuştur. Bu aşamadan sonra, Matlab modelleri kullanılarak hafif metro aracına ait kararlılık analizleri yardımıyla kritik hızlar tespit edilmiştir. Hafif metro aracı kritik hızını etkileyecek parametreler olan eşdeğer koniklik ( $\lambda$ ), tekerlek yarıçapı ( $r_0$ ), birincil ve ikincil süspansiyon katılıklarının değişimine göre kritik hızın nasıl etkilendiği incelenmiştir. Daha sonra, buradan yola çıkarak birincil ve ikincil süspansiyon katılıklarının Matlab Genetik Algoritma aracı kullanılarak optimizasyonuna gidilmiştir. Yapılan optimizasyon ile elde edilen iyileştirme, zaman ve frekans alanında yapılan analiz sonuçları ile ortaya konulmuştur. Ayrıca, daha önce literatürde rastlanmamış bir yöntem olarak, raylı taşıt hızının sistem frekans cevapları ile ilişkisine bakılarak kritik hız tespit edilmiştir.

Daha sonra, kritik hızın arttırılması için tekerlek setleri ile bojiler arasına yerleştirilen eyleyiciler vasıtasıyla tekerlek setlerine ait yanal ve yalpa hareketleri kontrol edilmiştir. Kontrol algoritması olarak, durum geri beslemeli optimal kontrol algoritması olan LQR (Doğrusal Karesel Uyarlayıcı) kullanılmıştır. Mevcut ve optimum katılıklara sahip süspansiyonların kullanıldığı kontrolörsüz ve LQR kontrolörlü sistem cevapları ayrı ayrı incelenerek sonuçlar karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Yapılan kontrol uygulaması ile hunting salınımları çok yüksek hızları garanti edecek şekilde bastırılarak kontrol edilmiştir. Tezde tüm analizler, hafif metro aracının yüksüz ve tam yüklü durumları için ayrı ayrı yapılmıştır. Böylece, hafif metro aracına ait kütle ve atalet değerlerinin değişimine rağmen yapılan iyileştirmelerin korunduğu gösterilmiştir.

Ayrıca tezde, 6 serbestlik dereceli olarak modellenen hafif metro aracına ait düşey titreşimlerinin aktif kontrolü için, klasik PID tipli Bulanık kontrolör ile parametre uyarlamalı PID tipli Bulanık kontrolör tasarlanarak performansları karşılaştırılmıştır. Titreşimlerin aktif kontrolü için, Bulanık PI ve Bulanık PD kontrolörlerin birleştirilmesiyle elde edilen Bulanık PID kontrolör, dayanıklı yapısı ve üstün performansı nedeniyle tercih edilmiştir. Daha sonra, parametre uyarlamalı PID tipli Bulanık bir kontrolör tasarlanarak ölçekleme çarpanlarının evrimii ayarlanmasıyla kontrolörün performansı arttırılmıştır.

Sonuç olarak bu tezde, İstanbul ulaşımında kullanılan yerli imalat bir hafif metro aracının titreşim analizleri gerçekleştirilmiş, hunting salınımları bakımından kararlılığı incelenerek kritik hızı tespit edilmiştir. Daha sonra, yapılan optimizasyon ve kontrol uygulaması ile emniyetli bir seyahat için aracın yanal kararlılığı arttırılarak kritik hızı yükseltilmiştir. Ayrıca, düşey titreşimler de kontrol edilerek yolcu konforu arttırılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Hafif metro aracı, hunting salınımı, yanal kararlılık, kritik hız, optimizasyon, optimal kontrol, LQR, bulanık mantık kontrol

**VIBRATIONS AND CONTROL OF LIGHT RAIL TRANSIT SYSTEMS**

Muzaffer METİN

Department of Mechanical Engineering

Ph. D. Thesis

Advisor: Prof. Dr. Rahmi GÜÇLÜ

This doctoral thesis mainly focuses on “the hunting oscillations” in which the lateral and yaw movements are seen together which is the natural consequence of the dynamics of wheel-rail contact, that arises on a straight road independently from the disturbances due to the wheel-track geometry. Although hunting oscillations decrease the wear problem in the wheel and rail, they lead to flange climb and then derail by increased amplitudes of the oscillations at high speeds. This condition causes system instability and a limitation in the vehicle speed on straight and smooth rail, even if there is no any disorder on the line or on the rails of the systems.

Instability of the system caused by hunting oscillations is a significant problem in light rail system as in all rail systems. Increasing operating speeds of light rail systems is a basic need because of increasing distances between stations and the need for raising the passenger transportation capacity in major cities such as Istanbul. Within this context, a domestic manufacturing light rail vehicle which is used in Istanbul transportation is discussed and various analyses are performed to examine the hunting oscillations mainly.

In this thesis, firstly wheel – rail interaction is linearized by using a single wheelset model. Following that, light rail vehicle models are developed to deal with lateral oscillations mainly. These models are established as 27 degrees of freedom in Matlab that deals with only lateral amplitudes and 54 degrees of freedom in Simpack that deals with all movements. Natural frequencies of these models are obtained by modal analysis, and then the results are presented and compared with each other. Similarly,

displacement and acceleration responses are obtained in time domain under the effect of lateral disturbances. Also, frequency responses of these models which are obtained by two different software are compared. Thus, these models are verified. After this stage, critical speeds of the light rail vehicle are identified with the help of stability analysis by using the Matlab models. It is investigated that, how the critical speed of a light rail vehicle is affected by changing equivalent conicity ( $\lambda$ ), wheel radius ( $r_0$ ) and stiffness of primary and secondary suspensions which are parameters that influence the critical velocity of rail vehicle. Afterwards, primary and secondary stiffness are optimized by Matlab Genetic Algorithm toolbox. The results of improvement by the optimization are presented with the results of analysis that are performed in time and frequency domain. Furthermore, critical speed is determined by looking at the relationship of the rail vehicle speed with the frequency response of the system. This method has never been used in the literature and it is used for the first time in this thesis.

Then, in order to increase the critical speed, lateral and yaw movements of the wheelsets are controlled by using actuators which are placed between wheelsets and bogies in lateral direction. LQR (Linear Quadratic Regulator) algorithm is used as an optimal state feedback control algorithm to control the movements of wheelsets. The system responses are analyzed in different cases such as using existing suspensions, optimized suspensions and controlled wheelsets. Then, the results are presented with comparison. Hunting oscillations are suppressed to guarantee very high speeds with the control application. All analysis in this thesis is performed for the no-load and full-load cases of light rail vehicle. Thus, the stability improvements applied by the change of the mass and inertia values of light rail vehicle are presented.

Moreover, in this thesis, a conventional PID type fuzzy controller and parameter adaptive fuzzy controller are designed to control vibrations actively of a light rail transport vehicle which modeled as 6 degree-of-freedom system and compared performances of these two controllers. To control vibrations actively, a PID type fuzzy controller which is obtained by combining fuzzy PI and fuzzy PD controllers is preferred because of its robust character and superior performance. The PID type fuzzy controller using parameter adaptive method is designed by tuning the parameters online. In order to obtain higher performance from this controller is studied.

As a result of this thesis, the vibration analyses of a domestic production light rail vehicle used in Istanbul transportation are carried out and the stability of this light rail vehicle is examined in terms of hunting oscillations. Then, the lateral stability and critical velocity of the light rail vehicle are increased by the use of optimization and control applications to achieve running safety. Also, passenger comfort is increased by controlling vertical vibrations of this vehicle.

**Keywords:** Light rail vehicle, hunting oscillation, lateral stability, critical velocity, optimisation, optimal control, LQR, fuzzy logic control

---

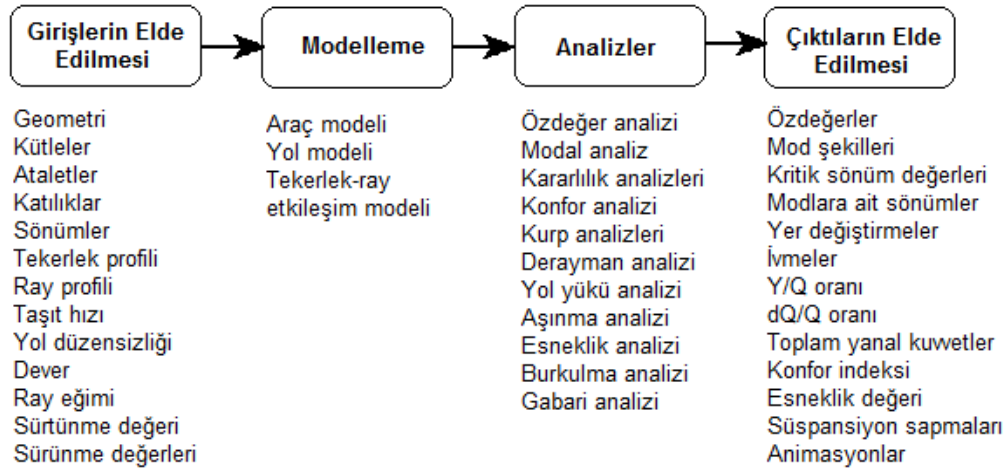
YILDIZ TECHNICAL UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

## BÖLÜM 1

### GİRİŞ

Modelleme ve simülasyonlarla birlikte titreşim analizi, raylı taşıt dinamiği içerisinde önemli bir çalışma alanıdır. Raylı taşıt dinamiğinde, araç geometrisi, kütle, atalet, katılık, sönüm, tekerlek–ray profilleri, taşıt hızı, yol katılık ve sönümü, yol düzensizliği, ray eğimi, dever, kurp yarıçapı, tekerlek-ray arası sürtünme ve sürünme değerleri gibi bilgiler sistemin girişleri olarak bilinmektedir. Dinamik simülasyonlar ise sırası ile giriş değerlerinin elde edilmesi, modelleme, analizlerin gerçekleştirilmesi ve çıktıların elde edilmesi şeklinde cereyan eder (Şekil 1.1).



Şekil 1.1 Simülasyon sürecinin tanımlanması

Simülasyonlar vasıtasıyla yapılan araştırmalar temel olarak seyir güvenliği, yol yüklerinin tespit edilmesi, seyir karakteristiği ve konfor ile ilgilidir. Raylı taşıt dinamiğinde çalışılan bu konulara ek olarak diğer önemli hususlar, gerilmeler, yük dağılımları, süspansiyon sapmaları, gabari, dış kuvvetlerin araç konfigürasyonuna etkisi

gibi konulardır. Ayrıca simülasyonlar, yapısal analizler, bileşenlerin karakteristiklerinin belirlenmesi ve tedarikçiler için ön veri niteliği taşıması bakımından önemlidir. Simülasyon sonuçlarının sağlıklı bir şekilde elde edilebilmesi için ise, tekerlek-ray etkileşiminin ve sistem hareketlerinin doğru tanımlandığı dinamik modellerin önemi oldukça büyüktür.

Raylı taşıt dinamiği, taşıtın içinde bulunduğu sürüş koşullarına göre değişen bir konu olması nedeniyle çeşitli şekillerde ele alınır. Taşıt, düz bir yolda düşük hızda yanal eksen etrafında açılmalı salınımlar yaparken, yüksek hızlarda düşey eksen etrafında açılmalı ve doğrusal salınımlar yapmaktadır [1]. Taşıt bir kurbu dönerken tekerlekler rayı tırmanabilir ya da aşırı yanal kuvvetler oluşup ray devrilmesi yaşanabilir. Aşırı titreşimler, yük vagonlarında yüklerin zarar görmesine, yolcu vagonlarında ise konforsuz bir seyahate sebep olabilirler. Tüm bu dinamiklerin analitik olarak incelenmesi için her sürüş koşulunu doğru tarif eden dinamik modellere ihtiyaç vardır. Raylı taşıt sürüş koşullarındaki dinamik etkileşimlerin çeşitliliği, yol topolojisi, tekerlek-ray profilleri ve iklimsel şartlar raylı taşıt dinamiğini genelleştirilmiş tek bir modelle incelenmesini olanaksız kılmaktadır. Bu nedenle, bu etkileşimlerden doğan karmaşık dinamik davranışlar, incelenen durum için ayrı ayrı ele alınarak farklı dinamik modeller oluşturulmaktadır. Bu da, raylı taşıt dinamiğinde farklı çalışma kollarının türemesine neden olmuştur [1].

Raylı taşıt dinamiği incelenirken ayrık noktasal kütle modelleri kullanılarak sisteme ait diferansiyel denklemler çıkartılır. Sınırlandırılmamış katı bir kütle için altı serbestlik derecesi olduğu bilinmektedir. Bu aynı zamanda altı diferansiyel denklem demektir. Oysa raylı taşıt dinamiği çalışılırken, incelenen konu için taşıtı tüm serbestlik dereceleri ile modellemek gereksiz olabilir. Serbestliklerin indirgenmesi işlem kolaylığı sağlayacak ve aynı zamanda gereksiz denklem kalabalığını önleyecektir. Bu nedenle kurulacak matematik modelin amacının öncelikle iyi belirlenmesi gerekmektedir. Şimdiye kadar yapılan çalışmalar göstermiştir ki, bir raylı taşıtın düşey ve yanal hareketleri arasında zayıf bir bağ vardır [1]. Bu nedenle yanal dinamik incelenirken raylı taşıtın düşey hareketlerini yansıtan serbestliklerin ele alınması çok ta anlamlı değildir. Ya da tam tersi düşünüldüğü zaman, düşey hareketler incelenirken yanal dinamiğe ait serbestliklerin ele alınması gereksiz olacaktır. Düşey cevaplar için, bileşenlerin zıplama,

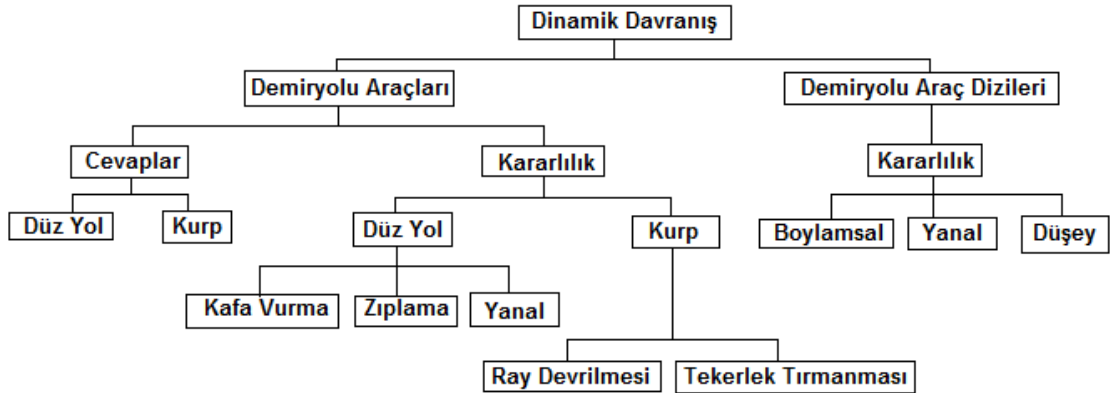


kafa vurma ve yuvarlanma serbestlik derecelerinin ele alınması yeterli olacaktır. Paralel olarak, yanal cevaplar için ise, bileşenlerin yanal hareketiyle beraber yalpalama ve/veya yuvarlanma serbestlikleri incelenen duruma göre kullanılabilir. Boylamsal dinamik davranışlarda ise, bileşenlerin boylamsal hareketi ile birlikte kafa vurma ve yuvarlanma hareketleri ele alınabilir. Bu nedenle, modelin kurulma amacına göre sistemin toplam serbestlik derecesi önemli ölçüde azaltılabilir. Bu yalnızca işlem kolaylığı sağlamaz, aynı zamanda cevapların yorumlanmasını da kolaylaştırır [1].

Araç dinamiği modelleri temel olarak üç grupta incelenir [1]:

- Düşey/Yanal Dinamik Model: Bu modeller yol düzensizliği etkisi altında dinamik cevabın elde edilmesi için tasarlanırlar.
- Yanal Kararlılık Modelleri: Bu modeller araca ait kritik hızın tespit edilmesi, tekerlek-ray kuvvetlerinin bulunması, süspansiyon-araç gövde kuvvetlerinin ve yer değiştirmelerinin elde edilmesi için kullanılır.
- Kurp Modelleri: Bu modeller ise kurp geçişlerinde araçta oluşan dinamik veya quasi-statik kuvvetlerin hesaplanması için oluşturulur.

Raylı taşıt dinamiği, dinamik cevapların ve kararlılığın incelenmesi olarak iki ana konu üzerinde gruplandırılabilir (Şekil 1.2). Dinamik cevapların incelenmesi, harici etkiler altındaki dinamik davranışlarla ilgilidir. Diğer taraftan kararlılığın incelenmesi ise, farklı sürüş koşulları altında kararlılığın araştırılması üzerine kurulur [1].



Şekil 1.2 Demiryolu araçlarının dinamik açıdan incelenmesi [1]

Raylı sistem mühendisliğinde gerek araç kabul testlerinin ön hazırlığı için, gerekse tasarım parametrelerinin kontrol edilmesi için çeşitli analizler mevcuttur. Bunlar, özdeğer analizi, modal analiz, doğrusal ve doğrusal olmayan yanal kararlılık analizleri, konfor analizi, kararlı hal kurp analizi, dinamik kurp analizi, derayman analizi, yol yükü - aşınma analizi, esneklik analizi ve burkulma analizleridir.

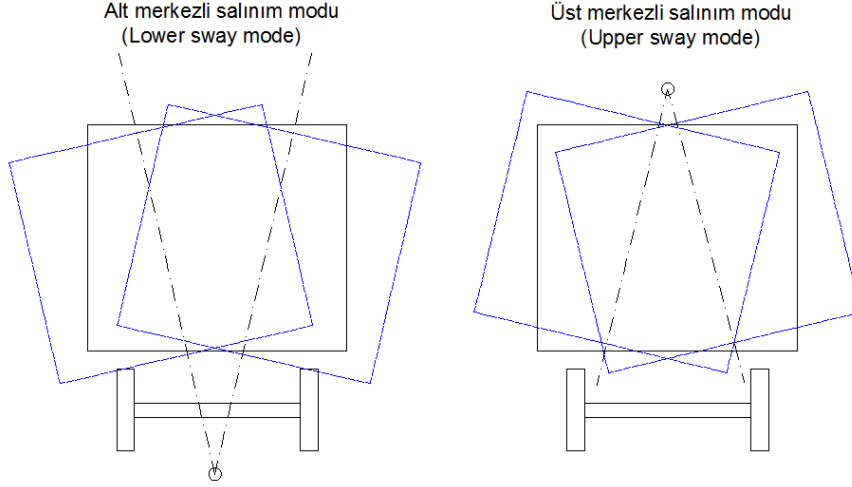
Raylı taşıt mühendisliğinde kararlılık analizi doğrusal ve doğrusal olmayan yöntemlerle gerçekleştirilebilir. Doğrusal kararlılık analizlerinin gerçekleştirilebilmesi için tekerlek-ray etkileşimine ait diferansiyel denklemlerin doğrusallaştırılması gerekir. Tekerlek ve ray arasındaki yuvarlanma temas mekaniğini tarif eden denklemlerin doğrusallaştırılmasında iki temel konu incelenir. Bunlardan ilki, tekerlek ve ray arasındaki kısıtlara ait geometrik özellikleri tanımlayan geometrik problemin çözümüdür. Diğeri ise, yuvarlanma yüzeyinde etkin olan teğetsel kuvvetlerin (sürünme kuvvetleri ve momenti) hesabıdır. Doğrusal tekerlek-ray temas modelinin bazı parametreleri, doğrusallaştırmada kullanılan tekerlek setinin yanal hareketinin genliğine, ray açıklığına ve tekerlek-ray geometrilerine bağlıdır. Karakteristik parametre ise tekerleğe ait konikliklerdir.

Dinamik sistemler de statik sistemler gibi kararlı ya da kararsız olabilir. Statik bir sistemin kararlılık kriteri olarak küçük bir bozucu etki sonucu sistemin başlangıç şartlarına tekrar geri dönüp dönmediğine bakılır. Dinamik sistemler için de bu kriter aynen geçerlidir. Örnek olarak, sönümlü bir kütle-yay sistemi küçük bir bozucu etkiye maruz bırakılırsa zamanla azalan bir salınımla başlangıç pozisyonunu geri alacaktır. Bu durumda sistem kararlıdır denilir. Diğer taraftan, sönümsüz bir kütle-yay sistemi veya düz bir zeminde duran bir top gibi sistemler kayıtsız nötr kararlı sistemler olarak adlandırılır. Kararsız bir sisteme ait titreşimlerin genliği ise zamanla artış gösterir ve bir limit değerde titreşimler son bulur [1].

Öz frekanslar, öz sönümler, öz modlar araç modelinin doğruluğu hakkında fikir verir. Modların asimetric olması veya mantıksız değerler ortaya çıkması modelde yanlış veya eksik parametre olduğunu gösterir [2].

Araç gövdesinin aksel ve açıl hareketlerden oluşan altı temel modu vardır. Aksel hareketleri boylamsal, yanal ve düşey hareketlerdir; açıl hareketleri ise yuvarlanma,

kafa vurma ve yalpamala hareketleridir. Bu modların dışında, bir kaç hareketin ortak ortaya çıktığı modlar da meydana gelebilir. Salınım (sway) modu; yanal hareket ile yuvarlanma hareketinin birleşiminden oluşur. Bu mod, dönme merkezine göre alt salınım ve üst salınım modları olarak iki farklı şekilde ortaya çıkabilir (Şekil 1.3).



Şekil 1.3 Raylı taşıt gövdesinin salınım (sway) modları

Tekerlek ve boji hareketleri, belirli bir hızdan sonra kararsız hale gelmektedir. Buna tekerlek-ray geometrileri, sürtünme ve sürünme ile ilgili mekanik şartlar neden olmaktadır. Aracın ileri yöndeki hızı arttıkça sisteme ait bazı özdeğerler kararsız bölgeye doğru yer değiştirir. Belirli bir hızda tekerlek setleri ve boji yanal ve yalpa hareketlerinin beraber görüldüğü sinüzoidal salınımlar yapmaya başlar. Tasarım değişikliği ile önüne geçilemeyecek bu duruma "Hunting Fenomeni" adı verilir. Raylı taşıt dinamiğinde düz yolda kararlılık analizleri bu temel üzerine bina edilir.

Deneyel kararlılık araştırmaları, tekerlek-ray arasındaki doğrusal olmayan temas ve sürtünme katsayısı sebebiyle zordur. Araç tip testlerinde, belirlenmiş test hızına kadar kararlılık testi uygulanır fakat aracın kararsız hale geldiği kritik hız aralığı incelenemez. Bu sebeple kritik hıza kadar olan kararlılık aralığının ve araç dizayn aşamasında yapılan kararlılık hesapları ile ölçümlerin karşılaştırılması pek mümkün değildir [2].

Kök-yer eğrisi yaklaşımı araç hızına ( $V$ ), eşdeğer konikliğe ( $\lambda$ ), tekerlek çapına ( $r_0$ ), süspansiyon katlıklarına ve sönümlerine, kütle değişimine bağlı özdeğerlerin hesaplanmasını sağlar. Sisteme ait köklerin yerlerine bakarak sistemin kararlılığı hakkında yorum yapılabilir. Eğer sistem kökleri imajiner eksenin sağına geçerse sistem

kararsızdır denilir. Bir başka ifadeyle, öz değerin gerçek kısmı pozitif ise öz modlar kararsızdır denilir. Örneğin, araç hızını belirli adımlarla artırmak suretiyle sistem kökleri incelenir. Hız arttıkça sisteme ait ilgili kök kararsız bölgeye doğru hareket edecektir. Bu şekilde sisteme ait kritik hız tespiti yapılabilir. Sistemin kararsızlığı hakkında bilgi veren bir diğer parametre ise kritik sönümdür. Kritik sönümün negatif olması titreşim genliklerinin sönümlenmek yerine artması anlamına gelmektedir. Kritik hız analizine benzer şekilde sistemin kararlılığı farklı tekerlek konikliği, yarıçapı vs. parametreler için incelenebilir. Doğrusallaştırılmış boji kararlılık analizi konsept aşamasında ve tasarım optimizasyonunda kullanılmaktadır. Birçok parametrenin kritik hıza etkisi incelenmekte ve optimum aralık bulunmaktadır. Doğrusal kararlılık analizinde kullanılan dinamik koşullar [2]'de özetlenmiştir.

Raylı taşıtlarda kararlılık analizinde farklı bir yöntem de, sisteme ait doğrusal olmayan faktörlerin de dinamiğin içinde yer aldığı doğrusal olmayan kararlılık analizidir. Bu şekilde gerçek sonuçlara daha yakın sonuçlar elde edilebilir. Düzensizliğinin olmadığı ideal yollarda, bojinin doğrusal olmayan analizle elde edilen kritik hızı, doğrusal analizle elde edilen kritik hıza eşittir [2].

Yukarıda bahsi geçen düz yol için kararlılık ve kritik hız analizlerinin gerçekleştirildiği bu tezin ikinci bölümünde, ele alınan hafif metro aracı tanıtılmıştır. Araç kapasitesi, boyutları gibi teknik özelliklerinin açıklanmasının yanı sıra hangi süspansiyon elemanlarının kullanıldığından bahsedilmiş, kullanılan tekerlek ve ray profilleri hakkında bilgiler verilmiştir. Bu bölümde ayrıca, tezde kullanılan dinamik ve kinematik analiz yazılımları tanıtılmıştır.

Tezin üçüncü bölümünde, yanal titreşimlerin incelendiği yirmi yedi serbestlik dereceli hafif metro araç modeli Matlab yazılımında kurulmuştur. Benzer model, eş parametrelerle Simpack yazılımda da oluşturulmuştur. Kurulan modellerin eş modeller olup olmadığı her iki yazılımda gerçekleştirilen modal analiz sonuçlarının karşılaştırılması ile incelenmiştir. Daha sonra, her iki yazılımda kurulan modeller kullanılarak yanal bir yol girişine karşı sistemin cevapları zaman alanında incelenmiştir. Bunun yanında, frekans alanında da her iki model karşılaştırmalı olarak analiz edilmiştir. Matlab'te kurulan model kullanılarak sistemin özdeğer ve kararlılık analizleri

gerçekleştirilmiştir. Bu analizlerle birlikte, yanal kararlılık açısından düz yol için sistemin kritik hızı tespit edilerek, tekerlek-ray etkileşim parametreleri ile birlikte birincil ve ikincil süspansiyon katılık parametrelerinin hafif metro aracı yanal kararlılığına etkileri araştırılmıştır. Daha sonra, yanal kararlılığın artırılıp kritik hızın yükseltilmesi amacıyla birincil ve ikincil süspansiyon parametrelerinin optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Bu bölümde son olarak, sistem frekans cevapları kullanılarak kritik hız tespitinin nasıl yapıldığı gösterilmiştir. Hafif metro aracı modelleri ile ilgili yapılan tüm analizler boş ve dolu araç parametreleri kullanılarak ayrı ayrı gerçekleştirilmiştir.

Tezin dördüncü bölümünde, tekerlek setleri ve boji arasına yerleştirilecek olan eyleyiciler vasıtasıyla sisteme ait yanal kararlılık artırılarak kritik hız seviyesi yükseltmek istenmiştir. Bu bölümde kontrolör olarak “Linear Quadratic Regulator – Doğrusal Karasel Ayarlayıcı” (LQR) kullanılmıştır. Sistem için LQR tasarımı yapıldıktan sonra kontrolörün performansı, hafif metro aracına ait mevcut ve optimum süspansiyon parametreleri kullanılarak zaman ve frekans alanında elde edilen sonuçlarla karşılaştırılarak incelenmiştir.

Bu bölümde ayrıca, düşey titreşimlerin incelendiği altı serbestlik dereceli çeyrek raylı taşıt modeli kurulmuştur. Matlab yazılımında gerçekleştirilen simülasyonlarda, boji ve taşıt gövdesi arasına yerleştirilen eyleyiciler vasıtasıyla sisteme ait düşey titreşimler bastırılmıştır. Kontrol algoritması olarak, PID tipli klasik bulanık kontrolör (KBK) ve parametre uyarlamalı PID tipli bulanık kontrolör (PUBK) kullanılmıştır. Pasif durum ve aktif kontrollere ait simülasyon sonuçları karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

Tezin son bölümü olan beşinci bölümünde ise, sonuçlar yorumlanarak tezde edinilen bilgiler kullanılarak yapılabilecek sonraki çalışmalar hakkında fikirler sunulmuştur.

## **1.1 Literatür Özeti**

Demiryolları geçmişten günümüze ulaşım sistemleri içerisinde önemli bir yere sahiptir. Günümüzde artan hız ve yük taşıma kapasitesi, bu sistemin verimini arttırmakla birlikte, bazı problemleri de beraberinde getirmektedir. Bu problemlerin başında raylı sistemlerden kaynaklanan titreşim sorunu gelmektedir. Konu titreşim bakımından incelendiğinde ele alınması gereken başlıca problemin hunting salınımları olduğu

görülmektedir. Aşağıda, raylı sistem dinamiği ve titreşimlerinin analizleri konusunda ulusal ve uluslararası literatürde yapılmış çalışmalar incelenmiştir.

Konvansiyonel raylı sistemlerin tarihsel gelişimi 17. yüzyıl ile başlar. İlk demir rayların kullanılmaya başlandığı tarih olarak 1767 yılı kabul edilir. Bu tarihten günümüze kadar konvansiyonel raylı sistemlerin gelişimi ve dinamiği üzerine yapılan başlıca çalışmalar Wickens tarafından özetlenmiştir [3]. Bu tarihten itibaren ele alınan en önemli konu aşınma ve hareket esnasında oluşan dirençlerin azaltılması problemi olmuştur. 1826 yılında Stephenson bağımsız hareket edebilen tekerleklere dair patentli çalışması ile kurplarda meydana gelen sürtünmelerde önemli ölçüde azaltma sağlamıştır [3]. Tekerleklerin konikliği ile ortaya çıkan dinamik durumun tarifi Stephenson tarafından 1821 yılında yapılmıştır. Bu tarif esasen Klingel tarafından ortaya konan hunting hareketinin ilk tarifidir. 1883 yılında Klingel bu hareketin matematik analizini gerçekleştirmiş ve ortaya çıkan salınımın dalga boyunu, tekerlek konikliği, tekerlek yarıçapı ve temas noktaları arası mesafe ile ilişkilendirmiştir [4].

Bu tarihlerde yapılan çalışmalar yalnızca düz yol dinamiğini kapsamayıp aynı zamanda kurp dinamiği ile de ilgilidir. 1855 yılında Redtenbacher bir kurpta meydana gelecek yanal hareketin kurp yarıçapı, tekerlek yarıçapı, raylar arası açıklık ve koniklikle ilişkisini tarif eden bir teori sunmuştur [5]. 1863 yılında, kurpta konikliğin tekerlek ve ray arasında meydana gelen kuvvetlere etkisi ve limit değerleri, matematiksel olmayan bir hesaplama yöntemiyle Adams tarafından verilmiştir [6]. Kurp dinamiğinde meydana gelen kuvvetler hakkında ilk nümerik açıklama ise Mackenzie tarafından 1883 yılında yapılmıştır [7]. Mackenzie, kaymalı sürtünme üzerinde duran, konikliğin ihmaline dayanan ve keskin kurplar için uygun olan bir çalışma ortaya koymuştur [3].

Raylı sistemlerde yanal dinamiği kapsayan en gerçekçi model 1916 yılında Carter tarafından geliştirilmiştir [8]. Bu modelde Carter, temel prensipleriyle sürünme ve konikliği dinamiğin içine dahil etmiştir. Raylı sistem dinamiğinde literatüre böyle bir katkının bir makine mühendisi yerine bir elektrik mühendisi tarafından verilmesi dikkat çekmektedir. Carter'a göre, bir tekerleğe ilerleme yönünde kuvvet uygulandığında tekerlek - ray temas bölgesi çevresinde elastik distorsiyon meydana gelmektedir. Tekerleğin bir kuvvete maruz kalmadan dönmesi durumunda ise ileri yönde diğerine

göre çok küçük bir mesafe daha kısa hareket etmektedir. Carter'a göre bu çok küçük fark ileri yöndeki sürünmeyi tarif etmektedir. Benzer şekilde bu çalışmada, yanal sürünme katsayısı da yanal yönde uygulanan bir kuvvete göre meydana gelen yanal sürünmeye göre tarif edilmiştir [3]. Sürünme kavramı ilk olarak 1874 yılında Reynolds tarafından açıklanmıştır [9]. Reynolds'un bu çalışması kayış kasnak sistemlerinde güç aktarımı ile ilgili olup çalışmasında dönen tekerlekler için de uygulanabileceğinden bahsetmiştir [3]. Bu çalışma, Carter için raylı sistem yanal dinamiği içerisinde yer alan sürünme teorisine bir giriş niteliği taşımaktadır. Ayrıca, hunting hareketinin tanımlanması yönünde önemli bir adım olmuştur [3].

Sürünme teorisi ışığında, konikliğin etkisi hesaba katılabilir. Bir tekerlek seti yol boyunca dönerek ilerliyor ve aynı zamanda yanal hareket yapıyorsa, her iki tekerlekte oluşan dönme yarıçapları farklı olacaktır. Tekerleklerin ikisinde bir aks üzerinde hareket ettiği düşünülürse, tekerlek temas noktaları arasında çok küçük olmakla beraber bir miktar hız farkı olacaktır. Boylamsal yöndeki sürünme hadisesinin bu nedenle oluştuğu bilinmektedir. İlgili sürünme kuvvetleri ile yuvarlanma yarıçapları arasındaki fark veya koniklik arasında oransal bir ilişki vardır. Buna ek olarak, tekerlek seti yalpa hareketi yaptığında ise yanal sürünme kuvvetleri oluşur [3]. Carter, sistem kararlılığı üzerinde durduğu çalışmalarını tekerlekte buden kısmını ele almadan gerçekleştirmiştir. Böylece, Routh kararlılık kriterini hem elektrik tahrikli bojilere sahip hem de buharlı tahrikle çalışan lokomotiflerde uygulamıştır. Matematik modelinde, iki adet tekerlek seti katı bir şekilde boji şasisine montajlanmış haldedir [3]. Carter'ın 1916 yılında yayımladığı ilk makalesinde var olan teori 1922 yılında yayımlanan kitabında yer alan bölümde detaylı olarak sunulmuştur [10]. Günümüze kadar Carter'ın ortaya koyduğu sürünme katsayılarını veren yaklaşım (sürünme ve sürünme kuvvetleri arasında oransal bir sabit) kullanılagelmiştir [11]. Burada Carter, boylamsal yöndeki sürünmeyi elde ederken genişletilmiş Hertzian elastik temas teorisini kullanmıştır. Alman fizikçi Hertz 1881 yılında gerçekleştirdiği optik çalışmalarının bir sonucu olarak elastik cisimlerin sıkıştırılması ile ilgili teori üzerinde çalışmıştır. Hertz, bazı gerçekçi varsayımlar yaparak temas halindeki iki elastik cisim arasındaki temas alanının boyutlarını ve meydana gelen gerilmeleri cisimler arasındaki normal kuvvetin bir fonksiyonu olarak tanımlayan teorik bir çözüm sunmuştur [3]. Bu çalışma yalnızca

fizikçilerin değil, aynı zamanda mühendislerin de ilgisini çeken bir çalışma olmuştur. Bu nedenle Hertz çalışmasında, deneysel çalışmaların da yer aldığı farklı bir versiyon hazırlamıştır [12]. Carter'ın Hertzian elastik teorisini içeren elektrikli lokomotiflerin kararlılığı ve deray şartlarını inceleyen diğer çalışmaları da mevcuttur [13], [14].

Tekerlek-ray teması ile ilgili çalışmalar Carter'dan sonra da devam etmiştir. Knothe, son 150 yılda yapılan önemli çalışmaları 2008 yılında Delf'te gerçekleştirilen temas mekaniği sempozyumunda özetleyerek sunmuştur [15]. Knothe, sunumunda Redtenbacher, Hertz, Klingel, Boedecker, Carter, Fromm, Johnson, Vermeulen ve Kalker'den bahsetmiştir. Esasen bu isimlerin yaptığı çalışmalar ve literatüre sundukları yayınlar, tekerlek-ray temasında günümüzde kullanılan teorileri genel anlamda kapsamaktadır. Klingel'in ortaya koyduğu hunting davranışı ile ilgili dalga boyunun tespit edilmesine dair yaklaşım sisteme ait kritik hızın nasıl bulunacağı hakkında fikir vermemektedir. Raylı sistemlerde kritik hız tespiti ile ilgili ilk çalışma 1887 yılında Boedecker tarafından yapılmıştır [16]. Bu çalışmada, iki adet tekerlek setinden müteşekkil raylı taşıta ait modelde, tekerlek-ray teması basitleştirilmiş doğrusal olmayan sürünme/sürünme kuvveti ilişkisi kullanılmıştır [15]. Yaklaşık 40 yıl sonra bu model Carter tarafından doğrusal sürünme/sürünme kuvveti ilişkisi kurularak 1916 yılında yaptığı çalışmada [8] kullanılmıştır. Carter 1916 yılında yaptığı çalışmada deneye dayalı sezgisel bir metodla sürünme/sürünme kuvveti ilişkisini kurmuştur. Yaklaşık 10 yıl sonra yaptığı bir çalışmada [11], bir düzlem üzerinde dönen bir silindire ait sürünme katsayılarının yarı uzay kabulü ile nasıl hesaplanacağını göstermiştir [15]. Aynı yıl Fromm'un Berlin'de sunduğu çalışmada silindirin düzlem üzerinde dönme durumu için sonuçlar aynı çıkınca yarı uzay kabulünden vazgeçilmiştir [17]. Otuz yıl sonra Carter ve Fromm'a atfedilen teorideki iki boyutlu yuvarlanma teması ve tümüyle elastik malzeme kabullerine alternatif olarak Johnson'ın akma sınırının yuvarlanma temas analizinin içine dahil edilmesini tarif eden teorisi ortaya atılmıştır [18]. Vermeulen ve Johnson [19] üç boyutlu yuvarlanma teması için boylamsal ve yanıl sürünmelerin nasıl elde edileceğini ifade eden yaklaşık bir çözüm sunmuşlardır. 1967 yılında ise Kalker doktora tezinde [20] yuvarlanma yarı uzay teması için tam üç boyutlu çözüm gerçekleştirmiştir. Daha sonra bu teori Kalker'in doğrusal teorisi olarak literatüre geçmiştir. Kalker'in bu kesin teorisi (CONTACT bilgisayar yazılımı [21]) hesaplama süresinin uzun olması



nedeniyle simülasyonlarda kullanmak için uygun bulunmamıştır. Dolayısıyla, Kalker'in teorisi basitleştirilerek hesap süresini kısaltan yeni bir yazılım (FASTSİM) geliştirilmiştir [22], [23]. Bu yöntem Kalker'in kesin teorisinden çok daha hızlı işleyen bir yöntem olmasına rağmen karmaşık ve çok fazla eleman sayısına sahip çoklu gövdeli simülasyonlar için yine de yavaş bir yöntem olarak kabul edilmektedir [24]. Bu nedenle simülasyon süresini daha da kısaltmak için çeşitli çalışmalar yapılmıştır [25], [24]. Shen ve diğerlerinin yaptıkları çalışmada, basit doyum fonksiyonları ile yaptıkları kestirimler sonucu simülasyon süreleri kısalsa da elde edilen sonuçlar kesin teoriden uzaklaşmıştır. Oysa Polach, 2000 yılında ortaya koyduğu Hertz temas teorisine dayanan FORTRAN kodu ile simülasyon zamanlarını Kalker'in kesin teorisi ile elde edilen sonuçlardan uzaklaşmadan kısaltmayı başarmıştır. Sonuç olarak, tekerlek-ray temas dinamiğinin modellenebilmesi için literatüre en büyük katkısı Carter'den sonra Kalker'in gerçekleştirdiği çalışmalarla yaptığı söylenebilir [20]-[23], [26]-[45].

Günümüzde yapılan raylı sistem titreşim analizlerinde, kurulan modellerde ele alınan tekerlek-ray temasları bu çalışmalar üzerine bina edilmektedir. Raylı sistemlerde tekerlek-ray temasının incelenebilmesi için öncelikle temas mekaniğinin bilinmesi gereklidir. Johnson'un 1985 yılında yayımlanan kitabı bu konuda temel kaynak olarak görülebilir [46]. Tekerlek-ray teması ile ilgili yapılan güncel çalışmalar arasında Yan ve Fisher'in çalışması yer alabilir [47]. Bu çalışmada, tekerlek-ray ilişkisi üç boyutlu sonlu elemanlar analizi ile ele alınmıştır. Bu modelle ve Hertz teorisi kullanılarak elde edilen sonuçlar karşılaştırılarak Hertz teorisinin uygulanabilirliği araştırılmıştır. Papini ve diğerleri ise, yeni bir üç boyutlu temas modeli geliştirmişlerdir [48]. Bu çalışmada kurulan model ile elde edilen dinamik sonuçlar literatürde yer alan teorilerle (Klingel teorisi) karşılaştırılmış ve olumlu sonuçlar alınmıştır. Temas noktalarının anlık tespit edilmesi prensibine dayanan bir metod Pombo ve diğerleri tarafından geliştirilerek, tekerlek-ray teması için yeni bir modelleme tekniği sunulmuştur [49]. Bu metod, flanş temasını da dinamiğe katması bakımından önem taşımaktadır. Ayrıca, Kalkerin doğrusal teorisi, deneye dayalı sezgisel doğrusal olmayan model veya Polach formülasyonuna alternatif bir yöntem olarak sunulmuştur. Piotrowski ve Chollet yaptıkları çalışmada tekerlek ve ray arasındaki temasta meydana gelebilecek tekillikleri de göz önüne alarak daha gerçekçi bir yaklaşım için çok noktadan temaslı bir model

geliştirmişlerdir [50]. Bu model ile elde edilen sonuçlar, Hertz teorisi kullanılarak elde edilen sonuçlardan önemli sapmalar gerçekleştirilmemektedir. Tekerlek-ray etkileşiminde yaşanan süreksizlikler için bir başka model de Steenbergen tarafından geliştirilmiştir [51]. Bu modelde özellikle ray bağlantılarında yaşanan süreksizlikler çok noktadan temas düşünülerek ele alınmıştır. Masmoudi ve diğerlerinin yaptıkları çalışmada ise SAMCAF yazılımı için bir tekerlek-ray etkileşim modeli geliştirilmiş ve bu modelde kurp geçişleri için yeni bir eleman tanımlanmıştır [52]. Alonso ve Gimenez çalışmalarında tekerlek-ray etkileşimini kararlı olmayan durumlar için modellemişlerdir [53]. Bu modelde sürünmeler zamana göre değişim göstermektedir. Popovici doktora tezinde, tekerlek-ray etkileşiminde önemli rol oynayan sürtünme etkisini incelemiş, değişik sürünme özelliklerine sahip durumların dinamiğe etkisini araştırmıştır [54]. Bosso ve Gugliotta ise bir aksla birbirine katı bağlı tekerleklerin dışında birbirlerinden bağımsız hareket edebilen bir yapıya sahip tekerlekler için temasın nasıl modellenmesi gerektiğini ele alan bir çalışma yapmışlardır [55]. Zhang ve diğerleri, çalışmalarında tam ölçekli modellenen bir deney tertibatı kullanarak farklı tekerlek-ray temas koşullarına (hız, aks yükü ve pürüzlülük gibi) ait adezyon durumunu incelemişlerdir [56]. Polach, lokomotif gibi çeken araçlar için adezyon limitlerinde sürünme kuvvetlerinin dinamiğe etkilerini araştırmıştır [57]. Magheri ve diğerleri tekerlek ve rayı elstatik deformasyona uğrayan cisimler şeklinde ele alıp, elastik tekerlek-ray kontağı modeli oluşturmuşlardır [58]. Rovira ve diğerleri Kalker Fastsim teorisine dayanan ve değişken sürtünme özelliklerine sahip tekerlek-ray temas modeli geliştirmişlerdir [59]. Correa ve diğerleri, ray kaynaklarının dinamiğine etkilerini araştırmak üzere tekerlek-ray temasını düşey etkileri ele alacak şekilde modellemişlerdir [60]. Ren ve diğerleri, ray üzerindeki düşey yönde kısa sinüzoidal bozunumların boylamsal sürünme kuvvetine etkilerini incelemişlerdir [61].

Raylı sistemlerde tekerlek-ray geometrilerinin ve etkileşimden doğan teğetsel kuvvetlerin taşıt kararlılığına etkileri Carter'dan günümüze kadar çalışılan bir konu olmuştur. Yapılan çalışmalar ağırlıklı olarak konvansiyonel hatlarda çalışan lokomotif ya da vagonlar için gerçekleştirilmiştir. Wickens 1967 yılında 1/5 ölçekli raylı taşıt laboratuvar modeli ile gerçekleştirdiği deneysel araştırmalarla desteklediği çalışmada bir raylı taşıtın düz yoldaki dinamiğini incelemiş ve yanal kararlılığı

araştırmıştır [62]. Bhaskar ve diğerleri tarafından yapılan çalışmada, tek noktadan eliptik temas ve iki noktadan temasa sahip tekerlek-ray modelleri kullanarak yol düzensizliği etkisi altında raylı taşıtın kararlılık analizleri yapılmıştır [63]. Polach çalışmasında tekerlek-ray temas geometrisinin raylı taşıt davranışlarına etkisini kararlılık limiti çerçevesinde incelemiştir [64]. Bu çalışmada, tekerlek-ray temas geometrisinin yarı doğrusallaştırılması ile doğrusal olmayan kararlılık analizi gerçekleştirilmiştir. Polach bir başka çalışmasında ise, doğrusal olmayan üç boyutlu tam raylı taşıt modeli kullanarak doğrusal olmayan kararlılık analizini gerçekleştirmiştir [65]. Bu çalışmasında Hopf bifurcation yöntemini kullanmıştır. Bir yıl sonra ise kararlılık üzerindeki çalışmalarına devame ederek, raylı sistem tasarımı sürecinde doğrusal ve doğrusal olmayan kararlılık değerlendirme kriterlerinin karşılaştırılabilirliğini incelemiştir [66]. 2009 yılında gerçekleştirdiği çalışmasında ise, doğrusal olmayan tekerlek-ray temas geometrisinin karakteristik parametreleri üzerine bir inceleme gerçekleştirmiştir [67]. Bu çalışma ile tekerlek-ray temasındaki doğrusal olmayan parametrelerin raylı taşıt dinamiğine ve kararlılığa etkileri sunulmuştur. Aynı yıl, geniş temas alanının ve hedeflenen eş değer konikliğın elde edilmesi için tekerlek profili tasarımının nasıl gerçekleştirileceğini ele alan bir metod geliştirmiştir [68]. Mohan ve Ahmedian çalışmalarında, birincil süspansiyon katılık ve sönüm parametrelerinin yanal kararlılık ve hunting salınımları bakımından etkilerini kurdukları doğrusal olmayan tekerlek seti modeli için araştırmışlardır [69]. Araştırma için tek ve çift noktadan teması ele alan iki farklı model geliştirmişlerdir. Kritik hızı artırmak için ise yarı aktif ve aktif kontrol stratejileri geliştirilmiştir. Lee ve Cheng, 10 serbestlik dereceli olarak modelledikleri hızlı tren için düz yol şartlarında hunting salınımları incelenerek kararlılık analizi gerçekleştirmişlerdir [70]. Bu modelde tekerlek-ray etkileşimi doğrusallaştırılmıştır. Fan ve Wu'nun Taipei hızlı trenleri için gerçekleştirdiği çalışmada eşdeğer koniklik gibi doğrusal olmayan etkilerin yer aldığı tam taşıt modelini kullanarak yatıkları kararlılık analizlerini saha testleri ile karşılaştırmışlardır [71]. Mazilu, tekerlek-ray etkileşimininde doğrusal olmayan durumları içeren bir yolcu taşıma vagon bojisi için geliştirdiği dinamik modelde geliş güzel ray düzensizliği etkisi altında hunting salınımları bakımından kararlılığı incelemiştir [72]. Duda, EU07 numaralı elektrikli lokomotif için Polach metodunu kullanarak oluşturduğu tekerlek-ray etkileşimi ile tek

boji ve tam taşıt modelleri için düz yol koşulunda simülasyonlar gerçekleştirerek kararlılığı incelemiştir [73]. Christiansen ve True, oluşturdukları bir boji modeliyle düz yolda yanal sinüzoidal bir yol düzensizliği etkisi altında dinamik davranışları incelemiştir [74]. Abood ve Khan, konvansiyonel bir demiryolu aracını 12 serbestlik dereceli olarak modelleyerek tekerlek-ray etkileşiminde Kalker'in doğrusal teorisini kullanmışlardır [75]. Düz yol şartları için gerçekleştirdikleri simülasyonlarda, tekerlek konikliği ve yarıçapının kararlılığa etkilerini araştırmışlardır. Mahyuddin ve Febriartanto, bir dizel hidrolik lokomotif için düz yol ve kurp şartları altında ayrı ayrı kararlılık analizi gerçekleştirmişlerdir [76]. Sharma, 37 serbestlik dereceli olarak modellediği yolcu vagonu için süspansiyon parametrelerinin seyir koşullarına etkilerini araştırmıştır [77]. Polach ve Kaiser, doğrusal olmayan bir raylı taşıt modeli için iki farklı bifurcation kararlılık analizi gerçekleştirmişlerdir [78]. Younesian ve diğerleri, Hopf Bifurcation teorisini kullanarak boji ve gövde ataletlerinin hunting salınımları bakımından kararlılığa etkilerini incelemiştir [79]. Cheng, sezgisel doğrusal olmayan tekerlek-ray etkileşim modeline doğrusal sürünme momentini eklemek suretiyle yeni bir etkileşim modeli oluşturmuştur [80]. Bu etkileşim modelini kullanarak, raylı taşıt hunting salınımları bakımından kararlılık analizlerini gerçekleştirmiştir. Sebesan ve Baiasu, enerji metodunu kullanarak çıkarmış oldukları yolcu vagonu modeli için yanal salınımları inceleyerek kritik hız analizi yapmışlardır [81]. Mao ve Asce, raylı taşıt ve köprü etkileşimini ele alarak kritik hız ve rezonans kriterlerini araştırmıştır [82].

Literatürde yolcu vagonları ve lokomotiflerin dışında yük vagonları için de yapılan yanal kararlılık analizleri ve hunting salınımları bakımından kritik hızın incelendiği çalışmalar mevcuttur [83], [84]. Ancak, şehir içi ulaşımda kullanılan gerek metro gerekse hafif metro araçları ele alınarak yapılan bir çalışmaya rastlanmamıştır.

Raylı sistemlerde titreşimlerin bastırılması, hunting salınımlarının kontrol edilerek kararlılığın artırılması yönünde literatürde çok sayıda çalışma mevcuttur. Bu amaçla yapılan çalışmalarda, araç dinamiğini etkileyen faktörlerin optimizasyonu yapıldığı gibi yarı aktif ve aktif denetleyiciler kullanarak sistem hareketleri kontrol edilebilir. Raylı sistemlerde kontrol uygulamaları için, taşıt gövdesi yana yatma kontrolü, birincil ve ikincil süspansiyon uygulamaları olmak üzere üç farklı uygulama alanı sayılabilir. Hunting salınımları bakımından sistemin kararlılığını artırmak için birincil

süspansiyonlara paralel yerleştirilen eyleyiciler vasıtasıyla kontrol uygulanmaktadır. Bu yönleme literatürde “yönlendirme kontrolü” adı verilmektedir.

1960'ların sonlarına doğru raylı sistemlerde aktif süspansiyon sistemleri uygulanmaya başlamıştır [2]. Raylı taşıtlarda aktif süspansiyonlarla ilgili temel teori ise Hedrick tarafından kurulmuştur [85]. Konvansiyonel raylı taşıtlar için aktif süspansiyon uygulamaları çeşitlilik göstermektedir [86]. Kararlılık analizleri için kullanılan ilk geri beslemeli kontrol çalışması 1962 yılında yapılmıştır [87]. Bu yaklaşım klavuzlanmış yolda hareket eden tekerlek setleri için bazı eksiklikler ortaya koymuştur [2]. Bennington, bir tekerlek setinde yer alan iki tekerlek arasında tork bağlantısı kurmak için kontrol sistem teknikleri uygulamıştır [88]. Pascal ve Petit, bağımsız tekerleklere sahip bojielerde aktif yönlendirme kontrolü sağlamak için deneysel çalışma gerçekleştirmişlerdir [89]. Bunu ise, klavuz raylara tepki prensibiyle çalışan ve yalpa momenti üreten elektromagnetler ile başarmışlardır. Günümüzde ise aktif yönlendirme kontrolü çalışmaları artarak sürmektedir. 1996 yılında Gajdar ve diğerleri tarafından 2 serbestlik dereceli bir tekerlek seti modelinin yanal ve yalpa hareketlerinin kontrolü için  $H^\infty$  ve kayan kipli kontrol algoritmaları kullanılmıştır [90]. Tanifuji, Japonya demiryollarında kullanılan yarı aktif ve aktif süspansiyon sistemleri hakkında bilgi vermiştir [91]. Braghin ve diğerleri tarafından, düz yol ve kurpta seyir kalitesini artırmak amacıyla boji ve gövde arasına yerleştirilen aktif yalpa damperleri ile taşıt hareketleri kontrol edilmiştir [92]. Böylece, düz yolda ve kurp geçişlerinde kritik hız artmış yola taşıtın uyguladığı yanal kuvvetler düşmüştür. Kim ve diğerleri, kurp performansını artırıp raylardaki aşınmayı azaltmak için 1/5 ölçeğinde modellenmiş bir deneysel raylı taşıt üzerinde aktif yönlendirme kontrolü uygulamışlardır [93]. Abood ve Khan, 31 serbestlik dereceli olarak modellenen bir raylı taşıt için boylamsal yönde çalışan birincil süspansiyonunda yanal deplasman üreticisi yardımıyla yarı aktif süspansiyon oluşturarak kritik hızı ve yanal kararlılığı artırmayı başarmışlardır [94]. Michalek ve Zelenka, kurp geçişinde raylarda meydana gelen yanal kuvvetlerin azaltılması için aktif yalpa damperleri kullanmışlardır [95].

Raylı sistemlerde aktif süspansiyon çalışmalarında Goodall 1997 yılında yayımladığı makaleden bu yana öncü rol oynamaktadır [96]. Bu çalışmasında, aktif süspansiyonların raylı taşıtlarda nasıl uygulandığından ve teknolojik gelişmelerden

bahsetmektedir. Bu yıldan itibaren gerek yana yatma kontrolü, gerek konforu artırmak için tercih edilen aktif ikincil süspansiyon uygulamaları ve gerekse aktif yönlendirme kontrolü anlanlarında çok sayıda çalışması mevcuttur [96]-[102]. Mei ile yaptığı çalışmasında bağımsız hareket edebilen tekerlek setleri için  $H^\infty$  uygulaması ile aktif yönlendirme kontrolü gerçekleştirmiştir [97]. Mei ve Li ile yaptıkları çalışmada aktif yönlendirme kontrolü uygulamasına Kalman filtresi ekleyerek durum tahmini gerçekleştirmişlerdir [98]. Li ve diğerleri ile yaptıkları çalışmada ise durum tahmini için doğrusal olmayan Kalman filtresi eklemiştir [99]. Selamat ve Yusof ile yaptıkları çalışmada ise, eşdeğer koniklik ve sürünme katsayılarının tahmini için kendi kendini ayarlayan kontrol algoritması geliştirmişlerdir [100]. Zolotas ve Pearson ile yaptıkları çalışmada, yüksek hızlı bojiler için aktif kararlılık kontrol stratejilerini ve bunun için modelleme ve tasarım gereksinimlerini sunmuşlardır [101]. Mei ile yaptığı çalışmada, Sky-Hook uygulamasından yola çıkarak birincil süspansiyonlar için mutlak katılık yaklaşımı ile kararlılık kontrolü gerçekleştirmişlerdir [102].

Süspansiyon parametrelerinin optimizasyonları ve aktif kontrol uygulamaları hafif metro araçları için daha çok titreşimleri bastırıp konforu artırmak amacıyla kullanılmaktadır [103], [104]. Ancak, metro ya da hafif metro araçları için literatürde aktif yönlendirme kontrolü uygulamalarına rastlanmamıştır.

Raylı taşıt dinamiği, aktif süspansiyon kontrolü ve kararlılık ile ilgili ülkemizde yapılan çalışmalar da mevcuttur. Tabak, raylı taşıt titreşimlerinin kontrolüne yönelik bir çalışma yapmıştır [105]. Bu çalışmada, dört akslı bir tren modelinin gövde hareketlerinin incelenmesi için 6 serbestlik dereceli doğrusal olmayan tren modeli kullanılmıştır. Trenin düşey yer değiştirmesi ve kafa vurma hareketleri sonlu bir sinüs fonksiyonu şeklindeki bir yol girişine karşılık, kontrolörsüz ve PID kontrolörlü olarak zaman boyutunda ve taşıt doğrusallaştırılarak frekans boyutunda incelenmiştir. Yağız ve Gürsel esnek gövdeli bir raylı taşıt modeline aktif süspansiyon kontrolü uygulamışlardır [106]. Bu çalışmada, kayan kipli kontrol metodu kullanılarak, esnek gövdeli raylı sistem taşıtının sürüş konforunu geliştirmek için kontrolör tasarımı yapılmıştır. Bu kontrol metodu gürbüzlüğünün yanında, doğrusal olmayan sistemlere uygulanma özelliğine de sahiptir. İki eyleyici ikincil süspansiyon eksenin ön ve arka noktalarına yerleştirilerek gövdenin düşey ve açisal titreşimlerinin azaltılmasına

çalışılmıştır. Zaman ve frekans cevapları hem kontrolörlü hem de kontrolörsüz durumlar için karşılaştırılmıştır. Sezer ve Atalay tarafından konvansiyonel bir raylı taşıtın seyir konforunu iyileştirmek için bulanık mantık kontrolör ikincil süspansiyonlara uygulanmıştır [107], [108]. Bu çalışmalarda raylı taşıt 54 serbeslik dereceli olarak tüm hareketleri ele alan bir model ile incelenmiştir. Guclu ve Metin, İstanbul trafiğinde kullanılan bir hafif metro aracını 22 serbestlik dereceli olarak modelleyerek bulanık mantık algoritmali kontrolör ile titreşimleri zaman ve frekans alanında bastırmışlardır [109]. Dikmen ve diğerleri, konvansiyonel bir raylı taşıt vagonuna ait 19 serbestlik dereceli model oluşturmuşlar ve titreşim hareketlerinin analizini gerçekleştirmişlerdir [110]. Metin ve Guclu diğer çalışmalarında ise, bir hafif metro aracına ait düşey yarım modellerini oluşturarak bulanık mantık kontrol algoritmaları ile kontrol edilen ve ikincil süspansiyonlara yerleştirilen eyleyiciler vasıtasıyla düşey titreşimleri bastırmışlardır [111]-[118]. Yazarın raylı taşıt dinamiği, titreşimlerinin analizi ve sistem kararlılığı ile ilgili yayınları da mevcuttur [119]-[131].

Hedrick ve diğerlerinin Amerikan Taşımacılık Departmanı (U.S. Department of Transportation) için yaptığı çalışmalar, raylı sistem dinamiği için temel teşkil edebilecek yayınlar arasındadır [132], [133]. Bu ekipte yer alan Arslan'ın doktora tezi ile birlikte Kar ve diğerlerinin raylı taşıt dinamiği ile ilgili sundukları diğer yayınlar sonraki çalışmalar için önemli ölçüde referans olmuştur [134]-[136]. Yol düzensizliğinin raylı taşıt dinamiğinde zorlayıcı etki olarak ele alınmasını konu edinen Illingworth'a ait doktora tezi de alanında kaynak eser olarak kabul edilebilir [137]. Yine 1970'lerde yapılan hızlı trenlerde aktif kontrol konusunu çalışan Sinha, yazdığı doktora tezi ile bu alanda önemli bir yayın sunmuştur [138]. Günümüzde yapılan çalışmalarda, Garg, Dukkupati, Amyot, Wickens, Iwnicki ve Shabana'nın yazmış oldukları kitaplar raylı sistem dinamiği ile ilgili temel konularda başvuru kaynak eserler olarak sayılabilir [1], [139] – [142].

Raylı taşıt dinamiği dışında gibi görünen, ancak dinamiği doğrudan etkileyen bir faktör de dinamik ve zorlayıcı etkilerden bağımsız yapılacak modal analizlerdir. Bir raylı taşıtta tekerlek seti ve boji şasisi üzerinde yapılacak olan modal analizler raylı taşıt tasarımı açısından büyük önem taşımaktadır. Tekerelek seti ve boji şasisi üzerine yerleştirilecek tahrik sistemi ve aktarma organlarının seçilmesi ve hangi devirlerde çalışmaması

gerektiği ancak bu şekilde belirlenebilir. Raylı taşıtla seyahat halinde konforun korunması ve herhangi bir rezonans durumunun yaşanmaması için, özellikle tahrik ve güç aktarma sistemlerinin bağlı bulunduğu tekerlek seti ve boji şasisine ait yapısal tabii frekansların tasarım öncesinden hesap edilmesi ve bilinmesi gerekmektedir. Üretim sonrası kullanım esnasında ise, bakım-onarımlarla birlikte zamanla sistem üzerinde ihtiyaca göre yapısal değişiklikler de söz konusu olabilir. Bu değişiklikleri sistemin çalışma özelliklerine herhangi bir olumsuz etki oluşturmaksızın yapmak için de bu gibi yapısal özelliklerin bilinmesine ihtiyaç vardır.

Bu çerçevede gerek raylı taşıt tekerlek seti, gerek bojisi ve gerekse gövdeleri üzerine hem nümerik hem de deneysel çalışmalar yapılagelmiştir. Barut, raylı taşıt aksları üzerine nümerik ve deneysel modal analiz çalışmaları yapmıştır [143], [144]. Zeman ve diğerleri, titreşim ve modal analizlerin gerçekleştirilmesi için iki akslı bir raylı taşıt bojisini modellemiş ve modal özelliklerini belirlemiştir [145], [146]. Raylı taşıt gövdesinin sonlu elemanlar modeli ile modellenip modal testinin gerçekleştirilmesi yönünde çok sayıda çalışma mevcuttur [147]–[149]. Popprath ve diğerleri raylı taşıt gövdesini 1/10 ölçeğinde modelleyerek üzerinde deneysel ve nümerik modal test gerçekleştirmişlerdir [150]. Metin ve diğerleri ise, serbest–serbest sınır şartlarını sağlayacak şekilde İstanbul ulaşımında kullanılan bir hafif metro aracına ait tekerlek seti ve taşıyıcı bojisi için modal analizleri hem deneysel hem de nümerik olarak gerçekleştirmiş ve elde edilen sonuçları karşılaştırmalı olarak sunmuşlardır [129]. Topsakal ve diğerleri benzer şekilde konvansiyonel bir araca ait boji şasisi için nümerik ve deneysel olarak karşılaştırmalı modal analiz gerçekleştirmişlerdir [131].

Genel olarak literatürde raylı sistem dinamiği ve titreşimlerinin analizi ile ilgili çok sayıda yayın olmasına karşın hafif raylı sistemlerin dinamiği ile kısıtlı yayın ve çalışma bulunmaktadır. Bu doktora tezi ile temel olarak bu konudaki boşluk doldurulmak istenmiştir. Ayrıca, hafif raylı sistemler için düz yolda kararlılık analizleri gerçekleştirilerek doğrusal bir model üzerinde kritik hız analizlerinin nasıl yapılacağı gösterilmiştir. Hafif metro aracı tekerlek-ray etkileşim parametrelerinin ve birincil-ikincil süspansiyon katılıklarının hafif metro aracı kararlılığını ve kritik hızını nasıl etkilediği ortaya konmuştur. Değişik taşıt hızları için frekans analizleri yapılarak raylı



taşıt kritik hızının tespiti ile ilgili literatürde henüz rastlanmayan bir yöntem geliştirilmiştir.

## 1.2 Tezin Amacı

Günümüzde nüfus yoğunluğunun artması, şehirlerin geniş alanlara yayılması ve hızlı ulaşım ihtiyacının artması gibi nedenlerle diğer toplu ulaşım araçlarında olduğu gibi hafif metro sistemlerinde de günlük taşıma kapasitesinin artırılmasına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu nedenle, hafif metro araçları için 80 km/sa (22,2 m/s) olan maksimum seyir hızının yükseltilmesi gerekmektedir. İşletme hızları, raylı taşıt tasarımında önemli bir hedef parametresidir. Yüksek işletme hızlarına ulaşılabilmesi için tekerlek geometrisinden, tekerlek yarıçapının belirlenmesine; süspansiyonların konumlarının belirlenmesinden, süspansiyon katılık ve sönüm parametrelerinin seçimine kadar birçok adımın uygun tasarlanıp analiz edilmesi gerekmektedir.

Hafif metro araçlarında da diğer raylı sistem araçları gibi düz yolda yapılabilecek maksimum hız "hunting hareketine" bağlıdır. Raylı taşıtlarda ortaya çıkan bu hareket, tekerlek-ray geometrileri ile birlikte etkileşiminin ortaya çıkardığı yanal salınımlardır. Bu salınımlar, dışarıdan herhangi bir zorlayıcı etki olmaksızın tekerlek-ray temas noktasında ortaya çıkan konikliğin, sürtünme-sürünme karakteristiğinin bir sonucu olarak kendi kendine tahrik olurlar. Temas konikliği ise tekerlek-ray geometrilerine bağlı olarak değişim gösterir. Temas bölgesinde ortaya çıkan inteaktif kuvvetler raylı taşıt sönümünü etkili bir şekilde değiştirebilir. Yüksek seyir hızlarında baskın olarak ortaya çıkan hunting salınımları tüm raylı taşıtlarda ortaya çıkan doğal bir durumdur. Bu nedenle, harici bir etki olmaksızın yalnızca dinamik şartların değiştirilmesiyle tümüyle yok edilemez. Bu hareketin tamamıyla yok edilmesi, tekerlek ve ray profillerinde aşınmaya sebep olur. Aşınmış tekerlek ya da ray profilleri sürüş konforunu olumsuz yönde etkileyeceğinden dolayı hunting hareketinin tamamen yok edilmesi istenen bir durum değildir. İdeal durum, hunting hareketinin kontrol altında tutulmasıyla konfordan ödün vermeden yüksek hızlarda güvenli şekilde seyir karakteristiğinin oluşturulmasıdır. Bu da, hunting salınımlarını etkileyen parametrelerin doğru şekilde tasarlanmasıyla mümkündür.

Hunting hareketi sonucu ortaya çıkan kritik hız temel olarak;

- Temas noktaları arası mesafeye ( $e_0$ ),
- Temas noktasındaki konikliğe ( $\lambda$ ),
- Tekerlek çapına ( $r_0$ ),
- Aks yüküne ( $W_A$ ),
- Süspansiyon parametrelerine bağlıdır.

Temas noktaları arası mesafe ( $e_0$ ) neredeyse değişmediği için diğer parametrelerin doğru şekilde tasarlanması durumunda raylı taşıtlara ait kritik hız dışarıdan harici bir ekti olmaksızın artırılabilir. Bu noktadan hareketle bu tezin amacı, İstanbul ulaşımında kullanılan bir hafif metro aracının yanal titreşimlerinin analiz edilerek kritik hızının tespitinin yapılması ve yüksek işletme hızına çıkabilmesi için çeşitli yöntemlerin araştırılması olmuştur. Bunun için öncelikle, kritik hızı etkileyen parametrelerin etkileri araştırılarak ortaya konmuştur. Birincil ve ikincil süspansiyon katılıkları optimize edilerek daha yüksek işletme hızlarına çıkabilmesi amaçlanmıştır. Ayrıca, araçta hunting salınımlarını bastıracak eyleyiciler kullanarak sistemin yanal kararlılığı artırılmış ve yüksek hızlarda ortaya çıkan hunting probleminin çözülmesi hedeflenmiştir.

Temel olarak bu tez ile raylı taşıt dinamiği ile ilgili endüstriyel bir problemin çözümü noktasında gerekli titreşim ve dinamik analizlerinin gerçekleştirilerek sistem hakkında ihtiyaca yönelik bilgilerin sunulması ve çeşitli önerilerle hunting salınımlarının kontrol altında tutularak daha yüksek işletme hızlarına çıkabilmesi amaçlanmıştır. Ayrıca, hafif metro aracının düşey titreşimlerinin bastırılmasıyla yolcu konforunun artırılması da tezin amaçları arasındadır.

### **1.3 Hipotez**

Bir raylı sisteme ait kritik hız tespiti esasen, sistemin ray üzerinde ilerlerken yaptığı yanal ve yalpa hareketlerinin aynı anda görülmesi sonucu oluşan kararsızlık hali ile ilgilidir. Bu olaya literatürde “hunting fenomeni” de denir. Hunting salınımları, kendi kendini tahrik eden yanal salınımlar sonucu oluşur. Bu yanal salınımlar ise sistemin ileri yöndeki hızına ve tekerlek-ray etkileşimine doğrudan bağlıdır. Tekerlek-ray etkileşimini etkileyen faktörler olarak tekerlek-ray temasına ait koniklik, temas geometrisine ait

sürtünme-sürünme karakteristikleridir. Tüm bu etkileşimli kuvvetler raylı taşıt sisteminin sönümünü etkili bir biçimde değiştirme kabiliyetine sahiptir. Hunting, tekerlek setinin ve bojinin şiddetli yanal salınımlarına sebep olur. Bu olay, tekerlek ve ray formundan ötürü işin doğasında olan bir durumdur ve tam olarak hiçbir zaman yok edilemez. Hunting salınımları ağırlıklı olarak aks yüküne, tekerlek-ray etkileşim kuvvetlerine ve kontak geometrisine bağlıdır [1].

Raylı sistemlerde işletme hızının yükseltilmesi tüm raylı sistemler için bir ihtiyaç haline gelmiştir. Bu nedenle raylı sistem dinamiğinde günümüze kadar hunting salınımlarının bastırılması çözülmesi gereken önemli bir problem olarak gelmiştir. Literatürde konvansiyonel raylı sistemler ve hızlı trenler için konuyla ilgili çok sayıda çalışma mevcuttur. Ancak, artan şehir nüfusu ile genişleyen metropollerde hafif raylı sistemlerde de raylı taşıt hızının artırılması bir ihtiyaç olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu ihtiyaca yönelik yapılan bu doktora tezinde İstanbul ulaşımında kullanılan yerli imalat gerçek bir hafif metro aracı ele alınarak, bu sistem üzerinde düz yolda hunting salınımları bakımından kritik hızın artırılması yönünde çeşitli analizler yapılmıştır. Tekerlek-ray etkileşim parametreleri ile süspansiyon katılıklarının kritik hıza etkileri araştırılmıştır. Böylece, ele alınan sistem üzerinde çeşitli iyileştirmeler sunulduğu gibi bu öneriler gelen raylı sistemler için de geçerli olacaktır. Ayrıca, ele alınan hafif metro aracı için süspansiyon katılıkları optimize edilip sistem kararlılığı artırılmış ve kritik hız yükseltilmiştir. Ancak, kesin bir çözüm için tezde tekerlek setleri ve bojiler arasına yerleştirilecek yanal yönde çalışan eyleyiciler, durum geri besleme mantığı ile çalışan optimal bir kontrolör olan LQR algoritması ile kontrol edilerek hunting salınımları kontrol edilmiştir. Böylece, hafif metro aracının çok yüksek hızlarda bile kararlılığını koruyarak güvenli ve konforlu bir yolculuk sunacağı gösterilmiştir. Literatürde hafif metro araçları için benzer bir çalışmanın yapılmamış olması tezin başlıca orijinalliğidir.

Literatürde raylı sistemlerin kritik hız tespitinde kurulan doğrusal modeller için kök – yer haritasından yararlanıldığı görülmüştür. Ancak bu tezde, literatürde daha önce rastlanmayan bir yöntem vasıtasıyla, frekans cevaplarından yararlanılarak kritik hızlar tespit edilmiştir. Böylece, raylı sistemlerde doğrusal modeller için kritik hız tespitinde literatüre orijinal bir yöntem sunulmuştur.

Bunların yanında, ele alınan gerçek hafif metro aracına ait dūşey titreşimler yolcu konforunun artırılması amacıyla, boji ve araç gövdesi arasına yerleştirilen eyleyiciler vasıtasıyla bastırılmıştır. Kontrol algoritması olarak, PID tipli klasik bulanık kontrolör (KBK) ve ayrıca ölçekleme çarpanlarını yol şartlarına göre kendiliğinden ayarlayan parametre uyarlamalı PID tipli bulanık kontrolör (PUBK) kullanılmıştır. Bu iki kontrol yöntemi ile gerçekleştirilen simülasyon sonuçları karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Parametre uyarlamalı PID tipli bulanık kontrolör metodunun raylı sistem titreşimlerini bastırma amacıyla ilk kez bu tezde kullanılmış olması tezin orjinallikleri arasındadır.

## BÖLÜM 2

### HAFİF METRO ARACININ TANITILMASI

Hafif metro araçları, tek yönde saatteki yolcu taşıma kapasitesi 30.000-35.000 kişi arasında olan şehir içi raylı ulaşım sistemleridir. Bu araçlar, ray açıklığı 1,435 m olan kendine ait hatlarda yaklaşık 300 yolcu kapasiteli araçlardan oluşan diziler halinde ortalama 60-80 km/sa hız ile hareket eder. İstasyonlar arası mesafe ortalama olarak 600-1000 m arasında değişmektedir. Şehir içi araç trafiğinden izole kendine ait hatlar genellikle zemin seviyesinde olup, hat üzerinde gerektirdiği durumlarda tünel ve viyadükler bulunabilir [151].



Şekil 2.1 İstanbul ulaşımında kullanılan bir hafif metro aracı

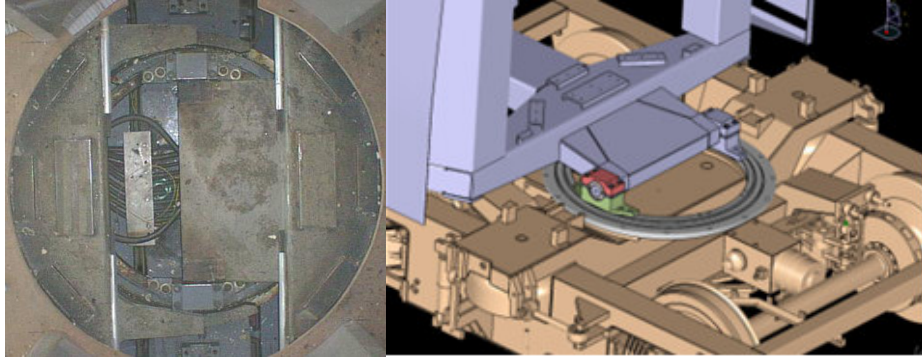
Bu tezde gerçekleştirilen analizlerde, İstanbul ulaşımında kullanılan bir hafif metro aracı kullanılmıştır (Şekil 2.1). Bu araca ait genel özellikler Çizelge 2.1’de verilmiştir.

Hafif metro aracı, altı aks, üç boji ve iki ayrı gövdeden oluşmaktadır. İki gövde arasındaki bağlantı körük bölgesi olarak adlandırılır. Gövdeler arasında düşey ve yatay

eksenler etrafında dönme serbestlikleri sağlayan bir metre çapında rulmanlı bir döner halka yer almaktadır (Şekil 2.2). Bu halkanın altında taşıyıcı boji bulunmaktadır. Aracın kurplardaki hareketini kolaylaştırması açısından iki uçta bulunan motorlu bojilerle gövdelerin arasında da rulmanlı halkalar bulunmaktadır. Döner halkalar yardımıyla araç, yatay kurplar için minimum 30 m ve düşey kurplar için 300 m yarıçaplara sahip kurplardan dönebilmektedir.

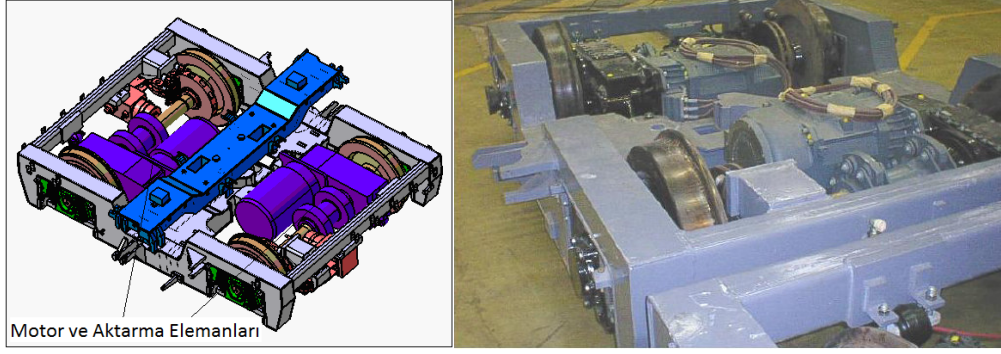
Çizelge 2.1 Hafif metro aracı genel özellikleri

Araç uzunluğu	23,5 m
Araç genişliği	2,65 m
Araç yüksekliği	3,36 m
Ray açıklığı	1,435 m
Platform yüksekliği	0,9 m
Boji merkezleri arası mesafe	8,5 m
Aks merkezleri arası mesafe	1,8 m
Araç boş ağırlığı	41447 kg
Araç dolu ağırlığı	61467 kg
Tekerlek çapı	0,6-0,8 m
Yolcu kapasitesi	286 kişi



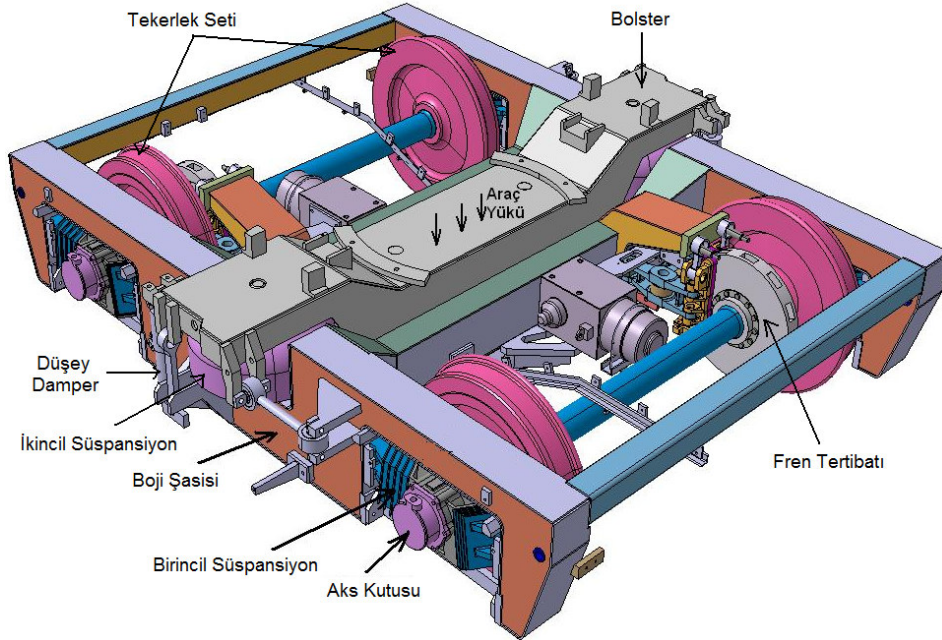
Şekil 2.2 Araç gövdeleri arasındaki döner halka [151], [152]

Her araç, iki motorlu ve bir taşıyıcı boji olmak üzere üç bojiye sahiptir. Çekici özellik taşıyan motorlu bojiler (Şekil 2.3) aracın başında ve sonundadır.



Şekil 2.3 Motorlu boji [151], [152]

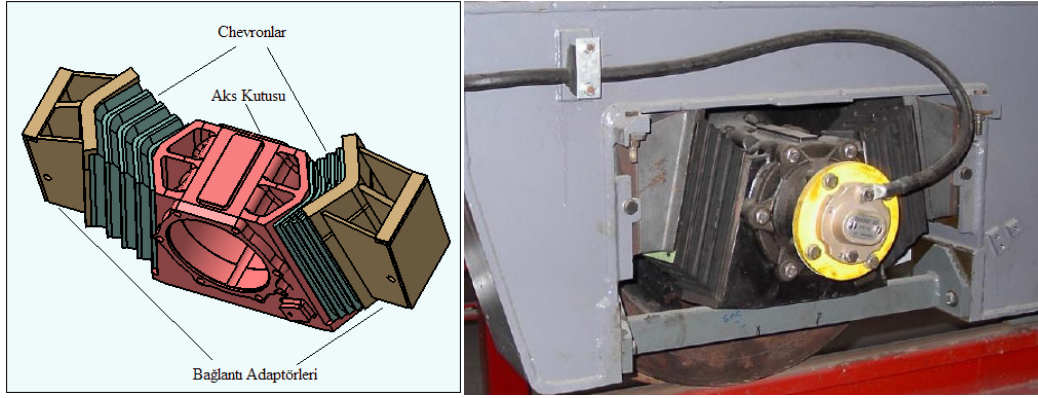
Mafsallı bölümün altında yer alan taşıyıcı bojide (Şekil 2.4) ise motor bulunmaz ve bu nedenle çekici özelliği yoktur. Her motorlu bojide çift motor bulunur ve her motor tekerlek eksenine paralel bir şekilde monte edilerek motor, boji iskeletine direkt olarak cıvata yardımıyla tutturulmuştur. Motor momenti, kaplin ve şanzıman ünitesiyle aksa iletir. Cer sistemi hariç, motorlu ve taşıyıcı bojileri aynı tasarıma sahiptirler. Boji sistemi iki tekerlek seti üzerine oturur. Frenleme ise tüm akslarda bulunan disk fren yardımıyla yapılır. Ani durumlar için araçlarda, ekstra bir fren sistemi olarak ray freni mevcuttur [152].



Şekil 2.4 Taşıyıcı boji [152]

Birincil süspansiyonlar, aks kutusunun her iki tarafında bulunan “chevron” yaylarından oluşur (Şekil 2.5). Chevron yaylarının, üç boyutta da çalışma özelliği vardır. Bu sistemde

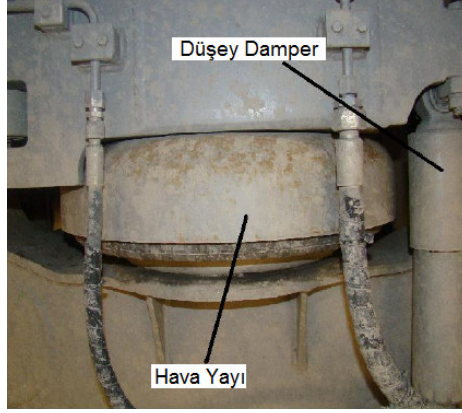
kauçuk yaylar, metal levhalar ile birleştirilerek “Megi” denilen paketleri oluşturur. Bu yaylanmada kauçuk bloğun açısı değiştirilerek yatay ve dikey yönde katılığı ayarlamak mümkündür. Chevron yayları aks kutusuna şekil bağı ile bağlıdır. Bojiye bağlanma şekli ise, düşey yönde harekete izin veren bir kızaklama sistemi ile yapılmaktadır. Boji şasisi bu süspansiyona bağlandığı zaman, aracın yüklenme performansı artar. Chevron yayları, hem aracın kendi ağırlığından hem de tekerleklerin raya temasından dolayı meydana gelen düzensiz yaylanmaları, yatay ve dikey hareketlenmeleri minimum seviyeye indirir. Böylece, bu titreşimlerden bojiye gelebilecek önemli etkiler önlenmiş olur. Ayrıca, araç kurplara girdiğinde aksların kurp yönünde esnemelerine de imkân tanır.



Şekil 2.5 Birincil süspansiyonlar [151], [152]

Bir bojide sağ ve solda olmak üzere iki adet hava yayı bulunmaktadır. Hava yaylarından oluşan ikincil süspansiyonların ana görevi, kurplarda dönüş esnasında oluşan ataletle aracın sağa ya da sola yalpa hareketini minimuma indirmektir. Hava yayları bu bakımdan konforu önemli ölçüde iyileştirici özelliğe sahiptir. İkincil süspansiyonlarda düşey titreşimler için hava yayının sönümü yetersiz kalacağı için ek olarak her bojide iki adet düşey damper kullanılmaktadır (Şekil 2.6) [152].





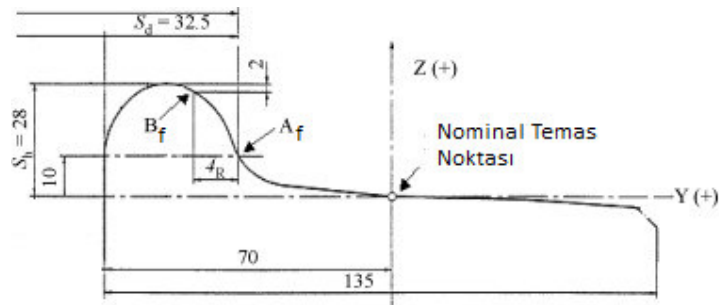
Şekil 2.6 İkincil süspansiyonlar [151]

Aks üzerine iki adet tekerleğin sıkı geçmesiyle tekerlek seti elde edilir. Motorlu bojilerde kullanılan tekerlek setlerinde ayrıca motor, cer ve fren sistemleri de tekerlek setinin üzerine bağlanır (Şekil 2.7). Taşıyıcı bojilerdeki tekerlek setlerinde ise motor ve cer sistemi bulunmaz.



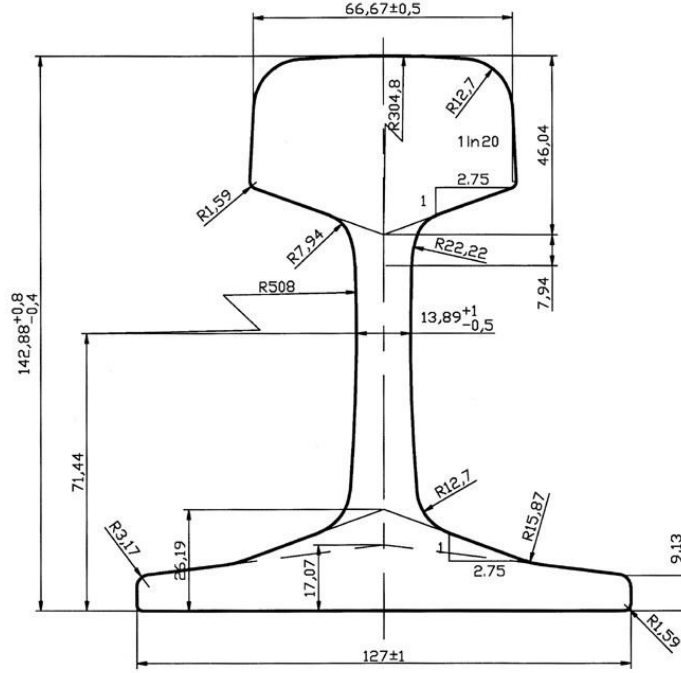
Şekil 2.7 Motorlu boji tekerlek seti [151]

Hafif metro aracı, S49 ray profili üzerinde S1002 profiline sahip tekerleklerle hareket etmektedir. Raylı sistem dinamiğinde giriş olarak kullanılan tekerlek ve ray profilleri Şekil 2.8 ve 2.9'da verilmiştir [153]-[155].



Şekil 2.8 S1002 standart tekerlek profili

Şekil 2.8’de  $S_d$  flanş kalınlığını,  $S_h$  ise flanş boyunu temsil etmektedir. Bunlara ait limit değerler,  $22 < S_d < 32,5$  mm ve  $28 < S_h < 36$  mm’dir.  $A_f$  ve  $B_f$  noktaları arası Y eksenindeki mesafe  $q_R$ , flanş eğimi diye adlandırılır ve standart bir tekerlekte 10.8 mm’dir [154]. Şekil 2.8 ve 2.9’da belirtilen tüm değerler mm cinsindedir.



Şekil 2.9 S49 standart ray profili

## 2.1 Tezde Kullanılan Yazılım ve Donanımlar

Bu tezde, raylı taşıt sistemlerinin modellenmesinde ve dinamik analizlerinde Matlab-Simulink (R208a) yazılımı ile birlikte Simpack (8.901A) çoklu gövde simülasyon yazılımı kullanılmıştır. Sistemlere ait doğal frekanslara, özdeğerlere ve sistem kararlılığını etkileyen faktörlere her iki yazılım kullanılarak bakılmış ve sonuçlar karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

Alman Hava-Uzay Merkezi (DLR) tarafından geliştirilen Simpack yazılımı herhangi bir mekanik veya mekatronik sistemin doğrusal-doğrusal olmayan dinamik analizlerini yapabilme ve çoklu gövdeli simülasyonlar ile görselleştirme kabiliyetine sahiptir. Otomotiv, uzay ve havacılık, güç transferi, raylı sistemler, rüzgâr enerji türbinleri gibi özel konular için hazırlanmış özel modülleri mevcuttur. Simpack yazılımı, karmaşık

doğrusal olmayan problemlerin çözümünde, esnek elemanların dinamik analizlerinde, temas problemlerinin çözümlenmesinde büyük avantaj sağlamaktadır. Simpack yazılımı temel olarak, önişlemci, çözücü ve son işlemci çekirdek modüllerinden oluşur. Ön işlemci vasıtasıyla yazılımda üç boyutlu model oluşturulur, çözücü ön işlemcide oluşturulan modelin matematik modelini otomatik olarak çıkarır ve burada yapılması istenen analizler yapılarak sonuçlar son işlemciye gönderilir. Son işlemcide ise, analiz sonuçları animasyon şekline oynatılabilir ya da grafiksel olarak incelenebilir. Simülasyonlarda çözücü olarak SODASRT 2.0 kullanılmıştır. Matlab yazılımında kullanılan çözücü ise değişken adımlı ODE-45'tir.

Simpack haricinde raylı sistem dinamiğinin incelenmesi için kullanılan diğer çoklu gövde hazır yazılımları, Adams, Gensys, Medyna, Nucars, Vampire, Voco ve UM-LAB olarak sayılabilir.

### HAFİF METRO ARACI DİNAMIĞI

Tezin bu bölümünde, Bölüm 2’de tanıtılan İstanbul ulaşımında kullanılan bir hafif metro aracına ait dinamik incelenerek yanal kararlılık için gerekli olan diferansiyel denklemler çıkartılmıştır. Sisteme ait Matlab modeli kurulduktan sonra, benzer model eş parametrelerle Simpack yazılımda da oluşturulmuştur. Kurulan modellerin eş modeller olup olmadığı her iki yazılımda gerçekleştirilen modal analiz sonuçlarının karşılaştırılması ile incelenmiştir. Daha sonra, her iki yazılımda kurulan modeller kullanılarak yanal bir yol girişine karşı sistemin cevapları zaman alanında incelenmiştir. Bunun yanında, frekans alanında da her iki model karşılaştırmalı olarak analiz edilmiştir.

Kurulan modellerin doğruluğundan bu şekilde emin olunduktan sonra, Matlab’te kurulan model kullanılarak sistemin özdeğer ve kararlılık analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu analizlerle birlikte yanal kararlılık açısından düz yol için sistemin kritik hızı tespit edilerek, tekerlek-ray etkileşim parametreleri ile birlikte birincil ve ikincil süspansiyon katılık parametrelerinin hafif metro aracı yanal kararlılığına etkileri araştırılmıştır. Ayrıca, sistemin frekans cevapları kullanılarak kritik hızının tespit edilmesi yönünde bir çalışma yapılmıştır.

Hafif metro aracı modelleri ile ilgili yapılan tüm analizler boş ve dolu araç parametreleri kullanılarak ayrı ayrı gerçekleştirilmiştir.

### 3.1 Hafif Metro Aracı Deferansiyel Denklemlerinin Çıkartılması

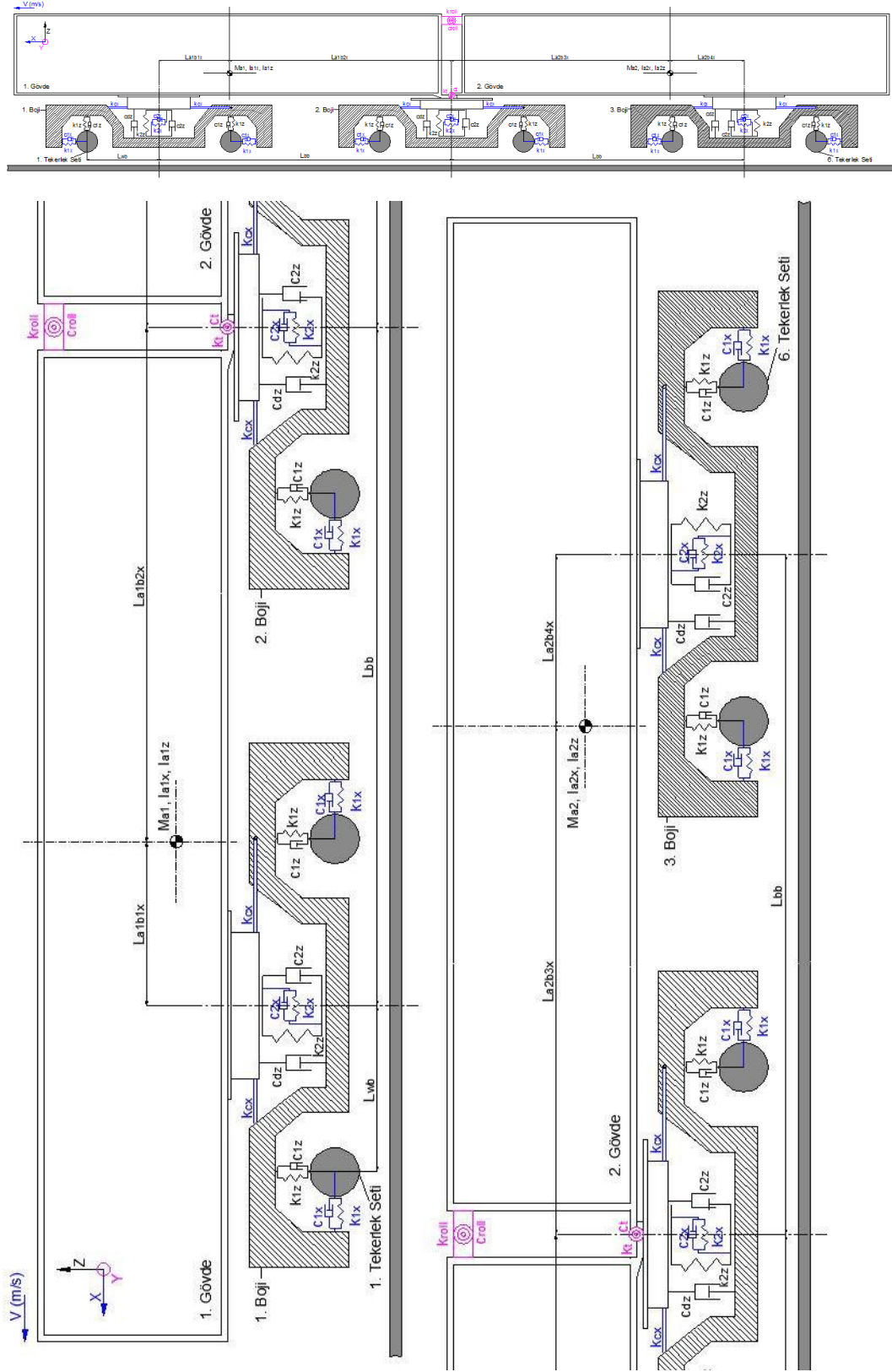
Modelde, Şekil 2.1’de görülen hafif metro aracı ele alınmıştır. Ele alınan hafif metro aracı genel olarak, iki gövde, iki motorlu ve bir taşıyıcı boji, altı tekerlek seti ile birlikte birincil ve ikincil süspansiyonlardan oluşmaktadır.

Şekil 3.1 – 3.3’te görülen model 27 serbestlik derecelidir. Bunlardan  $y_{t1}$ - $y_{t6}$ ,  $\psi_{t1}$ - $\psi_{t6}$  tekerlek setlerinin hareketlerini;  $y_{b1}$ - $y_{b3}$ ,  $\psi_{b1}$ -  $\psi_{b3}$  ve  $\phi_{b1}$ - $\phi_{b3}$  bojilerin hareketlerini,  $y_{a1}$ ,  $y_{a2}$ ,  $\psi_{a1}$ ,  $\psi_{a2}$  ve  $\phi_{a1}$ ,  $\phi_{a2}$  ise gövdelerin hareketlerini temsil etmektedir (Çizelge 3.1).

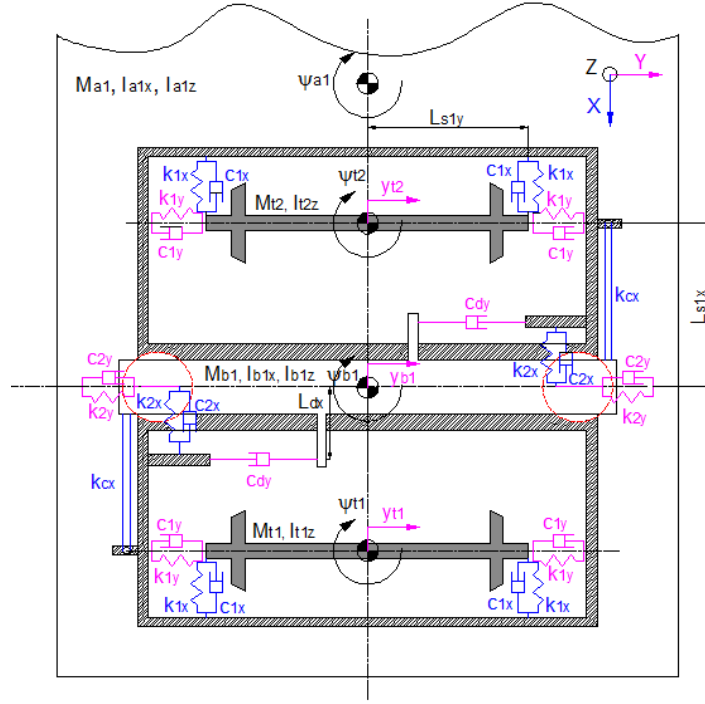
Çizelge 3.1 Hafif metro aracına ait serbestlikler

Araç Bileşeni	Hareketler		
	Yanal (y)	Yuvarlanma (x etrafında)	Yalpalama (z etrafında)
1. Tekerlek Seti	$y_{t1}$	-	$\psi_{t1}$
2. Tekerlek Seti	$y_{t2}$	-	$\psi_{t2}$
3. Tekerlek Seti	$y_{t3}$	-	$\psi_{t3}$
4. Tekerlek Seti	$y_{t4}$	-	$\psi_{t4}$
5. Tekerlek Seti	$y_{t5}$	-	$\psi_{t5}$
6. Tekerlek Seti	$y_{t6}$	-	$\psi_{t6}$
1. Boji	$y_{b1}$	$\phi_{b1}$	$\psi_{b1}$
2. Boji	$y_{b2}$	$\phi_{b2}$	$\psi_{b2}$
3. Boji	$y_{b3}$	$\phi_{b3}$	$\psi_{b3}$
1. Gövde	$y_{a1}$	$\phi_{a1}$	$\psi_{a1}$
2. Gövde	$y_{a2}$	$\phi_{a2}$	$\psi_{a2}$

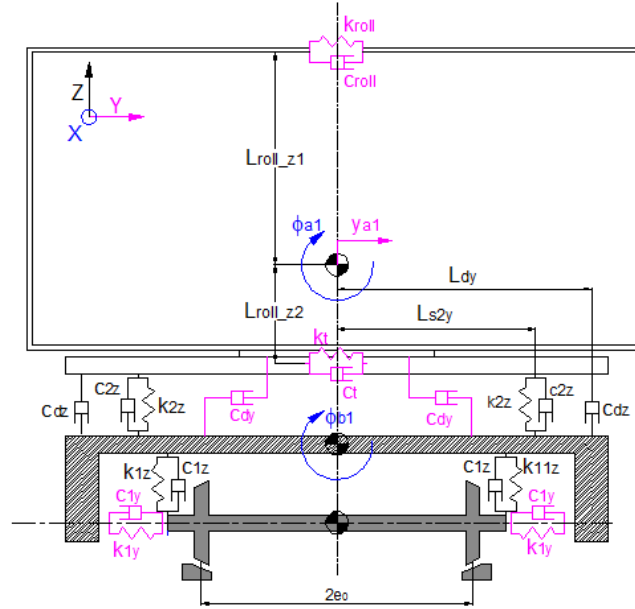
Bu modelde  $M_{a1}$ ,  $M_{a2}$  hafif metro aracının gövdelerinin,  $M_{b1}$ - $M_{b3}$  bojilerin,  $M_{t1}$ - $M_{t6}$  tekerlek setlerinin kütleleridir.  $I_{a1x}$ ,  $I_{a2x}$ ,  $I_{a1z}$ ,  $I_{a2z}$  gövdelerin,  $I_{b1x}$ - $I_{b3x}$ ,  $I_{b1z}$ - $I_{b3z}$ , bojilerin sırasıyla x ve z eksenleri etrafındaki atalet momentlerini,  $I_{t1-6x}$ ,  $I_{t1-6z}$  ise tekerlek setlerinin x ve z eksenleri etrafındaki atalet momentlerini belirtir. Sırasıyla  $k_{1x}$ ,  $k_{1y}$  ve  $k_{1z}$  birincil süspansiyon boylamsal, yanal ve düşey katılıklarını,  $c_{1x}$ ,  $c_{1y}$  ve  $c_{1z}$  ise birincil süspansiyon boylamsal, yanal ve düşey sönümlerini ifade eder. İkincil süspansiyon boylamsal, yanal ve düşey katılıklarını sırasıyla  $k_{2x}$ ,  $k_{2y}$  ve  $k_{2z}$ , sönümlerini ise  $c_{2x}$ ,  $c_{2y}$  ve  $c_{2z}$  ifade etmektedir. Bunların yanında,  $k_{cx}$  boji ve bolster arasına boylamsal yönde simetrik yerleştirilmiş cer kollarına ait katılıklardır. Ayrıca, bojiler ve gövdeler arasında yanal ve düşey yönde çalışan ek damperler mevcuttur ve modelde sönüm ifadeleri  $c_{dy}$  ve  $c_{dz}$  olarak tanımlanmıştır.



Şekil 3.1 Hafif metro aracına ait genel yandan görünüş modeli



Şekil 3.2 Hafif metro aracı üstten görünüş modeli



Şekil 3.3 Hafif metro aracı önden görünüş modeli

Gövdeleri birbirine bağlayan mafsalda gövdelerin yanal etkileşimi için,  $k_t$  ve  $c_t$  değerlerinde yanal bir katılık ve sönüm tanımlanmıştır. Gövdelerin üst bölgelerinde bulunan yuvarlanmayı engelleyici çubuklar ise  $k_{roll}$  ve  $c_{roll}$  katılık ve sönüm değerlerine sahip bir süspansiyon gibi çalıştığı düşünülmüştür. Tekerlek setinde temas noktaları

arası mesafenin yarısı  $e_0$ , bir bojide yer alan tekerlek setleri arası mesafenin yarısı  $L_{wb}$  ve boji merkezleri arası mesafe ise  $L_{bb}$  ile tanımlanmıştır.

Süspansiyon kuvvetlerini Lagrange yöntemi kullanılarak elde edildikten sonra, bu ifadeler ile birlikte her tekerlek seti için ayrı olmak üzere denklem A.34 ve A.35 (EK-A) kullanılarak tekerlek-ray etkileşim denklemleri birleştirilip 27 adet diferansiyel denklem elde edilir.

Hafif metro aracı genelleştirilmiş koordinatları (3.1)'deki gibidir.

$$\{q_j\} = \left\{ y_{t1}, y_{t2}, y_{t3}, y_{t4}, y_{t5}, y_{t6}, y_{b1}, y_{b2}, y_{b3}, y_{a1}, y_{a2}, \Psi_{t1}, \Psi_{t2}, \Psi_{t3}, \Psi_{t4}, \Psi_{t5}, \Psi_{t6}, \Psi_{b1}, \Psi_{b2}, \Psi_{b3}, \Psi_{a1}, \Psi_{a2}, \phi_{b1}, \phi_{b2}, \phi_{b3}, \phi_{a1}, \phi_{a2} \right\} \quad (3.1)$$

$$E_k = \frac{1}{2} \left[ \begin{aligned} & M_{t1} \dot{y}_{t1}^2 + M_{t2} \dot{y}_{t2}^2 + M_{t3} \dot{y}_{t3}^2 + M_{t4} \dot{y}_{t4}^2 + M_{t5} \dot{y}_{t5}^2 + M_{t6} \dot{y}_{t6}^2 + M_{b1} \dot{y}_{b1}^2 + \\ & M_{b2} \dot{y}_{b2}^2 + M_{b3} \dot{y}_{b3}^2 + M_{a1} \dot{y}_{a1}^2 + M_{a2} \dot{y}_{a2}^2 + I_{t1x} \dot{\phi}_{t1}^2 + I_{t2x} \dot{\phi}_{t2}^2 + I_{t3x} \dot{\phi}_{t3}^2 + \\ & I_{t4x} \dot{\phi}_{t4}^2 + I_{t5x} \dot{\phi}_{t5}^2 + I_{t6x} \dot{\phi}_{t6}^2 + I_{t1z} \dot{\Psi}_{t1}^2 + I_{t2z} \dot{\Psi}_{t2}^2 + I_{t3z} \dot{\Psi}_{t3}^2 + I_{t4z} \dot{\Psi}_{t4}^2 + \\ & I_{t5z} \dot{\Psi}_{t5}^2 + I_{t6z} \dot{\Psi}_{t6}^2 + I_{b1x} \dot{\phi}_{b1}^2 + I_{b2x} \dot{\phi}_{b2}^2 + I_{b3x} \dot{\phi}_{b3}^2 + I_{b1z} \dot{\Psi}_{b1}^2 + I_{b2z} \dot{\Psi}_{b2}^2 + \\ & I_{b3z} \dot{\Psi}_{b3}^2 + I_{a1x} \dot{\phi}_{a1}^2 + I_{a2x} \dot{\phi}_{a2}^2 + I_{a1z} \dot{\Psi}_{a1}^2 + I_{a2z} \dot{\Psi}_{a2}^2 \end{aligned} \right] \quad (3.2)$$

$$E_p = \frac{1}{2} \left[ \begin{aligned} & 2k_{1x} L_{s1y}^2 \left( (\Psi_{t1} - \Psi_{b1})^2 + (\Psi_{t2} - \Psi_{b1})^2 + (\Psi_{t3} - \Psi_{b2})^2 \right. \\ & \left. + (\Psi_{t4} - \Psi_{b2})^2 + (\Psi_{t5} - \Psi_{b3})^2 + (\Psi_{t6} - \Psi_{b3})^2 \right) \\ & + 2k_{1y} \left( (y_{t1} - y_{b1} + L_{s1x} \Psi_{b1})^2 + (y_{t2} - y_{b1} - L_{s1x} \Psi_{b1})^2 \right. \\ & \left. + (y_{t3} - y_{b2} + L_{s1x} \Psi_{b2})^2 + (y_{t4} - y_{b2} - L_{s1x} \Psi_{b2})^2 \right. \\ & \left. + (y_{t5} - y_{b3} + L_{s1x} \Psi_{b3})^2 + (y_{t6} - y_{b3} - L_{s1x} \Psi_{b3})^2 \right) \\ & + 2k_{1z} L_{s1y}^2 \left( \left( \frac{\lambda}{e_0} y_{t1} - \phi_{b1} \right)^2 + \left( \frac{\lambda}{e_0} y_{t2} - \phi_{b1} \right)^2 + \left( \frac{\lambda}{e_0} y_{t3} - \phi_{b2} \right)^2 \right. \\ & \left. + \left( \frac{\lambda}{e_0} y_{t4} - \phi_{b2} \right)^2 + \left( \frac{\lambda}{e_0} y_{t5} - \phi_{b3} \right)^2 + \left( \frac{\lambda}{e_0} y_{t6} - \phi_{b3} \right)^2 \right) \\ & + 2(k_{2x} + k_{cx}) L_{s2y}^2 \left( (\Psi_{b1} - \Psi_{a1})^2 + (\Psi_{b2} - \Psi_{a1})^2 + (\Psi_{b3} - \Psi_{a2})^2 \right) \\ & + 2k_{2y} \left( (y_{b1} - y_{a1} + L_{a1b1x} \Psi_{a1})^2 + (y_{b2} - y_{a1} - L_{a1b2x} \Psi_{a1})^2 \right. \\ & \left. + (y_{b3} - y_{a2} - L_{a2b4x} \Psi_{a2})^2 \right) \\ & + 2k_{2z} L_{s2y}^2 \left( (\phi_{b1} - \phi_{a1})^2 + (\phi_{b2} - \phi_{a1})^2 + (\phi_{b3} - \phi_{a2})^2 \right) \\ & + (k_{roll} + k_t) (y_{a2} - y_{a1} + L_{a2b3x} \Psi_{a2} + L_{a1b2x} \Psi_{a1})^2 \\ & + (k_{roll} L_{roll\_z1}^2 + k_t L_{roll\_z2}^2) (\phi_{a2} - \phi_{a1})^2 \end{aligned} \right] \quad (3.3)$$



$$\begin{aligned}
Es = \frac{1}{2} & \left[ \begin{aligned}
& 2c_{1x}L_{s1y}^2 \left( (\dot{\psi}_{t1} - \dot{\psi}_{b1})^2 + (\dot{\psi}_{t2} - \dot{\psi}_{b1})^2 + (\dot{\psi}_{t3} - \dot{\psi}_{b2})^2 \right. \\
& \quad \left. + (\dot{\psi}_{t4} - \dot{\psi}_{b2})^2 + (\dot{\psi}_{t5} - \dot{\psi}_{b3})^2 + (\dot{\psi}_{t6} - \dot{\psi}_{b3})^2 \right) \\
& + 2c_{1y} \left( (\dot{y}_{t1} - \dot{y}_{b1} + L_{s1x}\dot{\psi}_{b1})^2 + (\dot{y}_{t2} - \dot{y}_{b1} - L_{s1x}\dot{\psi}_{b1})^2 \right. \\
& \quad \left. + (\dot{y}_{t3} - \dot{y}_{b2} + L_{s1x}\dot{\psi}_{b2})^2 + (\dot{y}_{t4} - \dot{y}_{b2} - L_{s1x}\dot{\psi}_{b2})^2 \right. \\
& \quad \left. + (\dot{y}_{t5} - \dot{y}_{b3} + L_{s1x}\dot{\psi}_{b3})^2 + (\dot{y}_{t6} - \dot{y}_{b3} - L_{s1x}\dot{\psi}_{b3})^2 \right) \\
& + 2c_{1z}L_{s1y}^2 \left( \left( \frac{\lambda}{e_0}\dot{y}_{t1} - \dot{\phi}_{b1} \right)^2 + \left( \frac{\lambda}{e_0}\dot{y}_{t2} - \dot{\phi}_{b1} \right)^2 + \left( \frac{\lambda}{e_0}\dot{y}_{t3} - \dot{\phi}_{b2} \right)^2 \right. \\
& \quad \left. + \left( \frac{\lambda}{e_0}\dot{y}_{t4} - \dot{\phi}_{b2} \right)^2 + \left( \frac{\lambda}{e_0}\dot{y}_{t5} - \dot{\phi}_{b3} \right)^2 + \left( \frac{\lambda}{e_0}\dot{y}_{t6} - \dot{\phi}_{b3} \right)^2 \right) \\
& + 2(c_{2x} + c_{cx})L_{s2y}^2 \left( (\dot{\psi}_{b1} - \dot{\psi}_{a1})^2 + (\dot{\psi}_{b2} - \dot{\psi}_{a1})^2 + (\dot{\psi}_{b3} - \dot{\psi}_{a2})^2 \right) \\
& + 2c_{2y} \left( (\dot{y}_{b1} - \dot{y}_{a1} + L_{a1b1x}\dot{\psi}_{a1})^2 + (\dot{y}_{b2} - \dot{y}_{a1} - L_{a1b2x}\dot{\psi}_{a1})^2 \right. \\
& \quad \left. + (\dot{y}_{b3} - \dot{y}_{a2} - L_{a2b4x}\dot{\psi}_{a2})^2 \right) \\
& + 2c_{2z}L_{s2y}^2 \left( (\dot{\phi}_{b1} - \dot{\phi}_{a1})^2 + (\dot{\phi}_{b2} - \dot{\phi}_{a1})^2 + (\dot{\phi}_{b3} - \dot{\phi}_{a2})^2 \right) \\
& + (c_{roll} + c_t)(\dot{y}_{a2} - \dot{y}_{a1} + L_{a2b3x}\dot{\psi}_{a2} + L_{a1b2x}\dot{\psi}_{a1})^2 \\
& + (c_{roll}L_{roll\_z1}^2 + c_tL_{roll\_z2}^2)(\dot{\phi}_{a2} - \dot{\phi}_{a1})^2 \\
& + c_{dy} \left( (\dot{y}_{b1} - \dot{y}_{a1} + L_{dx}\dot{\psi}_{b1} + L_{a1b1x}\dot{\psi}_{a1})^2 \right. \\
& \quad + (\dot{y}_{b1} - \dot{y}_{a1} - L_{dx}\dot{\psi}_{b1} + L_{a1b1x}\dot{\psi}_{a1})^2 \\
& \quad + (\dot{y}_{b2} - \dot{y}_{a1} + L_{dx}\dot{\psi}_{b2} - L_{a1b2x}\dot{\psi}_{a1})^2 \\
& \quad + (\dot{y}_{b2} - \dot{y}_{a1} - L_{dx}\dot{\psi}_{b2} - L_{a1b2x}\dot{\psi}_{a1})^2 \\
& \quad + (\dot{y}_{b3} - \dot{y}_{a2} + L_{dx}\dot{\psi}_{b3} - L_{a2b4x}\dot{\psi}_{a2})^2 \\
& \quad \left. + (\dot{y}_{b3} - \dot{y}_{a2} - L_{dx}\dot{\psi}_{b3} - L_{a2b4x}\dot{\psi}_{a2})^2 \right) \\
& + c_{dz}L_{dy}^2 \left( (\dot{\phi}_{b1} - \dot{\phi}_{a1})^2 + (\dot{\phi}_{b2} - \dot{\phi}_{a1})^2 + (\dot{\phi}_{b3} - \dot{\phi}_{a2})^2 \right)
\end{aligned} \right] \tag{3.4}
\end{aligned}$$

Sisteme ait kinetik, potansiyel ve sönüm enerjileri denklem 3.2 – 3.4'te verilmiştir.

Lagrange yöntemi kullanılarak hafif metro aracına ait elde edilen diferansiyel denklemler (3.5) – (3.31)'deki gibidir.

$$\begin{aligned}
& M_{t1} \ddot{y}_{t1} + \left( 2k_{1y} + 2k_{1z} \left( \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y} \right)^2 + W_{A1} \frac{\lambda}{e_0} \right) y_{t1} - 2k_{1y} y_{b1} - 2f_{11} \psi_{t1} \\
& + 2L_{s1x} k_{1y} \psi_{b1} - 2k_{1z} \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y}^2 \dot{\phi}_{b1} + \left( 2c_{1y} + 2c_{1z} \left( \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y} \right)^2 + \frac{2f_{11}}{V} \left( 1 + \frac{r_0 \lambda}{e_0} \right) \right) \dot{y}_{t1} \\
& - 2c_{1y} \dot{y}_{b1} + \frac{2f_{12}}{V} \dot{\psi}_{t1} + 2L_{s1x} c_{1y} \dot{\psi}_{b1} - 2c_{1z} \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y}^2 \dot{\phi}_{b1} = 0
\end{aligned} \tag{3.5}$$

$$\begin{aligned}
& M_{t2} \ddot{y}_{t2} + \left( 2k_{1y} + 2k_{1z} \left( \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y} \right)^2 + W_{A2} \frac{\lambda}{e_0} \right) y_{t2} - 2k_{1y} y_{b1} - 2f_{11} \psi_{t2} \\
& + 2L_{s1x} k_{1y} \psi_{b1} - 2k_{1z} \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y}^2 \dot{\phi}_{b1} + \left( 2c_{1y} + 2c_{1z} \left( \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y} \right)^2 + \frac{2f_{11}}{V} \left( 1 + \frac{r_0 \lambda}{e_0} \right) \right) \dot{y}_{t2} \\
& - 2c_{1y} \dot{y}_{b1} + \frac{2f_{12}}{V} \dot{\psi}_{t2} - 2L_{s1x} c_{1y} \dot{\psi}_{b1} - 2c_{1z} \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y}^2 \dot{\phi}_{b1} = 0
\end{aligned} \tag{3.6}$$

$$\begin{aligned}
& M_{t3} \ddot{y}_{t3} + \left( 2k_{1y} + 2k_{1z} \left( \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y} \right)^2 + W_{A3} \frac{\lambda}{e_0} \right) y_{t3} - 2k_{1y} y_{b2} - 2f_{11} \psi_{t3} \\
& + 2L_{s1x} k_{1y} \psi_{b2} - 2k_{1z} \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y}^2 \dot{\phi}_{b2} + \left( 2c_{1y} + 2c_{1z} \left( \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y} \right)^2 + \frac{2f_{11}}{V} \left( 1 + \frac{r_0 \lambda}{e_0} \right) \right) \dot{y}_{t3} \\
& - 2c_{1y} \dot{y}_{b2} + \frac{2f_{12}}{V} \dot{\psi}_{t3} + 2L_{s1x} c_{1y} \dot{\psi}_{b2} - 2c_{1z} \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y}^2 \dot{\phi}_{b2} = 0
\end{aligned} \tag{3.7}$$

$$\begin{aligned}
& M_{t4} \ddot{y}_{t4} + \left( 2k_{1y} + 2k_{1z} \left( \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y} \right)^2 + W_{A4} \frac{\lambda}{e_0} \right) y_{t4} - 2k_{1y} y_{b2} - 2f_{11} \psi_{t4} \\
& + 2L_{s1x} k_{1y} \psi_{b2} - 2k_{1z} \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y}^2 \dot{\phi}_{b2} + \left( 2c_{1y} + 2c_{1z} \left( \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y} \right)^2 + \frac{2f_{11}}{V} \left( 1 + \frac{r_0 \lambda}{e_0} \right) \right) \dot{y}_{t4} \\
& - 2c_{1y} \dot{y}_{b2} + \frac{2f_{12}}{V} \dot{\psi}_{t4} - 2L_{s1x} c_{1y} \dot{\psi}_{b2} - 2c_{1z} \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y}^2 \dot{\phi}_{b2} = 0
\end{aligned} \tag{3.8}$$

$$\begin{aligned}
& M_{t5} \ddot{y}_{t5} + \left( 2k_{1y} + 2k_{1z} \left( \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y} \right)^2 + W_{A5} \frac{\lambda}{e_0} \right) y_{t5} - 2k_{1y} y_{b3} - 2f_{11} \psi_{t5} \\
& + 2L_{s1x} k_{1y} \psi_{b3} - 2k_{1z} \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y}^2 \dot{\phi}_{b3} + \left( 2c_{1y} + 2c_{1z} \left( \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y} \right)^2 + \frac{2f_{11}}{V} \left( 1 + \frac{r_0 \lambda}{e_0} \right) \right) \dot{y}_{t5} \\
& - 2c_{1y} \dot{y}_{b3} + \frac{2f_{12}}{V} \dot{\psi}_{t5} + 2L_{s1x} c_{1y} \dot{\psi}_{b3} - 2c_{1z} \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y}^2 \dot{\phi}_{b3} = 0
\end{aligned} \tag{3.9}$$

$$\begin{aligned}
& M_{t6} \ddot{y}_{t6} + \left( 2k_{1y} + 2k_{1z} \left( \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y} \right)^2 + W_{A6} \frac{\lambda}{e_0} \right) y_{t6} - 2k_{1y} y_{b3} - 2f_{11} \Psi_{t6} \\
& + 2L_{s1x} k_{1y} \Psi_{b3} - 2k_{1z} \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y}^2 \phi_{b3} + \left( 2c_{1y} + 2c_{1z} \left( \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y} \right)^2 + \frac{2f_{11}}{V} \left( 1 + \frac{r_0 \lambda}{e_0} \right) \right) \dot{y}_{t6} \\
& - 2c_{1y} \dot{y}_{b3} + \frac{2f_{12}}{V} \dot{\Psi}_{t6} - 2L_{s1x} c_{1y} \dot{\Psi}_{b3} - 2c_{1z} \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y}^2 \dot{\phi}_{b3} = 0
\end{aligned} \tag{3.10}$$

$$\begin{aligned}
& M_{b1} \ddot{y}_{b1} - 2k_{1y} y_{t1} - 2k_{1y} y_{t2} + (4k_{1y} + 2k_{2y}) y_{b1} - 2k_{2y} y_{a1} + 2k_{2y} L_{a1b1x} \Psi_{a1} \\
& - 2c_{1y} \dot{y}_{t1} - 2c_{1y} \dot{y}_{t2} + (4c_{1y} + 2c_{2y} + 2c_{dy}) \dot{y}_{b1} - (2c_{2y} + 2c_{dy}) \dot{y}_{a1} \\
& + 2L_{a1b1x} (c_{2y} + c_{dy}) \dot{\Psi}_{a1} = 0
\end{aligned} \tag{3.11}$$

$$\begin{aligned}
& M_{b2} \ddot{y}_{b2} - 2k_{1y} y_{t3} - 2k_{1y} y_{t4} + (4k_{1y} + 2k_{2y}) y_{b2} - 2k_{2y} y_{a1} - 2k_{2y} L_{a1b2x} \Psi_{a1} \\
& - 2c_{1y} \dot{y}_{t3} - 2c_{1y} \dot{y}_{t4} + (4c_{1y} + 2c_{2y} + 2c_{dy}) \dot{y}_{b2} - (2c_{2y} + 2c_{dy}) \dot{y}_{a1} \\
& - 2L_{a1b2x} (c_{2y} + c_{dy}) \dot{\Psi}_{a1} = 0
\end{aligned} \tag{3.12}$$

$$\begin{aligned}
& M_{b3} \ddot{y}_{b3} - 2k_{1y} y_{t5} - 2k_{1y} y_{t6} + (4k_{1y} + 2k_{2y}) y_{b3} - 2k_{2y} y_{a2} - 2k_{2y} L_{a2b4x} \Psi_{a2} \\
& - 2c_{1y} \dot{y}_{t5} - 2c_{1y} \dot{y}_{t6} + (4c_{1y} + 2c_{2y} + 2c_{dy}) \dot{y}_{b3} - (2c_{2y} + 2c_{dy}) \dot{y}_{a2} \\
& - 2L_{a2b4x} (c_{2y} + c_{dy}) \dot{\Psi}_{a2} = 0
\end{aligned} \tag{3.13}$$

$$\begin{aligned}
& M_{a1} \ddot{y}_{a1} - 2k_{2y} y_{b1} - 2k_{2y} y_{b2} + (4k_{2y} + k_{roll} + k_t) y_{a1} \\
& - (2k_{2y} (L_{a1b1x} - L_{a1b2x}) + (k_{roll} + k_t) L_{a1b2x}) \Psi_{a1} - (k_{roll} + k_t) y_{a2} \\
& - (k_{roll} + k_t) L_{a2b3x} \Psi_{a2} \\
& - 2(c_{2y} + c_{dy}) \dot{y}_{b1} - 2(c_{2y} + c_{dy}) \dot{y}_{b2} + (4c_{2y} + c_{roll} + c_t + 4c_{dy}) \dot{y}_{a1} - (c_{roll} + c_t) \dot{y}_{a2} \\
& - (2c_{2y} (L_{a1b1x} - L_{a1b2x}) + (c_{roll} + c_t) L_{a1b2x} + 2(L_{a1b1x} - L_{a1b2x}) c_{dy}) \dot{\Psi}_{a1} \\
& - (c_{roll} + c_t) L_{a2b3x} \dot{\Psi}_{a2} = 0
\end{aligned} \tag{3.14}$$

$$\begin{aligned}
& M_{a2} \ddot{y}_{a2} - 2k_{2y} y_{b3} - (k_{roll} + k_t) y_{a1} + (2k_{2y} + k_{roll} + k_t) y_{a2} \\
& + (k_{roll} + k_t) L_{a1b2x} \Psi_{a1} + (2L_{a2b4x} k_{2y} + (k_{roll} + k_t) L_{a2b3x}) \Psi_{a2} \\
& - 2(c_{2y} + c_{dy}) \dot{y}_{b3} - (c_{roll} + c_t) \dot{y}_{a1} + (2c_{2y} + c_{roll} + c_t + 2c_{dy}) \dot{y}_{a2} \\
& + (c_{roll} + c_t) L_{a1b2x} \dot{\Psi}_{a1} + (2c_{2y} L_{a2b4x} + (c_{roll} + c_t) L_{a2b3x} + 2L_{a2b4x} c_{dy}) \dot{\Psi}_{a2} = 0
\end{aligned} \tag{3.15}$$

$$\begin{aligned}
& l_{t1z} \ddot{\psi}_{t1} + \frac{2e_0 f_{33} \lambda}{r_0} y_{t1} + (2L_{s1y}^2 k_{1x} + 2f_{12} - e_0 W_{A1} \lambda) \psi_{t1} - 2L_{s1y}^2 k_{1x} \psi_{b1} \\
& + \left( l_{t1y} \frac{v\lambda}{r_0 e_0} - \frac{2f_{12}}{v} \left( 1 + \frac{r_0 \lambda}{e_0} \right) \right) \dot{y}_{t1} + \left( 2L_{s1y}^2 c_{1x} + \frac{2e_0^2 f_{33} + 2f_{22}}{v} \right) \dot{\psi}_{t1} \\
& - 2L_{s1y}^2 c_{1x} \dot{\psi}_{b1} = 0
\end{aligned} \tag{3.16}$$

$$\begin{aligned}
& l_{t2z} \ddot{\psi}_{t2} + \frac{2e_0 f_{33} \lambda}{r_0} y_{t2} + (2L_{s1y}^2 k_{1x} + 2f_{12} - e_0 W_{A2} \lambda) \psi_{t2} - 2L_{s1y}^2 k_{1x} \psi_{b1} \\
& + \left( l_{t2y} \frac{v\lambda}{r_0 e_0} - \frac{2f_{12}}{v} \left( 1 + \frac{r_0 \lambda}{e_0} \right) \right) \dot{y}_{t2} + \left( 2L_{s1y}^2 c_{1x} + \frac{2e_0^2 f_{33} + 2f_{22}}{v} \right) \dot{\psi}_{t2} \\
& - 2L_{s1y}^2 c_{1x} \dot{\psi}_{b1} = 0
\end{aligned} \tag{3.17}$$

$$\begin{aligned}
& l_{t3z} \ddot{\psi}_{t3} + \frac{2e_0 f_{33} \lambda}{r_0} y_{t3} + (2L_{s1y}^2 k_{1x} + 2f_{12} - e_0 W_{A3} \lambda) \psi_{t3} - 2L_{s1y}^2 k_{1x} \psi_{b2} \\
& + \left( l_{t3y} \frac{v\lambda}{r_0 e_0} - \frac{2f_{12}}{v} \left( 1 + \frac{r_0 \lambda}{e_0} \right) \right) \dot{y}_{t3} + \left( 2L_{s1y}^2 c_{1x} + \frac{2e_0^2 f_{33} + 2f_{22}}{v} \right) \dot{\psi}_{t3} \\
& - 2L_{s1y}^2 c_{1x} \dot{\psi}_{b2} = 0
\end{aligned} \tag{3.18}$$

$$\begin{aligned}
& l_{t4z} \ddot{\psi}_{t4} + \frac{2e_0 f_{33} \lambda}{r_0} y_{t4} + (2L_{s1y}^2 k_{1x} + 2f_{12} - e_0 W_{A4} \lambda) \psi_{t4} - 2L_{s1y}^2 k_{1x} \psi_{b2} \\
& + \left( l_{t4y} \frac{v\lambda}{r_0 e_0} - \frac{2f_{12}}{v} \left( 1 + \frac{r_0 \lambda}{e_0} \right) \right) \dot{y}_{t4} + \left( 2L_{s1y}^2 c_{1x} + \frac{2e_0^2 f_{33} + 2f_{22}}{v} \right) \dot{\psi}_{t4} \\
& - 2L_{s1y}^2 c_{1x} \dot{\psi}_{b2} = 0
\end{aligned} \tag{3.19}$$

$$\begin{aligned}
& l_{t5z} \ddot{\psi}_{t5} + \frac{2e_0 f_{33} \lambda}{r_0} y_{t5} + (2L_{s1y}^2 k_{1x} + 2f_{12} - e_0 W_{A5} \lambda) \psi_{t5} - 2L_{s1y}^2 k_{1x} \psi_{b3} \\
& + \left( l_{t5y} \frac{v\lambda}{r_0 e_0} - \frac{2f_{12}}{v} \left( 1 + \frac{r_0 \lambda}{e_0} \right) \right) \dot{y}_{t5} + \left( 2L_{s1y}^2 c_{1x} + \frac{2e_0^2 f_{33} + 2f_{22}}{v} \right) \dot{\psi}_{t5} \\
& - 2L_{s1y}^2 c_{1x} \dot{\psi}_{b3} = 0
\end{aligned} \tag{3.20}$$

$$\begin{aligned}
& l_{t6z} \ddot{\psi}_{t6} + \frac{2e_0 f_{33} \lambda}{r_0} y_{t6} + (2L_{s1y}^2 k_{1x} + 2f_{12} - e_0 W_{A6} \lambda) \psi_{t6} - 2L_{s1y}^2 k_{1x} \psi_{b3} \\
& + \left( l_{t6y} \frac{v\lambda}{r_0 e_0} - \frac{2f_{12}}{v} \left( 1 + \frac{r_0 \lambda}{e_0} \right) \right) \dot{y}_{t6} + \left( 2L_{s1y}^2 c_{1x} + \frac{2e_0^2 f_{33} + 2f_{22}}{v} \right) \dot{\psi}_{t6} \\
& - 2L_{s1y}^2 c_{1x} \dot{\psi}_{b3} = 0
\end{aligned} \tag{3.21}$$

$$\begin{aligned}
& I_{bz} \ddot{\psi}_{b1} + 2L_{s1x} k_{1y} y_{t1} - 2L_{s1x} k_{1y} y_{t2} - 2L_{s1y}^2 k_{1x} \psi_{t1} - 2L_{s1y}^2 k_{1x} \psi_{t2} \\
& + 2(2L_{s1x}^2 k_{1y} + 2L_{s1y}^2 k_{1x} + (k_{2x} + k_{cx}) L_{s2y}^2) \psi_{b1} - 2(k_{2x} + k_{cx}) L_{s2y}^2 \psi_{a1} \\
& + 2L_{s1x} c_{1y} \dot{y}_{t1} - 2L_{s1x} c_{1y} \dot{y}_{t2} - 2L_{s1y}^2 c_{1x} \dot{\psi}_{t1} - 2L_{s1y}^2 c_{1x} \dot{\psi}_{t2} + \\
& 2(2L_{s1x}^2 c_{1y} + 2L_{s1y}^2 c_{1x} + (c_{2x} + c_{cx}) L_{s2y}^2 + L_{dx}^2 c_{dy}) \dot{\psi}_{b1} \\
& - 2(c_{2x} + c_{cx}) L_{s2y}^2 \dot{\psi}_{a1} = 0
\end{aligned} \tag{3.22}$$

$$\begin{aligned}
& I_{bz} \ddot{\psi}_{b2} + 2L_{s1x} k_{1y} y_{t3} - 2L_{s1x} k_{1y} y_{t4} - 2L_{s1y}^2 k_{1x} \psi_{t3} - 2L_{s1y}^2 k_{1x} \psi_{t4} \\
& + 2(2L_{s1x}^2 k_{1y} + 2L_{s1y}^2 k_{1x} + (k_{2x} + k_{cx}) L_{s2y}^2) \psi_{b2} - 2(k_{2x} + k_{cx}) L_{s2y}^2 \psi_{a1} \\
& + 2L_{s1x} c_{1y} \dot{y}_{t3} - 2L_{s1x} c_{1y} \dot{y}_{t4} - 2L_{s1y}^2 c_{1x} \dot{\psi}_{t3} - 2L_{s1y}^2 c_{1x} \dot{\psi}_{t4} + \\
& 2(2L_{s1x}^2 c_{1y} + 2L_{s1y}^2 c_{1x} + (c_{2x} + c_{cx}) L_{s2y}^2 + L_{dx}^2 c_{dy}) \dot{\psi}_{b2} \\
& - 2(c_{2x} + c_{cx}) L_{s2y}^2 \dot{\psi}_{a1} = 0
\end{aligned} \tag{3.23}$$

$$\begin{aligned}
& I_{bz} \ddot{\psi}_{b3} + 2L_{s1x} k_{1y} y_{t5} - 2L_{s1x} k_{1y} y_{t6} - 2L_{s1y}^2 k_{1x} \psi_{t5} - 2L_{s1y}^2 k_{1x} \psi_{t6} \\
& + 2(2L_{s1x}^2 k_{1y} + 2L_{s1y}^2 k_{1x} + (k_{2x} + k_{cx}) L_{s2y}^2) \psi_{b3} - 2(k_{2x} + k_{cx}) L_{s2y}^2 \psi_{a2} \\
& + 2L_{s1x} c_{1y} \dot{y}_{t5} - 2L_{s1x} c_{1y} \dot{y}_{t6} - 2L_{s1y}^2 c_{1x} \dot{\psi}_{t5} - 2L_{s1y}^2 c_{1x} \dot{\psi}_{t6} + \\
& 2(2L_{s1x}^2 c_{1y} + 2L_{s1y}^2 c_{1x} + (c_{2x} + c_{cx}) L_{s2y}^2 + L_{dx}^2 c_{dy}) \dot{\psi}_{b3} \\
& - 2(c_{2x} + c_{cx}) L_{s2y}^2 \dot{\psi}_{a2} = 0
\end{aligned} \tag{3.24}$$

$$\begin{aligned}
& I_{az} \ddot{\psi}_{a1} + 2L_{alb1x} k_{2y} y_{b1} - 2L_{alb2x} k_{2y} y_{b2} \\
& - (2k_{2y} (L_{alb1x} - L_{alb2x}) + (k_{roll} + k_t) L_{alb2x}) y_{a1} \\
& + (k_{roll} + k_t) L_{alb2x} y_{a2} - 2(k_{2x} + k_{cx}) L_{s2y}^2 \psi_{b1} - 2(k_{2x} + k_{cx}) L_{s2y}^2 \psi_{b2} \\
& + (2k_{2y} (L_{alb1x}^2 - L_{alb2x}^2) + 4(k_{2x} + k_{cx}) L_{s2y}^2 + (k_{roll} + k_t) L_{alb2x}^2) \psi_{a1} \\
& + (k_{roll} + k_t) L_{alb2x} L_{a2b3x} \psi_{a2} \\
& + 2L_{alb1x} (c_{2y} + c_{dy}) \dot{y}_{b1} - 2(L_{alb2x} c_{2y} + c_{dy} L_{alb2x}) \dot{y}_{b2} \\
& - (2(c_{2y} + c_{dy}) (L_{alb1x} - L_{alb2x}) + (c_{roll} + c_t) L_{alb2x}) \dot{y}_{a1} \\
& + (c_{roll} + c_t) L_{alb2x} \dot{y}_{a2} - 2(c_{2x} + c_{cx}) L_{s2y}^2 \dot{\psi}_{b1} - 2(c_{2x} + c_{cx}) L_{s2y}^2 \dot{\psi}_{b2} \\
& + \left( 2c_{2y} (L_{alb1x}^2 - L_{alb2x}^2) + 4(c_{2x} + c_{cx}) L_{s2y}^2 \right) \dot{\psi}_{a1} \\
& + \left( (c_{roll} + c_t + 2c_{dy}) L_{alb2x}^2 + 2c_{dy} L_{alb1x}^2 \right) \dot{\psi}_{a1} \\
& + (c_{roll} + c_t) L_{alb2x} L_{a2b3x} \dot{\psi}_{a2} = 0
\end{aligned} \tag{3.25}$$

$$\begin{aligned}
& l_{a2z} \ddot{\psi}_{a2} - 2L_{a2b4x} k_{2y} y_{b3} - (k_{roll} + k_t) L_{a2b3x} y_{a1} \\
& + (2k_{2y} L_{a2b4x} + (k_{roll} + k_t) L_{a2b3x}) y_{a2} - 2(k_{2x} + k_{cx}) L_{s2y}^2 \psi_{b3} \\
& + (k_{roll} + k_t) L_{a2b3x} L_{a1b2x} \psi_{a1} + \left( \frac{2k_{2y} L_{a2b4x}^2 + 2(k_{2x} + k_{cx}) L_{s2y}^2}{(k_{roll} + k_t) L_{a2b3x}^2} \right) \psi_{a2} \\
& - 2L_{a2b4x} (c_{2y} + c_{dy}) \dot{y}_{b3} - (c_{roll} + c_t) L_{a2b3x} \dot{y}_{a1} \\
& + (2L_{a2b4x} (c_{2y} + c_{dy}) + (c_{roll} + c_t) L_{a2b3x}) \dot{y}_{a2} - 2(c_{2x} + c_{cx}) L_{s2y}^2 \dot{\psi}_{b3} \\
& + (c_{roll} + c_t) L_{a2b3x} L_{a1b2x} \dot{\psi}_{a1} + \left( \frac{4L_{a2b4x}^2 c_{2y} + 2L_{s2y}^2 (c_{2x} + c_{cx})}{L_{a2b3x}^2 (c_{roll} + c_t) + 2L_{a2b4x}^2 c_{dy}} \right) \dot{\psi}_{a2} = 0
\end{aligned} \tag{3.26}$$

$$\begin{aligned}
& l_{bx1} \ddot{\phi}_{b1} - 2L_{s1y}^2 \frac{\lambda}{e_0} k_{1z} y_{t1} - 2L_{s1y}^2 \frac{\lambda}{e_0} k_{1z} y_{t2} + 2(2L_{s1y}^2 k_{1z} + L_{s2y}^2 k_{2z}) \phi_{b1} \\
& - 2L_{s2y}^2 k_{2z} \phi_{a1} - 2L_{s1y}^2 \frac{\lambda}{e_0} c_{1z} \dot{y}_{t1} - 2L_{s1y}^2 \frac{\lambda}{e_0} c_{1z} \dot{y}_{t2} \\
& + 2(2L_{s1y}^2 c_{1z} + L_{s2y}^2 c_{2z} + L_{dy}^2 c_{dz}) \dot{\phi}_{b1} - 2(L_{s2y}^2 c_{2z} + L_{dy}^2 c_{dz}) \dot{\phi}_{a1} = 0
\end{aligned} \tag{3.27}$$

$$\begin{aligned}
& l_{b2x} \ddot{\phi}_{b2} - 2L_{s1y}^2 \frac{\lambda}{e_0} k_{1z} y_{t3} - 2L_{s1y}^2 \frac{\lambda}{e_0} k_{1z} y_{t4} + 2(2L_{s1y}^2 k_{1z} + L_{s2y}^2 k_{2z}) \phi_{b2} \\
& - 2L_{s2y}^2 k_{2z} \phi_{a1} - 2L_{s1y}^2 \frac{\lambda}{e_0} c_{1z} \dot{y}_{t3} - 2L_{s1y}^2 \frac{\lambda}{e_0} c_{1z} \dot{y}_{t4} \\
& + 2(2L_{s1y}^2 c_{1z} + L_{s2y}^2 c_{2z} + L_{dy}^2 c_{dz}) \dot{\phi}_{b2} - 2(L_{s2y}^2 c_{2z} + L_{dy}^2 c_{dz}) \dot{\phi}_{a1} = 0
\end{aligned} \tag{3.28}$$

$$\begin{aligned}
& l_{b3x} \ddot{\phi}_{b3} - 2L_{s1y}^2 \frac{\lambda}{e_0} k_{1z} y_{t5} - 2L_{s1y}^2 \frac{\lambda}{e_0} k_{1z} y_{t6} + 2(2L_{s1y}^2 k_{1z} + L_{s2y}^2 k_{2z}) \phi_{b3} \\
& - 2L_{s2y}^2 k_{2z} \phi_{a2} - 2L_{s1y}^2 \frac{\lambda}{e_0} c_{1z} \dot{y}_{t5} - 2L_{s1y}^2 \frac{\lambda}{e_0} c_{1z} \dot{y}_{t6} \\
& + 2(2L_{s1y}^2 c_{1z} + L_{s2y}^2 c_{2z} + L_{dy}^2 c_{dz}) \dot{\phi}_{b3} - 2(L_{s2y}^2 c_{2z} + L_{dy}^2 c_{dz}) \dot{\phi}_{a2} = 0
\end{aligned} \tag{3.29}$$

$$\begin{aligned}
& l_{a1x} \ddot{\phi}_{a1} - 2L_{s2y}^2 k_{2z} \phi_{b1} - 2L_{s2y}^2 k_{2z} \phi_{b2} + (4L_{s2y}^2 k_{2z} + L_{roll\_z1}^2 k_{roll} + L_{roll\_z2}^2 k_t) \phi_{a1} \\
& - (L_{roll\_z1}^2 k_{roll} + L_{roll\_z2}^2 k_t) \phi_{a2} - 2(L_{s2y}^2 c_{2z} + L_{dy}^2 c_{dz}) \dot{\phi}_{b1} - 2(L_{s2y}^2 c_{2z} + L_{dy}^2 c_{dz}) \dot{\phi}_{b2} \\
& + (4L_{s2y}^2 c_{2z} + L_{roll\_z1}^2 c_{roll} + L_{roll\_z2}^2 c_t + 4L_{dy}^2 c_{dz}) \dot{\phi}_{a1} - (L_{roll\_z1}^2 c_{roll} + L_{roll\_z2}^2 c_t) \dot{\phi}_{a2} = 0
\end{aligned} \tag{3.30}$$

$$\begin{aligned}
& l_{a2x} \ddot{\phi}_{a2} - 2L_{s2y}^2 k_{2z} \phi_{b3} - (L_{roll\_z1}^2 k_{roll} + L_{roll\_z2}^2 k_t) \phi_{a1} \\
& + (2L_{s2y}^2 k_{2z} + L_{roll\_z1}^2 k_{roll} + L_{roll\_z2}^2 k_t) \phi_{a2} \\
& - 2(L_{s2y}^2 c_{2z} + L_{dy}^2 c_{dz}) \dot{\phi}_{b3} - (L_{roll\_z1}^2 c_{roll} + L_{roll\_z2}^2 c_t) \dot{\phi}_{a1} \\
& + (2L_{s2y}^2 c_{2z} + L_{roll\_z1}^2 c_{roll} + L_{roll\_z2}^2 c_t + 2L_{dy}^2 c_{dz}) \dot{\phi}_{a2} = 0
\end{aligned} \tag{3.31}$$

### 3.1.1 Bozucu Etki Altında Hafif Metro Aracı Hareketlerinin Doğrusallaştırılmış Diferansiyel Denklemleri

Sistemin yanal hareketlerini incelemek amacıyla hafif raylı sistem aracı önceki bölümde 27 serbestlik dereceli olarak modellenmiştir. Dinamik model bu haliyle serbest titreşimlerin incelenmesi bakımından anlamlıdır. Bu bölümde ise, sisteme yanal bir bozucu giriş uygulandığında hafif metro aracı hareket denklemlerinin nasıl değiştiği açıklanmıştır.

Tekerleklerin düşey doğrultuda pürüzsüz ve düzgün bir yolda ilerlediği kabulü yapılmıştır. Sistemde bozucu giriş olarak, yalnızca aligman yol düzensizliğinin etkili olduğu düşünülmüştür.

Bozucu girişler ( $F_{yol\_1}(t)$ -...- $F_{yol\_27}(t)$ ) (3.5) – (3.31)'deki diferansiyel denklemlere eşitliğin sağında kalacak şekilde sırasıyla eklenir. Bozucu girişlerin nasıl oluşturulduğuyla ilgili temel bilgiler EK-A-8'de verilmiştir.

Bozucu girişler  $F_{yol\_i}$  ( $i=1-27$ ) ve yol girişleri  $y_{yj}$  ( $j=1-6$ ) ile birlikte denklem 3.32 – 3.37'deki gibi tanımlanırlar.

$i=1-6$  ve  $j=1-6$  için

$$F_{yol\_i}(t) = \left( -2k_{1z} \left( \frac{\lambda}{e_0} L_{sly} \right)^2 - W_A \frac{\lambda}{e_0} \right) y_{yj} - \left( 2c_{1z} \left( \frac{\lambda}{e_0} L_{sly} \right)^2 + \frac{2f_{11} r_0 \lambda}{v e_0} \right) \dot{y}_{yj} \quad (3.32)$$

$$i=7-11 \text{ için } F_{yol\_i}(t) = 0 \quad (3.33)$$

$i=12-17$  ve  $j=1-6$  için

$$F_{yol\_i}(t) = -\frac{2e_0 f_{33} \lambda}{r_0} y_{yj} - \left( l_{tly} \frac{v \lambda}{r_0 e_0} - \frac{2f_{12} r_0 \lambda}{v e_0} \right) \dot{y}_{yj} \quad (3.34)$$

$$i=18-22 \text{ için } F_{yol\_i}(t) = 0 \quad (3.35)$$

$i=23, 24, 25$  ve  $j=1, 3, 5$  için

$$F_{yol\_i}(t) = 2L_{sly}^2 \frac{\lambda}{e_0} \left[ k_{1z} (y_{yj} + y_{y(j+1)}) + c_{1z} (\dot{y}_{yj} + \dot{y}_{y(j+1)}) \right] \quad (3.36)$$

$$i=26, 27 \text{ için } F_{yol\_i}(t) = 0 \quad (3.37)$$

Burada,  $y_{yj}$  ( $j=1-6$ ) sırasıyla modele etkiyen yol düzensizlikleridir. Yol düzensizlikleri arasında tekerlek aksları arası mesafenin ilerleme hızına oranı kadar faz farkı bulunmaktadır.

### **3.2 Hafif Metro Aracına Ait Simpack Modelinin Kurulması**

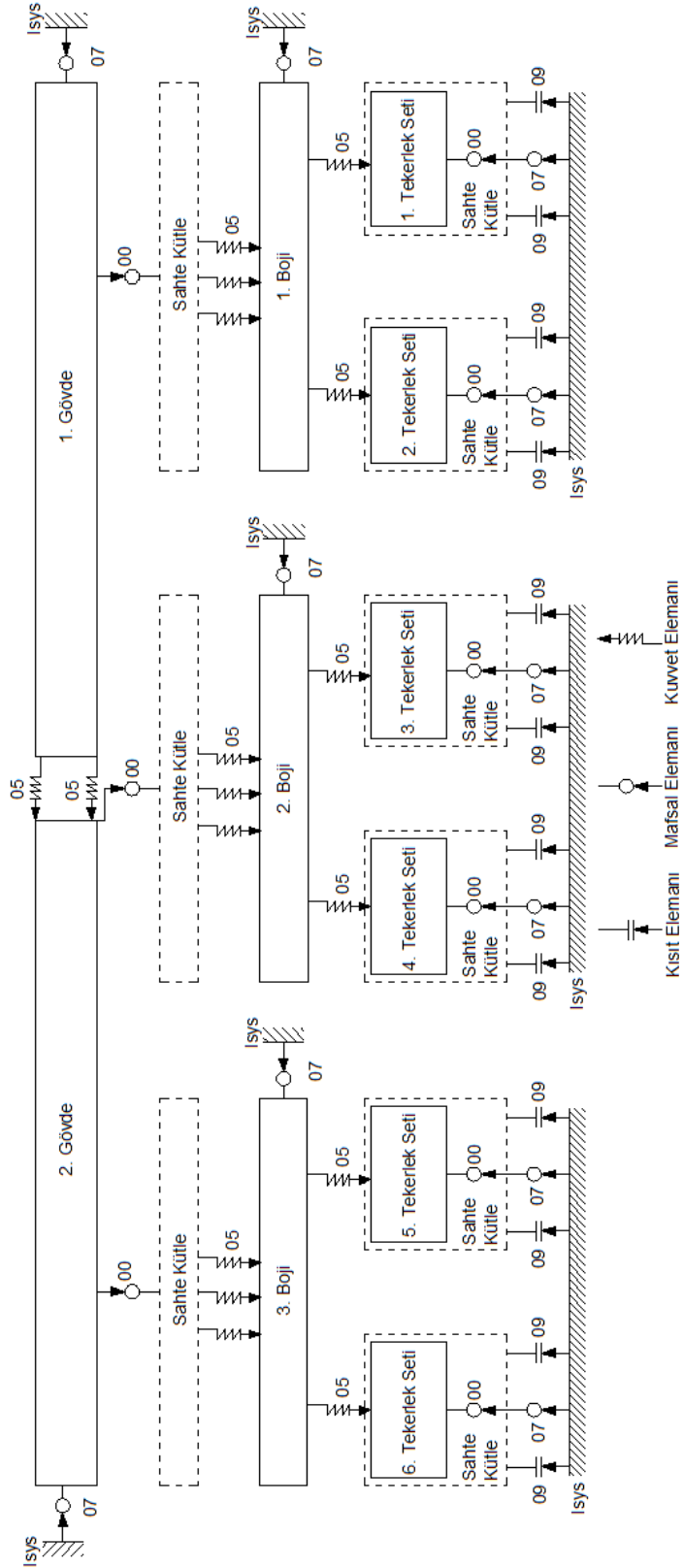
Hafif metro aracı için Matlab-Simulink yazılımında yanal kararlılık modeli kurulurken Simpack yazılımında da tam model kurulmuştur.

Simpack yazılımında herhangi bir dinamik sistemin analizi yapılırken ilk önce kurulacak modelin topolojisi oluşturulur. Hafif metro araç modeline ait topoloji Şekil 3.4'te görülmektedir. Süspansiyonlar için üç ekseninde aktif çalışabilen 05 numaralı yay-damper paralel kuvvet elemanı kullanılmıştır. Bu haliyle boji 54 serbestlik derecelidir. Tekerlek setlerine ait dörder serbestlik, boji şasislerine ve gövdelere ait altışar serbestlik bulunmaktadır.

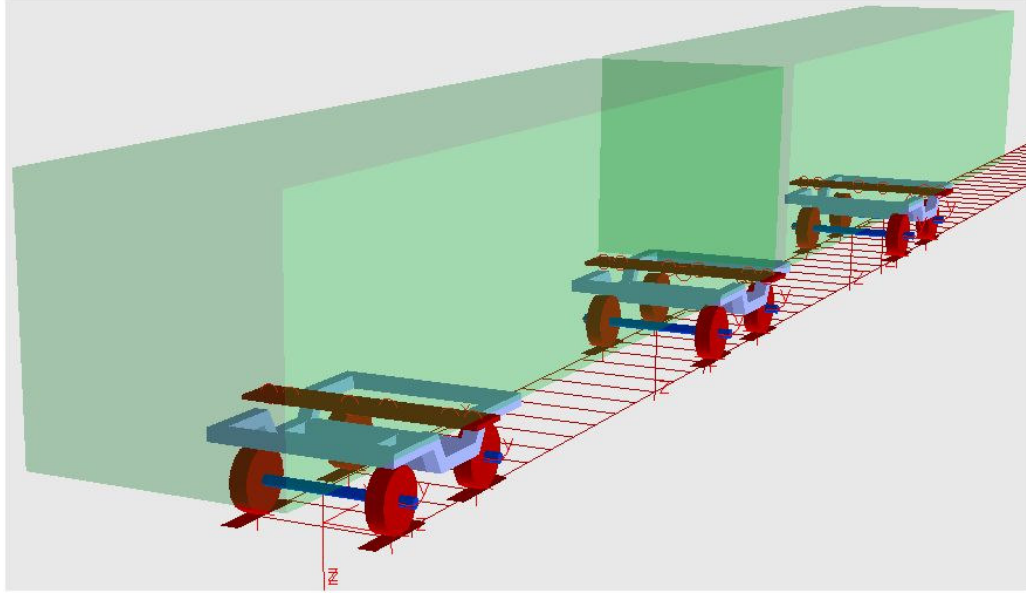
Simpack'te kurulan hafif metro aracı modeli Şekil 3.5'te görülmektedir. Modelde tekerlek-ray etkileşimi için yapılan diğer ayarlamalar ve kullanılan parametreler Ek-B'de verilmiştir.

Boş haliyle hafif metro aracının toplam ağırlığı 41447 kg'dır. Ancak, yapılacak olan analizlerde aracın tam dolu halinin de göz önüne alınması gerekmektedir. Hafif metro aracında yolcu yükü hesaplanırken aracın çalışma şartları göz önüne alınmalıdır. İstanbul'da çalışan bir hafif metro aracı için maksimum taşıma yükü olarak metrekareye sekiz kişi ( $8 \text{ kişi/m}^2$ ) düşünülmektedir. Bir kişinin ise 70 kg ağırlığında olduğu kabulü yapılmaktadır. Bu kabuller eşliğinde hafif metro aracı tam yükte çalışırken toplam ağırlığı % 48,3 gibi göz ardı edilemeyecek bir oranda artarak 61467 kg olmaktadır. Tam yükte çalışma durumu için gövdelere ait atalet değerleri ve ağırlık merkezlerinin yerleri Ek-C-2'de hesaplanarak yeniden bulunmuştur.





Şekil 3.4 Hafif metro aracına ait topoloji

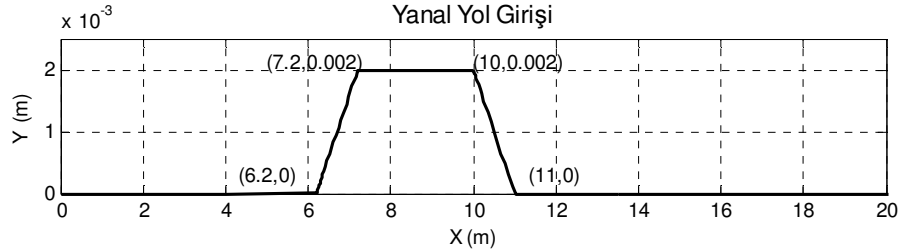


Şekil 3.5 Hafif metro araç modeli

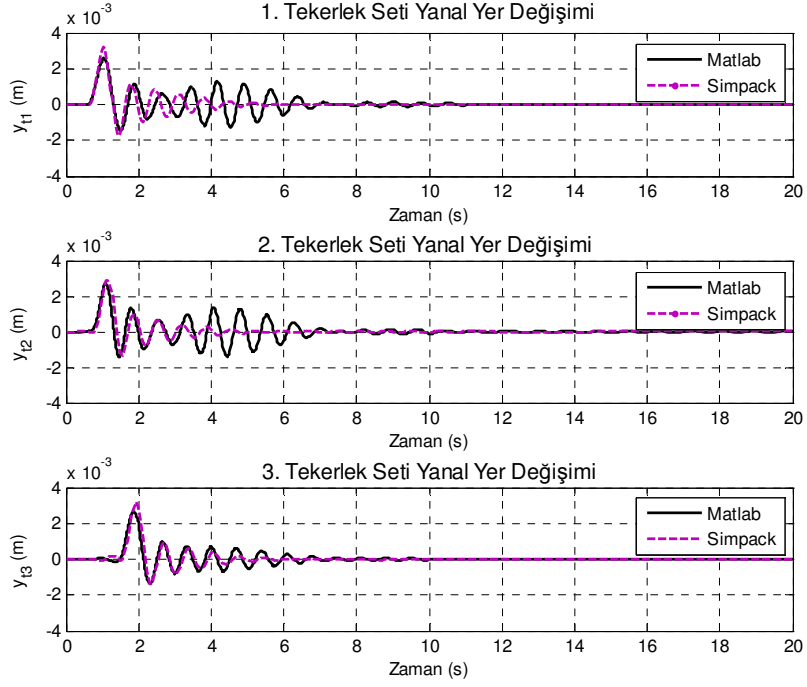
Ek-C-4'te Simpack'te oluşturulan tam modele ait diğer modlar yer almaktadır.

### 3.3 Zaman Alanında Simülasyon Sonuçları

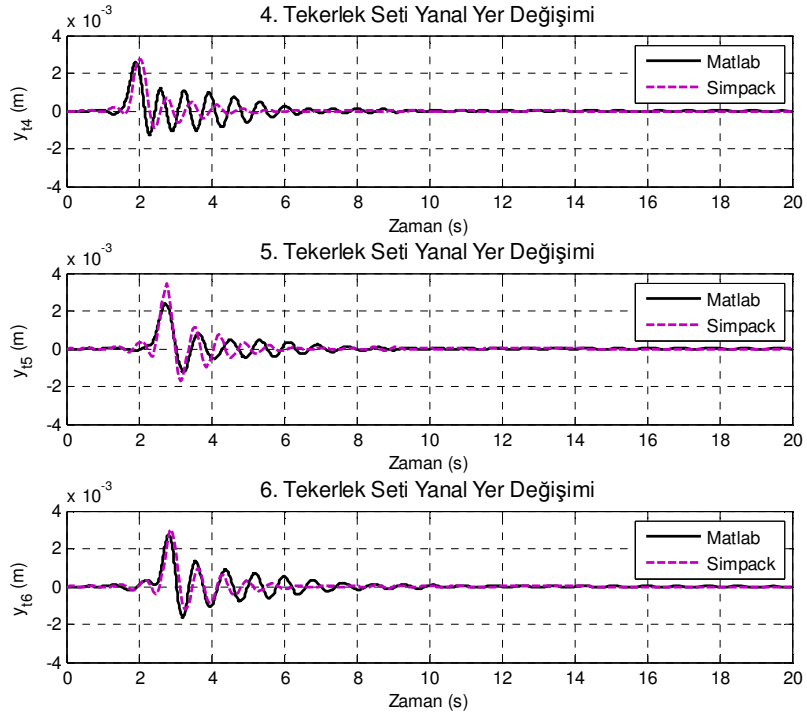
Yanal kararlılığın incelenmesi amacıyla Matlab yazılında kurulan hafif metro araç modeli 27 serbestlik dereceli ve Simpack yazılımda kurulan tam model ise 54 serbestlik derecelidir. Şekil 3.15'te görülen yanal yol düzensizliği etkisi altında hafif metro aracının hareketleri incelenmiştir. Yüksüz durum için Matlab ve Simpack yazılımlarında ayrı ayrı gerçekleştirilen analizlerle, tekerlek setleri, bojiler ve gövdelere ait yanal yer değiştirmeler ve ivmelenmeler karşılaştırmalı olarak verilmiştir (Şekil 3.7 – 3.26). Tüm analizler için hafif metro aracı hızı 10 m/s'dir.



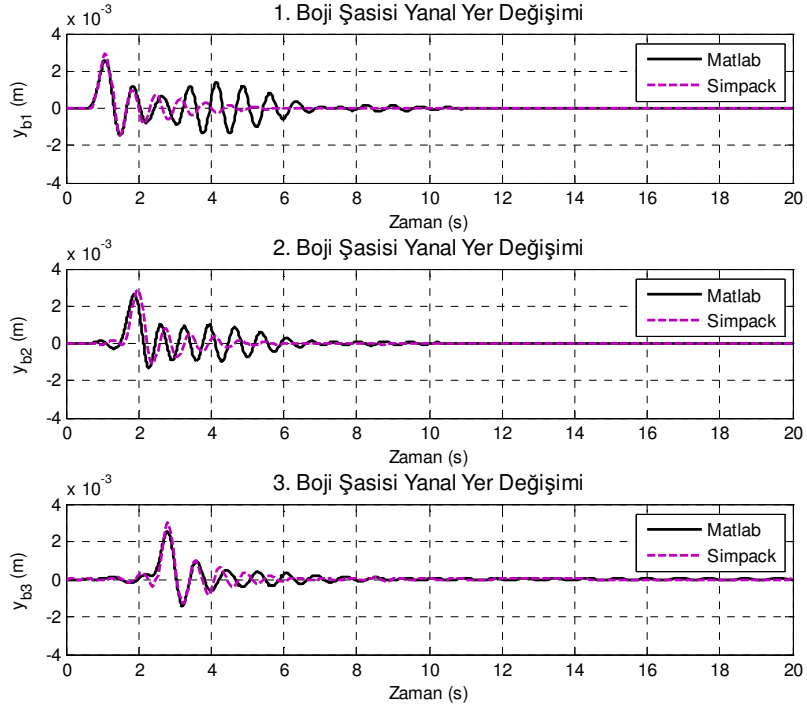
Şekil 3.6 Yanal yol düzensizliği



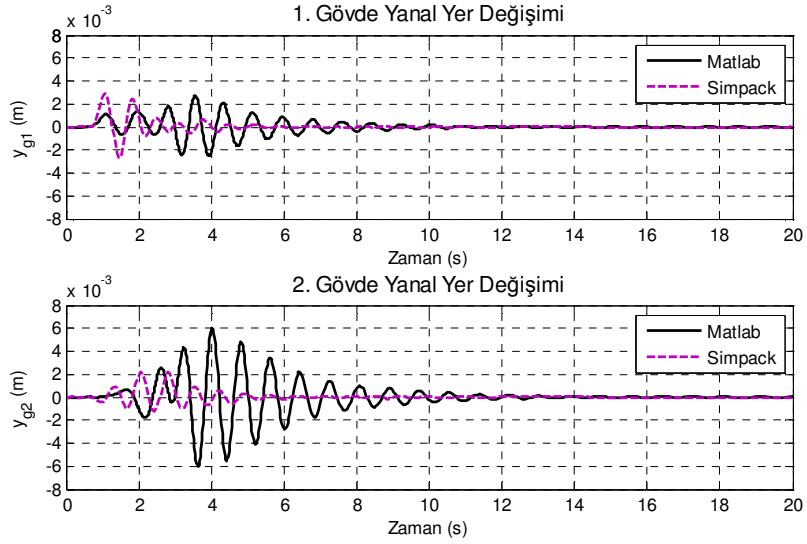
Şekil 3.7 İlk üç tekerlek setine ait yanıl yer değiştirmeler



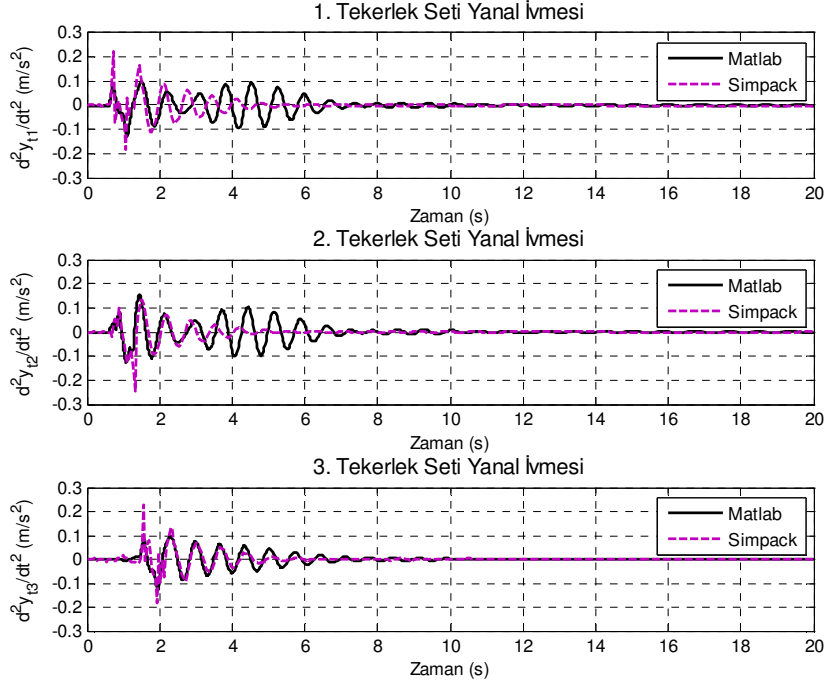
Şekil 3.8 Son üç tekerlek setine ait yanıl yer değiştirmeler



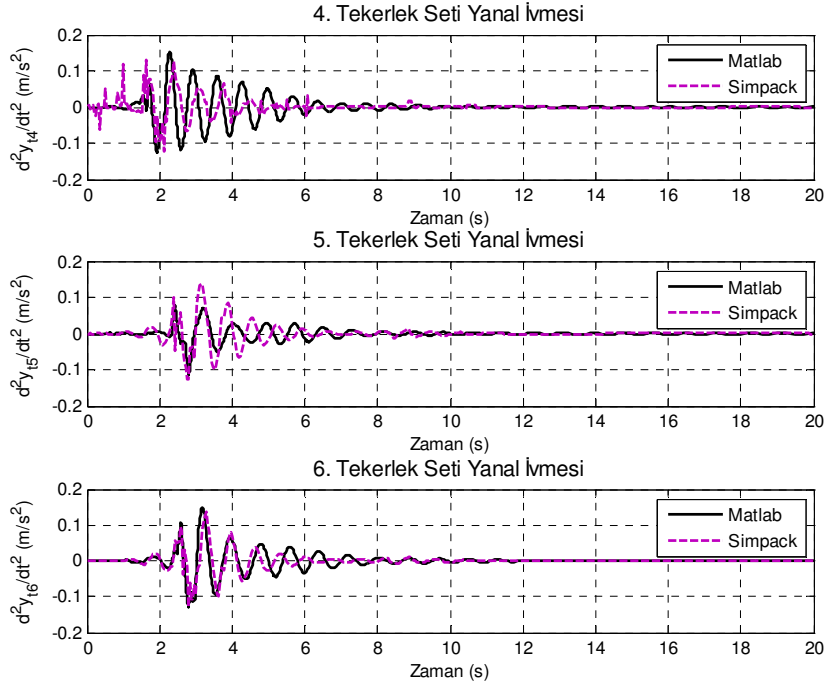
Şekil 3.9 Bojilere ait yanıl yer değiştirmeler



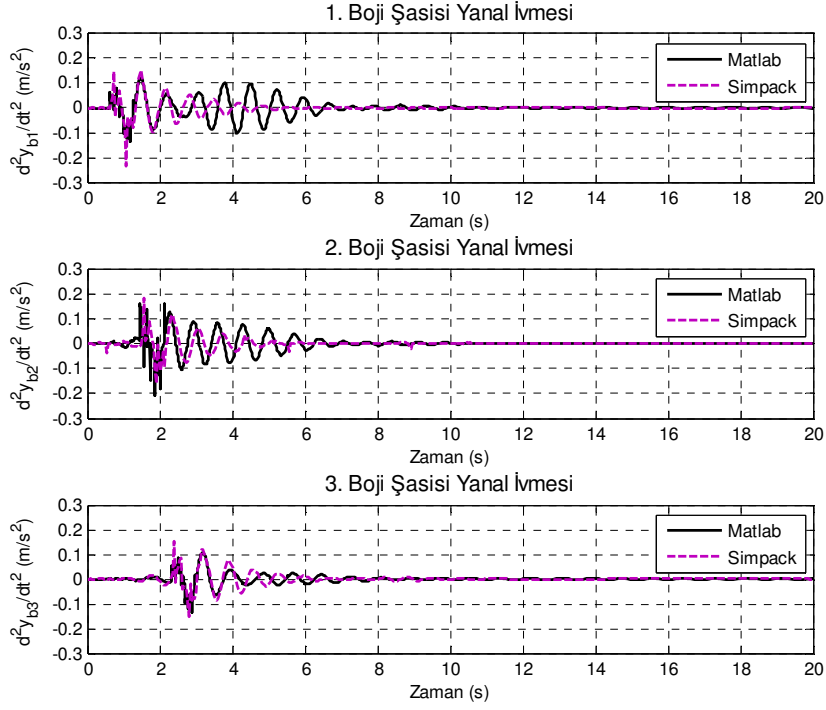
Şekil 3.10 Gövdelere ait yanıl yer değiştirmeler



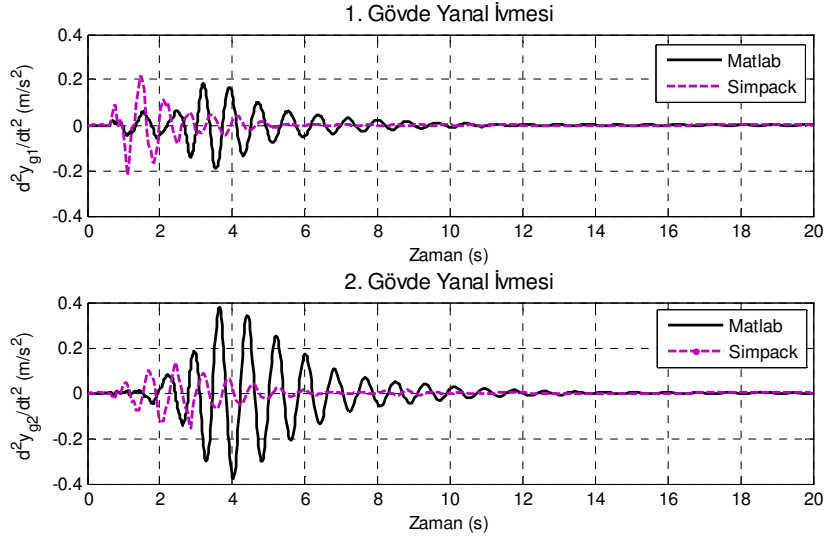
Şekil 3.11 İlk üç tekerlek setine ait yanıl İvmeler



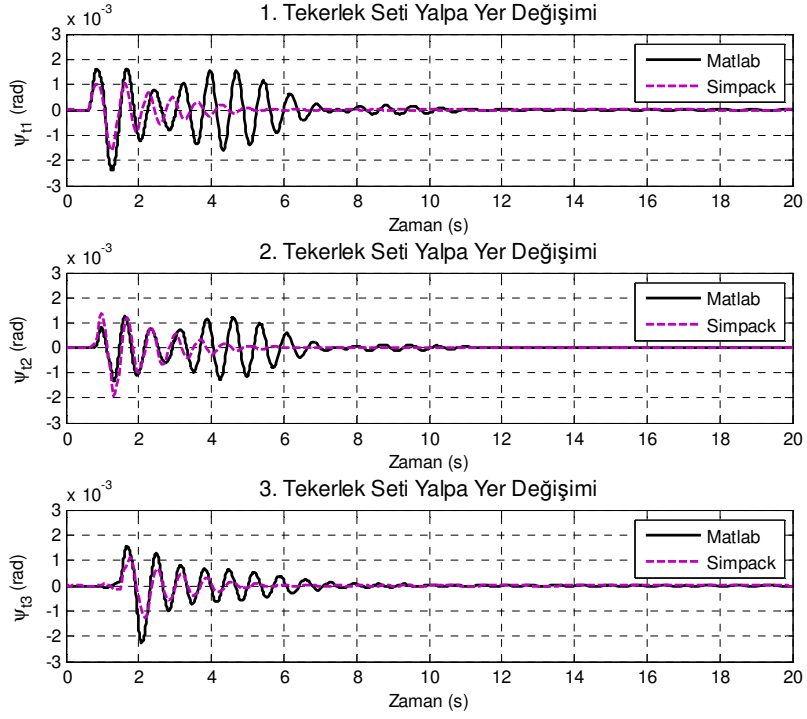
Şekil 3.12 Son üç tekerlek setine ait yanıl İvmeler



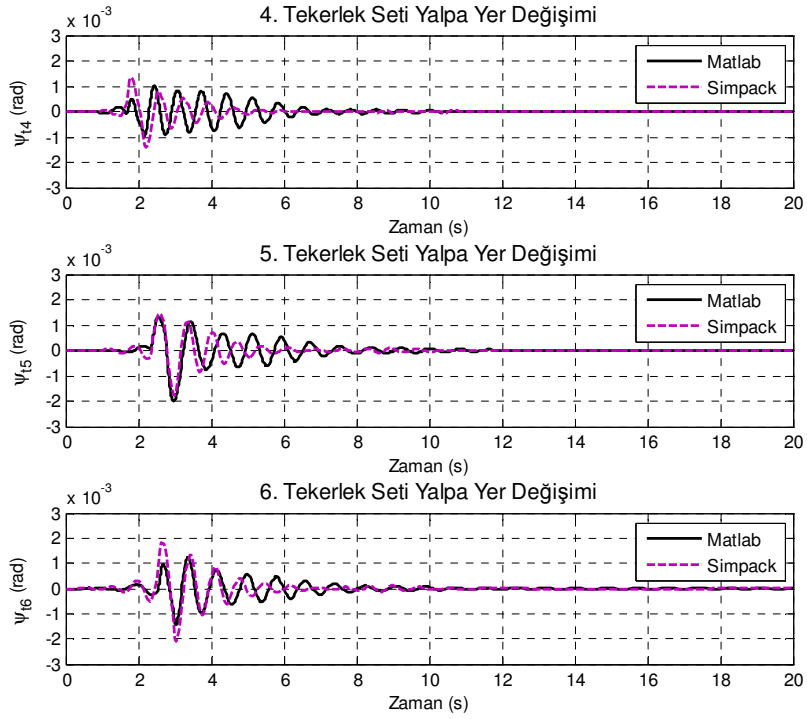
Şekil 3.13 Bojilere ait yanallıvmeler



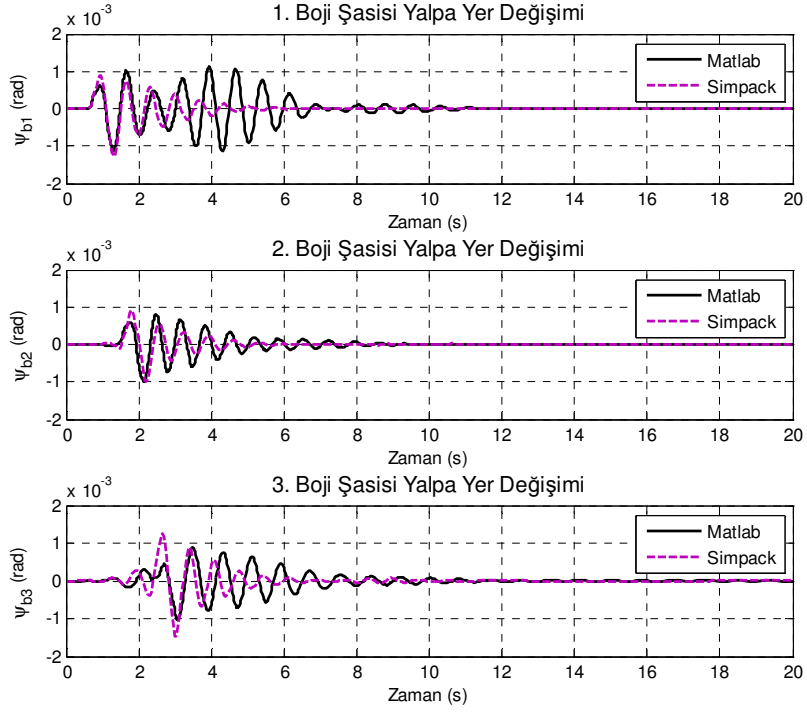
Şekil 3.14 Gövdelere ait yanallıvmeler



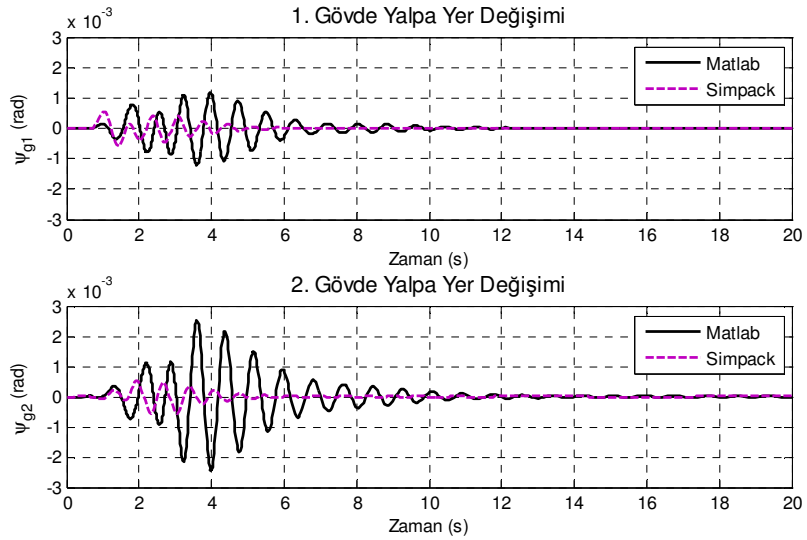
Şekil 3.15 İlk üç tekerlek setine ait yalpa hareketi yer değiştirmeleri



Şekil 3.16 Son üç tekerlek setine ait yalpa hareketi yer değiştirmeleri

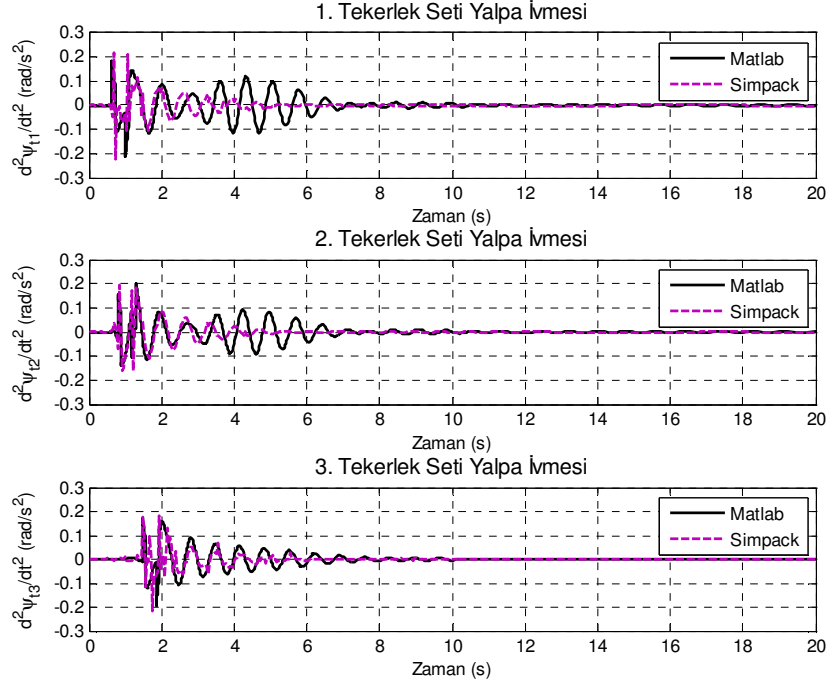


Şekil 3.17 Bojilere ait yalpa hareketi yer değiştirmeleri

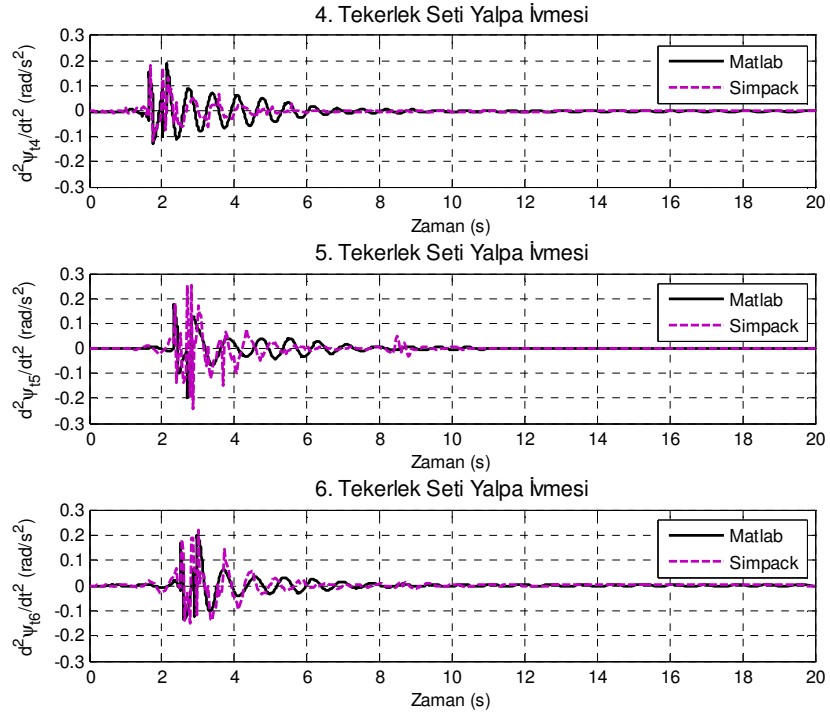


Şekil 3.18 Gövdelere ait yalpa hareketi yer değiştirmeleri

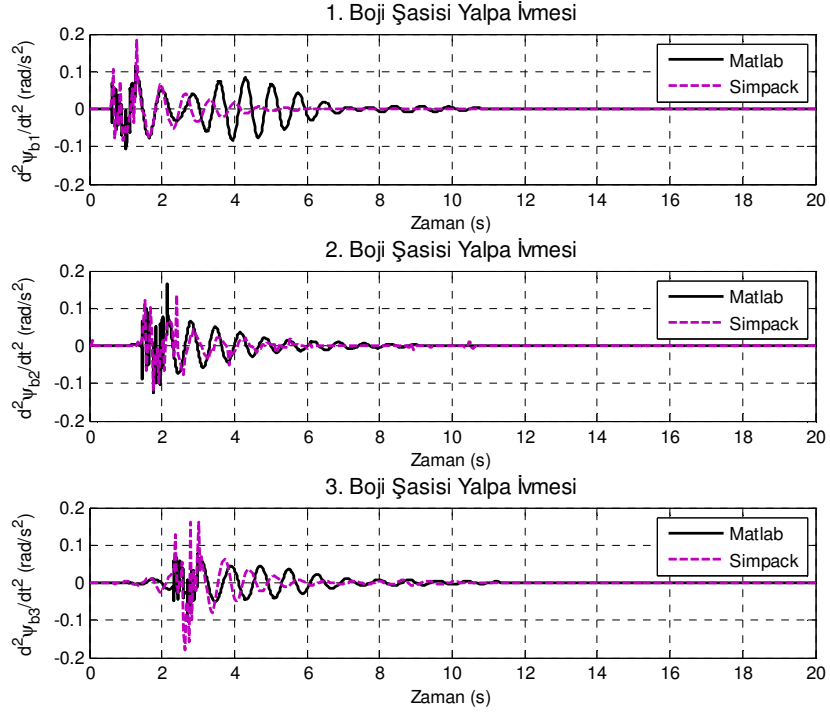




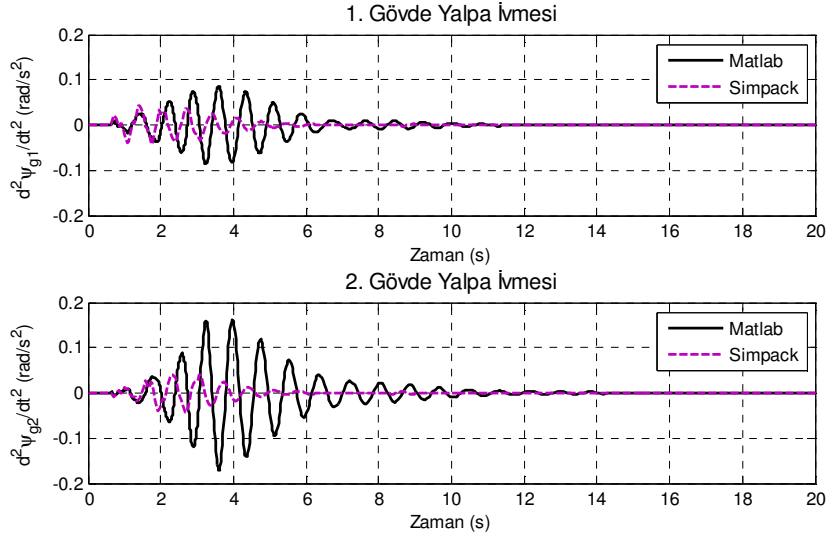
Şekil 3.19 İlk üç tekerlek setine ait yalpa hareketi ivmeleri



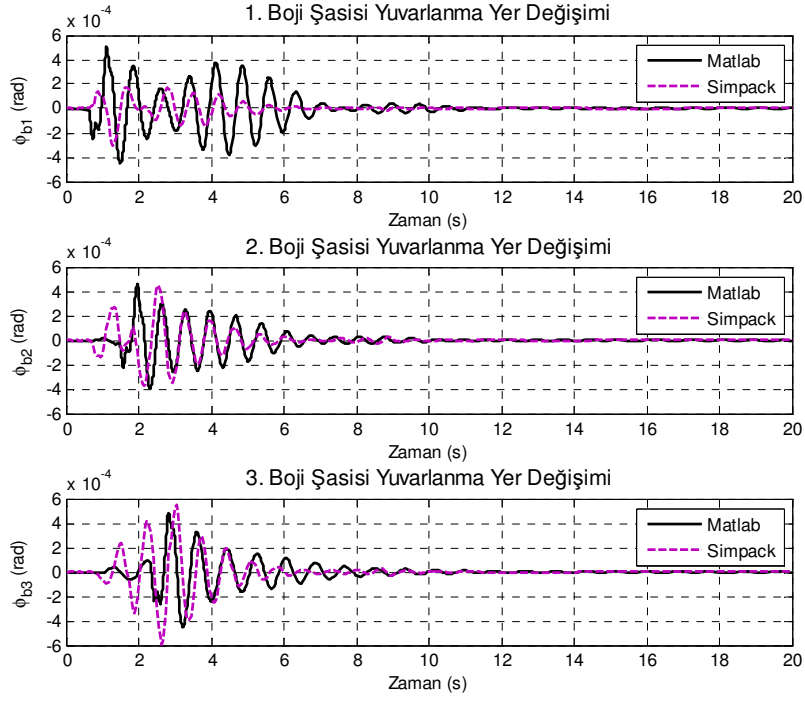
Şekil 3.20 Son üç tekerlek setine ait yalpa hareketi ivmeleri



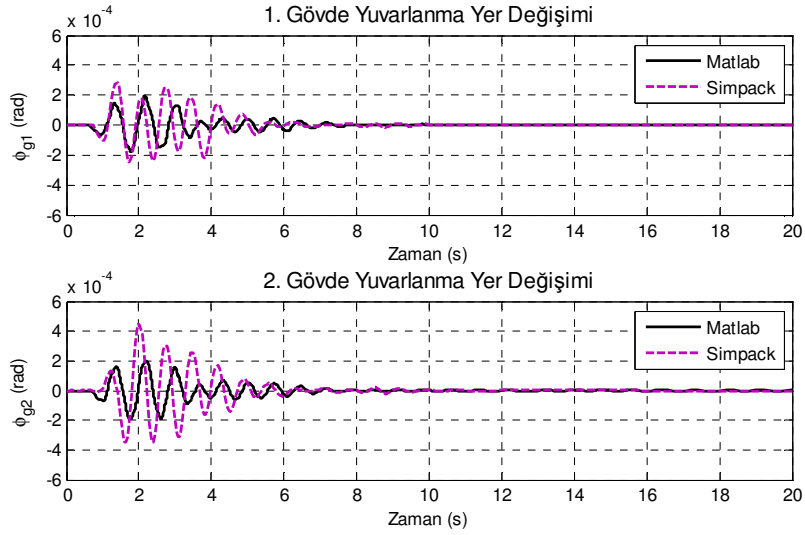
Şekil 3.21 Bojilere ait yalpa hareketi ivmeleri



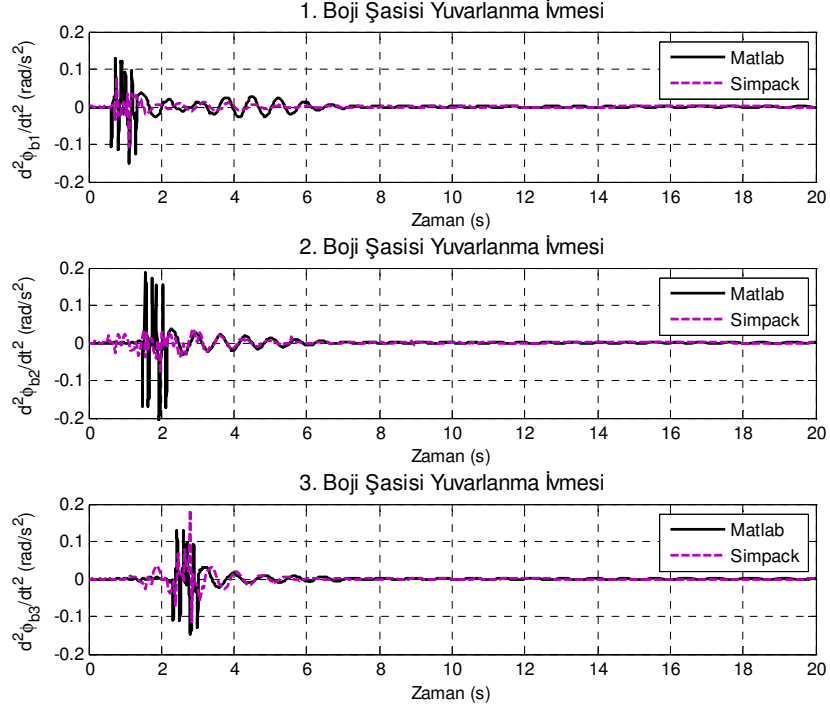
Şekil 3.22 Gövdelere ait yalpa hareketi ivmeleri



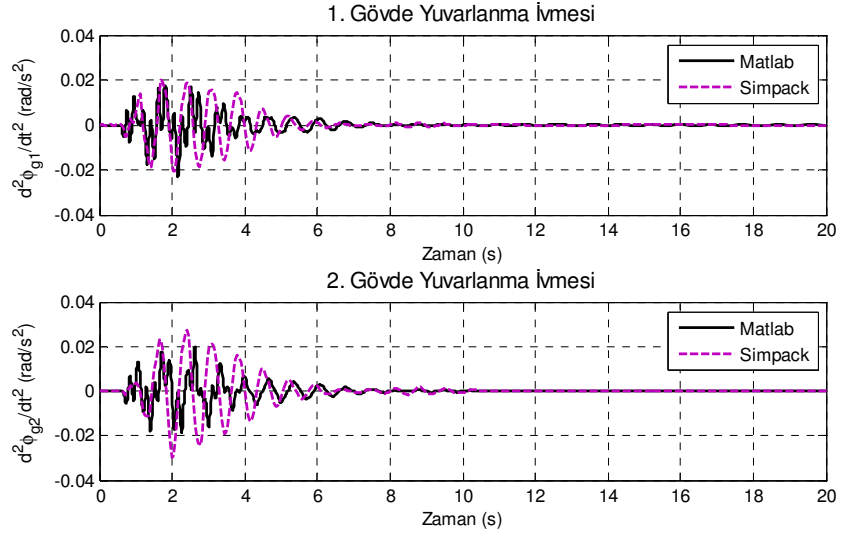
Şekil 3.23 Bojilere ait yuvarlanma hareketi yer değiştirmeleri



Şekil 3.24 Gövdelere ait yuvarlanma hareketi yer değiştirmeleri



Şekil 3.25 Bojilere ait yuvarlanma hareketi ivmeleri

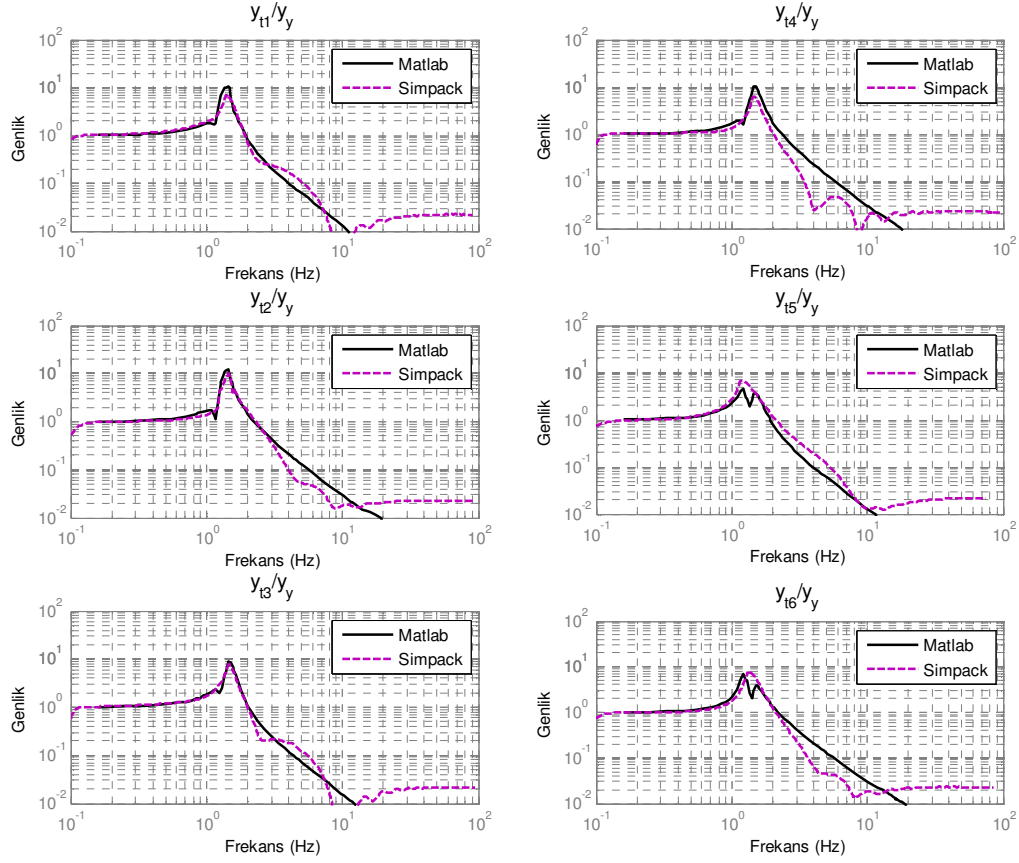


Şekil 3.26 Gövdelere ait yuvarlanma hareketi ivmeleri

Tam yük durumu için Matlab ve Simpack yazılımlarında ayrı ayrı gerçekleştirilen analizlerle, tekerlek setleri, bojiler ve gövdelere ait yanal yer değiştirmeler ve ivmelenmeler karşılaştırmalı olarak verilmiştir (EK-C-5). Tüm analizler için hafif metro aracı hızı 10 m/s'dir.

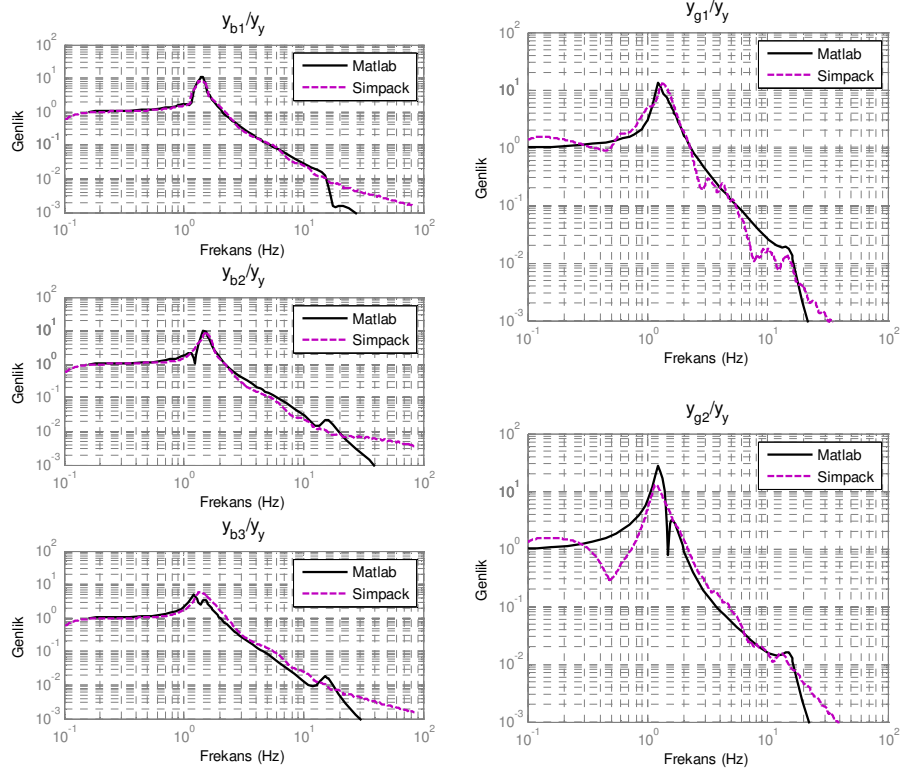
### 3.4 Frekans Alanında Simülasyon Cevapları

Hafif metro aracına ait yer değişim durumlarının frekans cevapları 0.1-100 Hz aralığında, kurulmuş olan Matlab ve Simpack modelleri için ayrı ayrı incelenerek çizdirilmiştir. Frekans cevapları, zaman cevaplarının araştırıldığı taşıt hızı olan  $V=10\text{m/s}$  için elde edilmiştir. Hafif metro aracının yüksüz durumu için yapılan simülasyon sonuçları Şekil 3.27 – 3.31 arasında verilmiştir.

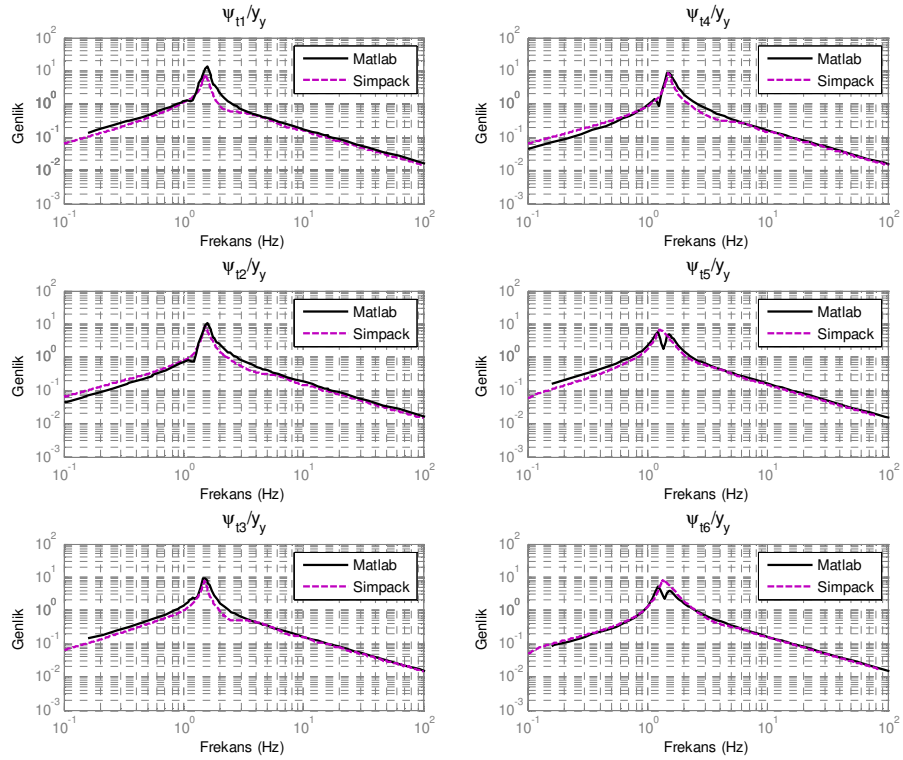


Şekil 3.27 Tekerlek setlerine ait yanal yer değişimlerin frekans cevapları

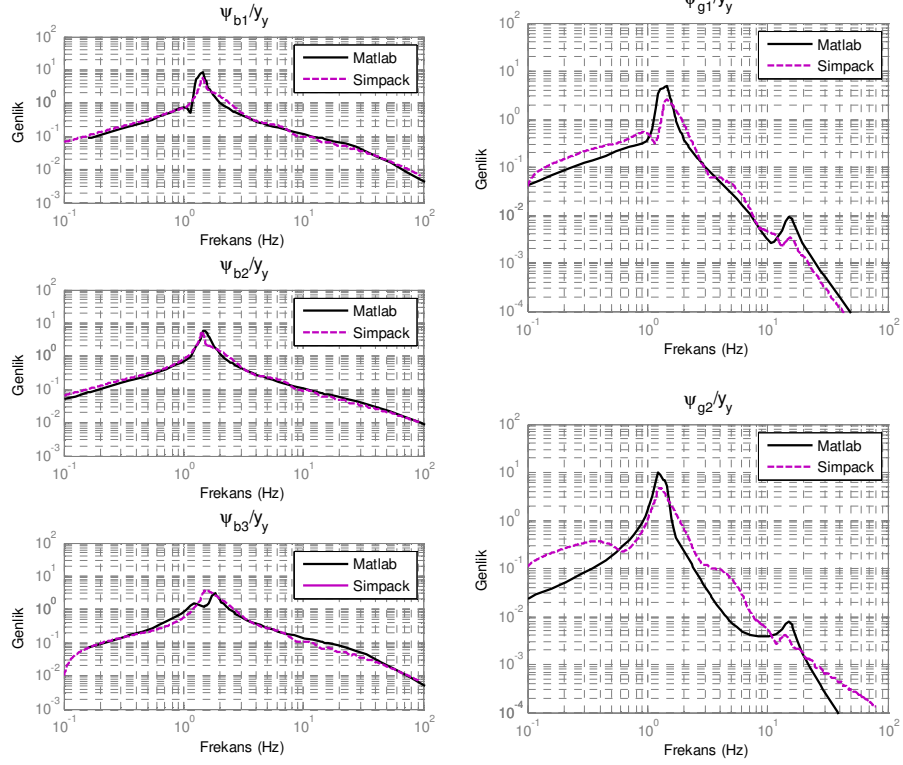
Tekerlek setleri, boji ve gövde yanal yer değişimlerine ait frekans cevapları sırasıyla Şekil 3.27 ve Şekil 3.28’de görülmektedir. Tekerlek setleri, boji ve gövde yalpa açılma yer değişim hareketlerinin frekans cevapları ise sırasıyla Şekil 3.29 ve 3.30’da görülmektedir. Boji ve gövde yuvarlanma açılma yer değişim hareketlerinin frekans cevapları Şekil 3.31’de görülmektedir.



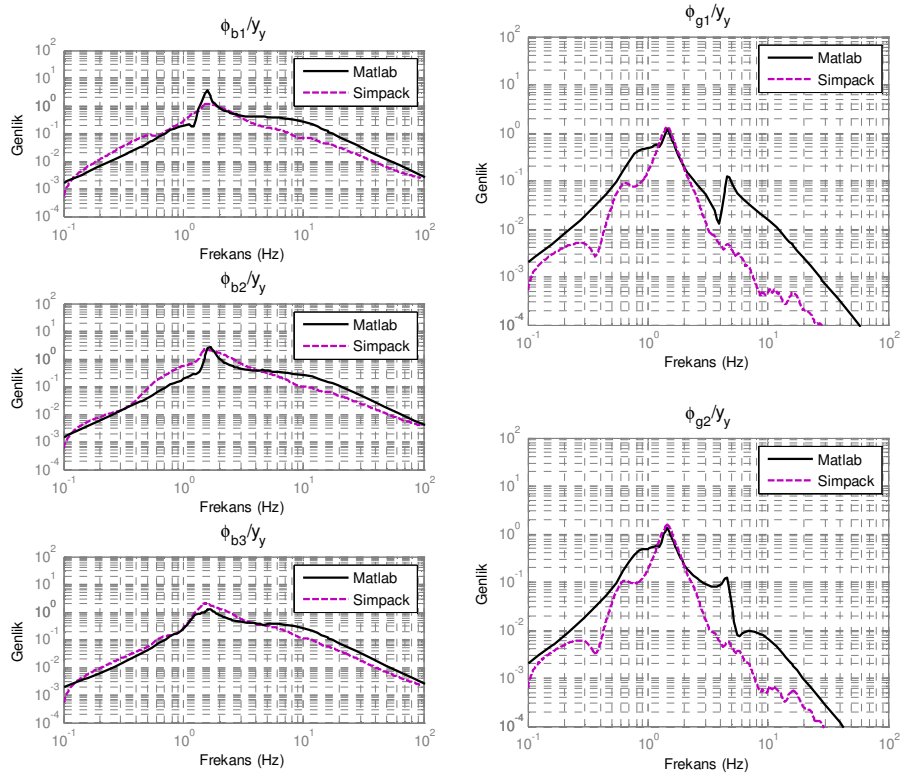
Şekil 3.28 Boji ve gövde yanıl yer değışimlerinin frekans cevapları



Şekil 3.29 Tekerlek setlerine ait yalpa hareketlerinin frekans cevapları



Şekil 3.30 Boji ve gövde yalpa hareketlerinin frekans cevapları



Şekil 3.31 Boji ve gövde yuvarlanma hareketlerinin frekans cevapları

Hafif metro aracının tam yük durumu için yapılan simülasyon sonuçları EK-C-6'da verilmiştir.

Şekil 3.27 – 3.31'de görüldüğü gibi Matlab ve Simpack yazılımlarından elde edilen frekans sonuçları arasında bir miktar farklılık ortaya çıkmıştır. Bu farklılıkların nedeni, Matlab modelinin sistemin yanal hareketlerini incelemek amacıyla 27 serbestlik dereceli olarak kurulmuş olmasıdır. Oysa Simpack modeli, 54 serbestlik dereceli tam taşıt modelidir. Simpack yazılımından elde edilen frekans cevapları da tam taşıt modeline ait bu 54 hareketin tüm dinamiklerini kapsamaktadır. Matlab yazılımında kurulan model, tam taşıt modeline ait tüm dinamikleri kapsamayıp, yalnızca yanal titreşimleri etkileyen dinamikleri kapsamaktadır.

### 3.5 Hafif Metro Aracı Özdeğer ve Kararlılık Analizleri

Denklem 3.5 – 3.31 durum-uzay formunda ifade edilir.

Hafif metro aracının durumları;

$$\{x\} = \{y_i\}, \quad (i = 1 - 54) \quad (3.38)$$

olmak üzere;

$$\begin{aligned} y_1 &= y_{t1} & y_2 &= y_{t2} & y_3 &= y_{t3} & y_4 &= y_{t4} & y_5 &= y_{t5} & y_6 &= y_{t6} & y_7 &= y_{b1} \\ y_8 &= y_{b2} & y_9 &= y_{b3} & y_{10} &= y_{g1} & y_{11} &= y_{g2} & y_{12} &= \psi_{t1} & y_{13} &= \psi_{t2} & y_{14} &= \psi_{t3} \\ y_{15} &= \psi_{t4} & y_{16} &= \psi_{t5} & y_{17} &= \psi_{t6} & y_{18} &= \psi_{b1} & y_{19} &= \psi_{b2} & y_{20} &= \psi_{b3} & y_{21} &= \psi_{g1} \\ y_{22} &= \psi_{g2} & y_{23} &= \phi_{b1} & y_{24} &= \phi_{b2} & y_{25} &= \phi_{b3} & y_{26} &= \phi_{g1} & y_{27} &= \phi_{g2} & & \\ y_{28} &= \dot{y}_{t1} & y_{29} &= \dot{y}_{t2} & y_{30} &= \dot{y}_{t3} & y_{31} &= \dot{y}_{t4} & y_{32} &= \dot{y}_{t5} & y_{33} &= \dot{y}_{t6} & y_{34} &= \dot{y}_{b1} \\ y_{35} &= \dot{y}_{b2} & y_{36} &= \dot{y}_{b3} & y_{37} &= \dot{y}_{g1} & y_{38} &= \dot{y}_{g2} & y_{39} &= \dot{\psi}_{t1} & y_{40} &= \dot{\psi}_{t2} & y_{41} &= \dot{\psi}_{t3} \\ y_{42} &= \dot{\psi}_{t4} & y_{43} &= \dot{\psi}_{t5} & y_{44} &= \dot{\psi}_{t6} & y_{45} &= \dot{\psi}_{b1} & y_{46} &= \dot{\psi}_{b2} & y_{47} &= \dot{\psi}_{b3} & y_{48} &= \dot{\psi}_{g1} \\ y_{49} &= \dot{\psi}_{g2} & y_{50} &= \dot{\phi}_{b1} & y_{51} &= \dot{\phi}_{b2} & y_{52} &= \dot{\phi}_{b3} & y_{53} &= \dot{\phi}_{g1} & y_{54} &= \dot{\phi}_{g2} \end{aligned} \quad (3.39)$$

dir. Hafif metro aracı sistemine ait durum matrisi  $[A]$  (3.40)'ta verilmiştir.

$$[A] = \begin{bmatrix} A_1 & A_2 \\ A_3 & A_4 \end{bmatrix} \quad (3.40-A)$$

$$[A_1] = [0]_{27 \times 27}, \quad [A_2] = [I]_{27 \times 27} \quad (3.40-B)$$



$$\begin{aligned}
 [A_3] &= \begin{bmatrix}
 \frac{-K_{1\_1}}{M_{t1}} & \frac{-K_{1\_2}}{M_{t1}} & \dots & \frac{-K_{1\_26}}{M_{t1}} & \frac{-K_{1\_27}}{M_{t1}} \\
 \frac{-K_{2\_1}}{M_{t2}} & \frac{-K_{2\_2}}{M_{t2}} & \dots & \frac{-K_{2\_26}}{M_{t2}} & \frac{-K_{2\_27}}{M_{t2}} \\
 \frac{-K_{3\_1}}{M_{t3}} & \frac{-K_{3\_2}}{M_{t3}} & \dots & \frac{-K_{3\_26}}{M_{t3}} & \frac{-K_{3\_27}}{M_{t3}} \\
 \frac{-K_{4\_1}}{M_{t4}} & \frac{-K_{4\_2}}{M_{t4}} & \dots & \frac{-K_{4\_26}}{M_{t4}} & \frac{-K_{4\_27}}{M_{t4}} \\
 \frac{-K_{5\_1}}{M_{t5}} & \frac{-K_{5\_2}}{M_{t5}} & \dots & \frac{-K_{5\_26}}{M_{t5}} & \frac{-K_{5\_27}}{M_{t5}} \\
 \frac{-K_{6\_1}}{M_{t6}} & \frac{-K_{6\_2}}{M_{t6}} & \dots & \frac{-K_{6\_26}}{M_{t6}} & \frac{-K_{6\_27}}{M_{t6}} \\
 \frac{-K_{7\_1}}{M_{b1}} & \frac{-K_{7\_2}}{M_{b1}} & \dots & \frac{-K_{7\_26}}{M_{b1}} & \frac{-K_{7\_27}}{M_{b1}} \\
 \frac{-K_{8\_1}}{M_{b2}} & \frac{-K_{8\_2}}{M_{b2}} & \dots & \frac{-K_{8\_26}}{M_{b2}} & \frac{-K_{8\_27}}{M_{b2}} \\
 \frac{-K_{9\_1}}{M_{b3}} & \frac{-K_{9\_2}}{M_{b3}} & \dots & \frac{-K_{9\_26}}{M_{b3}} & \frac{-K_{9\_27}}{M_{b3}} \\
 \frac{-K_{10\_1}}{M_{g1}} & \frac{-K_{10\_2}}{M_{g1}} & \dots & \frac{-K_{10\_26}}{M_{g1}} & \frac{-K_{10\_27}}{M_{g1}} \\
 \frac{-K_{11\_1}}{M_{g2}} & \frac{-K_{11\_2}}{M_{g2}} & \dots & \frac{-K_{11\_26}}{M_{g2}} & \frac{-K_{11\_27}}{M_{g2}} \\
 \frac{-K_{12\_1}}{t_{1z}} & \frac{-K_{12\_2}}{t_{1z}} & \dots & \frac{-K_{12\_26}}{t_{1z}} & \frac{-K_{12\_27}}{t_{1z}} \\
 \frac{-K_{13\_1}}{t_{2z}} & \frac{-K_{13\_2}}{t_{2z}} & \dots & \frac{-K_{13\_26}}{t_{2z}} & \frac{-K_{13\_27}}{t_{2z}} \\
 \frac{-K_{14\_1}}{t_{3z}} & \frac{-K_{14\_2}}{t_{3z}} & \dots & \frac{-K_{14\_26}}{t_{3z}} & \frac{-K_{14\_27}}{t_{3z}} \\
 \frac{-K_{15\_1}}{t_{4z}} & \frac{-K_{15\_2}}{t_{4z}} & \dots & \frac{-K_{15\_26}}{t_{4z}} & \frac{-K_{15\_27}}{t_{4z}} \\
 \frac{-K_{16\_1}}{t_{5z}} & \frac{-K_{16\_2}}{t_{5z}} & \dots & \frac{-K_{16\_26}}{t_{5z}} & \frac{-K_{16\_27}}{t_{5z}} \\
 \frac{-K_{17\_1}}{t_{6z}} & \frac{-K_{17\_2}}{t_{6z}} & \dots & \frac{-K_{17\_26}}{t_{6z}} & \frac{-K_{17\_27}}{t_{6z}} \\
 \frac{-K_{18\_1}}{b_{1z}} & \frac{-K_{18\_2}}{b_{1z}} & \dots & \frac{-K_{18\_26}}{b_{1z}} & \frac{-K_{18\_27}}{b_{1z}} \\
 \frac{-K_{19\_1}}{b_{2z}} & \frac{-K_{19\_2}}{b_{2z}} & \dots & \frac{-K_{19\_26}}{b_{2z}} & \frac{-K_{19\_27}}{b_{2z}} \\
 \frac{-K_{20\_1}}{b_{3z}} & \frac{-K_{20\_2}}{b_{3z}} & \dots & \frac{-K_{20\_26}}{b_{3z}} & \frac{-K_{20\_27}}{b_{3z}} \\
 \frac{-K_{21\_1}}{g_{1z}} & \frac{-K_{21\_2}}{g_{1z}} & \dots & \frac{-K_{21\_26}}{g_{1z}} & \frac{-K_{21\_27}}{g_{1z}} \\
 \frac{-K_{22\_1}}{g_{2z}} & \frac{-K_{22\_2}}{g_{2z}} & \dots & \frac{-K_{22\_26}}{g_{2z}} & \frac{-K_{22\_27}}{g_{2z}} \\
 \frac{-K_{23\_1}}{b_{1x}} & \frac{-K_{23\_2}}{b_{1x}} & \dots & \frac{-K_{23\_26}}{b_{1x}} & \frac{-K_{23\_27}}{b_{1x}} \\
 \frac{-K_{24\_1}}{b_{2x}} & \frac{-K_{24\_2}}{b_{2x}} & \dots & \frac{-K_{24\_26}}{b_{2x}} & \frac{-K_{24\_27}}{b_{2x}} \\
 \frac{-K_{25\_1}}{b_{3x}} & \frac{-K_{25\_2}}{b_{3x}} & \dots & \frac{-K_{25\_26}}{b_{3x}} & \frac{-K_{25\_27}}{b_{3x}} \\
 \frac{-K_{26\_1}}{g_{1x}} & \frac{-K_{26\_2}}{g_{1x}} & \dots & \frac{-K_{26\_26}}{g_{1x}} & \frac{-K_{26\_27}}{g_{1x}} \\
 \frac{-K_{27\_1}}{g_{2x}} & \frac{-K_{27\_2}}{g_{2x}} & \dots & \frac{-K_{27\_26}}{g_{2x}} & \frac{-K_{27\_27}}{g_{2x}}
 \end{bmatrix}_{27 \times 27}
 \end{aligned}
 \end{aligned}$$

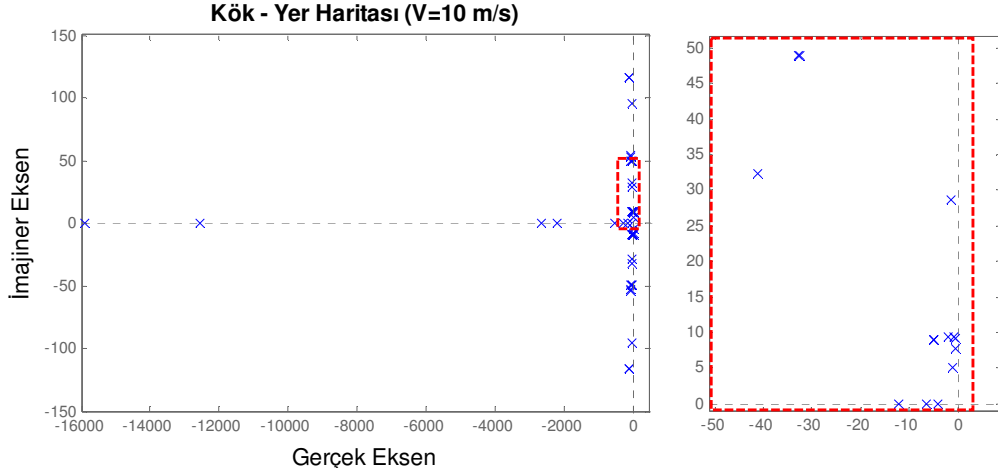
(3.40-C)

Hafif metro aracının mevcut parametrelerle kararlı olabilmesi için durum matrisine ait köklere, yani sistemin özdeğerlerine bakılır. Hafif metro aracına ait parametreler Ek-C'de verilmiştir. Hafif metro aracının yüksüz ve tam yük durumları için, 10 m/s hızda durum matrislerine ait özdeğerler Çizelge 3.2'de verilmiştir.

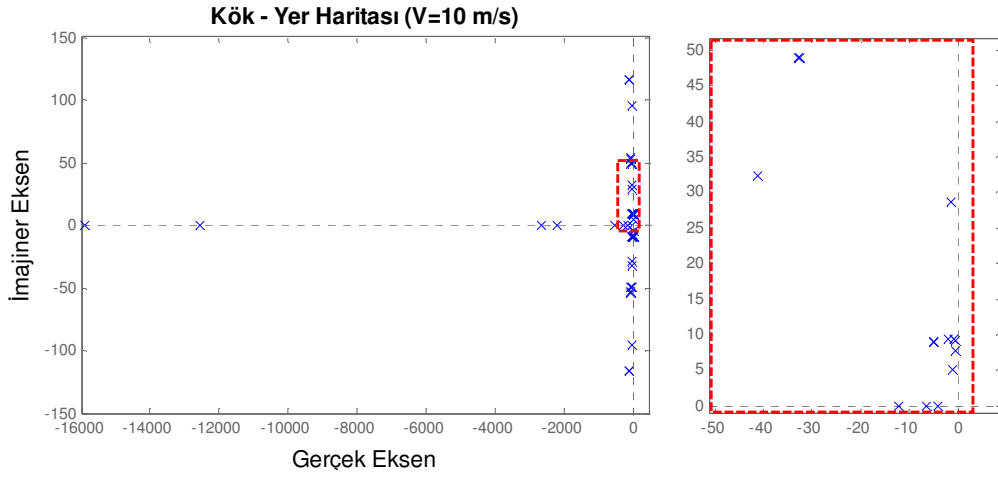
Çizelge 3.2 Hafif metro aracı durum matrisine ait özdeğerler  
( $V=10$  m/s,  $\lambda=0.26$ ,  $r_0=0.34$  m)

Yüksüz ( $\lambda_A$ ) x 1.0e+4		Tam Yük ( $\lambda_A$ ) x 1.0e+4	
$\lambda_{A(1-27)}$	$\lambda_{A(28-54)}$	$\lambda_{A(1-27)}$	$\lambda_{A(28-54)}$
-1,5909	-0,0033 + 0,0049i	-2,3515	-0,006
-1,5883	-0,0033 - 0,0049i	-2,3497	-0,0033 + 0,0049i
-1,2549	-0,0033 + 0,0049i	-1,8567	-0,0033 - 0,0049i
-1,2559	-0,0033 - 0,0049i	-1,8573	-0,0033 + 0,0049i
-1,2559	-0,0041 + 0,0032i	-1,8573	-0,0033 - 0,0049i
-1,2549	-0,0041 - 0,0032i	-1,8567	-0,0001 + 0,0027i
-0,2654	-0,0001 + 0,0029i	-0,3397	-0,0001 - 0,0027i
-0,2653	-0,0001 - 0,0029i	-0,3396	-0,0018
-0,2214	-0,0012	-0,2837	-0,0005
-0,2214	-0,0006	-0,2837	-0,0004 + 0,0005i
-0,2213	-0,0004	-0,2836	-0,0004 - 0,0005i
-0,2213	-0,0001 + 0,0005i	-0,2836	-0,0001 + 0,0004i
-0,0508	-0,0001 - 0,0005i	-0,0519	-0,0001 - 0,0004i
-0,0273	-0,0000 + 0,0008i	-0,0249	-0,0001 + 0,0005i
-0,0126 + 0,0116i	-0,0000 - 0,0008i	-0,0127 + 0,0116i	-0,0001 - 0,0005i
-0,0126 - 0,0116i	-0,0001 + 0,0009i	-0,0127 - 0,0116i	-0,0000 + 0,0009i
-0,0126 + 0,0116i	-0,0001 - 0,0009i	-0,0127 + 0,0116i	-0,0000 - 0,0009i
-0,0126 - 0,0116i	-0,0001 + 0,0009i	-0,0127 - 0,0116i	-0,0001 + 0,0009i
-0,0152	-0,0001 - 0,0009i	-0,0152	-0,0001 - 0,0009i
-0,0009 + 0,0096i	-0,0002 + 0,0009i	-0,0005 + 0,0065i	-0,0001 + 0,0009i
-0,0009 - 0,0096i	-0,0002 - 0,0009i	-0,0005 - 0,0065i	-0,0001 - 0,0009i
-0,0060 + 0,0054i	-0,0005 + 0,0009i	-0,0058 + 0,0056i	-0,0004 + 0,0009i
-0,0060 - 0,0054i	-0,0005 - 0,0009i	-0,0058 - 0,0056i	-0,0004 - 0,0009i
-0,0056 + 0,0049i	-0,0005 + 0,0009i	-0,0056 + 0,0055i	-0,0004 + 0,0009i
-0,0056 - 0,0049i	-0,0005 - 0,0009i	-0,0056 - 0,0055i	-0,0004 - 0,0009i
-0,0051 + 0,0053i	-0,0005 + 0,0009i	-0,0051 + 0,0053i	-0,0004 + 0,0009i
-0,0051 - 0,0053i	-0,0005 - 0,0009i	-0,0051 - 0,0053i	-0,0004 - 0,0009i

Hafif metro arcının yüksüz ve tam yük durumları için durum matrislerine ait köklerin yer haritası Şekil 3.32 ve 3.33'te görülmektedir.



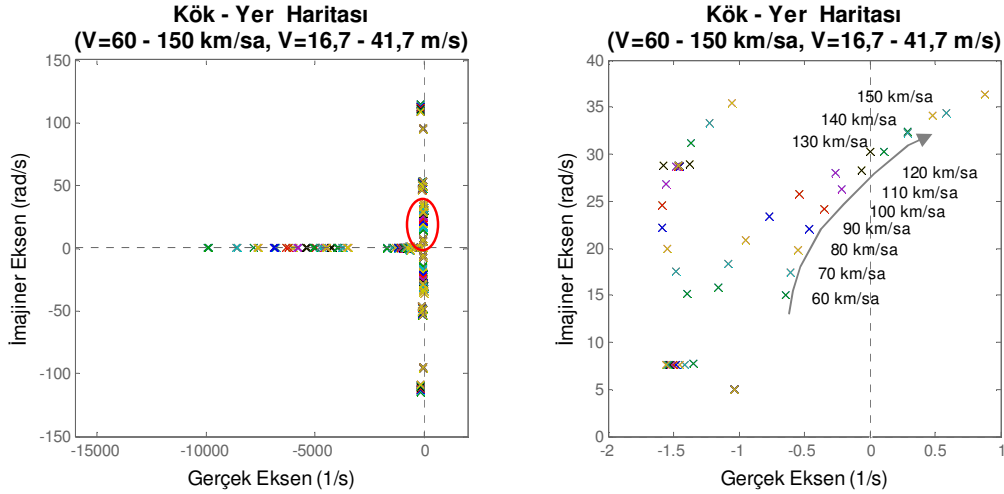
Şekil 3.32 Köklerin yer haritası (Yüksüz durum)



Şekil 3.33 Köklerin yer haritası (Tam yük durumu)

### 3.5.1 Hafif Metro Aracı Yüksüz Durumu İçin Kritik Hız Analizi

Bu bölümde, raylı taşıt hızının sistemin kararlılığına olan etkileri araştırılmıştır. Şekil 3.34'te hız 60 – 150 km/sa (16,7 – 41,7 m/s) arasında 10 km/sa (2,8 m/s) adımla değişirken yüksüz durum için sistemin kararlılığı incelenmiştir.



Şekil 3.34 60 – 150 km/sa (16,7 – 41,7 m/s) hız aralığında köklerin yer değişimi ( $\lambda=0,26$ ,  $r_0=0,34$  m)

Şekil 3.34'te hızın artmasıyla kararsız bölgeye yönelen kökler gösterilmiştir. Görüldüğü gibi boji sisteminin kritik hızı yaklaşık 120 km/sa (33,3 m/s)'tir. Çizelge 3.3'te belirtilen hız aralığında elde edilen tüm öz değerler yer almaktadır.

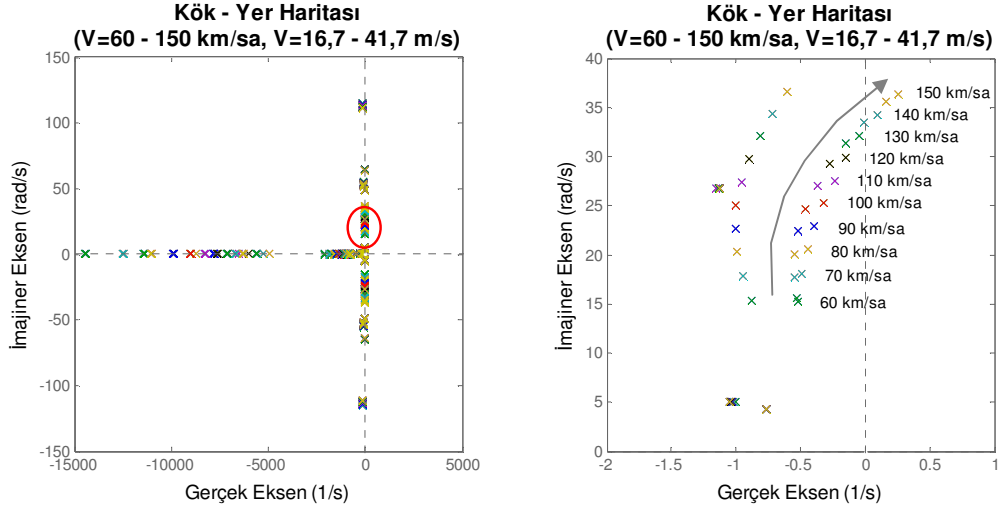
Çizelge 5.3 60 – 150 km/sa (16,7 – 41,7 m/s) hız aralığında sistemi kararsızlığa götüren köklere ait bilgiler (Yüksüz durum)

Hız		Gerçek (1/s)	İmajiner (rad/s)
km/sa	(m/s)		
60	16,7	-0,641	15,1
70	19,4	-0,609	17,5
80	22,2	-0,548	19,8
90	25	-0,46	22
100	27,8	-0,348	24,2
110	30,6	-0,213	26,3
120	33,3	-0,0582	28,3
130	36,1	0,108	30,3
140	38,9	0,288	32,2
150	41,7	0,481	34,1

Çizelge 3.3'te görüldüğü gibi 130 km/sa (36,1 m/s) seyahat hızında sistem köklerine ait gerçek değer imajiner eksenin sağına geçmektedir ve sistem kararsızlaşmaktadır.

### 3.5.2 Hafif Metro Aracı Tam Yük Durumu İçin Kritik Hız Analizi

Şekil 3.35'te hız 60 – 150 km/sa (16,7 – 41,7 m/s) arasında 10 km/sa (2,8 m/s) adımla değişirken tam yük durumu için sistemin kararlılığı incelenmiştir.



Şekil 3.35 60 – 150 km/sa (16,7 – 41,7 m/s) hız aralığında köklerin yer değişimi ( $\lambda=0,26$ ,  $r_0=0,34$  m)

Şekil 3.35'te hızın artmasıyla kararsız bölgeye yönelen kökler gösterilmiştir. Görüldüğü gibi boji sisteminin kritik hızı yaklaşık 130 km/sa (36,1 m/s)'tir. Çizelge 3.4'te belirtilen hız aralığında elde edilen tüm öz değerler yer almaktadır.

Çizelge 3.4 60 – 150 km/sa (16,7 – 41,7 m/s) hız aralığında sistemi kararsızlığa götüren köklere ait bilgiler (Tam yük durumu)

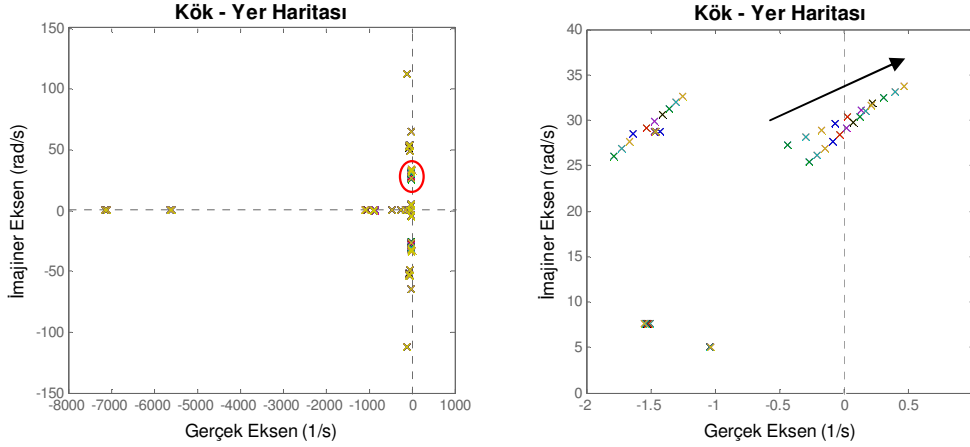
Hız		Gerçek (1/s)	İmajiner (rad/s)
km/sa	(m/s)		
60	16,7	-0,53	15,7
70	19,4	-0,493	18,1
80	22,2	-0,447	20,6
90	25	-0,392	22,9
100	27,8	-0,322	25,3
110	30,6	-0,239	27,6
120	33,3	-0,154	29,8
130	36,1	-0,0424	32,1
140	38,9	0,0925	34,3
150	41,7	0,253	36,4

Çizelge 3.4'te görüldüğü gibi 140 km/sa (38,9 m/s) seyahat hızında sistem köklerine ait gerçek değer imajiner eksenin sağına geçmektedir ve sistem kararsızlaşmaktadır.

### 3.5.3 Tekerlek-Ray Etkileşim Parametrelerinin Hafif Metro Aracı Kararlılığına Etkilerinin İncelenmesi

Bu bölümde raylı taşıtta tekerlek-ray etkileşim parametreleri olan temas eşdeğer konikliğinin ( $\lambda$ ) ve tekerlek yarıçapının ( $r_0$ ) sistemin kararlılığına olan etkileri araştırılmıştır.

Hafif metro aracı yüksüz ve tam yük durumları için 130 km/sa (36,1 m/s) hız ile seyrederken, eşdeğer koniklik ( $\lambda$ ) 0,1750–0,2875 değerleri arasında 0,0125 adımla değiştirilip sistem kararlılığı sırasıyla Şekil 3.36 ve 3.37’de incelenmiştir. Çizelge 3.5 ve 3.6’da belirtilen eşdeğer koniklik aralığında sırasıyla yüksüz ve tam yük durumları için elde edilen tüm öz değerler yer almaktadır.

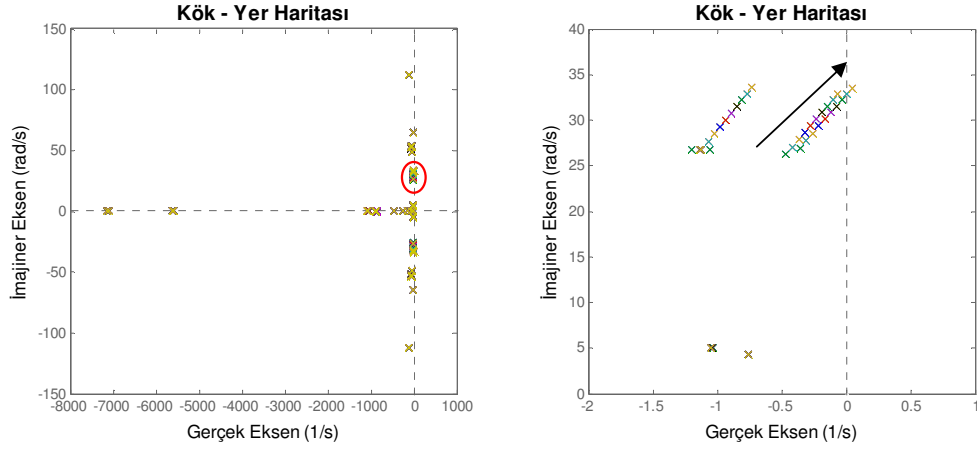


Şekil 3.36 Yüksüz durum için eşdeğer koniklik ( $\lambda$ ) değerinin sistem kararlılığına etkisi  
( $V=36,1$  m/s,  $r_0=0,34$  m)

Çizelge 3.5 Yüksüz durum için eşdeğer koniklik değişimine göre sistem kökleri

Eşdeğer Koniklik - $\lambda$	Gerçek (1/s)	İmajiner (rad/s)
0.1750	-0,44	27,3
0.1875	-0,303	28,1
0.2000	-0,179	28,9
0.2125	-0,0721	29,7
0.2250	0,0291	30,4
0.2375	0,126	31,1
0.2500	0,218	31,8
0.2625	0,305	32,5
0.2750	0,388	33,1
0.2875	0,466	33,7

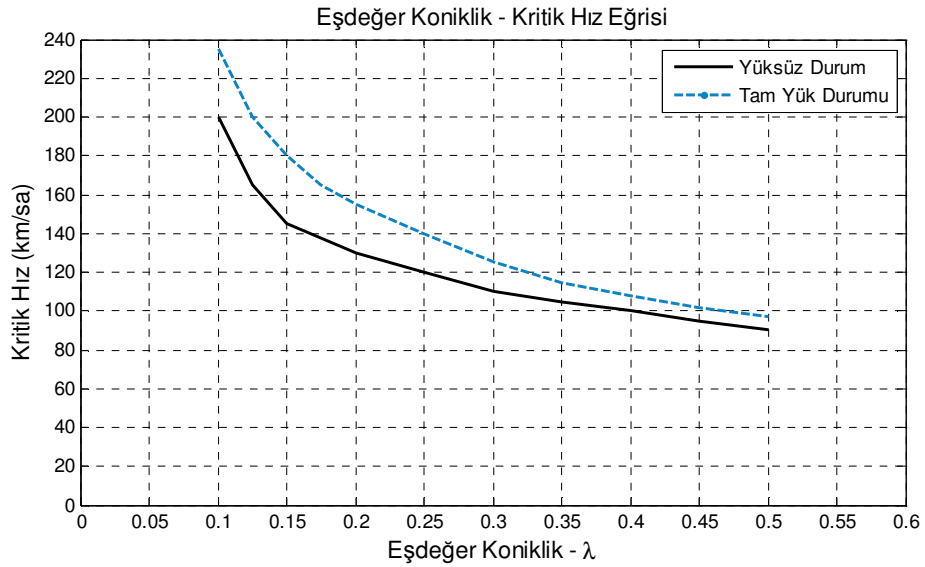
Çizelge 3.5’te görüldüğü gibi 0,2250 eşdeğer koniklikte köklere ait gerçek değer ise imajiner eksenin sağına geçmektedir. Bu bize, hafif metro aracı yüksüz haldeyken 130 km/sa (36,1 m/s) seyahat hızında 0,2250 eşdeğer koniklik ve üzerinde sistemin kararsızlaşıp raydan çıkacağı bilgisini vermektedir. Çizelge 3.6’da ise, 0,2750 eşdeğer koniklikte köklere ait gerçek değer ise imajiner eksenin sağına geçmektedir. Bu da, 130 km/sa (36,1 m/s) seyahat hızında 0,2750 eşdeğer koniklik ve üzerinde sistemin kararsızlaşıp raydan çıkacağı bilgisini vermektedir.



Şekil 3.37 Tam yük durumu için eşdeğer koniklik ( $\lambda$ ) değerinin sistem kararlılığına etkisi ( $V=36,1$  m/s,  $r_0=0,34$  m)

Çizelge 3.6 Tam yük durumu için eşdeğer koniklik değişimine göre sistem kökleri

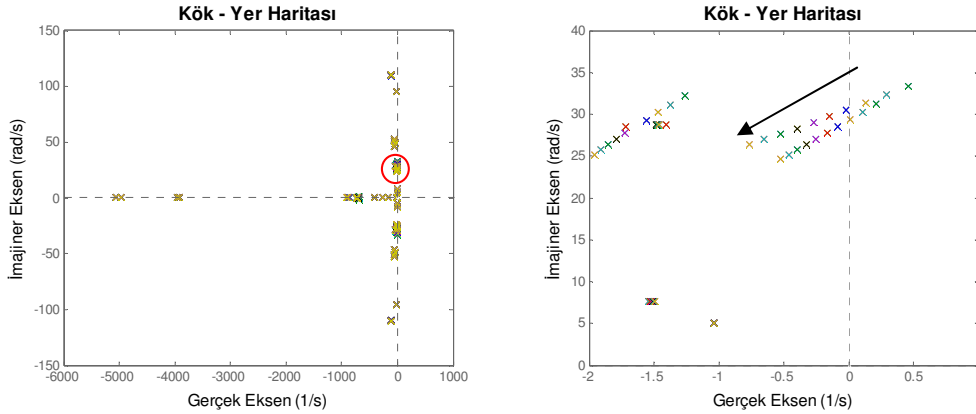
Eşdeğer Koniklik - $\lambda$	Gerçek (1/s)	İmajiner (rad/s)
0.1750	-0,358	26,9
0.1875	-0,31	27,7
0.2000	-0,26	28,6
0.2125	-0,211	29,3
0.2250	-0,165	30,1
0.2375	-0,119	30,8
0.2500	-0,076	31,5
0.2625	-0,0341	32,2
0.2750	0,00654	32,9
0.2875	0,046	33,5



Şekil 3.38 Yüksüz durum için eşdeğer koniklik değişiminin sistem kritik hızına etkisi ( $r_0=0.34$  m)

Şekil 3.38’de ise eşdeğer koniklik parametresinin sistem kritik hızına etkisi yüksüz ve tam yüklü durumlar için gösterilmiştir. Buna göre eşdeğer koniklik arttıkça kararlılık bozulmakta ve sistem kritik hızı azalmaktadır.

Şekil 3.39 ve 3.40’ta tekerlek yarıçapının ( $r_0$ ) 0,32-0,50 m değerleri arasında 0,02 m adımla değişirken sistem kararlılığı yüksüz ve tam yük durumları için incelenmiştir. Çizelge 3.7 ve 3.8’de belirtilen tekerlek çapı aralığında yüksüz ve tam yük durumu için elde edilen tüm öz değerler yer almaktadır.

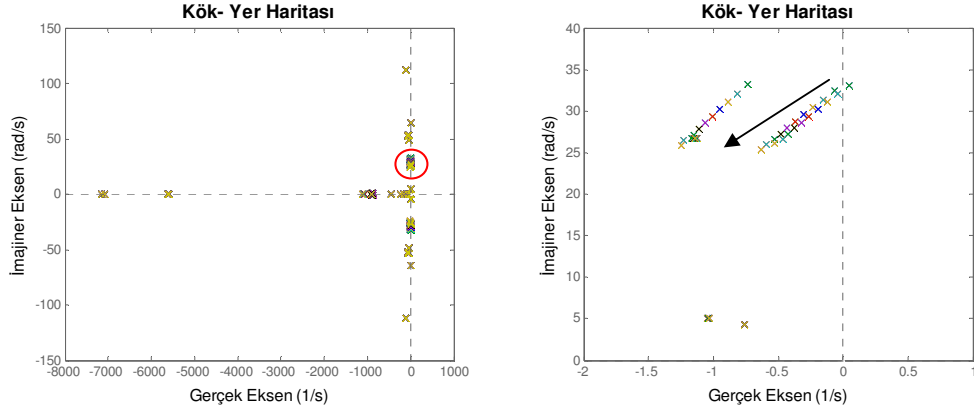


Şekil 3.39 Yüksüz durum için tekerlek yarıçapı ( $r_0$ ) değerinin sistem kararlılığına etkisi ( $V=36,1$  m/s,  $\lambda=0,26$ )

Çizelge 3.7 Yüksüz durum için tekerlek yarıçapı değişimine göre sistem kökleri

Tekerlek Yarıçapı - $r_0$ (m)	Gerçek (1/s)	İmajiner (rad/s)
0.32	0,458	33,4
0.34	0,288	32,4
0.36	0,13	31,4
0.38	-0,0162	30,5
0.40	-0,15	29,7
0.42	-0,269	29
0.44	-0,394	28,3
0.46	-0,527	27,6
0.48	-0,65	27
0.50	-0,762	26,4

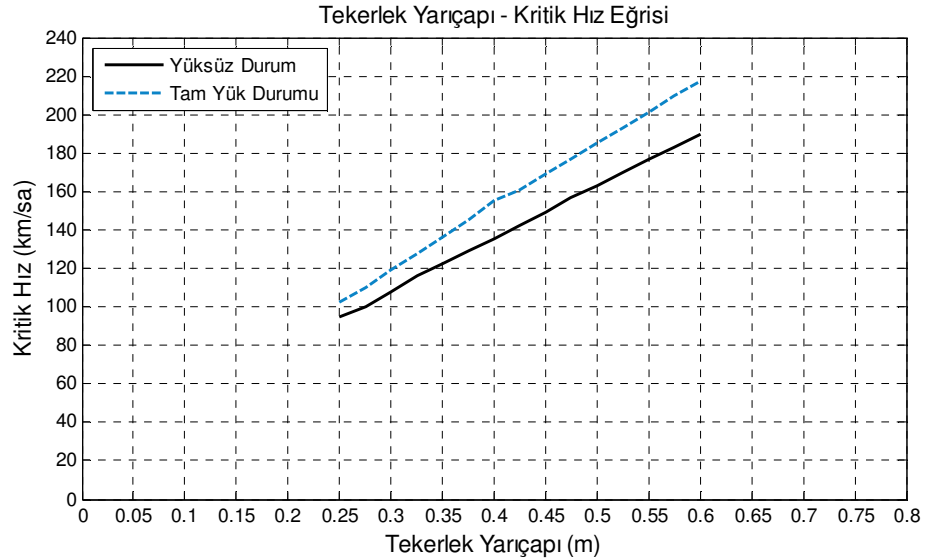




Şekil 3.40 Tam yük durumu için tekerlek yarıçapı ( $r_0$ ) değerinin sistem kararlılığına etkisi ( $V=36,1$  m/s,  $\lambda=0,26$ )

Çizelge 3.8 Tam yük durumu için tekerlek yarıçapı değişimine göre sistem kökleri

Tekerlek Yarıçapı - $r_0$ (m)	Gerçek (1/s)	İmajiner (rad/s)
0.32	0,0452	33,1
0.34	-0,0424	32,1
0.36	-0,122	31,1
0.38	-0,195	30,2
0.40	-0,262	29,4
0.42	-0,323	28,6
0.44	-0,378	27,9
0.46	-0,421	27,2
0.48	-0,461	26,6
0.50	-0,527	26,1



Şekil 3.41 Tekerlek yarıçapı değişiminin sistem kritik hızına etkisi ( $\lambda=0,26$ )

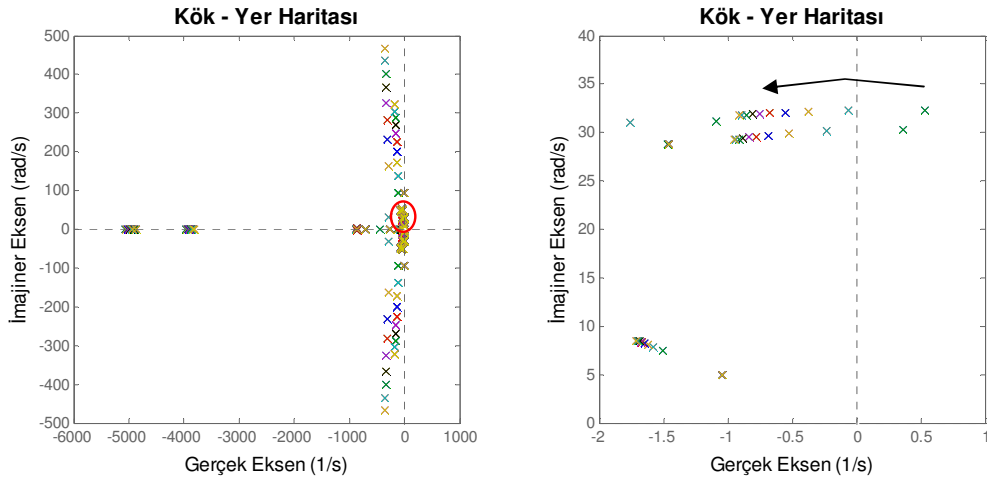
Çizelge 3.7 ve 3.8'de görüldüğü gibi yüksüz durum için 0,36 m ve tam yük durumu için 0,32 m tekerlek yarıçaplarında sistem köklerine ait gerçek değer pozitif olmaktadır.

Böylece sistem, 130 km/sa (36,1 m/s) hızla ilerlerken yüksüz durum için tekerlek yarıçapı 0,36 m ve tam yük durumu için ise 0,32 m değerinin altında ise hunting olayı sonucu raydan çıkacaktır.

Şekil 3.41'de ise tekerlek yarıçapı parametresinin sistem kritik hızına etkisi gösterilmiştir. Buna göre tekerlek yarıçapı arttıkça kararlılık artmakta ve sistem kritik hızı da buna bağlı olarak artmaktadır.

### 3.5.4 Birincil Süspansiyon Parametrelerinin Hafif Metro Aracı Kararlılığına Etkilerinin İncelenmesi

Bu bölümde, raylı taşıtta birincil süspansiyon parametrelerinin ( $k_{1x}$ ,  $k_{1y}$  ve  $k_{1z}$ ) sistemin kararlılığına olan etkileri araştırılmıştır.

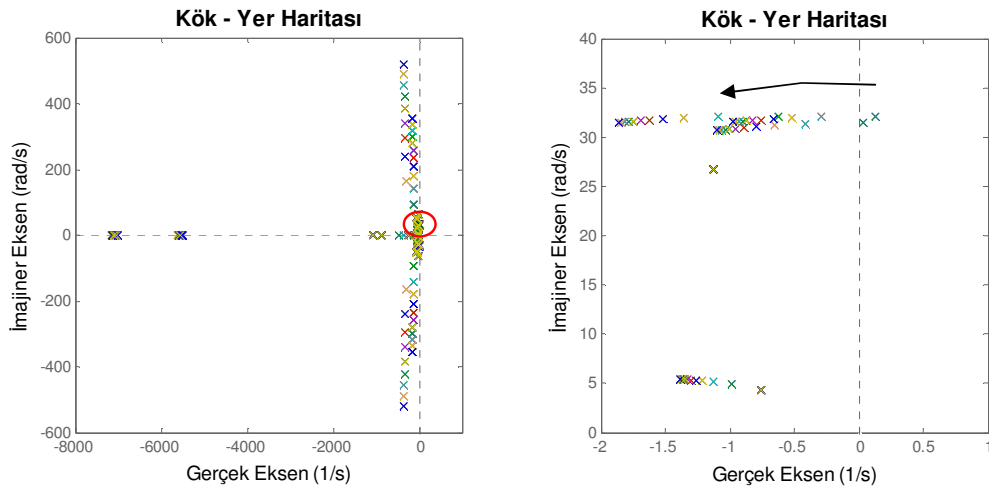


Şekil 3.42 Yüksüz durum için birincil süspansiyon x yönünde katılık değerinin sistemin kararlılığına etkisi ( $V=36,1$  m/s,  $\lambda=0,26$ ,  $r_0=0.34$  m)

Şekil 3.42 ve 3.43'te hafif metro aracı 130 km/sa hız ile seyrederken birincil süspansiyonun x yönünde çalışan katılık değerinin ( $k_{1x}$ )  $1.10^7$ - $1.10^8$  (N/m) arasında  $10^7$  (N/m) adımla değişirken sistem kararlılığı yüksüz ve tam yüklü durumlar için ayrı ayrı incelenmiştir. Çizelge 3.9 ve 3.10'da sırasıyla yüksüz ve tam yüklü durum için  $k_{1x}$ 'in değişimine göre sistemin kökleri yer almaktadır.

Çizelge 3.9 Yüksüz durum için birincil süspansiyon x yönünde katılık değerinin ( $k_{1x}$ ) değişimine göre sistem kökleri

$k_{1x}$ (N/m)	Gerçek (1/s)	İmajiner (rad/s)
$1 \cdot 10^7$	0,53	32,3
$2 \cdot 10^7$	-0,0573	32,3
$3 \cdot 10^7$	-0,371	32,2
$4 \cdot 10^7$	-0,555	32,1
$5 \cdot 10^7$	-0,672	32
$6 \cdot 10^7$	-0,752	31,9
$7 \cdot 10^7$	-0,81	31,9
$8 \cdot 10^7$	-0,854	31,8
$9 \cdot 10^7$	-0,887	31,8
$10 \cdot 10^7$	-0,914	31,7



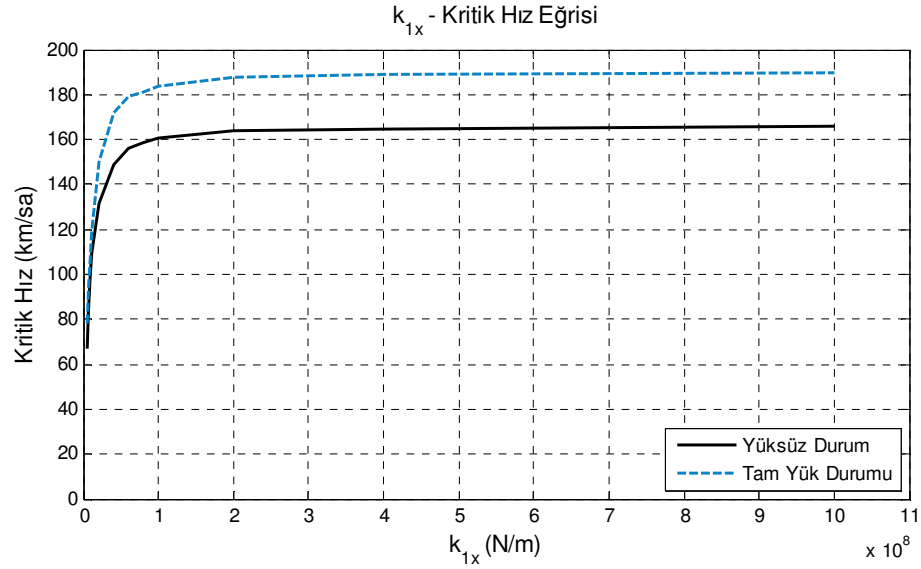
Şekil 3.43 Tam yük durumu için birincil süspansiyon x yönünde katılık değerinin sistemin kararlılığına etkisi ( $V=36,1$  m/s,  $\lambda=0,26$ ,  $r_0=0.34$  m)

Çizelge 3.10 Tam yük durumu için birincil süspansiyon x yönünde katılık değerinin ( $k_{1x}$ ) değişimine göre sistem kökleri

$k_{1x}$ (N/m)	Gerçek (1/s)	İmajiner (rad/s)
$1 \cdot 10^7$	0,125	32,1
$2 \cdot 10^7$	-0,289	32
$3 \cdot 10^7$	-0,521	31,9
$4 \cdot 10^7$	-0,662	31,8
$5 \cdot 10^7$	-0,755	31,8
$6 \cdot 10^7$	-0,819	31,7
$7 \cdot 10^7$	-0,867	31,7
$8 \cdot 10^7$	-0,903	31,6
$9 \cdot 10^7$	-0,931	31,6
$10 \cdot 10^7$	-0,954	31,6

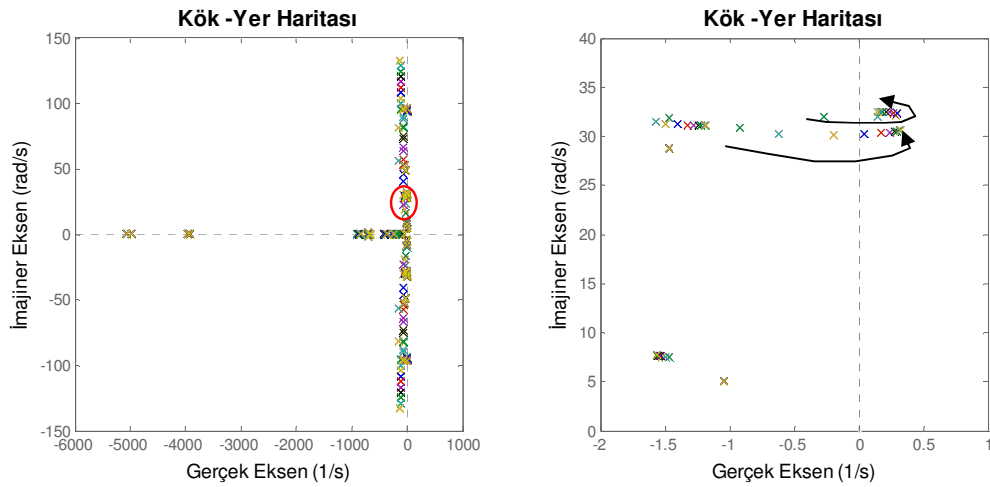
Yüksüz ve tam yüklü durumlar için birincil süspansiyon x yönünde katılık değeri ( $k_{1x}$ ) arttıkça sistem kararlı bölgeye doğru hareketlenmektedir.

Şekil 3.44'te birincil süspansiyon x yönünde çalışan katılık parametresinin ( $k_{1x}$ ) sistem kritik hızına etkisi gösterilmiştir. Buna göre  $k_{1x}$  belirli bir değere kadar arttıkça kararlılık ve sistemin kritik hızı artmaktadır.



Şekil 3.44  $k_{1x}$  değeri değişiminin sistem kritik hızına etkisi ( $\lambda=0.26$ ,  $r_0=0.34$  m,  $k_{1y}=440000$  N/m,  $k_{1z}=780000$  N/m)

Şekil 3.45 ve 3.47'de hafif metro aracı 130 km/sa hız ile seyrederken birincil süspansiyonun y yönünde çalışan katılık değerinin ( $k_{1y}$ )  $1.10^6$ - $1.10^7$  (N/m) arasında  $1.10^6$  (N/m) adımla değişirken sistem kararlılığı incelenmiştir. Çizelge 3.11 ve 3.12'de belirtilen  $k_{1y}$  aralığında elde edilen tüm öz değerler yer almaktadır.

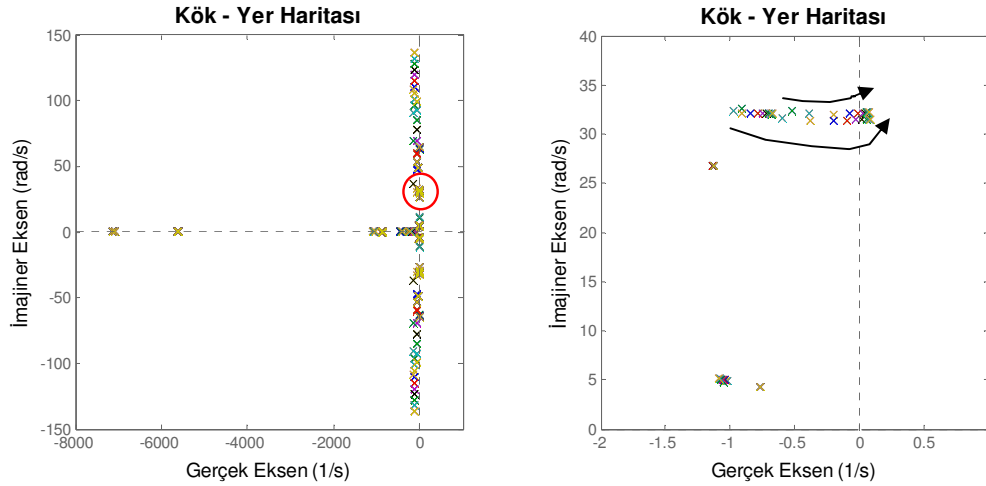


Şekil 3.45 Yüksüz durum için birincil süspansiyon y yönünde katılık değerinin sistemin kararlılığına etkisi ( $V=36,1$  m/s,  $\lambda=0,26$ ,  $r_0=0.34$  m)

Çizelge 3.11 Yüksüz durum için birincil süspansiyon y yönünde katılık değerinin ( $k_{1y}$ ) değişimine göre sistem kökleri

$k_{1y}$ (N/m)	Gerçek (1/s)	İmajiner (rad/s)
$1 \cdot 10^6$	-2,272	32
$2 \cdot 10^6$	0,145	32
$3 \cdot 10^6$	0,286	32,2
$4 \cdot 10^6$	0,297	32,3
$5 \cdot 10^6$	0,272	32,4
$6 \cdot 10^6$	0,241	32,5
$7 \cdot 10^6$	0,212	32,5
$8 \cdot 10^6$	0,186	32,5
$9 \cdot 10^6$	0,165	32,5
$10 \cdot 10^6$	0,147	32,5

Çizelge 3.11’de görüldüğü gibi hafif metro aracı yüksüz durumda iken  $k_{1y}$  değeri  $1 \cdot 10^6$  (N/m) değerinin üstünde köklere ait gerçek değer imajiner eksenin sağına geçmektedir. Bu bize, yüksüz durum için 130 km/sa (36,1 m/s) seyahat hızında  $2 \cdot 10^6$  (N/m)  $k_{1y}$  ve üstünde sistemin kararsızlaşıp raydan çıkacağı bilgisini vermektedir.



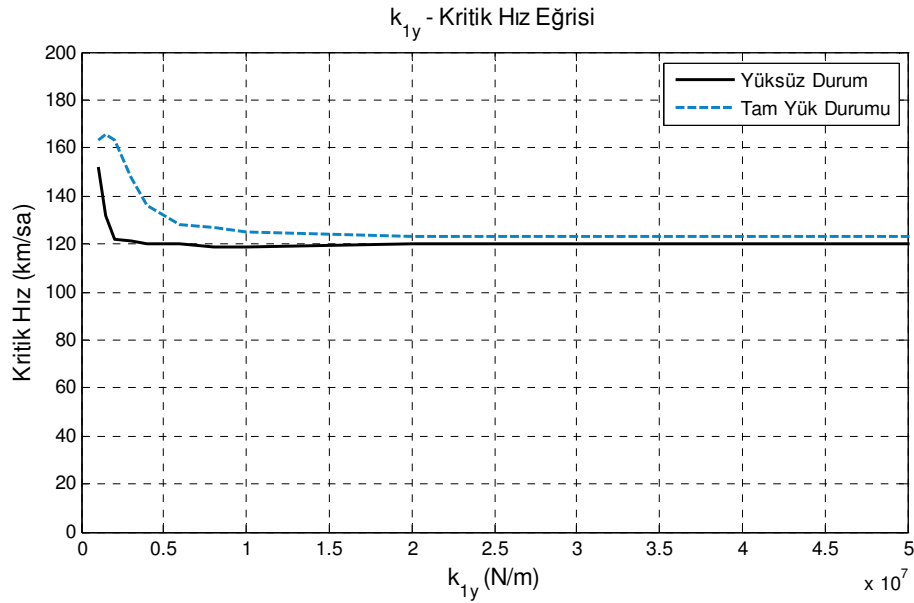
Şekil 3.46 Tam yük durumu için birincil süspansiyon y yönünde katılık değerinin sistemin kararlılığına etkisi ( $V=36,1$  m/s,  $\lambda=0,26$ ,  $r_0=0.34$  m)

Çizelge 3.12’de ise, hafif metro aracı tam yüklü iken  $k_{1y}$  değeri  $6 \cdot 10^6$  (N/m) değerinin üstünde köklere ait gerçek değer imajiner eksenin sağına geçmektedir. Tam yük durumu için 130 km/sa (36,1 m/s) seyahat hızında  $7 \cdot 10^6$  (N/m)  $k_{1y}$  ve üstündeki değerlerde sistemin kararsızlaşacağı anlaşılmaktadır.

Çizelge 3.12 Tam yük durumu için birincil süspansiyon y yönünde katılık değerinin ( $k_{1y}$ ) değişimine göre sistem kökleri

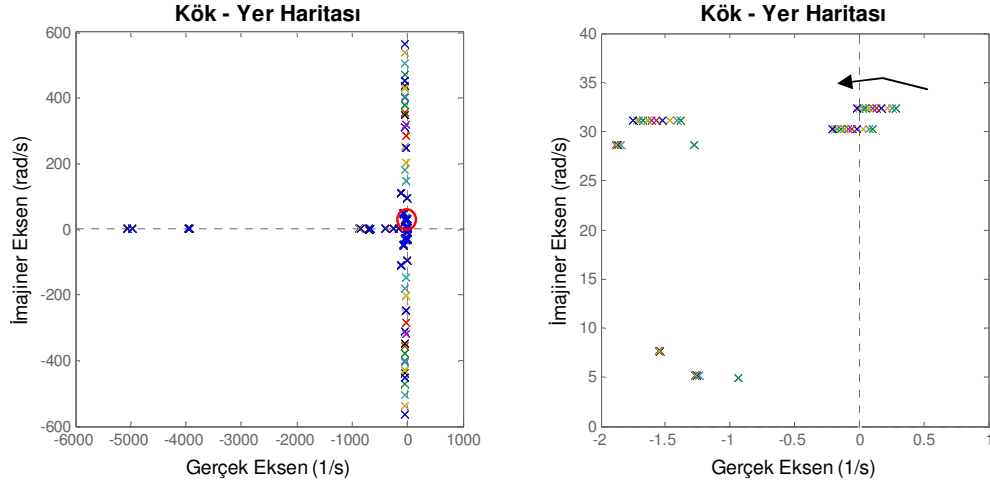
$k_{1y}$ (N/m)	Gerçek (1/s)	İmajiner (rad/s)
$1 \cdot 10^6$	-0,521	32,4
$2 \cdot 10^6$	-0,391	32,1
$3 \cdot 10^6$	-0,195	32
$4 \cdot 10^6$	-0,0736	32,1
$5 \cdot 10^6$	-0,0077	32,1
$6 \cdot 10^6$	0,0286	32,1
$7 \cdot 10^6$	0,0494	32,2
$8 \cdot 10^6$	0,616	32,2
$9 \cdot 10^6$	0,0689	32,2
$10 \cdot 10^6$	0,0734	32,2

Şekil 3.47'de ise birincil süspansiyon y yönünde çalışan katılık parametresinin ( $k_{1y}$ ) sistem kritik hızına etkisi gösterilmiştir. Buna göre  $k_{1y}$  belirli bir değere kadar arttıkça kararlılık ve sistemin kritik hızı artmaktadır. Ancak, belirli bir değerden sonra  $k_{1y}$  arttıkça kritik hız yeniden düşüş göstermektedir.



Şekil 3.47  $k_{1y}$  değeri değişiminin sistem kritik hızına etkisi ( $\lambda=0.26$ ,  $r_0=0.34$  m,  $k_{1x}=13350000$  N/m,  $k_{1z}=780000$  N/m)

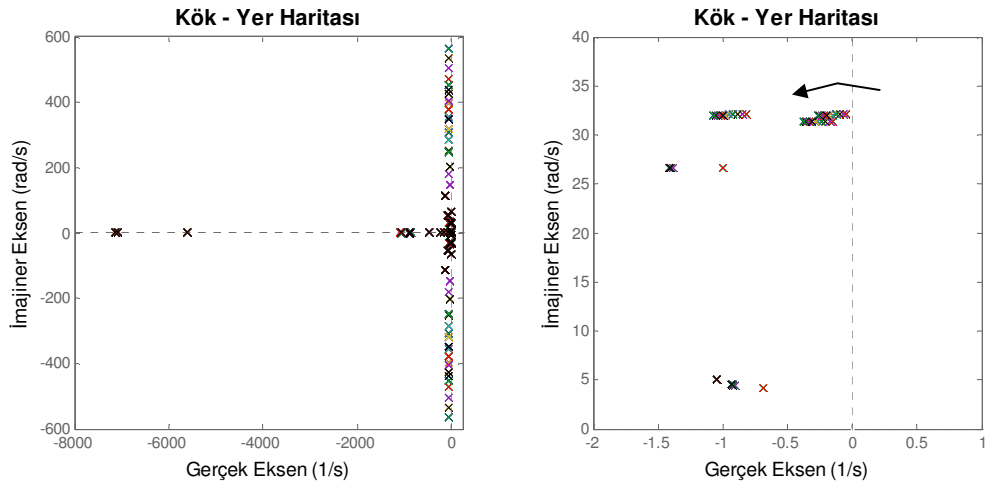
Şekil 3.48 ve 3.49'da hafif metro aracı sırasıyla yüksüz ve tam yük durumlarında 130 km/sa (36,1 m/s) hız ile seyrederken birincil süspansiyonun z yönünde çalışan katılık değerinin ( $k_{1z}$ )  $5 \cdot 10^5$ - $5,05 \cdot 10^7$  (N/m) arasında  $5 \cdot 10^6$  (N/m) adımla değişirken sistem kararlılığı incelenmiştir. Çizelge 3.13 ve 3.14'te sırasıyla yüksüz ve tam yük durumları için belirtilen  $k_{1z}$  aralığında elde edilen tüm öz değerler yer almaktadır.



Şekil 3.48 Yüksüz durum için birincil süspansiyon z yönünde katılık değerinin sistemin kararlılığına etkisi ( $V=36,1 \text{ m/s}$ ,  $\lambda=0,26$ ,  $r_0=0.34 \text{ m}$ )

Çizelge 3.13 Yüksüz durum için birincil süspansiyon z yönünde katılık değerinin ( $k_{1z}$ ) değişimine göre sistem kökleri

$k_{1z} \text{ (N/m)}$	Gerçek (1/s)	İmajiner (rad/s)
$5 \cdot 10^5$	0,286	32,4
$5,5 \cdot 10^6$	0,262	32,4
$1,05 \cdot 10^7$	0,216	32,4
$1,55 \cdot 10^7$	0,175	32,4
$2,05 \cdot 10^7$	0,138	32,4
$2,55 \cdot 10^7$	0,105	32,3
$3,05 \cdot 10^7$	0,0754	32,3
$3,55 \cdot 10^7$	0,0491	32,3
$4,05 \cdot 10^7$	0,0254	32,3
$4,55 \cdot 10^7$	0,00404	32,3
$5,05 \cdot 10^7$	-0,0153	32,3



Şekil 3.49 Tam yük durumu için birincil süspansiyon z yönünde katılık değerinin sistemin kararlılığına etkisi ( $V=36,1 \text{ m/s}$ ,  $\lambda=0,26$ ,  $r_0=0.34 \text{ m}$ )

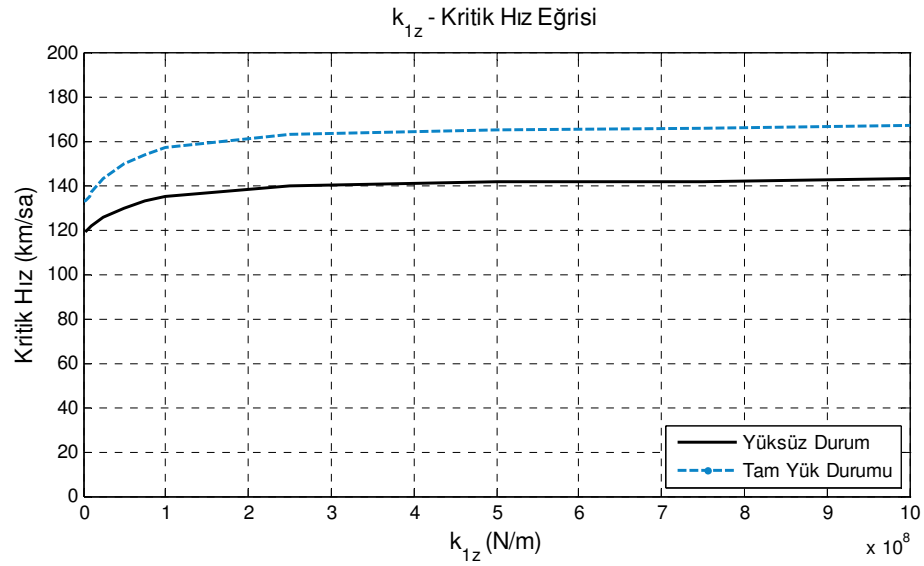
Çizelge 3.14 Tam yük durumu için birincil süspansiyon z yönünde katılık değerinin ( $k_{1z}$ ) değişimine göre sistem kökleri

$k_{1z}$ (N/m)	Gerçek (1/s)	İmajiner (rad/s)
$5 \cdot 10^5$	-0,0452	32,1
$5,5 \cdot 10^6$	-0,0628	32,1
$1,05 \cdot 10^7$	-0,0975	32,1
$1,55 \cdot 10^7$	-0,128	32,1
$2,05 \cdot 10^7$	-0,156	32
$2,55 \cdot 10^7$	-0,179	32
$3,05 \cdot 10^7$	-0,201	32
$3,55 \cdot 10^7$	-0,22	32
$4,05 \cdot 10^7$	-0,236	32
$4,55 \cdot 10^7$	-0,252	32
$5,05 \cdot 10^7$	-0,265	32

Çizelge 3.13'te görüldüğü gibi  $k_{1z}$  değeri  $4,55 \cdot 10^7$  (N/m) ve altına düştüğü zaman köklere ait gerçek değer imajiner eksenin sağına geçmektedir. Bu bize, 130 km/sa (36,1 m/s) seyahat hızında  $4,55 \cdot 10^7$  (N/m)  $k_{1y}$  ve altında sistemin kararsızlaşp raydan çıkacağı bilgisini vermektedir.

Çizelge 3.14'te ise kararsız kök bulunmamaktadır. Belirtilen  $k_{1z}$  değer aralığında hafif metro aracı tam yüklü iken kararsızlaşmamaktadır.

Şekil 3.50'de ise birincil süspansiyon z yönünde çalışan katılık parametresinin ( $k_{1z}$ ) sistem kritik hızına etkisi gösterilmiştir. Buna göre  $k_{1z}$  belirli bir değere kadar arttıkça kararlılık ve sistemin kritik hızı artmaktadır.

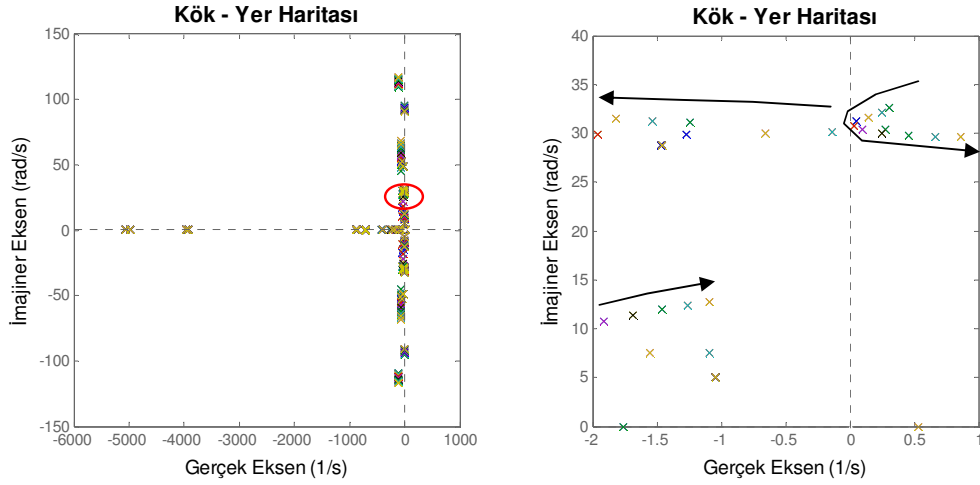


Şekil 3.50  $k_{1z}$  değeri değişiminin sistem kritik hızına etkisi ( $\lambda=0.26$ ,  $r_0=0.34$  m,  $k_{1x}=13350000$  N/m,  $k_{1y}=4400000$  N/m)



### 3.5.5 İkincil Süspansiyon Parametrelerinin Hafif Metro Aracı Kararlılığına Etkilerinin İncelenmesi

Bu bölümde, raylı taşıtta ikincil süspansiyon parametrelerinin ( $k_{2x}$ ,  $k_{2y}$  ve  $k_{2z}$ ) sistemin kararlılığına olan etkileri araştırılmıştır. Hafif metro aracında ikincil süspansiyon olarak hava yayı kullanılmaktadır. Hava yayının geometrisi ve yapısından ötürü x ve y yönlerindeki katılıklar birbirine eşittir. Bu nedenle analizlerde bu katılıklar birlikte ele alınmıştır.



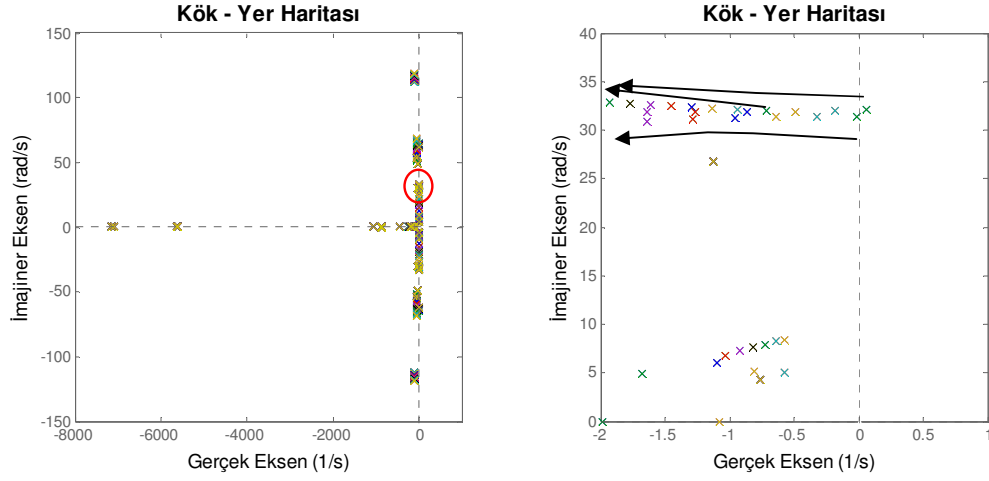
Şekil 3.51 Yüksüz durum için ikincil süspansiyon x ve y yönündeki katılık değerinin sistemin kararlılığına etkisi ( $V=36,1$  m/s,  $\lambda=0,26$ ,  $r_0=0.34$  m)

Çizelge 3.15 Yüksüz durum için ikincil süspansiyon x ve y yönündeki katılık değerinin ( $k_{2x}$  ve  $k_{2y}$ ) değişimine göre sistem kökleri

$k_{2x}$ ve $k_{2y}$ (N/m)	Gerçek (1/s)	İmajiner (rad/s)
$1 \cdot 10^5$	0,31	32,6
$4 \cdot 10^5$	0,246	32,1
$7 \cdot 10^5$	0,146	31,7
$1 \cdot 10^6$	0,0545	31,2
$1,3 \cdot 10^6$	0,0302	30,8
$1,6 \cdot 10^6$	0,101	30,4
$1,9 \cdot 10^6$	0,254	30
$2,2 \cdot 10^6$	0,455	29,8
$2,5 \cdot 10^6$	0,667	29,6
$2,8 \cdot 10^6$	0,864	29,6
$3,1 \cdot 10^6$	1,03	29,5

Şekil 3.51 ve 3.52'de hafif metro aracı 130 km/sa hız ile seyrederken ikincil süspansiyonun x ve y yönünde çalışan katılık değerinin ( $k_{2x}$ ,  $k_{2y}$ )  $1 \cdot 10^5$ - $3,1 \cdot 10^6$  (N/m) arasında  $3 \cdot 10^5$  (N/m) adımla değişirken sistem kararlılığı yüksüz ve tam yüklü durumlar

için ayrı ayrı incelenmiştir. Çizelge 3.15 ve 3.16’da sırasıyla yüksüz ve tam yüklü durum için  $k_{2x}$  ve  $k_{2y}$ ’nin değişimine göre sistemin kökleri yer almaktadır.



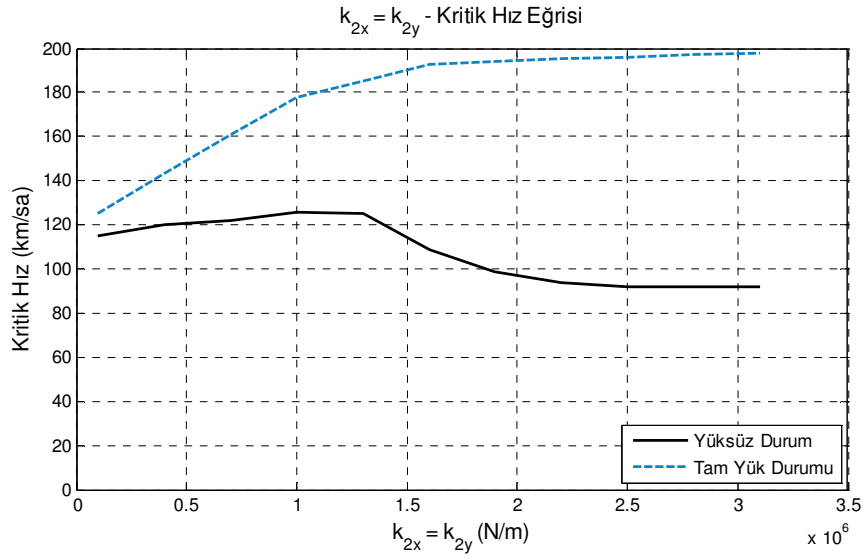
Şekil 3.52 Tam yük durumu için ikincil süspansiyon x ve y yönündeki katılık değerinin sistemin kararlılığına etkisi ( $V=36,1$  m/s,  $\lambda=0,26$ ,  $r_0=0.34$  m)

Çizelge 5.16 Tam yük durumu için ikincil süspansiyon x ve y yönündeki katılık değerinin ( $k_{2x}$  ve  $k_{2y}$ ) değişimine göre sistem kökleri

$k_{2x}$ (N/m)	Gerçek (1/s)	İmajiner (rad/s)
$1 \cdot 10^5$	0,0562	32,1
$4 \cdot 10^5$	-0,186	32
$7 \cdot 10^5$	-0,495	31,9
$1 \cdot 10^6$	-0,867	31,8
$1,3 \cdot 10^6$	-1,26	31,8
$1,6 \cdot 10^6$	-1,64	31,8
$1,9 \cdot 10^6$	-2	31,9
$2,2 \cdot 10^6$	-2,35	31,9
$2,5 \cdot 10^6$	-2,68	32
$2,8 \cdot 10^6$	-2,99	32,1
$3,1 \cdot 10^6$	-3,28	32,1

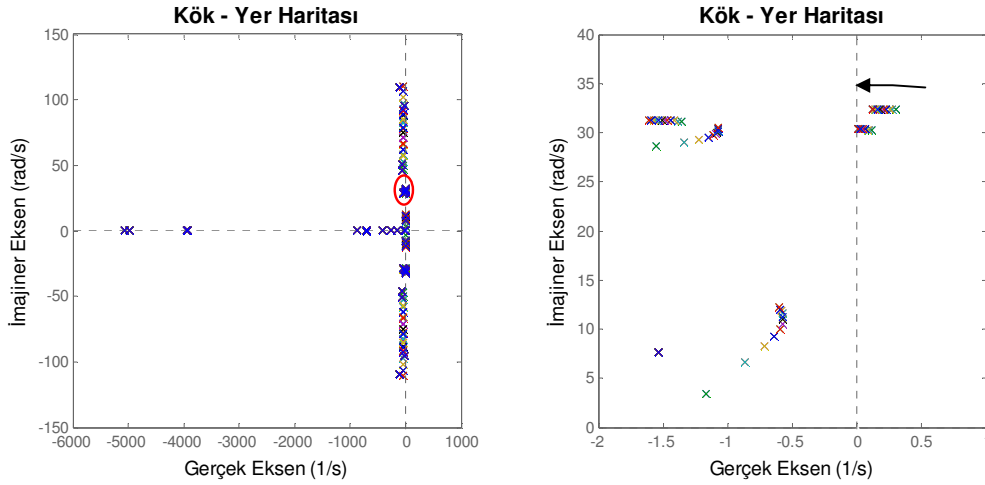
Yüksüz durum için ikincil süspansiyon x ve y yönündeki katılık değeri ( $k_{2x}$  ve  $k_{2y}$ ) arttıkça kararsız bölgedeki kök takımı bir miktar kararlı bölgeye doğru ilerledikten sonra tekrar kararsız bölgeye yönelmektedir (Şekil 3.51 ve Çizelge 3.15). Tam yüklü durum için ise, kritik bölgedeki kökler  $k_{2x}$  ve  $k_{2y}$  belirlenen sınırlar içerisinde arttıkça kararlı bölgeye doğru ilerlemektedirler (Şekil 3.52 ve Çizelge 3.16).

Şekil 3.53’te birincil süspansiyon x ve y yönünde çalışan katılık parametresinin ( $k_{2x}$  ve  $k_{2y}$ ) sistem kritik hızına etkisi yüksüz ve tam yüklü durumlar için gösterilmiştir.



Şekil 3.53  $k_{2x} = k_{2y}$  değeri değişiminin sistem kritik hızına etkisi ( $\lambda=0.26$ ,  $r_0=0.34$  m,  $k_{2z}=206000$  N/m)

Şekil 3.54 ve 3.55'te hafif metro aracı sırasıyla yüksüz ve tam yük durumlarında 130 km/sa (36,1 m/s) hız ile seyrederken ikincil süspansiyonun z yönünde çalışan katılık değerinin ( $k_{2z}$ )  $1.10^5$ – $3.1.10^6$  (N/m) arasında  $3.10^5$  (N/m) adımla değişirken sistem kararlılığı incelenmiştir. Çizelge 3.17 ve 3.18'de sırasıyla yüksüz ve tam yük durumları için belirtilen  $k_{2z}$  aralığında elde edilen tüm öz değerler yer almaktadır.

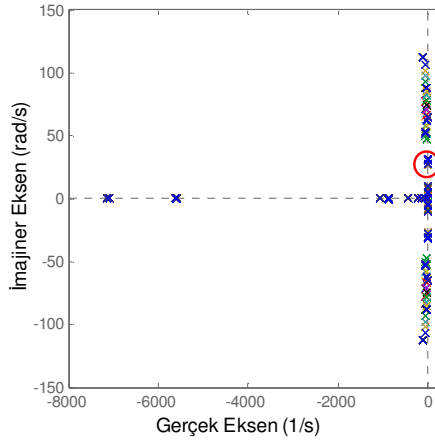


Şekil 3.54 Yüksüz durum için birincil süspansiyon z yönünde katılık değerinin sistemin kararlılığına etkisi ( $V=36,1$  m/s,  $\lambda=0,26$ ,  $r_0=0.34$  m)

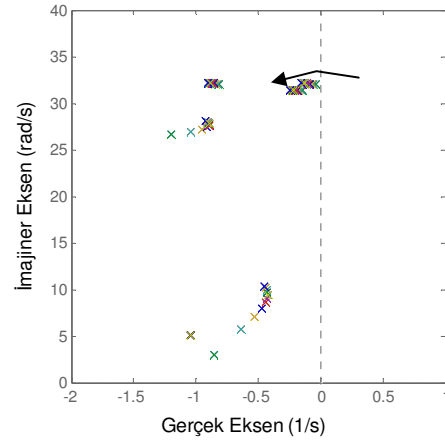
Çizelge 3.17 Yüksüz durum için ikincil süspansiyon z yönünde katılık değerinin ( $k_{2z}$ ) değişimine göre sistem kökleri

$k_{2z}$ (N/m)	Gerçek (1/s)	İmajiner (rad/s)
$1 \cdot 10^5$	0,297	32,3
$4 \cdot 10^5$	0,273	32,4
$7 \cdot 10^5$	0,25	32,4
$1 \cdot 10^6$	0,228	32,4
$1,3 \cdot 10^6$	0,208	32,4
$1,6 \cdot 10^6$	0,19	32,4
$1,9 \cdot 10^6$	0,174	32,4
$2,2 \cdot 10^6$	0,159	32,4
$2,5 \cdot 10^6$	0,146	32,4
$2,8 \cdot 10^6$	0,135	32,4
$3,1 \cdot 10^6$	0,125	32,4

Kök - Yer Haritası



Kök - Yer Haritası



Şekil 3.55 Tam yük durumu için ikincil süspansiyon z yönünde katılık değerinin sistemin kararlılığına etkisi ( $V=36,1$  m/s,  $\lambda=0,26$ ,  $r_0=0.34$  m)

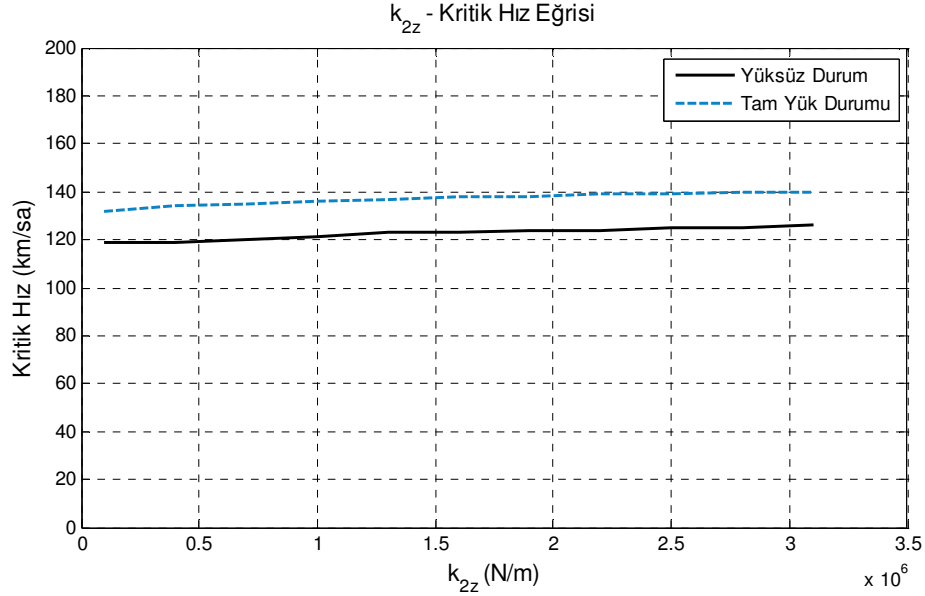
Çizelge 3.18 Tam yük durumu için birincil süspansiyon z yönünde katılık değerinin ( $k_{2z}$ ) değişimine göre sistem kökleri

$k_{2z}$ (N/m)	Gerçek (1/s)	İmajiner (rad/s)
$1 \cdot 10^5$	-0,03597	32,07
$4 \cdot 10^5$	-0,0584	32,8
$7 \cdot 10^5$	-0,07058	32,9
$1 \cdot 10^6$	-0,08572	32,1
$1,3 \cdot 10^6$	-0,09916	32,1
$1,6 \cdot 10^6$	-0,111	32,11
$1,9 \cdot 10^6$	-0,1213	32,11
$2,2 \cdot 10^6$	-0,1304	32,11
$2,5 \cdot 10^6$	-0,1384	32,11
$2,8 \cdot 10^6$	-0,1455	32,11
$3,1 \cdot 10^6$	-0,1517	32,11

Çizelge 3.17'de görüldüğü gibi, yüksüz durum için belirtilen  $k_{2z}$  değer aralığındaki bir kök takımına ait tüm kökler kararsız bölgededir. Çizelge 3.18'de ise, tam yük

durumunda aynı  $k_{2z}$  değer aralığında tüm kökler kararlı bölgededir. Şekil 3.54 ve 3.55'te de görüldüğü gibi  $k_{2z}$  değeri arttıkça ilgili kök takımlarına ait kökler kararlı bölgeye doğru ilerlemektedirler.

Şekil 3.56'da ise ikincil süspansiyon z yönünde çalışan katılık parametresinin ( $k_{2z}$ ) sistem kritik hızına etkisi gösterilmiştir. Buna göre  $k_{2z}$  arttıkça kararlılık ve sistemin kritik hızı da bir miktar artmaktadır.



Şekil 3.56  $k_{2z}$  değeri değişiminin sistem kritik hızına etkisi ( $\lambda=0.26$ ,  $r_0=0.34$  m,  $k_{2z}=206000$  N/m)

### 3.6 Hafif Metro Aracı Süspansiyon Parametrelerinin Optimizasyonu

Sürüş performansı değerlendirilmesinde incelenmesi gereken en önemli unsur raylı sistemin kararlılığıdır. Sürüş emniyeti için sistem incelendiğinde, bu değerlendirmenin yer değişim cevaplarına bağlı olduğu, konfor seviyesinin ise ivme cevaplarına bağlı olduğu bilinmektedir. Konfor seviyesi düşürülmeden sürüş emniyeti gözetilecek şekilde raylı taşıta ait maksimum hızın yükseltilmesinin en kolay yolu süspansiyon parametrelerinin optimizasyonudur. Bu tezde, süspansiyon parametrelerinin optimizasyonu için (3.41)'de belirtilen ISE (Integral of Square Error) fonksiyonu ile birlikte Genetik Algoritma Toolbox kullanılmıştır. Bu fonksiyon, birinci (lider) tekerlek setinin yanal titreşimleri göz önüne alınarak sisteme uygulanmıştır.

$$S_{ISE} = \int_0^{10} e^2(t) dt \quad (3.41)$$

Yapılan optimizasyon çalışmasına ait kullanılan veriler ve elde edilen optimum değerler Çizelge 3.19 ve 3.20’de gösterilmektedir. Denklem 3.41’de  $e$  hatayı tanımlamaktadır. Hata ise birinci tekerlek setinin yanal titreşimlerinin “0” değerinden yaptığı sapmalardır.

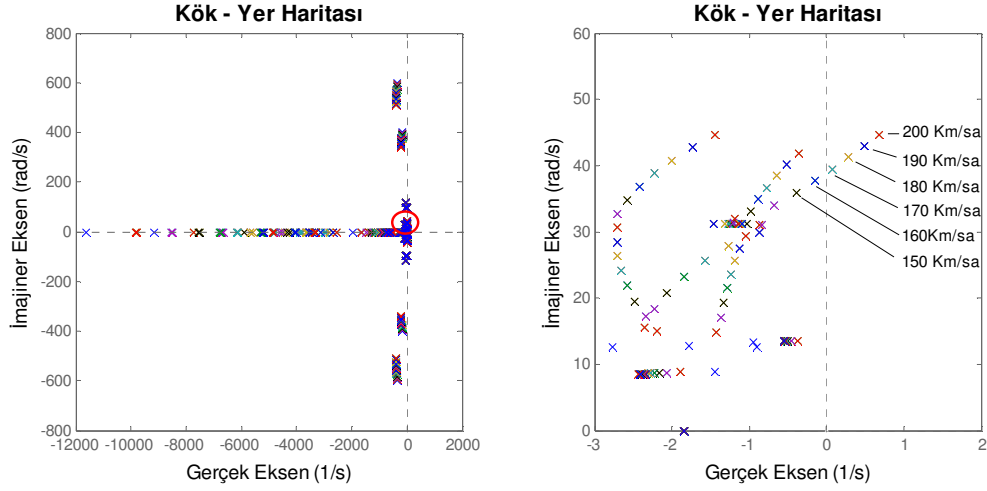
Çizelge 3.19 Optimizasyon ayarları

Açıklama	Değer
Çözücü	Genetik algoritma
Değişken sayısı	6
Popülasyon tipi	Çift vektör
Popülasyon boyutu	10
Başlangıç aralığı	$1 \cdot 10^5 - 5 \cdot 10^8$
Ölçekleme fonksiyonu	Rank
Eleme fonksiyonu	Stochastic uniform
Elit sayımı	2
Çaprazlama kesiri	0.8
Çaprazlama fonksiyonu	Scattered
Göç yönü	İleri
Göç kesiri	0.2
Göç açıklığı	20
Başlangıç cezası	10
Ceza faktörü	100
Hibrit fonksiyon	Yok

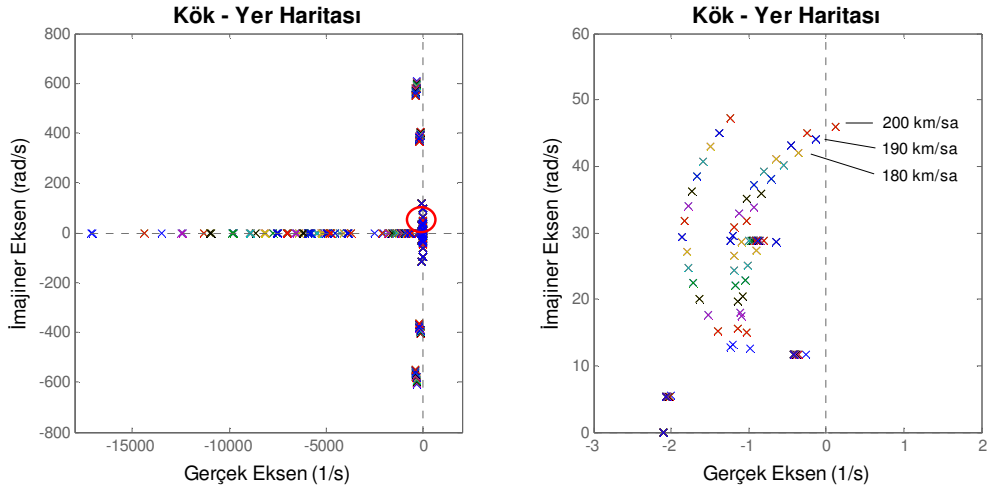
Optimizasyon sonucu elde edilen hata (ISE) performans değeri  $3,27 \cdot 10^{-21}$  olarak bulunmuştur. Çizelge 3.20’de İstanbul Ulaşım A.Ş. bünyesinde kullanılan bir hafif metro aracı için mevcut süspansiyon katılık değerleri optimizasyon çalışmasının başlangıç değerleri olarak alınmıştır. Hafif metro aracı seyir hızı 130 km/sa (36,1 m/s) kabul edilmiştir.

Çizelge 3.20 Hafif metro aracı optimum süspansiyon katılık değerleri

Katılık Parametresi	Başlangıç Değerleri (N/m)	Optimum Değerler (N/m)	% Değişim
$k_{1x}$	13350000	131847273,860	+887,6
$k_{1y}$	4400000	2940935,095	-33,16
$k_{1z}$	780000	1287231,310	+65,03
$k_{2x}$	232000	103821,763	-55,25
$k_{2y}$	232000	103821,763	-55,25
$k_{2z}$	206000	2745771,947	+1232,90



Şekil 3.57 Yüksüz durum için optimum süspansiyon katılık parametreleri ile sistemin kritik hız analizi  $V=10-200 \text{ km/sa}$  ( $V=2,8-55,5 \text{ m/s}$ )

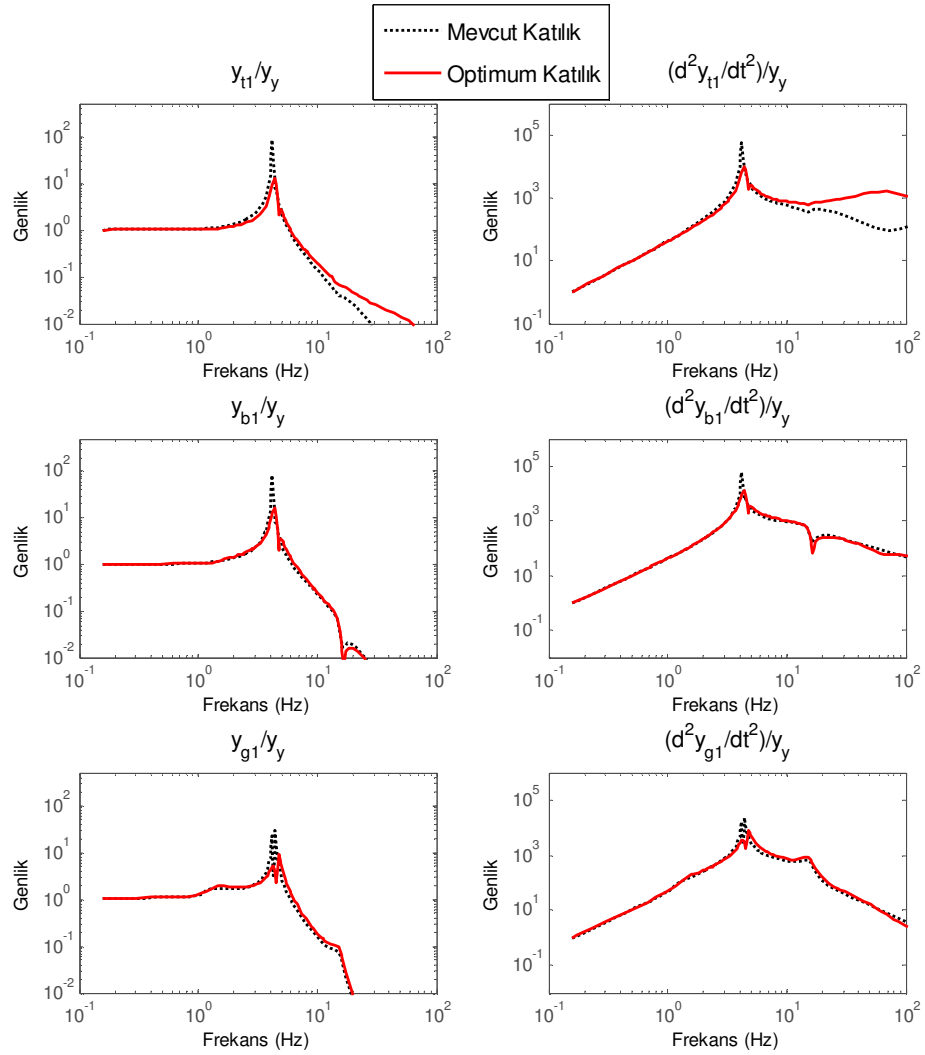


Şekil 3.58 Tam yük durumu için optimum süspansiyon katılık parametreleri ile sistemin kritik hız analizi  $V=10-200 \text{ km/sa}$  ( $V=2,8-55,5 \text{ m/s}$ )

Şekil 3.57 ve 3.58'te yüksüz ve tam yük durumları için optimum süspansiyon katılık parametreleri ile yapılan hafif metro aracına ait kritik hız analiz sonucu görülmektedir. Mevcut süspansiyon katılıkları yerine optimum parametreler kullanıldığında sisteme ait kritik hızın yüksüz durum için 120 km/sa'tan (33,3 m/s) 160 km/sa (44,4 m/s) hıza tam yük durumu için ise 130 km/sa'tan (36,1 m/s) 190 km/sa (52,8 m/s) hıza çıktığı görülmektedir. Parametre optimizasyonuna gidilerek en uygun parametreler doğrultusunda bir tasarıma gidildiğinde, seyir emniyeti ve hunting salınımları bakımından sistem kararlılığı önemli ölçüde artmakta ve sistemin kritik hızı yüksüz durum için %33,3 tam yük durumu için ise %46,12 civarında artış göstermektedir.

Bunun yanında sistem yer değiştirme ve ivme cevaplarında önemli düzeyde bir iyileşme olduğundan sisteme ait sürüş konforunu da iyileştirmektedir.

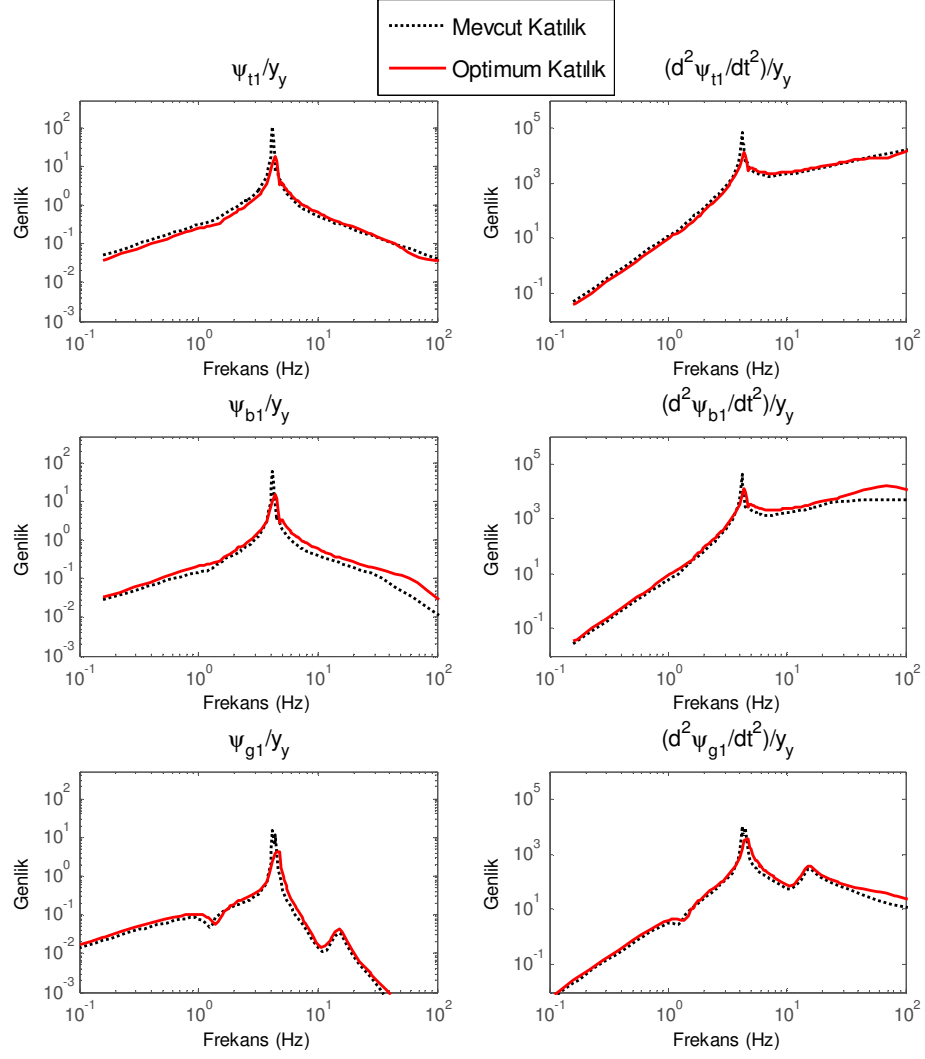
şekil 3.59'da, birinci tekerlek seti (lider tekerlek seti) yanal hareketlerinin minimizasyonu baz alınarak yüksüz durum için gerçekteştirilen optimizasyon sonucu elde edilen optimum birincil süspansiyon katılık parametreleri ve mevcut süspansiyonlara ait katılık parametrelerinin yanal hareketler bakımından frekans alanında karşılaştırılması görölmektedir.



şekil 3.59 Yüksüz durum için optimum ve mevcut katılık parametrelerinin yanal hareket frekans cevaplarına etkileri ( $V=36,1$  m/s)

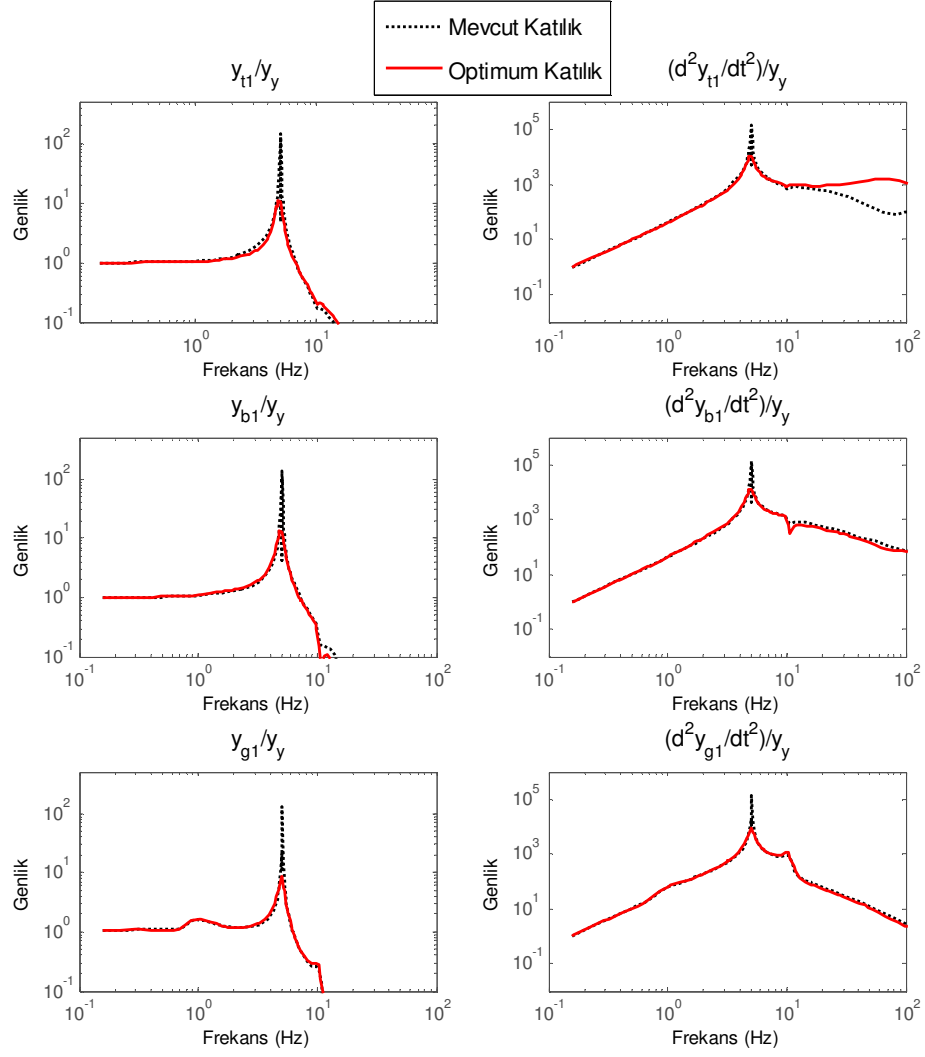


Şekil 3.60'ta yüksüz durum için optimum ve mevcut olan birincil süspansiyon katılık parametrelerinin yalpa hareketleri bakımından frekans alanında karşılaştırılması görülmektedir.



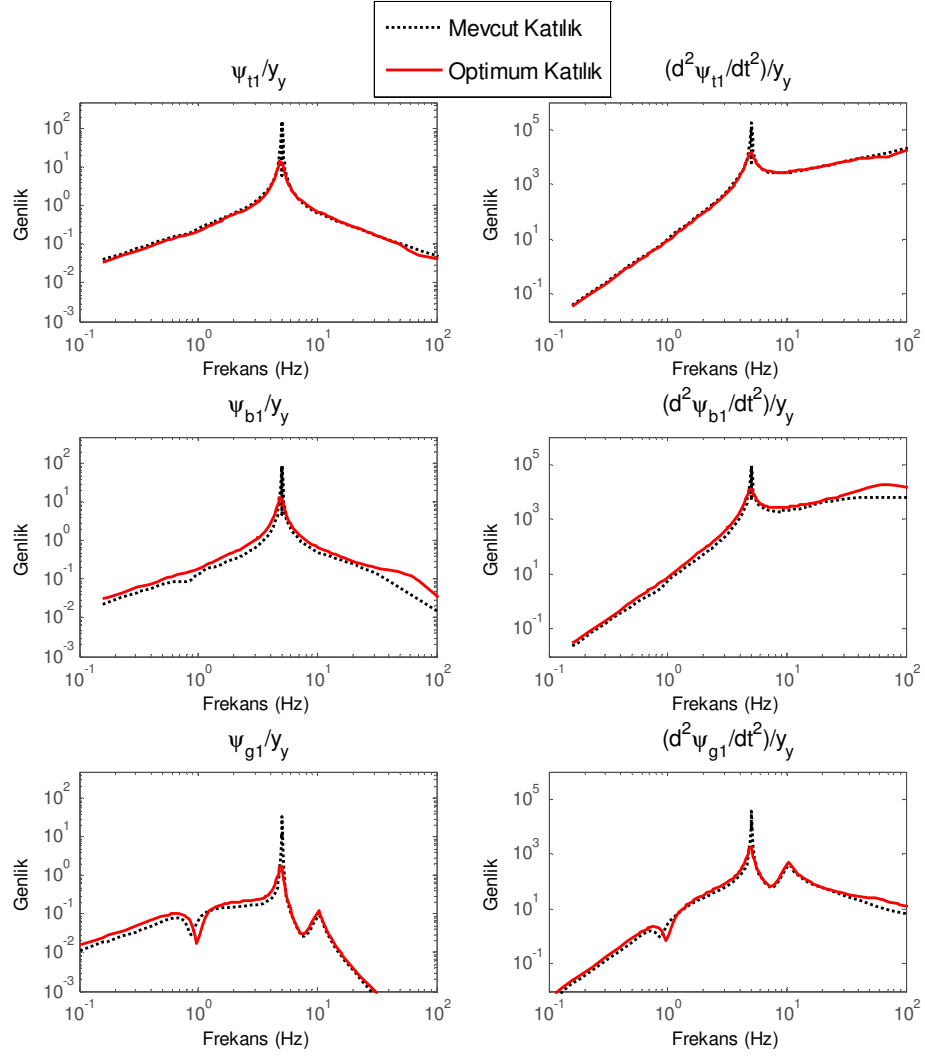
Şekil 3.60 Yüksüz durum için optimum ve mevcut katılık parametrelerinin yalpa hareket frekans cevaplarına etkileri ( $V=36,1$  m/s)

Şekil 3.61'de tam yük durumu için optimum ve mevcut olan birincil süspansiyon katılık parametrelerinin yanal hareketleri bakımından frekans alanında karşılaştırılması görülmektedir.



Şekil 3.61 Tam yük durumu için optimum ve mevcut katılık parametrelerinin yanıl hareket frekans cevaplarına etkileri ( $V=36,1 \text{ m/s}$ )

Şekil 3.62’de tam yük durumu için optimum ve mevcut olan birincil süspansiyon katılık parametrelerinin yalpa hareketleri bakımından frekans alanında karşılaştırılması görülmektedir.



Şekil 3.62 Tam yük durumu için optimum ve mevcut katılık parametrelerinin yalpa hareket frekans cevaplarına etkileri ( $V=36,1$  m/s)

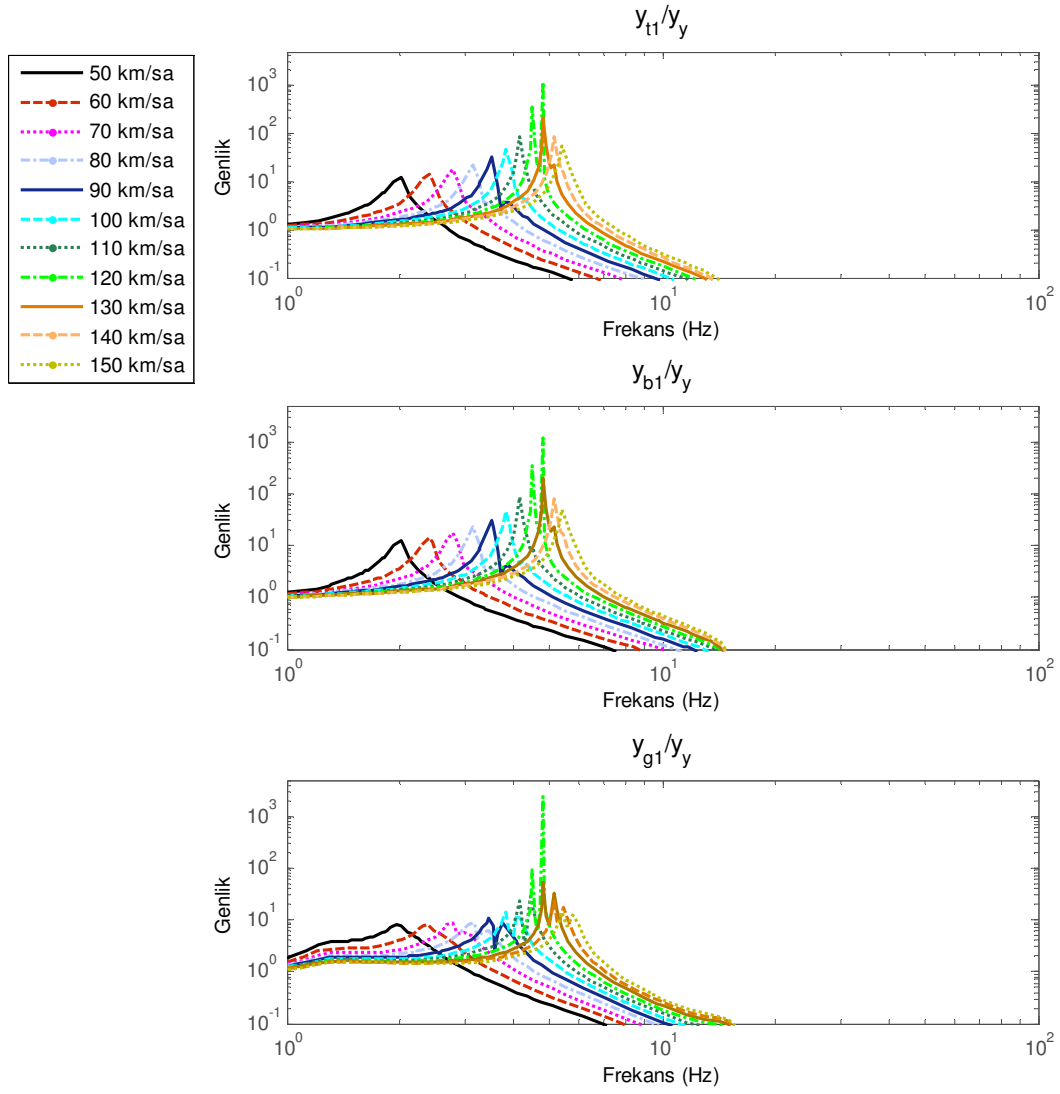
### 3.7 Hız Değişiminin Sistem Frekans Cevaplarına Etkisinin İncelenmesi

Tekerlek yarıçapı, eş değer koniklik gibi tekerlek-ray etkileşim parametreleri ile birlikte raylı taşıt hızının da sistem cevabı üzerinde etkileri mevcuttur. Dışarıdan her hangi bir bozucu etki olmaksızın düz yolda hareket eden bir raylı sistem, tekerlek-ray etkileşim parametreleri ve hıza bağlı olarak kararsız hale gelebilmektedir. Bu olay, tekerlek setlerinin ya da sistemin tamamının yanal ve yalpa hareketlerinin birlikte ortaya çıktığı “hunting hareketi” şeklinde literatürde tarif edilmektedir[1], [2], [64], [67]. Bu özel olayın ortaya çıkmasında tekerlek-ray profil geometrilerinin de etkisi büyüktür.

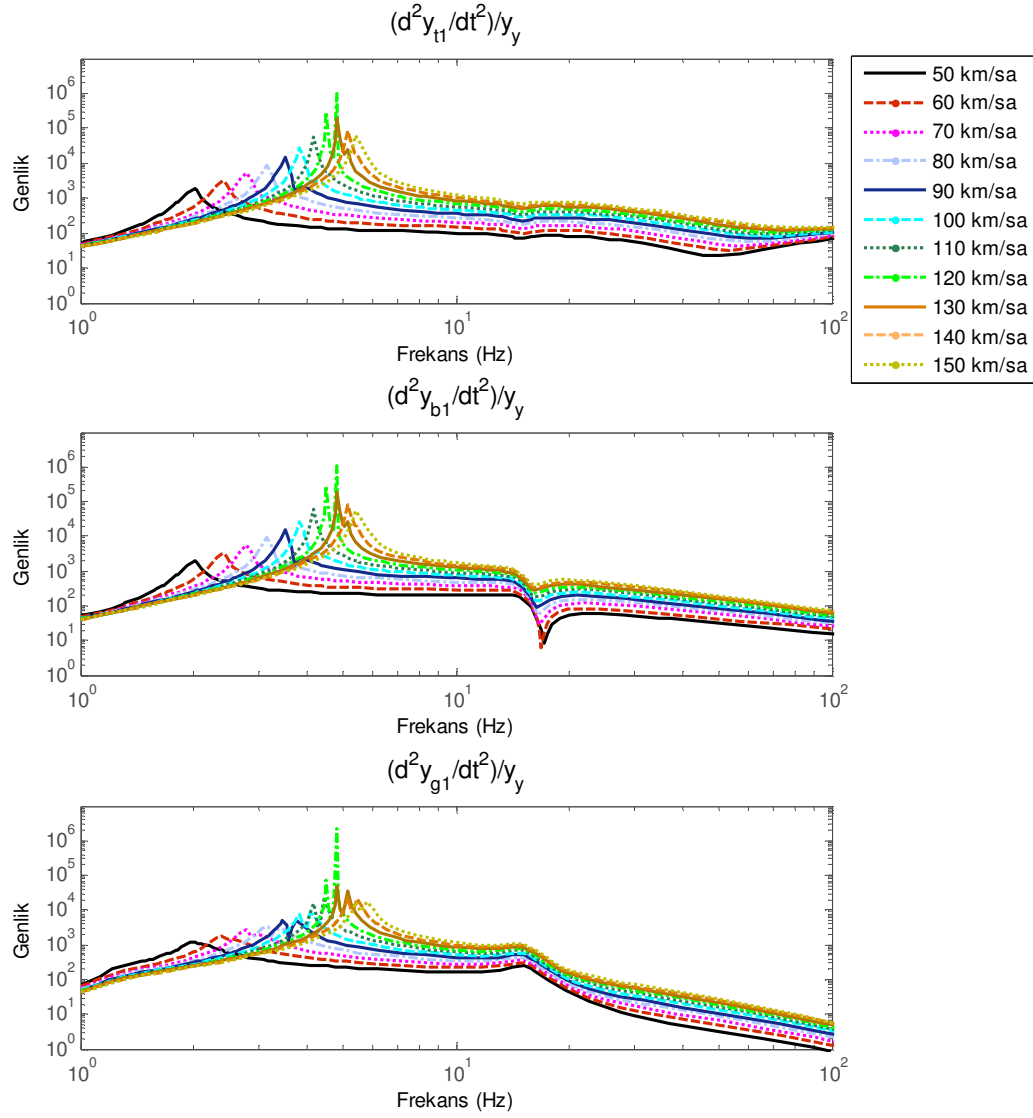
Tekerlek setlerine ait hareketlerin diferansiyel denklemlerinin (EK-A) çıkarılmasında görüldüğü gibi, tekerlek-ray etkileşim parametreleri ile birlikte hız da sistemi oluşturan denklemlerin içerisinde yer almaktadır. Bu nedenle, bahsi geçen parametrelerin değişimi ile sistemin karakteristiği de değişmektedir. Bu olay, başta sistemin kararlılığı olmak üzere zaman ve frekans alanındaki cevaplarını ve modlarını etkilemektedir.

Bölüm 3.6'da raylı taşıt hızının sistem kararlılığına ve zaman alanındaki sistem cevaplarına etkisi incelenmiştir. Burada, sistem matrisi üzerinden hareketle, sisteme ait özdeğerlerin durumuna göre sistemin kararlı ya da kararsız olduğuna bakılmıştır. Sisteme ait bazı öz değerlerin raylı taşıt hızı ve tekerlek-ray etkileşim parametrelerinin değişimi ile yer değiştirdiği ve sistemi kararsızlığa götürdüğü görülmüştür. Yapılan bu analiz temel olarak öz değer analizi ya da kararlılık analizidir. Literatürde ise buna raylı sistemlerle "Doğrusal Kararlılık Analizi" adı verilir [1], [2], [139], [140]. Bu bağlamda yalnızca hız parametresi göz önünde tutularak yapılan analize ise "Kritik Hız Analizi" denir. Kritik hız analizi için literatürde doğrusal ve doğrusal olmayan analizler sıklıkla kullanılır [65], [67], [78].

Bu bölümde ise, sistem diferansiyel denklemlerini ve sistem matrisini doğrudan etkileyen raylı taşıt hız parametresinin sistem frekans cevaplarına etkisi incelenmiştir. Bu analizde hafif metro aracı mevcut süspansiyon katılık parametreleri kullanılmıştır. Analizler, hafif metro aracı yüksüz durumu için gerçekleştirilmiştir.

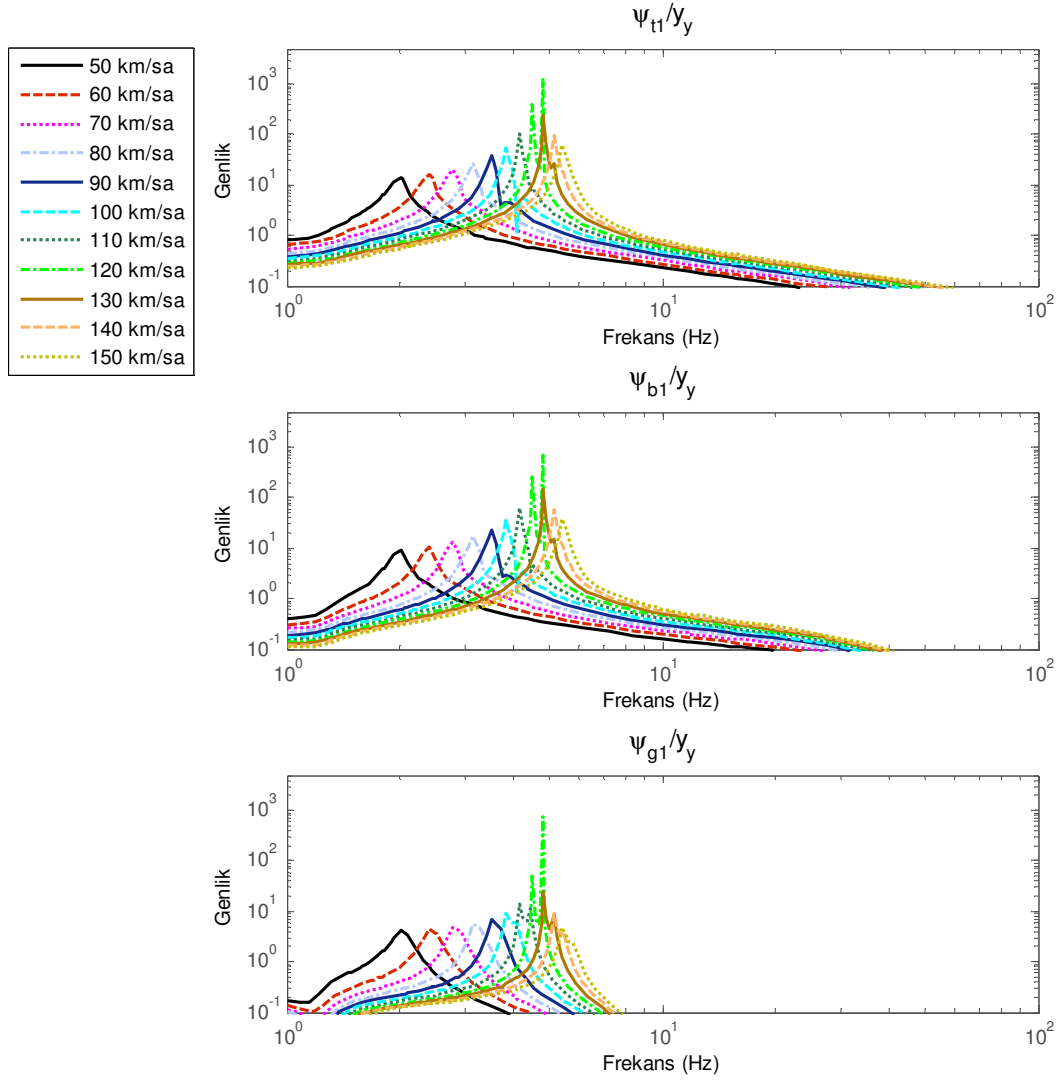


Şekil 3.63 Raylı sistem hızının yanıl yer değışim frekans cevaplarına etkisi  
 Şekil 3.63'te raylı sistem hızı 50-150 km/sa (13,9-41,6 m/s) arasında değışirken yanıl yer değışiminin frekans cevapları görölmektedir.

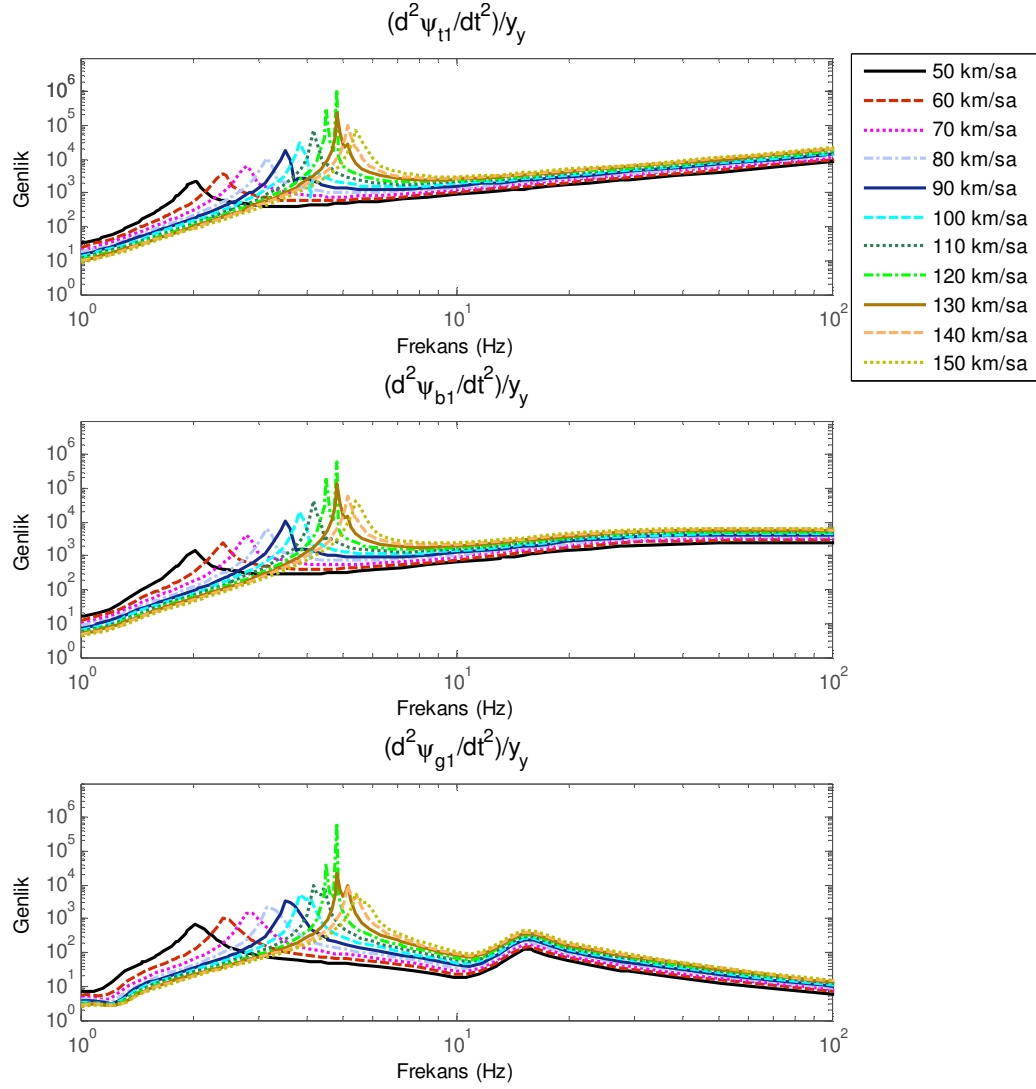


Şekil 3.64 Raylı sistem hızının yanal ivme frekans cevaplarına etkisi

Şekil 3.64'te raylı sistem hızı 50-150 km/sa (13,9-41,6 m/s) arasında değişirken yanal ivmelerinin frekans cevapları görülmektedir.



Şekil 3.65 Raylı sistem hızının yalpa yer değişimi frekans cevaplarına etkisi  
 Şekil 3.65'te raylı sistem hızı 50-150 km/sa (13,9-41,6 m/s) arasında değişirken yalpa yer değişimlerinin frekans cevapları görülmektedir.



Şekil 3.66 Raylı sistem hızının yalpa ivme frekans cevaplarına etkisi

Şekil 3.66’da raylı sistem hızı 50-150 km/sa (13,9-41,6 m/s) arasında değişirken yalpa ivmelerinin frekans cevapları görülmektedir.

Şekil 3.63—3.66’dan da anlaşılacağı gibi bütün frekans cevaplarına ait genlik değeri kritik hıza kadar hızla birlikte artmaktadır. Sonuç olarak, frekans genlikleri kritik hıza gelindiğinde en yüksek değerini almaktadır. Bu analizde, frekans cevaplarına ait genlik değerini maksimum yapan raylı sistem hızının 120 km/sa olduğu görülmektedir. Bu değer Bölüm 3.5.1’de elde edilen kritik hız değeriyle örtüşmektedir. Bu bize, kritik hız ya da doğrusal yanal kararlılık analizinin frekans alanında da yapılabileceği bilgisini vermektedir.



### HAFİF RAYLI SİSTEM TİTREŞİMLERİNİN KONTROLÜ

Bu bölümde, hafif metro aracına ait hunting salınımları “Doğrusal Karesel Ayarlayıcı” (Linear Quadratic Regulator – LQR) yöntemi kullanılarak tekerlek setleri ve bojiler arasına yanal yönde yerleştirilen eyleyicilerin kontrol edilmesi ile bastırılarak taşıtın yanal kararlılığı artırılmış ve kritik hız değeri yükseltilmiştir. Yanal kararlılığın artırılması için bir optimal kontrol yöntemi olan LQR algoritmasının seçilmesinin nedeni, yöntemin sistem kararlılığını garanti etmesidir.

Bu bölümde ayrıca, bojiler ve gövdeler arasına ikincil süspansiyonlara paralel ve düşey yönde yerleştirilen eyleyiciler vasıtasıyla klasik PID tipli bulanık kontrolör yardımıyla sisteme ait düşey titreşimler bastırılmıştır. Daha sonra ise bulanık kontrolöre ait ölçekleme çarpanlarını yol düzensizliklerine göre kendiliğinden ayarlayabilen parametre uyarlamalı PID tipli bulanık kontrolör tasarlanarak kontrolörün performansı artırılmıştır. Düşey titreşimlerin kontrol edilmesinde bulanık kontrolör, üstün performansı, uygulama kolaylığı ve dayanıklı yapısı nedeniyle tercih edilmiştir.

#### 4.1 Hafif Metro Aracı Yanal Titreşimlerinin LQR Yöntemi ile Kontrol Edilmesi

Optimum kontrol teorisi, dinamik bir sistemin minimum maliyetle maksimum performansın elde edilmesi ile ilgilidir. Bir “doğrusal karesel” problemde, sistem dinamikleri doğrusal diferansiyel denklem setleri ile tanımlanırken, maliyet ise karesel bir fonksiyon ile tanımlanır. Doğrusal karesel bir çözüm olarak bilinen LQR aynı zamanda bir geribesleme kontrolördür.

Doğrusal karesel ayarlama işlemi, çoğu zaman bir mühendis tarafından maliyet fonksiyonunu minimize etmek için kullanılan matematiksel algoritmaya ait

ağırlıklandırma faktörlerinin tespit edilmesi ile gerçekleştirilir. Maliyet fonksiyonu genellikle, sistem üzerinde ölçülen değerlerin referans değerlerden yaptığı sapmaların toplamı olarak tanımlanır. Esasen bu algoritma ile istenmeyen sapmaları en aza indiren kontrolör tasarımı yapılır. Böylece, optimum sistem girişleri tespit edilmiş olur. Doğrusal karesel ayarlayıcı kullanmanın en büyük avantajı sistem tasarımının çok özel durumlar hariç diğer tasarımlara göre kararlı olmasıdır. Ayrıca bu tasarım, zamanla değişken matris içeren sistemler ve doğrusal olmayan sistemler için de kullanılabilir.

Genel olarak optimum kontrol problemi, sistemin (4.1) optimal yörüngeyi  $(x(t))$  takip etmesini sağlayacak kontrol kuvvetinin bulunması olarak tanımlanabilir. Bu,  $(x(t))$ 'nin performans kriteri ya da maliyet fonksiyonunu minimize etmesiyle olur (4.2).

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

$$J = \int_{t_0}^{t_f} h(x(t), u(t), t) dt \quad (4.2)$$

Bu problem çok sayıda uygulaması olan sınırsal bir fonksiyonel minimizasyon problemidir [156].

Varyasyon hesabı, Euler Lagrange denklemleri olarak bilinen ve bazı sınır koşullarına sahip bir dizi diferansiyel denklemin elde edilmesi için kullanılabilir [157]. Bir Hamilton fonksiyonu kullanmak suretiyle Pontryagin'in maksimum prensibi de aynı sınır koşullarını temin etmek için uygulanabilir [158].

Alternatif bir yaklaşım olan Bellman'ın dinamik programlama metodu ise optimallik prensibine dayanır [159]. Optimallik prensibinde karşımıza Hamilton-Jacobi parçalı diferansiyel denklemleri karşımıza çıkmaktadır. Bu denklemlerin çözülmesi ile elde edilen sonuçlar bize optimal kontrol ilkelerini verir. Euler-Lagrange ve Pontryagin'in denklemleri, doğrusal olmayan, zamanla değişken durum denklemlerine sahip, karesel olmayan, zamana değişken performans kriterleri için geçerlidir. Doğrusal, zamanla değişmeyen ve karesel performans kriterlerine sahip önemli ve özel problemlerin çözümünde genellikle Hamilton-Jacobi denklemi kullanılır [156]. Burada, çözüm için elde edilen sonuç ise Riccati denklemi olacaktır [160]. Riccati denklemi, sistemin kontrol edilebilir olması koşuluyla, daima kararlı olan durum vektörü bileşenlerinin bir doğrusal fonksiyonu olan bir optimal kontrol yasası sunar [156].

Doğrusal karesel ayarlayıcı (LQR), karesel bir performans indeksine sahip doğrusal sistemler için optimal bir kontrol yöntemidir. Bu teoriye göre fonksiyonel bir denklem tanımlanır (4.3).

$$f(x, t) = \min_u \int_{t_0}^{t_1} h(x, u) dt \quad (4.3)$$

burada,  $t_0$  dan  $t_1$  zaman aralığı boyunca;

$$\begin{aligned} f(x, t_0) &= f(x(0)) \\ f(x, t_1) &= 0 \end{aligned} \quad (4.4)$$

Denklem 7.1 ve 7.2 kullanılarak bir Hamilton-Jacobi denklemi ifade edilebilir (4.5).

$$\frac{\partial f}{\partial t} = -\min_u \left[ h(x, u) + \left( \frac{\partial f}{\partial x} \right)^T g(x, u) \right] \quad (4.5)$$

Zamanla değişmeyen doğrusal bir sistem için (4.1), (4.6)'daki gibi yazılabilir.

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (4.6)$$

Denklem 4.2'nin karesel bir performans indeksi olduğu kabul edilirse (4.7)'deki gibi yeniden yazılabilir ( $Q \geq 0, R > 0$ ).

$$J = \int_{t_0}^{t_1} (x^T Q x + u^T R u) dt \quad (4.7)$$

Denklem 4.6 ve 4.7, (4.5)'te yerine konursa;

$$\frac{\partial f}{\partial t} = -\min_u \left[ x^T Q x + u^T R u + \left( \frac{\partial f}{\partial x} \right)^T (Ax + Bu) \right] \quad (4.8)$$

Denklem 4.3 yeniden yazılırsa;

$$f(x, t) = x^T P x \quad (4.9)$$

burada;  $P$  karesel ve simetrik bir matristir. Denklem 4.9'un  $t$ 'ye ve  $x$ 'e göre kısmi türevleri alınırsa;

$$\frac{\partial f}{\partial t} = x^T \frac{\partial}{\partial t} P x \quad (4.10)$$

ve;

$$\frac{\partial f}{\partial x} = 2Px \quad (4.11)$$

$$\left[ \frac{\partial f}{\partial x} \right]^T = 2x^T P$$

olur.

Denklem 4.10 ve 4.11, (4.8)'de kullanılırsa (4.12) yazılabilir.

$$x^T \frac{\partial P}{\partial t} x = -\min_u \left[ x^T Q x + u^T R u + 2x^T P (Ax + Bu) \right] \quad (4.12)$$

Denklem 4.12'de  $u$  minimize edilirse;

$$\frac{\partial [\partial f / \partial t]}{\partial u} = 2u^T R + 2x^T P B = 0 \quad (4.13)$$

Denklem 4.13 yeniden yazılacak olursa optimal kontrol yasası ortaya çıkar (4.14).

$$u_{\text{opt}} = -R^{-1} B^T P x \quad (4.14)$$

veya;

$$u_{\text{opt}} = -K x \quad (4.15)$$

burada;

$$K = R^{-1} B^T P \quad (4.16)$$

Denklem 4.14, (4.12)'de kullanılırsa;

$$x^T \dot{P} x = -x^T (Q + 2PA - PBR^{-1}B^T P) x \quad (4.17)$$

olur. Ayrıca;

$$2x^T P A x = x^T (A^T P + P A) x \quad (4.18)$$

olduğu için;

$$\dot{P} = -PA - A^T P - Q + PBR^{-1}B^T P \quad (4.19)$$

ortaya çıkmış olur.

Denklem 4.19, matrissel Riccati denklemleri olarak bilinen doğrusal olmayan diferansiyel denklemler takımına dâhildir.  $P(t)$  katsayılar matrisi sınır koşulları kullanılarak bulunabilir (4.20).

$$x^T(t_1)P(t_1)x(t_1)=0 \quad (4.20)$$

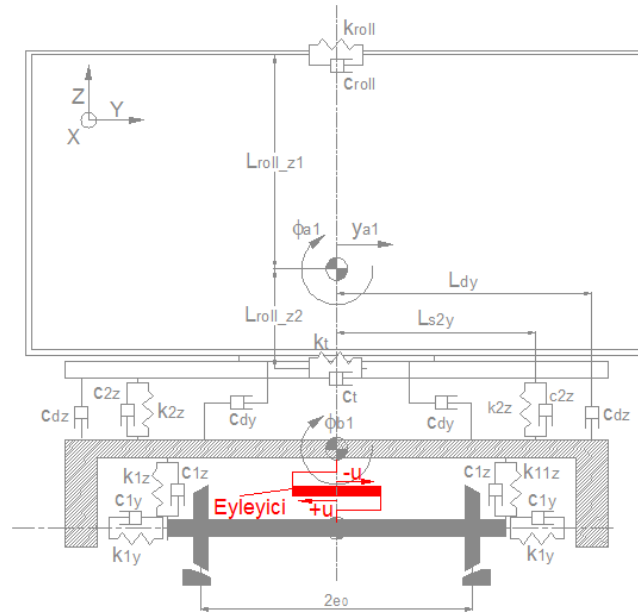
Zaman aralığı üst sınırı  $t_1$ 'in sonsuz olması ya da alt sınır olan  $t_0$ 'dan çok büyük olması durumunda matrissel Riccati denklemleri (7.21)'deki gibi indirgenebilir.

$$PA + A^T P + Q - PBR^{-1}B^T P = 0 \quad (4.21)$$

Denklem 4.19 ve 4.21, matrissel Riccati denklemlerinin sürekli zaman için çözümleridir.

Denklemlerde  $A$  durum matrisini,  $B$  giriş matrisini,  $P$  Riccati matrisini,  $Q$  ve  $R$  ise ağırlıklandırma matrislerini ifade eder.  $K$  ise, durum geri besleme matrisidir.  $Q$  matrisi, pozitif tanımlı veya pozitif yarı tanımlı simetrik bir matris olmalıdır.  $R$  matrisi ise, pozitif tanımlı simetrik bir matris olmalıdır (4.7).

Hafif metro aracı titreşimlerinin kontrolü tekerlek setleri ve bojiler arasına, ağırlık merkezlerindeki geçen eksen üzerinde yanal yönde ( $\pm y$ ) çalışacak şekilde yerleştirilen eyleyiciler vasıtasıyla gerçekleştirilmiştir (Şekil 4.1). Hafif metro aracı için toplam 6 adet eyleyici kullanılmıştır.



Şekil 4.1 Eyleyicinin yerleşimi

Kontrol algoritmasının tasarlanması için öncelikle hafif metro aracına ait diferansiyel denklemler durum-uzay formunda yazılır (4.22).

$$\begin{aligned} \{\dot{x}\}_{54 \times 1} &= [A]_{54 \times 54} \{x\}_{54 \times 1} + [B_w]_{54 \times 12} \{w\}_{12 \times 1} + [B_u]_{54 \times 6} \{u\}_{6 \times 1} \\ \{y\}_{54 \times 1} &= [C]_{54 \times 54} \{x\}_{54 \times 1} \end{aligned} \quad (4.22)$$

burada,  $x$  durumları,  $A$  durum matrisini,  $w$  bozucu giriş vektörünü,  $B_w$  bozucu etki giriş matrisini,  $u$  kontrol vektörünü,  $B_u$  kontrol giriş matrisini,  $y$  çıkış vektörünü,  $C$  ise çıkış matrisini temsil eder.

Sisteme ait durumlar (3.38) ve (3.39)'da, durum matrisi  $A$  ise (3.40)'ta verilmiştir. Sisteme ait diğer vektör ve matrisler ise aşağıdaki gibidir. Sistemde 1 adet yanal yol girişi 6 tekerlek setine fasıllı olarak etki etmektedir. Bu nedenle, bozucu etki olarak hızlarıyla birlikte 12 adet yanal yol girişi olacaktır.

$$\{w\} = [y_{y1} \ y_{y2} \ y_{y3} \ y_{y4} \ y_{y5} \ y_{y6} \ \dot{y}_{y1} \ \dot{y}_{y2} \ \dot{y}_{y3} \ \dot{y}_{y4} \ \dot{y}_{y5} \ \dot{y}_{y6}]^T \quad (4.23)$$

Yol girişi, Şekil 3.15'te görülmektedir. Tüm yol girişleri, tekerlek setlerinin birbirlerine olan mesafelerinin taşıt hızına oranı kadar bir fasıla ile sisteme etkimektedir. Denklem 4.23'te  $y_{yi}$  ( $i=1-6$ ) yanal yol girişlerini temsil etmektedir.

$$[B_w] = \begin{bmatrix} B_{w1} & B_{w2} \\ B_{w3} & B_{w4} \\ B_{w5} & B_{w6} \\ B_{w7} & B_{w8} \\ B_{w9} & B_{w10} \\ B_{w11} & B_{w12} \end{bmatrix} \quad (4.24-A)$$

$$[B_{w1}] = [0]_{27 \times 6}, \quad [B_{w2}] = [0]_{27 \times 6} \quad (4.24-B)$$

$$[B_{w3}] = \begin{bmatrix} K_{1_{1y}}/M_{t1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ * & K_{2_{2y}}/M_{t2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ * & * & K_{3_{3y}}/M_{t3} & 0 & 0 & 0 \\ * & * & * & K_{4_{4y}}/M_{t4} & 0 & 0 \\ * & * & * & * & K_{5_{5y}}/M_{t5} & 0 \\ * & * & * & * & * & K_{6_{6y}}/M_{t6} \end{bmatrix}_{6 \times 6} \quad (4.24-C)$$

$$[B_{w4}] = \begin{bmatrix} C_{1\_1y}/M_{t1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ * & C_{2\_2y}/M_{t2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ * & * & C_{3\_3y}/M_{t3} & 0 & 0 & 0 \\ * & * & * & C_{4\_4y}/M_{t4} & 0 & 0 \\ * & * & * & * & C_{5\_5y}/M_{t5} & 0 \\ * & * & * & * & * & C_{6\_6y}/M_{t6} \end{bmatrix}_{6 \times 6} \quad (4.24-D)$$

$$[B_{w5}] = [0]_{5 \times 6}, [B_{w6}] = [0]_{5 \times 6} \quad (4.24-E)$$

$$[B_{w7}] = \begin{bmatrix} K_{12\_1y}/I_{t1z} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ * & K_{13\_2y}/I_{t2z} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ * & * & K_{14\_3y}/I_{t3z} & 0 & 0 & 0 \\ * & * & * & K_{15\_4y}/I_{t4z} & 0 & 0 \\ * & * & * & * & K_{16\_5y}/I_{t5z} & 0 \\ * & * & * & * & * & K_{17\_6y}/I_{t6z} \end{bmatrix}_{6 \times 6} \quad (4.24-F)$$

$$[B_{w8}] = \begin{bmatrix} C_{12\_1y}/I_{t1z} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ * & C_{13\_2y}/I_{t2z} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ * & * & C_{14\_3y}/I_{t3z} & 0 & 0 & 0 \\ * & * & * & C_{15\_4y}/I_{t4z} & 0 & 0 \\ * & * & * & * & C_{16\_5y}/I_{t5z} & 0 \\ * & * & * & * & * & C_{17\_6y}/I_{t6z} \end{bmatrix}_{6 \times 6} \quad (4.24-G)$$

$$[B_{w9}] = [0]_{5 \times 6}, [B_{w10}] = [0]_{5 \times 6} \quad (4.24-H)$$

$$[B_{w11}] = \begin{bmatrix} K_{23\_1y}/I_{b1x} & K_{23\_2y}/I_{b1x} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{24\_3y}/I_{b2x} & K_{24\_4y}/I_{b2x} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & K_{25\_5y}/I_{b3x} & K_{25\_6y}/I_{b3x} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}_{5 \times 6} \quad (4.24-I)$$

$$[B_{w12}] = \begin{bmatrix} C_{23\_1y}/I_{b1x} & C_{23\_2y}/I_{b1x} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_{24\_3y}/I_{b2x} & C_{24\_4y}/I_{b2x} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{25\_5y}/I_{b3x} & C_{25\_6y}/I_{b3x} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}_{5 \times 6} \quad (4.24-J)$$

Tekerlek setleri ile bojiler arasında 6 adet eyleyici bulunduğu için sistemde 6 adet kontrolör girişi olacaktır.

$$\{u\} = [u_1 \ u_2 \ u_3 \ u_4 \ u_5 \ u_6]^T \quad (4.25)$$

$$[B_u] = [B_{u1} \ B_{u2} \ B_{u3} \ B_{u4} \ B_{u5} \ B_{u6}]_{54 \times 6}^T \quad (4.26-A)$$

$$[B_{u1}] = [0]_{27 \times 6} \quad (4.26-B)$$

$$[B_{u2}] = \begin{bmatrix} -1/M_{t1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ * & -1/M_{t2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ * & * & -1/M_{t3} & 0 & 0 & 0 \\ * & * & * & -1/M_{t4} & 0 & 0 \\ * & * & * & * & -1/M_{t5} & 0 \\ * & * & * & * & * & -1/M_{t6} \end{bmatrix}_{6 \times 6} \quad (4.26-C)$$

$$[B_{u3}] = \begin{bmatrix} 1/M_{b1} & 1/M_{b1} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ * & * & 1/M_{b2} & 1/M_{b2} & 0 & 0 \\ * & * & * & * & 1/M_{b3} & 1/M_{b3} \end{bmatrix}_{3 \times 6} \quad (4.26-D)$$

$$[B_{u4}] = [0]_{8 \times 6} \quad (4.26-E)$$

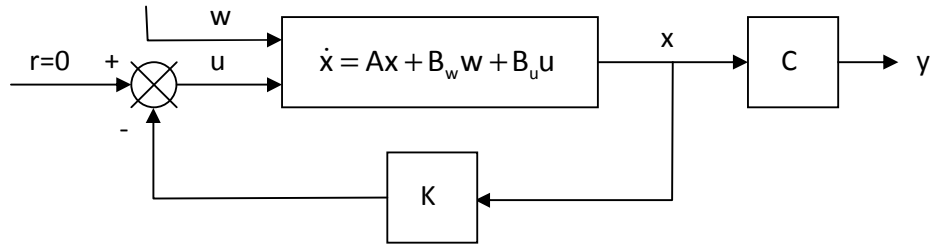
$$[B_{u5}] = \begin{bmatrix} -L_{s1x}/l_{b1z} & L_{s1x}/l_{b1z} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ * & * & -L_{s1x}/l_{b2z} & L_{s1x}/l_{b2z} & 0 & 0 \\ * & * & * & * & -L_{s1x}/l_{b3z} & L_{s1x}/l_{b3z} \end{bmatrix}_{3 \times 6} \quad (4.26-F)$$

$$[B_{u6}] = [0]_{7 \times 6} \quad (4.26-G)$$

Çıkış matrisi C ise (4.27)'deki gibidir.

$$[C] = [I]_{54 \times 54} \quad (4.27)$$

Sisteme uygulanan LQR yapısı Şekil 4.2'de görülmektedir.



Şekil 4.2 LQR yapısı

Optimal kontrolör için tanımlanan maliyet fonksiyonu (4.28)'de görülmektedir.

$$J = \int_0^{\infty} (x^T Q x + u^T R u) dt \quad (4.28)$$



$Q$  ve  $R$  matrislerinin diagonal seçilmesi uygulamada pratik metodlardan bir tanesidir.  $Q$  ve  $R$  matrislerine ait elemanların değerleri maliyet fonksiyonuna olan katkıları ile ilgilidir [161]. Denklem 4.15'te görülen geri besleme kontrol yasasına göre maliyet fonksiyonunun değeri minimize edilir. Denklem 4.15'teki durum geri besleme matrisi  $K$ , (4.16)'dan elde edilir. Bu denklemdeki Riccati matrisi  $P$  ise, (4.21)'in çözümü ile elde edilir.

Yapılan işlemler sonucu elde edilen  $Q$  ve  $R$  matrisleri (4.29) ve (4.30)'da verilmiştir.

$$[Q] = \begin{bmatrix} 10^6 \cdot A_1 & A_2 \\ A_2 & 10^3 \cdot A_1 \end{bmatrix}_{54 \times 54} \quad (4.29)$$

$A_1$  ve  $A_2$  matrisleri sırasıyla 27x27 birim ve sıfır matrisleridir (3.40-B).

$$[R] = 10^{-9} [I]_{6 \times 6} \quad (4.30)$$

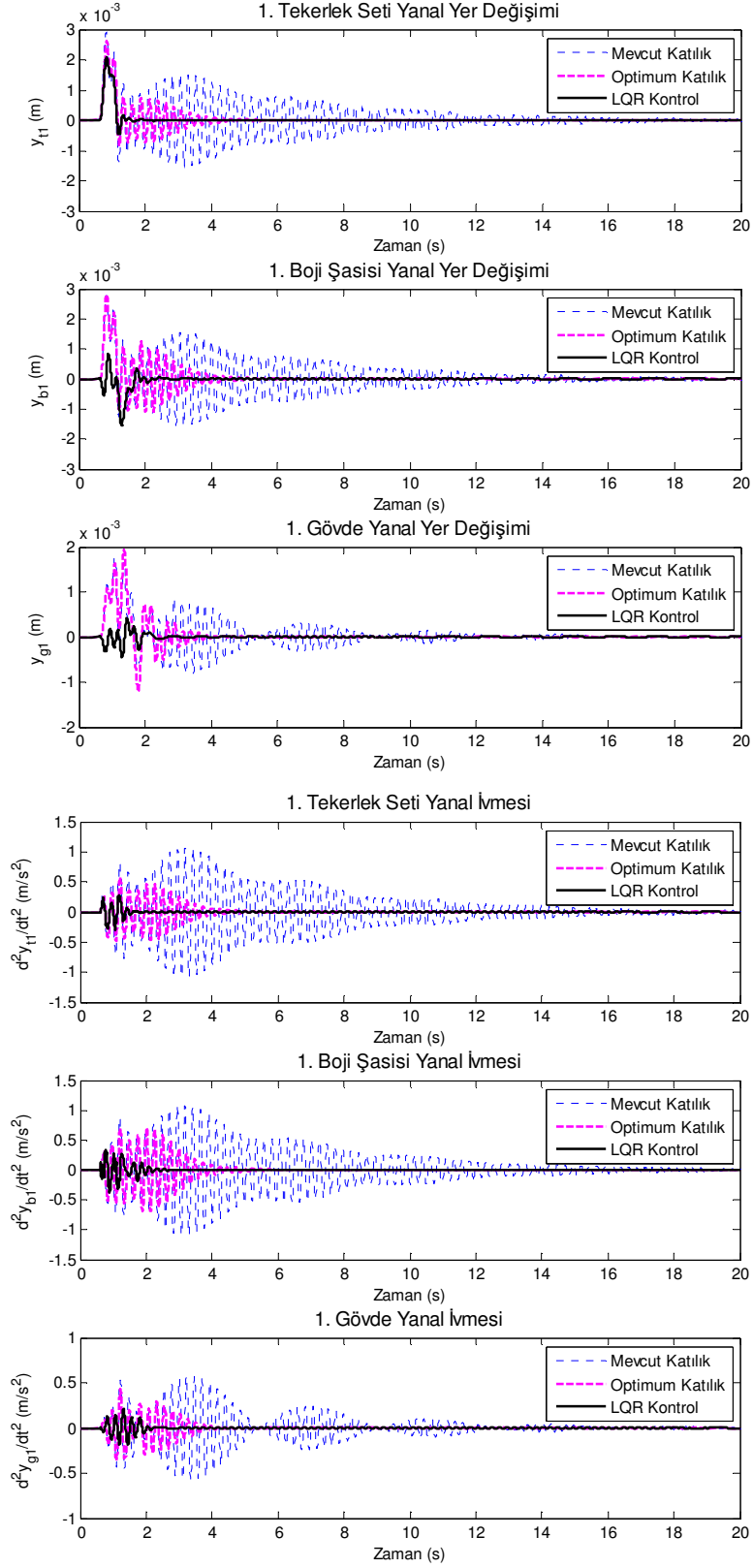
Kapalı çevrim sistemin yeni durum matrisi  $A_c$  (4.31)'deki gibi olur.

$$[A_c] = [A] - [B_u][K] \quad (4.31)$$

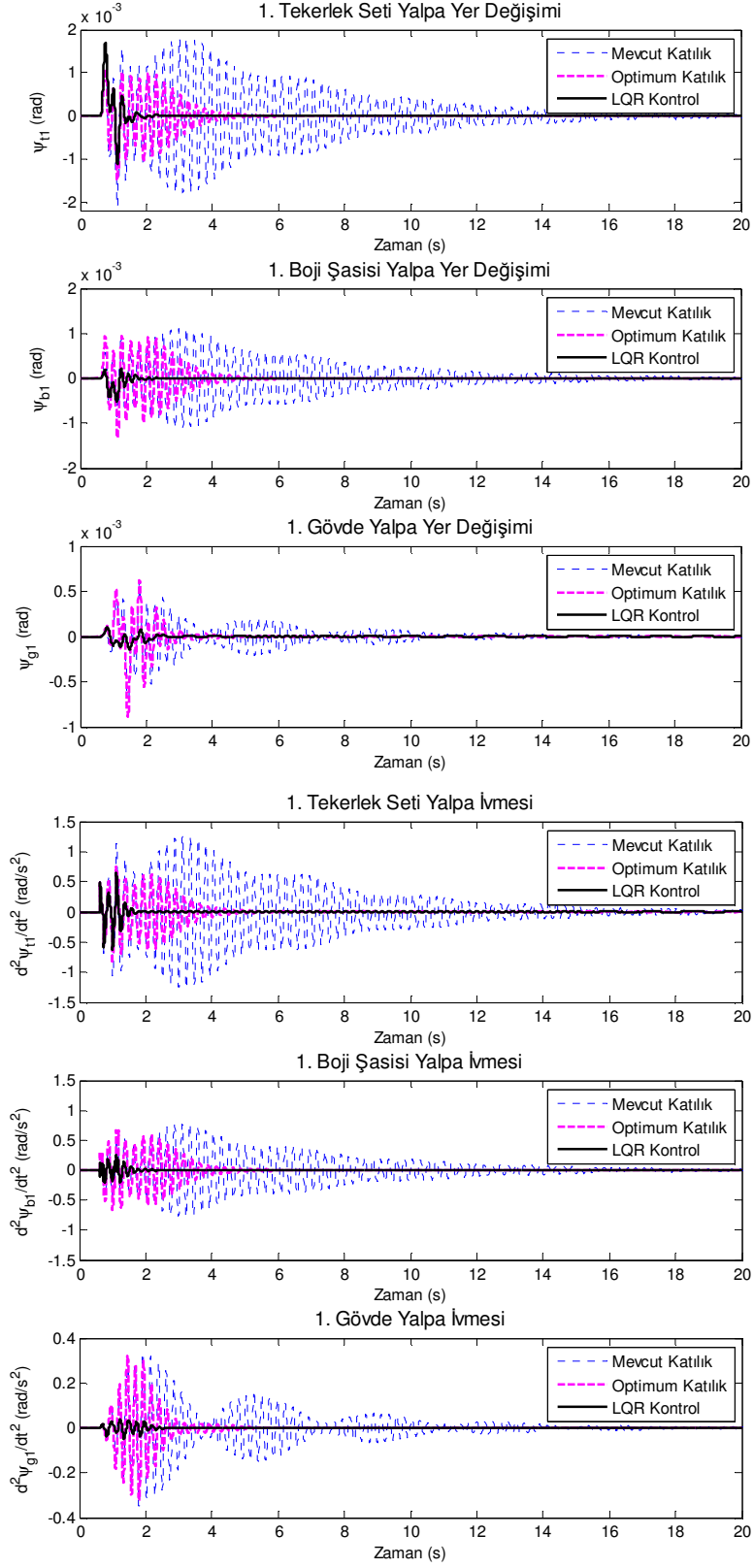
#### 4.2.1 Simülasyon Sonuçları

Hafif metro aracının titreşimlerinin LQR yöntemi kullanılarak gerçekleştirilen kontrolü sonucu elde edilen sonuçlar, Bölüm 3.7'de elde edilen hafif metro aracının optimum katılık parametreleri ve mevcut katılık parametreleri ile elde edilen sonuçlarla karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Simülasyonlar, yüksüz durum için 120 km/sa (33,3 m/s) ve tam yüklü durum için ise 130 km/sa (36,1 m/s) araç hızları için gerçekleştirilmiştir. Bu araç hızları mevcut katılık değerleri için kritik hız değerleri olması sebebiyle seçilmiştir. Tekerlek yarıçapı 0,34 m ve eşdeğer koniklik ise 0,26 olarak kabul edilmiştir. Simülasyonlar hem zaman hem de frekans alanı için gerçekleştirilmiştir. Hafif metro aracının yüksüz ve tam yüklü durumları için kullanılan diğer parametreler Ek-C'de verilmiştir.

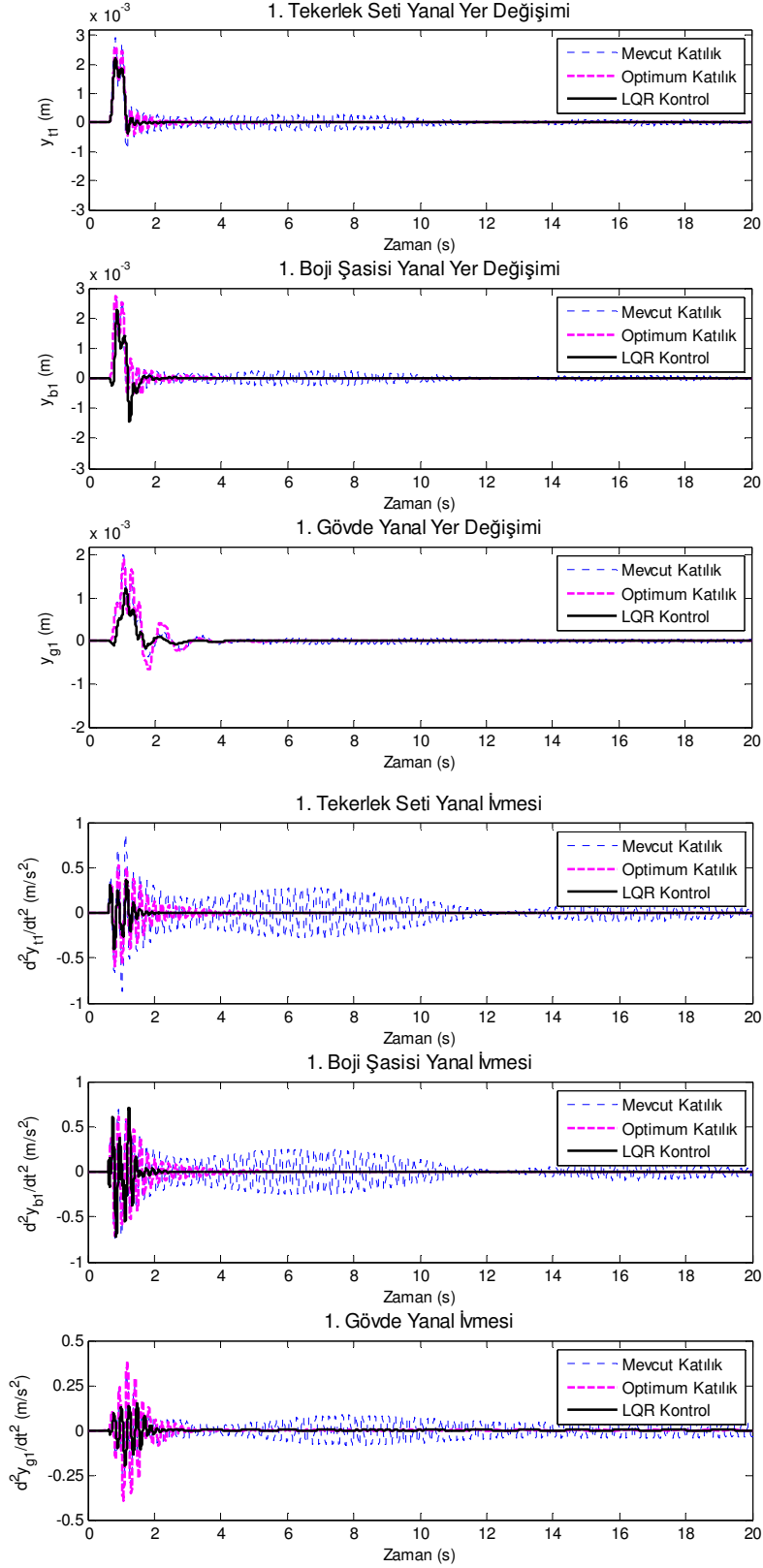
Hafif metro aracı yüksüz ve tam yük durumu için elde edilen birinci tekerlek seti, birinci boji şasisi ve birinci gövde yanal ve yalpa hareketlerine ait sırasıyla zaman ve frekans cevapları Şekil 4.3 – 4.10'da görülmektedir.



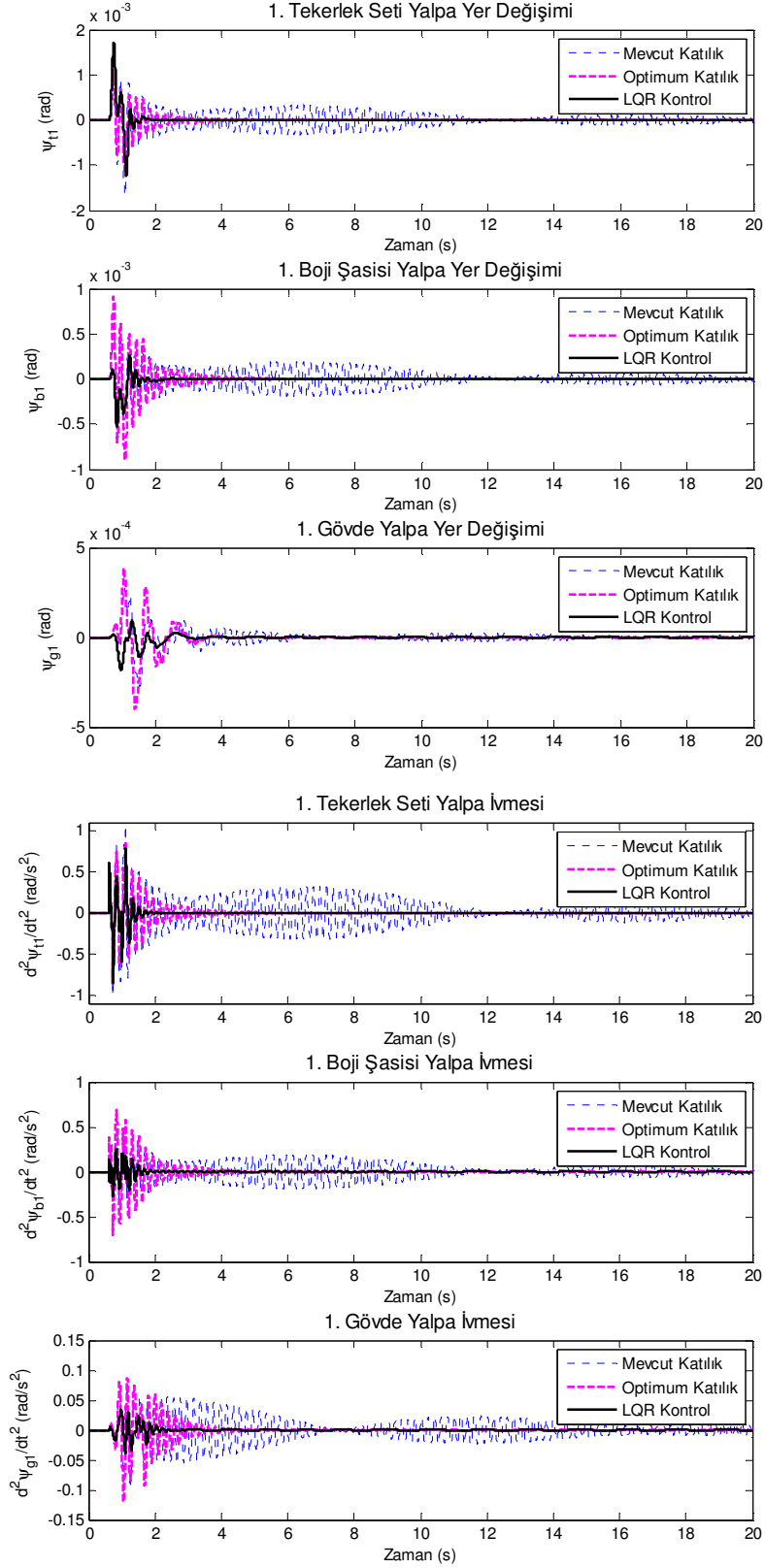
Şekil 4.3 Yüksüz durum için yanıl yer değişim ve ivmeler



Şekil 4.4 Yüksüz durum için yalpa yer değişim ve ivmeler

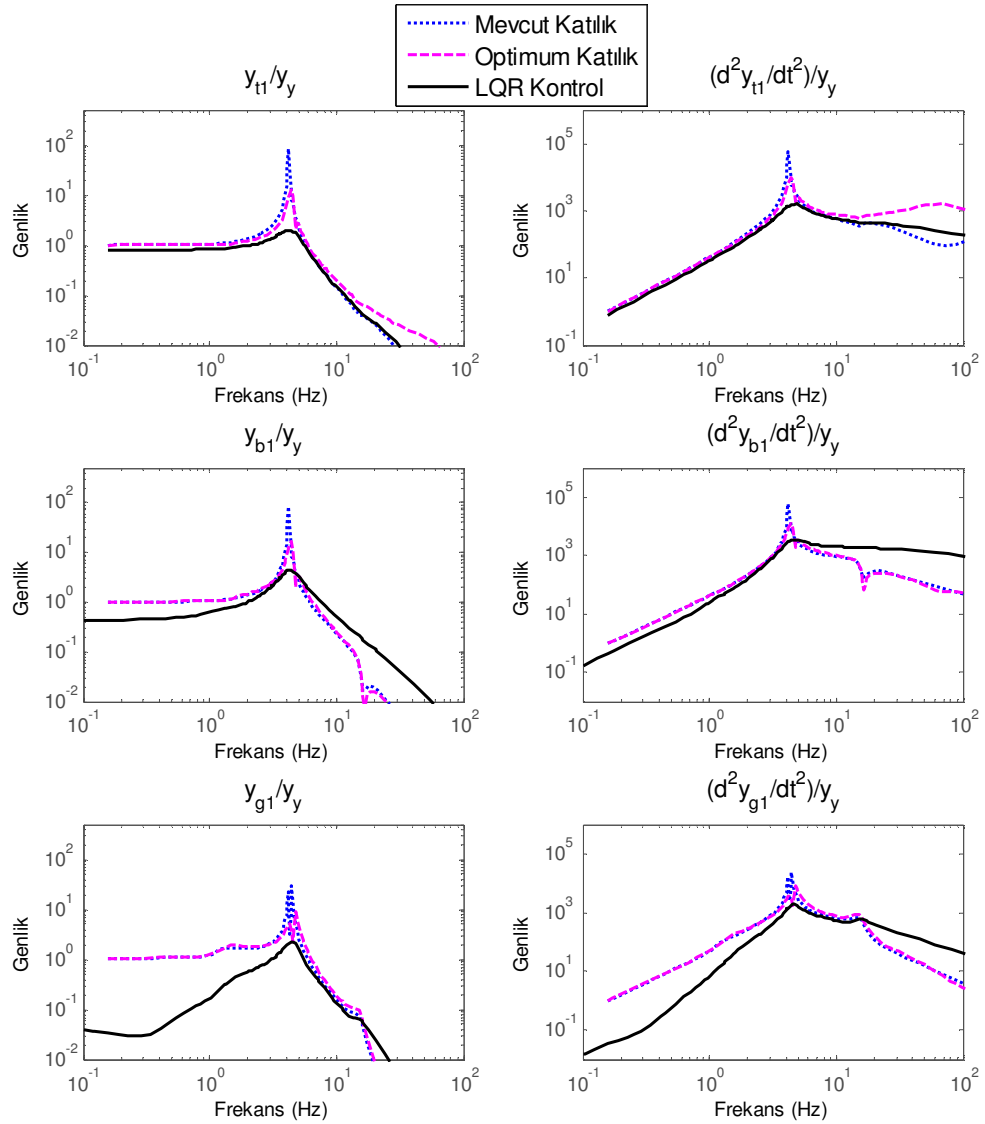


Şekil 4.5 Tam yük durumu için yanıl yer değişim ve ivmeler

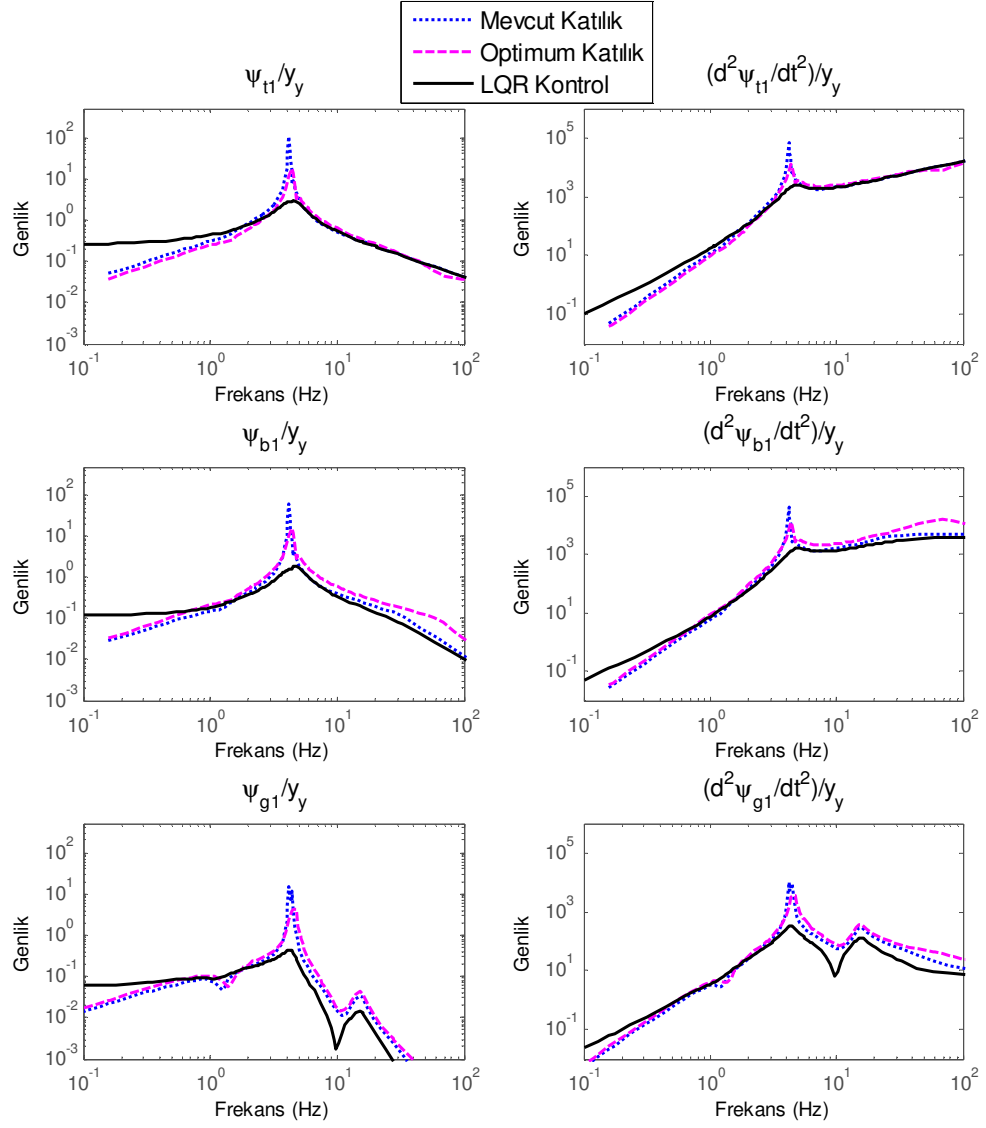


Şekil 4.6 Tam yük durumu için yalpa yer değişim ve ivmeler

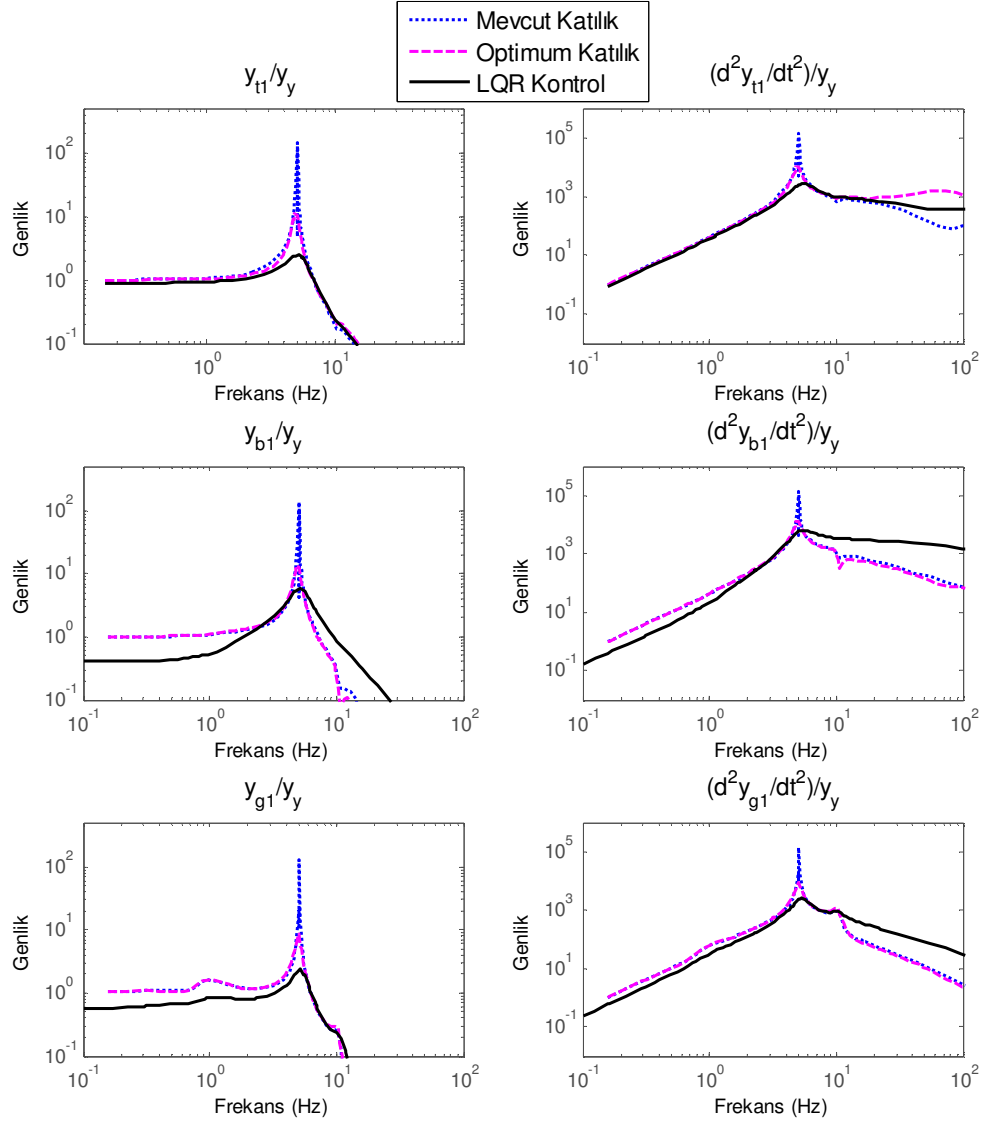
Şekil 4.3–4.6’da görülen zaman cevaplarında hem yer değiştirme hem de ivmeler için optimum katılığa sahip hafif metro titreşimlerinin mevcut katılığa göre yüksüz ve tam yük durumları göz önüne alındığında daha iyi sonuçlar verdiği görülmektedir. Ayrıca, mevcut katılık durumu için sisteme LQR kontrol uygulandığında optimum katılık değerlerine sahip hafif metro araç titreşim değerlerine göre daha iyi sonuçlar alındığı gözlemlenmiştir. Özellikle gövdede titreşimler önemli ölçüde bastırılmıştır. Yer değişim ve ivme cevaplarının kontrolör kullanarak önemli düzeyde bastırılmış olması ile hem güvenlik hem de konfor açısından iyileştirme gerçekleştirildiği anlaşılmaktadır.



Şekil 4.7 Yüksüz durum için yanal yer değişim ve ivmelere ait frekans cevapları

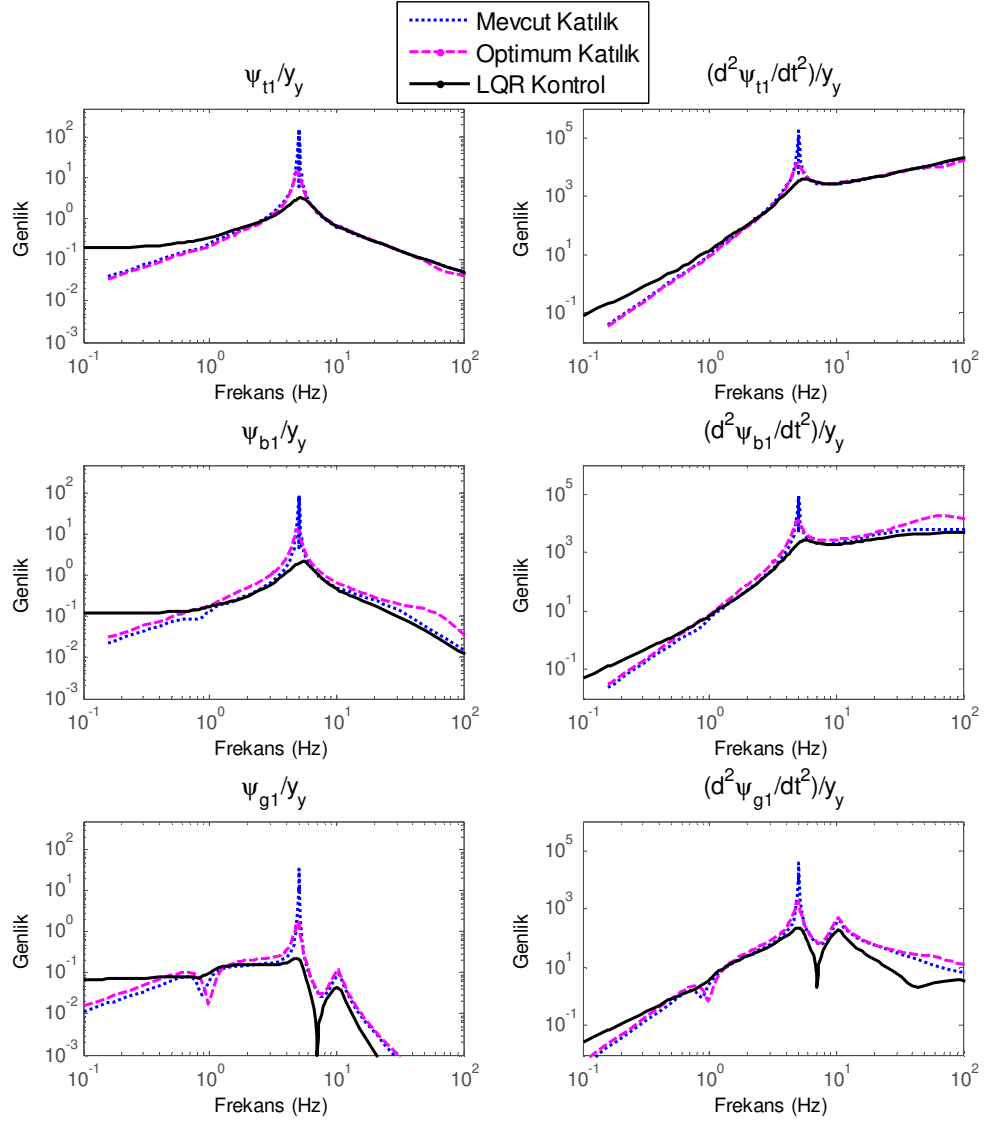


Şekil 4.8 Yüksüz durum için yalpa yer değişim ve ivmelere ait frekans cevapları



Şekil 4.9 Tam yük durumu için yanal yer değişim ve ivmelere ait frekans cevapları  
 Şekil 4.7–4.10’da görülen frekans cevaplarında hem yer değiştirme hem de ivmeler için optimum katılığa sahip hafif metro titreşimlerinin mevcut katılığa göre yüksüz ve tam yük durumları göz önüne alındığında daha iyi sonuçlar verdiği görülmektedir. Ayrıca, mevcut katılık durumu için sisteme LQR kontrol uygulandığında optimum katılık değerlerine sahip hafif metro araç titreşim değerlerine göre daha iyi sonuçlar alındığı, rezonans tepelerinin önemli ölçüde bastırıldığı gözlemlenmiştir.

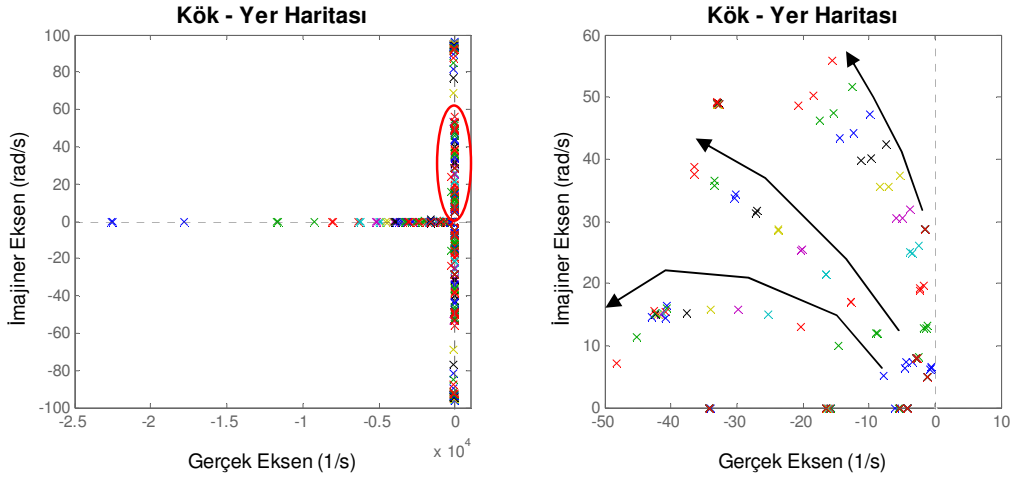




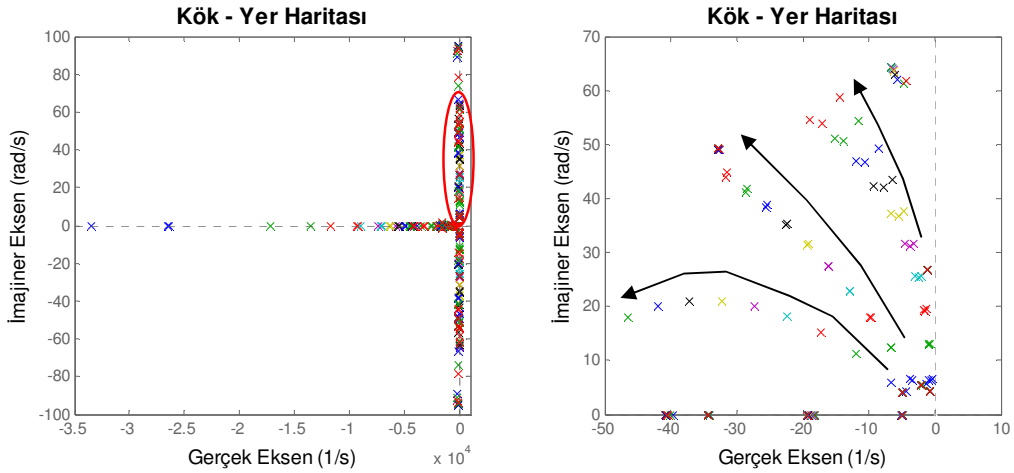
Şekil 4.10 Tam yük durumu için yalpa yer değişim ve ivmelere ait frekans cevapları LQR yöntemi uygulanarak kontrol edilen sistemin 25–250 km/sa (6,94 – 69,4 m/s ) araç hızları arasında 25 km/sa (6,94 m/s) adım ile hız değiştirirken elde edilen kök yer haritaları yüksüz ve tam yük durumları için Şekil 4.11 ve 4.12’de verilmiştir. Bu analizle bahsi geçen hız aralığında sistemin kararlılığı incelenmiştir. Bu analizde tekerlek yarıçapı 0,34 m ve eşdeğer koniklik ise 0,26 alınmıştır.

Şekil 4.11 ve 4.12’de görüldüğü gibi hız parametresi değişimi ile yer değiştiren kökler kontrolsüz durumlardaki gibi imajiner eksenin sağına doğru hareketlenmemekte, tam tersi kararlı bölgeye doğru ilerlemektedir. Bu da bize, hem yüksüz hem de yam yük

durumları için raylı taşıt hızının 250 km/sa (69,4 m/s) gibi çok yüksek değerlere ulaşması durumunda bile sistemin kararlılığını koruyacağı bilgisini vermektedir.

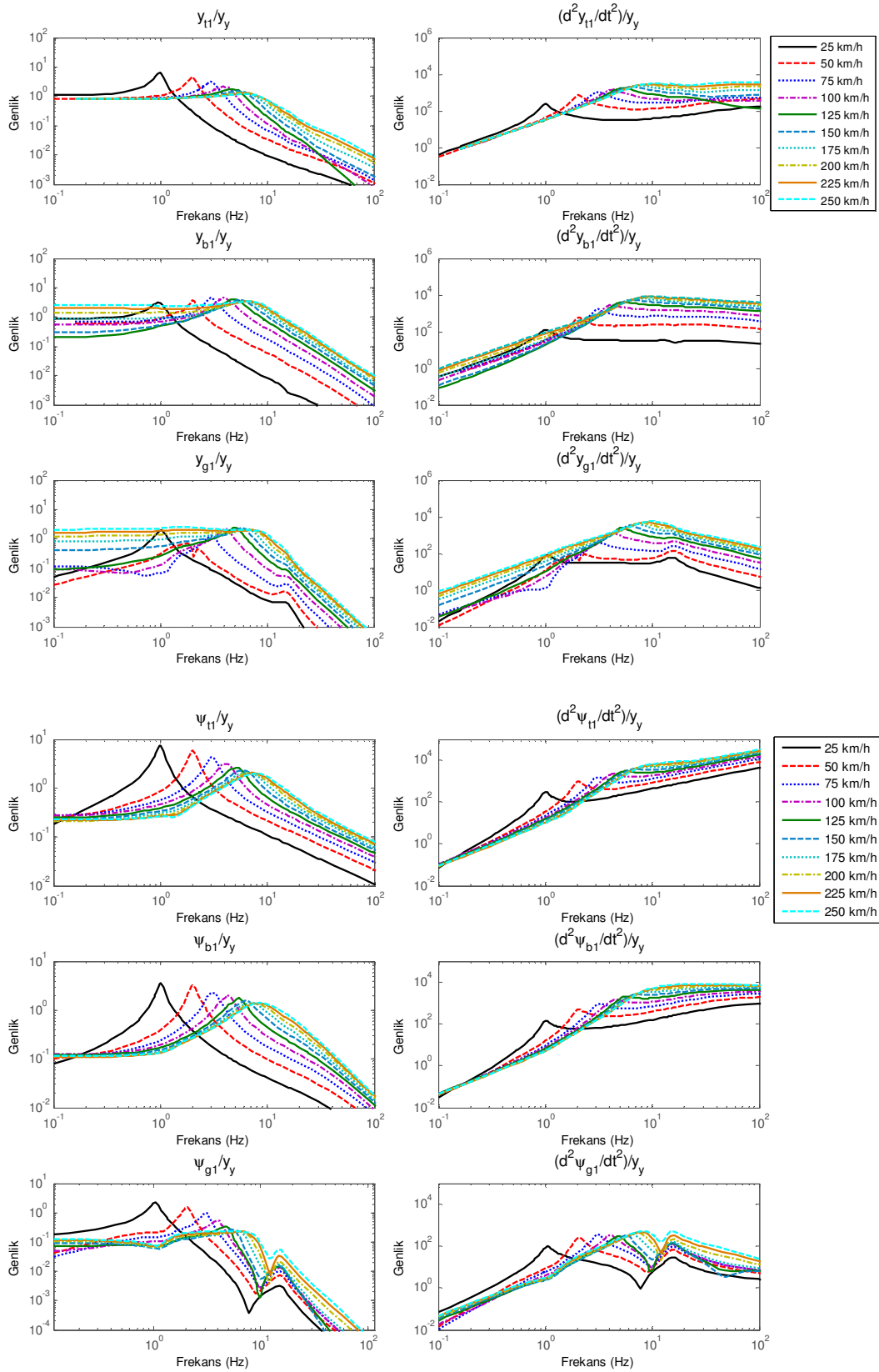


Şekil 4.11 Yüksüz durum için hız değişimine göre köklerin yer değişimi

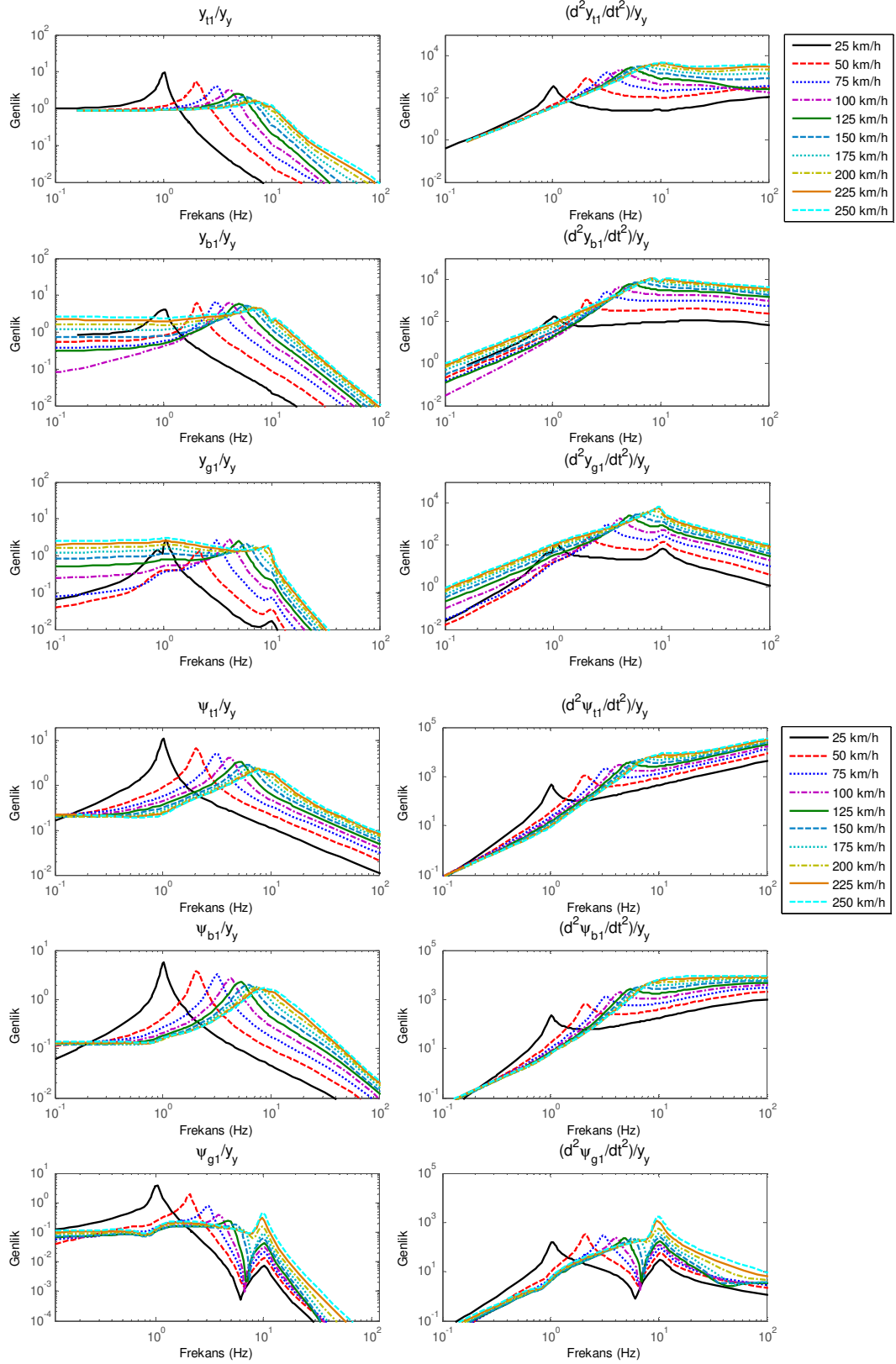


Şekil 4.12 Tam yük durumu için hız değişimine göre köklerin yer değişimi

Şekil 4.13 ve 4.14'te ise bu hız aralığında yüksüz ve tam yük durumları için birinci tekerlek seti, birinci boji ve birinci gövdeye ait yer değişim ve ivmelerin frekans alanındaki değişimleri görülmektedir. Analiz yapılan hız aralığında yüksüz ve tam yük durumları için her hangi bir kritik hıza rastlanmadığı görülmektedir.

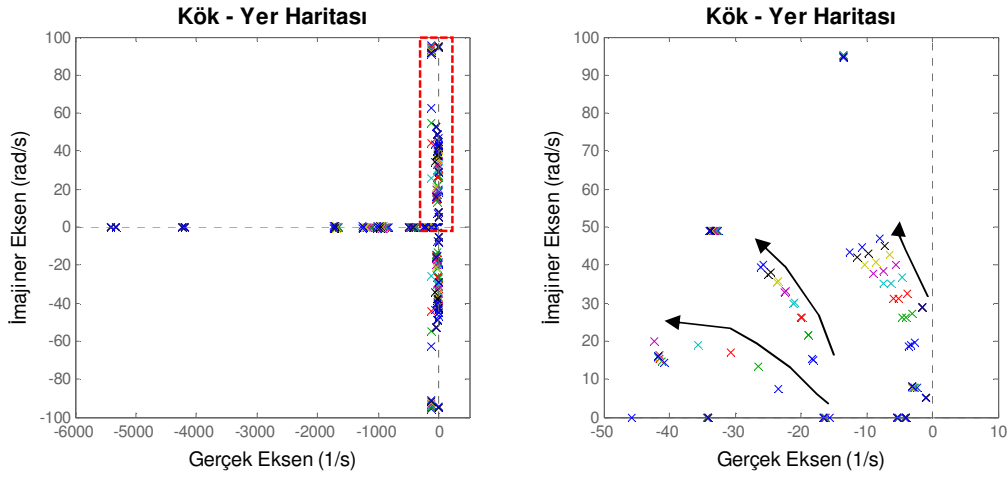


Şekil 4.13 Yüksüz durum için hız değişimine göre frekans cevapları

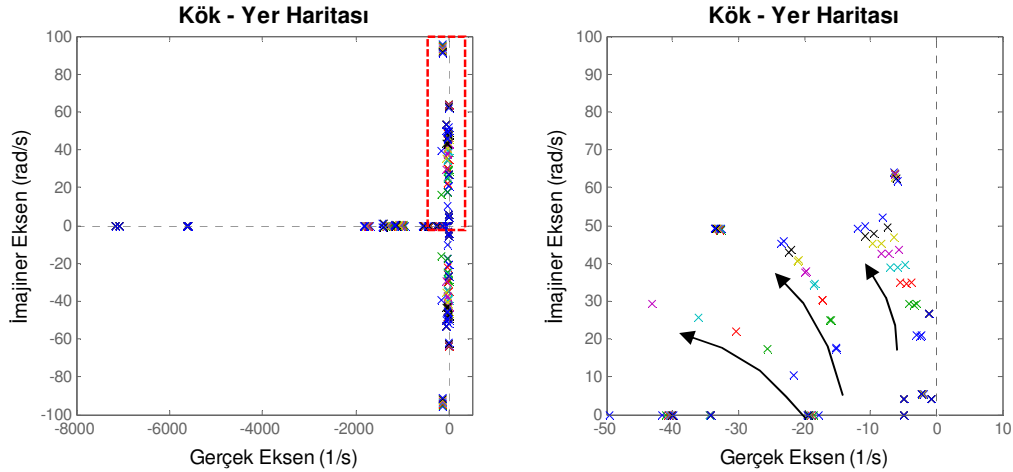


Şekil 4.14 Tam yük durumu için hız değişimine göre frekans cevapları

LQR yöntemi uygulanarak kontrol edilen sistemin eşdeğer koniklik değişimine göre kararlılığı Şekil 4.15 ve 4.16’te sırasıyla yüksüz ve tam yük durumları için incelenmiştir. Eşdeğer koniklik  $\lambda$  değeri 0,1 – 0,8 arasında 0,1 adımla değişirken analiz gerçekleştirilmiştir. Bahsi geçen eşdeğer koniklik aralığına ait sınır değerler, tekerlek-ray kontağında meydana gelebilecek en düşük ve en yüksek eş değer koniklik değerleridir. Analizde yüksüz ve tam yük durumları için araç hızı sırasıyla 120 km/sa (33,3 m/s) ve 130 km/sa (36,1 m/s), tekerlek yarıçapı ise her iki durum için 0,34 m alınmıştır.



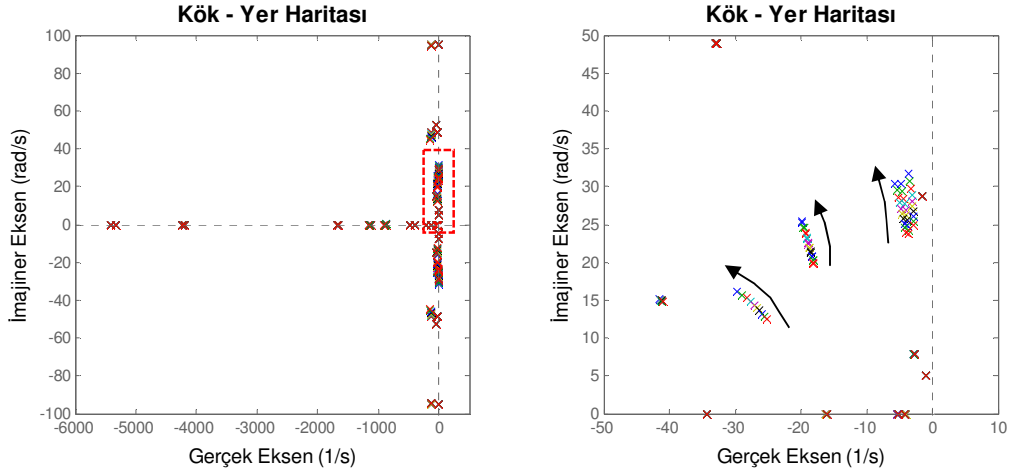
Şekil 4.15 Yüksüz durum için eşdeğer koniklik değişimine göre köklerin yer değişimi



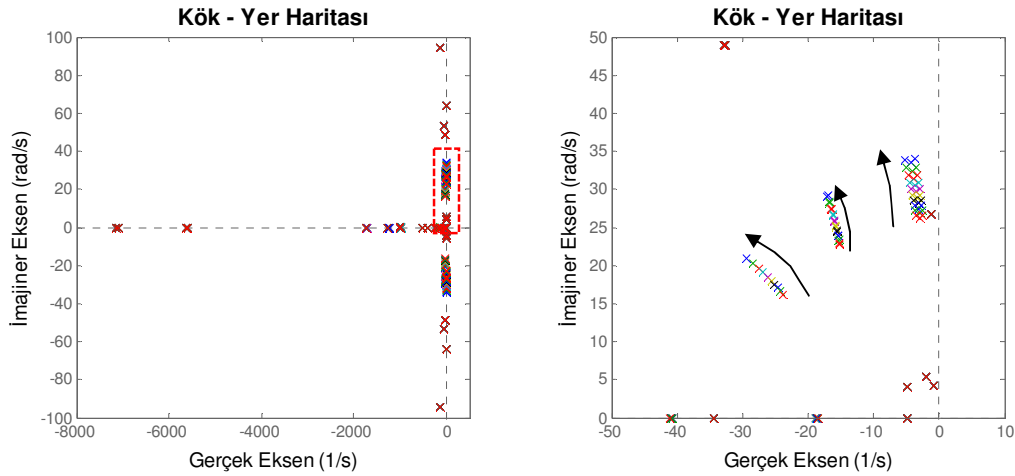
Şekil 4.16 Tam yük durumu için eşdeğer koniklik değişimine göre köklerin yer değişimi

Şekil 4.15 ve 4.16’da, eşdeğer koniklik çıkabileceği üst limit olan 0,8 değerini aldığı anda bile sisteme uygulanan kontrol etkisiyle hafif metro aracı kararlılığını korumakta olduğu görülmektedir.

LQR yöntemi uygulanarak kontrol edilen sistemin tekerlek yarıçapı değişimine göre kararlılığı Şekil 4.17 ve 4.18’de sırasıyla yüksüz ve tam yük durumları için incelenmiştir. Tekerlek yarıçapı  $r_0$  değeri 0,32 – 0,5 m arasında 0,02 m adımla değişirken analiz gerçekleştirilmiştir. Analizde yüksüz ve tam yük durumları için araç hızı sırasıyla 120 km/sa (33,3 m/s) ve 130 km/sa (36,1 m/s), eşdeğer koniklik ise her iki durum için 0,26 alınmıştır.



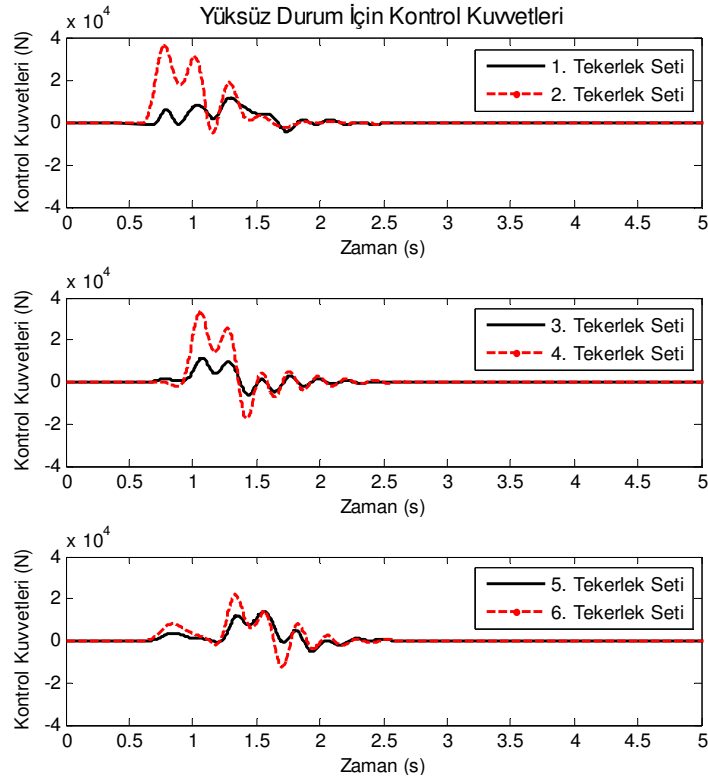
Şekil 4.17 Yüksüz durum için tekerlek yarıçapı değişimine göre köklerin yer değişimi



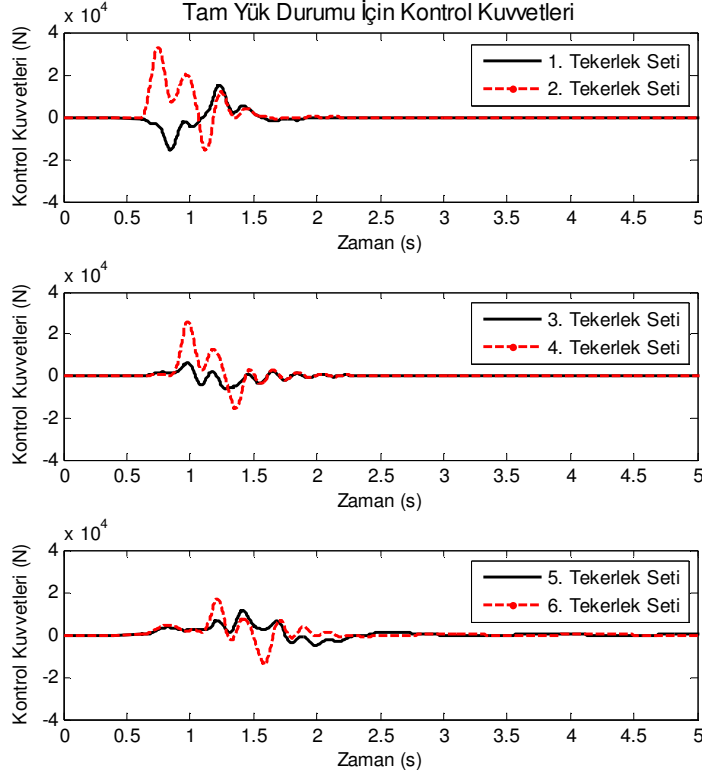
Şekil 4.18 Tam yük durumu için tekerlek yarıçapı değişimine göre köklerin yer değişimi

Şekil 4.17 ve 4.18’de, hafif metro aracı yüksüz ve tam yük durumları için tekerlek seti yarıçapı değişimine göre yapılan analiz sonuçlarında sistem kararlılığının etkilenmediği görülmektedir.

Şekil 4.19 ve 4.20’de ise hafif metro araç titreşimleri LQR yöntemi uygulanarak kontrol edilirken yüksüz ve tam yük durumları için gereksinim duyulan kontrol kuvvetleri yer almaktadır. Sistemde 6 adet eyleyici bulunduğu için 6 adet kontrol kuvveti üretilmektedir. Şekillerde görüldüğü gibi tekerlek setleri ve bojiler arasına yerleştirilen eyleyicilerin uygulayacağı kuvvetler 40.000 N’u geçmemektedir. Hidrolik eyleyiciler vasıtasıyla ihtiyaç duyulan bu kuvvetler üretilebilmektedir [96], [162], [163].



Şekil 4.19 Yüksüz durum için gereksinim duyulan kontrol kuvvetleri



Şekil 4.20 Tam yük durumu için gereksinim duyulan kontrol kuvvetleri

#### 4.2 Hafif Metro Aracı Düşey Titreşimlerinin Bulanık PID Kontrolör ile Aktif Kontrolü

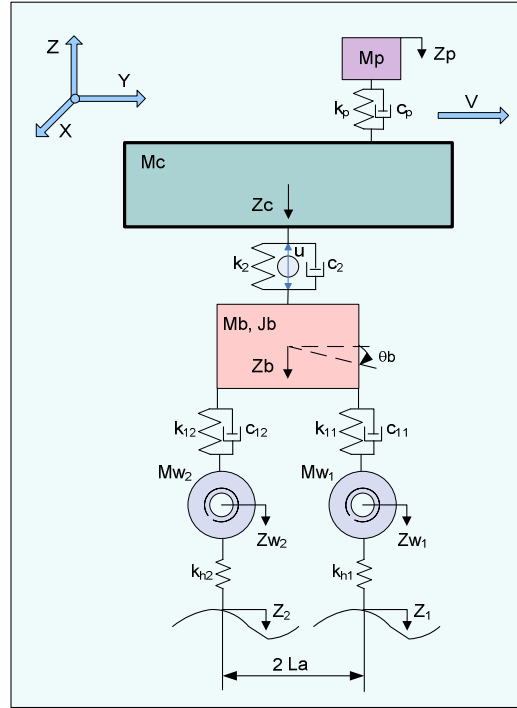
Raylı taşıtlar üzerinde uygulanan titreşim kontrolü yaygın olarak, eyleyicinin birincil ve/veya ikincil süspansiyonlara uygulanmasıyla gerçekleştirilir. Bu bölümde ise taşıt gövdesi ve bojsi arasında bulunan ikincil süspansiyon sistemi üzerinden bir kontrol gerçekleştirilmektedir [115], [118].

Raylı taşıt modelinde, tekerlek ve ray arasındaki etkileşim doğrusal değildir. Ancak, bu etkileşim modeli, Hertz yayı kullanmak vasıtasıyla basitleştirilerek doğrusal bir çözüme gidilmektedir [164], [165]. Basitliği ve uygulama kolaylığı nedeni ile bu bölümde çeyrek raylı taşıt modeli kullanılmıştır. Titreşimlere neden olan bozucu etki olarak gerçek bir yol düzensizliği raylı taşıt sistemine etki ettirilmiştir. Taşıt titreşimlerinin aktif kontrolünde güvenlik ve konfor gerekli performans kriterleridir.

Bu bölümde, gerçek sistem üzerinden ölçülen rastgele bir yol düzensizliği göz önüne alınarak, seyir halindeki raylı taşıtta oluşan titreşimlerin aktif kontrolü 2 ayrı kontrol



algoritması kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Oransal, integral ve türev kontrol etkilerini içinde barındıran PID tipli Bulanık kontrolör tasarımı ile gerekli performans elde edilmeye çalışılmıştır. Daha sonra, kontrolör performansını arttırmak amacıyla ölçekleme çarpanlarını çevrimiçi ayarlayan parametre uyarlamalı PID tipli Bulanık bir kontrolör tasarlanarak kontrol gerçekleştirilmiştir. Her iki kontrolör tasarımına ait performanslar, uygulama sonucu elde edilen cevaplarla karşılaştırılarak zaman alanında incelenmiştir. Şekil 4.21’de klasik çeyrek raylı taşıt modeli gösterilmiştir.



Şekil 4.21 Çeyrek raylı taşıt modeli

Çeyrek raylı taşıt modelinde  $M_p$  yolcu koltuğunun kütlesi,  $M_c$  raylı taşıt gövdesinin kütlesi,  $M_b$  boji kütlesi,  $J_b$  boji atalet momenti,  $M_{w1}$  ve  $M_{w2}$  bojinin altında yer alan birinci ve ikinci tekerlek kütleleridir. Sırasıyla,  $k_p$  ve  $c_p$  yolcu koltuğunun katılık ve sönümlenme katsayısını;  $k_2$  ve  $c_2$  ise ikincil süspansiyon katılık ve sönüm katsayılarını ifade etmektedir. Birincil süspansiyon katılık ve sönüm katsayılarını  $k_{11}, k_{12}$  ve  $c_{11}, c_{12}$ ;  $k_{h1}$  ve  $k_{h2}$  ise tekerlek-ray temasını ifade etmek için kullanılan doğrusal formdaki Hertz katılıklarını ifade etmektedir. Eyleyicinin oluşturduğu kuvveti ise  $u$  temsil eder.

Bu model altı serbestlik derecesine sahiptir, bunlar  $z_p, z_c, z_b, \theta_b, z_{w1}$  ve  $z_{w2}$ 'dir. Yolcu koltuğunun düşey hareketini  $z_p$ ;  $z_c$  raylı taşıt gövdesinin düşey hareketini;  $z_b$  bojinin

düşey hareketini,  $\theta_b$  bojinin açısai hareketini,  $z_{w1}$  ve  $z_{w2}$  ise ön ve arka tekerlek setlerinin düşey hareketlerini ifade etmektedir.

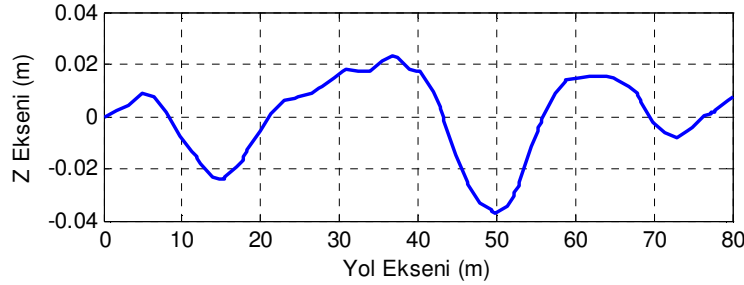
Hafif metro aracına ilişkin hareket denklemleri Lagrange Eşitliği kullanılarak elde edilmiştir. Sistemin hareket denklemi:

$$[M]\ddot{z} + [C]\dot{z} + [K]z = Fz + Fu \quad (4.32)$$

(4.32)'de,  $z = [z_p, z_c, z_b, \theta_b, z_{w1}, z_{w2}]^T$ ,  $Fz = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ k_{h1} \cdot z_1 \ k_{h2} \cdot z_2]^T$  ve  $Fu = [0 \ u \ -u \ 0 \ 0 \ 0]^T$ .

$Fz$ , titreşimlere neden olan bozucu etki olarak gerçek yol düzensizliğidir. Bu düzensizlik raylı taşıt sistemine katı tekerlekler vasıtası ile etkimektedir.  $Fu$ , bir eyleyici tarafından uygulanan kontrol kuvvetidir.  $[M]$ ,  $[C]$  ve  $[K]$  ise sırasıyla kütle, sönümlleme ve katılık matrisleridir.

$z_1(t)$  ve  $z_2(t)$  yoldaki düzensizliklerden dolayı tekerlek kütlelerine uygulanan bozucu girişlerdir. Bu girişler, raydaki düzensizlikler olup, gerçek sistemden ölçülen rastgele bir yol düzensizliği kullanılmıştır (Şekil 4.22).



Şekil 4.22 Yoldaki düşey düzensizlik

Taşıt-yol etkileşimi esnasında oluşan kuvvetler tekerlek-ray temas alanı ile iletilirler. Tekerlek ile ray arasındaki temas alanının geometrisinden dolayı, dinamik tekerlek-ray etkileşimi için kuvvet ve çökme arasındaki ilişki Hertz temas yayı ile tanımlanır. Hertz temas yayı doğrusal olmayıp, temas kuvveti ile ray-tekerlek temas yüzeyinde oluşan çökme arasındaki ilişkiye bağlı olarak aşağıdaki şekilde ifade edilir [165];

$$F = c_h \cdot y^{3/2} \quad [N] \quad (4.33)$$

Denklem 4.33'te yer alan  $c_h$   $[Nm^{-3/2}]$  değeri, tekerlek ve rayın yarıçap ve malzeme özelliklerine bağlı bir sabittir. Tekerlek-ray arasındaki ilişkiyi ifade etmek üzere tüm bileşenlerin doğrusal olması gerekir; dolayısıyla Hertz yayının da doğrusal bir şekilde

tanımlanması gerekir. Hertz temas katılığının doğrusal değeri, statik tekerlek yüküne bağlı olarak kuvvet-yerdeğiştirme ilişkisinden elde edilebilir ve aşağıdaki eşitlikle ifade edilir [165];

$$k_h = dF/dy = 3(c_h^{2/3} \cdot F^{1/3})/2 \text{ [N/m]} \quad (4.34)$$

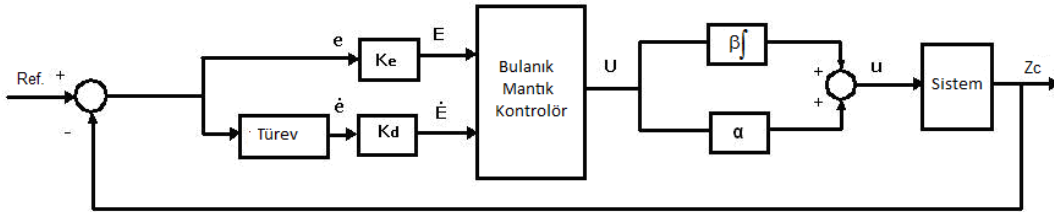
Denklem 4.34'te  $c_h$ , Hertz yay sabitini,  $F$  ise statik tekerlek kuvvetini temsil etmektedir.

#### 4.2.1 PID tipli klasik bulanık kontrolör (KBK) tasarımı

Bulanık mantık ilk defa Zadeh tarafından yayınlanan "Fuzzy Sets" isimli makale ile ortaya koyulmuştur [166]. Bu çalışmadan sonra bu konu birçok bağımsız çalışmanın odak noktası olmuştur. Kontrol alanında da üstün performansı, kolaylığı, dayanıklı yapısı ile geniş bir kullanım alanı bulmuştur.

Geleneksel bulanık PID kontrolör 3 girişe ihtiyaç duyar, kural tabanı 3 boyutludur ve kural tabanını tasarlamak daha zordur. Oysa PID tipli bulanık kontrolörün sadece 2 girişi vardır ve kural tabanı 2 boyutludur. Performansı da PI ve bulanık PD kontrolörden daha iyidir [167].

Bulanık PD kontrolörün kalıcı durum hatasını ortadan kaldırması güç olduğundan, Bulanık PI tipli kontrolör daha pratik ve kullanışlıdır. Bununla beraber, Bulanık PI tipli kontrolörün iç integral işlemlerinden dolayı, yüksek dereceli sistemlerin geçici rejim cevaplarında düşük performans gösterdiği de bilinmektedir. Bu nedenle uygulamada Bulanık PID kontrolör daha yararlıdır. Oransal, integral ve türev kontrol etkilerini bir arada elde etmek için uygun bir şekilde PI ve PD kontrol etkisini birleştirerek Bulanık PID yapısı elde edilir. Bu yapı, Bulanık PD kontrolörün çıkışının, kontrolör çıkışına eklenen integratör ile toplanmasıyla elde edilir [168]. Şekil 4.23'te iki giriş tek çıkışlı Bulanık PID kontrolörün blok diyagramı gösterilmektedir.



Şekil 4.23 Bulanık PID kontrolörün yapısı

Bulanık PID kontrolörün çıkışı (4.35)'teki gibidir.

$$u = \alpha U + \beta \int U dt \quad (4.35)$$

Burada  $U$  Bulanık Mantıklı Kontrolörün (BMK) çıkışıdır. BMK'nın giriş ve çıkış değişkenleri arasındaki ilişki aşağıdaki gibi verilmiştir:

$$U = A + PE + D\dot{E} \quad (4.36)$$

Burada,  $E = K_e \cdot e$  ve  $\dot{E} = K_d \cdot \dot{e}$ 'dir ve kontrolör çıkışı aşağıdaki gibi elde edilir;

$$u = \alpha A + \beta A t + \alpha K_e P e + \beta K_d D e + \beta K_e P \int e dt + \alpha K_d D \dot{e} \quad (4.37)$$

Böylece, bulanık PID'nin eşdeğer kontrol elemanları aşağıdaki gibi elde edilir;

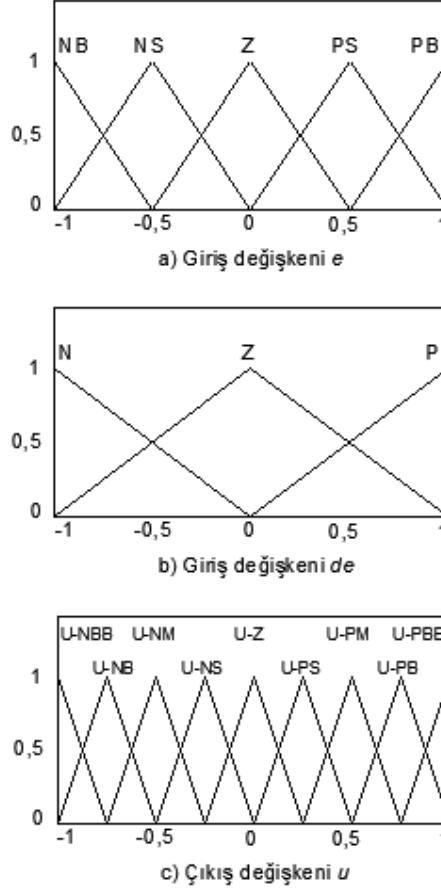
$$\text{Oransal Kazanç} : \alpha K_e P + \beta K_d D \quad (4.38)$$

$$\text{İntegral Kazancı} : \beta K_e P \quad (4.39)$$

$$\text{Türev Kazancı} : \alpha K_d D \quad (4.40)$$

Bu bölümde Matlab-Simulink ve Fuzzy Toolbox kullanılmıştır. Çok serbestlik dereceli sistem için bulanık mantıklı kontrolöre hatalar ( $e = z_{cr} - z_c$ ) ve hataların türevleri ( $de/dt = \dot{z}_{cr} - \dot{z}_c$ ) raylı taşıt gövde hareketinden giriş olarak alınmıştır. Kontrolör kuvveti ( $u$ ) ise bunların çıkışını temsil etmektedir. Bozucu etki olarak, ölçülmüş gerçek bir yol düzensizliği raylı taşıt sistemine etki ettirilmiştir. Referans değerleri sıfır olacak şekilde düşünülmüştür ( $z_{cr} - \dot{z}_{cr}$ ).

Çizelge 4.1'de ise giriş değişkenleri gösterilmektedir. Burada dilsel değişkenler olarak kullanılan P, N, Z, B, M, S; Pozitif (Pozitive), Negatif (Negative), Sıfır (Zero), Büyük (Big), Orta (Medium) ve Küçük (Small) anlamına gelmektedir. İki girişli tek çıkışlı Bulanık PID kontrolör için giriş ve çıkış üyelik fonksiyonları  $[-1 \ 1]$  aralığında tanımlanmıştır (Şekil 4.24).



Şekil 4.24 a) Hataya ait, b) hatanın türevine ait, c) kontrol sinyaline ait üyelik fonksiyonları

Giriş üyelik fonksiyonları, hata ( $e$ ) için beş ve hatanın türevi ( $de$ ) için üç adet üçgen üyelik fonksiyonu seçilmiştir. Üçgen üyelik fonksiyonları birbirlerini %50 oranında kapsamaktadır. Yaygın olarak kullanılan üçgen üyelik fonksiyonları seçilerek kontrolörün performansının artırılması amaçlanmıştır. Çıkış üyelik fonksiyonları için yine  $[-1 \ 1]$  aralığında 9 adet üçgen üyelik fonksiyonu seçilmiştir. Giriş ve çıkış üyelik fonksiyonları kullanılarak kural tabanında 15 adet kural yazılmıştır.  $K_e$ ,  $K_d$ ,  $\alpha$  ve  $\beta$  ölçekleme faktörleri ile  $[-1 \ 1]$  aralığında tanımlanan giriş ve çıkış için üyelik fonksiyonları ölçeklendirilmiştir (Şekil 4.24). Ölçeklendirme faktörlerinin değerleri Çizelge 4.1’de verilmiştir.

Çizelge 4.1 KBK Kontrolör için ölçekleme faktörlerinin değerleri

	Ölçekleme Faktörleri			
	$K_e$	$K_d$	$\alpha$	$\beta$
KBK	40,02	12,20968	$8,90322 \cdot 10^5$	$9,0161 \cdot 10^5$

Çizelge 4.2 kullanılarak aşağıdaki kural tabanı oluşturulmuştur. Kuralların yazımı aşağıda verilen örnekteki gibidir.

EĞER (e) NB ve (de/dt) N ise, O HALDE (u) U-NB olur.

Çizelge 4.2 Bulanık mantıklı kontrolör için kural tabanı

	Hatanın Değişimi (de/dt)			
	N	Z	P	
Hata (e)	NB	<i>U-NB</i>	<i>U-NM</i>	<i>U-NS</i>
	NS	<i>U-NM</i>	<i>U-NS</i>	<i>U-Z</i>
	Z	<i>U-NS</i>	<i>U-Z</i>	<i>U-PS</i>
	PS	<i>U-Z</i>	<i>U-PS</i>	<i>U-PM</i>
	PB	<i>U-PS</i>	<i>U-PM</i>	<i>U-PB</i>

Bu tezde, bulanıklaştırma işlemi için tüm kurallar Mamdani Yöntemi kullanılarak yazılmıştır. Durulaştırma için ise Merkez (Centroid) Yöntemi kullanılmıştır.

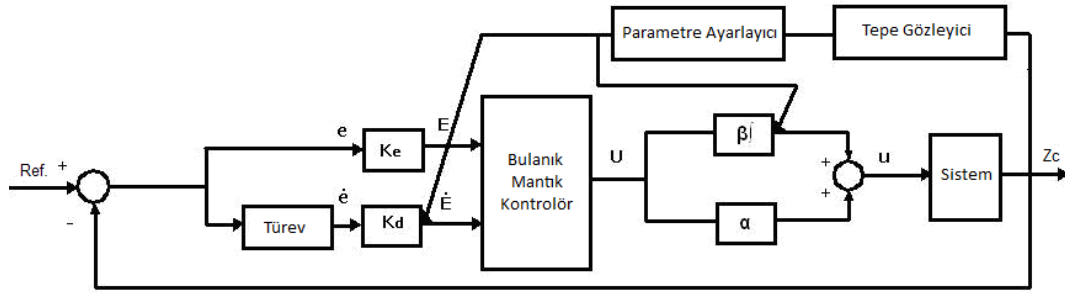
#### 4.2.2 Parametre uyarlamalı PID tipli bulanık kontrolör (PUBK) tasarımı

Bulanık kontrolör tasarımı 3 önemli aşamadan oluşur. Bunlar: 1. Bilgi tabanı tasarımı, 2. Kontrol parametrelerinin ayarlanması ve 3. Üyelik fonksiyonları. Bulanık kontrolörün öngörülen hedefi sağlaması için bu üç basamağın ayarlanması gerekmektedir. Fakat sadece ölçekleme çarpanlarının ayarlanması ile gerçek zamanlı kontrolün gerek koşuluna ulaşılabilmektedir. Bu nedenle, eğer bulanık kontrol uygulanmak istenirse, bulanık kontrolün ölçekleme çarpanlarının kendiliğinden ayarlanması önemli bir ihtiyaçtır [167].

Bulanık kontrol sisteminin başarımı üzerinde PID tipli bulanık kontrolörün integrasyon bileşeninin önemli bir rolü olduğunu bilinmektedir. Eğer integrasyon bileşeni çok zayıfsa cevap yavaş olur, bileşen çok güçlü ise sistem kararsız hale gelir. Bu nedenle üzerinde daha fazla iyileştirme yapılması gerekebilir. Bulanık kontrolörün eşdeğer integrasyon bileşeninin zamanla değişmesi bunun için bir çözüm yoludur. Sistem cevabının ilk safhasında yüksek bir değer alması sağlanıp, zamanla azaltılarak sistemin sönümünün artırılması ve daha kararlı hale getirilmesi sağlanabilir. Bu şekilde, sistem cevabında hızlı bir yükselme ve kısa bir yerleşme zamanı görülür [167].

Bulanık PID kontrolörün kazançları olan (4.38), (4.39) ve (4.40)'ta görüldüğü gibi,  $\beta$  parametresi azaltıldığında, integral kontrol bileşeni azalır ve böylece sistemin sönümü artar ve sistem daha kararlı hale gelir. Oransal bileşen  $\beta$  ve  $K_d$ 'nin çarpımını içermektedir.  $\beta$  azaltıldığında, oransal kontrol bileşeni de azalır ve sistemin hataya karşı olan tepkisi yavaşlar. Eğer  $\beta$  azaltılırken  $K_d$  aynı oranda artırılırsa eşdeğer oransal kontrol kuvveti değişmez ve sistem hataya karşı olan hızlı tepkisini korur. Ayrıca  $K_d$  artırıldığında eşdeğer türevsel bileşenin de artacağı görülebilir, ancak türevsel kontrol kuralı salınımına karşı direnci artıracığından bunun sisteme zararı yoktur [169].

Bu fikirden yola çıkarak, parametre uyarlamalı PID tipli bulanık kontrolör tasarlanacaktır. Parametre uyarlamalı bulanık kontrolör; PID tipli bulanık kontrolör, tepe gözleyici ve parametre düzenleyiciden oluşur. Şekil 4.25'te PUBK'nın blok diyagramı verilmiştir.



Şekil 4.25 Parametre uyarlamalı bulanık kontrolörün yapısı

KBK yapısı Şekil 4.23'te görülmektedir. Tepe gözleyici sistem çıkışını izleyerek her tepe zamanında bir işaret üretir ve tepe mutlak değerini ölçer. Parametre düzenleyici kontrolör parametreleri  $K_d$  ve  $\beta$ 'yı her tepe zamanında, aynı anda, o anki tepe değerine göre ayarlar. Ölçekleme çarpanları ve integral kazancının ayarlama algoritması (4.41)'deki gibidir.

$$K_d = \frac{K_{ds}}{\delta_k}, \quad \beta = \delta_k \beta_s \quad (4.41)$$

Burada,  $K_{ds}$  ve  $\beta_s$  sırasıyla  $K_d$  ve  $\beta$ 'nın ilk değerleridir.  $\delta_k$  ise  $t_k$  ( $k=1,2,3,\dots$ ) tepe zamanındaki mutlak tepe değeridir.

### 4.2.3 Simülasyon sonuçları

Sürüş performansı değerlendirilmesinde asıl incelenmesi gereken, yolcuya ait konfor seviyesidir. Sürüş emniyeti için bakıldığında bu değerlendirmenin yer değişimi cevaplarına bağlı olduğu, konfor seviyesinin ise ivme cevaplarına bağlı olduğu görülecektir. Kontrolörler, her iki cevap şekli dikkate alınarak, cevapların müsaade edilebilir sınırlar içerisinde kalması sağlanacak şekilde tasarlanmıştır. Her iki kontrolöre ait tüm parametreler Genetik Algoritma aracı kullanılarak, aşağıda belirtilen ISE (Integral of Square Error) formülüne göre tespit edilmiştir. Kontrolöre ait ISE performans değerleri  $5,97.10^{-9}$  dur.

Sisteme ait tüm kontrolörler, kontrol kuvvetlerinin aynı değerde sınırlandırılması koşuluyla tasarlanmıştır. Bu uygulama şekli ile sistemin aynı kontrol kuvvetleri altında verdiği cevaplar karşılaştırılmıştır. Şekil 4.26'da sırasıyla aks kutusunun, bojinin, taşıt gövdesinin ve sürücü koltuğunun kontrolörsüz ve KBK uygulanarak elde edilen zaman alanında yer değiştirme ve ivme cevapları gösterilmektedir. Şekil 4.27'de ise aynı kontrolörsüz cevapların tasarlanan PUBK uygulaması sonucu elde edilen cevaplar gösterilmektedir. Her iki kontrolör ile titreşim genlikleri minimize edilmiştir.

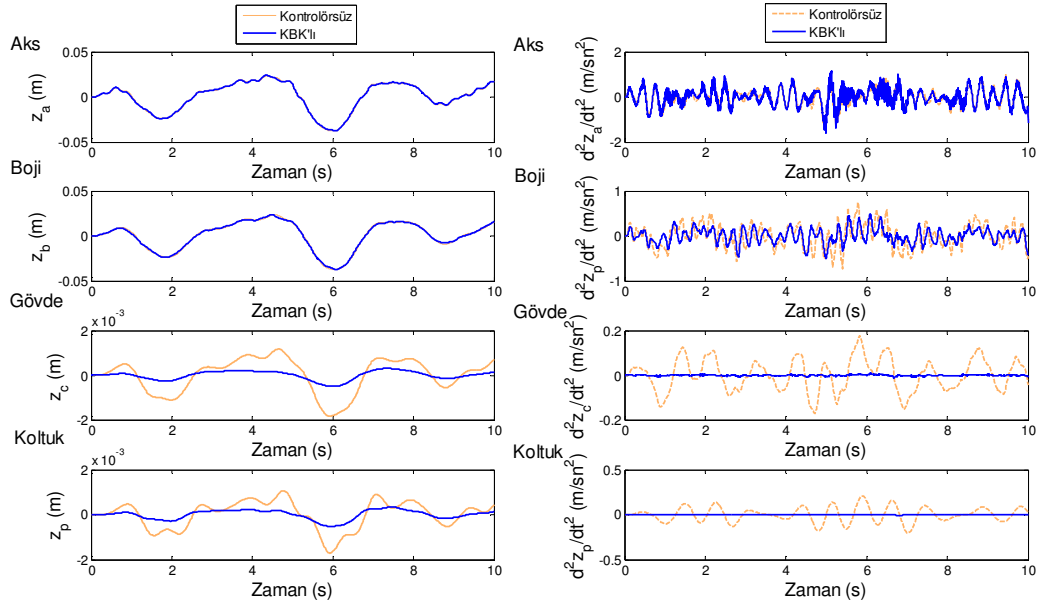
Görüldüğü gibi, klasik PID tipli bulanık kontrolör ve parametre uyarlamalı PID tipli bulanık kontrolör ile hafif metro titreşimleri kontrol edilmeye çalışıldığı zaman, kontrolörsüz ve kontrolörlü durumlardaki titreşimin maksimum genlikleri Çizelge 4.3'te görülmektedir.

Çizelge 4.3 Çeşitli durumlarda maksimum titreşim değerleri

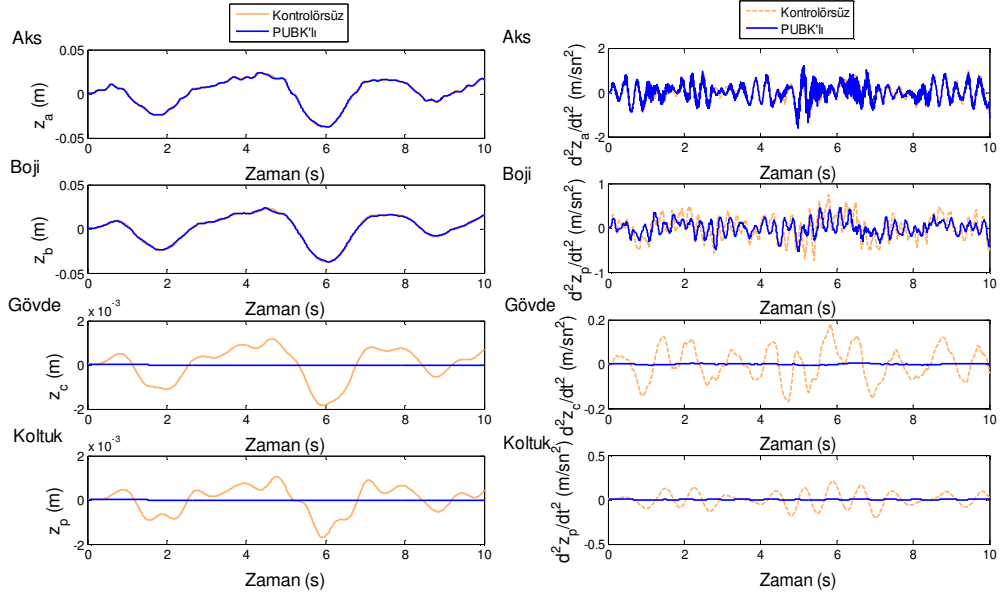
Yerdeğişimi (m)			
Ölçüm Yeri	Kontrolörsüz	KBK	PUBK
Araç Zemini	0.001181	0.0003067	1.544e-012
Koltuk	0.001064	0.000336	1.699e-012
İvme ( $m/s^2$ )			
Ölçüm Yeri	Kontrolörsüz	KBK	PUBK
Araç Zemini	0.1758	0.007966	0.006432
Koltuk	0.2098	0.004241	1.558e-010

Buradan anlaşıldığı gibi PID tipli bulanık kontrolöre ait parametreler bozucu etkiye göre çevrimiçi olarak ayarlandığı zaman kontrolör performansında büyük ölçüde iyileşme görülmektedir.



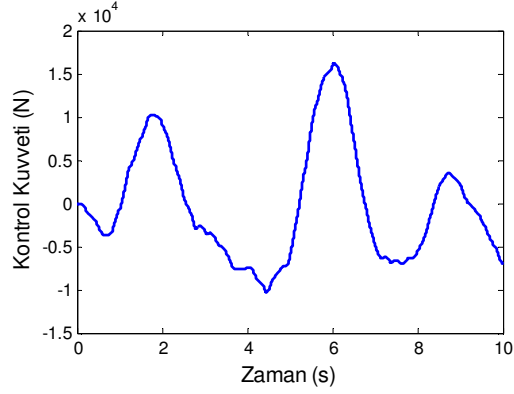


Şekil 4.26 Kontrolörsüz ve KBK'lı yer değıştirme ve ivmelerinin zaman cevapları



Şekil 4. 27 Kontrolörsüz ve PUBK'lı yer değıştirme ve ivmelerinin zaman cevapları

Bu iki kontrolör arasında özellikle yer değışimleri bakımından nispeten düşük performansı KBK göstermektedir. Yolcu konforu açısından bir değerlendirme yapmak için yolcu koltuğundaki ivmelenmelere bakılacak olursa, burada da PUBK'nın üstünlüğü görülecektir. Raylı taşıt gövdesinde de kontrolörlere ait, yolcu koltuğundaki sonuçlara benzer performans sonuçları gözlemlenmektedir.



Şekil 4.28 Her iki kontrolör için kontrol kuvvetindeki değişim

Her iki kontrol yöntemine ait kontrol kuvvetindeki değişim, Şekil 4.28’de görüldüğü gibidir.

Bu bölümde, raylı taşıtın 60 km/h (16,67 m/s) hızla seyahati halinde, klasik PID tipli bulanık kontrolör ile parametre uyarlamalı PID tipli bulanık kontrolör uygulamaları gerçekleştirilerek performansları karşılaştırılmıştır. Bu bölümde özellikle yolcu koltuğu ve taşıt gövdesinde oluşan düşey titreşimler incelenmiştir. Kontrolörlü ve kontrolörsüz durumlar için yer değiştirme ve ivme cevapları zaman alanında gösterilmiştir. Tasarlanan PID tipli Bulanık kontrolör ile elde edilen genlik ve ivme cevaplarının kontrolörsüz duruma göre minimize edildiği görülmüş ancak bu kontrolörün performansı, değişen bozucu girişe göre kendini adapte edebilecek, çevrimiçi çalışacak şekilde yeniden tasarlanması ile artırılmıştır. Karşılaştırma sonucunda, yolcu konforu açısından her iki kontrolör ile gerekli performansa başarıyla ulaşıldığı görülmüş ancak, parametre uyarlamalı PID tipli bulanık kontrolörün üstün performans verdiği saptanmıştır.

### SONUÇ VE ÖNERİLER

Doktora tezinde, İstanbul ulaşımında kullanılan ve üretimi yerli olan bir hafif metro aracı modellenerek çeşitli analizler yapılmıştır. Temel olarak hafif metro aracının dinamik sürüş şartlarının iyileştirilmesi ve düz yolda yapabileceği maksimum hızın artırılması amaçlandığı için, kurulan yanal modelin hunting (yanal + yalpa) hareketi bakımından kararlılığı incelenmiştir. Buna göre, sistemin mevcut kritik hızı tespit edilmiştir. Daha sonra, tekerlek ray etkileşim parametreleri ( $\lambda$ ,  $r_0$ ) ile birincil ve ikincil süspansiyon katılıklarının, sistem kararlılığına ve kritik hıza etkileri incelenmiştir. Birincil ve ikincil süspansiyon katılık parametreleri, titreşimleri minimize etmek ve sistem kararlılığını ve dolayısıyla kritik hızını artırmak amacıyla optimize edilmiştir. Tezin amacına yönelik bir başka çalışma ise, tekerlek setleri ve bojiler arasına yerleştirilen eyleyiciler vasıtasıyla LQR algoritması kullanılarak yanal titreşimlerin kontrol edilmesi olmuştur. Böylece, kararlılık ve sistemin kritik hızı, sistem parametreleri optimize edilmeden artırılmıştır. Yapılan optimizasyon çalışması ve uygulanan kontrolör ile elde edilen sonuçlar, mevcut araç parametreleri kullanılarak elde edilen sonuçlarla karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Bununla beraber, hafif metro aracına ait düşey dinamik model çıkarılarak klasik PID tipli bulanık kontrolör ile parametre uyarlamalı PID tipli bulanık kontrolör uygulamaları ile yolcu konforu bakımından düşey titreşimleri kontrol edilmiştir. Kontrolörlü ve kontrolörsüz durumlar için yer değiştirme ve ivme cevapları zaman alanında gösterilmiştir. Tasarlanan PID tipli Bulanık kontrolör ile elde edilen genlik ve ivme cevaplarının kontrolörsüz duruma göre minimize edildiği görülmüş ancak bu kontrolörün performansı, değişen bozucu girişe göre kendini adapte edebilecek, çevrimiçi çalışacak şekilde yeniden tasarlanması ile artırılmıştır.

Karşılaştırma sonucunda, yolcu konforu açısından her iki kontrolör ile gerekli performansa başarıyla ulaşıldığı görülmüş ancak, parametre uyarlamalı PID tipli bulanık kontrolörün üstün performans verdiği saptanmıştır.

Doktora tezi, İstanbul ulaşımında kullanılan ve yerli imalat olan gerçek bir hafif metro aracı üzerinde seyir dinamiği ve kararlılık açısından yapılabilecek iyileştirme önerileri sunması açısından önem taşımaktadır. Tezde elde edilen çıktılar aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Mevcut hafif metro aracının kritik hızı yüksüz durum için 120 km/sa (33,3 m/s) ve tam yük durumu için 130 km/sa (36,1 m/s) olarak tespit edilmiştir.
- Tekerlek – ray etkileşim parametrelerinin ( $\lambda$ ,  $r_0$ ) yanal kararlılığa etkileri incelenmiştir. Eşdeğer konikliğin azaltılması ve/veya tekerlek çapının artırılması ile yanal kararlılığın arttığı görülmüştür. Bu sonuç, tekerlek profillerinin seçiminde doğrudan kullanılacak bir sonuçtur.
- Birincil ve ikincil süspansiyon katılık parametrelerinin sistem yanal kararlılığına ve kritik hızına etkileri incelenmiştir. Bu analizler sonucu, özellikle birincil süspansiyon doğrusal ve düşey yöndeki ( $x$  ve  $z$ ) katılık değerlerinin sistem kararlılığını önemli ölçüde etkilediği görülmüştür.
- Birincil ve ikincil süspansiyon katılık parametrelerinin hunting hareketi açısından, sistem yanal kararlılığına etkileri göz önünde bulundurularak, bu parametreler “Matlab Genetik Algoritma Aracı” yardımıyla optimize edilmiştir. Optimize edilen parametreler ile düz yolda kritik hız değerlerinin yüksüz durum için 120 km/sa’tan (33,3 m/s) 160 km/sa (44,4 m/s) hıza, tam yük durumu için ise 130 km/sa’tan (36,1 m/s) 190 km/sa (52,8 m/s) hıza çıktığı görülmüştür. Böylece, kararlılık artırılarak kritik hızda yüksüz durum için %33,3 tam yük durumu için ise %46,12 civarında artış gerçekleştirilmiştir.
- Bir durum geri beslemeli optimal kontrol yöntemi olan LQR algoritması kullanılarak, tekerlek setleri ve bojiler arasına yerleştirilecek eyleyiciler ile hunting hareketleri kontrol edilmiştir. Bu yöntemle elde edilen sonuçlar ile hafif metro aracının hunting problemi tamamen çözümlenerek, raylı taşıt hızının 250

km/sa (69,4 m/s) gibi çok yüksek değerlere ulaşması durumunda bile sistemin kararlılığını koruyacağı görülmüştür. Gerek zaman gerekse frekans alanında yapılan karşılaştırmalar sonucu diğer hızlarda da kararlılıkta ve titreşimlerin azaltılmasında iyi sonuçlar elde edilmiştir. Kullanılan algoritma ile eyleyicilerin gereksinim duyduğu kontrol kuvvetleri, kontrolün uygulanabilir olduğunu bize göstermektedir.

- Yolcu konforunun düşey titreşimler bakımından da artırılması için, değişen bozucu girişe göre kendini adapte edebilecek ve çevrimiçi çalışacak şekilde tasarlanan parametre uyarlamalı PID tipli bulanık kontrolör ile düşey titreşimlerin bastırılabilceği görülmüştür.

Literatürde hafif metro araçları için yapılan böyle bir çalışmaya rastlanmamıştır. Ayrıca, frekans cevapları üzerinden yapılan kritik hız tespiti de bu doktora tezine has bir çalışmadır. Tezin gerçek bir sistem baz alınarak gerçekleştirilmesi, optimizasyon çalışması ile sürüş dinamiğinin iyileştirilmesi ve durum geri beslemeli optimal kontrol uygulaması ile gerçek bir problem çözülmüş ve literatürdeki bir boşluk da doldurulmuştur. Ayrıca, parametre uyarlamalı PID tipli bulanık kontrolör algoritmasının hafif metro araç titreşimlerinin bastırılması için etkin biçimde kullanılabileceğinin ilk kez bu tezde ortaya konması tezin orjinallikleri arasındadır.

Doktora tezinde, hafif metro aracı düz yolda ilerlerken yüksek hızlarda belirginleşen hunting hareketi ile sistemin kararlılığının bozulmasının önüne geçilebilmesi, yanal ve düşey titreşimlerinin bastırılması için çeşitli önerilerde bulunulmuştur. Bu tezde, yapılan önerilerin kurp dinamiği için vereceği sonuçlar araştırılmamıştır. Kurp dinamiği analizleri için dinamik şartları gözeten, tezde kurulan modelden ayrı bir model kurulması gerekmektedir. Sonraki çalışmalarda, tezdeki model kurp dinamiği için geliştirilip, tezde yapılan önerilerin kurp dinamiği açısından yanal kuvvetler üzerindeki etkileri araştırılıp sonuçlar incelenebilir. Ayrıca, hunting salınımlarının önüne geçilebilmesi için yapılan önerilerin yolcu konforu üzerindeki etkileri de incelenebilir. Tezde ortaya konan iş akışı model alınarak, benzer çalışmalar diğer raylı sistemler için de gerçekleştirilebilir.

## KAYNAKLAR

---

- [1] Garg, V. K. ve Dukkipati R. V., (1984). Dynamics of Railway Vehicle Systems, Academic Pres, Toronto.
- [2] Iwnicki, S., (2006). Handbook of Railway Vehicle Dynamics, CRC Pres, Boca Raton.
- [3] Wickens, A. H., (1998). "The Dynamics of Railway Vehicles – from Stephenson to Carter", Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers, Bölüm F: Journal of Rail and Rapid Transit, 212:209–217.
- [4] Klingel, (1883). Über den Lauf der Eisenbahnwagen auf Gerarder Bahn, Organ Fortschr. Eisenb-wes. 38: 113–123.
- [5] Redtenbacher, F. J., (1855). "Die Gesetze des Locomotiv-Baues", 22–24 (Mannheim).
- [6] Adams, W. B., (1863). "On The Impedimental Friction Between Wheel Tire and Rails with Plans for Improvement", Proceedings Instn. Civil Engineers, 4, 23.411.
- [7] Mackenzie, J. (1883). "Resistance on Railway Curves as an Element of Danger", Proceedings Instn. Civil Engineers, 74:1–25.
- [8] Carter, F. W., (1916). "The Electric Locomotive", Proceedings Instn. Civil Engineers, 221:221–252.
- [9] Reynolds, O., (1874). "On The Efficiency of Belts or Strops as Communicators of Work", The Engineer, 27 Kasım 1874.
- [10] Carter, F. W., (1922). Railway Electric Traction, Edward Arnold, London.
- [11] Carter, F. W., (1926). On the Action of Locomotive Driving Wheel, Proceedings of the Royal Society, A: 112, London.
- [12] Timoshenko, S. P., (1953). A History of The Strength Materials, 348, McGraw-Hill, New York.
- [13] Carter, F. W., (1928). "On The Stability of Running of Locomotives", Proc. R. Soc., A121:585-611.
- [14] Carter, F. W., (1930). "The Running Locomotives, with Reference to Their Tendency to Derail", Institution of Civil Engineers Selected Engineering Papers, 81.

- [15] Konthe, K., (2008). "Some New Aspects of 150 Years of History of Wheel-Rail Contact Mechanics – Extended Summary", Symposium of Advances in Contact Mechanics: A Tribute to Prof. J.J. Kalker, Delft, Hollanda.
- [16] Boedecker, C., (1887). "Die Wirkungen zwischen Rad und Schiene und ihre Einflüsse auf den Lauf und den Bewegungswiderstand der Fahrzeuge in den Eisenbahnzügen", Hahn, Hannover.
- [17] Fromm, H., (1927). "Berechnung des Schlupfes beim Rollen Deformierbarer Scheiben", Z. Angew. Math. Mech., 7:27-58, Berlin.
- [18] Johnson, K. L., (1962). "A Shakedown Limit in Rolling Contact", ASME: Proceedings of the Fourth National Congress of Applied Mechanics, 971–975, Berkeley, California.
- [19] Vermeulen, J. ve Johnson, K. L., (1964). "Contact of Nonspherical Elastic Bodies Transmitting Tangential Forces", Journal of Applied Mechanics, 31:338–340.
- [20] Kalker, J. J., (1967). On the Rolling Contact of Two Elastic Bodies in the Presence of Dry Friction, Doktora Tezi, Delft University of Technology, Delft.
- [21] Kalker, J. J., (1990). Three-Dimensional Elastic Bodies Contact, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, Hollanda.
- [22] Kalker, J. J., (1982). "A Fast Algorithm for The Simplified Theory of Rolling Contact", Vehicle System Dynamics, 11:1–13.
- [23] Kalker, J. J., (1973). "Simplified Theory of Rolling Contact", Mathematical and Aeronautical Engineering and Shipbuilding, 1–10.
- [24] Polach, O., (2000). "A Fast Wheel-Rail Forces Calculation Computer Code", Proceedings of the 16<sup>th</sup> IAVSD Symposium Held in Pretoria (South Africa, 3 Sep. 1999), Vehicle System Dynamics Supplement 33:174–181.
- [25] Shen, Z. Y., Hedrick, J. K. ve Elkins, J. A., (1983). "A Comparison of Alternative Creep Force Models for Rail Vehicle Dynamic Analysis", Proceedings of 8<sup>th</sup> IAVSD-Symposium, 591–605, 15–19 Ağustos, Cambridge, MA.
- [26] Kalker, J. J., (1964). "The Transmission of Force and Couple between Two Elastic Similar Rolling Spheres", Proceedings Koninklijke Nederlandse Akademie van Wetenschappen, 135–177, Amsterdam.
- [27] Kalker, J. J., (1964). "A Strip Theory for Rolling with Slip and Spin", International Report 327, Department of Mechanical Engineering, Delft University of Technology.
- [28] Kalker, J. J., (1964). "A Strip Theory for Rolling with Microslip and Spin", International Report 280, Department of Mechanical Engineering, Delft University of Technology.
- [29] Kalker, J. J., (1966). "Rolling with Slip and Spin in the Presence of Dry Friction", Wear, 9:20–38.

- [30] Kalker, J. J., (1968). "Transient Rolling Contact Phenomena", 12<sup>th</sup> Congress of Applied Mechanics, August 1968, Stanford, CA.
- [31] Kalker, J. J., (1968). "The Tangential Force Transmitted by Two Elastic Bodies Rolling Over Each Other with Pure Creepage", *Wear*, 11:421–430.
- [32] Kalker, J. J., (1970). "Transient Phenomena in Two Elastic Cylinders Rolling Over Each Other with Dry Friction", *Journal of Applied Mechanics*, 37:677–688.
- [33] Kalker, J. J. ve De Pater, A. D., (1971). "Survey of the Theory of Local Slip in the Elastic Contact Region with Dry Friction", *Int. Applied Mechanics*, 7(5):472–483.
- [34] Kalker, J. J., (1972). "On Elastic Line Contact", *Journal of Applied Mechanics*, 39(4):1125–1132.
- [35] Kalker, J. J., (1977). "A Survey of the Mechanics of Contact between Solid Bodies", *Zeitschrift für Angewandte Mathematic und Mechanik*, 57:T3-T17.
- [36] Kalker, J. J., (1977). "Variational Theory of Contact Elastostatics", *Journal of the Institute of Mathematics and its Applications*, 20:199–219.
- [37] Kalker, J. J., (1979). "The Computation of Three-Dimensional Rolling Contact with Dry Friction", *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 14:1293–1307.
- [38] Kalker, J. J., (1979). "Survey of the Wheel-Rail Rolling Contact Theory", *Vehicle System Dynamics*, 8: 317 – 358.
- [39] Kalker, J. J., (1980). "Review of Wheel-Rail Contact Theories; in: The General Problem of Rolling Contact", *American Society of Mechanical Engineers, Applied Mechanical Division*, 40: 77 – 91, Delft.
- [40] Kalker, J. J., (1983). "A Simplified Theory for Non-Hertzian Contact", *Vehicle System Dynamics*, 12:43–45.
- [41] Kalker, J. J., (1986). "Railway Wheel and Otomotive Tyre", *Vehicle System Dynamics*, 5(15):255–269.
- [42] Kalker, J. J., (1986). "Numerical Calculation of the Elastic Field in a Half-Space", *Communications of Applied Numerical Methods*, 2.401410.
- [43] Kalker, J. J., (1991). "Wheel-Rail Rolling Contact Theory", *Wear*, 144:243–261.
- [44] Li, L. Z. ve Kalker, J. J., (1998). *The Computation of Wheel-Rail Conformal Contact, Computational Mechanics, New Trends and Applications*, Idelsom, S., Onate, E. ve Dworkin, E., (Eds), CIMME, Barcelona, İspanya.
- [45] Li, L. Z. ve Kalker, J. J., (1998). *Wheel-Rail Rolling Contact and Its Application to Wear Simulation, Doktora Tezi*, Delft University of Technology, Delft.
- [46] Johnson, K. L., (1983). *Contact Mechanics*, Cambridge University, İngiltere.



- [47] Yan, W. ve Fischer F. D., (2000). "Applicability of the Hertz Contact Theory to Rail-Wheel Contact Problems", *Archive of Applied Mechanics*, 70:255–268.
- [48] Papini, S., Meli, E., Malvezzi, M., ve Pugi, L., (2006). "Contact Wheel-Rail Investigation for Numerical Integration of Train Motion Dynamic Equations", *International Conference on Tribology AITC-AIT 2006*, 20–22 Eylül 2006, Parma, İtalya.
- [49] Pombo, J., Ambrosio, J. ve Silva, M., (2007). "A New Wheel-Rail Contact Model for Railway Dynamics", *Vehicle System Dynamics*, 45(2):165–189.
- [50] Piotrowski, J. ve Chollet, H., (2005). "Wheel-Rail Contact for Vehicle System Dynamics Including Multi-Point Contact", *Vehicle System Dynamics*, 43(6-7):455-483.
- [51] Steenbergen, M. J. M. M., (2006). "Modeling of Wheels and Rail Discontinuous in Dynamic Wheel-Rail Contact Analysis", *Vehicle System Dynamics*, 44(10):763–787.
- [52] Masmoudi, W., Castel, L. ve Granville, D., (1998). "A New Wheel-Rail Contact Element for Vehicle Dynamic Calculation", *Vehicle System Dynamics*, 28:339–355.
- [53] Alonso, A. ve Gimenez, J. G., (2007). "Non-Steady State Modelling of Wheel-Rail Contact Problem for the Dynamic Simulation of Railway Vehicles", *Vehicle System Dynamics*, 00(0):1-18.
- [54] Popovici, R. I., (2010)., *Friction in Wheel-Rail Contacts*, Doktora Tezi, Universiteit Twente, Twente.
- [55] Bosso, N. ve Gugliotta, A., (2002). "Introduction of a Wheel-Rail and Wheel-Roller Contact Model for Independent Wheels in a Multibody Code", *Proceedings of the 2002 ASME/IEEE Joint Rail Conference*, 151–159, 23–25 Nisan 2002, Washington.
- [56] Zhang, W., Chen, J. ve Jin, X., (2002). "Wheel/Rail Adhesion and Analysis by Using Full Scale Roller Rig", *Wear*, 253:82–88.
- [57] Polach, O., (2005). "Creep Forces in Simulations of Traction Vehicles Running on Adhesion Limit", *Wear*:258:992-1000.
- [58] Magheri, S., Malvezzi M. ve Rindi A., (2011). "An Innovative Wheel-Rail Contact Model for Multibody Applications", *Wear*, 271:462–471.
- [59] Rovira, A., Roda, A., Lewis, R. ve Marshall, M. B., (2012). "Application of Fastsim with Variable Coefficient of Friction using Twin Disc Experimental Measurements", *Wear*, 274–275:109–126.
- [60] Correa, N., Vadillo, E. G., Santamaria, J. ve Gomez J., (2012). "A Rational Fraction Polynomials Model to Study Vertical Dynamic Wheel-Rail Interaction", *Journal of Sound and Vibration*, 331:1844-1858.

- [61] Ren, L., Xie, G. ve Iwnicki S. D., (2012). "Properties of Wheel/Rail Longitudinal Creep Force due to Sinusoidal Short Pitch Corrugation on Railway Rails", *Wear*, 284–285:73–81.
- [62] Wickens, A. H., (1967). "The Dynamics of Railway Vehicles on Straight Track: Fundamental Considerations of Lateral Stability", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 180:29-44.
- [63] Bhaskar, A., Johnson, K. L., Wood, G. D. ve Woodhouse, J., (1997). "Wheel-Rail Dynamics with Closely Conformal Contact Part:1: Dynamic Modelling and Stability Analysis", *Proceedings Institution Mechanical Engineers*, 211(partF):11-26.
- [64] Polach, O., (2005). "Influence of Wheel/Rail Contact Geometry on the Behaviour of a Railway Vehicle at Stability Limit", *ENOC-2005*, 2203-2210, 7-12 August 2005, Eindhoven, Hollanda.
- [65] Polach, O., (2005). "On Non-Linear Methods of Bogie Stability Assessment using Computer Simulations", *Proceedings of IMechE2006, Rail and Rapid Transit*, 220:13–27.
- [66] Polach, O., (2006). "Comparability of the Non-Linear and Linearized Stability Assessment During Railway Vehicle Design", *Vehicle System Dynamics*, 44:129–138.
- [67] Polach, O., (2009). "Characteristic Parameters of Nonlinear Wheel/Rail Contact Geometry", *Proceedings of the 21st IAVSD Symposium*, 95, 17–21 Ağustos 2009, Stockholm.
- [68] Polach, O., (2009). "Wheel Profile Design for the Targeted Conicity and a Wide Contact Spreading", *8th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems (CM2009)*, 809–816, 15–18 Eylül 2009, Firenze, İtalya.
- [69] Mohan, A. ve Ahmedian M., (2004). "Nonlinear Investigation of the Effect of Primary Suspension on the Hunting Stability of a Rail Wheelset", *Proceedings of the 2004 ASME/IEEE Joint Rail Conference*, 53–61, 6–8 Nisan, Baltimore, Maryland, USA.
- [70] Lee, S. Y. ve Cheng, Y. C., (2005). "Hunting Stability Analysis of High-Speed Railway Vehicle Trucks on Tangent Tracks", *Journal of Sound and Vibration*, 282:881–898.
- [71] Fan, Y. T. ve Wu, W. F., (2006). "Stability Analysis of Railway Vehicles and Its Verification Through Field Test Data", *Journal of the Chinese Institute of Engineers*, 29:493–505.
- [72] Mazilu, T., (2009). "An Analysis of Bogie Hunting Instability", *U.P.B. Sci. Bull, Series D*, 71(2):63–78.
- [73] Duda, S., (2010). "Simulation of Railway Vehicle Motion on the Straight Track", *Journal of Powertrain and Transportation*, 17(1):117–124.

- [74] Christiansen, L. E. ve True, H., "On the Dynamics of Railway Vehicles on Tracks with Lateral Irregularities", 12th Mini Conference on Vehicle System Dynamics Identification and Anomalies, 193-202, 8-10 Kasım, Budapest.
- [75] Abood, K. A. ve Khan R. A., (2011). "Hunting Phenomenon Study of Railway Conventional Truck on Tangent Tracks due to Change in Rail Wheel Geometry", *Journal of Engineering Science and Technology*, 6(2):146–160.
- [76] Mahyuddin, A. I. ve Febriartanto, A. N., (2011). "Multibody Dynamic Stability Analysis of a Diesel-Hydraulic Locomotive", *Journal of KONES Powertrain and Transport*, 18(3):219–226.
- [77] Sharma, R. C., (2011). "Parametric Analysis of Rail Vehicle Parameters Influencing Ride Behaviour", *International Journal of Engineering Science and Technology*, 3(8):54–65.
- [78] Polach, O. ve Kaiser, I., (2011). "On Bifurcation Analysis of Complex Railway Vehicle Models", ENOC 2011 Conference, Temmuz 2011, Rome, İtalya.
- [79] Younesian, D., Jafari, A. A. and Serajian R., (2011). "International Journal of Automotive Engineering", 1(3):186–196.
- [80] Cheng, Y. C., (2012). "Hunting Stability Analysis of a Railway Vehicle System using a Novel Non-Linear Creep Model", *Journal of Rail and Rapid Transit*, 0(0):1–18.
- [81] Sebesan, I. ve Baiasu, D., (2012). "Mathematical Model for the Study of the Lateral Oscilations of the Railway Vehicle", *U.P.B. Sci. Bull., Series D*, 74(2):51-66.
- [82] Mao, L. ve Asce, L. F., (2013). "Critical Speed and Resonance Criteria of Railway Bridge Response to Moving Trains", *Journal of Bridge Engineering*, 18:131–141.
- [83] Simson, S. A., (2006). "Lateral Stability Performance in Uni-Directional Rollingstock", *Proceedings of JRC2006 Joint Rail Conference*, 209–216, 4-6 Nisan 2006, Atlanta, GA, USA.
- [84] Molatefi, H., Hetch, M. ve Kadivar M. H., (2006). "Critical Speed and Limit Cycles in the Empty Y25-Freight Wagon", *Proceedings of IMechE, Journal of Rail and Rapid Transit, Part F*, 220:347–359.
- [85] Hedrick, J. K., (1981). "Railway Vehicle Active Suspensions", *Vehicle System Dynamics*, 10:267–283.
- [86] Goodall, R. M. ve Kortum, W., (1983). "Active Controls in Ground Transportation – A Review of the State-of-the-Art and Future Potential", *Vehicle System Dynamics*, 12:255–257.
- [87] Wickens, A. H., (1963). Preliminary Analytical Study of Hunting of an Idealised Railway Vehicle Bogie, BR Research Department Report E442, 22 Mart 1963.
- [88] Bennington, C. K., (1966). "The Railway Wheelset and Suspension Unit as a Closed Loop Guidance Control System", *Journal of Mechanical Engineering Science*, 10:91–100.

- [89] Pascal, J. P. ve Petit, J. M., (1988). "Dynamique Ferroviarie Active vers L'asservissement des Bogies", *Le Rail*, Juillet-Aout, 32–35.
- [90] Gajdar, T., Korondi, P., Rudas, I. ve Hashimoto, H., (1996). "Robust and Sliding Mode Control for Railway Wheelset", *Proceedings of the 1996 IEEE ICON 22nd International Conference*, 250–255, 5–10 Ağustos 1996, Budapest, Macaristan.
- [91] Tanifuji, K., Koizumi S. ve Shimamune, R., (2002). "Mechatronics in Japanese Rail Vehicles: Active and Semi-Active Suspensions", *Control Engineering Practice*, 10:999–1004.
- [92] Braghin, F., Bruni, S. ve Resta, F., (2006). "Active Yaw Damper for the Improvement of Railway Vehicle Stability and Curving Performances: Simulations and Experimental Results", *Vehicle System Dynamics*, 44(11):857–869.
- [93] Kim, M. S., Park, J. H. ve You, W. H., (2008). "Construntion of Active Steering System of the Scaled Railway Vehicle", *International Journal of Systems Applications, Engineering and Development*, 4(2):217–226.
- [94] Abood, K. H. ve Khan R. A., (2010). "Investigation to Improve Hunting Stability of Railway Carriage Using Semi-Active Longitudinal Primary Stiffness Suspension", *Journal of Mechanical Engineering Research*, 2(5):97–105.
- [95] Michalek, T. ve Zelenka, J., (2011). "Reduction of Lateral Forces between the Railway Vehicle and Track in Small-Raidus Curves by Means of Active Elements", *Applied and Computational Mechanics*, 5:187–196.
- [96] Goodall, R., (1997). "Actice Railway Suspensions: Implementation Status and Technological Trends", *Vehicle System Dynamics*, 28:87–117.
- [97] Mei, T. X. ve Goodall R. M., (2001). "Robust Control for Independently Rotating Wheelsets on a Railway Vehicle Using Practical Sensors", *IEEE Transactions on Control, Systems Technology*, 9:599–607.
- [98] Mei, T. X., Li, H. ve Goodall R. M., (2001). "Kalman Filters Applied to Actively Controlled Railway Vehicle Suspensions", *Transactions of the Institute of Measurement and Control*, 23(3):163–181.
- [99] Li, H., Mei, T. X., Pearson, J. T. ve Goodall R. M., (2001). "Non-Linear Kalman Filtler Estimation for Active Teering of Profiled Rail-Wheels", *15th Triennial World Congress, 2002 IFAC, Barcelona, İspanya*.
- [100] Selamat, H., Yusof, R. ve Goodall, R., (2005). "Solid-Axle Wheelset Parameter Estimation in the Self-Tuning Control of a Two-Axle Eailway Vehicle", *Proceedings of the International Conference on Robotics, Vision, Information and Signal Processing ROVISP 2005*, 200–205, 20-22 Temmuz 2005, Malezya.
- [101] Zolotas, A. C., Pearson, J. T. ve Goodall, R. M., (2006). "Modelling Requirements for the Design of Active Stability Control Strategies for a High Speed Bogie", *Multibody System Dynamics*, 15:51–66.

- [102] Mei, T. X. ve Goodall R. M., (2006). "Stability Control of Railway Bogies using Absolute Stiffness: Sky-Hook Spring Approach", *Vehicle System Dynamics*, 44:83–92.
- [103] Shieh, N. C., Lin, C. L., Lin, Y. C. ve Liang K. Z., (2005). "Optimal Design for Passive Suspensions of a Light Rail Vehicle using Constrained Multiobjective Evolutionary Search", *Journal of Sound and Vibration*, 285:407–424.
- [104] Kumar, M. S. ve Vijayarangan, S., (2007). "Analytical and Experimental Studies on Active Suspension System of Light Passenger Vehicle to Improve Ride Comfort", *Mechanika*, 3(65):34–41.
- [105] Tabak, S.M., (2003), "Dört Akslı Bir Tren Modelinin Titreşimlerinin Kontrolü", 11. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu, 459-462, Gazi Üniversitesi, Ankara.
- [106] Yağız, N. ve Gürsel, A., (2005). "Active Suspension Control of a Railway Vehicle with a Flexible Body", *International Journal of Vehicle Autonomous Systems*, 3(1):80-94.
- [107] Sezer, S. ve Atalay, A. E., (2012). "Application of Fuzzy Logic Based Control Algorithms on a Railway Vehicle Considering Random Track Irregularities", *Journal of Vibration and Control*, 18(8):1177–1198.
- [108] Sezer, S. ve Atalay, A. E., (2012). "Dynamic Modeling and Fuzzy Logic Control of Vibrations of a Railway Vehicle for Different Track Irregularities", *Simulation Modelling Practice and Theory*, 19(9):1873–1894.
- [109] Guclu, R. ve Metin, M., (2009). "Fuzzy Logic Control of Vibrations of a Light Rail Transport Vehicle in Use in Istanbul Traffic", *Journal of Vibration and Control*, 9(15):1423 – 1440.
- [110] Dikmen, F., Bayraktar, M. ve Guclu, R., (2011). "Vibration Analysis of 19 Degrees of Freedom Rail Vehicle", *Scientific Research and Essays*, 6(26):5600-5608.
- [111] Metin, M., Güçlü R., Yazici, H. ve Yalcin, N.S., (2007). "Raylı Taşıt Titreşimlerinin Bulanık PID Kontrolör ile Kontrolü", TOK'07 Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı, Sabancı Üniversitesi, 312–317, 4-7 Eylül 2007, İstanbul.
- [112] Metin, M., Guclu, R., Yazici, H. ve Yalcin, N. S., (2007). "Fuzzy Logic Control of High Speed Rail Vehicle Vibrations on Corrugated Rail", *The 36th International Congress & Exhibition on Noise Control Engineering, Inter-noise 2007*, 37 (CD), 28–31 Ağustos 2007, İstanbul.
- [113] Metin, M. ve Güçlü R., (2008). "Ölçekleme Çarpanları Kendiliğinden Ayarlanabilen PID Tipli Bulanık Kontrolör ile Bir Hafif Metro Aracına Ait Düşey Titreşimlerin Aktif Kontrolü", TOK'08 Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı, İTÜ, 551–556, 13–15 Kasım 2008, İstanbul.
- [114] Metin, M., Guclu, R., Yazici, H. ve Yalcin, N. S., (2008). "A Comparison of Control Algorithms for a Half Rail Vehicle Model under Track Irregularity Effect", *The Mechanics Conference to Celebrate the 100th Anniversary of the Department of Engineering Science and Mechanics, Virginia Polytechnic Institute and State University*, 29–30 Mayıs 2008, Blacksburg, VA, USA.

- [115] Metin, M. ve Güçlü R., (2009). "Parametre Uyarlamalı PID Tipli Bulanık Kontrolör ile Hafif Metro Aracı Titreşimlerinin Kontrolü", TOK'09 Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı, YTÜ, 70 (CD) , 13–16 Ekim 2009, İstanbul.
- [116] Metin, M., Guclu, R. ve Duman, F., (2010). "Vibrations Control of Rail Vehicle Body using Parameters Adaptive PID Controller", International Symposium of Mechanism and Machine Science (AzCIFTtoMM 2010), 05–08 Ekim 2010, İzmir.
- [117] Metin, M. ve Guclu, R., (2011). "Active Vibration Control with Comparative Algorithms of Half Rail Vehicle Model under Various Track Irregularities", Journal of Vibration and Control, 10(17):1525–1539.
- [118] Metin, M. ve Guclu, R., (2011). "Vibrations Control of Light Rail Transportation Vehicle via PID Type Fuzzy Controller Using Parameters Adaptive Method", Turkish Journal of Electrical Engineering, 5(19):807–816.
- [119] Yalcin, N. S., Guclu, R., Metin, M. ve Yazici, H., (2007). "Analyses of Railway Induced Vibrations for Different Track Types", The 36th International Congress & Exhibition on Noise Control Engineering, Inter-noise 2007, 126 (CD), 28–31 Ağustos 2007, İstanbul.
- [120] Bayraktar, M., Güçlü, R., Metin, M. ve Yazıcı, H., (2009). "Aks Modellemesiyle Hafif Raylı Taşıtın Titreşimlerinin İncelenmesi", UMTS 2009, 14. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu, 2–4 Temmuz 2009, ODTÜ Kuzey Kıbrıs Kampüsü, Güzelyurt, Kuzey Kıbrıs Türk Cumhuriyeti.
- [121] Bayraktar, M., Guclu, R. ve Metin, M., (2009). "Modelling of Air Springs in a Rail Vehicle", 13th International Research/Expert Conference, Trends in the Development of Machinery and Associated Technology, TMT 2009, 829–832, 16–21 Ekim 2009, Hammamet, Tunus.
- [122] Metin M., Güçlü R. ve Keskin G., (2011). "Çok Gövdeli Hafif Metro Taşıtlarının Titreşim Analizi", 15. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu (UMTS 2011), 549–558, 16–18 Haziran 2011, Niğde Üniversitesi, Niğde.
- [123] Metin M., Güçlü R. ve Keskin G., (2011). "Bir Hafif Metro Aracında Tekerlek-Ray Etkileşiminin Boji Üzerindeki Etkisi", 15. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu (UMTS 2011), 119–128, 16–18 Haziran 2011, Niğde Üniversitesi, Niğde.
- [124] Metin M., Özer A., Güçlü R. ve Can K., (2011). "Bir Hafif Metro Aracına Ait Hava Yayının Matematik Modelinin Çıkarılması", 15. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu (UMTS 2011), 109–118, 16–18 Haziran 2011, Niğde Üniversitesi, Niğde.
- [125] Metin M., Duman F., Keskin G., Özer A., Güçlü R. ve Can K., (2011). "Bir Hafif Metro Aracına Ait Bojinin Dinamik Davranışının İncelenmesi", 15. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu (UMTS 2011), 459-465, 16-18 Haziran 2011, Niğde Üniversitesi, Niğde.
- [126] Duman F., Metin M. ve Güçlü R., (2012). "İstanbul Şehir içi Ulaşımında Kullanılacak Olan Bir Hafif Metro Aracının Doğrusal Olmayan Yanal Kararlılık Analizi", TOK'12 Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı, 11–13 Ekim, Niğde.

- [127] Özer, A. U., Metin, M. ve Mecitoğlu, Z., (2012). "Tekerlek Profillerinin Raylı Taşıt Dinamiğine Etkisinin İncelenmesi", 1.Uluslararası Raylı Sistemler Mühendisliği Çalıştayı (IWRSE'12), 11–13 Ekim 2012, Karabük.
- [128] Duman, F., Metin, M. ve Güçlü, R., (2012). "Bir Hafif Metro Aracının Dinamik Davranışının Standartlara Göre Analizi", 1.Uluslararası Raylı Sistemler Mühendisliği Çalıştayı (IWRSE'12), 11–13 Ekim 2012, Karabük.
- [129] Metin, M. ve Güçlü, R., (2012). "Bir Hafif Raylı Sistem Aracının Boji-Tekerlek Setinin Nümerik ve Deneysel Modal Analizi", 1.Uluslararası Raylı Sistemler Mühendisliği Çalıştayı (IWRSE'12), 11–13 Ekim 2012, Karabük.
- [130] Metin, M. ve Güçlü, R., (2012). "Bir Hafif Raylı Sistem Aracına Ait Boji Sisteminin Dinamik Modelinin Oluşturulması ve Kritik Hız Analizinin Gerçekleştirilmesi", 1.Uluslararası Raylı Sistemler Mühendisliği Çalıştayı (IWRSE'12), 11–13 Ekim 2012, Karabük.
- [131] Topsakal, F. Z., Metin, M., Sezer, S. ve Turan, E., (2012). "Konvansiyonel Hatlarda Kullanılan Bir Raylı Taşıt Bojisinin İki Farklı Yöntemle Deneysel Modal Analizi", 1.Uluslararası Raylı Sistemler Mühendisliği Çalıştayı (IWRSE'12), 11–13 Ekim 2012, Karabük.
- [132] Hedrick, J. K., Wormley, D. N., Kar, A. K., Murray, W. ve Baum, W., (1979). Performance Limits of Rail Passenger Vehicles: Evaluation and Optimization, Report DOT-RSPA-DPB-50-79-32, MIT Report, U.S. Department of Transportation, Washington, D. C.
- [133] Hedrick, J. K., Wormley, D. N., Kim, R. R., ve Kar, A. K., (1979). Performance Limits of Rail Passenger Vehicles: Conventional, Radial, and Innovative Trucks, Report DOT-OS-70052, MIT Report, U.S. Department of Transportation, Washington, D. C.
- [134] Arslan, A. V., (1980). The Application of Statistical Linearization to Nonlinear Rail Vehicle Dynamics, Doktora Tezi, Massachusetts Institute of Technology, Massachusetts.
- [135] Kar, A. K., Wormley, D. N. ve Hedrick, J. K., (1980). "Generic Rail Truck Characteristics", In: Willumeit, H.-P. (Ed.): The Dynamics of Vehicles on Roads and on Railway Tracks, Proceedings of the 6th IAVSD Symposium, 198–210, Eylül 1979, Berlin, Swets and Zeitlinger Publishers, Lisse.
- [136] Kar, A. K. ve Wormley, D. N., (1982). "Generic Properties and Performance Characteristics of Passenger Rail Vehicle", In: Wickens, A. H. (Ed.): The Dynamics of Vehicles on Roads and on Railway Tracks, Proceedings of the 7th IAVSD Symposium, 329–341, Eylül 1981, Cambridge, Swets and Zeitlinger Publishers, Lisse.
- [137] Illingworth, R., (1973)., The Mechanizm of Railway Vehicle Excitation by Track Irregularitis, Doktora Tezi, University of Oxford, Oxford.
- [138] Sinha, P. K., (1976). Active Control of High Speed Rail Vehicles, Doktora Tezi, Massachusetts Institute of Technology, Massachusetts.

- [139] Dukkipati, R. V. ve Amyot, J. R., (1988). Computer-Aided Simulation in Railway Dynamics, Marcel Dekker Inc., New York.
- [140] Wickens, A. H., (2003). Fundamentals of Rail Vehicle Dynamics: Guidance and Stability, Swets&Zeitlinger Publishers, Lisse.
- [141] Iwnicki, S. (1999). The Manchester Benchmarks for Rail Vehicle Simulation, Supplement to Vehicle System Dynamics Volume 31, Swets&Zeitlinger Publishers, Lisse.
- [142] Shabana, A. A., Zaazaa, K. E. ve Sugiyama, H., (2008). Railroad Vehicle Dynamics - A Computational Approach, CRC Pres Taylor and Francis Group, Boca Raton.
- [143] Bayraktar, M., Güçlü, R., Metin, M. ve Yazıcı, H., Aks Modellemesiyle Hafif Raylı Taşıtın Titreşimlerinin İncelenmesi, 14. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu (UMTS 2009), 02-04 Temmuz 2009, Güzelyurt, Kuzey Kıbrıs Türk Cumhuriyeti, (2009).
- [144] Bayraktar, M., (2007). Raylı Taşıtların Dingillerinin Dinamik Analizi, Doktora Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [145] Zeman, V., Hlavac, Z. ve Byrtus, M., (2007). "Modelling and Modal Properties of the Railway Vehicle Bogie with Individual Wheelset Drives", Applied and Computational Mechanics, 1: 371–380.
- [146] Zeman, V., Hlavac, Z. ve Byrtus, M.,(2007). "Modelling and Modal Properties of the Railway Vehicle Wheelset Drive with a Hollow Shaft", Proceedings of the Conference Engineering Mechanics, 38–39, cd-rom, 2007 Svratka.
- [147] Baykasoglu, C., Sunbuloglu, E, Bozdog, S.E., Aruk, F., Toprak, T. and Mugan, A., (2012). "Numerical Static and Dynamic Stres Anaylysis on Railway Passenger and Freight Car Models", International Iron & Steel Symposium, 579–586, 2–4 April 2012, Karabük.
- [148] Mehropouya, M. ve Ahmadian, H., (2009). "Estimation of Applied Forces on Rail Vehicle Wheelsets from Measured Vehicle Responses", International Journal of Vehicle Structures & Systems, 1(4): 104-110.
- [149] Randell, N. ve Rousseau, J., (2009). "Fast Tracking Rail Vehicle Design", The 6th Altair CAE Technology Conference, 15: 1-13, 14 May 2009, Gaydon UK.
- [150] Popprath, S., Benatzky, C., Bilik, C., Kozek, M., Stribersky, A. ve Wassermann, J., (2006). "Experimental Modal Analysis of a Scaled Car Body for Metro Vehicles", The Thirteenth International Congress on Sound and Vibration (ICSV13-Vienna), cd-rom, 2 – 6 July 2006, Vienna.
- [151] Ozer, A. U., (2012). Tekerlek Profillerinin Raylı Taşıt Dinamiğine Etkisinin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [152] Metin, M., (2007). Raylı Sistem Araçlarının Modellenmesi ve Titreşimlerinin Kontrolü, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [153] Lari, A. A., ve Kapoor, A., (2008). "An Investigation to the Influence of Bogie Direction Reversal on Equalizing Rail Wheel Wear", Wear, 265 (1–2): 65–71.



- [154] UIC 510-2 Leaflet, (2004). Trailing Stock: Wheels and Wheelsets. Conditions Concerning the Use of Wheels of Various Diameters, International Union of Railways.
- [155] EN 13674-1, (2003). Railway Applications – Track – Rail – Part 1: Vignole Railway Rails 46 kg/m and Above, European Standard.
- [156] Burns, R. S., (2001). Advanced Control Engineering, Butterworth-Heinemann, Woburn.
- [157] Dreyfus, S. E., (1962). “Variational Problems with Inequality Constraints”, Journal of Mathematical and Analytical Applications, 4:297.
- [158] Potryagin, L. S., Boltyanskii, V. G., Gamkrelidze, R. V. ve Mischenko, E. F., (1962). The Mathematical Theory of Optimal Processes, John Wiley and Sons, New York.
- [159] Bellman, R., (1957). Dynamic Programming, Princeton University Press, Princeton, NJ.
- [160] Riccati, J. F., (1724). Animadversiones In Aequationes Differentiales, Acta Eruditorium Lipsiae, Re-printed by Bittanti, S. (Ed.), (1989). Count Riccati and the Early Days of the Riccati Equation, Pitagora Editrice, Bologna, Milano.
- [161] Mohammadbagheri, A., Zaeri N. ve Yaghoobi, M., (2011). “Comparison Performance Between PID and LQR Controllers for 4-leg Voltage-Source Inverters”, International Conference on Circuits, System and Simulation, IPCSIT Bölüm 7, Singapore.
- [162] Foo, E. ve Goodall, R., (2000). “Active Suspension Control of Flexible-Bodied Railway Vehicles Using Electro-Hydraulic and Electro-Magnetic Actuators”, Control Engineering Practice, 8: 507-518.
- [163] Shimamune, R. ve Tanifuji, K., (1995). “Application of Oil-Hydraulic Actuator for Active Suspension of Railway Vehicle: Experimental Study”, Proceedings of the SICE Annual Conference, 1335–1340, 26–28 Temmuz 1995, Hokkaido Üniversitesi, Japonya.
- [164] Jenkins, H., Stephenson, J., Clayton, G.A., Morland, G.W. ve Lyon, D., (1974). “The Effect of Track and Vehicle Parameters on Wheel/Rail Vertical Dynamic Forces” Railway Engineering Journal, Ocak, 2–16.
- [165] Esveld, C., (2001). Modern Railway Track, MRT Productions, Hollanda.
- [166] Zadeh, L., (1965). “Fuzzy Sets”, Journal of Information and Control, 8: 338–353.
- [167] Woo, Z.-W., Chung, H.-Y. ve Lin, J.-J., (2000). “A PID Type Fuzzy Controller with Self-Tuning Scaling Factors”, Fuzzy Sets and Systems, 115: 321–326.
- [168] Karasakal, O., Yesil, E., Guzelkaya, M. ve Eksin, I., (2005). “Implementation of a New Self-Tuning Fuzzy PID Controller on PLC.”, Turk J. Elec Engin, 13(2): 277–286.

- [169] Qiao, W. Z. ve Mizumoto, M., (1995). "PID Type Fuzzy Controller and Parameters Adaptive Method", *Fuzzy Sets and Systems*, 78: 23–35.
- [170] Hedrick, J. K., Wormley, D. N., Arslan, A. V., Castelazo, I., Chin, R. ve Jafferian, D., (1979). *Nonlinear Analysis and Design Tools for Rail Vehicles – Phase I*, Report R-381, Association of American Railroads, Chicago.
- [171] Law, E. H. ve Brand, R. S., (1973). "Analysis of Nonlinear Dynamics of a Railway Wheelset", *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, 97: 28–33.
- [172] Hertz, H., (2007). *Gesammelte Werke, Band I: Schriften Vermischten Inhalts*, Saendig Reprint Verlag; Auflage: Nachdr. d. Ausg. Leipsiz 1895, Vaduz.
- [173] Yan, W. ve Fischer, F. D. (2000). "Applicability of the Hertz Contact Theory to Rail-Wheel Contact Problems", *Archive of Applied Mechanics*, 70: 255 – 268.
- [174] UIC 519 Ed.1, (2004). *Method for Determining the Equivalent Conicity*, International Union of Railways, Paris.
- [175] EN 15302, (2008). *Method for Determining the Equivalent Conicity*, Brussels.
- [176] Help Documents of Simpack, [www.simpcak.com](http://www.simpcak.com), 01 Nisan 2013
- [177] Mauer, L., (1991). "The Modular Description of the Wheel to Rail Contact within the Linear Multibody Formalism", In: Kisilowski, J. ve Knothe, K., eds., *Advanced Railway Vehicle System Dynamics*, Wydawnictwa Naukowe – Techniczne, 205-244, Warsaw.
- [178] Attivissimo, F., Danese, A., Giaquinto, N. ve Sforza, P., (2007). "A Railway Measurement System to Evaluate the Wheel-Rail Interaction Quality", *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement*, 56 (5): 1583–1589.
- [179] Bureika, G. ve Subacius, R., (2002). "Mathematical Modeling of Dynamic Interaction Between Wheel-set and Rail Track", *Journal of Transport*, 17(2): 46–51.
- [180] Cooperrider, N. K. ve Law, E. H., (1975). *Data Book, Wheel/Rail Geometry for Five Wheel Profiles and Three Rail Profiles*, Report ERC-R-T5015, Arizona State University, Arizona.
- [181] Hobbs, A. E. W., (1967). *A Survey of Creep*, DYN 52, British Rail Research Department, Derby.
- [182] Brickle, B. V., (1973). *The Steady State Forces and Moments on a Railway Wheelset Including Flange Contact Conditions*, Doktora Tezi, Loughborough University, Loughborough.
- [183] DePater, A. D., (1962). "On the Reciprocal Pressure between Two Bodies", *Proceedings of the Symposium on Rolling Contact Phenomena*, ed: Bidwell, J. B., Elsevier, 29 – 75, Amsterdam.
- [184] Anderson E., Berg, M. ve Stichel, S., (2007). *Rail Vehicle Dynamics – Textbook*, Department of Aeronautical and Vehicle Engineering, Roayl Institute of Technology (KTH), Stockholm.

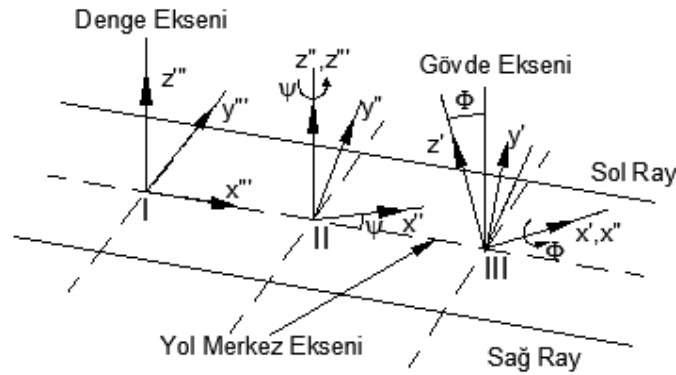
## TEKERLEK SETİ DİNAMIĞI

Tekerlek-ray etkileşiminin modellenmesi ile ilgili temel bilgiler Hedrick ve diğerleri [170] ile Law ve Brand [171] tarafından gerçekleştirilen yayınlarda bulunmaktadır. Ayrıca, tekerlek-ray temas parametrelerinin doğrusallaştırılması, sürünme kuvvetlerinin bulunması ve diferansiyel denklemlere dahil edilmesiyle ilgili çok sayıda yayın mevcuttur [172]-[183].

Yanal ve düşey raylı taşıt dinamiği çalışmalarında taşıt genellikle sabit bir ilerleme hızı için incelenir. Bu tezde de tekerlek seti modeli düz yol ve sabit bir seyir hızı için ele alınmıştır.

### A-1 Eksen Takımları

Modellemede kartezyen koordinat sistemi kullanılmıştır. Bu koordinat sisteminde eksen sistemleri Şekil A-1'de görülmektedir.



Şekil A.1 Eksen sistemleri [1]

Koordinat sistemleri arasındaki dönüşümler Garg ve Dukkipati [1] tarafından detaylı olarak anlatılmıştır. Buna göre;  $x'''$ ,  $y'''$ ,  $z'''$  eksenleri sabit bir başlangıç referansına

göre değişmeyen  $V$  hızı ile hareket eden yol merkez ekseninde bir eksen takımındır. Buna denge eksenini denir. İkinci koordinat sistemi olan  $x'', y'', z''$  ise,  $z$  eksenini etrafında  $\psi$  açısı boyunca dönen bir eksen takımındır. Üçüncü eksen takımı olan  $x', y', z'$  de tekerlek seti gövdesinin tam ortasında kütle merkezinde oluşturulmuş bir eksen takımındır. Bu koordinat sistemlerine ek olarak iki koordinat sistemi daha mevcuttur ( $e_{1L}, e_{2L}, e_{3L}$  ve  $e_{1R}, e_{2R}, e_{3R}$ ). Bunlar sırasıyla; sol ve sağ ray anlık temas noktalarında tekerlek-ray temas kuvvetlerinin yönlerinin gösterilmesinde kullanılır (Şekil A.2).

Koordinat sistemleri arasındaki geçiş matrisleri (A.1) – (A.3)'teki gibidir.

$$\begin{Bmatrix} i' \\ j' \\ k' \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\phi & \sin\phi \\ 0 & -\sin\phi & \cos\phi \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} i'' \\ j'' \\ k'' \end{Bmatrix}, \quad (\text{A.1})$$

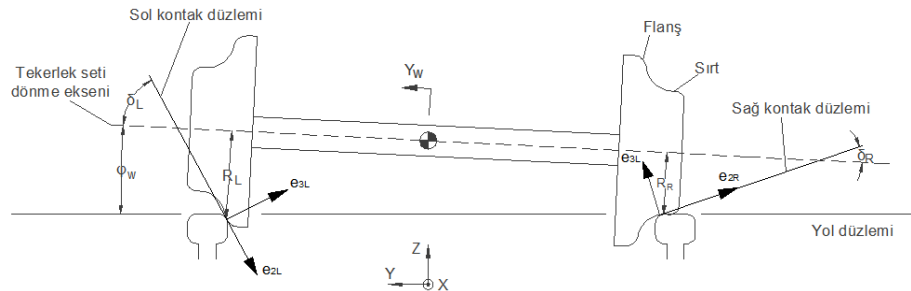
$$\begin{Bmatrix} i'' \\ j'' \\ k'' \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\psi & \sin\psi & 0 \\ -\sin\psi & \cos\psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} i''' \\ j''' \\ k''' \end{Bmatrix}, \quad (\text{A.2})$$

$$\begin{Bmatrix} i' \\ j' \\ k' \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\psi & \sin\psi & 0 \\ -\cos\phi\sin\psi & \cos\phi\cos\psi & \sin\phi \\ \sin\phi\sin\psi & -\sin\phi\cos\psi & \cos\phi \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} i''' \\ j''' \\ k''' \end{Bmatrix}, \quad (\text{A.3})$$

Küçük yalpa ( $\psi$ ) ve yuvarlanma ( $\phi$ ) açıları için geçiş matrisi (A.4)'teki gibi olur;

$$\begin{Bmatrix} i' \\ j' \\ k' \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & \psi & 0 \\ -\psi & 1 & \phi \\ 0 & -\psi & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} i''' \\ j''' \\ k''' \end{Bmatrix}. \quad (\text{A.4})$$

Burada;  $i', j', k', i'', j'', k''$  ve  $i''', j''', k'''$  üç koordinat sistemine karşılık gelen birim vektörleri temsil eder.



Şekil A.2 Temas düzlemi

Şekil A.2'de  $\delta_L$  ve  $\delta_R$  tekerlek setindeki sol ve sağ temas açıları,  $r_L$  ve  $r_R$  ise sol ve sağ tekerlek yuvarlanma yarıçaplarıdır. Tekerlek-ray temas noktası eksen ve tekerlek seti kütle merkezi eksen arasındaki geçiş matrisleri, sağ ve sol tekerlek setleri için (A.5, A.6)'deki gibidir.

$$\begin{cases} \mathbf{e}_{1R} \\ \mathbf{e}_{2R} \\ \mathbf{e}_{3R} \end{cases} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \delta_R & -\sin \delta_R \\ 0 & \sin \delta_R & \cos \delta_R \end{bmatrix} \begin{cases} i' \\ j' \\ k' \end{cases} \quad (\text{A.5})$$

$$\begin{cases} \mathbf{e}_{1L} \\ \mathbf{e}_{2L} \\ \mathbf{e}_{3L} \end{cases} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \delta_L & \sin \delta_L \\ 0 & -\sin \delta_L & \cos \delta_L \end{bmatrix} \begin{cases} i' \\ j' \\ k' \end{cases} \quad (\text{A.6})$$

## A-2 Tekerlek Setinde Serbestlik Derecesi ve Kısıtlar

Tekerlek setinin normalde altı adet serbestlik derecesi vardır. Bunlar:

$x$  : tekerlek seti kütle merkezinin ileri yöndeki (doğrusal) yer değişimi;

$y$  : tekerlek seti kütle merkezinin yanal (doğrusal) yer değişimi;

$z$  : tekerlek seti kütle merkezinin düşey (doğrusal) yer değişimi;

$\phi$  :  $x''$  eksen etrafındaki yuvarlanma (açısal) yer değişimi;

$\psi$  :  $z'''$  eksen etrafında yalpa (açısal) yer değişimi;

$\beta$  :  $y'$  eksen etrafındaki dönme hareketinde  $\Omega$ 'nın nominal değerinde meydana gelen küçük sapmalar, ( $\Omega=V/r_0$ ).

Tekerlek seti dinamiğinin doğası gereği sistemde çeşitli kısıtlar da bulunmaktadır. Tekerlek ve ray arasında hiçbir zaman bir boşluk oluşmadığı ve sürekli temas halinde olduğu kabulü yapılacak olursa, tekerlek setinin düşey ve yuvarlanma yer değişimlerinin, yanal ve yalpa yer değişimli hareketlerine bağlı olduğu görülür. Tekerlek setinin düşey ve yuvarlanma hareketlerinin yalpa hareketi ile ikinci dereceden bir bağı olduğu kabul edilmektedir [180]. Bu nedenle düşey ve yuvarlanma hareketleri yalnızca yanal hareketin bir fonksiyonu olarak karşımıza çıkar. Sonuç olarak, tekerlek setinin düşey ve yuvarlanma yer değişimleri (A.7) ve (A.8)'deki gibi iki kısıt fonksiyonu ve

onların zamana göre türevleri ile ifade edilir. Bu haliyle sistem dört serbestlik dereceli olmuştur.

$$z = z(\gamma), \quad \dot{z} = z'\dot{\gamma}, \quad \ddot{z} = z''\dot{\gamma}^2 + z'\ddot{\gamma} \quad (\text{A.7})$$

$$\phi = \phi(\gamma), \quad \dot{\phi} = \phi'\dot{\gamma}, \quad \ddot{\phi} = \phi''\dot{\gamma}^2 + \phi'\ddot{\gamma} \quad (\text{A.8})$$

Burada; noktalar (·) zamana göre türevi ve üst semboller (·) ise yanal yerdeğişimi koordinatına göre türevi temsil etmektedir.

### A-3 Tekerlek Setine Ait Genel Diferansiyel Denklemlerin Çıkartılması

Tekerlek seti diferansiyel denklemleri denge eksenini olan  $x'''$ ,  $y'''$ ,  $z'''$  koordinat sistemine göre türetilmiştir. Tekerlek setinin açısal hızı ( $\omega$ ) (A.9)'daki gibi tanımlanabilir [1].

$$\omega = \dot{\phi}i'' + (\Omega + \dot{\beta})j' + \dot{\psi}k'' \quad (\text{A.9})$$

Denklem A.1 kullanılarak  $\omega$  gövde koordinat ekseninde tanımlanabilir (A.10).

$$\begin{aligned} \omega &= \dot{\phi}i' + (\Omega + \dot{\beta} + \dot{\psi}\sin\phi)j' + \dot{\psi}\cos\phi k' \\ &= \omega_x i' + \omega_y j' + \omega_z k' \end{aligned} \quad (\text{A.10})$$

Burada;  $\omega_x = \dot{\phi}$ ,  $\omega_y = (\Omega + \dot{\beta} + \dot{\psi}\sin\phi)$ ,  $\omega_z = \dot{\psi}\cos\phi$  olur. Buradan yola çıkarak tekerlek setinin açısal momentumu yazılabilir (A.11).

$$H = I_{tx}\omega_x i' + I_{ty}\omega_y j' + I_{tz}\omega_z k' \quad (\text{A.11})$$

Burada;  $I_{tx}$ ,  $I_{ty}$  ve  $I_{tz}$  tekerlek setinin temel kütle atalet momentleridir. Tekerlek setinin simetrisinden dolayı  $I_{tx} = I_{tz}$ 'tir.

Göde koordinat ekseninin açısal hızı ise (A.12) deki gibi kabul edilir [1].

$$\omega_{\text{GEKS}} = \dot{\phi}i' + \dot{\psi}k'' = \dot{\phi}i' + \dot{\psi}\sin\phi j' + \dot{\psi}\cos\phi k' \quad (\text{A.12})$$

Tekerlek setinin momentum değişim oranı (A.13) deki gibi ortaya çıkacaktır [1].

$$dH/dt = I_{tx}\dot{\omega}_x i' + I_{ty}\dot{\omega}_y j' + I_{tz}\dot{\omega}_z k' + \omega_{\text{GEKS}} \cdot H \quad (\text{A.13})$$

Denklem A.11 ve A.12 (A.13)'te yerine koyulup (A.3)'teki geçiş uygulanacak olursa (A.14) denge eksenine göre elde edilmiş olur.

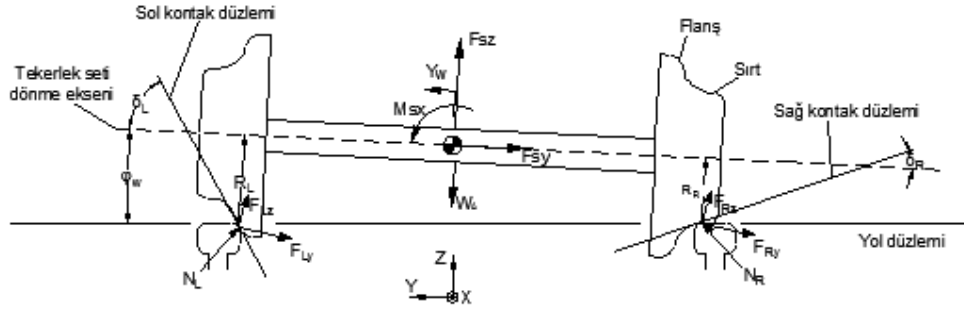
$$dH/dt = (I_{tx}\ddot{\phi} - I_{ty}\Omega\dot{\psi})i'''' + I_{ty}\ddot{\beta}j'''' + (I_{ty}\Omega\dot{\phi} + I_{tz}\dot{\psi})k'''' \quad (A.14)$$

Denge eksenini için hareketin diferansiyel denklemleri Newton kanununa göre (A.15 ve A.16)'daki gibi yazılabilir.

$$M_t\ddot{r} = \sum F \quad (A.15)$$

$$dH/dt = \sum M \quad (A.16)$$

Burada;  $M_t$  tekerlek setinin kütlesi ve  $\ddot{r}$  ise ivme vektörüdür. Tekerlek setine ait bir serbest cisim diyagramı Şekil A.3'te görülmektedir.



Şekil A.3 Tekerlek seti serbest cisim diyagramı

Şekil A.3'teki serbest cisim diyagramında;

$F_L, F_R$ : Sırasıyla sol ve sağ temas noktalarına ait sürünme kuvvetleridir,

$M_L, M_R$ : Sırasıyla sol ve sağ temas noktalarına ait sürünme momentleridir,

$F_S$ : Süspansiyon kuvvetleri;

$M_S$ : Süspansiyon momentleri,

$W_A$ : Tekerlek seti yükü;

$N_L, N_R$ : Sırasıyla sol ve sağ temas noktalarına ait normal kuvvetleri,

$\Delta_L, \Delta_R$ : Temas noktalarının kendi denge konumlarından yaptığı yer değiştirmeleri,

Tekerlek setinin ağırlığının, sürünme, normal ve süspansiyon kuvvetlerin sebep olduğu toplam kuvvetler ve momentler (A.17 ve A.18)'deki gibi olur.

$$\sum F = F_L + F_R + N_L + N_R + F_S + W_A k''' \quad (A.17)$$

$$\sum M = R_R (F_R + N_R) + R_L (F_L + N_L) + M_L + M_R + M_S \quad (A.18)$$

Bu kuvvetlerin ve pozisyon vektörlerinin denge koordinat eksenindeki bileşenleri kullanılarak tekerlek setinin hareketinin altı adet diferansiyel denklemi (A.19–A.24)'deki gibi (A.17) ve (A.18) eşitlikleri göz önünde bulundurularak elde edilir.

1. Boylamsal Hareketin Denklemi:

$$M_t \ddot{x} = F_{Lx} + F_{Rx} + N_{Lx} + N_{Rx} + F_{Sx} \quad (A.19)$$

2. Yanal Hareketin Denklemi:

$$M_t \ddot{y} = F_{Ly} + F_{Ry} + N_{Ly} + N_{Ry} + F_{Sy} \quad (A.20)$$

3. Düşey Hareketin Denklemi:

$$M_t \ddot{z} = F_{Lz} + F_{Rz} + N_{Lz} + N_{Rz} + F_{Sz} - W_A \quad (A.21)$$

4. Yuvarlanma Hareketinin Denklemi:

$$I_{tx} \ddot{\phi} = I_{ty} (V/r_0) \dot{\psi} + R_{Ry} (F_{Rz} + N_{Rz}) - R_{Rz} (F_{Ry} + N_{Ry}) + R_{Ly} (F_{Lz} + N_{Lz}) - R_{Lz} (F_{Ly} + N_{Ly}) + M_{Lx} + M_{Rx} + M_{Sx} \quad (A.22)$$

5. Dönme Hareketinin Denklemi:

$$I_{ty} \ddot{\beta} = R_{Rz} F_{Rz} - R_{Rx} (F_{Rz} + N_{Rz}) + R_{Lz} F_{Lx} - R_{Lx} (F_{Lz} + N_{Lz}) + M_{Ly} + M_{Ry} + M_{Sy} \quad (A.23)$$

6. Yalpalama Hareketinin Denklemi:

$$I_{tx} \ddot{\psi} = -I_{ty} (V/r_0) \dot{\phi} + R_{Rx} (F_{Ry} + N_{Ry}) - R_{Ry} F_{Rx} + R_{Lx} (F_{Ly} + N_{Ly}) - R_{Ly} F_{Lx} + M_{Lz} + M_{Rz} + M_{Sz} \quad (A.24)$$

Bu tezde, denklem türetmede ise yanal kararlılığın incelenmesi için yalnızca  $y$  ve  $\psi$  koordinatları ile ifade edilen yanal yer değiştirme ve yalpalama serbestlikleri kullanılmıştır. Bu hareketleri ifade eden diferansiyel denklemler temas noktasındaki normal kuvvetlere, sürünme kuvvet ve momentlerine ve yerçekimsel katılıklara bağlı olarak çıkartılır.



#### A-4 Normal Kuvvetler [1]

$$N_L''' \cos(\delta_L + \phi) \approx \frac{W_A}{2} - \frac{F_{Sz}}{2} - (2e_0)^{-1} (r_R F_{Ry} + r_L F_{Ly}) \quad (A.25)$$

$$N_R''' \cos(\delta_R - \phi) \approx \frac{W_A}{2} - \frac{F_{Sz}}{2} + (2e_0)^{-1} (r_R F_{Ry} + r_L F_{Ly}) \quad (A.26)$$

#### A-5 Sürünme Kuvvetleri ve Momentleri [1]

Bu tezde, Kalker'in Doğrusal Teorisi kullanılmıştır. Bu teoriyi kullanmak için tekerlek-ray temas elipsi hakkında bilinmesi gereken pek çok parametre söz konusudur.

Sol tekerlek için:

$$\begin{aligned} F_{Lx} = & -(f_{33}/V) \{V[1 - (r_L/r_0)] - e_0 \dot{\psi}\} \cos \psi \\ & + (f_{11}/V) [\dot{y} + r_L \dot{\phi} - V\psi] \cos(\delta_L + \phi) \sin \psi \\ & + (f_{12}/V) [\dot{\psi} - \Omega \delta_L] \cos(\delta_L + \phi) \sin \psi \end{aligned} \quad (A.27)$$

$$\begin{aligned} F_{Ly} = & -(f_{33}/V) \{V[1 - (r_L/r_0)] - e_0 \dot{\psi}\} \sin \psi \\ & - (f_{11}/V) [\dot{y} + r_L \dot{\phi} - V\psi] \cos(\delta_L + \phi) \cos \psi \\ & - (f_{12}/V) [\dot{\psi} - \Omega \delta_L] \cos(\delta_L + \phi) \cos \psi \end{aligned} \quad (A.28)$$

$$M_{Lz} = (f_{12}/V) [\dot{y} + r_L \dot{\phi} - V\psi] \cos(\delta_L + \phi) - (f_{22}/V) [\dot{\psi} - \Omega \delta_L] \cos(\delta_L + \phi) \quad (A.29)$$

Sağ tekerlek için:

$$\begin{aligned} F_{Rx} = & -(f_{33}/V) \{V[1 - (r_R/r_0)] - e_0 \dot{\psi}\} \cos \psi \\ & + (f_{11}/V) [\dot{y} + r_R \dot{\phi} - V\psi] \cos(\delta_R - \phi) \sin \psi \\ & + (f_{12}/V) [\dot{\psi} + \Omega \delta_R] \cos(\delta_R - \phi) \sin \psi \end{aligned} \quad (A.30)$$

$$\begin{aligned} F_{Ry} = & -(f_{33}/V) \{V[1 - (r_R/r_0)] + e_0 \dot{\psi}\} \sin \psi \\ & - (f_{11}/V) [\dot{y} + r_R \dot{\phi} - V\psi] \cos(\delta_R - \phi) \cos \psi \\ & - (f_{12}/V) [\dot{\psi} + \Omega \delta_R] \cos(\delta_R - \phi) \cos \psi \end{aligned} \quad (A.31)$$

$$M_{Rz} = (f_{12}/V) [\dot{y} + r_R \dot{\phi} - V\psi] \cos(\delta_R - \phi) - (f_{22}/V) [\dot{\psi} + \Omega \delta_R] \cos(\delta_R - \phi) \quad (A.32)$$

#### A-6 Yanal ve Yalpa Yerçekimsel Katılıkları [1]

$$M_g = -e_0 \psi W_A \left[ \frac{1}{2} (\delta_L + \delta_R) \right] \quad (A.33)$$

#### A-7 Tekerlek Seti Doğrusallaştırılmış Diferansiyel Denklemleri

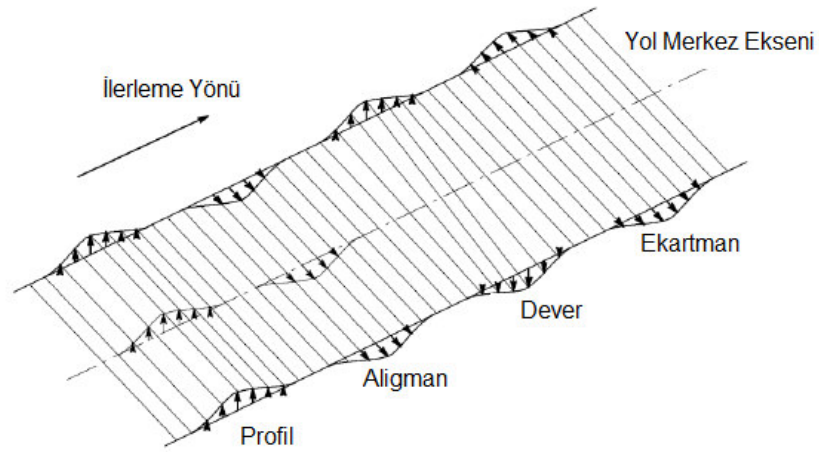
Denklem A.34 ve A.35 süspansiyon kuvvet ve momentlerinin doğrusal olması koşuluyla birer doğrusal fonksiyondur. Bu tezde, boji ve raylı taşıtta yanal kararlılığın incelenmesi için doğrusallaştırılmış bu tekerlek seti denklemleri kullanılmıştır [1].

$$M_t \ddot{y} + \frac{2f_{11}}{V} \left[ \dot{y} + r_0 \frac{\lambda}{e_0} \dot{y} - V \psi \right] + \frac{2f_{12}}{V} \dot{\psi} + W_A \frac{\lambda}{e_0} y = F_{sy} \quad (A.34)$$

$$I_{tx} \ddot{\psi} + I_{ty} \frac{V \lambda}{r_0 e_0} \dot{y} + \frac{2e_0 f_{33} \lambda}{r_0} y - \frac{2f_{12}}{V} \left( \dot{y} + r_0 \frac{\lambda}{e_0} \dot{y} - V \psi \right) \quad (A.35)$$
$$+ 2e_0^2 f_{33} \frac{\dot{\psi}}{V} - e_0 W_A \lambda \psi + 2f_{22} \frac{\dot{\psi}}{V} = M_{sz}$$

#### A-8 Bozucu Etki Altında Tekerlek Seti Hareketlerinin Doğrusallaştırılmış Diferansiyel Denklemleri

Yanal yol düzensizlikleri en gelen halde, aligman ve ekartman ile ilgili oldukları için bu isimlerle adlandırılırken, düşey yol düzensizlikleri ise profil ve dever ile ilgili olduğu için yine bu isimlerle anılırlar (Şekil A.4).



Şekil A.4 Yol düzensizlikleri [184]

Bozucu girişler,  $F_{yol1}(t)$  ve  $F_{yol2}(t)$  olarak sırasıyla tekerlek setinin yanal ve yalpa hareketlerine etki eden zorlayıcı etkilerin birer fonksiyonu olarak ele alınır.

$$F_{yol1}(t) = \frac{2f_{11}\lambda r_0}{e_0 V} \dot{y}_y + W_A \frac{\lambda}{e_0} y_y \quad (A.36)$$

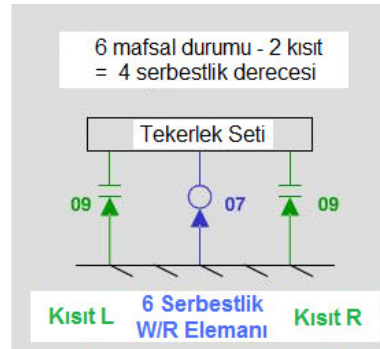
$$F_{yol2}(t) = \left( \frac{I_{ty}\lambda V}{e_0 r_0} - \frac{2f_{12}\lambda r_0}{e_0 V} \right) \dot{y}_y + \frac{2e_0 f_{33}\lambda}{r_0} y_y \quad (A.37)$$

Denklem A.36 ve A.37'de yer alan  $y_y$  ve  $\dot{y}_y$ , yol düzensizliğine ait zamana bağlı yer değişimi ve hız vektörleridir.

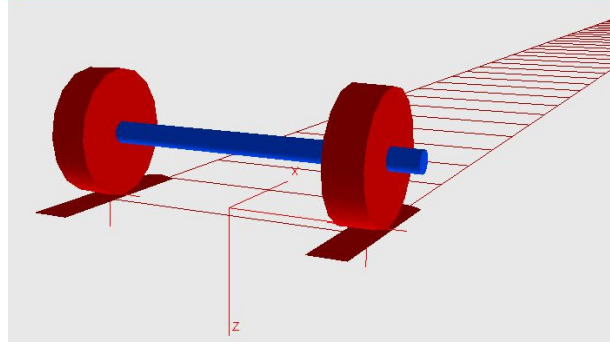
## SİMPACK MODELİ

Bu tezde Matlab-Simulink yazılımının yanı sıra Simpack 8.901a versiyonlu çoklu gövde simülasyon yazılımı kullanılmıştır. Matlab-Simulink yazılımında yanal kararlılık modeli kurulurken Simpack yazılımında tam model kurulmuştur. Çoklu gövde simülasyon yazılımında bir model, gövdelerin bağlantı (mafsal), kısıt ve kuvvet elemanlarının uygun şekilde kullanılarak birbirlerine bağlanması ile oluşturulur. Kurulacak modelin kinematiğine uygun yapılan bu yerleşime “topoloji” adı verilir.

Simpack yazılımında herhangi bir dinamik sistemin analizi yapılırken ilk önce kurulacak modelin topolojisi oluşturulur. Simpack yazılımında boji modelinin kurulmasına öncelikle tekerlek seti modelinin kurulması ile başlanır. Tekerlek setine ait kurulan topoloji Şekil B.1’de görülmektedir. Kurulan topoloji aynı zamanda sistemin serbestlik derecesini de belirler. Şekil B.1’de tekerlek seti dört serbestlik derecesidir. EK-A’da ifade edildiği gibi tekerlek setinin düşey ( $z$ ) ve yuvarlanma ( $\phi$ ) yer değişimleri sistemin kısıtlarını diğer hareketleri ( $x, y, \psi, \beta$ ) ise serbestliklerini oluşturur.

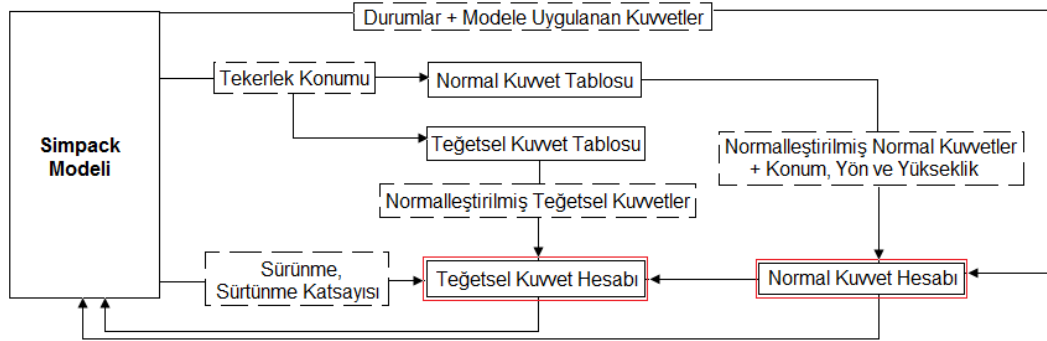


Şekil B.1 Tekerlek seti topolojisi



Şekil B.2 Tekerlek seti modeli

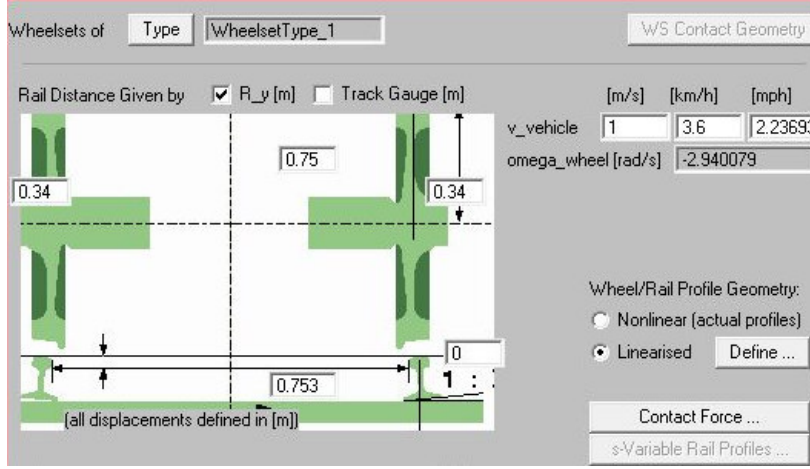
Tekerlek seti modeli kurulduktan sonra tekerlek-ray temasının nasıl olacağı belirlenir. Yazılımda, tekerlek ve ray arasında sınırlı veya elastik bir temas tanımlanabilir. Matlab yazılımında kurulan modele uygun bir model kurulması amaçlandığı için bu modelde tek noktada sınırlı temas tanımlanmıştır. Simpack yazılımında tekerlek-ray etkileşimin tüm modele yansıtılması için Şekil B.3'te verilen algoritma kullanılır. Tekerlek modeli için temas noktası tespit edildikten sonra buna bağlı olarak normal ve teğetsel kuvvet hesabı yapılır.



Tekerlek konumu, yanal konum, yalpa ve yuvarlanma açılarından oluşur

Şekil B.3 Tekerlek-ray etkileşimi Simpack algoritması

Kurulan tekerlek modelinde tekerlek-ray etkileşimi için yapılan diğer ayarlamalar ve kullanılan parametreler Şekil B.4'te ve Çizelge B.1'de verilmiştir.



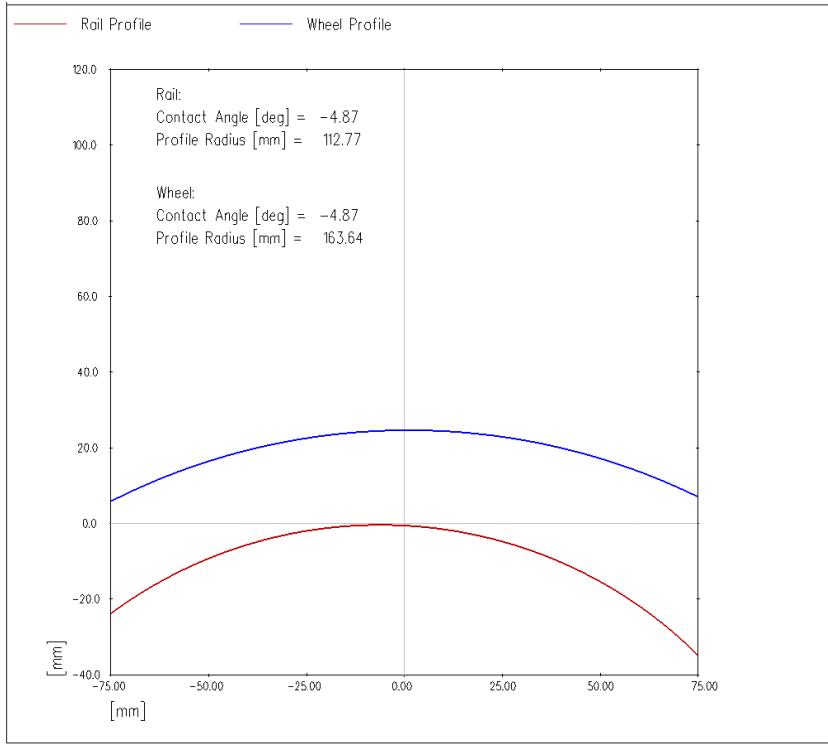
Şekil B.4 Tekerlek-ray etkileşimi için yapılan ayarlamalar

Çizelge B.1 Tekerlek-ray etkileşimi ayarlarında kullanılan parametreler

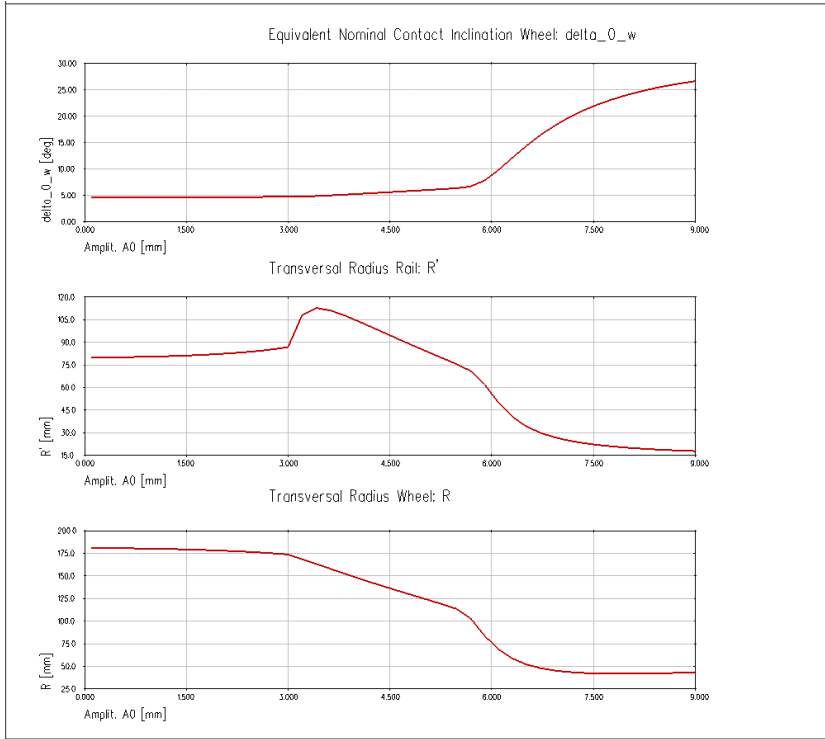
Tanımlama	Yapılan Atama
Tekerlek yarıçapı	0.34 m
Tekerleğin referans eksene olan uzaklığı	0.75 m
Rayın referans eksene olan uzaklığı	0.753 m
Ray eğimi	1/0
Tekerlek profili	S1002
Ray profili	S49
Temas tipi	Tek nokta temas
Tekerlek-ray profil geometrisi	Doğrusallaştırılmış
Doğrusallaştırma tipi	Harmonik doğrusallaştırma
Doğrusallaştırma genliği	0.003 m
Teğetsel kuvvet hesaplama yaklaşımı	Kalker'in basitleştirilmiş teorisi (FASTSIM)
Sürtünme tipi	Sabit
Sürtünme katsayısı ( $\mu$ )	0.4
Seçilen referans hız (V)	V, yol boyunca: ds/dt
Kalker katsayılarını hesaplama yöntemi	Çizelgeden anlık hesaplama
Kalker katsayıları ağırlıklandırma çarpanı	1

Şekil B.5'te tekerlek ve ray profillerinin yarı doğrusallaştırma metodu sonucu elde edilmiş parametreleri görülmektedir. Şekil B.6'da ise, eşdeğer temas açısı ( $\delta$ ), yarı doğrusallaştırılmış tekerlek ve ray yarıçaplarının ( $R, R'$ ) doğrusallaştırma genliğine göre değişimi bulunmaktadır.

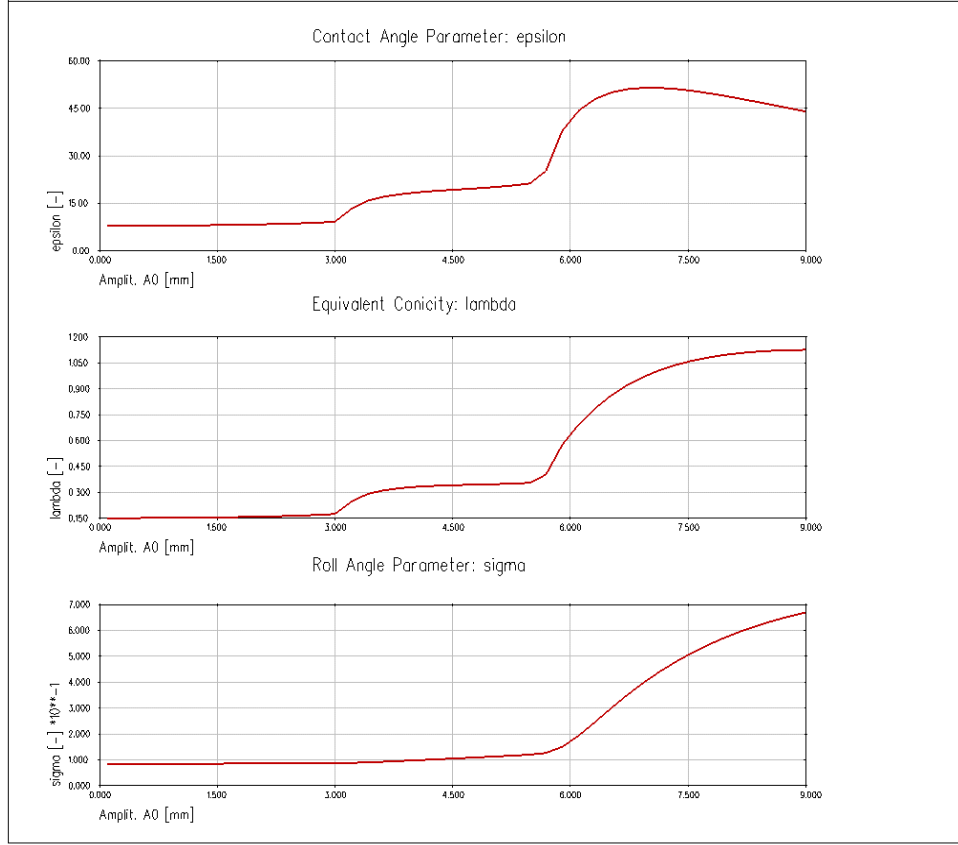
Şekil B.7'de temas açısı parametresi ( $\epsilon$ ), eşdeğer koniklik ( $\lambda$ ) ve yuvarlanma açısı parametresinin ( $\sigma$ ) doğrusallaştırma genliğine göre değişimi gösterilmiştir.



Şekil B.5 Doğrusallaştırılmış tekerlek ve ray profilleri



Şekil B.6 Eşdeğer temas açısı ( $\delta$ ), yarı doğrusallaştırılmış tekerlek ve ray yarı çaplarının doğrusallaştırma genişliğine göre değişimi



Şekil B.7 Temas açısı parametresi ( $\epsilon$ ), eşdeğer koniklik ( $\lambda$ ) ve yuvarlanma açısı parametresinin ( $\sigma$ ) doğrusallaştırma genliğine göre değişimi



## HAFİF METRO ARACI MATLAB MODELİ BİLGİLERİ

### C-1 Hafif Metro Aracına Ait Parametreler

Çizelge C.1'de hafif metro aracının yüksüz durumu analizlerinde kullanılan parametreler verilmiştir.

Çizelge C.1 Boş yük durumu için hafif metro aracına ait parametreler

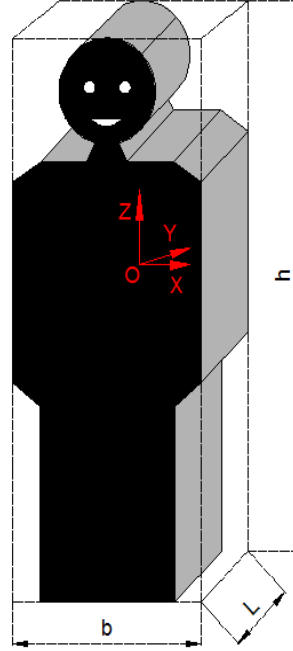
Simge	Açıklama	Değer	Birim
$M_{a1}$	1. Gövde kütlesi	13510	Kg
$M_{a2}$	2. Gövde kütlesi	13430	Kg
$M_{b1}, M_{b3}$	1. ve 3. Boji kütlesi	3309	Kg
$M_{b2}$	2. Boji kütlesi	1845	Kg
$M_{t1}, M_{t2}, M_{t5}, M_{t6}$	1., 2., 5. ve 6. Tekerlek seti kütleleri	995	Kg
$M_{t3}, M_{t4}$	3. ve 4. Tekerlek seti kütleleri	1032	Kg
$I_{a1x}$	1. Gövdenin x eksenine etrafındaki atalet momenti	25521	$Kgm^2$
$I_{a1y}$	1. Gövdenin y eksenine etrafındaki atalet momenti	187130	$Kgm^2$
$I_{a1z}$	1. Gövdenin z eksenine etrafındaki atalet momenti	178416	$Kgm^2$
$I_{a2x}$	2. Gövdenin x eksenine etrafındaki atalet momenti	25866	$Kgm^2$
$I_{a2y}$	2. Gövdenin y eksenine etrafındaki atalet momenti	182478	$Kgm^2$
$I_{a2z}$	2. Gövdenin z eksenine etrafındaki atalet momenti	173671	$Kgm^2$
$I_{b1x}, I_{b3x}$	1. ve 3. Bojinin x eksenine etrafındaki atalet momenti	2367	$Kgm^2$
$I_{b1y}, I_{b3y}$	1. ve 3. Bojinin y eksenine etrafındaki atalet momenti	2066	$Kgm^2$
$I_{b1z}, I_{b3z}$	1. ve 3. Bojinin z eksenine etrafındaki atalet momenti	4284	$Kgm^2$
$I_{b2x}$	2. Bojinin x eksenine etrafındaki atalet momenti	1383	$Kgm^2$
$I_{b2y}$	2. Bojinin y eksenine etrafındaki atalet momenti	1121	$Kgm^2$
$I_{b2z}$	2. Bojinin z eksenine etrafındaki atalet momenti	2422	$Kgm^2$
$I_{t1x}, I_{t2x}, I_{t5x}, I_{t6x}$	1., 2., 5. ve 6. Tekerlek setleri x eksenine etrafındaki atalet momenti	406	$Kgm^2$
$I_{t1y}, I_{t2y}, I_{t5y}, I_{t6y}$	1., 2., 5. ve 6. Tekerlek setleri y eksenine etrafındaki atalet momenti	41	$Kgm^2$
$I_{t1z}, I_{t2z}$	1., 2., 5. ve 6. Tekerlek setleri z eksenine etrafındaki	406	$Kgm^2$

$I_{t5z}, I_{t6z}$	atalet momenti		
$I_{t3x}, I_{t4x}$	3. ve 4. Tekerlek setleri x eksenini etrafındaki atalet momenti	424	Kgm <sup>2</sup>
$I_{t3y}, I_{t4y}$	3. ve 4. Tekerlek setleri y eksenini etrafındaki atalet momenti	42	Kgm <sup>2</sup>
$I_{t3z}, I_{t4z}$	3. ve 4. Tekerlek setleri z eksenini etrafındaki atalet momenti	424	Kgm <sup>2</sup>
$L_{s1x}$	Boji ağırlık merkezi ile birincil süspansiyon arası x yönündeki mesafe	0,9	m
$L_{s1y}$	Boji ağırlık merkezi ile birincil süspansiyon arası y yönündeki mesafe	0,94	m
$L_{s2y}$	Boji ağırlık merkezi ile ikincil süspansiyon arası y yönündeki mesafe	0,9	m
$L_{a1b1x}$	1. Boji ikincil süspansiyonu ile 1. gövde ağırlık merkezi arası x yönündeki mesafe	2,3	m
$L_{a1b2x}$	2. Boji ikincil süspansiyonu ile 1. gövde ağırlık merkezi arası x yönündeki mesafe	6,2	m
$L_{a2b3x}$	2. Boji ikincil süspansiyonu ile 2. gövde ağırlık merkezi arası x yönündeki mesafe	6,2	m
$L_{a2b4x}$	3. Boji ikincil süspansiyonu ile 2. gövde ağırlık merkezi arası x yönündeki mesafe	2,3	m
$L_{2dx}$	Yanal damper ile boji ağırlık merkezi arası x yönündeki mesafe	0,03	m
$L_{d2y}$	Düşey damper ile boji ağırlık merkezi arası y yönündeki mesafe	1,15	m
$L_{rollz1}$	Gövdelerin üst birleşme bölgesinde yuvarlanma önleyici çubuk ile gövde ağırlık merkezi arası z yönündeki mesafe	1,818	m
$L_{rollz2}$	Gövdelerin alt birleşme noktası ile gövde ağırlık merkezi arası z yönündeki mesafe	0,812	m
$L_{wb}$	Tekerlek setleri ile boji ağırlık merkezleri arası x yönündeki mesafe	0,9	m
$L_{bb}$	Boji ağırlık merkezleri arası x yönündeki mesafe	8,5	m
$k_{1x}$	Birincil süspansiyon x yönündeki katılık değeri	26500000	N/m
$k_{1y}$	Birincil süspansiyon y yönündeki katılık değeri	6400000	N/m
$k_{1z}$	Birincil süspansiyon z yönündeki katılık değeri	2000000	N/m
$C_{1x}$	Birincil süspansiyon x yönündeki sönüm değeri	11650	Ns/m
$C_{1y}$	Birincil süspansiyon y yönündeki sönüm değeri	5700	Ns/m
$C_{1z}$	Birincil süspansiyon z yönündeki sönüm değeri	3200	Ns/m
$k_{2x}$	İkincil süspansiyon x yönündeki katılık değeri	340000	N/m
$k_{2y}$	İkincil süspansiyon y yönündeki katılık değeri	340000	N/m
$k_{2z}$	İkincil süspansiyon z yönündeki katılık değeri	520000	N/m
$C_{2x}$	İkincil süspansiyon x yönündeki sönüm değeri	3400	Ns/m
$C_{2y}$	İkincil süspansiyon y yönündeki sönüm değeri	3400	Ns/m
$C_{2z}$	İkincil süspansiyon z yönündeki sönüm değeri	5200	Ns/m

$k_{cx}$	Cer kolu için tarif edilen x yönündeki katılık değeri	35000000	N/m
$k_{roll}$	Gövdelerin üst birleşim yerinde tarif edilen y yönündeki katılık değeri	195000	N/m
$k_t$	Gövdelerin alt birleşim yerinde tarif edilen y yönündeki katılık değeri	10000000	N/m
$c_{cx}$	Cer kolu için tarif edilen x yönündeki sönüm değeri	17500	Ns/m
$c_{roll}$	Gövdelerin üst birleşim yerinde tarif edilen y yönündeki sönüm değeri	250	Ns/m
$c_t$	Gövdelerin alt birleşim yerinde tarif edilen y yönündeki sönüm değeri	10000	Ns/m
$c_{dy}$	Yanal damper y yönündeki sönüm değeri	56000	Ns/m
$c_{dz}$	Düşey damper z yönündeki sönüm değeri	40000	Ns/m
$G$	Tekerlek ve ray katılığına ait bileşke kayma modülü	$7,92 \cdot 10^{10}$	$Kg/m^2$
$a$	Yuvarlanma yönünde (x) temas elipsi nin yarıçapı	$4,931 \cdot 10^{-3}$	m
$b$	Yanal yönde (y) temas elipsi nin yarıçapı	$3,148 \cdot 10^{-3}$	m
$C_{11}$	Sürünme ve dönme katsayıları	25,785	
$C_{22}$	Sürünme ve dönme katsayıları	4,44	
$C_{23}$	Sürünme ve dönme katsayıları	2,145	
$\lambda$	Tekerlek profili eşdeğer konikliği	0,26	
$W_{A1}$	1. Tekerlek setine gelen yük	73770,27	kg
$W_{A2}$	2. Tekerlek setine gelen yük	73769,54	kg
$W_{A3}$	3. Tekerlek setine gelen yük	56111,77	kg
$W_{A4}$	4. Tekerlek setine gelen yük	56116,67	kg
$W_{A5}$	6. Tekerlek setine gelen yük	73480,61	kg
$W_{A6}$	6. Tekerlek setine gelen yük	73485,51	kg
$r_0$	Tekerlek yarıçapı	0,34	m
$e_0$	Tekerlek temas noktaları arası mesafenin yarısı	0,753	m

## C-2 Hafif Metro Aracına Ait Parametreler (Tam Yük Durumu İçin)

### C-2.1 Yolcu Atalet Momentinin Hesaplanması



Şekil C.1 Yolcu atalet momentinin hesaplanmasında kullanılan yolcu boyutları

Şekil C.1'de  $b$ ,  $h$  ve  $L$  yolcu boyutlarını,  $O$  ise yolcuya ait ağırlık merkezini

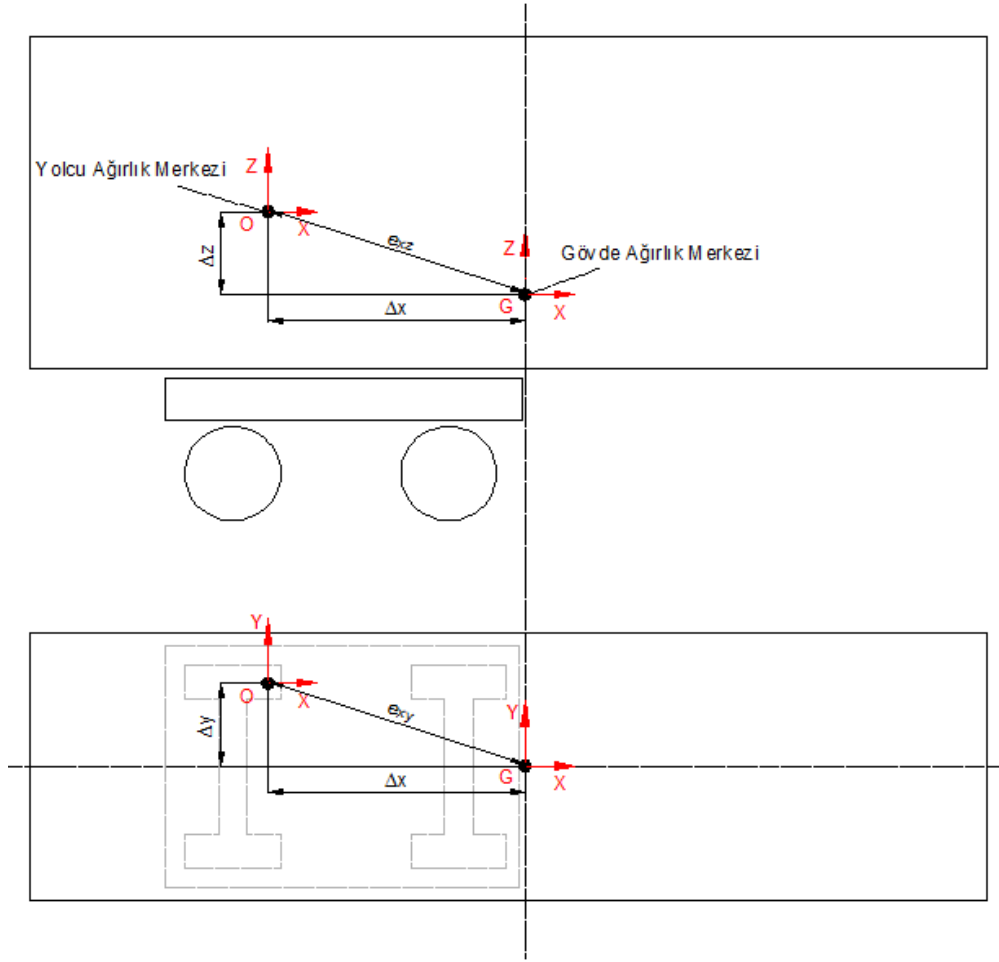
göstermektedir.  $I_x = \frac{M_p}{12}(h^2 + L^2)$ ,  $I_y = \frac{M_p}{12}(h^2 + b^2)$ ,  $I_z = \frac{M_p}{12}(b^2 + L^2)$  olmak üzere  $O$

noktasına göre bir yolcuya ait atalet moment değerleri Çizelge C.2'deki gibidir.

Çizelge C.2 Yolcu parametreleri

Yolcu Parametreleri	$M_p$ (kg)	$b$ (m)	$L$ (m)	$h$ (m)	$I_x$ ( $\text{kgm}^2$ )	$I_y$ ( $\text{kgm}^2$ )	$I_z$ ( $\text{kgm}^2$ )
Değerler	70	0,35	0,35	1,7	17,6	17,6	1,4

Yolcu atalet momentlerinin gövde atalet momentlerine eklenmesi paralel eksen teoremine göre yapılır. Burada iki farklı yol izlenebilir; ilk olarak tüm yolcuların atalet momentlerini ayrı ayrı gövde atalet momentlerine eklenebilir. İkinci olarak ise, tüm yolcuları yekpare düşünüp ağırlık merkezini bulduktan sonra, tüm yolcuların toplam atalet momentleri gövde atalet momentlerine eklenebilir. Şekil C.2'de bir yolcunun atalet momentlerinin paralel eksen teoremine göre gövde atalet momentine nasıl eklendiği görülmektedir.



Şekil C.2 Yolcu ataletlerinin gövde ağırlık merkezine indirgenmesi

Şekil C.2’de  $\Delta x$ ,  $\Delta y$ ,  $\Delta z$  sırasıyla yolcu ağırlık merkezinin gövde ağırlık merkezine  $x$ ,  $y$  ve  $z$  yönlerindeki mesafelerini,  $G$  ise gövdeye ait ağırlık merkezini göstermektedir.

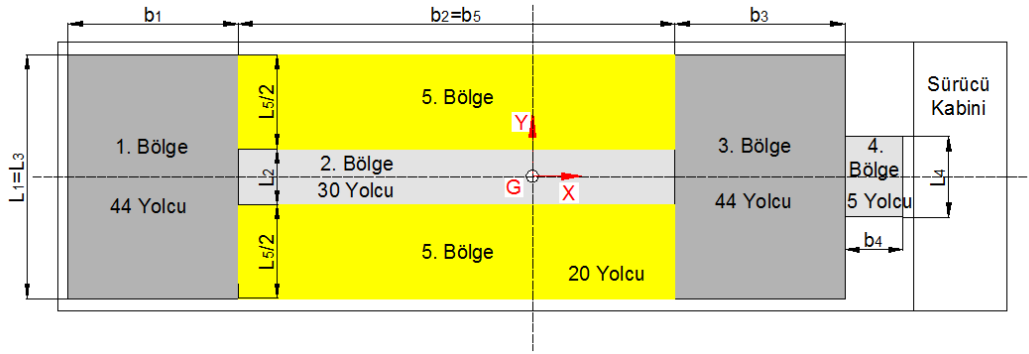
$$\begin{aligned}
 I_{xi}^G &= I_{xi}^O + M_p (\Delta y^2 + \Delta z^2) \\
 I_{yi}^G &= I_{yi}^O + M_p (\Delta x^2 + \Delta z^2) \\
 I_{zi}^G &= I_{zi}^O + M_p (\Delta x^2 + \Delta y^2)
 \end{aligned} \tag{C.1}$$

(C.1)’deki gibi yolculara ait  $x$ ,  $y$  ve  $z$  eksenleri için toplam atalet momentleri gövde ağırlık merkezine aşağıdaki gibi indirgenebilir. Burada;  $n$  toplam yolcu sayısını,  $I_{x\_t}^G$ ,  $I_{y\_t}^G$ ,  $I_{z\_t}^G$  ise sırasıyla  $x$ ,  $y$  ve  $z$  eksenleri için gövde ağırlık merkezine indirgenmiş toplam yolcu atalet momentlerini ifade etmektedir (C.2).

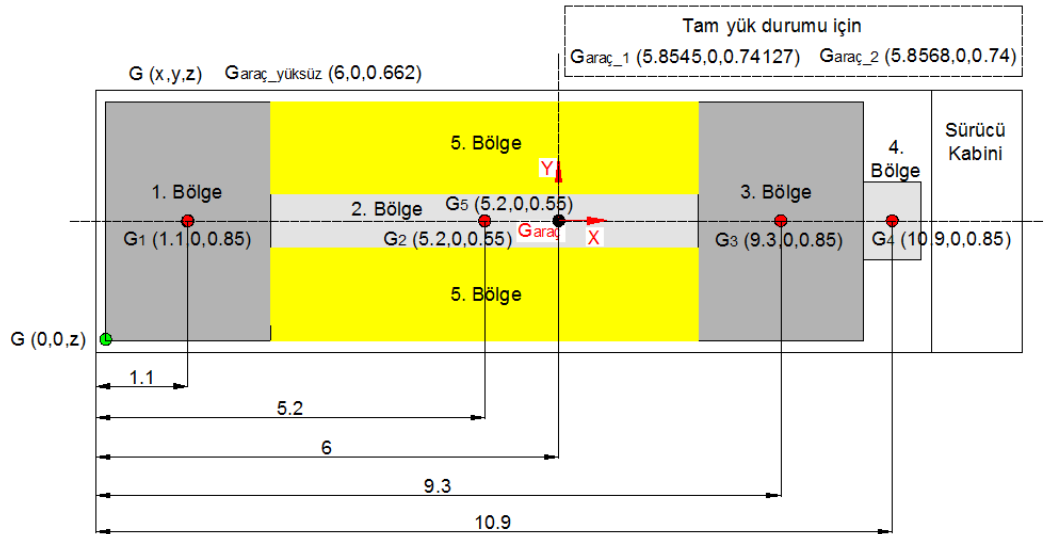
$$I_{x\_t}^G = \sum_{i=1}^n I_{xi}^G, \quad I_{y\_t}^G = \sum_{i=1}^n I_{yi}^G, \quad I_{z\_t}^G = \sum_{i=1}^n I_{zi}^G \tag{C.2}$$

Hafif metro aracı yolcu yerleşim düzeni Şekil C.3'te görülmektedir. Beş bölüme ayrılan yolcu yerleşim düzeninde 1., 2., 3. ve 4. bölgeler ayakta durma bölgeleri ve 5. bölge ise oturma bölgesidir. Bu bölgelere ait indirgeme için gerekli parametreler Çizelge C.3'te verilmiştir. Hafif metro aracı 8 adet/m<sup>2</sup> insan yükü ile boş yer kalmayacak şekilde yüklendiği zaman araç kütle, atalet momentleri ile birlikte ağırlık merkezlerinin yerleri de değişecektir. Şekil C.4'te yeni ağırlık merkezlerinin hesaplanması için gerekli olan veriler mevcuttur.

Araç simetrik kabul edildiği için y ekseninde ağırlık merkezlerine ait yerlerin değişmediği kabul edilmiştir. Tam yük durumu için indirgeme yapıldıktan sonra değişen gövde parametreleri Çizelge C.4'te verilmiştir.



Şekil C.3 Yolcu yerleşim düzeni



Şekil C.4 Bölgelere göre yolcu ağırlık merkezlerinin yerleri

Çizelge C.3 Yolcu yerleşim düzeni parametreleri ( $\sum M_p=10010 \text{ kg}$ )

	h (m)	L (m)	b (m)	M (kg)	$\Delta_x$ (m)	$\Delta_y$ (m)	$\Delta_z$ (m)	$I_x$ (kgm <sup>2</sup> )	$I_y$ (kgm <sup>2</sup> )	$I_z$ (kgm <sup>2</sup> )
1. Bölge	1,7	2,5	2,2	3080	4,9	0	0,188	2346	1984	2846
2. Bölge	1,7	0,635	6	2100	0,8	0	0,188	576	6806	6371
3. Bölge	1,7	2,5	2,2	3080	3,3	0	0,188	2346	1984	2846
4. Bölge	1,7	1	0,6	350	4,7	0	0,188	113	95	40
5. Bölge	1,1	1,865	5,5	1400	0,8	0	0,112	547	3670	3935

Çizelge C.4 Tam yük durumu için hafif metro aracında değişen parametreler

Simge	Açıklama	Değer	Birim
$M_{a1}$	1. Gövde kütlesi	18437	Kg
$M_{a2}$	2. Gövde kütlesi	18739	Kg
$I_{a1x}$	1. Gövdenin x eksenine etrafındaki atalet momenti	23605	Kgm <sup>2</sup>
$I_{a1y}$	1. Gövdenin y eksenine etrafındaki atalet momenti	242065	Kgm <sup>2</sup>
$I_{a1z}$	1. Gövdenin z eksenine etrafındaki atalet momenti	239165	Kgm <sup>2</sup>
$I_{a2x}$	2. Gövdenin x eksenine etrafındaki atalet momenti	24002	Kgm <sup>2</sup>
$I_{a2y}$	2. Gövdenin y eksenine etrafındaki atalet momenti	253375	Kgm <sup>2</sup>
$I_{a2z}$	2. Gövdenin z eksenine etrafındaki atalet momenti	250375	Kgm <sup>2</sup>
$L_{rollz1}$	Gövdelerin üst birleşme bölgesinde yuvarlanma önleyici çubuk ile gövde ağırlık merkezi arası z yönündeki mesafe	1,74	m
$L_{rollz2}$	Gövdelerin alt birleşme noktası ile gövde ağırlık merkezi arası z yönündeki mesafe	0,89	m
$L_{a1b1x}$	1. Boji ikincil süspansiyonu ile 1. gövde ağırlık merkezi arası x yönündeki mesafe	2,45	m
$L_{a1b2x}$	2. Boji ikincil süspansiyonu ile 1. gövde ağırlık merkezi arası x yönündeki mesafe	6,05	m
$L_{a2b3x}$	2. Boji ikincil süspansiyonu ile 2. gövde ağırlık merkezi arası x yönündeki mesafe	6,05	m
$L_{a2b4x}$	3. Boji ikincil süspansiyonu ile 2. gövde ağırlık merkezi arası x yönündeki mesafe	2,45	m
a	Yuvarlanma yönünde (x) temas elipsi nin yarıçapı	$4,106 \cdot 10^{-3}$	m
b	Yanal yönde (y) temas elipsi nin yarıçapı	$6,416 \cdot 10^{-3}$	m
$C_{11}$	Sürünme ve dönme katsayıları	27,81	
$C_{22}$	Sürünme ve dönme katsayıları	4,13	
$C_{23}$	Sürünme ve dönme katsayıları	1,4862	
$W_{A1}$	1. Tekerlek setine gelen yük	84122,35	kg
$W_{A2}$	2. Tekerlek setine gelen yük	84123,26	kg
$W_{A3}$	3. Tekerlek setine gelen yük	63906,07	kg
$W_{A4}$	4. Tekerlek setine gelen yük	63911,62	kg
$W_{A5}$	6. Tekerlek setine gelen yük	85199,71	kg
$W_{A6}$	6. Tekerlek setine gelen yük	85205,25	kg





Şekil C.5'te hafif metro aracı Matlab modeline ait kütle matrisi yer almaktadır. Çizelge C.5 ve C.6'da ise sistemin sönüm (C.3) ve katılık (C.4) matrislerine ait elemanlar görülmektedir. Verilmeyen diğer matris elemanları 0'dır.

$$C = \begin{bmatrix} C_{1_1} & C_{1_2} & \cdot & \cdot & \cdot & C_{1_{26}} & C_{1_{27}} \\ C_{2_1} & C_{2_2} & \cdot & \cdot & \cdot & C_{2_{26}} & C_{2_{27}} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ C_{26_1} & C_{26_2} & \cdot & \cdot & \cdot & C_{26_{26}} & C_{26_{27}} \\ C_{27_1} & C_{27_2} & \cdot & \cdot & \cdot & C_{27_{26}} & C_{27_{27}} \end{bmatrix}_{27 \times 27} \quad (C.3)$$

Çizelge C.5 Sönüm matrisine ait elemanlar

$C_{1_1} = \left( 2c_{1y} + 2c_{1z} \left( \frac{\lambda}{e_0} L_{sly} \right)^2 + \frac{2f_{11}}{V} \left( 1 + \frac{r_0 \lambda}{e_0} \right) \right)$	$C_{1_7} = -2c_{1y}$
$C_{1_{12}} = \frac{2f_{12}}{V}$	$C_{1_{18}} = 2L_{s1x} c_{1y}$
$C_{1_{23}} = -2c_{1z} \frac{\lambda}{e_0} L_{sly}^2$	$C_{2_2} = \left( 2c_{1y} + 2c_{1z} \left( \frac{\lambda}{e_0} L_{sly} \right)^2 + \frac{2f_{11}}{V} \left( 1 + \frac{r_0 \lambda}{e_0} \right) \right)$
$C_{2_7} = -2c_{1y}$	$C_{2_{13}} = \frac{2f_{12}}{V}$
$C_{2_{18}} = -2L_{s1x} c_{1y}$	$C_{2_{23}} = -2c_{1z} \frac{\lambda}{e_0} L_{sly}^2$
$C_{3_3} = \left( 2c_{1y} + 2c_{1z} \left( \frac{\lambda}{e_0} L_{sly} \right)^2 + \frac{2f_{11}}{V} \left( 1 + \frac{r_0 \lambda}{e_0} \right) \right)$	$C_{3_8} = -2c_{1y}$
$C_{3_{14}} = \frac{2f_{12}}{V}$	$C_{3_{19}} = 2L_{s1x} c_{1y}$
$C_{3_{24}} = -2c_{1z} \frac{\lambda}{e_0} L_{sly}^2$	$C_{4_4} = \left( 2c_{1y} + 2c_{1z} \left( \frac{\lambda}{e_0} L_{sly} \right)^2 + \frac{2f_{11}}{V} \left( 1 + \frac{r_0 \lambda}{e_0} \right) \right)$

$C_{4\_8} = -2c_{1y}$	$C_{4\_15} = \frac{2f_{12}}{V}$
$C_{4\_19} = -2L_{s1x}c_{1y}$	$C_{4\_24} = -2c_{1z} \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y}^2$
$C_{5\_5} = \left( \begin{array}{l} 2c_{1y} + 2c_{1z} \left( \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y} \right)^2 \\ + \frac{2f_{11}}{V} \left( 1 + \frac{r_0 \lambda}{e_0} \right) \end{array} \right)$	$C_{5\_9} = -2c_{1y}$
$C_{5\_16} = \frac{2f_{12}}{V}$	$C_{5\_20} = 2L_{s1x}c_{1y}$
$C_{5\_25} = -2c_{1z} \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y}^2$	$C_{6\_6} = \left( \begin{array}{l} 2c_{1y} + 2c_{1z} \left( \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y} \right)^2 \\ + \frac{2f_{11}}{V} \left( 1 + \frac{r_0 \lambda}{e_0} \right) \end{array} \right)$
$C_{6\_9} = -2c_{1y}$	$C_{6\_17} = \frac{2f_{12}}{V}$
$C_{6\_20} = -2L_{s1x}c_{1y}$	$C_{6\_25} = -2c_{1z} \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y}^2$
$C_{7\_1} = -2c_{1y}$	$C_{7\_2} = -2c_{1y}$
$C_{7\_7} = 4c_{1y} + 2c_{2y} + 2c_{dy}$	$C_{7\_10} = -(2c_{2y} + 2c_{dy})$
$C_{7\_21} = 2L_{a1b1x} (c_{2y} + c_{dy})$	$C_{8\_3} = -2c_{1y}$
$C_{8\_4} = -2c_{1y}$	$C_{8\_8} = 4c_{1y} + 2c_{2y} + 2c_{dy}$
$C_{8\_10} = -(2c_{2y} + 2c_{dy})$	$C_{8\_21} = -2L_{a1b2x} (c_{2y} + c_{dy})$
$C_{9\_5} = -2c_{1y}$	$C_{9\_6} = -2c_{1y}$
$C_{9\_9} = 4c_{1y} + 2c_{2y} + 2c_{dy}$	$C_{9\_11} = -(2c_{2y} + 2c_{dy})$
$C_{9\_22} = -2L_{a2b4x} (c_{2y} + c_{dy})$	$C_{10\_7} = -2(c_{2y} + c_{dy})$
$C_{10\_8} = -2(c_{2y} + c_{dy})$	$C_{10\_10} = 4c_{2y} + c_{roll} + c_t + 4c_{dy}$
$C_{10\_11} = -(c_{roll} + c_t)$	$C_{10\_21} = - \left( \begin{array}{l} 2c_{2y} (L_{a1b1x} - L_{a1b2x}) \\ + (c_{roll} + c_t) L_{a1b2x} \\ + 2(L_{a1b1x} - L_{a1b2x}) c_{dy} \end{array} \right)$
$C_{10\_22} = -(c_{roll} + c_t) L_{a2b3x}$	$C_{11\_9} = -2(c_{2y} + c_{dy})$
$C_{11\_10} = -(c_{roll} + c_t)$	$C_{11\_11} = 2c_{2y} + c_{roll} + c_t + 2c_{dy}$
$C_{11\_21} = (c_{roll} + c_t) L_{a1b2x}$	$C_{11\_22} = \left( \begin{array}{l} 2L_{a2b4x} (c_{2y} + c_{dy}) \\ + (c_{roll} + c_t) L_{a2b3x} \end{array} \right)$

$C_{12\_1} = l_{tly} \frac{v\lambda}{r_0 e_0} - \frac{2f_{12}}{v} \left( 1 + \frac{r_0 \lambda}{e_0} \right)$	$C_{12\_12} = 2L_{sly}^2 c_{1x} + \frac{2e_0^2 f_{33} + 2f_{22}}{v}$
$C_{12\_18} = -2L_{sly}^2 c_{1x}$	$C_{13\_2} = l_{tly} \frac{v\lambda}{r_0 e_0} - \frac{2f_{12}}{v} \left( 1 + \frac{r_0 \lambda}{e_0} \right)$
$C_{13\_13} = 2L_{sly}^2 c_{1x} + \frac{2e_0^2 f_{33} + 2f_{22}}{v}$	$C_{13\_18} = -2L_{sly}^2 c_{1x}$
$C_{14\_3} = l_{tly} \frac{v\lambda}{r_0 e_0} - \frac{2f_{12}}{v} \left( 1 + \frac{r_0 \lambda}{e_0} \right)$	$C_{14\_14} = 2L_{sly}^2 c_{1x} + \frac{2e_0^2 f_{33} + 2f_{22}}{v}$
$C_{14\_19} = -2L_{sly}^2 c_{1x}$	$C_{15\_4} = l_{tly} \frac{v\lambda}{r_0 e_0} - \frac{2f_{12}}{v} \left( 1 + \frac{r_0 \lambda}{e_0} \right)$
$C_{15\_15} = 2L_{sly}^2 c_{1x} + \frac{2e_0^2 f_{33} + 2f_{22}}{v}$	$C_{15\_19} = -2L_{sly}^2 c_{1x}$
$C_{16\_5} = l_{tly} \frac{v\lambda}{r_0 e_0} - \frac{2f_{12}}{v} \left( 1 + \frac{r_0 \lambda}{e_0} \right)$	$C_{16\_16} = 2L_{sly}^2 c_{1x} + \frac{2e_0^2 f_{33} + 2f_{22}}{v}$
$C_{16\_20} = -2L_{sly}^2 c_{1x}$	$C_{17\_6} = l_{tly} \frac{v\lambda}{r_0 e_0} - \frac{2f_{12}}{v} \left( 1 + \frac{r_0 \lambda}{e_0} \right)$
$C_{17\_17} = 2L_{sly}^2 c_{1x} + \frac{2e_0^2 f_{33} + 2f_{22}}{v}$	$C_{17\_20} = -2L_{sly}^2 c_{1x}$
$C_{18\_1} = 2L_{s1x} c_{1y}$	$C_{18\_2} = -2L_{s1x} c_{1y}$
$C_{18\_12} = -2L_{sly}^2 c_{1x}$	$C_{18\_13} = -2L_{sly}^2 c_{1x}$
$C_{18\_18} = 2 \left( \begin{array}{l} 2L_{s1x}^2 c_{1y} + 2L_{sly}^2 c_{1x} \\ + (c_{2x} + c_{cx}) L_{s2y}^2 + L_{dx}^2 c_{dy} \end{array} \right)$	$C_{18\_21} = -2(c_{2x} + c_{cx}) L_{s2y}^2$
$C_{19\_3} = 2L_{s1x} c_{1y}$	$C_{19\_4} = -2L_{s1x} c_{1y}$
$C_{19\_14} = -2L_{sly}^2 c_{1x}$	$C_{19\_15} = -2L_{sly}^2 c_{1x}$
$C_{19\_19} = 2 \left( \begin{array}{l} 2L_{s1x}^2 c_{1y} + 2L_{sly}^2 c_{1x} \\ + (c_{2x} + c_{cx}) L_{s2y}^2 + L_{dx}^2 c_{dy} \end{array} \right)$	$C_{19\_21} = -2(c_{2x} + c_{cx}) L_{s2y}^2$
$C_{20\_5} = 2L_{s1x} c_{1y}$	$C_{20\_6} = -2L_{s1x} c_{1y}$
$C_{20\_16} = -2L_{sly}^2 c_{1x}$	$C_{20\_17} = -2L_{sly}^2 c_{1x}$
$C_{20\_20} = 2 \left( \begin{array}{l} 2L_{s1x}^2 c_{1y} + 2L_{sly}^2 c_{1x} \\ + (c_{2x} + c_{cx}) L_{s2y}^2 + L_{dx}^2 c_{dy} \end{array} \right)$	$C_{20\_22} = -2(c_{2x} + c_{cx}) L_{s2y}^2$
$C_{21\_7} = 2L_{alb1x} (c_{2y} + c_{dy})$	$C_{21\_8} = -2(L_{alb2x} c_{2y} + c_{dy} L_{alb2x})$
$C_{21\_10} = - \left( \begin{array}{l} 2(c_{2y} + c_{dy})(L_{alb1x} - L_{alb2x}) \\ + (c_{roll} + c_t) L_{alb2x} \end{array} \right)$	$C_{21\_11} = (c_{roll} + c_t) L_{alb2x}$
$C_{21\_18} = -2(c_{2x} + c_{cx}) L_{s2y}^2$	$C_{21\_19} = -2(c_{2x} + c_{cx}) L_{s2y}^2$

$C_{21\_21} = \begin{pmatrix} 2c_{2y} (L_{a1b1x}^2 - L_{a1b2x}^2) \\ +4(c_{2x} + c_{cx})L_{s2y}^2 \\ +(c_{roll} + c_t + 2c_{dy})L_{a1b2x}^2 \\ +2c_{dy}L_{a1b1x}^2 \end{pmatrix}$	$C_{21\_22} = (c_{roll} + c_t)L_{a1b2x}L_{a2b3x}$
$C_{22\_9} = -2L_{a2b4x} (c_{2y} + c_{dy})$	$C_{22\_10} = -(c_{roll} + c_t)L_{a2b3x}$
$C_{22\_11} = \begin{pmatrix} 2L_{a2b4x} (c_{2y} + c_{dy}) \\ +(c_{roll} + c_t)L_{a2b3x} \end{pmatrix}$	$C_{22\_20} = -2(c_{2x} + c_{cx})L_{s2y}^2$
$C_{22\_21} = (c_{roll} + c_t)L_{a2b3x}L_{a1b2x}$	$C_{22\_22} = \begin{pmatrix} 4L_{a2b4x}^2 c_{2y} + 2L_{s2y}^2 (c_{2x} + c_{cx}) \\ +L_{a2b3x}^2 (c_{roll} + c_t) + 2L_{a2b4x}^2 c_{dy} \end{pmatrix}$
$C_{23\_1} = -2L_{s1y}^2 \frac{\lambda}{e_0} c_{1z}$	$C_{23\_2} = -2L_{s1y}^2 \frac{\lambda}{e_0} c_{1z}$
$C_{23\_23} = 2(2L_{s1y}^2 c_{1z} + L_{s2y}^2 c_{2z} + L_{dy}^2 c_{dz})$	$C_{23\_26} = -2(L_{s2y}^2 c_{2z} + L_{dy}^2 c_{dz})$
$C_{24\_3} = -2L_{s1y}^2 \frac{\lambda}{e_0} c_{1z}$	$C_{24\_4} = -2L_{s1y}^2 \frac{\lambda}{e_0} c_{1z}$
$C_{24\_24} = 2(2L_{s1y}^2 c_{1z} + L_{s2y}^2 c_{2z} + L_{dy}^2 c_{dz})$	$C_{24\_26} = -2(L_{s2y}^2 c_{2z} + L_{dy}^2 c_{dz})$
$C_{25\_5} = -2L_{s1y}^2 \frac{\lambda}{e_0} c_{1z}$	$C_{25\_6} = -2L_{s1y}^2 \frac{\lambda}{e_0} c_{1z}$
$C_{25\_25} = 2 \begin{pmatrix} 2L_{s1y}^2 c_{1z} + L_{s2y}^2 c_{2z} \\ +L_{dy}^2 c_{dz} \end{pmatrix}$	$C_{25\_27} = -2(L_{s2y}^2 c_{2z} + L_{dy}^2 c_{dz})$
$C_{26\_23} = -2(L_{s2y}^2 c_{2z} + L_{dy}^2 c_{dz})$	$C_{26\_24} = -2(L_{s2y}^2 c_{2z} + L_{dy}^2 c_{dz})$
$C_{26\_26} = \begin{pmatrix} 4L_{s2y}^2 c_{2z} + L_{roll\_z1}^2 c_{roll} \\ +L_{roll\_z2}^2 c_t + 4L_{dy}^2 c_{dz} \end{pmatrix}$	$C_{26\_27} = -(L_{roll\_z1}^2 c_{roll} + L_{roll\_z2}^2 c_t)$
$C_{27\_25} = -2(L_{s2y}^2 c_{2z} + L_{dy}^2 c_{dz})$	$C_{27\_26} = -(L_{roll\_z1}^2 c_{roll} + L_{roll\_z2}^2 c_t)$
$C_{27\_27} = \begin{pmatrix} 2L_{s2y}^2 c_{2z} + L_{roll\_z1}^2 c_{roll} \\ +L_{roll\_z2}^2 c_t + 2L_{dy}^2 c_{dz} \end{pmatrix}$	

Not: Doğal frekans analizlerinde sürünme kuvvetleri ile ilgili terimler çıkarılmalıdır.

$$K = \begin{bmatrix} K_{1_1} & K_{1_2} & \cdot & \cdot & \cdot & K_{1_{26}} & K_{1_{27}} \\ K_{2_1} & K_{2_2} & \cdot & \cdot & \cdot & K_{2_{26}} & K_{2_{27}} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ K_{26_1} & K_{26_2} & \cdot & \cdot & \cdot & K_{26_{26}} & K_{26_{27}} \\ K_{27_1} & K_{27_2} & \cdot & \cdot & \cdot & K_{27_{26}} & K_{27_{27}} \end{bmatrix}_{27 \times 27} \quad (C.4)$$

Çizelge C.6 Katılık matrisine ait elemanlar

$K_{1_1} = 2k_{1y} + 2k_{1z} \left( \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y} \right)^2 + W_{A1} \frac{\lambda}{e_0}$	$K_{1_7} = -2k_{1y}$
$K_{1_{12}} = -2f_{11}$	$K_{1_{18}} = 2L_{s1x} k_{1y}$
$K_{1_{23}} = -2k_{1z} \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y}^2$	$K_{2_2} = 2k_{1y} + 2k_{1z} \left( \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y} \right)^2 + W_{A2} \frac{\lambda}{e_0}$
$K_{2_7} = -2k_{1y}$	$K_{2_{13}} = -2f_{11}$
$K_{2_{18}} = -2L_{s1x} k_{1y}$	$K_{2_{23}} = -2k_{1z} \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y}^2$
$K_{3_3} = 2k_{1y} + 2k_{1z} \left( \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y} \right)^2 + W_{A3} \frac{\lambda}{e_0}$	$K_{3_8} = -2k_{1y}$
$K_{3_{14}} = -2f_{11}$	$K_{3_{19}} = 2L_{s1x} k_{1y}$
$K_{3_{24}} = -2k_{1z} \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y}^2$	$K_{4_4} = 2k_{1y} + 2k_{1z} \left( \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y} \right)^2 + W_{A4} \frac{\lambda}{e_0}$
$K_{4_8} = -2k_{1y}$	$K_{4_{15}} = -2f_{11}$
$K_{4_{19}} = -2L_{s1x} k_{1y}$	$K_{4_{24}} = -2k_{1z} \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y}^2$
$K_{5_5} = 2k_{1y} + 2k_{1z} \left( \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y} \right)^2 + W_{A5} \frac{\lambda}{e_0}$	$K_{5_9} = -2k_{1y}$
$K_{5_{16}} = -2f_{11}$	$K_{5_{20}} = 2L_{s1x} k_{1y}$
$K_{5_{25}} = -2k_{1z} \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y}^2$	$K_{6_6} = 2k_{1y} + 2k_{1z} \left( \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y} \right)^2 + W_{A6} \frac{\lambda}{e_0}$
$K_{6_9} = -2k_{1y}$	$K_{6_{17}} = -2f_{11}$
$K_{6_{20}} = -2L_{s1x} k_{1y}$	$K_{6_{25}} = -2k_{1z} \frac{\lambda}{e_0} L_{s1y}^2$
$K_{7_1} = -2k_{1y}$	$K_{7_2} = -2k_{1y}$
$K_{7_7} = 4k_{1y} + 2k_{2y}$	$K_{7_{10}} = -2k_{2y}$
$K_{7_{21}} = 2k_{2y} L_{alb1x}$	$K_{8_3} = -2k_{1y}$

$K_{8\_4} = -2k_{1y}$	$K_{8\_8} = 4k_{1y} + 2k_{2y}$
$K_{8\_10} = -2k_{2y}$	$K_{8\_21} = -2k_{2y}L_{alb2x}$
$K_{9\_5} = -2k_{1y}$	$K_{9\_6} = -2k_{1y}$
$K_{9\_9} = 4k_{1y} + 2k_{2y}$	$K_{9\_11} = -2k_{2y}$
$K_{9\_22} = -2k_{2y}L_{a2b4x}$	$K_{10\_7} = -2k_{2y}$
$K_{10\_8} = -2k_{2y}$	$K_{10\_10} = 4k_{2y} + k_{roll} + k_t$
$K_{10\_11} = -(k_{roll} + k_t)$	$K_{10\_21} = -\left(2k_{2y}(L_{alb1x} - L_{alb2x}) + (k_{roll} + k_t)L_{alb2x}\right)$
$K_{10\_22} = -(k_{roll} + k_t)L_{a2b3x}$	$K_{11\_9} = -2k_{2y}$
$K_{11\_10} = -(k_{roll} + k_t)$	$K_{11\_11} = 2k_{2y} + k_{roll} + k_t$
$K_{11\_21} = (k_{roll} + k_t)L_{alb2x}$	$K_{11\_22} = 2L_{a2b4x}k_{2y} + (k_{roll} + k_t)L_{a2b3x}$
$K_{12\_1} = \frac{2e_0 f_{33} \lambda}{r_0}$	$K_{12\_12} = 2L_{sly}^2 k_{1x} + 2f_{12} - e_0 W_{A1} \lambda$
$K_{12\_18} = -2L_{sly}^2 k_{1x}$	$K_{13\_2} = \frac{2e_0 f_{33} \lambda}{r_0}$
$K_{13\_13} = 2L_{sly}^2 k_{1x} + 2f_{12} - e_0 W_{A2} \lambda$	$K_{13\_18} = -2L_{sly}^2 k_{1x}$
$K_{14\_3} = \frac{2e_0 f_{33} \lambda}{r_0}$	$K_{14\_14} = 2L_{sly}^2 k_{1x} + 2f_{12} - e_0 W_{A3} \lambda$
$K_{14\_19} = -2L_{sly}^2 k_{1x}$	$K_{15\_4} = \frac{2e_0 f_{33} \lambda}{r_0}$
$K_{15\_15} = 2L_{sly}^2 k_{1x} + 2f_{12} - e_0 W_{A4} \lambda$	$K_{15\_19} = -2L_{sly}^2 k_{1x}$
$K_{16\_5} = \frac{2e_0 f_{33} \lambda}{r_0}$	$K_{16\_16} = 2L_{sly}^2 k_{1x} + 2f_{12} - e_0 W_{A5} \lambda$
$K_{16\_20} = -2L_{sly}^2 k_{1x}$	$K_{17\_6} = \frac{2e_0 f_{33} \lambda}{r_0}$
$K_{17\_17} = 2L_{sly}^2 k_{1x} + 2f_{12} - e_0 W_{A6} \lambda$	$K_{17\_20} = -2L_{sly}^2 k_{1x}$
$K_{18\_1} = 2L_{s1x} k_{1y}$	$K_{18\_2} = -2L_{s1x} k_{1y}$
$K_{18\_12} = -2L_{sly}^2 k_{1x}$	$K_{18\_13} = -2L_{sly}^2 k_{1x}$
$K_{18\_18} = 2\left(2L_{s1x}^2 k_{1y} + 2L_{sly}^2 k_{1x} + (k_{2x} + k_{cx})L_{s2y}^2\right)$	$K_{18\_21} = -2(k_{2x} + k_{cx})L_{s2y}^2$
$K_{19\_3} = 2L_{s1x} k_{1y}$	$K_{19\_4} = -2L_{s1x} k_{1y}$
$K_{19\_14} = -2L_{sly}^2 k_{1x}$	$K_{19\_15} = -2L_{sly}^2 k_{1x}$
$K_{19\_19} = 2\left(2L_{s1x}^2 k_{1y} + 2L_{sly}^2 k_{1x} + (k_{2x} + k_{cx})L_{s2y}^2\right)$	$K_{19\_21} = -2(k_{2x} + k_{cx})L_{s2y}^2$
$K_{20\_5} = 2L_{s1x} k_{1y}$	$K_{20\_6} = -2L_{s1x} k_{1y}$

$K_{20\_16} = -2L_{sly}^2 k_{1x}$	$K_{20\_17} = -2L_{sly}^2 k_{1x}$
$K_{20\_20} = 2 \left( \begin{array}{l} 2L_{s1x}^2 k_{1y} + 2L_{sly}^2 k_{1x} \\ + (k_{2x} + k_{cx}) L_{s2y}^2 \end{array} \right)$	$K_{20\_22} = -2(k_{2x} + k_{cx}) L_{s2y}^2$
$K_{21\_7} = 2L_{alb1x} k_{2y}$	$K_{21\_8} = -2L_{alb2x} k_{2y}$
$K_{21\_10} = - \left( \begin{array}{l} 2k_{2y} (L_{alb1x} - L_{alb2x}) \\ + (k_{roll} + k_t) L_{alb2x} \end{array} \right)$	$K_{21\_11} = (k_{roll} + k_t) L_{alb2x}$
$K_{21\_18} = -2(k_{2x} + k_{cx}) L_{s2y}^2$	$K_{21\_19} = -2(k_{2x} + k_{cx}) L_{s2y}^2$
$K_{21\_21} = \left( \begin{array}{l} 2k_{2y} (L_{alb1x}^2 - L_{alb2x}^2) \\ + 4(k_{2x} + k_{cx}) L_{s2y}^2 \\ + (k_{roll} + k_t) L_{alb2x}^2 \end{array} \right)$	$K_{21\_22} = (k_{roll} + k_t) L_{alb2x} L_{a2b3x}$
$K_{22\_9} = -2L_{a2b4x} k_{2y}$	$K_{22\_10} = -(k_{roll} + k_t) L_{a2b3x}$
$K_{22\_11} = 2k_{2y} L_{a2b4x} + (k_{roll} + k_t) L_{a2b3x}$	$K_{22\_20} = -2(k_{2x} + k_{cx}) L_{s2y}^2$
$K_{22\_21} = (k_{roll} + k_t) L_{a2b3x} L_{alb2x}$	$K_{22\_22} = \left( \begin{array}{l} 2k_{2y} L_{a2b4x}^2 + 2(k_{2x} + k_{cx}) L_{s2y}^2 \\ + (k_{roll} + k_t) L_{a2b3x}^2 \end{array} \right)$
$K_{23\_1} = -2L_{sly}^2 \frac{\lambda}{e_0} k_{1z}$	$K_{23\_2} = -2L_{sly}^2 \frac{\lambda}{e_0} k_{1z}$
$K_{23\_23} = 2(2L_{sly}^2 k_{1z} + L_{s2y}^2 k_{2z})$	$K_{23\_26} = -2L_{s2y}^2 k_{2z}$
$K_{24\_3} = -2L_{sly}^2 \frac{\lambda}{e_0} k_{1z}$	$K_{24\_4} = -2L_{sly}^2 \frac{\lambda}{e_0} k_{1z}$
$K_{24\_24} = 2(2L_{sly}^2 k_{1z} + L_{s2y}^2 k_{2z})$	$K_{24\_26} = -2L_{s2y}^2 k_{2z}$
$K_{25\_5} = -2L_{sly}^2 \frac{\lambda}{e_0} k_{1z}$	$K_{25\_6} = -2L_{sly}^2 \frac{\lambda}{e_0} k_{1z}$
$K_{25\_25} = 2(2L_{sly}^2 k_{1z} + L_{s2y}^2 k_{2z})$	$K_{25\_27} = -2L_{s2y}^2 k_{2z}$
$K_{26\_23} = -2L_{s2y}^2 k_{2z}$	$K_{26\_24} = -2L_{s2y}^2 k_{2z}$
$K_{26\_26} = \left( \begin{array}{l} 4L_{s2y}^2 k_{2z} + L_{roll\_z1}^2 k_{roll} \\ + L_{roll\_z2}^2 k_t \end{array} \right)$	$K_{26\_27} = -(L_{roll\_z1}^2 k_{roll} + L_{roll\_z2}^2 k_t)$
$K_{27\_25} = -2L_{s2y}^2 k_{2z}$	$K_{27\_26} = -(L_{roll\_z1}^2 k_{roll} + L_{roll\_z2}^2 k_t)$
$K_{27\_27} = \left( \begin{array}{l} 2L_{s2y}^2 k_{2z} + L_{roll\_z1}^2 k_{roll} \\ + L_{roll\_z2}^2 k_t \end{array} \right)$	

Not: Doğal frekans analizlerinde sürünme kuvvetleri ile ilgili terimler çıkarılmalıdır.

#### C-4 Hafif Metro Aracı Modal Analizi

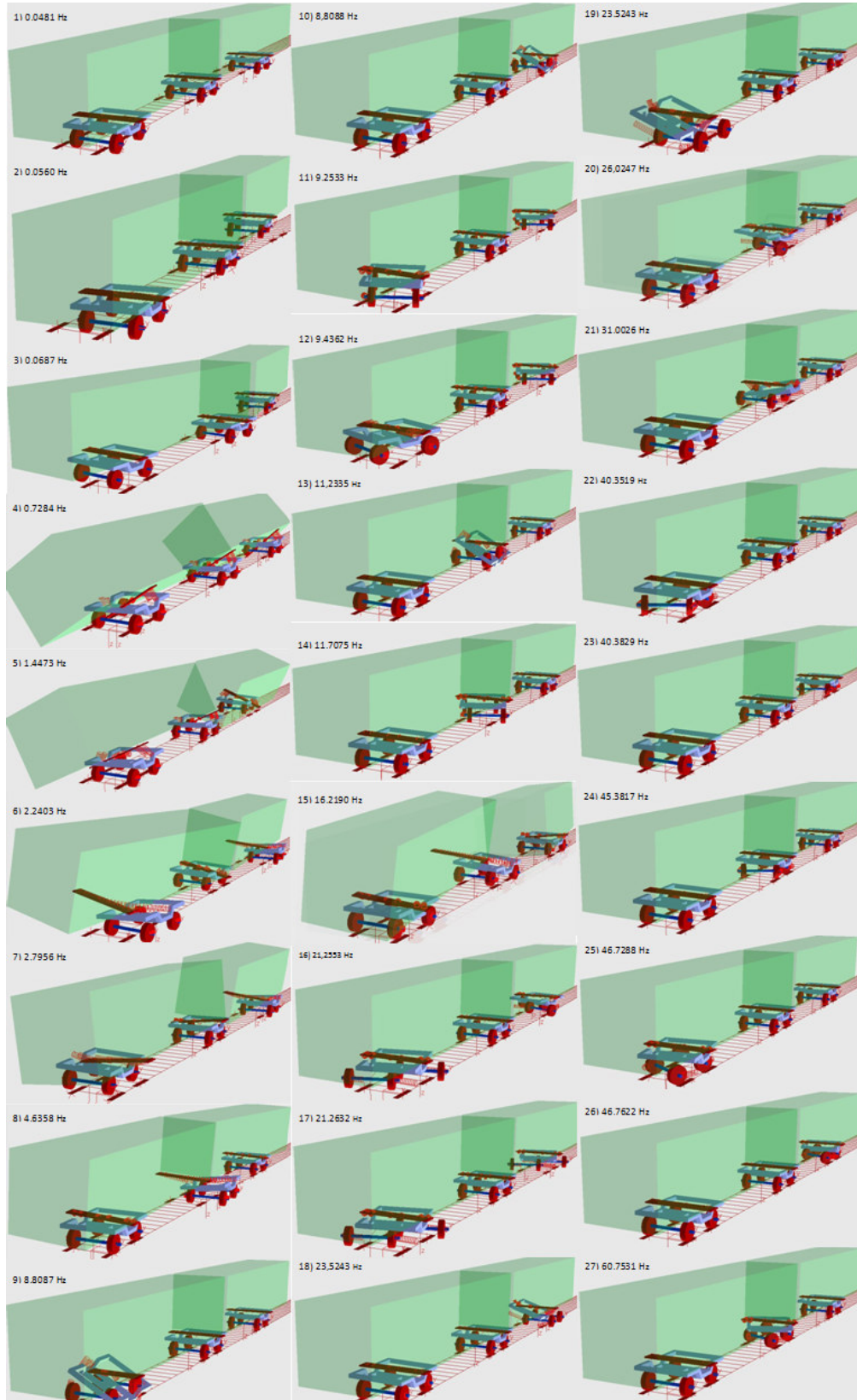
Raylı sistemlerde modal analiz yapılırken, tekerlek-ray etkileşiminde sürtünme ve sürünme kuvvetlerinin neden olduğu teğetsel kuvvetlerin yok sayılması gerekmektedir. Bu nedenle, katılık matrisinde yer alan sürünme terimleri ihmal edilmiştir. Bu haliyle doğal frekanslar, kütle, atalet momentleri, yaylardan gelen katılıklar ve sistem elemanlarının birbirlerine olan mesafelerinin yanı sıra, eş değer koniklik, tekerlek setlerinde temas noktaları arası mesafe ve tekerlek seti yüklerine bağlıdır. Sistemin doğal frekansları yüksüz ve tam yük durumları için ayrı ayrı bulunmuştur (Çizelge C.7).

Çizelge C.7 Boji sisteminin sönümsüz doğal frekansları

$(\omega_n)$	Yüksüz		Tam Yük	
	Matlab	Simpack	Matlab	Simpack
1	0.0432	0.0481	0.0434	0.0436
2	0.0521	0.0560	0.0523	0.0490
3	0.1000	0.0687	0.1016	0.0573
4	0.8033	0.7284	0.6884	0.6158
5	1.7674	1.4473	1.7287	1.1991
6	2.1139	2.2403	1.9255	2.0030
7	3.0162	2.7956	2.6979	2.5337
8	4.5507	4.6358	4.2392	4.3013
9	9.2345	8.8087	9.0537	8.8069
10	9.4033	8.8088	9.3439	8.8072
11	9.4041	9.2533	9.4025	9.1719
12	9.4344	9.4362	9.4031	9.3399
13	11.6858	11.2335	10.3717	11.0121
14	11.7958	11.7075	11.7950	11.2555
15	15.5704	16.2190	11.7985	11.8629
16	21.2602	21.2553	21.2561	21.2504
17	21.2674	21.2632	21.2570	21.2517
18	21.9385	23.5243	21.9391	23.5243
19	21.9386	23.5243	21.9391	23.5243
20	26.0290	26.0247	26.0195	26.0162
21	29.1817	31.0026	29.1815	31.0023
22	40.3516	40.3519	40.3510	40.3519
23	40.3517	40.3829	40.3511	40.3829
24	45.3940	45.3817	45.3934	45.3817
25	46.7290	46.7288	46.7281	46.7284
26	46.7291	46.7622	46.7282	46.7617
27	60.7676	60.7531	60.7663	60.7522

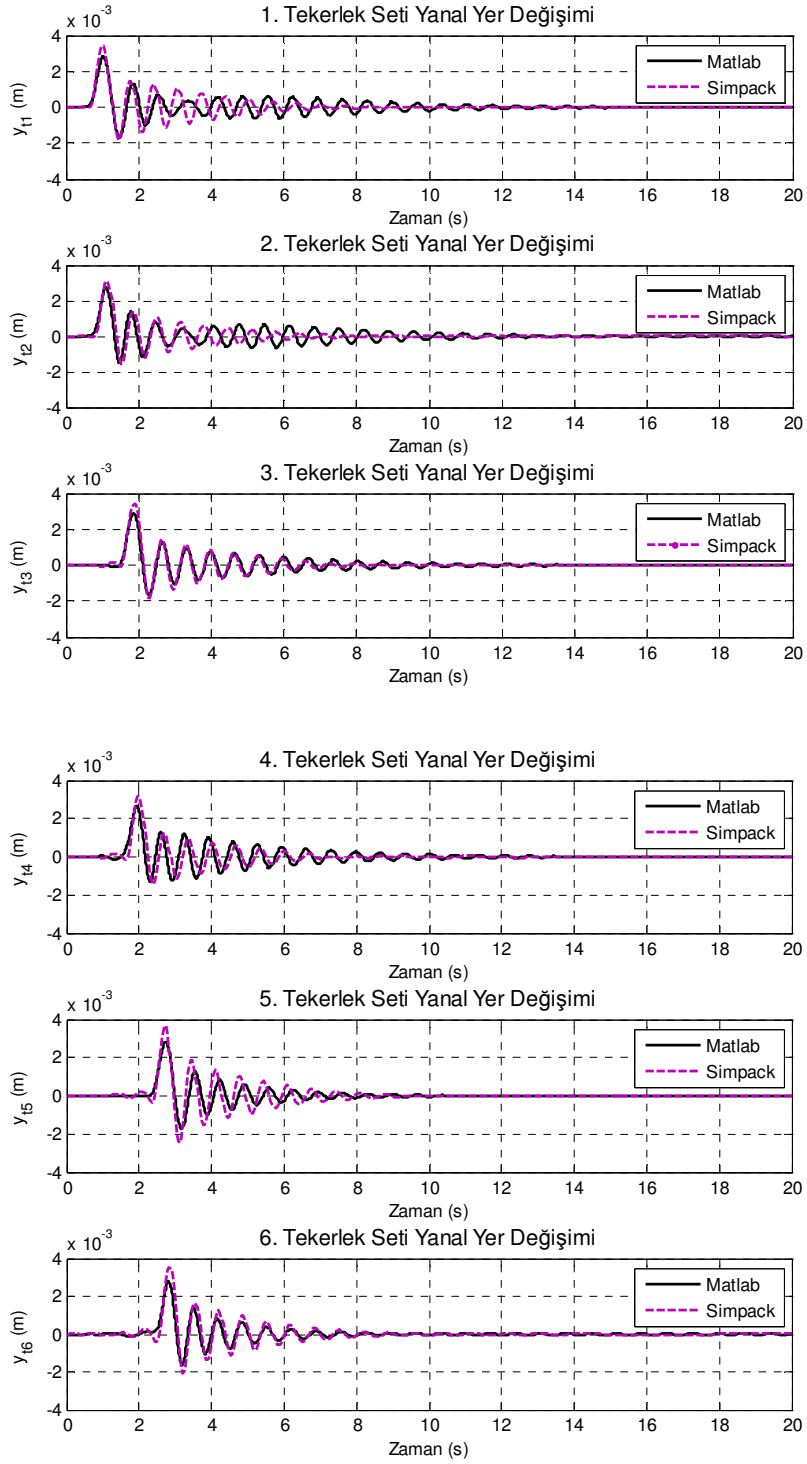
Şekil C.6'da hafif metro sistemine ait modlar görülmektedir.



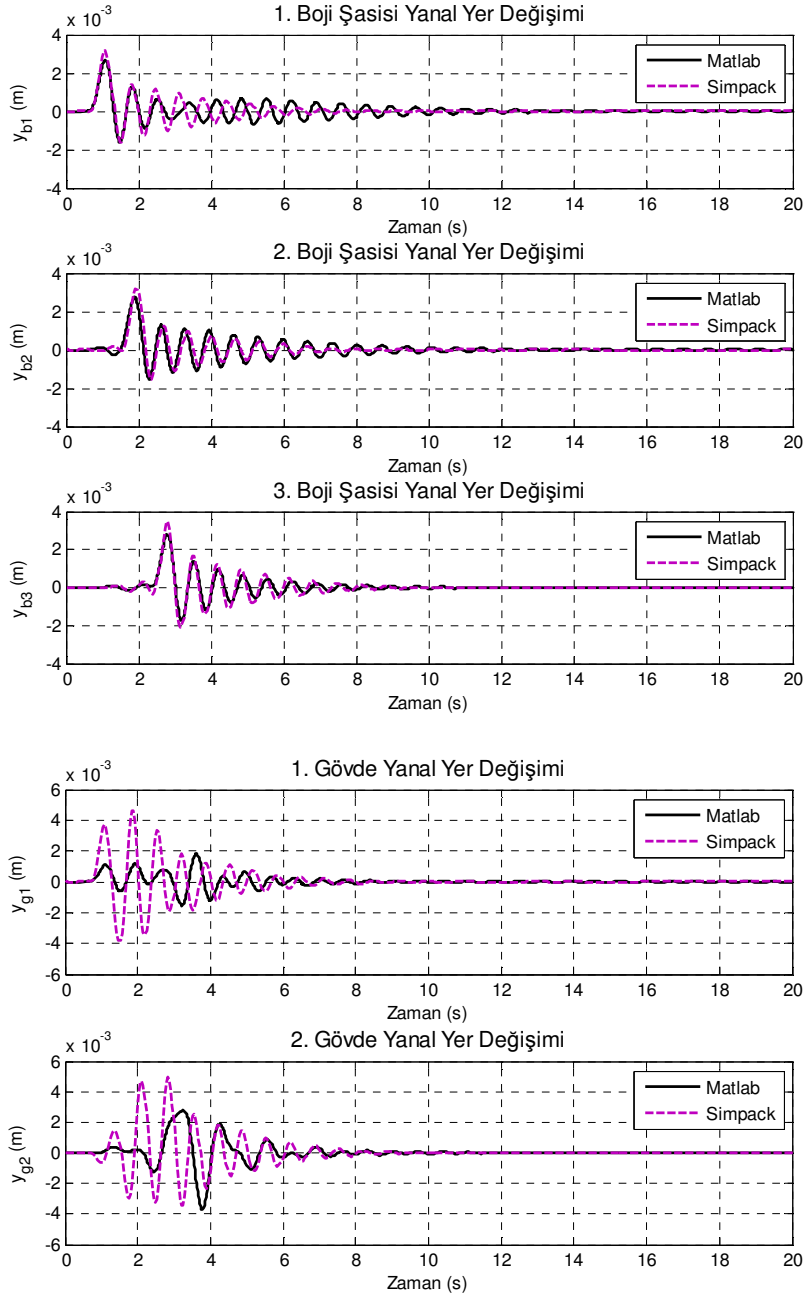


Şekil C.6 Hafif metro aracına ait mod şekilleri

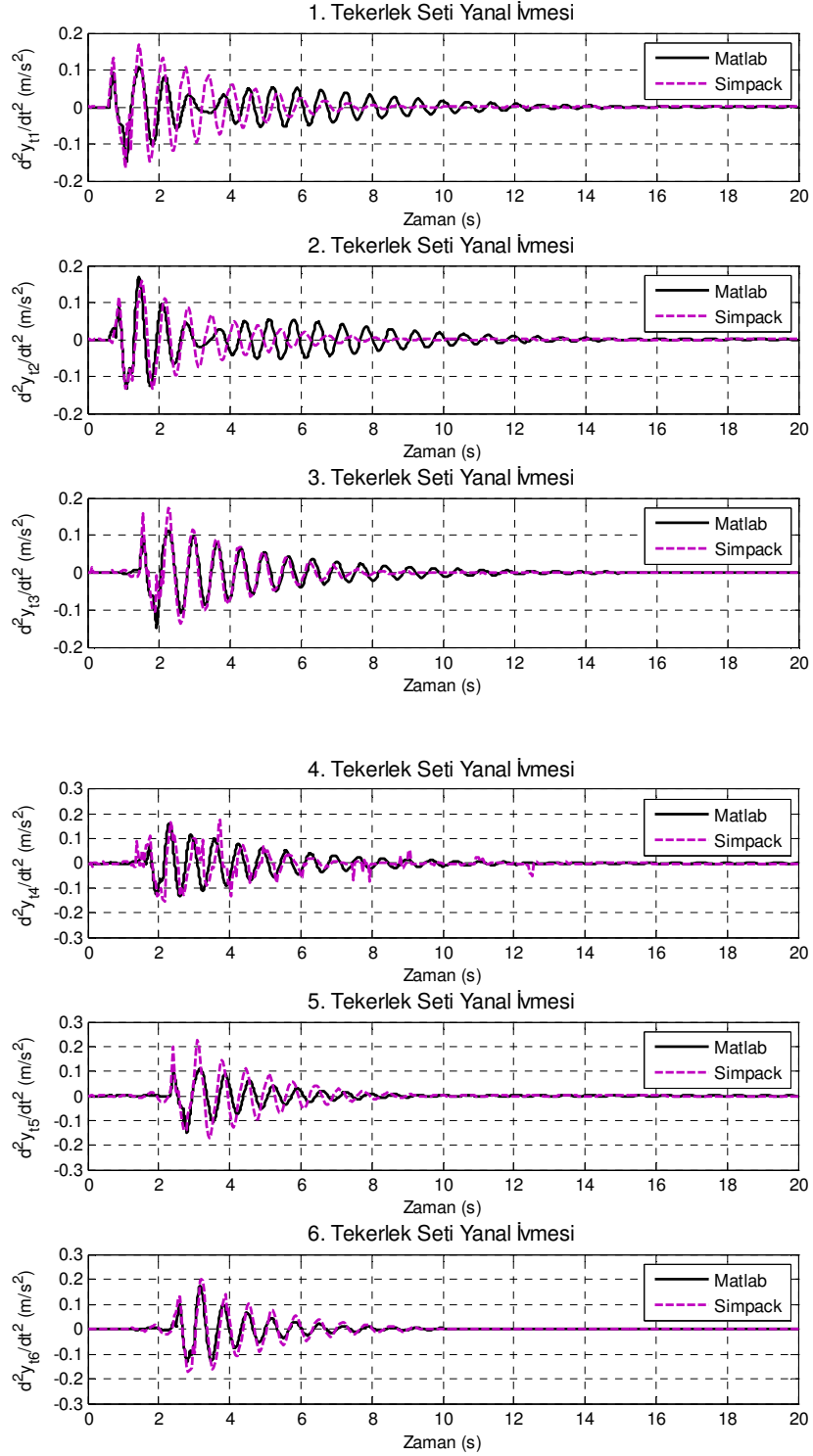
## C-5 Hafif Metro Aracı Tam Yük Durumu Zaman Cevapları



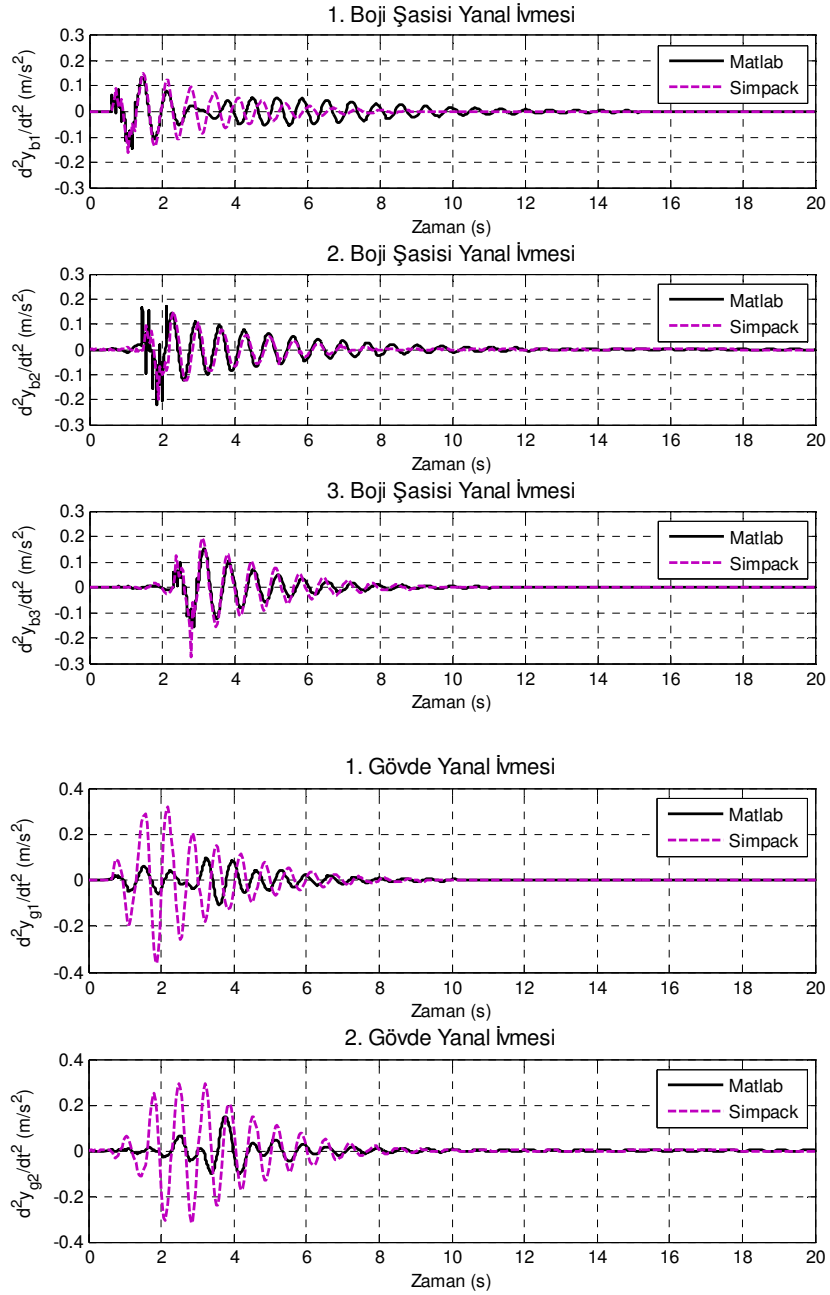
Şekil C.7 Tekerlek setlerine ait yanıl yer değiştirmeler



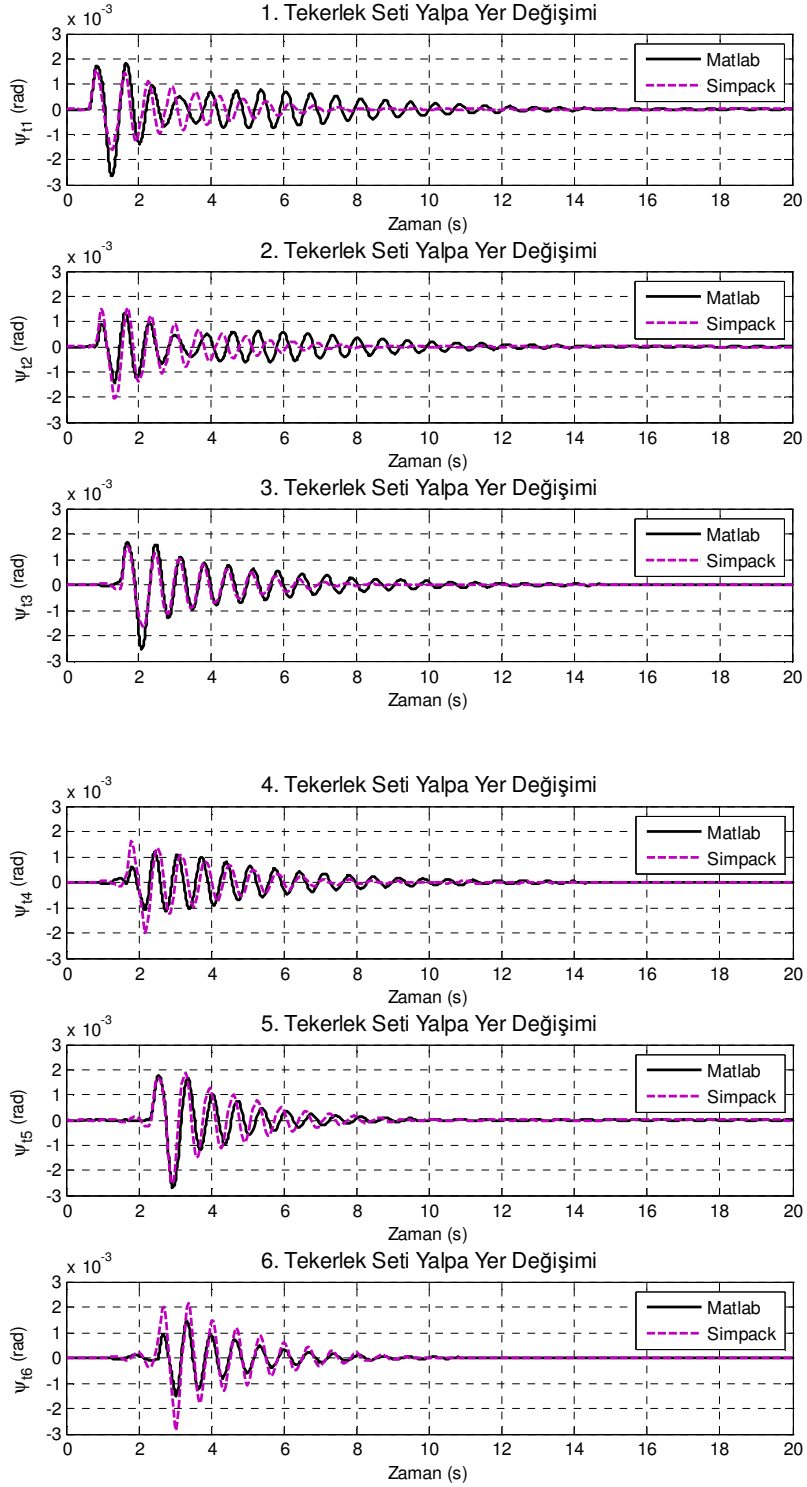
Şekil C.8 Boji ve gövdelere ait yanal yer değiştirmeler



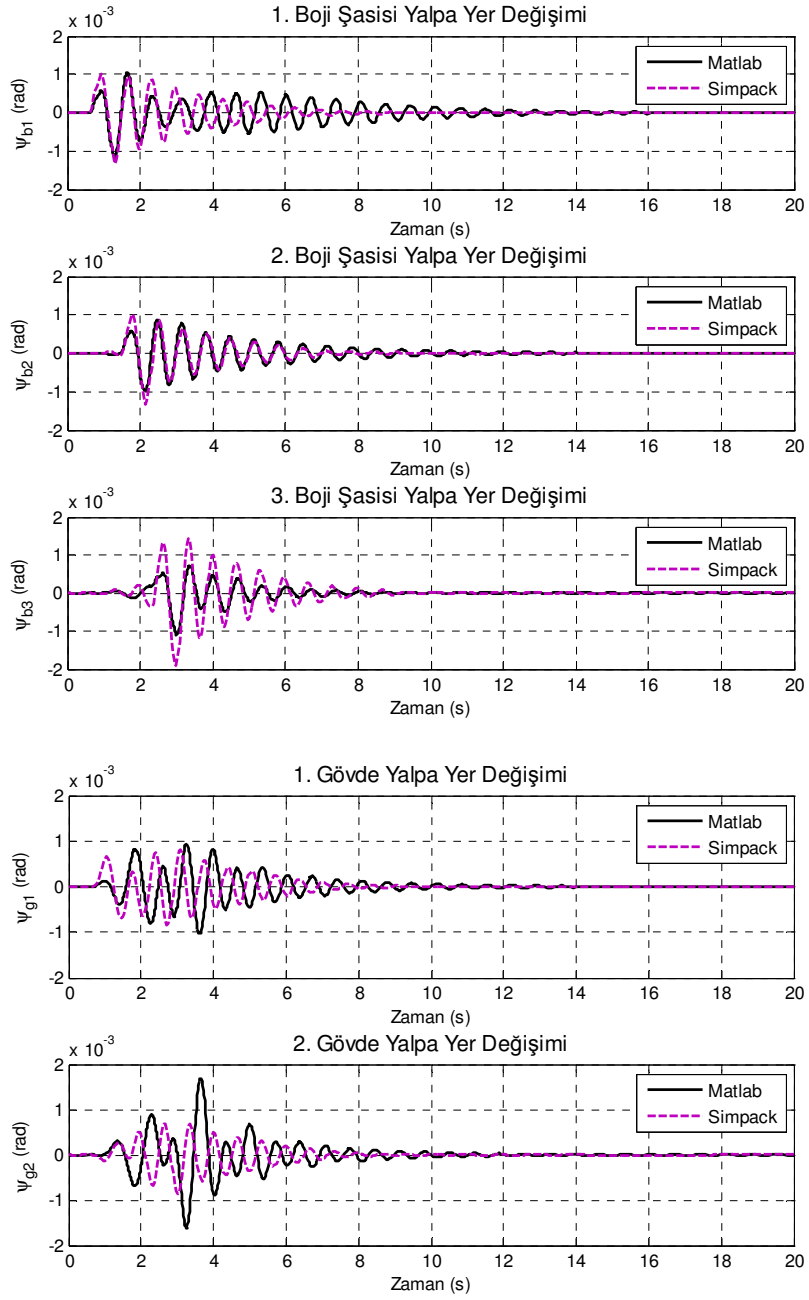
Şekil C.9 Tekerlek setlerine ait yanallıvmeler



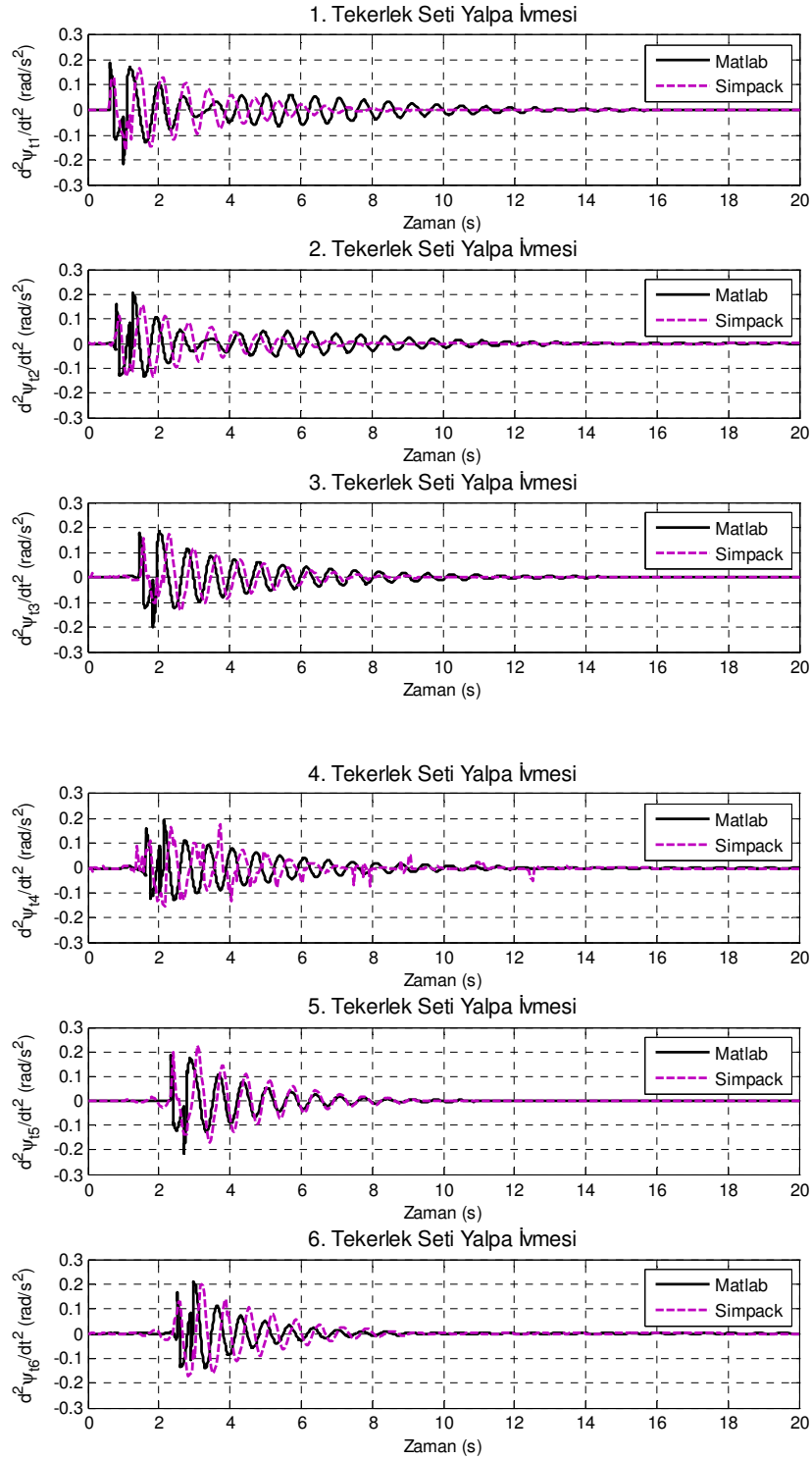
Şekil C.10 Boji ve gövdelere ait yanallıvmeler



Şekil C.11 Tekerlek setlerine ait ait yalpa hareketi yer değiştirmeleri

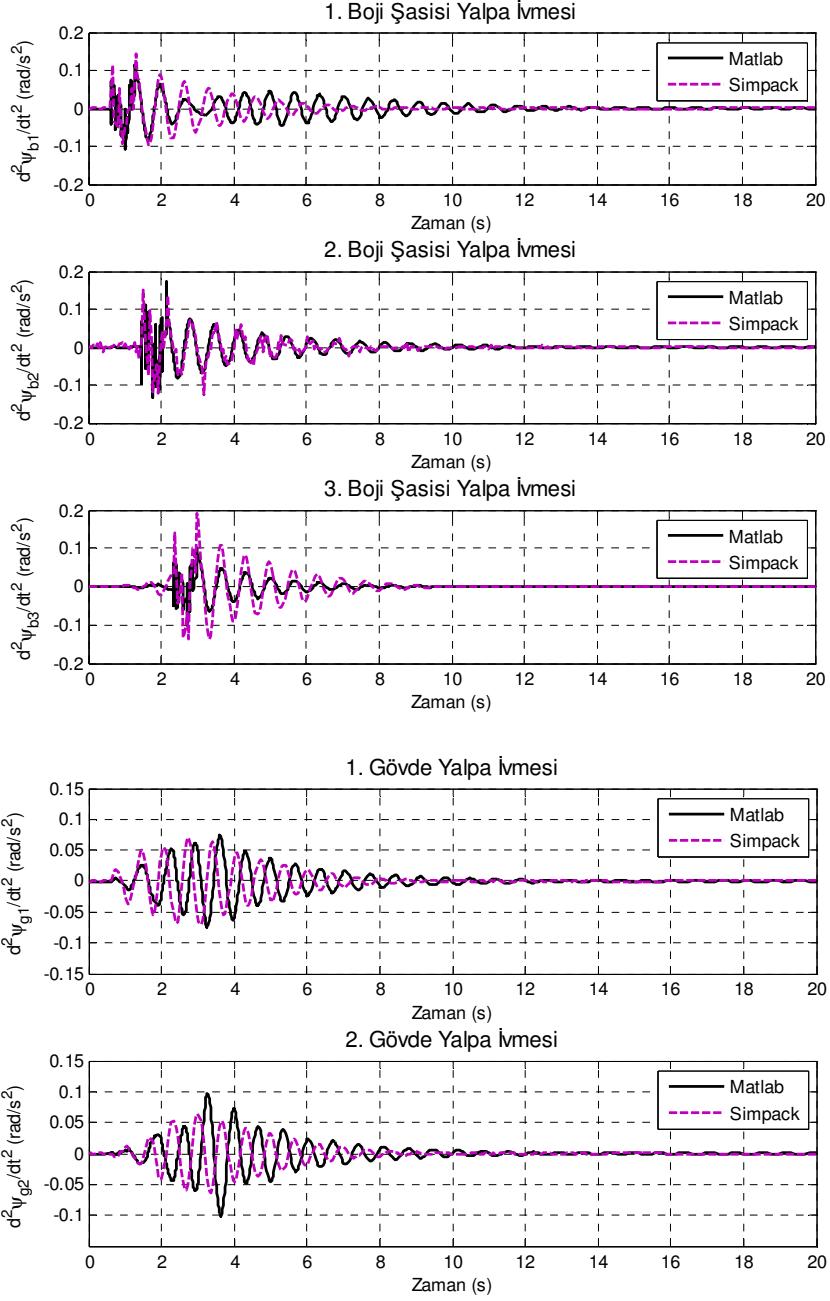


Şekil C.12 Boji ve gövdelere ait ait yalpa hareketi yer değiştirmeleri

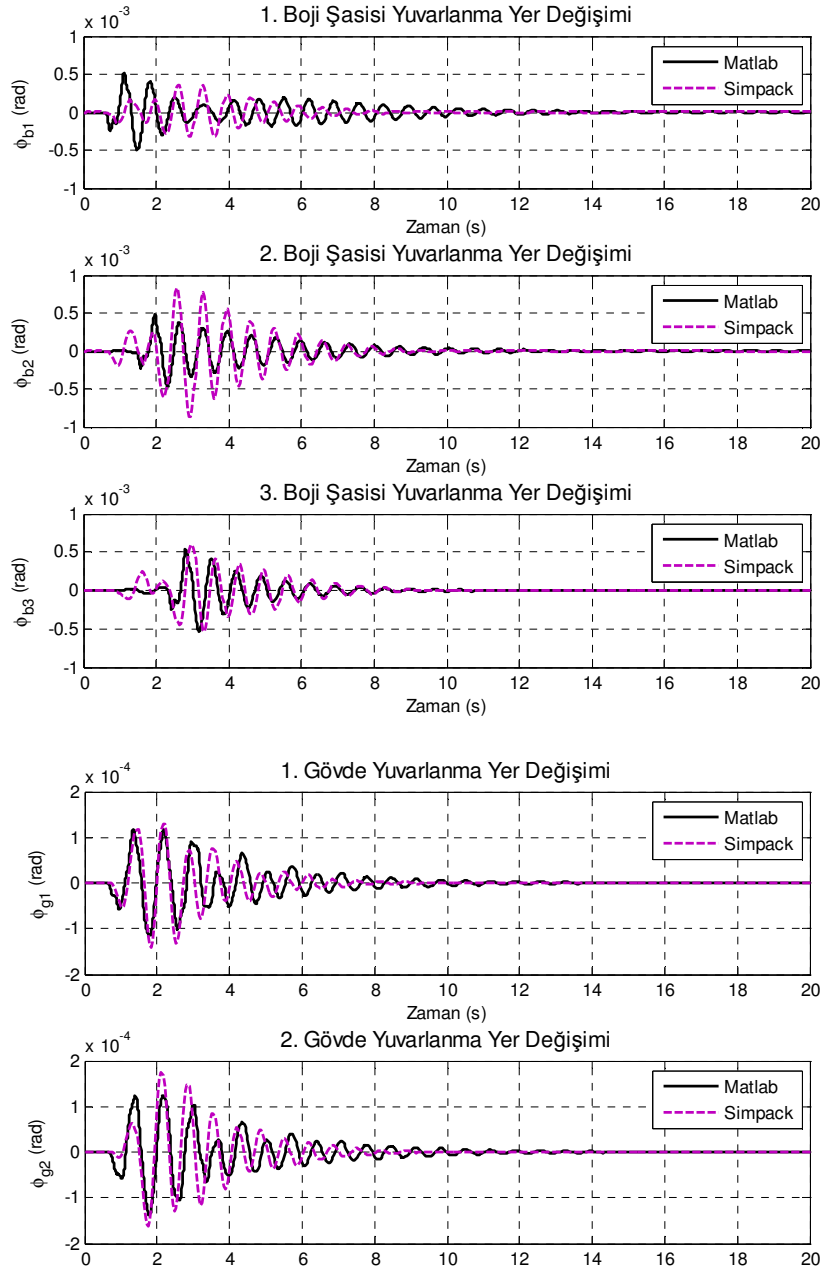


Şekil C.13 Tekerlek setlerine ait yalpa hareketi ivmeleri

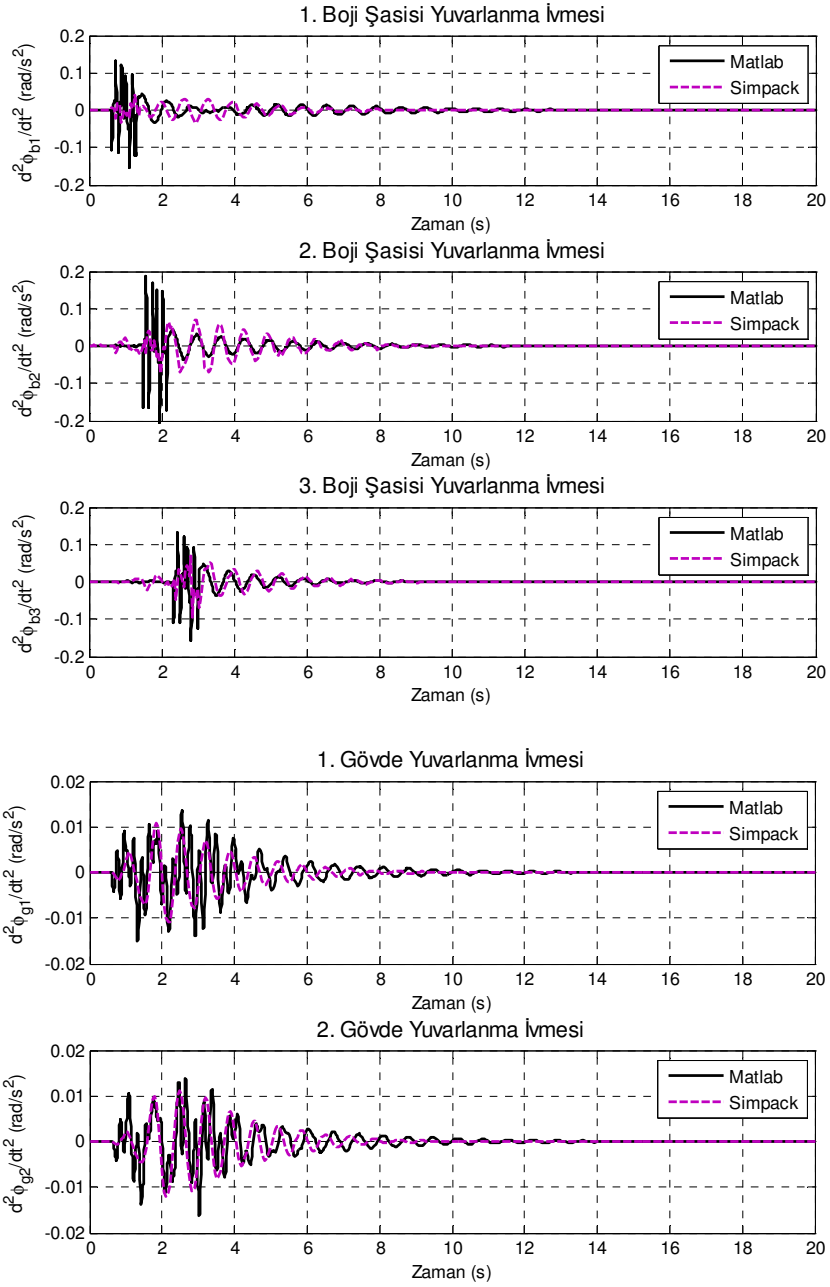




Şekil C.14 Boji ve gövdelere ait yalpa hareketi ivmeleri

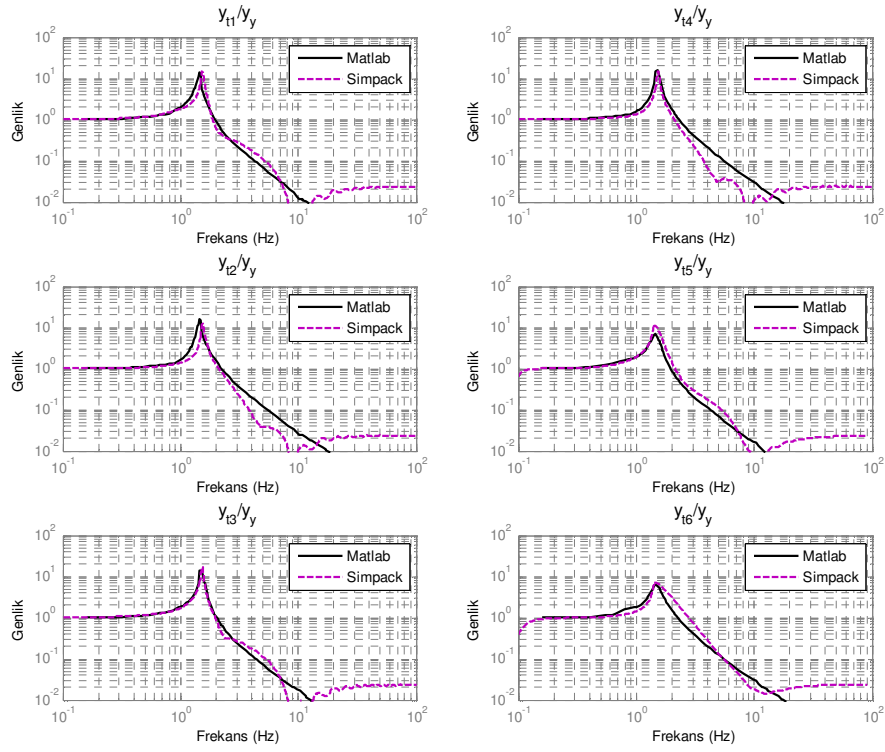


Şekil C.15 Boji ve gövdelere ait yuvarlanma hareketi yer değiştirmeleri

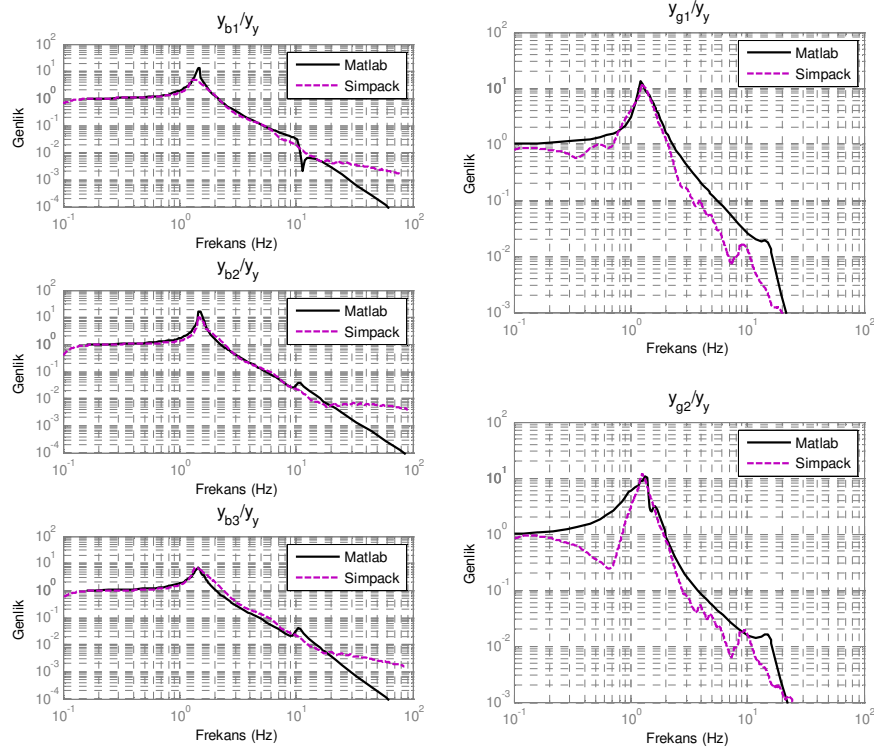


Şekil C.16 Boji ve gövdelere ait yuvarlanma hareketi ivmeleri

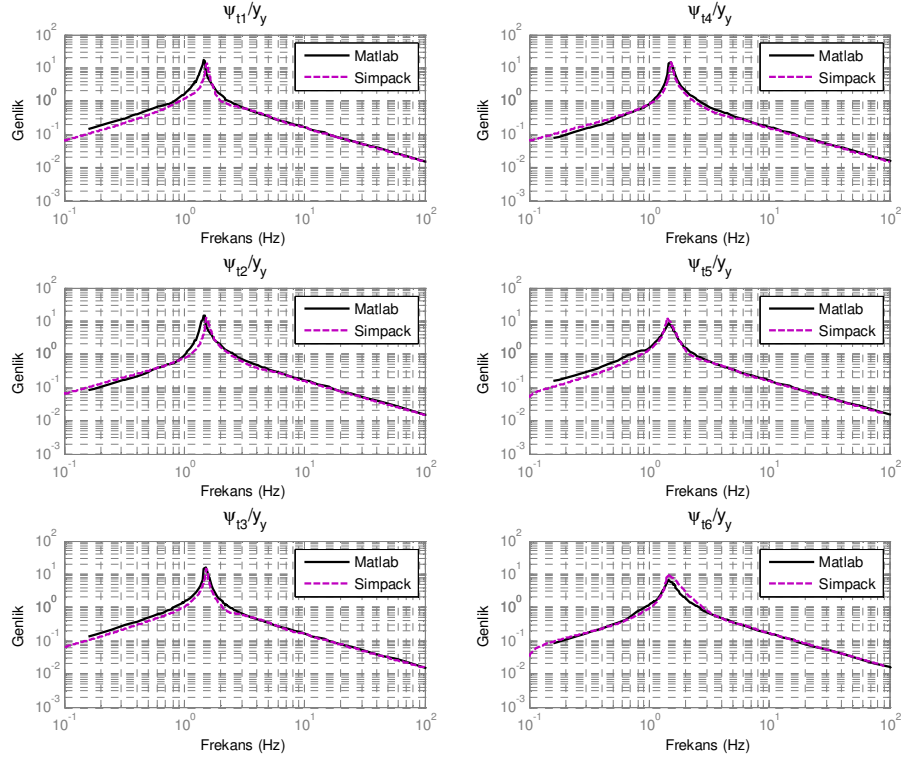
## C-6 Hafif Metro Aracı Tam Yük Durumu Frekans Cevapları



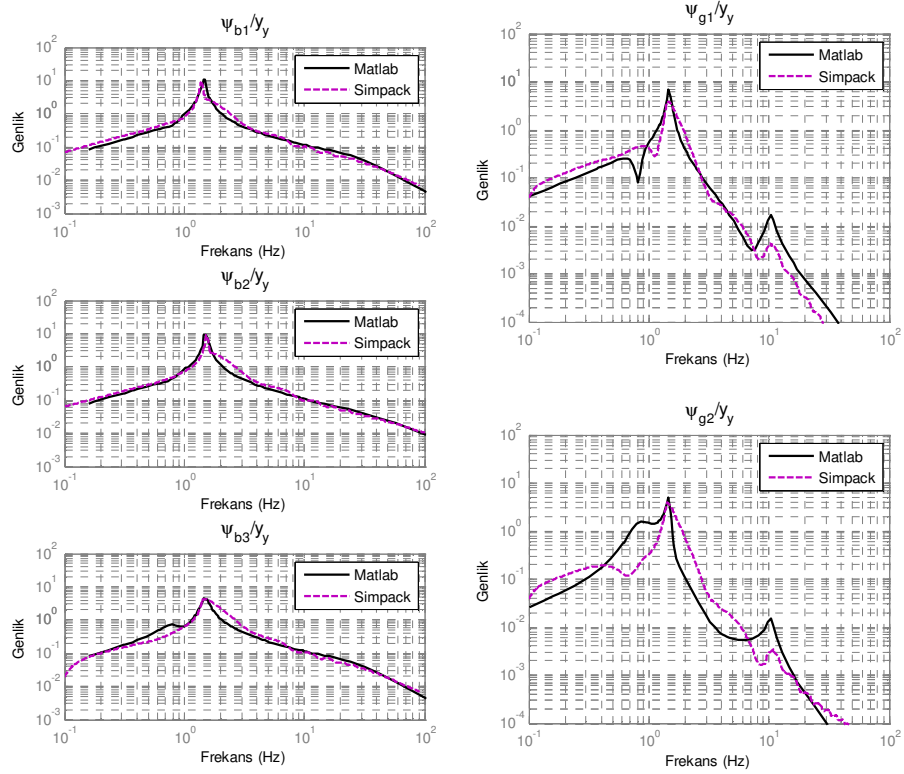
Şekil C.17 Tekerlek setlerine ait yanar yer değışimlerinin frekans cevapları



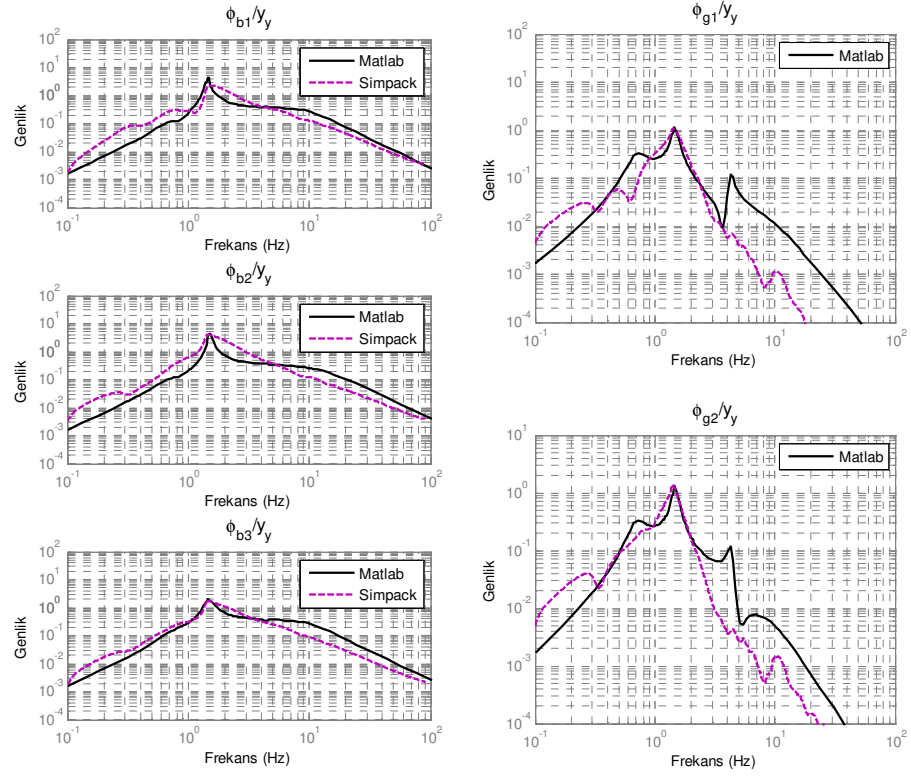
Şekil C.18 Boji ve gövdelere ait yanar yer değışimlerinin frekans cevapları



Şekil C.19 Tekerlek setlerine ait yalpa hareketlerinin frekans cevapları



Şekil C.20 Boji ve gövdelere ait yalpa hareketlerinin frekans cevapları



Şekil C.21 Boji ve gövdelere ait yuvarlanma hareketlerinin frekans cevapları

## ÖZGEÇMİŞ

---

### KİŞİSEL BİLGİLER

**Adı Soyadı** : Muzaffer METİN  
**Doğum Tarihi ve Yeri** : 24.09.1979 / Konya  
**Yabancı Dili** : İngilizce  
**E-posta** : mmetin@yildiz.edu.tr

### ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Makine Müh.	Yıldız Teknik Üniversitesi	2007
Lisans	Makine Müh.	Yıldız Teknik Üniversitesi	2002
Lise	Matematik	Muhittin Güzelkılınç Anad. Lis.	1997

### İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2005-2013	Yıldız Teknik Üniversitesi	Araştırma Görevlisi
2005	ALPPLAS Elektronik	Proje Mühendisi

## YAYINLARI

### Makale

1. Guclu, R. ve **Metin, M.**, (2009). "Fuzzy Logic Control of Vibrations of a Light Rail Transport Vehicle in Use in Istanbul Traffic", Journal of Vibration and Control, 9(15):1423 – 1440.
2. **Metin, M.** ve Guclu, R., (2011). "Active Vibration Control with Comparative Algorithms of Half Rail Vehicle Model under Various Track Irregularities", Journal of Vibration and Control, 10(17):1525–1539.
3. **Metin, M.** ve Guclu, R., (2011). "Vibrations Control of Light Rail Transportation Vehicle via PID Type Fuzzy Controller Using Parameters Adaptive Method", Turkish Journal of Electrical Engineering, 5(19):807–816.

### Bildiri

1. **Metin, M.**, Güçlü R., Yazici, H. ve Yalcin, N.S., (2007). "Raylı Taşıt Titreşimlerinin Bulanık PID Kontrolör ile Kontrolü", TOK'07 Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı, Sabancı Üniversitesi, 312–317, 4-7 Eylül 2007, İstanbul.
2. **Metin, M.**, Guclu, R., Yazici, H. ve Yalcin, N. S., (2007). "Fuzzy Logic Control of High Speed Rail Vehicle Vibrations on Corrugated Rail", The 36th International Congress & Exhibition on Noise Control Engineering, Inter-noise 2007, 37 (CD), 28–31 August 2007, Istanbul, Turkey.
3. **Metin, M.** ve Güçlü R., (2008). "Ölçekleme Çarpanları Kendiliğinden Ayarlanabilen PID Tipli Bulanık Kontrolör ile Bir Hafif Metro Aracına Ait Düşey Titreşimlerin Aktif Kontrolü", TOK'08 Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı, İTÜ, 551–556, 13–15 Kasım 2008, İstanbul.
4. **Metin, M.**, Guclu, R., Yazici, H. ve Yalcin, N. S., (2008). "A Comprasion of Control Algorithms for a Half Rail Vehicle Model under Track Irregularity Effect", The Mechanics Conference to Celebrate the 100th Anniversary of the Department of



Engineering Science and Mechanics, Virginia Polytechnic Institute and State University, 29–30 May 2008, Blacksburg, VA, USA.

5. **Metin, M.** ve Güçlü R., (2009). “Parametre Uyarlamalı PID Tipli Bulanık Kontrolör ile Hafif Metro Aracı Titreşimlerinin Kontrolü”, TOK’09 Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı, YTÜ, 70 (CD) , 13–16 Ekim 2009, İstanbul.
6. **Metin, M.**, Guclu, R. ve Duman, F., (2010). “Vibrations Control of Rail Vehicle Body using Parameters Adaptive PID Controller”, International Symposium of Mechanism and Machine Science (AzCIFTtoMM 2010), 05-08 October 2010, Izmir, Turkey.
7. Yalcin, N. S., Guclu, R., **Metin, M.** ve Yazici, H., (2007). “Analyses of Railway Induced Vibrations for Different Track Types”, The 36th International Congress & Exhibition on Noise Control Engineering, Inter-noise 2007, 126 (CD), 28-31 August 2007, Istanbul, Turkey.
8. Bayraktar, M., Güçlü, R., **Metin, M.** ve Yazıcı, H., (2009). “Aks Modellemesiyle Hafif Raylı Taşıtın Titreşimlerinin İncelenmesi”, UMTS 2009, 14. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu, 2–4 Temmuz 2009, ODTÜ Kuzey Kıbrıs Kampüsü, Güzelyurt, Kıbrıs.
9. Bayraktar, M., Guclu, R. ve **Metin, M.**, (2009). “Modelling of Air Springs in a Rail Vehicle”, 13th International Research/Expert Conference, Trends in the Development of Machinery and Associated Technology, TMT 2009, 829–832, 16–21 October 2009, Hammamet, Tunisia.
10. **Metin M.**, Güçlü R. ve Keskin G., (2011). “Çok Gövdeli Hafif Metro Taşıtlarının Titreşim Analizi”, 15. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu (UMTS 2011), 549–558, 16–18 Haziran 2011, Niğde Üniversitesi, Niğde.
11. **Metin M.**, Güçlü R. ve Keskin G., (2011). “Bir Hafif Metro Aracında Tekerlek-Ray Etkileşiminin Boji Üzerindeki Etkisi”, 15. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu (UMTS 2011), 119–128, 16–18 Haziran 2011, Niğde Üniversitesi, Niğde.

12. **Metin M.**, Özer A., Güçlü R. ve Can K., (2011). “Bir Hafif Metro Aracına Ait Hava Yayının Matematik Modelinin Çıkartılması”, 15. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu (UMTS 2011), 109–118, 16–18 Haziran 2011, Niğde Üniversitesi, Niğde.
13. **Metin M.**, Duman F., Keskin G., Özer A., Güçlü R. ve Can K., (2011). “Bir Hafif Metro Aracına Ait Bojinin Dinamik Davranışının İncelenmesi”, 15. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu (UMTS 2011), 459-465, 16-18 Haziran 2011, Niğde Ün., Niğde.
14. Duman F., **Metin M.** ve Güçlü R., (2012). “İstanbul Şehir içi Ulaşımında Kullanılacak Olan Bir Hafif Metro Aracının Doğrusal Olmayan Yanal Kararlılık Analizi”, TOK’12 Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı, 11–13 Ekim, Niğde.
15. Özer, A. U., **Metin, M.** ve Mecitoğlu, Z., (2012). “Tekerlek Profillerinin Raylı Taşıt Dinamiğine Etkisinin İncelenmesi”, 1.Uluslararası Raylı Sistemler Mühendisliği Çalıştayı, 11–13 Ekim 2012, Karabük.
16. Duman, F., **Metin, M.** ve Güçlü, R., (2012). “Bir Hafif Metro Aracının Dinamik Davranışının Standartlara Göre Analizi”, 1.Uluslararası Raylı Sistemler Mühendisliği Çalıştayı, 11–13 Ekim 2012, Karabük.
17. **Metin, M.** ve Güçlü, R., (2012). “Bir Hafif Raylı Sistem Aracının Boji-Tekerlek Setinin Nümerik ve Deneysel Modal Analizi”, 1.Uluslararası Raylı Sistemler Mühendisliği Çalıştayı, 11–13 Ekim 2012, Karabük.
18. **Metin, M.** ve Güçlü, R., (2012). “Bir Hafif Raylı Sistem Aracına Ait Boji Sisteminin Dinamik Modelinin Oluşturulması ve Kritik Hız Analizinin Gerçekleştirilmesi”, 1.Uluslararası Raylı Sistemler Mühendisliği Çalıştayı, 11–13 Ekim 2012, Karabük.
19. Topsakal, F. Z., **Metin, M.**, Sezer, S. ve Turan, E., (2012). “Konvansiyonel Hatlarda Kullanılan Bir Raylı Taşıt Bojisinin İki Farklı Yöntemle Deneysel Modal Analizi”, 1.Uluslararası Raylı Sistemler Mühendisliği Çalıştayı, 11–13 Ekim 2012, Karabük.

## Proje

1. “Raylı Sistem Araçlarının Modellenmesi ve Titreşimlerinin Kontrolü”, R. Güçlü, **M. Metin**, YTÜ Araştırma Fonu-İstanbul Büyükşehir Belediyesi Yüksek Lisans Tez Projesi (**Projem İstanbul**), Proje No: 88-2007/Ulaşım 18, 21.05.2007/31.12.2007.
2. “Raylı Sistem Titreşimlerinin Yolcu ve Çevre Üzerindeki Etkilerinin İncelenmesi”, **TÜBİTAK 1001**-Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Projesi, R.Güçlü, **M. Metin**, H. Yazıcı, N.S. Yalçın, MAG Proje No: 106M443, 2007-2010.
3. “RTE 2010 Tramvay Projesi Teker Ray Etkileşimi ve Stabilesinin İncelenmesi” **İstanbul Ulaşım A.Ş. Ar-Ge Projesi**, İTÜ Arı Teknokent-İstanbul Ulaşım A.Ş. AR-GE Merkezi, **M. Metin**, G. Keskin, F. Duman, A.U. Özer, 01.10.2010-01.10.2011.