



**RAYLI SİSTEM ARAÇLARININ
TİTREŞİMLERİNİN ELEKTRİK-MEKANİK
ANALOGİ İLE MODELLENMESİ VE
SİMÜLASYONU**

Fatih PEHLİVAN

**2020
DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

**Tez Danışmanı
Doç. Dr. İsmail ESEN**

**RAYLI SİSTEM ARAÇLARININ TİTREŞİMLERİNİN ELEKTRİK-
MEKANİK ANALOJİ İLE MODELLENMESİ VE SİMÜLASYONU**

Fatih PEHLİVAN

**T.C.
Karabük Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalında
Doktora Tezi
Olarak Hazırlanmıştır**

**Tez Danışmanı
Doç. Dr. İsmail ESEN**

**KARABÜK
Şubat 2020**

Fatih PEHLİVAN tarafından hazırlanan “RAYLI SİSTEM ARAÇLARININ TİTREŞİMLERİNİN ELEKTRİK-MEKANİK ANALOJİ İLE MODELLENMESİ VE SİMÜLASYONU” başlıklı bu tezin Doktora Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Doç. Dr. İsmail ESEN

Tez Danışmanı, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Doktora tezi olarak kabul edilmiştir. 07/02/2020

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

İmzası

Başkan : Prof. Dr. Hüseyin KURT (NEÜ)

Üye : Doç. Dr. İsmail ESEN (KBÜ)

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Cihan MIZRAK (KBÜ)

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Mehmet Akif KOÇ (SUBÜ)

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Harun ÇUĞ (KBÜ)

KBÜ Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Doktora derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Hasan SOLMAZ

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Müdürü



“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”

Fatih PEHLİVAN

ÖZET

Doktora Tezi

RAYLI SİSTEM ARAÇLARININ TİTREŞİMLERİNİN ELEKTRİK- MEKANİK ANALOJİ İLE MODELLENMESİ VE SİMÜLASYONU

Fatih PEHLİVAN

Karabük Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Doç. Dr. İsmail ESEN

Şubat 2020, 116 sayfa

Raylı araçların dinamik davranışlarının belirlenmesine yönelik çalışmalar günümüzde hızlı bir şekilde devam etmektedir. Bilim çevreleri raylı araçları çok yüksek hızlara çıkarabilmek için farklı farklı teker-ray etkileşim teorileri geliştirmektedirler. Bu gelişmeler ışığında teker ve ray arasında oluşan temas bölgesi tanımlanarak burada oluşan temas kuvvetleri hesaplanabilmekte ve buradan yola çıkarak raylı araç üzerinde oluşan kuvvetler belirlenebilmektedir. Bunun yanı sıra yolcu konforuna önemli ölçüde etki eden ray pürüzlülükleri farklı simülasyon ortamlarında gerçek zamanlı olarak dinamik test ünitelerinde denenmesine yönelik çalışmalar da geliştirilmeye devam etmektedir. Bu çalışmada, üretimi ve montajı yüksek maliyet gerektiren dinamik raylı araç test ünitelerinin elektrik-mekanik analogi yöntemi ile elektriksel eş değer devresi deneysel ortamda elde edilip, gerçek zamanlı farklı yol şartlarındaki simülasyon çalışmaları, geliştirilen devre üzerinden elde edilmiştir. İlk etapta basit bir kütle-yay-damper sistemi ele alınmıştır.

Newton'un ikinci hareket kanunu kullanılarak bu sisteminin serbest cisim diyagramı çizilip hareket denklemleri elde edilmiştir. Daha sonra mekanik ve eşdeğer elektrik devresi oluşturulmuştur. En son olarak da sisteminin transfer fonksiyonu ve Simulink modeli elde edilip bilgisayar ortamında Simulink modeli, transfer fonksiyonu ve eşdeğer elektriksel devresinin karşılaştırılması yapılmıştır. Yapılan işlemler pasif süspansiyon sistemi, iki serbestlik dereceli raylı taşıt modeli ve beş serbestlik dereceli boji modeli için de uygulanmış ve analizler gerçekleştirilmiştir. Sonrasında on serbestlik dereceli yarım raylı taşıtı ele alınmış, matematiksel modeli çıkartılmış, elektrik modelinin doğrulanması için MATLAB Simulink ortamında raylı aracın davranışını analiz etmeyi sağlayan bir şema oluşturulmuş, çapraz korelasyon ile sonuçlar karşılaştırılmıştır. En son olarak da teorik olarak doğrulanmış olan elektrik-mekanik analogi teorisinin deneysel açıdan da karşılaştırılmasını yapabilmek için iki serbestlik derecesine sahip raylı araç modeli üzerinde hem mekanik hem de elektriksel olarak üçer kez deney yapılmış ve elde edilen sinyaller teorik verilerle karşılaştırılmıştır.

Anahtar Sözcükler : Elektrik-mekanik analogi, eşdeğer elektrik devre, titreşim, modelleme, simülasyon, raylı araç, süspansiyon.

Bilim Kodu : 91420

ABSTRACT

Ph. D. Thesis

MODELING AND SIMULATION OF VIBRATIONS OF RAIL SYSTEM VEHICLES BY USING ELECTRICAL-MECHANICAL ANALOGY

Fatih PEHLIVAN

**Karabük University
Institute of Graduate Programs
Department of Mechanical Engineering**

Thesis Advisor:

Assoc. Prof. Dr. İsmail ESEN

February 2020, 116 pages

Nowadays, studies to determine the dynamic behavior of rail vehicles are continuing rapidly. Scientists are developing different theories of wheel-rail interaction to increase rail vehicles to very high speeds. By these developed theories, the contact area formed between the wheel and the rail can be defined, the contact forces can be calculated, and the forces generated on the rail vehicle can be determined. In addition, it continues to be developed in the field of testing the rail roughness, which significantly affects passenger comfort, in real-time dynamic testing units in different simulation environments. In the study, electrical equivalent circuit of the dynamic rail vehicle test units, which require design, production and installation of excessive cost, was obtained in the experimental environment and the simulation results in real time and different rail conditions were obtained. In the first stage, a simple mass-spring-damper system was examined. Using Newton's second law of motion, the free body diagram of this system was constituted, and equations of motion were obtained.

Then, mechanical and equivalent electrical circuit was formed. Finally, the transfer function and Simulink model of the system had been obtained and the Simulink model, transfer function and electrical circuit had been compared each other in computer environment. The same analyzes were carried out for the passive suspension system, two degree of freedom rail vehicle model and five degree of freedom bogie model. Then, ten degree of freedom half-rail vehicle had been examined, mathematical model had been formed, MATLAB Simulink interface had been created to analyze the behavior of the rail vehicle for validation of the electrical model. Finally, in order to make an experimental comparison of the theory of electrical-mechanical analogy, which was theoretically verified, both mechanically and electrically experimented three times on the rail vehicle model with two degrees of freedom and the signals were compared with the theoretical data.

Key Word : Electro-mechanical analogy, equivalent electrical circuit, vibration, modeling, simulation, rail vehicle, suspension.

Science Code : 91420

TEŞEKKÜR

Tez alıŐması sűresince ilgisini ve desteklerini esirgemeyen, bilgisinden ve tecrűbelerinden yararlandığım danıŐman Hocam Doç. Dr. İsmail ESEN'e ve deney çalıŐmalarımnda beni yűnlendiren, deneylerin gerçekleŐmesi için materyallerini paylaŐan, konu hakkındaki bilgilerini esirgemeyen Karabűk Ŭniversitesi Őğretim Ŭyesi Dr. Őğr. Ŭyesi Cihan MIZRAK'a sonsuz teŐekkűrlerimi sunarım.

Deney çalıŐmalarımın gerçekleŐtirilmesinde ve tez sűrecinde bana destek olan Dr. Őğr. Ŭyesi Mustafa GŐKDAĐ, Dr. Őğr. Ŭyesi Mustafa AYDIN ve ArŐ. GŐr. Kerim GŐkhan AKTAŐ baŐta olmak űzere tűm mesai arkadaŐlarıma teŐekkűr ederim.

Her zaman yanımda olan ve destekleri ile bana gű veren niŐanlım Rabia PINAR'a ve ablam Nuray YAVUZER'e tűm kalbimle teŐekkűr ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL.....	ii
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xvi
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xvii
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ	1
BÖLÜM 2	3
RAYLI ARAÇLAR	3
2.1. RAYLI ARAÇ BİLEŞENLERİ	3
2.1.1. Lokomotif	4
2.1.2. Vagon.....	6
2.1.3. Raylı Araç Bojisi	9
BÖLÜM 3	14
LİTERATÜR ÇALIŞMALARI	14
BÖLÜM 4	35
ÇEŞİTLİ SERBESTLİK DERECESİNE SAHİP RAYLI ARAÇLARIN MODELLENMESİ, EŞDEĞER ELEKTRİK DEVRELERİNİN OLUŞTURULMASI VE SİMULASYON ÇALIŞMALARI	35
4.1. ELEKTRİK-MEKANİK ANALOJİ TEORİSİ	35
4.2. KÜTLE-YAY-DAMPER SİSTEMİ	36
4.2.1. Mekanik ve Eşdeğer Elektrik Devrenin Oluşturulması	37

Sayfa

4.2.2. Sistemin Matematik Modelinin MATLAB-Simulink ile Elde Edilmesi	39
4.2.3. Sistemin Transfer Fonksiyonu	39
4.2.4. Sonuçlar	39
4.3. PASİF SÜSPANSİYON SİSTEMİ	42
4.3.1. Mekanik ve Eşdeğer Elektrik Devrenin Oluşturulması	42
4.3.2. Sistemin Matematik Modelinin MATLAB-Simulink ile Elde Edilmesi	44
4.3.3. Sistemin Transfer Fonksiyonu	44
4.3.4. Sonuçlar	45
4.4. 2 SERBESTLİK DERECELİ RAYLI ARAÇ MODELİ	47
4.4.1. Mekanik ve Eşdeğer Elektrik Devrenin Oluşturulması	47
4.4.2. Sistemin Matematik Modelinin MATLAB-Simulink ile Elde Edilmesi	50
4.4.3. Sistemin Transfer Fonksiyonu	50
4.4.4. Sonuçlar	51
4.5. 5 SERBESTLİK DERECELİ BOJİ MODELİ	53
4.5.1. Mekanik ve Eşdeğer Elektrik Devrenin Oluşturulması	54
4.5.2. Sistemin Matematik Modelinin MATLAB-Simulink ile Elde Edilmesi	59
4.5.3. Sonuçlar	60
4.6. 10 SERBESTLİK DERECELİ YARIM RAYLI ARAÇ MODELİ	63
4.6.1. Mekanik ve Eşdeğer Elektrik Devrenin Oluşturulması	64
4.6.2. Ray Düzensizliği Sınıfları	70
4.6.3. Rastgele Olmayan Düzensizlikler	71
4.6.4. Sistemin Matematik Modelinin MATLAB-Simulink ile Elde Edilmesi	72
4.6.5. Çapraz Korelasyon Yöntemi ile Sonuçların Analizi	72
4.6.6. Sonuçlar	73
BÖLÜM 5	79
MEKANİKSEL VE ELEKTRİKSEL ÇALIŞMALARIN	79
DENEYSEL DOĞRULAMASI	79
5.1. TEORİK ÇALIŞMALAR	79
5.1.1. Mekanik Sistemin Bilgisayar Destekli Tasarımı ve Montajı	80
5.1.2. Tahrik Sinyalinin Oluşturulması	81
5.1.3. Yay ve Damperlerin Parametre Değerlerinin Hesaplanması	82

	<u>Sayfa</u>
5.1.4. Sonuçlar	84
5.2. DENEYSEL ÇALIŞMALAR	86
5.2.1. Mekanik Prototipin Oluşturulması	86
5.2.2. Elektriksel Deney Düzenegi	87
5.2.3. Elektriksel Devre Elemanlarının Hesaplanması ve Temini.....	89
5.2.3.1. Kapasite Elemanının Değerinin Hesaplanması.....	90
5.2.3.2. Direnç Elemanının Değerinin Hesaplanması.....	92
5.2.3.3. Bobin Elemanının Değerinin Hesaplanması.....	93
5.2.3.4. Elektriksel Devre Elemanlarının Temin Edilmesi	94
5.2.4. Elektriksel Devre Elemanlar ile Devrenin Oluşturulması	94
5.2.5. Sonuçlar	95
BÖLÜM 6	100
SONUÇLAR VE ÖNERİLER	100
KAYNAKLAR	103
EK AÇIKLAMALAR A. BEŞ SERBESTLİK DERECELİ BOJİ MODELİNİN MATLAB-SİMULİNK MODELİ	109
EK AÇIKLAMALAR B. ON SERBESTLİK DERECELİ YARIM RAYLI ARACIN MATLAB-SİMULİNK MODELİ	112
ÖZGEÇMİŞ	116

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1.	Buharlı lokomotif.	4
Şekil 2.2.	Dizel lokomotif.	5
Şekil 2.3.	Elektrikli lokomotif.	5
Şekil 2.4.	Yük vagonların çeşitleri (a) Normal tip kapalı vagon, (b) Normal tip platform vagon, (c) Normal tip yüksek kenarlı açık vagon, (d) Özel tip yüksek kenarlı açık vagon, (e) Tahıl vagonu, (f) Özel tip platform vagon, (g) Sarnıçlı vagon, (h) Özel tip yüksek kenarlı kapalı vagon, (i) Özel tip kapalı vagon, (j) Özel tip ağır yük vagonu.	7
Şekil 2.5.	Yolcu vagonların çeşitleri (a) Kompartımanlı vagon, (b) Kompartımanlı vagon, (c) Pulman vagon, (d) Pulman vagon, (e) Yataklı vagon, (f) Kuşetli vagon, (g) Banliyö vagonu, (h) Bütetli vagon.	8
Şekil 2.6.	Y32 tipi yolcu vagon bojisi.	9
Şekil 2.7.	Y32 boji gövdesi.	10
Şekil 2.8.	Pnömatik fren tertibatının boji gövdesine montajı.	11
Şekil 2.9.	Birincil süspansiyon ve aks kutusu.	11
Şekil 2.10.	İkincil süspansiyon sistemi.	12
Şekil 2.11.	Tekerlek seti.	13
Şekil 3.1.	Raylı araç modeli.	14
Şekil 3.2.	Beş serbestlik dereceli çeyrek raylı araç modeli.	15
Şekil 3.3.	On serbestlik dereceli yarım raylı araç modeli.	16
Şekil 3.4.	Raylı araç modeli a) yandan görünüş b) önden görünüş.	16
Şekil 3.5.	Tek serbestlik dereceli ve tek boyutlu raylı araç modeli.	17
Şekil 3.6.	İki serbestlik dereceli çeyrek araç modeli.	17
Şekil 3.7.	İki serbestlik derecesine sahip çeyrek aracın ADAMS modeli.	18
Şekil 3.8.	Yaylanan kütlelerin yer değişim cevabı.	18
Şekil 3.9.	Çeyrek araç süspansiyon modelleri.	19
Şekil 3.10.	Yaylanan kütlelerin yer değişimi.	20
Şekil 3.11.	Çeyrek aracın Simulink modeli.	21
Şekil 3.12.	Pasif Süspansiyon.	22
Şekil 3.13.	Eşitlik 3.1 ve eşitlik 3.2 denklemlerin Simulink'te gösterimi.	22
Şekil 3.14.	Transfer fonksiyonu.	23

Şekil 3.15. Durum uzay modeli.....	24
Şekil 3.16. N.Ouelaa'nın 2 Adet Vagonu İncelediği Model.	25
Şekil 3.17. Ray ve çeyrek raylı araç modeli.....	25
Şekil 3.18. Ultrasonik mikromotorun yapısı.	26
Şekil 3.19. Mikroelektromekanik motorun eşdeğer devresi.....	27
Şekil 3.20. Ray, makine yatağı, taşlama arayüzü ve taşlama çarkları arasındaki	27
Şekil 3.21. Çift çarklı ray taşlama (a) Taşlama makinesi, (b) Taşlamanın çizimi.....	28
Şekil 3.22. Çift çarklı taşlama sisteminin mekanik analogjisi.	28
Şekil 3.23. Ön odalı havalı süspansiyonun mekanik ve eşdeğer elektriksel modeli.....	29
Şekil 3.24. Çeyrek araç süspansiyon modeli.....	30
Şekil 3.25. Çeyrek araç süspansiyonun basitleştirilmiş ve tam elektriksel eş değer devresi.	30
Şekil 3.26. 6 L ön odalı süspansiyonun hareketi.....	30
Şekil 3.27. Aktif titreşim kontrol düzeneği.	31
Şekil 3.28. Aktif kontrol titreşim modeli.	32
Şekil 3.29. Tek serbestlik dereceli aktif kontrol sistemi (Tip I).....	32
Şekil 3.30. Tek serbestlik dereceli aktif kontrol sistemi (Tip II).....	33
Şekil 4.1. Kütle-yay-damper sistemi.	37
Şekil 4.2. Kütle-Yay-Damper sisteminin serbest cisim diyagramı.	37
Şekil 4.3. Kütle-Yay-Damper sisteminin mekanik devresi.....	38
Şekil 4.4. Kütle-Yay-Damper sisteminin eşdeğer elektrik devresi.	38
Şekil 4.5. Kütle-Yay-Damper sisteminin Simulink modeli.	39
Şekil 4.6. Kütle-yay-damper sisteminin sinüs fonksiyonuna verdiği yer değiştirme cevapları.	40
Şekil 4.7. Kütle-yay-damper sisteminin rampa fonksiyonuna verdiği yer değiştirme cevapları.	41
Şekil 4.8. Kütle-yay-damper sisteminin rastgele sinyale verdiği yer değiştirme cevapları.	41
Şekil 4.9. Pasif süspansiyon sistemi.....	42
Şekil 4.10. Pasif süspansiyon sisteminin serbest cisim diyagramı.....	42
Şekil 4.11. Pasif süspansiyon sisteminin mekanik devresi.	43
Şekil 4.12. Pasif süspansiyon sisteminin eşdeğer elektrik devresi.....	43
Şekil 4.13. Pasif süspansiyon sisteminin Simulink modeli.....	44

Şekil 4.14. Pasif süspansiyon sisteminin sinüs fonksiyonuna verdiği yer değiştirme cevapları.	45
Şekil 4.15. Pasif süspansiyon sisteminin rampa fonksiyonuna verdiği yer değiştirme cevapları.	46
Şekil 4.16. Pasif süspansiyon sisteminin rastgele sinyale verdiği yer değiştirme cevapları.	46
Şekil 4.17. 2 serbestlik dereceli raylı araç modeli.	47
Şekil 4.18. 2 serbestlik dereceli raylı araç modelinin serbest cisim diyagramı.	48
Şekil 4.19. 2 serbestlik dereceli raylı araç modelinin mekanik devresi.	48
Şekil 4.20. 2 serbestlik dereceli raylı araç modelinin eşdeğer elektrik devresi.	49
Şekil 4.21. 2 serbestlik dereceli raylı araç modelinin Simulink modeli.	50
Şekil 4.22. 2 serbestlik dereceli raylı araç modelinin sinüs fonksiyonuna verdiği yer değiştirme cevapları.	52
Şekil 4.23. 2 serbestlik dereceli raylı araç modelinin rampa fonksiyonuna verdiği yer değiştirme cevapları.	52
Şekil 4.24. 2 serbestlik dereceli raylı araç modelinin rastgele sinyale verdiği yer değiştirme cevapları.	53
Şekil 4.25. 5 serbestlik dereceli boji modeli.	54
Şekil 4.26. Boji modelinin serbest cisim diyagramı.	57
Şekil 4.27. Boji modelinin mekanik devresi.	58
Şekil 4.28. Boji modelinin eşdeğer elektrik devresi.	59
Şekil 4.29. Boji modelinin boji kütlesinin sinüs fonksiyonuna verdiği yer değiştirme cevapları.	61
Şekil 4.30. Boji modelinin vagon kütlesinin sinüs fonksiyonuna verdiği yer değiştirme cevapları.	61
Şekil 4.31. Boji modelinin boji kütlesinin rampa fonksiyonuna verdiği yer değiştirme cevapları.	62
Şekil 4.32. Boji modelinin vagon kütlesinin rampa fonksiyonuna verdiği yer değiştirme cevapları.	62
Şekil 4.33. 10 serbestlik dereceli yarım raylı araç modeli.	63
Şekil 4.34. Yarım raylı araç modelinin serbest cisim diyagramı.	67
Şekil 4.35. Yarım raylı araç modelinin mekanik devresi.	68
Şekil 4.36. Yarım raylı araç modelinin eşdeğer elektrik devresi.	69
Şekil 4.37. Amerika Ulusal Demiryolu Kurumu'na (FRA) göre dikey yöndeki 6 sınıf ray düzensizliklerinin konum grafiği.	71
Şekil 4.38. Rastgele olmayan düzensizlikler.	71

Şekil 4.39. Sonuçların karşılaştırılması için oluşturulan MATLAB Simulink model.....	74
Şekil 4.40. 6 farklı seviye ray düzensizlik girdilerinin mekanik ve eşdeğer elektrik devresine uygulanmasıyla elde edilen analiz sonuçlarının karşılaştırılması (a) Sınıf 1, (b) Sınıf 2, (c) Sınıf 3, (d) Sınıf 4, (e) Sınıf 5, (f) Sınıf 6.....	76
Şekil 4.41. Rastgele olmayan düzensizliklerin mekanik ve eşdeğer elektrik devresine uygulanmasıyla elde edilen analiz sonuçlarının karşılaştırılması (a) Yer değiştirme-zaman, (b) Hız-zaman, (c) İvme-zaman.	77
Şekil 5.1. Raylı araç modelinin bilgisayar destekli çizim programı ile yapılan tasarımı.	80
Şekil 5.2. Biyel kolunun ağırlık merkezinin konum ve hız.	81
Şekil 5.3. Sistemin Simulink modelinin, transfer fonksiyonunun ve eşdeğer elektriksel devresinin karşılaştırılması.	84
Şekil 5.4. Sistemin eşdeğer elektrik devresinin sistemin transfer fonksiyonu ve Simulink modeli ile karşılaştırarak doğrulamasının yapılması.	85
Şekil 5.5. Raylı araç modeli ve deney düzeneği.....	87
Şekil 5.6. AA Tech AWG-1020 fonksiyon jeneratörü.	87
Şekil 5.7. Gerilim sinyali.....	88
Şekil 5.8. Zamana bağlı hız ve gerilim sinyalinin karşılaştırılması.	89
Şekil 5.9. Paralel bağlı N adet kapasitör ve paralel kapasitörlerin eşdeğer devresi.	90
Şekil 5.10. Seri bağlı N adet kapasitör ve seri kapasitörlerin eşdeğer devresi.	90
Şekil 5.11. Kullanılacak kapasite değerlerinin elde edilmesi.....	91
Şekil 5.12. Piyasada mevcut olan kapasitörler.	91
Şekil 5.13. Kullanılacak direnç değerinin elde edilmesi.	92
Şekil 5.14. Direnç Renkleri.	93
Şekil 5.15. Kapasitör elemanların ölçülmesi.....	94
Şekil 5.16. Direnç ve bobin elemanların ölçülmesi.....	94
Şekil 5.17. Elektriksel eşdeğer devrenin oluşturulması.	95
Şekil 5.18. Elektriksel eşdeğer devre düzeneği.....	95
Şekil 5.19. Mekanik prototipdeki vagonun ivme değerlerinin deneysel ve teorik sonuçlarla karşılaştırılması (a) Birinci deney, (b) İkinci deney, (c) Üçüncü deney.....	98
Şekil 5.20. Eşdeğer elektrik devresindeki vagonun hız değerlerinin deneysel ve teorik sonuçlarla karşılaştırılması (a) Birinci deney, (b) İkinci deney, (c) Üçüncü deney.....	99

ÇİZELGELER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 2.1. Y32 boji gövdesinin teknik özellikleri.	10
Çizelge 3.1. Etkin değer (RMS) ve karşılaştırma	20
Çizelge 3.2. Elektromekanik analogide kullanılan elektriksel ve mekanik parametreler.	26
Çizelge 3.3. Elektromekanik analogi teorisine göre kullanılacak parametreler.	29
Çizelge 3.4. Elektriksel ve mekanik parametreler.	32
Çizelge 4.1. Mekanik elemanların birinci ve ikinci benzerlik teorilerine göre oluşturulan elektriksel karşılıkları.	36
Çizelge 4.2. Kütle-Yay-Damper sisteminin analizinde kullanılan parametre değerleri.	40
Çizelge 4.3. 2 serbestlik dereceli raylı araç modelinin analizinde kullanılan parametre değerleri.	53
Çizelge 4.4. Boji modelinin analizinde kullanılan parametre değerleri.	60
Çizelge 4.5. Altı sınıf ray pürüzlüğü parametreleri.	71
Çizelge 4.6. Yarım raylı araç modelinin analizinde kullanılan parametre değerleri.	73
Çizelge 4.7. Normalleştirilmiş çapraz korelasyon kullanarak sinyal karşılaştırma değerleri.	74
Çizelge 5.1. Yay katsayısının tayini.	83
Çizelge 5.2. Damper katsayısının tayini.	84
Çizelge 5.3. Kullanılan parametre değerleri.	85
Çizelge 5.4. Raylı araç prototipi için kullanılan malzemeler.	86
Çizelge 5.5. Mekanik ve elektriksel parametreler.	89
Çizelge 5.6. Mekanik prototip için yapılan deney ve teorik sonuçların karşılaştırılması.	97
Çizelge 5.7. Elektriksel eşdeğer devre için yapılan deney ve teorik sonuçların karşılaştırılması.	97

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

- F : Kuvvet
 v : Hız
 m : Kütle
 b : Sönüm katsayısı
 k : Rijitlik katsayısı
 V : Gerilim
 I : Akım
 L : İndüktans
 R : Direnç
 x : Kütle-yay-damper sisteminde kütle nin dikey yer değıştirmesi
 m_1 : 2 serbestlik dereceli raylı aracın vagon kütlesi
 m_2 : 2 serbestlik dereceli raylı aracın birincil süspansiyon yay sabiti
 b_1 : 2 serbestlik dereceli raylı aracın ikincil süspansiyon sönümleme sabiti
 b_2 : 2 serbestlik dereceli raylı aracın birincil süspansiyon sönümleme sabiti
 k_1 : 2 serbestlik dereceli raylı aracın ikincil süspansiyon yay sabiti
 k_2 : 2 serbestlik dereceli raylı aracın birincil süspansiyon yay sabiti
 C_1 : 2 serbestlik dereceli raylı aracın vagon kütlesini temsil eden kapasitans
 C_2 : 2 serbestlik dereceli raylı aracın boji kütlesini temsil eden kapasitans
 L_1 : 2 serbestlik dereceli raylı aracın ikincil süspansiyonun rijitlik katsayısını temsil eden bobin
 L_2 : 2 serbestlik dereceli raylı aracın birincil süspansiyonun rijitlik katsayısını temsil eden bobin
 R_1 : 2 serbestlik dereceli raylı aracın ikincil süspansiyonun sönüm katsayısını temsil eden direnç
 R_2 : 2 serbestlik dereceli raylı aracın birincil süspansiyonun sönüm katsayısını temsil eden direnç

y_{t1}, y_{t2}	: Boji modelinde tekerlerin dikey yer değiştirmeleri
y_b	: Boji modelinde bojinin dikey yer değiştirmesi
θ	: Boji modelinde bojinin dđnüş hareketi
y_v	: Boji modelinde vagonun dikey yer değiştirmesi
k_{ty1}, k_{ty2}	: Boji modelinde ön ve arka tekerlerin yay sabitleri
k_{vb}	: Boji modelinde ikincil süspansiyon yay sabiti
k_{bt1}, k_{bt2}	: Boji modelinde birincil süspansiyon yay sabitleri
b_{ty1}, b_{ty2}	: Boji modelinde ön ve arka tekerlerin sđnüm katsayıları
b_{vb}	: Boji modelinde ikincil süspansiyon sđnüm katsayısı
b_{bt1}, b_{bt2}	: Boji modelinde birincil süspansiyon sđnüm katsayıları
M_v	: Boji modelinde vagon gövdesinin kütlesi
M_b	: Boji modelinde boji kütlesi
M_{t1}, M_{t2}	: Boji modelinde ön ve arka teker kütleleri
I_b	: Boji modelinde bojinin atalet momenti
y_1, y_2	: Boji modelinde sisteme uygulanan tahrik sinyalleri
l	: Boji modelinde teker merkezleri arası mesafenin yarısı
L_{ty1}, L_{ty2}	: Boji modelinde ön ve arka tekerlerin yay sabitlerini temsil eden indüktanslar
L_{vb}	: Boji modelinde ikincil süspansiyon yay sabitini temsil eden indüktans
L_{bt1}, L_{bt2}	: Boji modelinde birincil süspansiyon yay sabitlerini temsil eden indüktanslar
R_{ty1}, R_{ty2}	: Boji modelinde ön ve arka tekerlerin sđnüm katsayılarını temsil eden dirençler
R_{vb}	: Boji modelinde ikincil süspansiyon sđnüm katsayısını temsil eden direnç
R_{bt1}, R_{bt2}	: Boji modelinde birincil süspansiyon sđnüm katsayılarını temsil eden dirençler
C_v	: Boji modelinde vagon gövdesinin kütleini temsil eden kapasitans
C_b	: Boji modelinde boji kütleini temsil eden kapasitans
C_{t1}, C_{t2}	: Boji modelinde ön ve arka teker kütlelerini temsil eden kapasitanslar
e_1, e_2	: Boji modelinde sisteme uygulanan tahrik sinyallerini temsil eden gerilim kaynakları
E_k	: Kinetik enerji
E_p	: Potansiyel enerji
E_d	: Sđnüm enerjisi
m_w	: Yarım raylı aracın vagon kütlesi

I_w	: Yarım raylı aracın vagon atalet momenti
m_{b1}, m_{b2}	: Yarım raylı aracın bojilerinin kütleleri
I_{b1}, I_{b2}	: Yarım raylı aracın bojilerinin atalet momentleri
$m_{w1}, m_{w2}, m_{w3}, m_{w4}$: Yarım raylı aracın teker kütleleri
k_{wb1}, k_{wb2}	: Yarım raylı aracın ikirincil süspansiyon rijitlik katsayıları
b_{wb1}, b_{wb2}	: Yarım raylı aracın ikirincil süspansiyon sönüm katsayıları
$k_{bw1}, k_{bw2}, k_{bw3}, k_{bw4}$: Yarım raylı aracın birincil süspansiyon rijitlik katsayıları
$b_{bw1}, b_{bw2}, b_{bw3}, b_{bw4}$: Yarım raylı aracın birincil süspansiyon sönüm katsayıları
$k_{wr1}, k_{wr2}, k_{wr3}, k_{wr4}$: Yarım raylı aracın tekerlerinin rijitlik katsayıları
$b_{wr1}, b_{wr2}, b_{wr3}, b_{wr4}$: Yarım raylı aracın tekerlerinin sönüm katsayıları
L_b	: Yarım raylı aracın bojilerinin ön ve arka teker merkezleri arasındaki mesafenin yarısı
L_w	: Yarım raylı aracın bojilerinin ağırlık merkezleri arasındaki mesafenin yarısı
C_w	: Yarım raylı aracın vagon kütlelerini temsil eden kapasitans
C_{b1}, C_{b2}	: Yarım raylı aracın bojilerinin kütlelerinin temsil eden kapasitanslar
$C_{w1}, C_{w2}, C_{w3}, C_{w4}$: Yarım raylı aracın teker kütlelerinin temsil eden kapasitanslar
L_{wb1}, L_{wb2}	: Yarım raylı aracın ikirincil süspansiyon rijitlik katsayılarını temsil eden indüktanslar
R_{wb1}, R_{wb2}	: Yarım raylı aracın ikirincil süspansiyon sönüm katsayılarını temsil eden dirençler
$L_{bw1}, L_{bw2}, L_{bw3}, L_{bw4}$: Yarım raylı aracın birincil süspansiyon rijitlik katsayılarını temsil eden indüktanslar
$R_{bw1}, R_{bw2}, R_{bw3}, R_{bw4}$: Yarım raylı aracın birincil süspansiyon sönüm katsayılarını temsil eden dirençler
$L_{wr1}, L_{wr2}, L_{wr3}, L_{wr4}$: Yarım raylı aracın tekerlerinin rijitlik katsayılarını temsil eden indüktanslar
$R_{wr1}, R_{wr2}, R_{wr3}, R_{wr4}$: Yarım raylı aracın tekerlerinin sönüm katsayılarını temsil eden dirençler
e_1, e_2, e_3, e_4	: Yarım raylı araç modelinde sisteme uygulanan tahrik sinyallerini temsil eden gerilim kaynakları
y_1, y_2, y_3, y_4	: Yarım raylı araç modelinde sisteme uygulanan tahrik sinyalleri
$y_{w1}, y_{w2}, y_{w3}, y_{w4}$: Yarım raylı aracın tekerlerinin dikey yer değiştirmeleri
y_{b1}, y_{b2}	: Yarım raylı aracın boji kütlelerinin dikey yer değiştirmeleri
θ_{b1}, θ_{b2}	: Yarım raylı aracın bojilerinin dönüş hareketleri
y_w	: Yarım raylı aracın vagonunun dikey yer değiştirmesi

θ_w	: Yarım raylı aracın vagonunun dönüş hareketi
ϕ	: Üç boyutlu frekans terimi
A	: Düzensizlik sabiti
ϕ_1, ϕ_2	: Kesme frekansları
h	: Ray pürüzlülükleri
S_{zz}	: Güç spektral yoğunluk fonksiyonu
ψ_k	: $-\pi$ ve π aralığındaki gelişigüzel faz açılarını
$k\Delta\phi$: Ayrık frekans
$\Delta\phi$: Frekans artışı
r	: Korelasyon katsayısı
R	: Krank uzunluğu
l	: Biyel uzunluğu
$\dot{\theta}$: Step motorun hızı
x_s	: Yay veya damperin son boyu
x_i	: Yay veya damperin ilk boyu
F	: Kuvvet
k	: Yay direngenliği
b	: Sönüm katsayısı
t	: Zaman
$E(x)$: Gerilim fonksiyonu
N	: Bobin sarım sayısı
A_L	: Manyetik iletkenlik
L	: Bobin değeri

KISALTMALAR

TGV	: Trainà Grande Vitesse (Yüksek Hızlı Tren)
TCDD	: Türkiye Cumhuriyeti Devlet Demiryolları
TÜVASAŞ	: Türkiye Vagon Sanayi A.Ş.
KCL	: Kirchoff Current Law (Kirchoff Akım Kanunu)
KVL	: Kirchoff Voltage Law (Kirchoff Voltaj Kanunu)
PSD	: Power Spectral Density (Güç Spektral Yoğunluğu)
FRA	: Federal Railroad Administration (Amerika Ulusal Demiryolu Kurumu)
RMS	: Etkin Değer
vd.	: Ve Diğerleri

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Sanayi devriminden sonra buhar makinesinin icadı (1745) ile birlikte raylı sistemler insanoğlunun hayatına girmeye başlamıştır [1]. 1830 yılında Manchester ve Liverpool arasında inşa edilen demiryolunun açılmasıyla birlikte ticari olarak kömür nakliyesi gerçekleştiren buharlı tren seferlerine başlanmıştır. 19. yüzyılın sonlarında, Amerika Birleşik Devletleri'nde 130.000 km demiryolu döşenmiştir. New York'tan San Francisco'ya (1869), Trans-Kanada Demiryoluna (1886) ve Trans-Sibiryaya Tren Yoluna (1904) olmak üzere kadar kıtalararası tren yolları inşa edilmiştir. Japonya'da inşa edilen ilk demiryolu 1872'ye kadar uzanmaktadır. 20. yüzyılda motorların gelişmesiyle birlikte, demiryolları dünya çapında gelişti: şehirler demiryolu hatları ile döşendi, demiryolu hizmetleri uzmanlaştı ve kentsel nüfusun büyümesi ile de metro sistemlerinin inşasına yol açılmıştır. Ancak otoyolların geliştirilmesi ile geleneksel raylı sistemlerin önemini azaltmıştır. Otomobillerin şehirlerde daha yoğun kullanılması ile sürdürülemez ekonomik, sosyal ve çevresel maliyetleri beraberinde getirmiştir [2]. Ancak altmışlı yıllardaki yüksek hızlı demiryolu (HSR) teknolojisi demiryolu taşımacılığını yeniden icat etmiştir. 1959 yılında yapımına başlanan ve 1964 yılında tamamlanan Tōkaidō Shinkansen adlı dünyanın ilk yüksek hızlı treni Japonya'da geliştirilmiş, Tokyo-Osaka hattında çalışmış ve saatte 210 km hıza ulaşmıştır. Sonrasında Fransızların geliştirdiği Train à Grande Vitesse (TGV) adlı tren ise ilk olarak Paris-Lyon arasında çalışmış (1981) ve saatte 270 km hıza ulaşmıştır. Maliyet azaltma girişimleri, kentsel ortamda daha iyi yaşam kalitesi, fosil yakıt kullanımının kısıtlanması ve sera gazı emisyonu gibi yeni ekonomik faktörler de demiryolu taşımacılığını zamanla kaçınılmaz kılmıştır [1,3–5].

Günümüzdeki teknolojik gelişmelerle birlikte trenlerin olağandan çok daha yüksek hızlara ulaşmaları sağlanmıştır. Ancak oluşan bu yüksek hızlar genellikle araç üzerinde sürüş konforunu olumsuz yönde etkileyen kuvvetler ve ivmelenmeler

oluşturmuştur. Ayrıca, daha yüksek hızlara olan talepler ile birlikte, ray ile teker etkileşimini, enerji tüketimini ve üretim maliyetlerini azaltan, daha hafif araç gereksinimleri artmıştır. Araç gövdesinin ağırlığının düşürülmesinden dolayı da bu sefer yapının direngenliği azalmış, daha düşük doğal frekanslar meydana gelmiş ve dolayısı ile de sürüş konforunu olumsuz yönde etkileyen rezonans titreşim risklerini oluşturmuştur [6,7].

Raylı araçlar vagon, boji, teker ve süspansiyon sistemlerinden oluşmaktadır. Raylı araç bojisi, yalnızca vagon gövdesini desteklemek için bir şasi olmasının yanında, trenin düz veya eğri yolda stabilitesini sağlamaktadır. Bunun yanı sıra, özellikle yüksek hızlı kurplarda boji ler oluşan titreşimleri sö nümlemekte ve merkezkaç kuvvetlerini düşürerek yolculara sürüş konforunu sunmaktadır [8]. Raylı araç boji lerinin görevi yolcular tarafından farkedilmez, ancak yolculuk esnasında birçok önemli fonksiyonları barındırmaktadır. Güvenli bir şekilde yolculuğun sağlanması, vagon gövdesini desteklemesi, virajlı yollarda ve trenin yüksek hızlarında merkezkaç kuvvetlerini en aza indirgemesi, ray pürüzlülüğünü ve aşınmasını en düşük seviyede tutması bu fonksiyonların en önemlilerini oluşturmaktadır. Bu avantajlarının yanında yolcu için en önemli olan bir diğ er avantajı ise ray pürüzlülüklerden meydana gelen dinamik kuvvetlerin oluşturduğu titreşimleri sö nümlemesidir. Bu titreşimler tekerlek seti ile boji arasındaki birincil süspansiyon ve boji ile vagon gövdesi arasındaki ikinci süspansiyon adı verilen iki kademeli süspansiyon sistemi sayesinde sö nümlemektedir. Birincil süspansiyon sistemi teker-ray etkileşiminden kaynaklanan kısa dalga boyuna sahip titreşimleri sö nümleyenken, ikincil süspansiyon sistemi daha uzun dalga boylu ya da daha düşük frekanslı titreşimler ile ilgilenir [6,9–12].

BÖLÜM 2

RAYLI ARAÇLAR

Ekonomi ile ulaştırma arasında sıkı bir ilişki bulunmaktadır. Yeterli bir ulaşım ağı olmayan ölkelerin ekonomik açıdan kalkınma problemleri yaşayacağı gerçeği yadsınamaz bir gerçektir. Avrupa ölkelerine oranla daha geniş ve coğrafi açıdan önemli alana sahip Türkiye'yi bu durum daha da önemli kılmaktadır. Dünyadaki tüm ölkeler gibi Türkiye'de de ulaşım karayolu, havayolu ve denizyolunun yanında demiryolu ile de sağlanmaktadır. Türkiye'nin demiryolu tarihi 1856 yılında yapımına bir İngiliz şirket tarafından başlanan 130 km uzunluğuna sahip İzmir-Aydın arasındaki hattın 1866 yılında tamamlanmasıyla başlamıştır. 1923 Lozan Barış Antlaşması ile 4018 km uzunluğundaki demiryolları Osmanlı Devleti'nden Türkiye Cumhuriyeti'ne aktarılmış ve günümüze kadar toplam demiryollarımızın uzunluğu 10387 km'ye ulaşmıştır [13–16].

Zaman içerisinde teknolojinin ve araştırmaların geliştirilmesiyle birlikte geliştirilen raylı araçların bileşenleri bu bölümde tanıtılacaktır.

2.1. RAYLI ARAÇ BİLEŞENLERİ

Bir raylı araç en genel anlamda vagon (çekilen araç) ve lokomotif (çeken araç) olmak üzere iki ana parçadan oluşmaktadır. Demiryollarında yük ve yolcu taşıma görevini yapan, ancak kendi başına hareket edemeyen parça vagon olarak adlandırılırken, çekilen bu kısmın hareketini sağlayan vasıtaya ise lokomotif denilmektedir. Hem vagonun hem de lokomotifin ray üzerindeki seyrini sağlayan düzeneğe de boji ismi verilmektedir [17–19].

2.1.1. Lokomotif

Lokomotifler tren için itici güç sağlayan demiryolu araçlarıdır. Kolay değiştirilmeleri, esnek ve güvenli olmaları gibi birçok avantajlara sahiptir. Lokomotifler buharlı, dizel veya elektrikli olmak üzere kullandıkları enerji türüne göre sınıflandırılabilirler. İlk olarak 1825 yılında George Stephenson tarafından demiryolu ve lokomotifin öncüsü olarak bilinen buharlı lokomotif imal edilmiştir. 1910'lerden sonra ise çeken araç teknolojisinin de ilerlemesiyle birlikte daha az iş gücü gerektiren, daha temiz ancak daha karmaşık yapıya sahip ve daha pahalı dizel ve elektrikli lokomotifler üretilmeye başlanmış ve buharlı lokomotiflerin yerini almışlardır. Türkiye'nin ilk lokomotifleri de diğer ülkelerdeki gibi uzun yıllar kullanılmış olan buharlı lokomotifler olmuştur fakat günümüzde kullanılmamaktadır. Dizel lokomotifler, buharlı lokomotiflerden sonra kullanılmaya başlanmış ve halen de bazı demiryollarında elektrik hattı olmaması sebebiyle çalıştırılmaya devam edilmektedir.



Şekil 2.1. Buharlı lokomotif [24].

Türkiye Cumhuriyeti Devlet Demiryolları (TCDD) envanterinde de en çok bu tip lokomotiflerden bulunmaktadır. Günümüzde ise yüksek hızlı trenlerde de kullanılan elektrikli lokomotifler dizel lokomotiflerin yerini alarak kullanılmaya başlanmıştır [20–23]. TCDD'nin envanterinde bulunan bu üç çeşit lokomotiflerin örnekleri Şekil 2.1, Şekil 2.2 ve Şekil 2.3'te görülebilir [24].



Şekil 2.2. Dizel lokomotif [24].



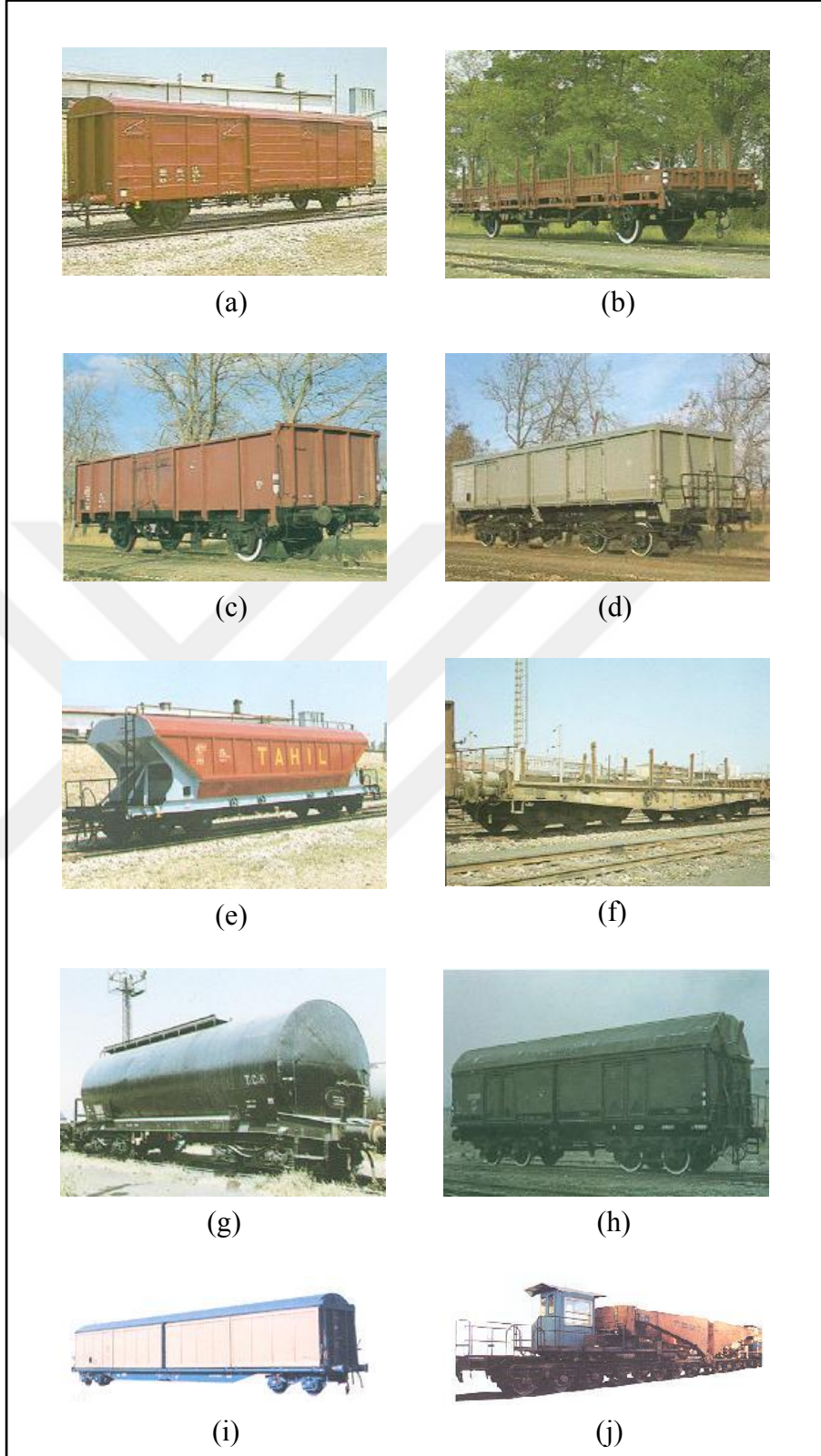
Şekil 2.3. Elektrikli lokomotif [24].

2.1.2. Vagon

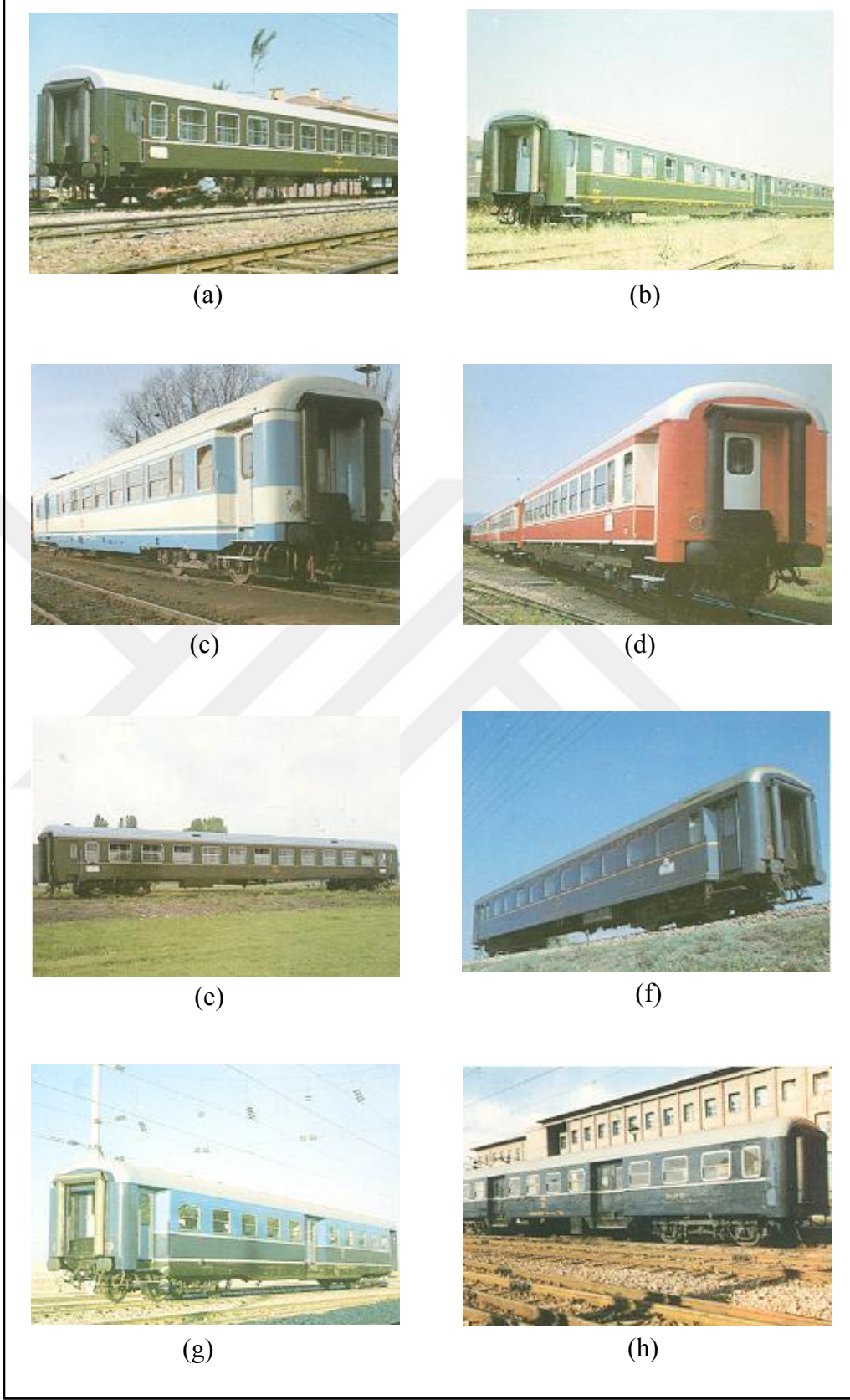
Demir yollarında yük ve yolcu taşımak için kullanılan araçlara vagon denir. Vagonların hareketi çeken bir araç vasıtası ile olmaktadır, kendi başlarına hareket etme imkanları yoktur.

Çekilen vasıta olan vagon imalatı 1825 yılında buharlı lokomotifin imal edilmesiyle birlikte başlamıştır. Bu yıllarda yapılan ilk vagonlar genellikle ahşaptan imal edilmiş, 1904 yılında ise ilk çelikten vagon imalatı gerçekleştirilmiştir. Dizel Elektrik, Dizel Hidrolik ve Elektrikli lokomotifler ile çeken araç teknolojisinde ilerlemeler başlamış, demiryolu araçlarının hızları artırılmış ve demiryolu hatları ve bu vagonlar yaygınlaşmıştır. Bunlara paralel olarak da vagonların dingil basınçları artmış, vagonların boyları uzamış ve daha modern teknolojik yapı ve özelliklerde vagon imalatları yapılmıştır.

Vagonlar imalat bakımından yük ve yolcu vagonları olmak üzere ikiye ayrılırlar. Yük vagonları taşınacak yükün cinsine bağlı olarak, değişik tip ve özelliklerde üretilirler. Yükün emniyetli bir şekilde taşınabilmesi için dış hava şartları da düşünülerek kapalı ve açık olmak üzere iki temel yük vagon çeşidi bulunmaktadır. Dış hava şartlarından zarar görebilecek veya etkilenebilecek yükler için kapalı tip, dış hava şartlarından etkilenmeyecek biçimde taşınacak yükler için ise açık tip vagonlar yapılmaktadır. TCDD’de kullanılan kapalı ve açık tipteki yük vagonları Şekil 2.4’te gösterilmiştir. Yolcu vagonları ise, yolcuların rahat seyahat etmelerini sağlamak amacıyla, ısıtma, aydınlatma, rahat oturma ve yatma gibi ihtiyaçları karşılayacak şekilde tasarlanmış araçlardır. İlk imal edilen vagonlar seyahat kolaylığı ve ihtiyaçların karşılanması açısından iyi seviyede olmasa da teknolojik gelişmelerle birlikte zamanla daha iyi seviyelere getirilmişlerdir. Hareket aksamının bojilerde toplanmasıyla sarsıntılar en alt seviyelere çekilmiştir. Vagonu boydan boya kateden koridorlar ve vagonlar arasında geçişi temin eden körük ve geçit köprüleri yapılmıştır. Havalandırma, ısıtma, aydınlatma sistemleri tamamen modern teknolojiye göre imal edilmeye başlanmıştır. Kompartımanlı vagon, kuşetli vagon, yataklı vagon, pulman vagon, yemekli vagon, banliyö vagon, salon vagon gibi çeşitleri bulunan yolcu vagonları Şekil 2.5’te gösterilmiştir [24,25].



Şekil 2.4. Yük vagonların çeşitleri (a) Normal tip kapalı vagon, (b) Normal tip platform vagon, (c) Normal tip yüksek kenarlı açık vagon, (d) Özel tip yüksek kenarlı açık vagon, (e) Tahıl vagonu, (f) Özel tip platform vagon, (g) Sarnıçlı vagon, (h) Özel tip yüksek kenarlı kapalı vagon, (i) Özel tip kapalı vagon, (j) Özel tip ağır yük vagonu [24].

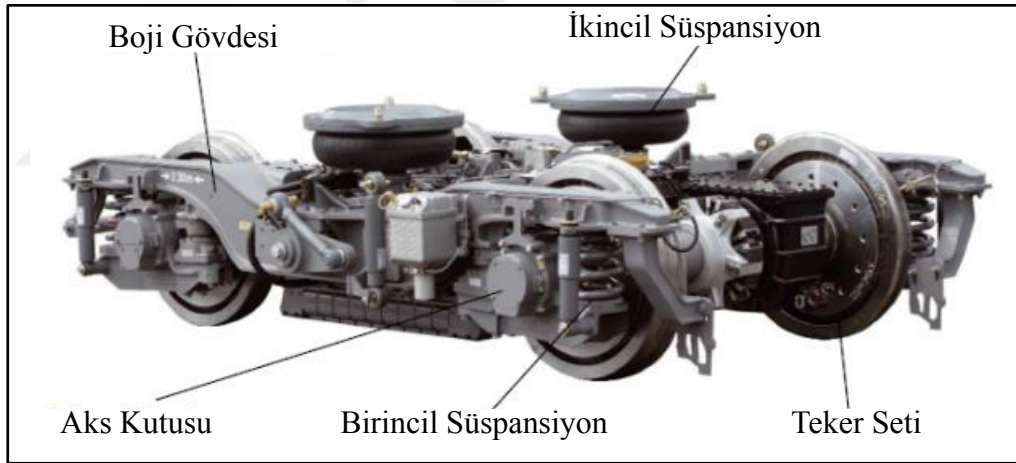


Şekil 2.5. Yolcu vagonların çeşitleri (a) Kompartımanlı vagon, (b) Kompartımanlı vagon, (c) Pulman vagon, (d) Pulman vagon, (e) Yataklı vagon, (f) Kuşetli vagon, (g) Banliyö vagonu, (h) Büvetli vagon [24].

2.1.3. Raylı Araç Bojisi

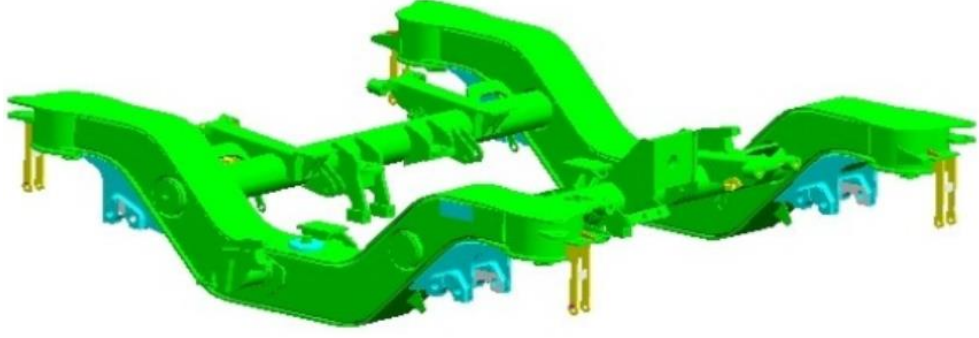
Raylı araçların hareketini sağlayan, yoldan gelen titreşimleri azaltarak vagon gövdesine ileten, trenin hareketi sırasında yönlendirmesini yaparak virajları daha rahat almasını sağlayan, seyir güvenliği, yolcu konforu ve yükleme kapasitesini belirleyen mekanik sisteme boji adı verilmektedir. Ülkemizin ilk yerli yolcu vagonu 1994 yılında Türkiye Vagon Sanayi A.Ş. (TÜVASAŞ) tarafından TCDD için üretmiş olan TVS 2000 serisi vagonlarında Y32 tipi bojilerden kullanmıştır. O zamandan beri güvenilirliği, sürüş kalitesi, bakım maliyeti ve konforundan dolayı günümüzde de hala bu tip bojiler yolcu vagonlarında kullanılmaya devam etmektedir Tüm raylı araç bojilerinde olduğu gibi

Şekil 2.6'da gösterilen Y32 tipi raylı araç bojisi de, boji gövdesi, fren seti tertibatı, birincil ve ikincil süspansiyonlar ile tekerlek takımından oluşmaktadır [26–28].



Şekil 2.6. Y32 tipi yolcu vagon bojisi [29].

Boji gövdesi, demiryolu araçlarının önemli ve ayrılmaz bir parçasıdır. Çelik saclardan, dövme veya döküm parçalardan oluşan sağlam bir kaynaklı şaseye sahiptir. Y32 boji gövdesi, iki adet dairesel enine kesitli çubukla birbirine bağlanmış iki adet Y şeklindeki şaseden oluşmaktadır. Farklı boji bileşenlerini bağlamak için çeşitli destekler, Şekil 2.7'de gösterildiği gibi şaseye kaynaklanmaktadır. Y32 bojisinin teknik özellikleri Çizelge 2.1'de gösterilmiştir [30].

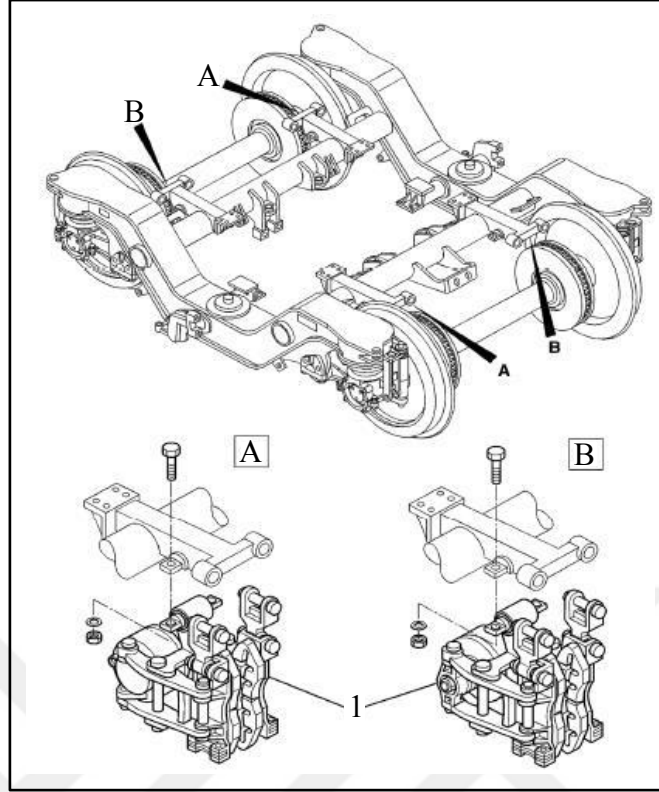


Şekil 2.7. Y32 boji gövdesi [31].

Çizelge 2.1. Y32 boji gövdesinin teknik özellikleri [32].

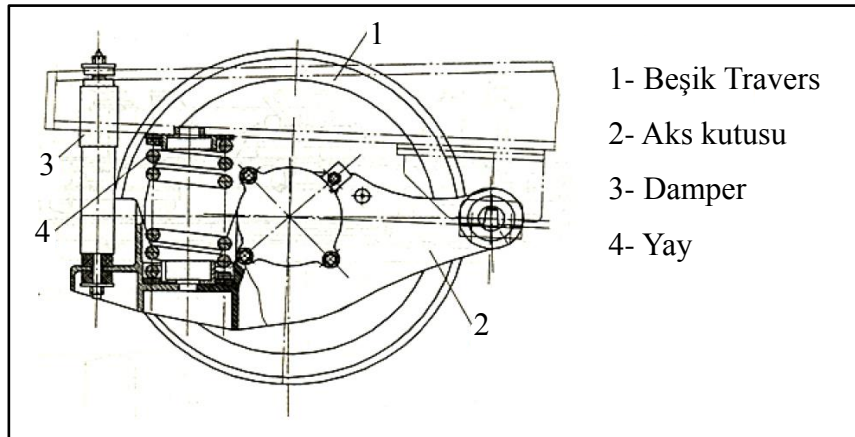
Parametreler	Değerler
Aks eksenleri mesafesi	2560 mm
Boji ağırlığı	6300 kg
Boji genişliği	3030 mm
Boji uzunluğu	3534 mm
Yeni teker çapı	915 mm
Minimum aşınmış teker çapı	845 mm
Tekerler arasındaki mesafe	1600 mm
Fren disk çapı	640 mm

Demiryolundaki çeken ve çekilen araçlarda dinamik, hidrodinamik, manyetik ve pnömatik fren sistemleri kullanılmaktadır. Bunların arasında en yaygın kullanılan çeşit ise pnömatik fren sistemidir ve Y32 bojisinde de bu sistem kullanılmaktadır. Y32 bojisinin frenleme mekanizması pnömatik sistemden oluşmaktadır. Şekil 2.8'de gösterildiği gibi fren tertibatının montajını sağlamak amacıyla dairesel enine kesitli çubuklar üzerinde 4 adet yanal şase bulunmaktadır. Bu şaseler üzerine monte edilen fren tertibatındaki balatalara uygulanan pnömatik baskı kuvvetinin asklar üzerinde bulunan diskleri sıkıştırmasıyla frenleme yapılmaktadır. Pnömatik olarak çalıştırılan ve her bir teker için ayrı ayrı bulunan fren silindirlerinin boşluklarını almak için otomatik cihaz bulunmaktadır [17,31].



Şekil 2.8. Pnömatik fren tertibatının boji gövdesine montajı [31].

Şekil 2.9’da gösterildiği gibi birincil süspansiyon, boji ile tekerlek takımı arasındaki çelik yay ve damper bileşenlerinden oluşur.

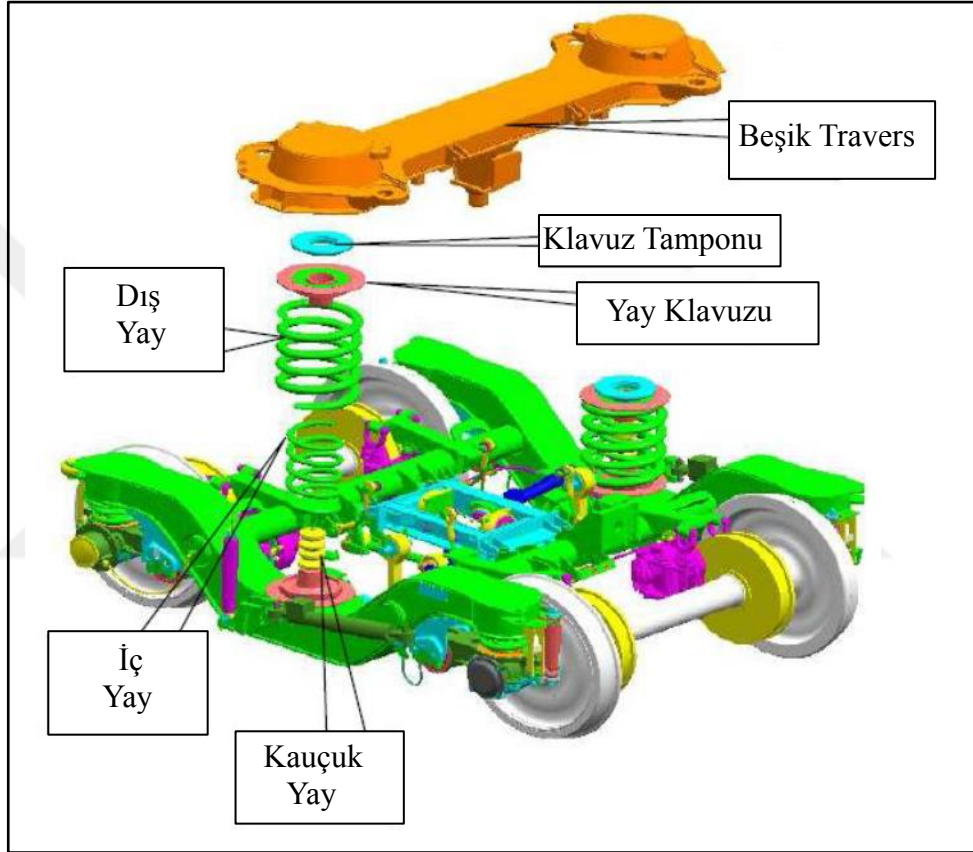


Şekil 2.9. Birincil süspansiyon ve aks kutusu [33].

Birincil süspansiyonun rolü, raylı aracın bojisini aks ve tekerlek takımı tertibatlarından izole etmektir. Genellikle, her dingil kutusuna takılmış iki dikey çelik helezon yay vardır ve bunlar boji gövdesinin ağırlığını taşımaktadır. Dikey

amortisörler ise titreşim enerjisini dağıtmakta ve aks kutusu ile boji gövdesi arasındaki hareketleri kontrol etmektir [33,34].

Vagonu ray düzensizliklerinden kaynaklanan, tekerlek ve boji vasıtasıyla vagona iletilen titreşimlerden izole etmek amacıyla vagon ile bojiyi birbirine bağlayan süspansiyon sistemine ikincil süspansiyon denilmektedir.



Şekil 2.10. İkincil süspansiyon sistemi [17].

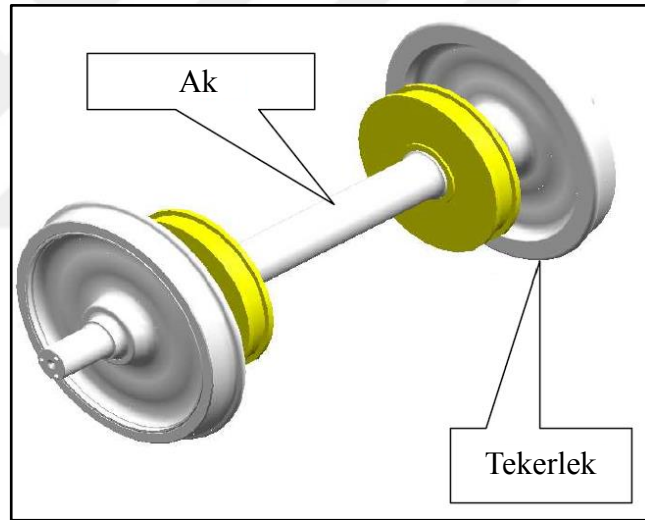
Şekil 2.10'da gösterilen ikincil süspansiyon da birincil süspansiyon gibi yay ve damper elemanlarından oluşmaktadır. Raylı araç gövdesi ile boji arasına yerleştirilmiş olan çoğu modern binek demiryolu vagonlarındaki ivmelenmeyi 1 Hz gibi düşük frekanslarda tutmak amacıyla yay olarak havalı yay kullanılmaktadır. Yaygın olarak kullanılan bir helezon yay ile karşılaştırıldığında havalı yayının faydaları:

- Artan ön yükleme için artan dirençlik,

- Önemli yatay sertlik
- Düşük yükseklik,
- Daha iyi ses ve titreşim yalıtımı

Damper olarak da düşük frekanslı taşıt titreşimlerini azaltmak amacıyla hidrolik damperler kullanılmaktadır. Normalde her bojiye bağlı iki adet dikey damper bulunmaktadır [6].

Vagon yükünü üzerinde taşıyarak vagon ve yükün ağırlığını raya veren, ray üzerinde yuvarlanmak suretiyle vagonu istenilen yönde hareket ettiren elemanların bütünü tekerlek seti olarak adlandırılmaktadır. Tekerlek seti Şekil 2.11’de gösterildiği gibi bir aks ve iki tekerlekten oluşmaktadır [35].



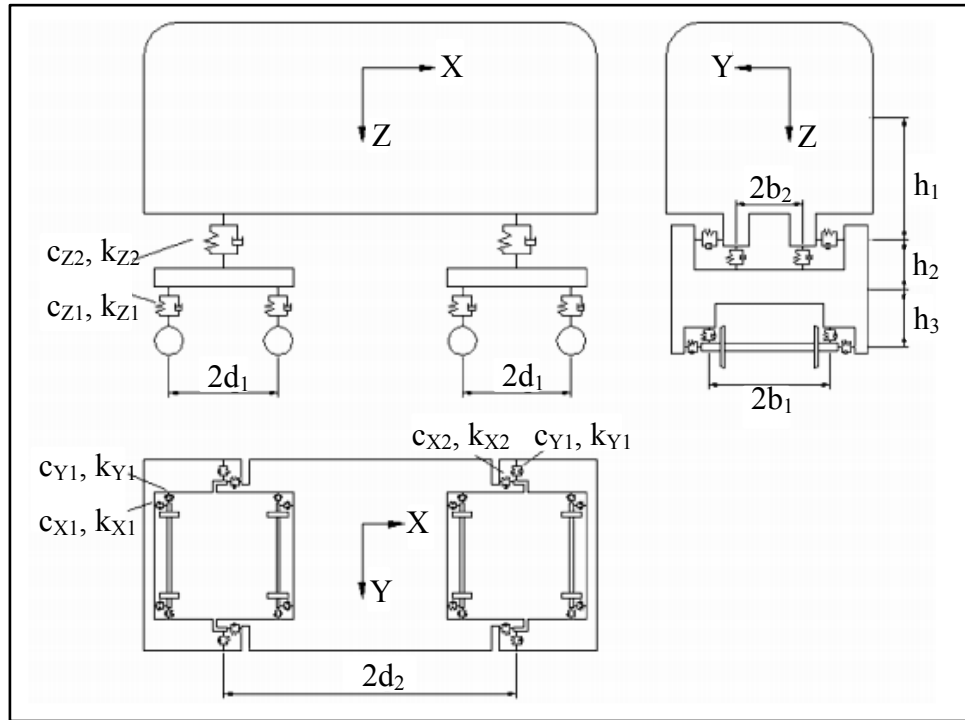
Şekil 2.11. Tekerlek seti [31].

Bir tren tekerleği veya demiryolu tekerleği, ray üzerinde kullanılması için özel olarak tasarlanmıştır. Tekerlek takımının rayla temas ederek yuvarlanmayı sağlayan kısmı, yuvarlanma yüzeyidir. Yuvarlanma yüzeyinin eğimli olması, kurplarda iç ve dıştaki tekerlekler arasındaki uyumu sağlar. Tekerlek üzerinde, raydan çıkmayı önleyen boden olarak adlandırılan bir çıkıntı da bulunmaktadır ve bu çıkıntının belirli ölçüleri vardır.

BÖLÜM 3

LİTERATÜR ÇALIŞMALARI

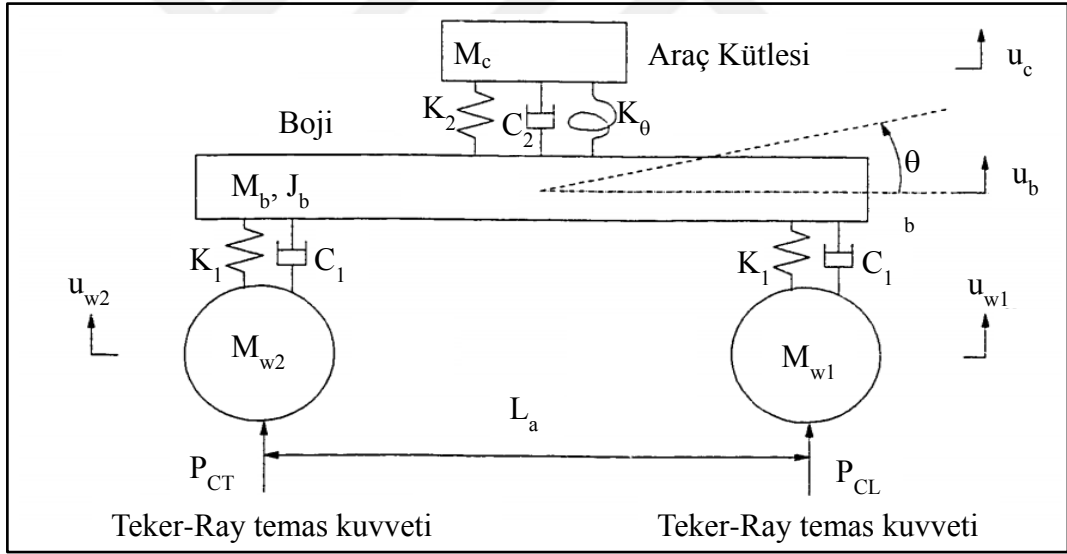
Raylı araçların dinamik davranışlarının belirlenmesine yönelik çalışmalar günümüzde hızlı bir şekilde devam etmektedir. Bilim çevreleri raylı araçları çok yüksek hızlara çıkarabilmek için farklı teker-ray etkileşim teorileri geliştirmektedirler. Geliştirilen bu teorilerce teker ve ray arasında oluşan temas bölgesi tanımlanarak burada oluşan temas kuvvetleri hesaplanabilmekte ve buradan yola çıkarak raylı araç üzerinde oluşan kuvvetler belirlenebilmektedir. Bunun yanı sıra yolcu konforuna önemli ölçüde etki eden yol pürüzlüğünün farklı simülasyon ortamlarında gerçek zamanlı olarak dinamik test ünitelerinde denenmesine yönelik çalışmalar da Şekil 3.1'deki örnek çalışmada olduğu gibi geliştirilmeye devam etmektedir.



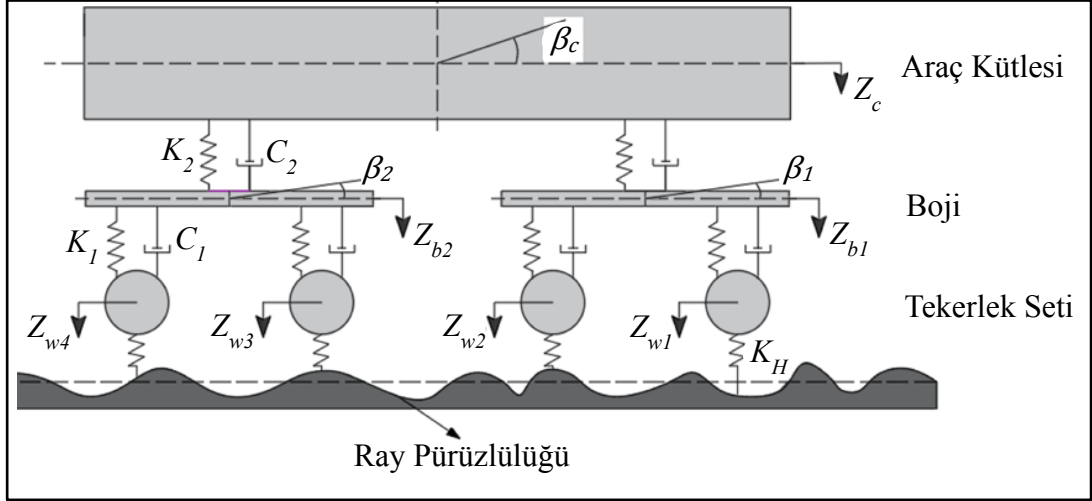
Şekil 3.1. Raylı araç modeli [36].

Demiryolu inşaatı ve üzerinde hareket eden raylı araçlar yüksek yatırım gerektiren ulaşım türü ve ekipmanları arasındadır. Demiryolu üzerinde hareket eden raylı araçların üretimden sonra testlere tabi tutulması maliyeti oldukça yükseltmekte ve ürüne tasarım sürecinde müdahaleyi kısıtlı olarak sunabilmekte idi. Bunun için trenin üzerinde hareket eden raylı aracın küçültülmüş modellerinin yani bojinin üretilmesi ve dinamik davranışların bu model üzerinden belirlenmesine yönelik çalışmalar geliştirilmeye başlanmıştır. Böylece tasarım sürecinde ürün parametrelerine müdahale edilebilmekte ve yolcu konforunun iyileştirilmesi gerçekleştirilebilmiştir [37].

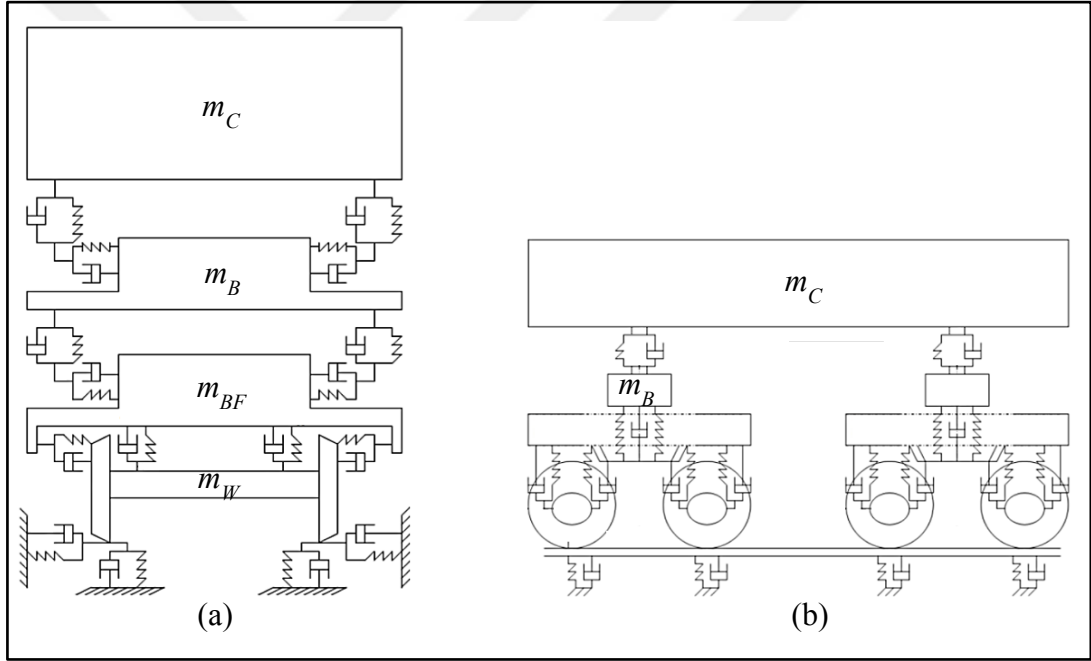
Yapılan çalışmalarda raylı araçların dinamik davranışlarını incelemek için Şekil 3.2, Şekil 3.3 ve Şekil 3.4'teki gibi çeşitli serbestlik derecelerine sahip modeller ele alınmıştır [17].



Şekil 3.2. Beş serbestlik dereceli çeyrek raylı araç modeli [38].

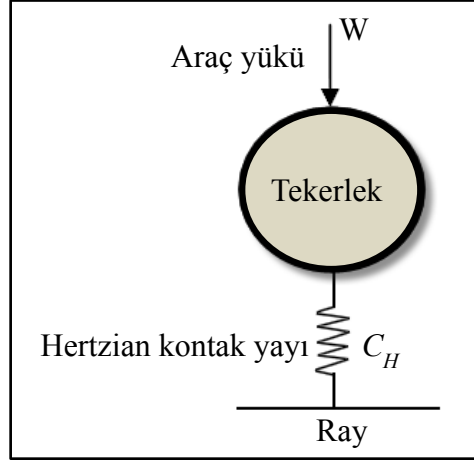


Şekil 3.3. On serbestlik dereceli yarım raylı araç modeli [39].



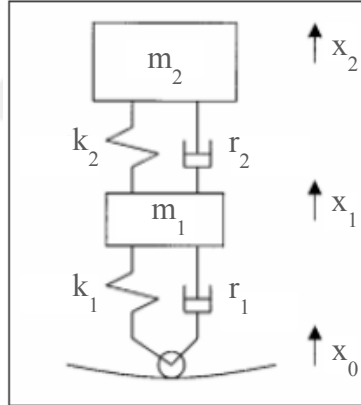
Şekil 3.4. Raylı araç modeli a) Yandan görünüş, b) Önden görünüş [40].

Dukkipati, R. V. ve Garg, V. K. (1984) raylı araçların Şekil 3.5'te gösterilen tek serbestlik dereceli sistemden başlayıp çok serbestlik dereceli sistemlere kadar dinamik çözümlerini gerçekleştirmişlerdir. Ayrıca ray-tekerlek kontak problemleri üzerinde de çalışmışlardır [41].



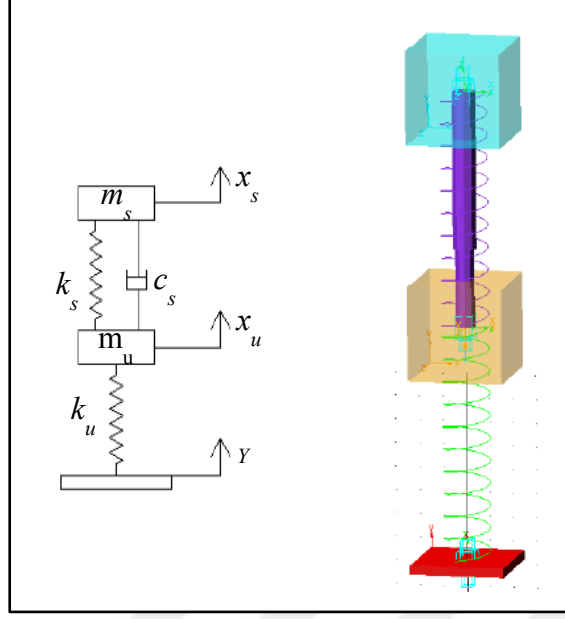
Şekil 3.5. Tek serbestlik dereceli ve tek boyutlu raylı araç modeli [17].

Mastinu vd. 2001 yılında yaptıkları çalışmada Şekil 3.6'daki gibi serbestlik derecesini iki aldıkları vagon modellerinin random titreşimler altındaki dinamik davranışını incelemişlerdir [42].



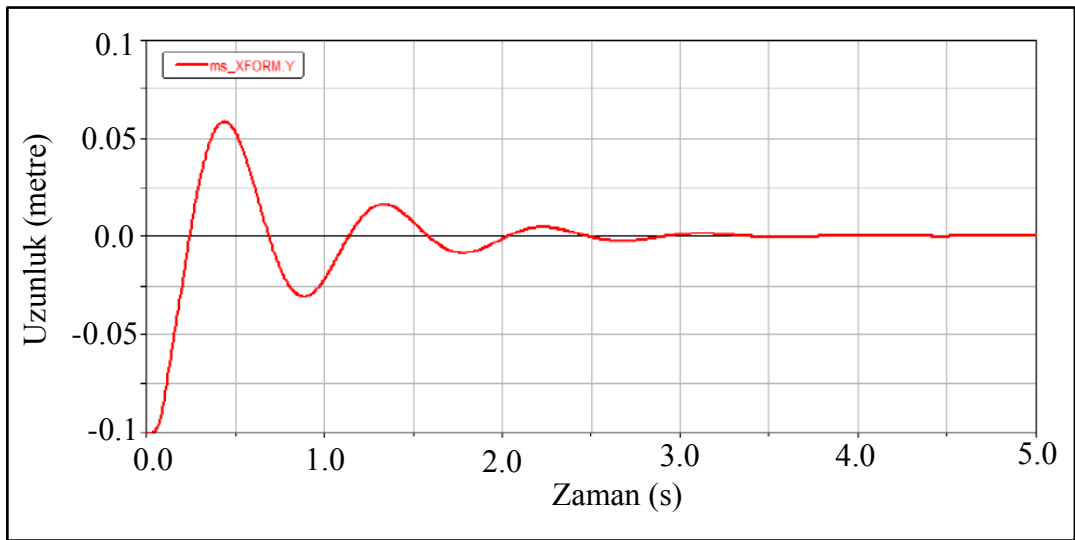
Şekil 3.6. İki serbestlik dereceli çeyrek araç modeli [42].

S. J. Chichale ve Dr. S. P. Deshmukh 2013 yılında yapmış oldukları çalışmada Şekil 3.7'de gösterilen çeyrek araç modelinin araç süspansiyon sistemini Matlab-SIMULINK ve MSc-ADAMS programlarında oluşturup kıyaslama yapmayı amaçlamışlardır. Bunun için durum uzay modelini kullanarak sistemin matematik modeli oluşturulmuştur. Sonrasında Matlab-SIMULINK ve MSc-ADAMS programlarında sistem hazırlanmıştır. En sonunda ise birim basamak giriş fonksiyonu ile sistemin titreşimi incelenmiştir [43].



Şekil 3.7. İki serbestlik derecesine sahip çeyrek aracın ADAMS modeli [43].

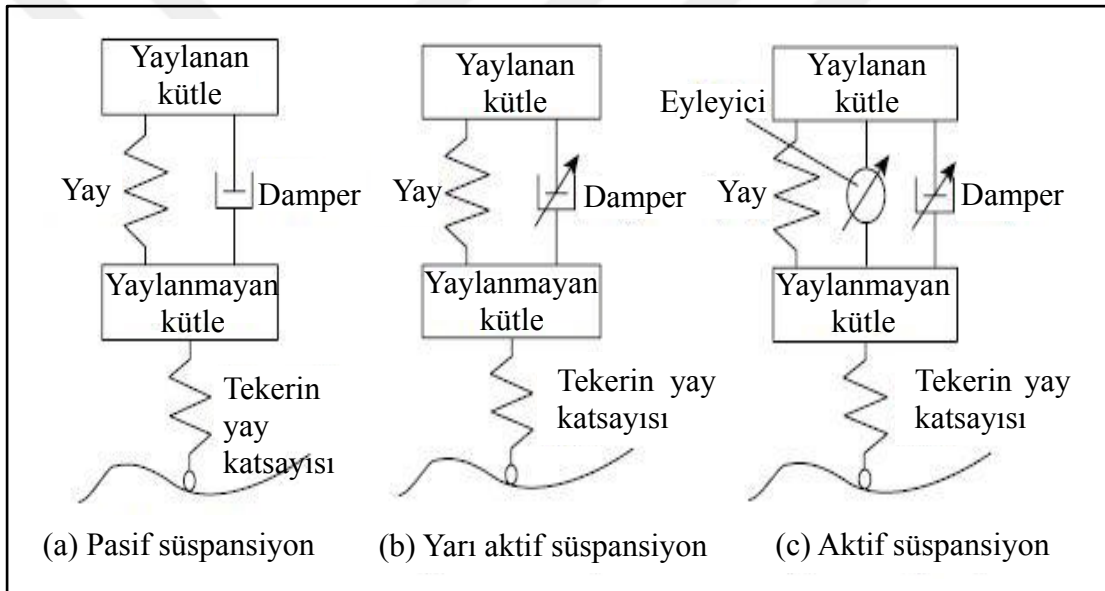
Sistem her iki program üzerinde de 2 farklı parametreler ile analiz edilmiştir. İlk kullanılan parametrelerle elde edilen titreşim değerleri sistemin etki süresi ile bağlı olduğu görülmüştür. İlk 1 dakikada sistem eşik değerine ulaşamamış, 10 dakikanın üzerinde ise ivme çok yüksek değerlerde seyredip sistem zamanının karekökü ile ters orantılı bir şekilde devam etmiştir. Diğer kullanılan parametreler sonucunda yaylanan kütleinin yer değişim grafiği Şekil 3.8’de gösterilmiştir [43].



Şekil 3.8. Yaylanan kütleinin yer değişim cevabı [43].

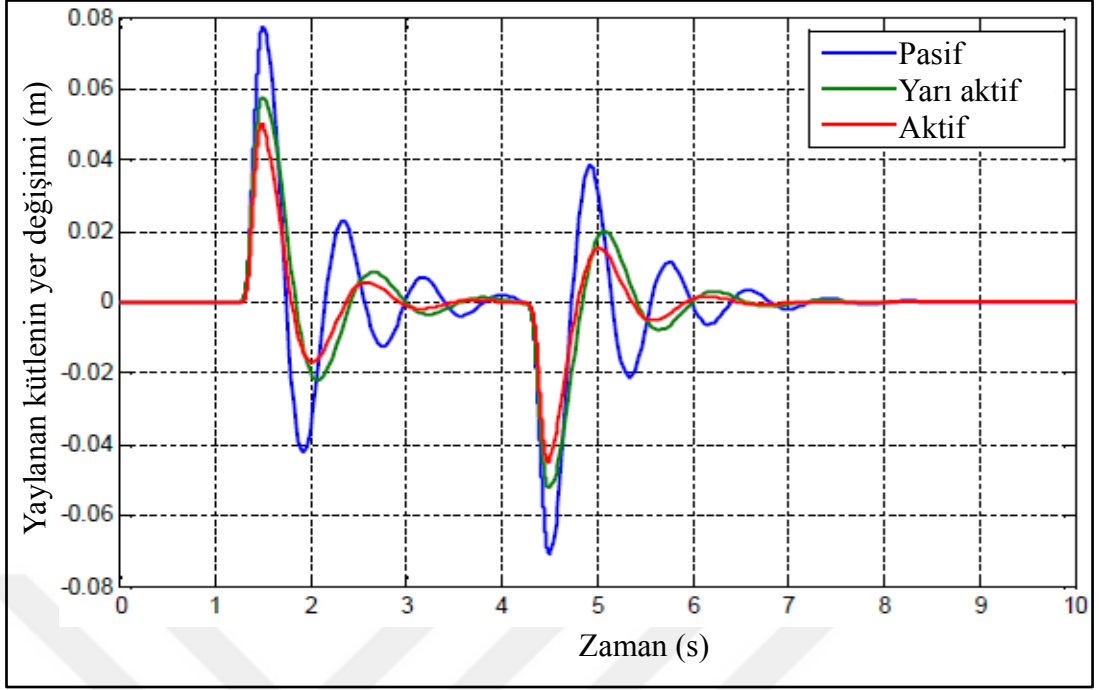
Üstteki grafikten de görüleceği üzere süspansiyon sisteminin oturma zamanı 3.4 s, ortalama değerden maksimum sapma ise 0.0586 m çıkmıştır.

Sathishkumar vd.'nin 2014 yılında yapmış oldukları çalışmada iki serbestlik derecesine sahip çeyrek aracın matematik modellenmesi ve simülasyonu üzerine çalışma yapmışlardır. Newton'un ikinci hareket kanununu ve serbest cisim diyagramını kullanarak sistemin durum uzay matematik modeli çıkarılmıştır. Sonrasında Matlab-SIMULINK bilgisayar programı ile sistemin performansı incelenmiştir. Şekil 3.9'da oluşturdukları pasif, yarı aktif ve aktif süspansiyon sistemleri birim basamak giriş fonksiyonu ile test edilmiştir [44].



Şekil 3.9. Çeyrek araç süspansiyon modelleri [44].

Şekil 3.10, pasif, yarı aktif ve aktif süspansiyon üzerindeki yaylı kütlelerin zamanla yer değişimini göstermektedir. Pasif süspansiyondaki zirve zamanı 0.08 m iken aktif süspansiyonda bu değer 0.05 m olarak görünmektedir. Çizelge 3.1'de de görüleceği üzere aktif süspansiyonun etkin değeri pasif süspansiyonunkinden %34 daha azdır.



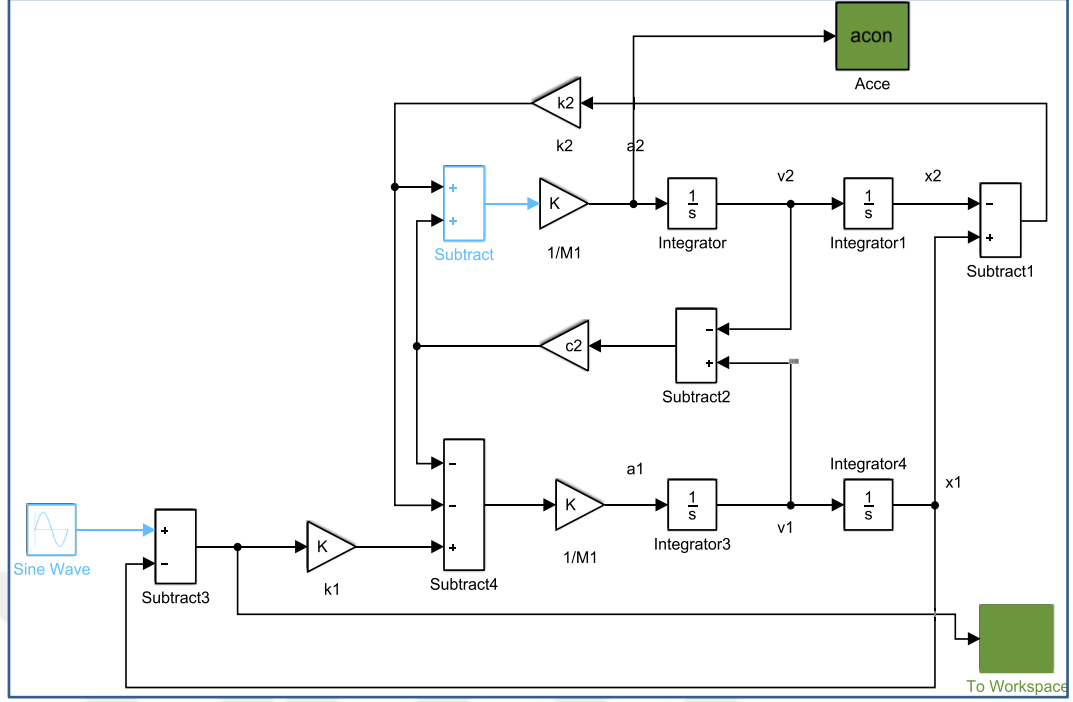
Şekil 3.10. Yaylanan kütlelerin yer değişimi [44].

Çizelge 3.1. Etkin değer (RMS) ve karşılaştırma.

Parametreler	Pasif	Yarı aktif	Aktif	%'lik azalma
Yaylı kütlelerin yer değişimi (m)	0.0430	0.0335	0.0283	34.0

Yapılan çalışmanın simülasyon değerlerine bakıldığında, aktif süspansiyonun zirve ve oturma zamanı yarı aktif ve pasif süspansiyonlarınkine oranla daha kısa olduğu gözlemlenmiştir. Bunun yanında yarı aktif süspansiyonun değerlerinin de pasif süspansiyona göre daha iyi olduğu anlaşılmıştır.

K. L. Jagtap ve D. R. Dolas 2015 yılında yapmış oldukları çalışmada Şekil 3.11'deki gibi Matlab-SIMULINK programını kullanarak hareket denklemleri ile yay ve sönüm katsayılarının ivme ve sehim üzerine olan etkisini incelemişlerdir [45].

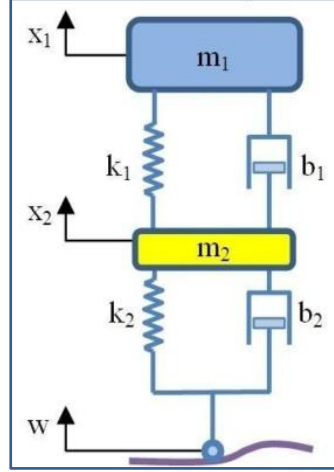


Şekil 3.11. Çeyrek aracın Simulink modeli [45].

Sönüm ve yay katsayıları optimize edilerek oluşturulan model üzerinde araç gövdesinin ivmesi 3.0572 m/s^2 ve tekerin yer değıştirilmesi de 0.001 m azaltılarak seyahat konforu artırılmaya çalışılmıştır.

Florin vd. yapmış oldukları çalışmada araçların sürüş konforu ve yol tutuşunu iyileştirmeyi amaçlamışlardır. Şekil 3.12'deki iki serbestlik dereceli ve pasif süspansiyonlu çeyrek araç modelinin yol tutuşu ve sürüş performansının analiz ve simülasyonu yapılmıştır. Bunun için 3 farklı metot kullanılmıştır:

- Matlab-SIMULINK
- Transfer fonksiyonu
- Durum uzay modeli

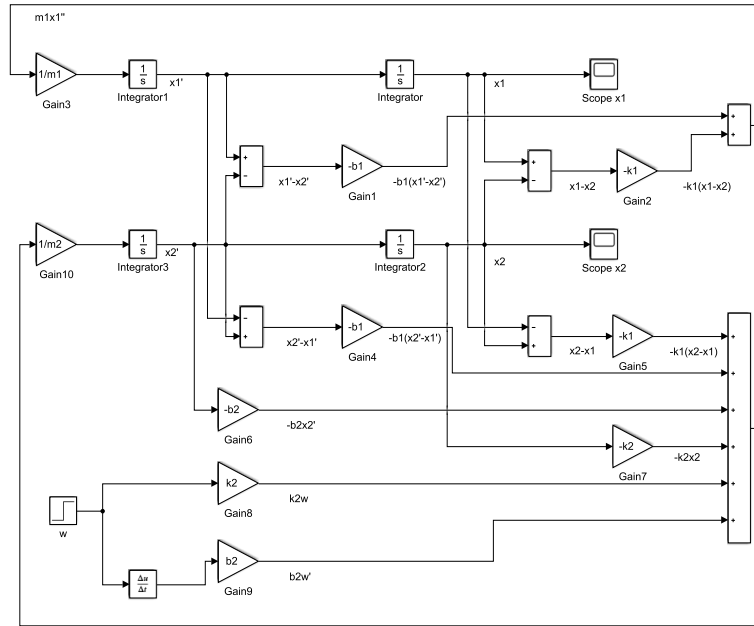


Şekil 3.12. Pasif Süspansiyon [46].

$$m_1 \ddot{x}_1 + b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1(x_1 - x_2) = 0 \quad (3.1)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1(x_2 - x_1) + b_2 \dot{x}_2 + k_2 x_2 = 0 \quad (3.2)$$

Newton'un ikinci kanununu kullanarak eşitlik 3.1 ve eşitlik 3.2 hareket denklemleri elde edilmiştir. Bu denklemlerin Simulink programına uyarlanmış hali Şekil 3.13'te gösterilmiştir.



Şekil 3.13. Eşitlik 3.1 ve eşitlik 3.2 denklemlerin Simulink'te gösterimi [46].

$$H_1(s) = \frac{x_1(s)}{w(s)} = \frac{b_1 b_2 s^2 + (k_1 b_2 + b_1 k_2)s + k_1 k_2}{m_1 m_2 s^4 + (A_1)s^3 + (A_2)s^2 + (A_3)s + k_1 k_2} \quad (3.3)$$

Burada

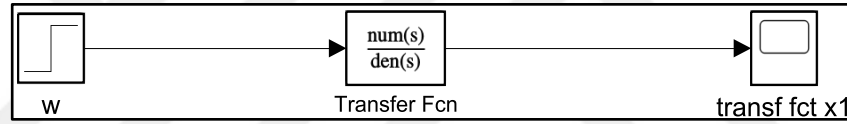
$$A_1 = m_1 b_1 + m_1 b_2 + m_2 b_1$$

$$A_2 = m_1 k_1 + m_1 k_2 + m_2 k_1 + b_1 b_2$$

$$A_3 = b_1 k_2 + k_1 b_2$$

olarak tanımlanır.

Eşitlik 3.3 yaylanan kütlenin (m_1) yer değişimi için transfer fonksiyonudur. Matlab programındaki gösterimi Şekil 3.14'teki gibidir.



Şekil 3.14. Transfer fonksiyonu [46].

$$\dot{X}(t) = A(t)X(t) + B(t)U(t) \quad (3.4)$$

$$\dot{X}(t) = A(t)X(t) + B(t)U(t) \quad (3.5)$$

Burada

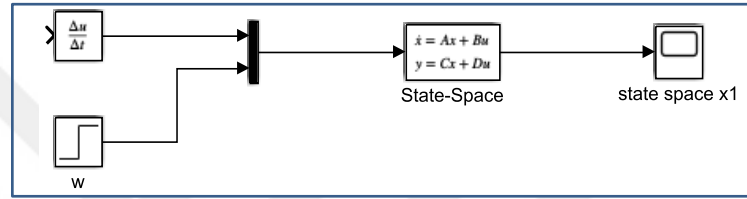
$$X(t) = \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ x_1 \\ x_2 \end{bmatrix}, \quad U(t) = \begin{bmatrix} \dot{w} \\ w \end{bmatrix},$$

$$Y(t) = A = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_1 - x_2 \end{bmatrix}, \quad \begin{bmatrix} -\frac{b_1}{m_1} & \frac{b_1}{m_1} & -\frac{k_1}{m_1} & \frac{k_1}{m_1} \\ \frac{b_1}{m_2} & -\frac{b_1 + b_2}{m_2} & \frac{k_1}{m_2} & -\frac{k_1 + k_2}{m_2} \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{b_2}{m_2} & \frac{k_2}{m_2} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad C = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & -1 \end{bmatrix}, \quad D = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

olarak tanımlanır.

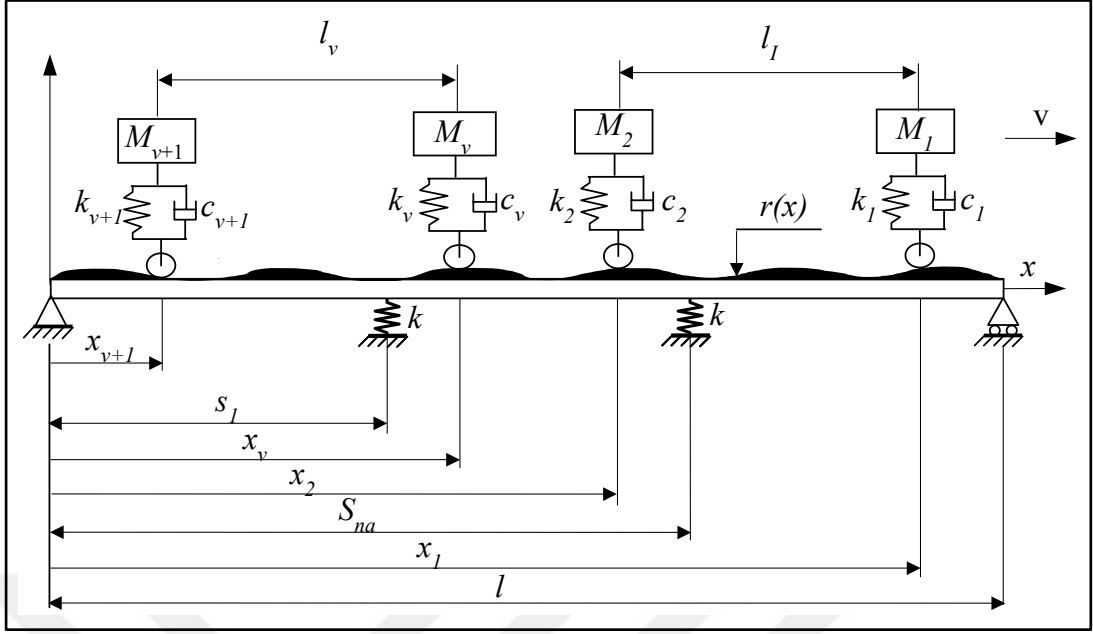
Durum uzay modelinin denklemleri eşitlik 3.4 ve eşitlik 3.5'te gösterilmiştir. Matlab programındaki gösterimi Şekil 3.15'teki gibidir.



Şekil 3.15. Durum uzay modeli [46].

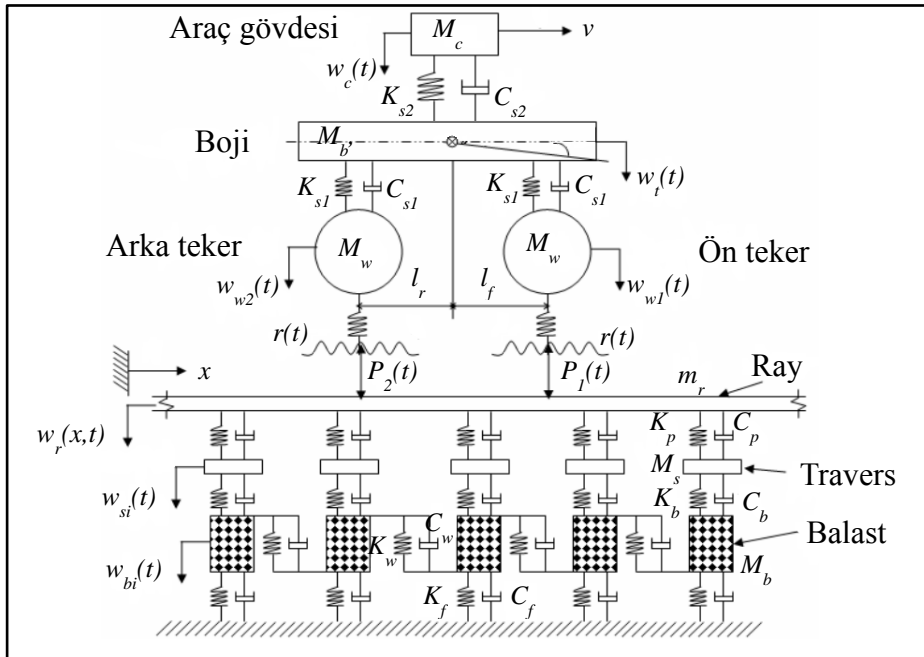
Yapılan çalışmanın simülasyon değerlerine bakıldığında, Simulink programında oluşturulan model, transfer fonksiyonu ve durum uzay modelleri ile doğrulanmıştır. Aynı parametreler kullanıldığında ortaya benzer sonuçlar çıkmıştır [46].

Ouelaa vd. sürekli elastik kiriş olarak kabul ettiği bir köprü üzerinde hareket eden vagonu Şekil 3.16'daki gibi modellemiş, titreşim ve akustik açısından hesaplamalar yapmıştır. Ayrıca raydan ve köprüden gelen harmonik uyarılara sistemin verdiği cevabı da hesaplamıştır [47].



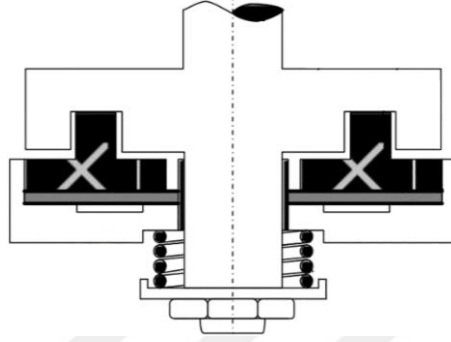
Şekil 3.16. N.Ouelaa'nın 2 adet vagonu incelediği model [47].

Uzzal vd. yapmış oldukları çalışmada raylı araç ve ray arasında temas kuvveti ve yer değişiminden oluşan cevapları incelemişlerdir. Çalışmada Şekil 3.17'de gösterilen 5 serbestlik dereceli çeyrek raylı araç modeli 3 katmandan oluşan ray sistemi ile desteklenmiştir. Araç ve rayın hareket denklemleri ele alınarak analizler yapılmıştır [48].



Şekil 3.17. Ray ve çeyrek raylı araç modeli [48].

İgnat Şekil 3.18'deki ultrasonik piezoseramik mikromotorun eşdeğer devresi ve elektromekanik analogi uygulaması üzerine deneysel ve teorik çalışma yapmıştır [49]. Ultrasonik mikromotorların giriş parametreleri elektriksel olup çıkış parametreleri mekaniktir.



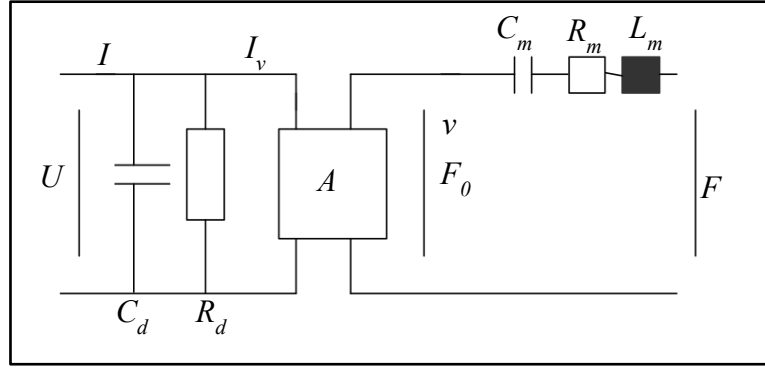
Şekil 3.18. Ultrasonik mikromotorun yapısı [49].

Çizelge 3.2'de Mekanik sistemde kullanılan parametrelere karşılık gelen elektriksel parametreler gösterilmiştir.

Çizelge 3.2. Elektromekanik analogide kullanılan elektriksel ve mekanik parametreler.

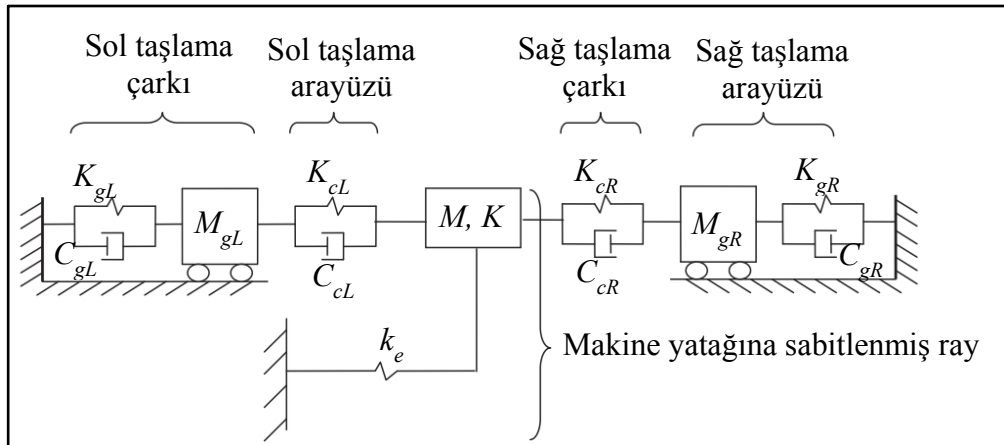
Mekanik Parametreler	Elektriksel Parametreler
Kuvvet, F	Elektriksel gerilim, U
Hız, v	Akım, I
Mekanik empedans $Z_m=F/v$	Elektriksel empedans, $Z_e=U/I$
Kütle, m (kg)	İndüktans, L
Mekanik kapasitans, C_m	Kapasitans, C_e
Mekanik direnç, R_m	Direnç, R

Bu rapor, ultrasonik mikromotorların Şekil 3.19'daki gibi oluşturulan eşdeğer devre çalışmasıyla elektromekanik analogi için önemli bir örnek olduğunu göstermeyi amaçlamıştır. Bildirilmiş ilginç araştırmaların bulunduğunu fakat mühendislik eğitiminde kullanılabilirliğinin kısıtlı olduğu da vurgulanmıştır.

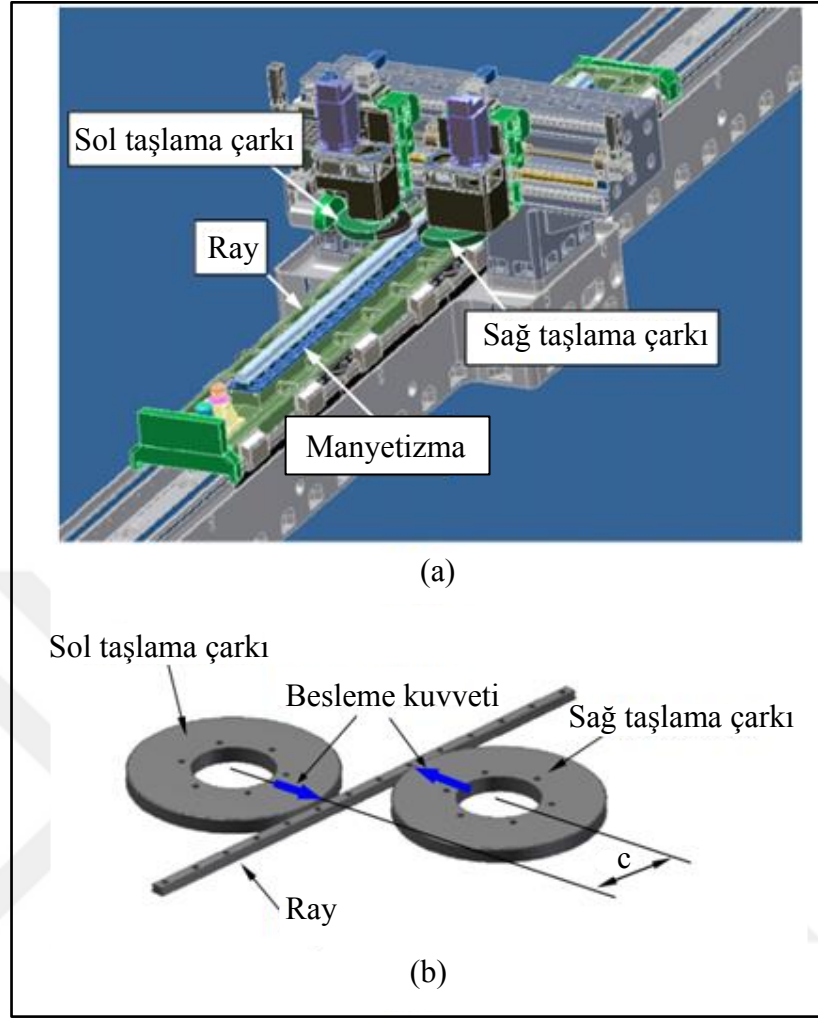


Şekil 3.19. Mikroelektromekanik motorun eşdeğer devresi [49].

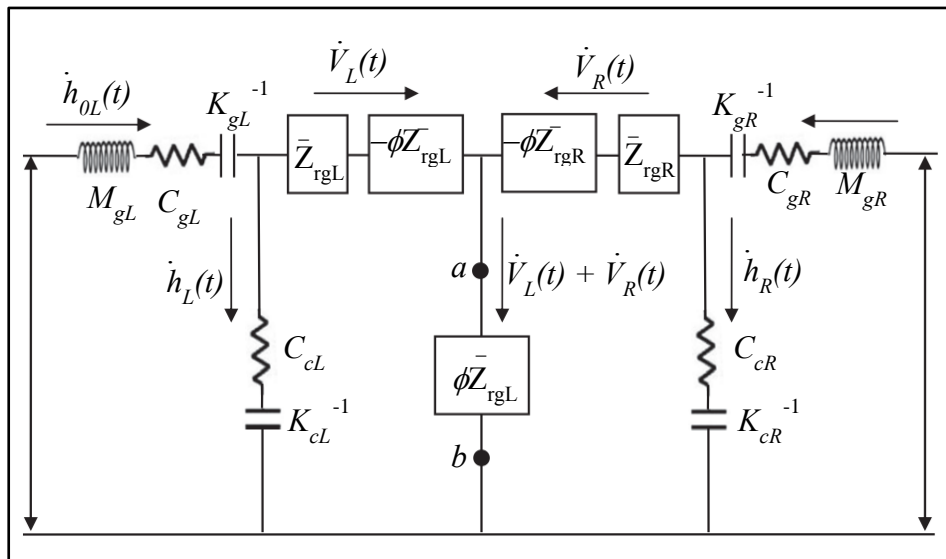
Cheng vd. yapmış oldukları çalışmada taşlama işleminden kaynaklanan titreşimin yüzey pürüzlülüğüne olan etkisini azaltmak için çift çarklı taşıyıcı kullanarak rayın karşılıklı simetrik iki yüzeyinin taşlanmasının titreşim analizlerini yapmışlar ve sonuçlarını incelemişlerdir. Ayrıca tek çarklı taşlama ile çift çarklı taşlamanın hangisinin daha üstün olduğunu, çift çarklı taşlamanın farklı zamanlı ve yanlış merkezli olmasının ve taşlamadaki kararsızlığın yüzeyi nasıl etkilediğini araştırmışlardır. Şekil 3.21'deki gibi ray, makine yatağı, taşlama çarkı ve taşlama ara yüzü arasındaki dinamik bağlantıyı hesaba katmak için empedans metodu kullanılmış ve yine ray, taşlama ara yüzü ve taşlama çarkları arasındaki etkileşimleri çalışmak için de Şekil 3.22'deki gibi elektrik-mekanik devre kurulmuştur [50].



Şekil 3.20. Ray, makine yatağı, taşlama arayüzü ve taşlama çarkları arasındaki dinamik bağlantı [50].



Şekil 3.21. Çift çarklı ray taşlama (a) Taşlama makinesi, (b) Taşlamanın çizimi [50].



Şekil 3.22. Çift çarklı taşlama sisteminin mekanik analojisi [50].

Bu çalışmada Şekil 3.20'deki gibi rayın karşılıklı iki yüzeyi üzerinde eş zamanlı ve simetrik çalışan çift çarklı taşlama sisteminin taşlama performansına etkisi araştırılmıştır. Pratikte, çift çarklı taşlama uygulaması, farklı çarklardan gelen besleme kuvvetleri hizalanamamaktadır. Hatta taşlama işlemi esnasında her bir çark üzerinde dengesizliğin yeri ve boyutu değişmektedir. Bu iki olumsuz durum beraberinde titreşim ve tıkrıtı oluşturmaktadır. Düşük çark hızlarında hizalanamamış besleme kuvvetlerinden dolayı rezonans ve tıkrıtlar meydana gelebilmektedir. Fakat tek çarklı taşlama sistemi ile karşılaştırıldığında, titreşim ve tıkrıtının daha az olduğu gözlemlenmiştir.

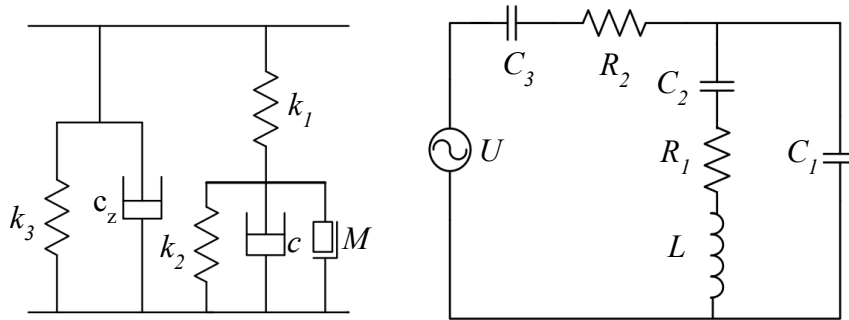
Xu vd. yapmış oldukları çalışmada elektromekanik analogi teorisini baz alarak ön odalı havalı süspansiyonun modellenmesini ve doğrulamasını gerçekleştirmişlerdir [51].

Çizelge 3.3'te Mekanik sistemde kullanılan parametrelere karşılık gelen elektriksel parametreler gösterilmiştir.

Çizelge 3.3. Elektromekanik analogi teorisine göre kullanılacak parametreler.

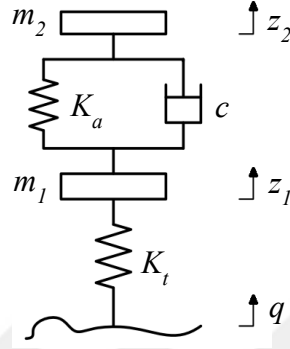
Mekanik Sistem	F(t)	V(t)	m	c	K
Elektriksel Sistem	U(t)	I(t)	L	R	C

Sistemin mekanik ve eş değer elektriksel modeli Şekil 3.23'teki gibi oluşturulmuştur.

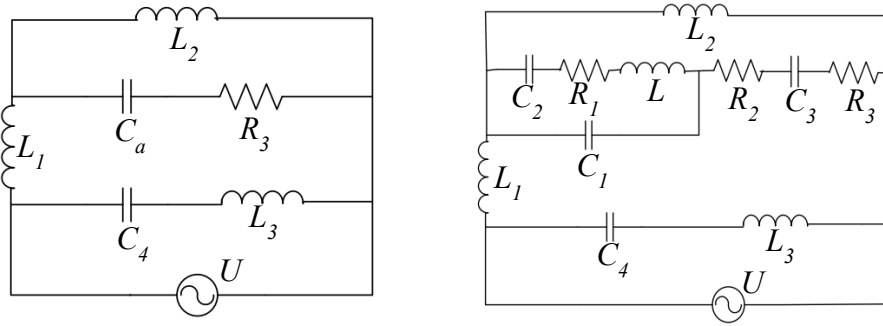


Şekil 3.23. Ön odalı havalı süspansiyonun mekanik ve eşdeğer elektriksel modeli [51].

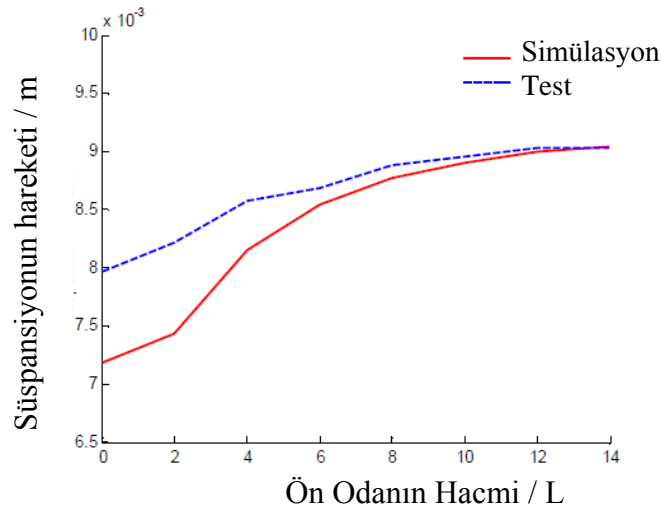
Mekanik sistemdeki parametre değerleri elektriksel eşdeğer devrede 1:1000 oranında küçültülmüştür yani 1000 N~1V 'a denk gelmektedir. Basitleştirilmiş iki serbestlik derecesine sahip havalı süspansiyon modeli ve eşdeğer devresi sırasıyla Şekil 3.24 ve Şekil 3.25'te gösterilmiştir.



Şekil 3.24. Çeyrek araç süspansiyon modeli [51].



Şekil 3.25. Çeyrek araç süspansiyonun basitleştirilmiş ve tam elektriksel eş değer devresi [51].



Şekil 3.26. 6 L ön odalı süspansiyonun hareketi [51].

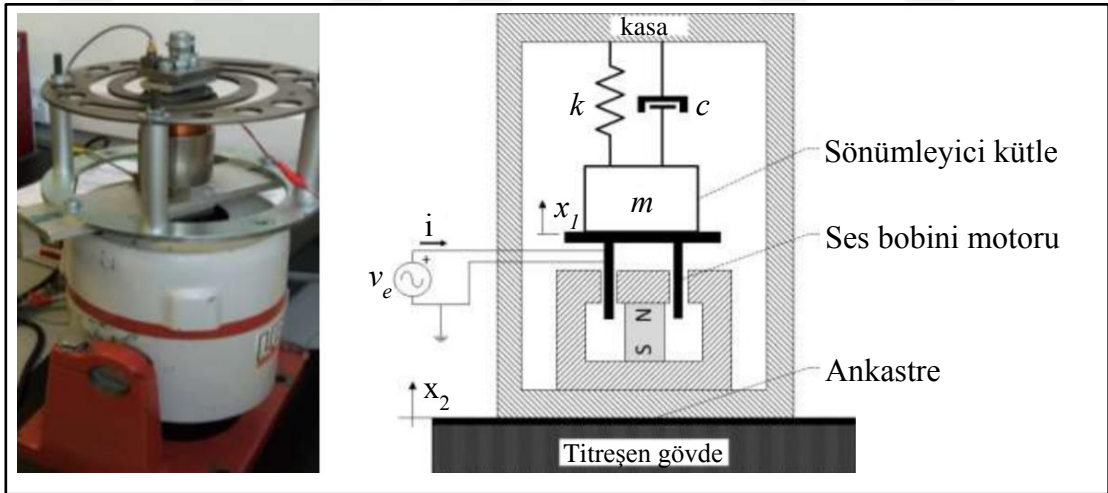
Şekil 3.26.'da görüldüğü üzere simülasyon ve deney sonuçlarına göre, yaylanan kütlelerin ivmesi, süspansiyonun hareketi, tekerin dinamik kuvveti farklı ön odalar ile aynı eğilime sahiptir ve maksimum hata %12'den azdır.

Torres-Perez vd. yapmış oldukları çalışmada mekanik-elektrik analogi devre modellerini kullanarak Şekil 3.27'deki sistem ile basit aktif titreşim kontrolü için bir görüş ortaya koymuşlardır ve Şekil 3.28'deki gösterilen modeli oluşturmuşlardır [52].

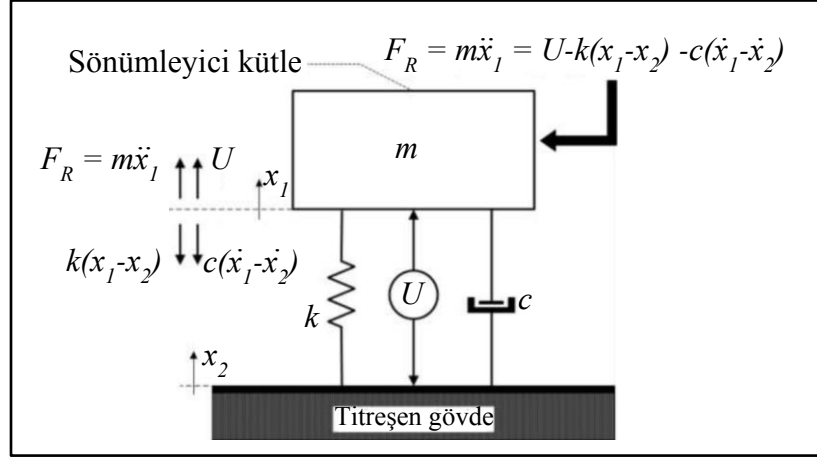
Newton'un ikinci kanununu kullanarak ' m ' kütlelerinin hareketini tanımlayan diferansiyel denklem elde edilmiştir.

$$m\ddot{x}_1 = U - c(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k(x_1 - x_2) \quad (3.6)$$

Burada, x_2 zemin tahriğini, x_1 yayla asılı kütle, k yay direngenliğini, c sönüm katsayısını ve U genel eyleyici kuvveti ifade etmektedir.



Şekil 3.27. Aktif titreşim kontrol düzeneği [52].



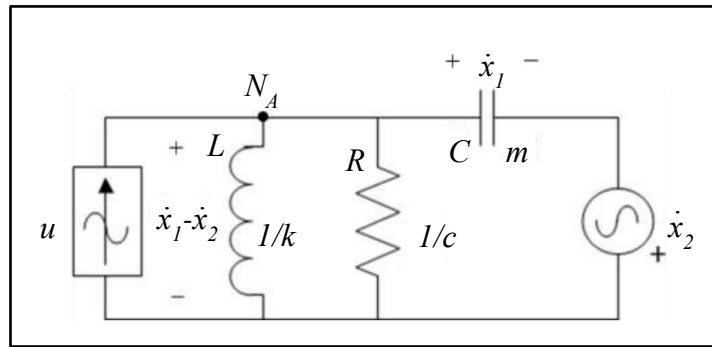
Şekil 3.28. Aktif kontrol titreşim modeli [52].

Çizelge 3.4. Elektriksel ve mekanik parametreler [52].

Elektriksel Parametreler	Mekaniksel Analoji I (Kuvvet-Akım)	Mekaniksel Analoji II (Kuvvet-Gerilim)
Gerilim, e	Hız, v	Kuvvet, f
Akım, i	Kuvvet, f	Hız, v
Direnç, R	Ters damper katsayısı, $1/B$	Damper, B
Kapasitans, C	Kütle, M	Ters yay direngeliği, $1/K$
İndüktans, L	Ters yay direngeliği, $1/K$	Kütle, M

Kirchoff akım kanununu (KCL) kullanarak Şekil 3.29'daki gibi Tip I elde edilir.

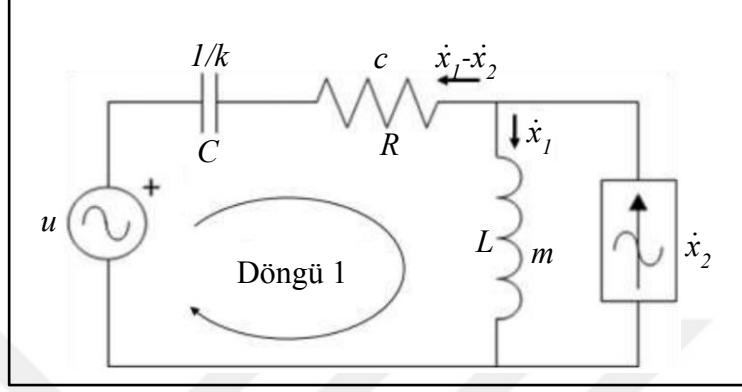
$$C \frac{d\dot{x}_1}{dt} + \frac{\dot{x}_1 - \dot{x}_2}{R} + \frac{1}{L} \int (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) dt = u \quad (3.7)$$



Şekil 3.29. Tek serbestlik dereceli aktif kontrol sistemi (Tip I) [52].

Kirchoff voltaj kanununu (KVL) kullanarak Şekil 3.30'daki gibi Tip II elde edilir.

$$u + \frac{1}{C} \int (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) dt + R(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - L \frac{d\dot{x}_1}{dt} = 0 \quad (3.8)$$



Şekil 3.30. Tek serbestlik dereceli aktif kontrol sistemi (Tip II) [52].

Kirchoff kanunlarını kullanarak oluşturulan Tip I ve Tip II analogilerinde kullanılacak parametreler Çizelge 3.4'te gösterilmiştir.

Sonuç olarak çiftli mekanik-elektrik sistemleri elektromekanik analogi devre modelleri ile analiz edilebilir. Bu metodun pratikliği bir sistemin daha iyi yorumlanmasına ve görüntülenmesine olanak sağlamıştır. Amaçlanan eşdeğer devreler deneysel sonuçlarla iyi bir uyuşma içinde olduğu görülmüştür.

Gerek demiryolu inşaatı gerekse de üzerinde hareket eden raylı araçlar yüksek yatırım gerektiren ekipmanlardan oluşmaktadır. Demiryolu üzerinde hareket eden raylı araçların üretimden sonra testlere tabi tutulması maliyeti oldukça yükseltmekte ve ürünün tasarım sürecinde müdahaleyi kısıtlamaktadır. Bunun için trenin üzerinde hareket eden raylı aracın küçültülmüş modellerinin (boji) üretilmesi ve dinamik davranışların bu model üzerinden belirlenmesine yönelik çalışmalar geliştirilmeye başlanmıştır. Yukarıda da görüleceği üzere insan sağlığını korumak ve araç hasarını en aza indirmek için çeşitli serbestlik derecesine sahip raylı araçlar modellenmiş, titreşim analizleri yapılmış ve bu titreşimleri optimum seviyede tutmak için gerekli simülasyon çalışmaları gerçekleştirilmiştir.

Şimdiye kadar yapılmış olan çalışmalarda dinamik sistemlerin davranışlarının belirlenmesi için çoğu kez prototip üzerinden hareketle yapılmaya çalışılmış, elektrik-mekanik analogi teorisini basit mekanik sistemler haricinde kullanılmamıştır. Bu çalışmada ilk olarak, tasarımı, üretimi ve montajı aşırı maliyet gerektiren çeşitli serbestlik derecesine sahip dinamik raylı araç sistemleri modellenmiş ve dikey titreşimleri analitik olarak incelenmiştir. Sistem simülasyonları sadece mekanik olarak değil aynı zamanda elektrik-mekanik analogi teorisi kullanılarak elde edilen eşdeğer bir elektrik devresi oluşturularak da gerçekleştirilmiştir. Her iki yöntemden elde edilen sonuçlar birbiriyle karşılaştırılmıştır ve oluşturulan modellerin doğrulanması sağlanmıştır.

Sonrasında deneysel karşılaştırma yapabilmek için 2 serbestlik derecesine sahip raylı araç modelinin mekanik tasarımı ve üretimi yapılmış, deney sonuçları teorik verilerle kıyaslanmıştır. Sonrasında ise oluşturulan mekanik tasarımının elektriksel eş değer devresi oluşturularak deneyler yapılmış ve bu deney sonuçları da yine teorik veriler ile kıyaslanarak mekanik ve elektriksel sonuçların birbiri ile çok yakın sonuçlar sunduğu gözlemlenmiştir.

BÖLÜM 4

ÇEŞİTLİ SERBESTLİK DERECESİNE SAHİP RAYLI ARAÇLARIN MODELLENMESİ, EŞDEĞER ELEKTRİK DEVRELERİNİN OLUŞTURULMASI VE SİMULASYON ÇALIŞMALARI

Raylı araç modellerinin elektriksel karşılıklarının çıkarılabilmesi için öncelikle elektrik-mekanik analogi teorisi açıklanmış ve örnek amaçlı da ilk olarak basit bir kütle-yay-damper sistemi ele alınmıştır. Newton'un ikinci kanunu kullanılarak bu sisteminin serbest cisim diyagramı çizilip hareket denklemleri elde edilmiştir. Sonrasında mekanik ve eşdeğer elektrik devresi oluşturulmuştur. En son olarak da sisteminin transfer fonksiyonu ve Simulink modeli elde edilip bilgisayar ortamında Simulink modeli, transfer fonksiyonu ve elektriksel devresinin karşılaştırılması yapılmıştır. Yapılan işlemlerin aynıları pasif süspansiyon sistemi ve 2 serbestlik derecesine sahip raylı araç modeli için de yapılarak sonuçların birbiri ile uyumlu olup olmadığı incelenmiştir. Sonrasında ise 5 serbestlik dereceli çeyrek raylı araç (boji) ve 10 serbestlik dereceli yarım raylı araç modelleri oluşturulmuş, çeşitli giriş sinyalleri uygulanıp Simulink modelleri ile eşdeğer elektrik devreleri karşılaştırılmış ve sonuçların birbirine benzerliğini araştırılmıştır.

4.1. ELEKTRİK-MEKANİK ANALOJİ TEORİSİ

Mekanik sistemlerde bir tane tahrik kaynağı (kuvvet) varken, elektrik sistemlerinde ise iki adet tahrik kaynağı (gerilim farkı ve akım) bulunmaktadır. Bu sebepten mekanik sistemlerin iki farklı elektriksel karşılığı mevcuttur. Birinci elektriksel karşılığı bulmak için geliştirilen birinci benzerlik teorisi, kuvvet-gerilim farkı benzerliği ve Kirchoff voltaj kanunu (KCL) kullanılarak elde edilmiştir. Diğer elektriksel karşılığı bulmak için ise ikinci benzerlik teorisi oluşturulmuş ve bu teori de kuvvet-akım benzerliği ve Kirchoff akım kanunu (KCL) kullanılmıştır [51]. Mekanik elemanların her iki teorideki elektriksel karşılıkları da Kirchoff kanunlarını

kullanarak oluşturulan aşağıdaki eşitlikler ile elde edilmiş ve Çizelge 4.1'de gösterilmiştir [53,54].

$$F(t) = m\dot{v}(t) + bv(t) + k \int v(t)dt \quad (4.1)$$

$$V(t) = L \frac{dI(t)}{dt} + RI(t) + \frac{1}{C} \int I(t)dt \quad (4.2)$$

$$I(t) = C \frac{dV(t)}{dt} + \frac{V(t)}{R} + \frac{1}{L} \int V(t)dt \quad (4.3)$$

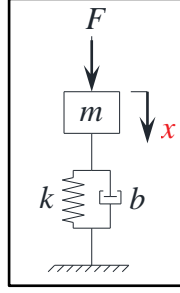
Çizelge 4.1. Mekanik elemanların birinci ve ikinci benzerlik teorilerine göre oluşturulan elektriksel karşılıkları.

Mekanik Elemanlar	Elektriksel Elemanlar (Birinci benzerlik teorisi)	Elektriksel Elemanlar (İkinci benzerlik teorisi)
Kuvvet, F	Gerilim, V	Akım, I
Hız, v	Akım, I	Gerilim, V
Kütle, m	İndüktans, L	Kapasitans, C
Sönüm katsayısı, b	Direnç, R	Ters direnç, $1/R$
Yay direngenliği, k	Ters kapasitans, $1/C$	Ters indüktans, $1/L$

Bu çalışmada raylı taşıt modellerinin elektriksel karşılığını bulmak için ikinci benzerlik teorisi seçilmiştir. Bu benzerlik teorisinde gerilim farkı, mekanik modeldeki hız gibi tahrik kaynağı olarak uygulanmıştır. Çizelge 4.1'de gösterildiği gibi kütle (m) - kapasitans (C), sönüm katsayısı (b) - direnç ($1/R$), yay sertliği (k) ise endüktans ($1/L$) ile temsil edilmiştir.

4.2. KÜTLE-YAY-DAMPER SİSTEMİ

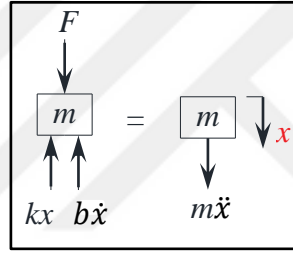
Şekil 4.1'de gösterilen ve bir kütle bir yay ve bir damperden oluşan kütle-yay-damper sistemi kütlenin dikey yer değiştirmesinden (x) dolayı tek serbestlik derecesine sahiptir. Bu sistemde m kütleyi, b damperin sönüm katsayısını, k yayın direngenliğini ifade etmektedir. F ise sisteme uygulanan giriş kuvvetidir.



Şekil 4.1. Kütle-yay-damper sistemi.

4.2.1. Mekanik ve Eşdeğer Elektrik Devrenin Oluşturulması

Newton'un ikinci hareket kanunu kullanılarak ele alınan kütle-yay- damper modelinin serbest cisim diyagramı Şekil 4.2'de gösterildiği gibi oluşturulmuştur.

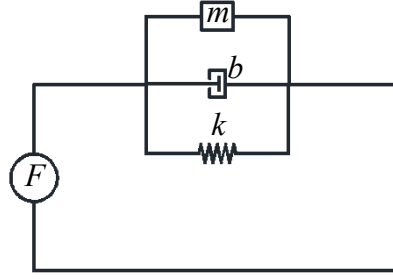


Şekil 4.2. Kütle-Yay-Damper sisteminin serbest cisim diyagramı.

Şekil 4.2'den faydalanılarak sistemin hareket denklemi eşitlik 4.4'teki gibi oluşturulmuş ve sonrasında eşitlik 4.6'daki gibi sistemin kuvvet eşitliği elde edilmiştir. Eşitlik 4.6 kullanılarak sistemin mekanik devresi Şekil 4.3'teki gibi oluşturulmuştur.

$$-F + b\dot{x} + kx = -m\ddot{x} \quad (4.4)$$

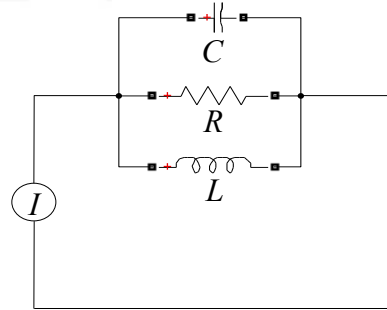
$$F = m\ddot{x} + b\dot{x} + kx \quad (4.5)$$



Şekil 4.3. Kütle-Yay-Damper sisteminin mekanik devresi.

$$F = F_m + F_b + F_k \quad (4.6)$$

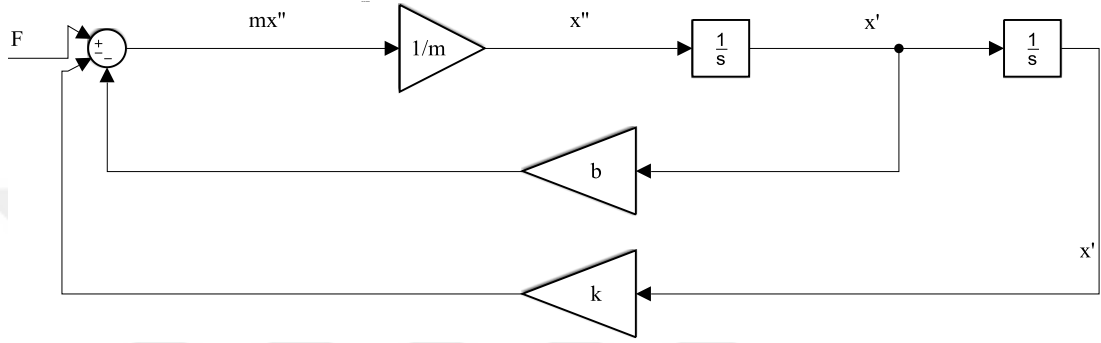
Çizelge 4.1’de gösterilen ikinci benzerlik teorisi kullanılarak sistemin eşdeğer elektrik devresi Şekil 4.4’teki gibi elde edilmiştir. Burada C mekanik sistemdeki kütleyle temsil eden kapasitansı, R sönümlenme katsayısını temsil eden direnç ve L ’de rijitlik katsayısını temsil eden bobindir. I ise mekanik modelde sisteme tahrik olarak verilen kuvveti temsil eden akım kaynağıdır. C kapasitansı üzerindeki gerilim farkı mekanik sistemdeki kütlenin hızı ile aynı olması beklenmektedir.



Şekil 4.4. Kütle-Yay-Damper sisteminin eşdeğer elektrik devresi.

4.2.2. Sistemin Matematik Modelinin MATLAB-Simulink ile Elde Edilmesi

Simulink özelleştirilebilir blok ve araç kütüphanesi ile dinamik sistemleri modellemek, simüle ve analiz etmek için grafiksel bir çözüm sunar. Modellenen sistemi simüle ve analiz etmek için hareket denklemlerini çözmek gerekir ve bu yazıda Simulink kullanılmıştır [55].



Şekil 4.5. Kütle-Yay-Damper sisteminin Simulink modeli.

Eşitlik 4.4 kullanılarak sistemin Simulink modeli Şekil 4.5'teki gibi oluşturulmuştur.

4.2.3. Sistemin Transfer Fonksiyonu

Sistemin transfer fonksiyonu eşitlik 4.5'in laplace transformasyonu alınarak aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$F(s) = \dot{X}(s) \left(ms + b + \frac{k}{s} \right) \quad (4.7)$$

$$G(s) = \frac{\dot{X}(s)}{F(s)} = \frac{s}{ms^2 + bs + k} \quad (4.8)$$

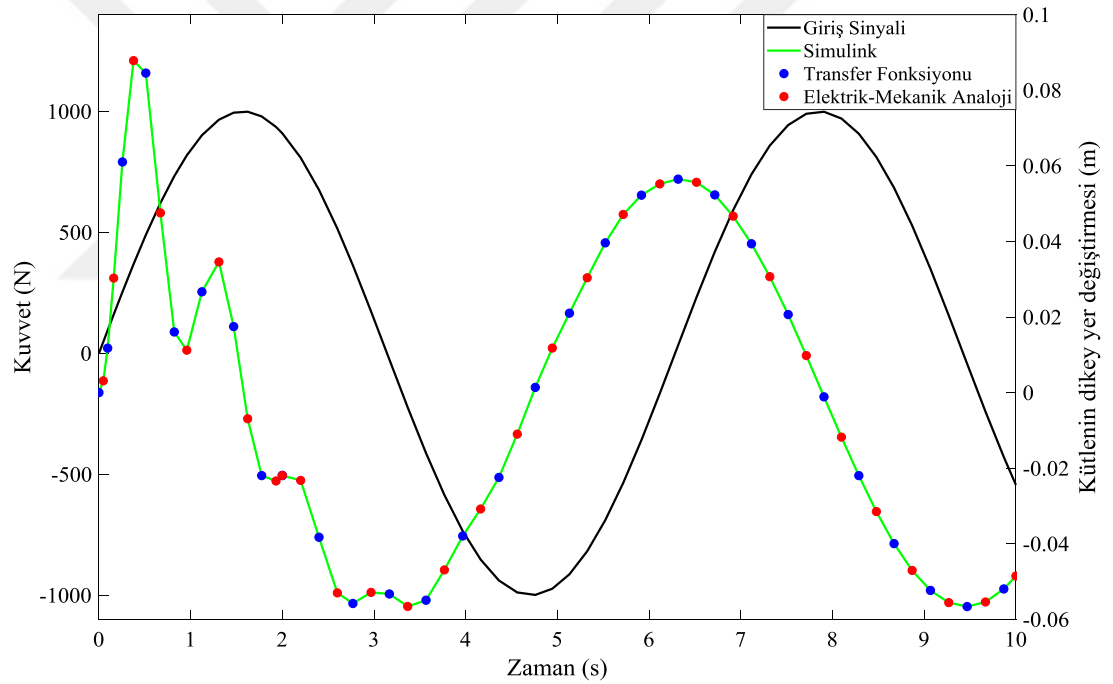
4.2.4. Sonuçlar

Sistemin elde edilen transfer fonksiyonu, simulink modeli ve eşdeğer elektriksel devresinin sonuçlarını karşılaştırmak için Çizelge 4.2'deki parametre değerleri kullanılmış, giriş olarak 0-10 s zaman aralığında ayrı ayrı sinüs fonksiyonu, rampa

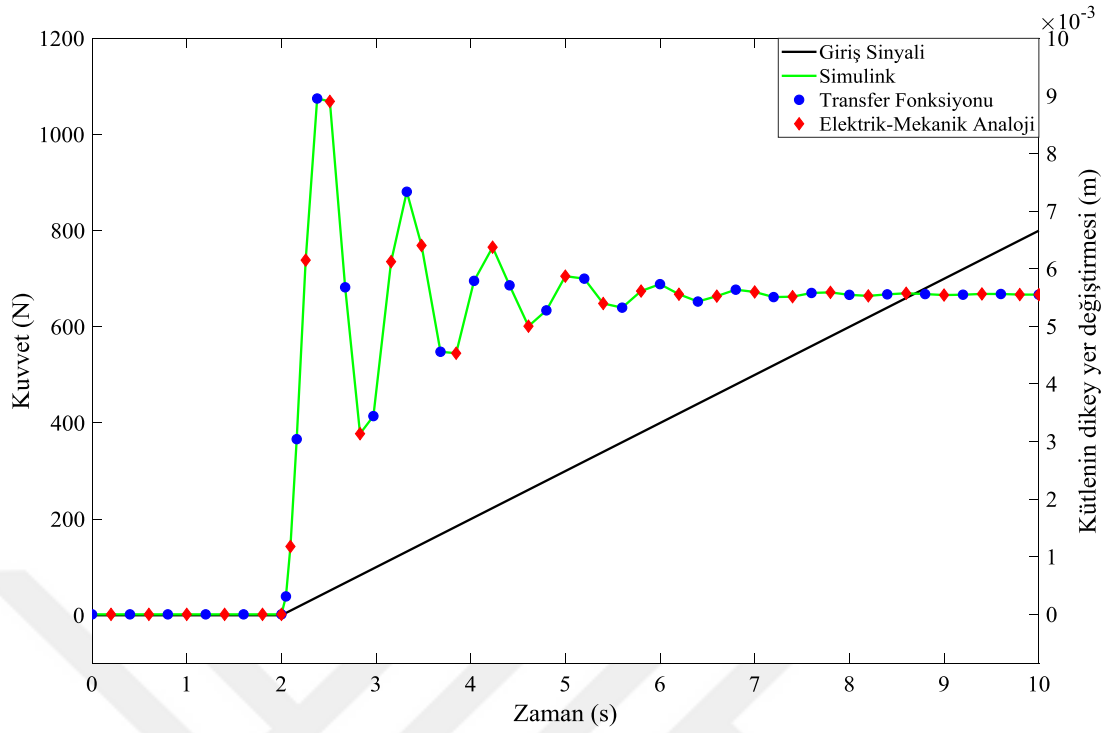
fonksiyonu ve rastgele sinyal uygulanmış ve karşılaştırma sonuçlar Şekil 4.6, Şekil 4.7 ve Şekil 4.8’de gösterilmiştir. Bu şekillerden de anlaşılacağı üzere kütle-yay-damper sisteminde hem transfer fonksiyonundan hem Simulink modelinden hem de eşdeğer elektrik devresinden alınan yer değiştirme sonuçları girişe bağlı olmaksızın bire bir aynı sonucu verdiği görülmüştür.

Çizelge 4.2. Kütle-Yay-Damper sisteminin analizinde kullanılan parametre değerleri.

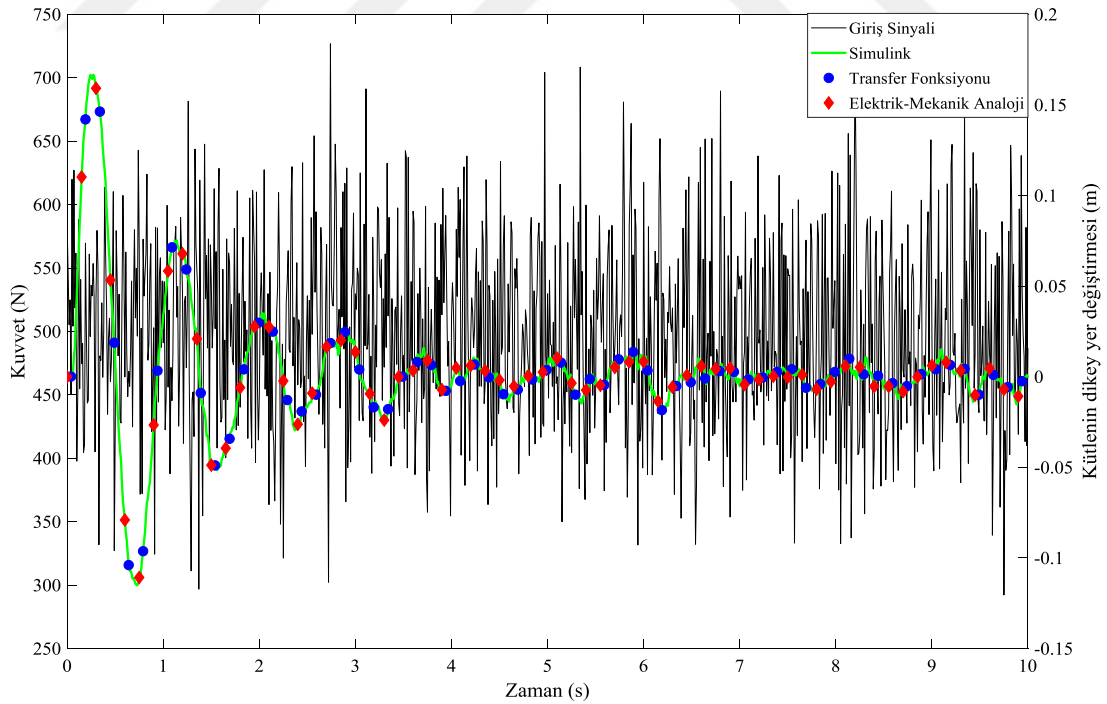
Kullanılan parametreler	Kullanılan değerler
Kütle, m	350 kg
Sönüm katsayısı, b	600 N.s/m
Yay direngenliği, k	18.000 N/m



Şekil 4.6. Kütle-yay-damper sisteminin sinüs fonksiyonuna verdiği yer değiştirme cevapları.



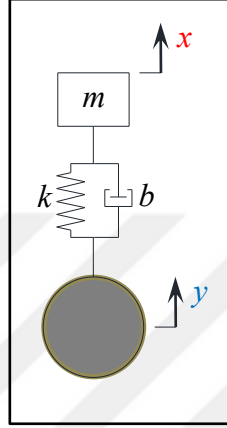
Şekil 4.7. Kütleye uygulanan kuvvetin zamanla arttığı bir rampa fonksiyonuna verilen yanıtlar.



Şekil 4.8. Kütleye uygulanan rastgele bir sinyal için verilen yanıtlar.

4.3. PASİF SÜSPANSİYON SİSTEMİ

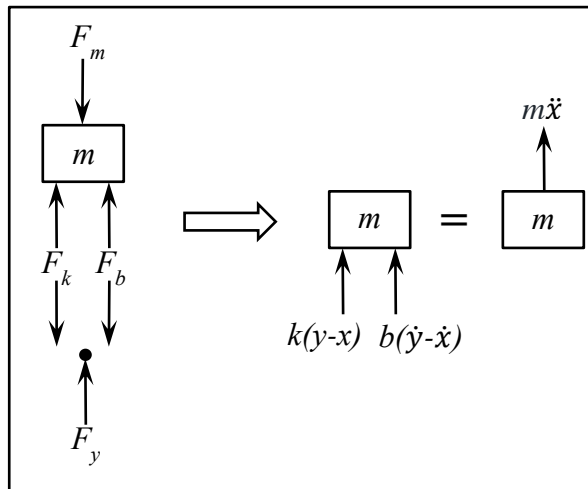
Şekil 4.9’da gösterilen pasif süspansiyon sistemi kütle için dikey yer değiştirmesinden (x) dolayı tek serbestlik derecesine sahiptir. Bu sistemde m kütleyi, b damperin sönüm katsayısını, k yayın direngenliğini ifade etmektedir. y ise sisteme teker üzerinden uygulanan giriş sinyalidir ve sisteme yer değiştirme olarak verilmiştir.



Şekil 4.9. Pasif süspansiyon sistemi.

4.3.1. Mekanik ve Eşdeğer Elektrik Devrenin Oluşturulması

Ele alınan süspansiyon modelinin serbest cisim diyagramı Şekil 4.10’da gösterilmiştir.



Şekil 4.10. Pasif süspansiyon sisteminin serbest cisim diyagramı.

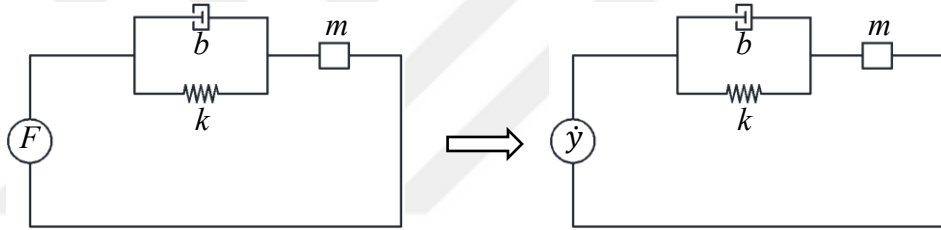
Şekil 4.10'dan faydalanılarak sistemin hareket denklemi eşitlik 4.9'daki gibi oluşturulmuş ve sonrasında eşitlik 4.10 ve eşitlik 4.11'deki gibi sistemin kuvvet eşitliği elde edilmiştir.

$$m\ddot{x} = b(\dot{y} - \dot{x}) + k(y - x) \quad (4.9)$$

$$F_m = F_b + F_k \quad (4.10)$$

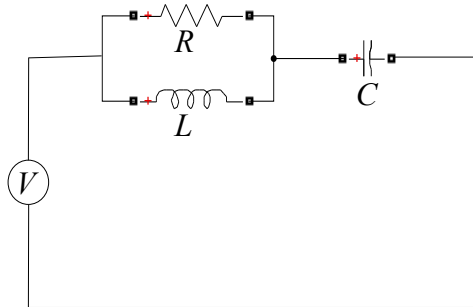
$$F_y = F_b + F_k \quad (4.11)$$

Eşitlik 4.10 ve eşitlik 4.11 kullanılarak sistemin mekanik devresi Şekil 4.11'deki gibi oluşturulmuştur. Burada giriş olarak sisteme yer değiştirme verilmiştir.



Şekil 4.11. Pasif süspansiyon sisteminin mekanik devresi.

Çizelge 4.1'de gösterilen ikinci benzerlik teorisi kullanılarak sistemin eşdeğer elektrik devresi Şekil 4.12'deki gibi elde edilmiştir.

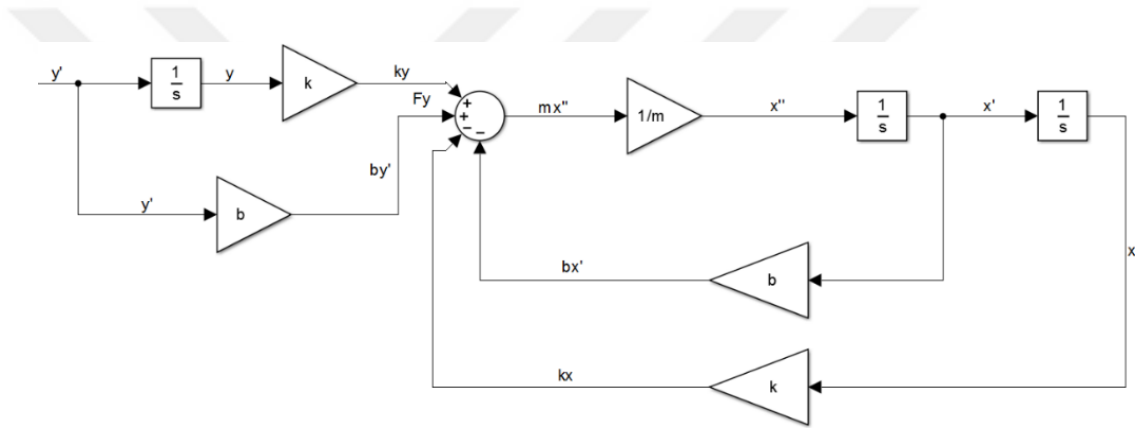


Şekil 4.12. Pasif süspansiyon sisteminin eşdeğer elektrik devresi.

C kapasitansı üzerindeki gerilim farkı mekanik sistemdeki kütlenin hızı ile aynı olması beklenmektedir. Burada C mekanik sistemdeki kütleyi temsil eden kapasitansı, R sönümlenme katsayısını temsil eden direnç ve L 'de rijitlik katsayısını temsil eden bobindir. V ise mekanik modelde sisteme tahrik olarak verilen hızı temsil eden gerilim kaynağıdır.

4.3.2. Sistemin Matematik Modelinin MATLAB-Simulink ile Elde Edilmesi

Eşitlik 4.9 kullanılarak sistemin Simulink modeli Şekil 4.13'deki gibi oluşturulmuştur.



Şekil 4.13. Pasif süspansiyon sisteminin Simulink modeli.

4.3.3. Sistemin Transfer Fonksiyonu

Sistemin transfer fonksiyonu eşitlik 4.9'un düzenlenmesi ve Laplace transformasyonunun alınması ile aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

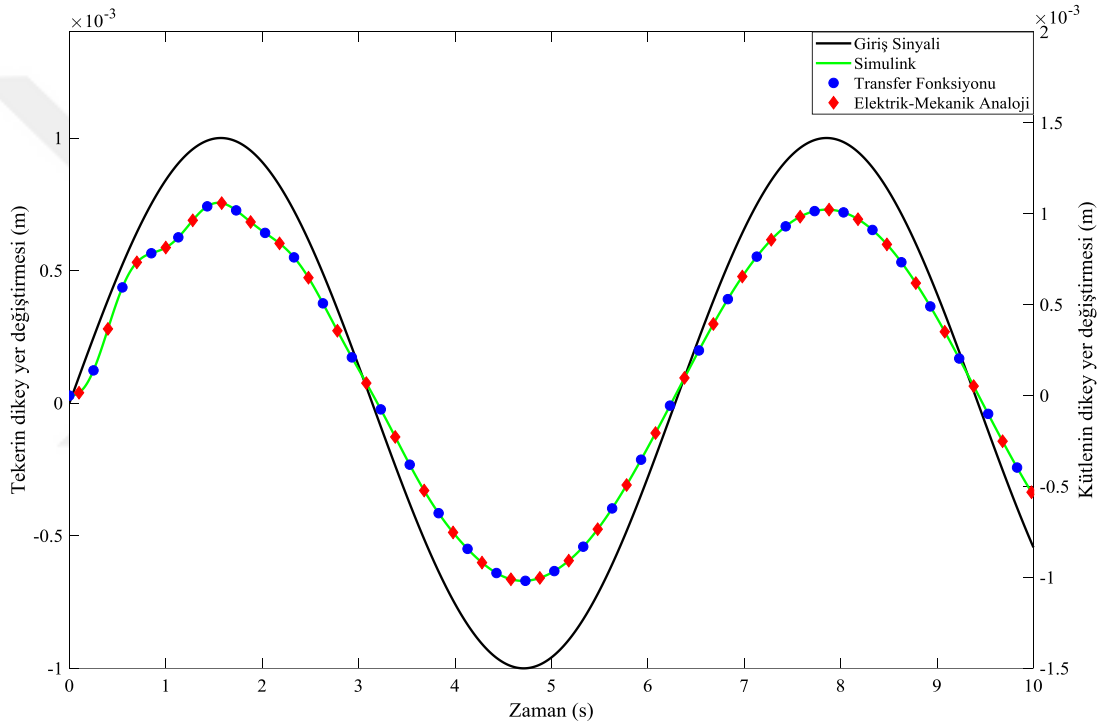
$$m\ddot{x} + b\dot{x} + kx = b\dot{y} + ky \quad (4.12)$$

$$\left(ms + b + \frac{k}{s}\right)\dot{X}(s) = \left(b + \frac{k}{s}\right)\dot{Y}(s) \quad (4.13)$$

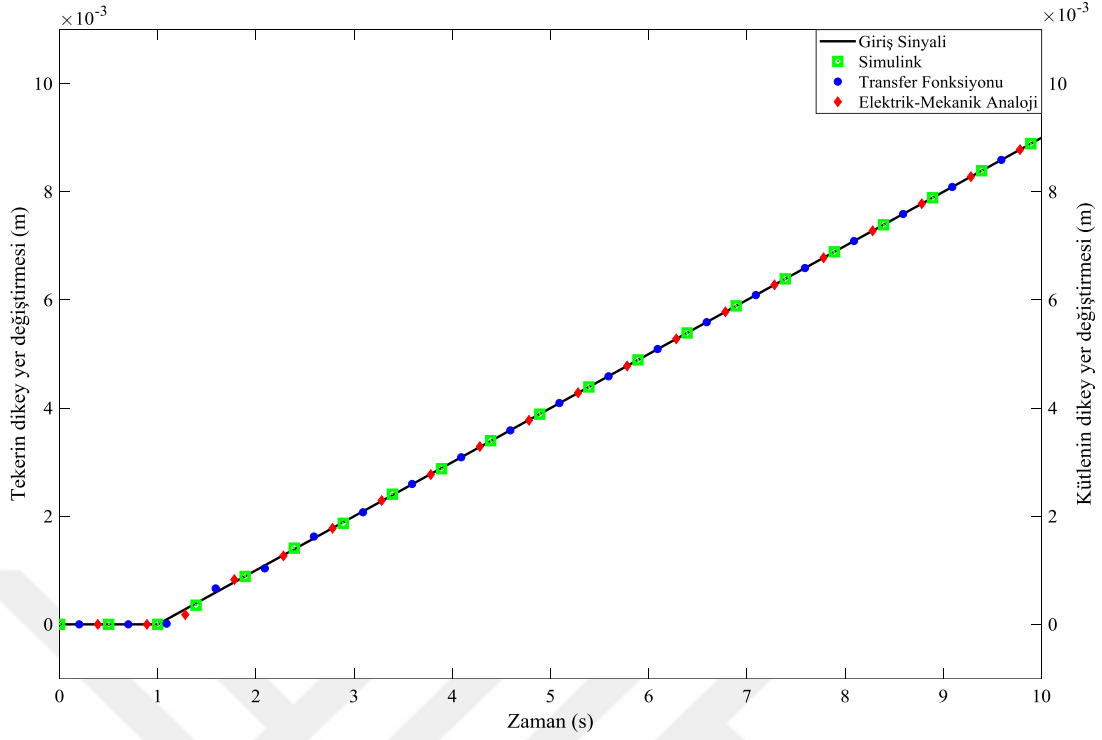
$$G(s) = \frac{\dot{X}(s)}{\dot{Y}(s)} = \frac{(bs + k)/s}{(ms^2 + bs + k)/s} = \frac{bs + k}{ms^2 + bs + k} \quad (4.14)$$

4.3.4. Sonuçlar

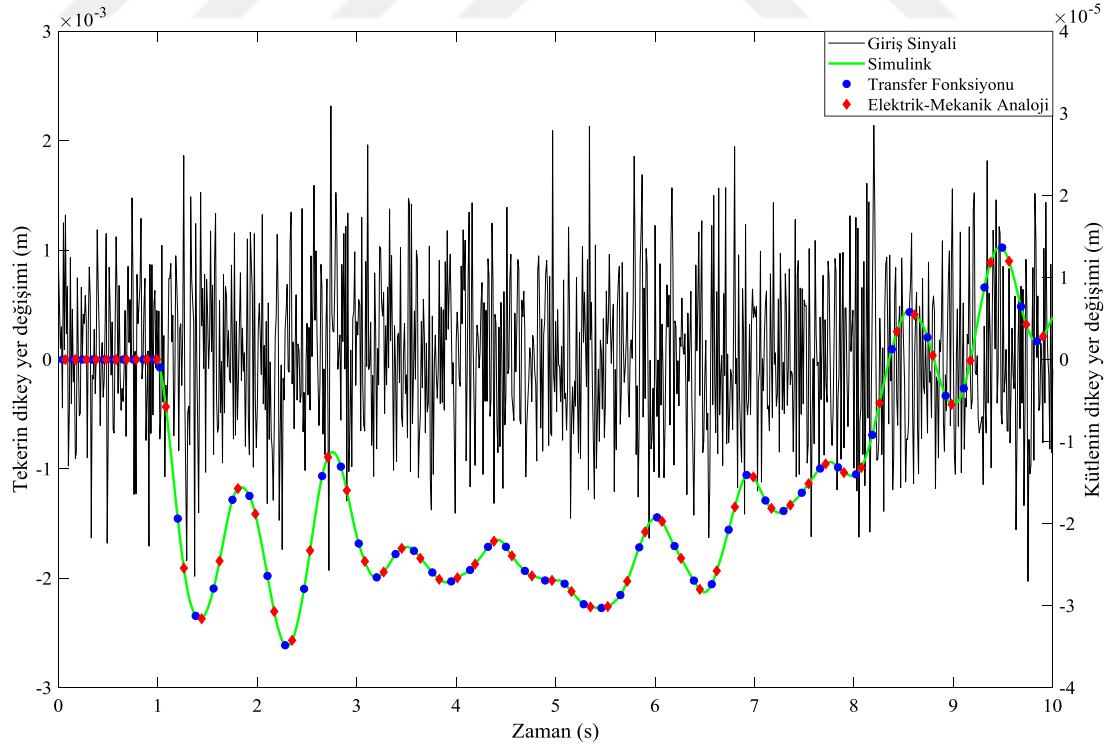
Sistemin elde edilen transfer fonksiyonu, Simulink modeli ve eşdeğer elektriksel devresinin sonuçlarını karşılaştırmak için kütle-yay-damper sistemindeki gibi izelge 4.2'deki parametre değerleri kullanılmış, giriş olarak 0-10 s zaman aralığında ayrı ayrı sinüs fonksiyonu, rampa fonksiyonu ve rastgele sinyal uygulanmış ve karşılaştırma sonuçları Şekil 4.14, Şekil 4.15 ve Şekil 4.16'da verilmiştir.



Şekil 4.14. Pasif süspansiyon sisteminin sinüs fonksiyonuna verdiği yer değiştirme cevapları.



Şekil 4.15. Pasif süspansiyon sisteminin rampa fonksiyonuna verdiği yer değiştirme cevapları.

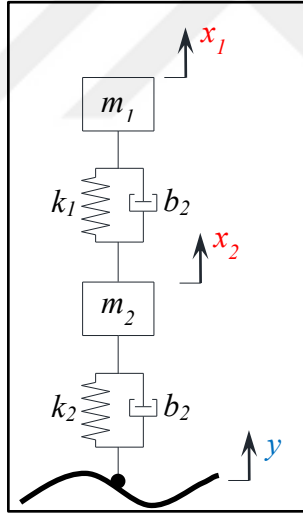


Şekil 4.16. Pasif süspansiyon sisteminin rastgele sinyale verdiği yer değiştirme cevapları.

Bu şekillerden de anlaşılacağı üzere kütle-yay-damper sisteminde olduğu gibi pasif süspansiyon sisteminde de hem transfer fonksiyonundan hem Simulink modelinden hem de eşdeğer elektrik devresinden alınan yer değiştirme sonuçları girişe bağlı olmaksızın bire bir aynı sonucu verdiği görülmüştür.

4.4. 2 SERBESTLİK DERECELİ RAYLI ARAÇ MODELİ

Günümüz literatür çalışmalarında sıkça yararlanılan bir model olan 2 serbestlik dereceli raylı aracın matematiksel modeli Şekil 4.17’de gösterilmiştir. Bu modelde m_1 raylı araç ya da vagonun kütlelerini, b_1 ve k_1 sırasıyla ikincil süspansiyonun sönüm katsayısı ve direngenliğini, m_2 bojinin kütlelerini, b_2 ve k_2 sırasıyla birincil süspansiyonun sönüm katsayısı ve direngenliğini, x_1 ve x_2 sırasıyla vagonun ve bojinin dikey yer değiştirmesini ifade etmektedir. y ise sisteme teker üzerinden uygulanan giriş sinyalidir ve sisteme yer değiştirme olarak verilmiştir.



Şekil 4.17. 2 serbestlik dereceli raylı araç modeli.

4.4.1. Mekanik ve Eşdeğer Elektrik Devrenin Oluşturulması

Ele alınan raylı araç modelinin serbest cisim diyagramı Şekil 4.18’de gösterilmiştir. Serbest cisim diyagramından faydalanılarak aşağıdaki gibi sistemin hareket denklemleri ve kuvvet eşitlikleri elde edilmiştir.

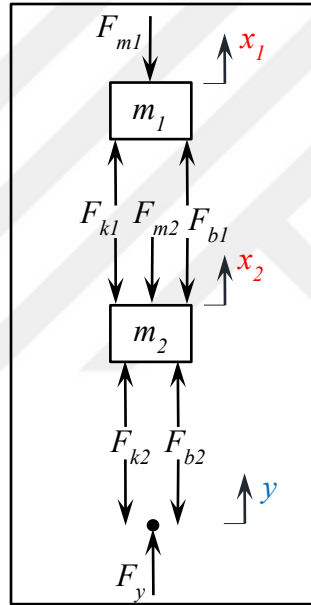
$$k_1(x_2 - x_1) + b_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = m_1\ddot{x}_1 \quad (4.15)$$

$$k_2(y - x_2) + b_1(\dot{y} - \dot{x}_2) = m_2\ddot{x}_2 + k_1(x_2 - x_1) + b_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \quad (4.16)$$

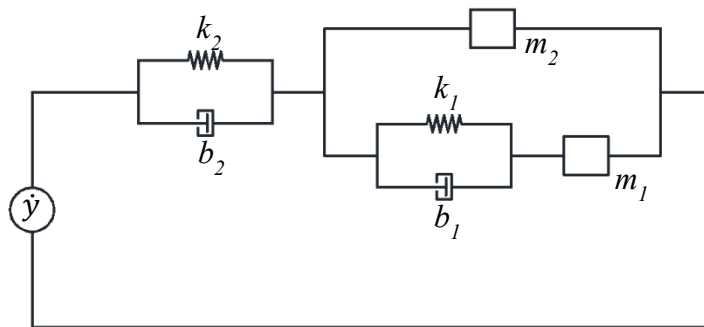
$$F_{k_1} + F_{b_1} = F_{m_1} \quad (4.17)$$

$$F_{k_2} + F_{b_2} = F_{m_2} + F_{k_1} + F_{b_1} \quad (4.18)$$

$$F_y = F_{k_2} + F_{b_2} \quad (4.19)$$

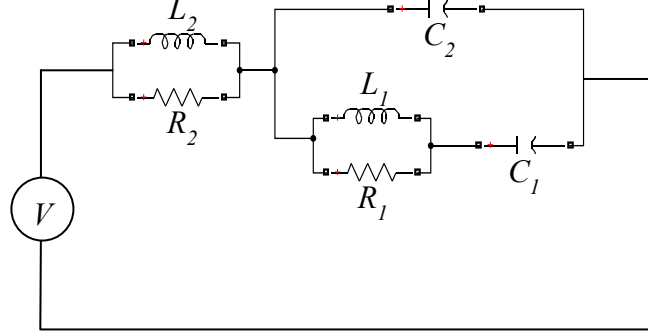


Şekil 4.18. 2 serbestlik dereceli raylı araç modelinin serbest cisim diyagramı.



Şekil 4.19. 2 serbestlik dereceli raylı araç modelinin mekanik devresi.

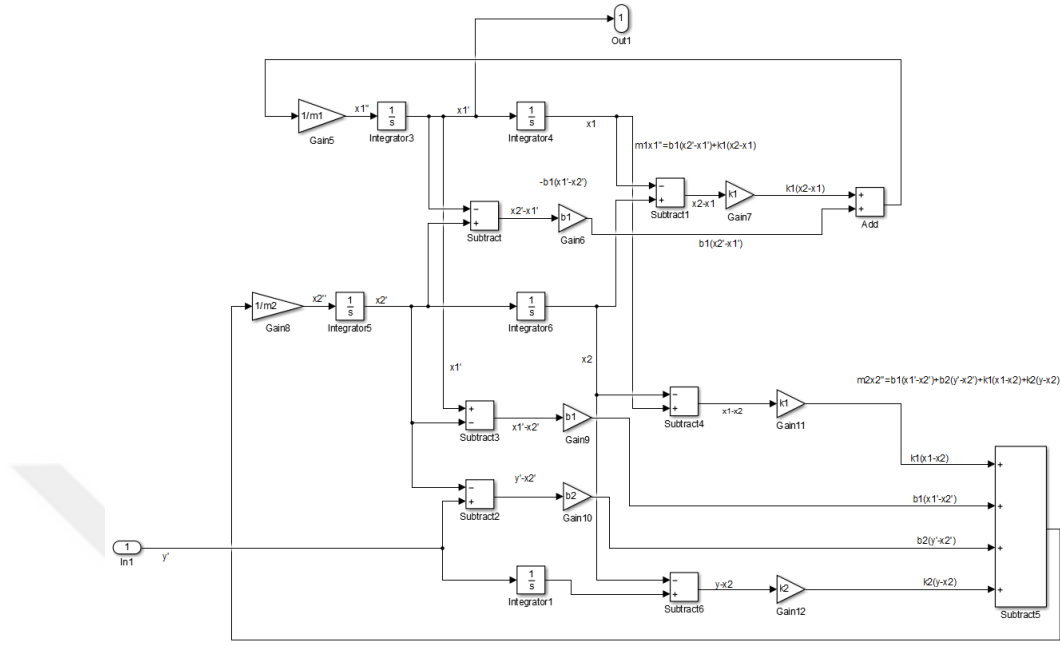
Eşitlik 4.17, eşitlik 4.18 ve eşitlik 4.19 kullanılarak modelin mekanik devresi Şekil 4.19'daki gibi oluşturulmuştur. Burada giriş olarak sisteme hız verilmiştir.



Şekil 4.20. 2 serbestlik dereceli raylı araç modelinin eşdeğer elektrik devresi.

Çizelge 4.1'de gösterilen ikinci benzerlik teorisi kullanılarak sistemin eşdeğer elektrik devresi Şekil 4.20'deki gibi elde edilmiştir. Burada C_1 ve C_2 sırayla vagonun ve bojinin kütesini temsil eden kapasitanslardır. L_1 ve L_2 sırasıyla ikincil ve birincil süspansiyonların rijitlik katsayılarını temsil eden bobinlerdir. R_1 ve R_2 ikincil ve birincil süspansiyonların rijitlik katsayılarını temsil eden dirençlerdir. V ise mekanik sisteme tahrik olarak verilen ve hızı temsil eden gerilim kaynağıdır. C_2 üzerindeki gerilim farkı mekanik sistemdeki kütlelerin hızı ile aynı olması beklenmektedir.

4.4.2. Sistemin Matematik Modelinin MATLAB-Simulink ile Elde Edilmesi



Şekil 4.21. 2 serbestlik dereceli raylı araç modelinin Simulink modeli.

Eşitlik 4.15 ve eşitlik 4.16 kullanılarak sistemin Simulink modeli Şekil 4.21'deki gibi oluşturulmuştur.

4.4.3. Sistemin Transfer Fonksiyonu

Teker ve gövde arasındaki bağlantı eşitlik 4.15'in laplace transformasyonu ele alınarak aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$k_1 X_2(s) - k_1 X_1(s) + b_1 s X_2(s) - b_1 s X_1(s) = m_1 s^2 X_1(s) \quad (4.20)$$

$$X_2(s) = \left[\frac{m_1 s^2 + b_1 s + k_1}{b_1 s + k_1} \right] X_1(s) \quad (4.21)$$

Eşitlik 4.16'nın laplace transformasyonu alınırsa aşağıdaki gibi yol ile araç gövdesi arasındaki transfer fonksiyonu eşitlik 4.25'teki gibi elde edilmiştir.

$$k_2[Y(s) - X_2(s)] + b_2s[Y(s) - X_2(s)] + k_1[X_1(s) - X_2(s)] + b_1s[X_1(s) - X_2(s)] = m_2s^2X_2(s) \quad (4.22)$$

$$(b_2s + k_2)Y(s) + (b_1s + k_1)X_1(s) = [m_2s^2 + (b_1 + b_2)s + (k_1 + k_2)]X_2(s) \quad (4.23)$$

$$(b_2s + k_2)Y(s) + (b_1s + k_1)X_1(s) = [m_2s^2 + (b_1 + b_2)s + (k_1 + k_2)] \left[\frac{m_1s^2 + b_1s + k_1}{b_1s + k_1} \right] X_1(s) \quad (4.24)$$

$$G(s) = \frac{X_1(s)}{Y(s)} = \frac{\dot{X}_1(s)}{\dot{Y}(s)} = \frac{b_1b_2s^2 + A_3s + k_1k_2}{(m_1m_2)s^4 + A_1s^3 + A_2s^2 + As + k_1k_2} \quad (4.25)$$

burada

$$A_1 = m_1b_1 + m_1b_2 + m_2b_1$$

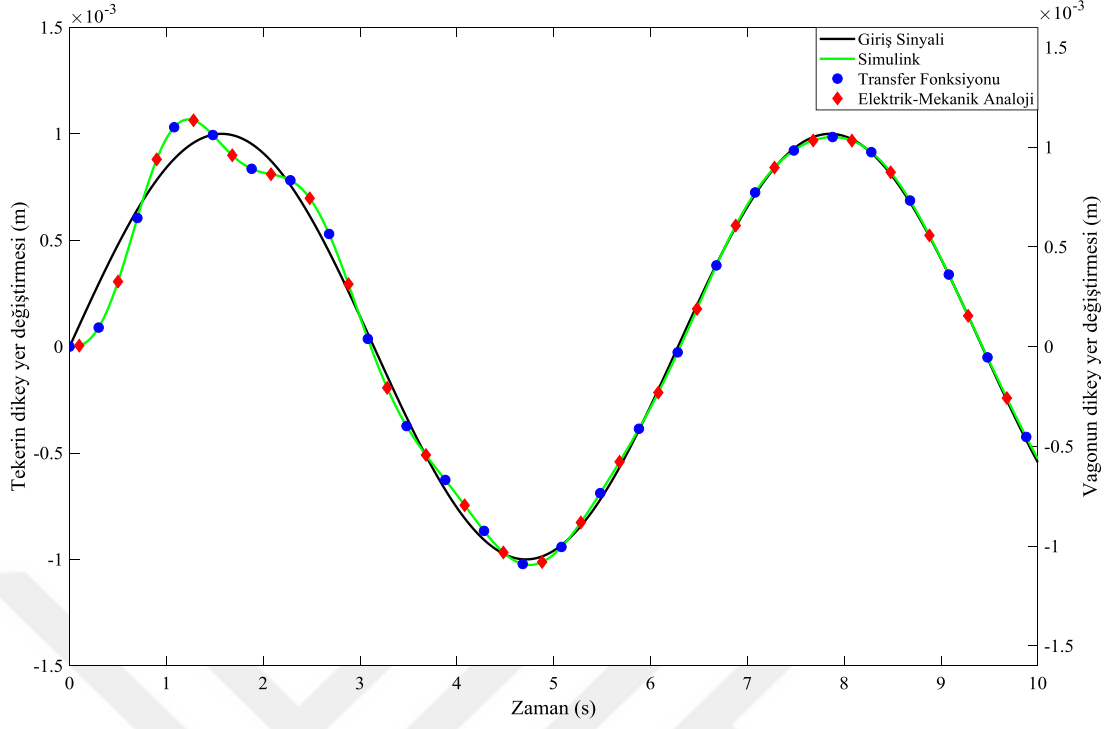
$$A_2 = m_1k_1 + m_1k_2 + m_2k_1 + b_1b_2$$

$$A_3 = b_1k_2 + k_1b_2$$

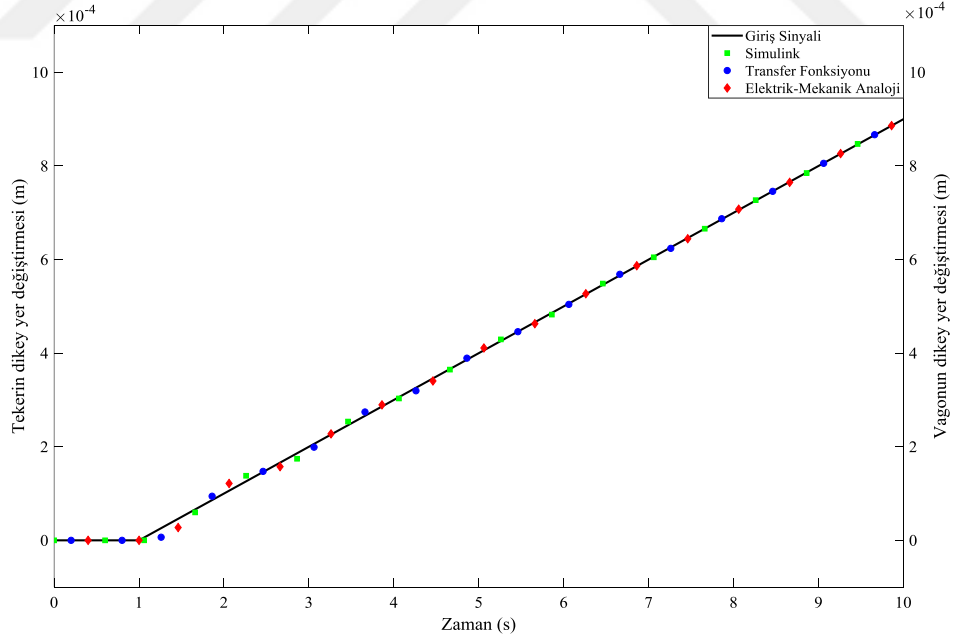
olarak tanımlanmıştır.

4.4.4. Sonuçlar

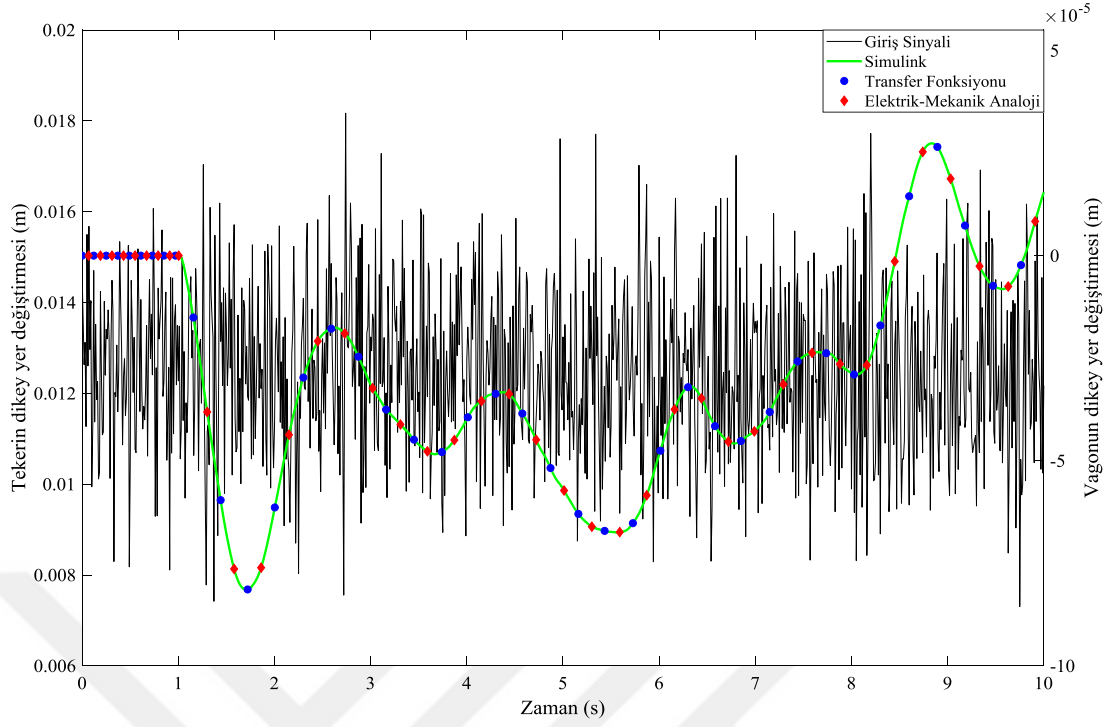
Sistemin elde edilen transfer fonksiyonu, simulink modeli ve eşdeğer elektriksel devresinin sonuçlarını karşılaştırmak için Çizelge 4.3'teki parametre değerleri kullanılmış, giriş olarak 0-10 s zaman aralığında ayrı ayrı sinüs fonksiyonu, rampa fonksiyonu ve rastgele sinyal uygulanmış ve karşılaştırma sonuçları Şekil 4.22, Şekil 4.23 ve Şekil 4.24'te verilmiştir. Bu şekillerden de anlaşılacağı üzere kütle-yay-damper sisteminde ve pasif süspansiyon sisteminde olduğu gibi hem transfer fonksiyonundan hem Simulink modelinden hem de eşdeğer elektrik devresinden alınan yer değiştirme sonuçları girişe bağlı olmaksızın bire bir aynı sonucu verdiği gözlemlenmiştir.



Şekil 4.22. 2 serbestlik dereceli raylı araç modelinin sinüs fonksiyonuna verdiği yer değiştirme cevapları.



Şekil 4.23. 2 serbestlik dereceli raylı araç modelinin rampa fonksiyonuna verdiği yer değiştirme cevapları.



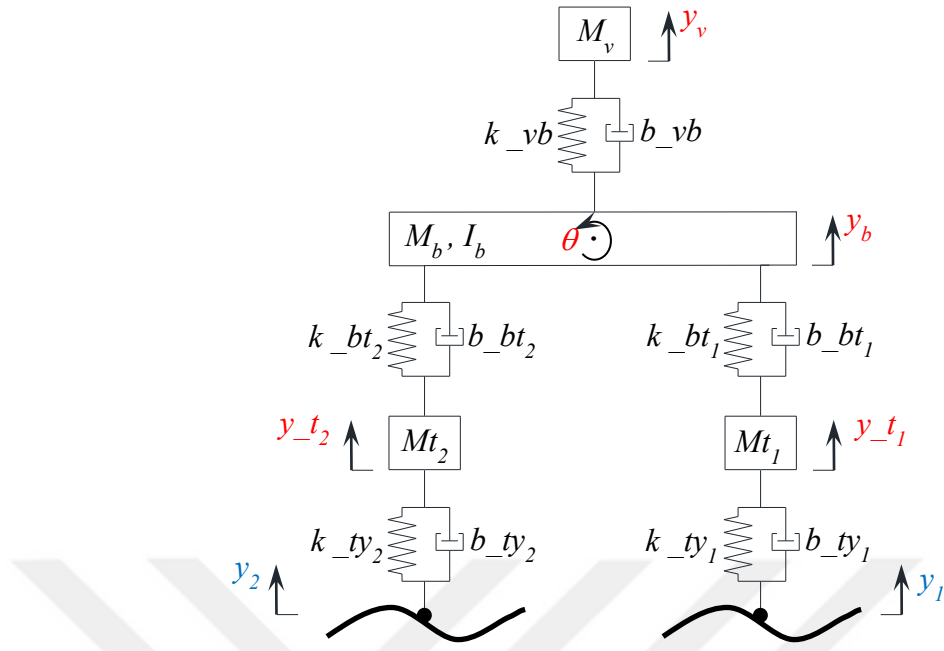
Şekil 4.24. 2 serbestlik dereceli raylı araç modelinin rastgele sinyale verdiği yer değiştirme cevapları.

Çizelge 4.3. 2 serbestlik dereceli raylı araç modelinin analizinde kullanılan parametre değerleri [56].

Kullanılan parametreler	Kullanılan değerler
Raylı araç ya da vagon kütlesi, m_1	25250 kg
İkincil süspansiyon sönümlenme sabiti, b_1	29500 N.s/m
İkincil süspansiyon yay sabiti, k_1	560000 N/m
Boji kütlesi, m_2	1205 kg
Birincil süspansiyon sönümlenme sabiti, b_2	1200 N.s/m
Birincil süspansiyon yay sabiti, k_2	2400000 N/m

4.5. 5 SERBESTLİK DERECELİ BOJİ MODELİ

Şekil 4.25'te gösterilen boji modeli, tekerlerin dikey yer değiştirmeleri (y_{t1} , y_{t2}), bojinin dikey yer değiştirmesi ve dönüş hareket (y_b , θ), vagonun dikey yer değiştirmesi (y_v) olarak 5 serbestlik derecesine sahiptir.



Şekil 4.25. 5 serbestlik dereceli boji modeli.

Birincil ve ikincil süspansiyon olmak üzere iki temel süspansiyon bulunmaktadır. Birincil süspansiyonlar tekerlek ve boji arasında bulunurken, ikincil süspansiyonlar ise vagon ve boji arasında yer almaktadır. Bu modelde, M_v vagonun kütesini, M_b ve I_b bojinin kütle ve ataletini, M_{t_1} ve M_{t_2} tekerleklerin kütlelerini, k_{ty_1} ve k_{ty_2} tekerleklerin rijitlik katsayılarını, b_{ty_1} ve b_{ty_2} tekerleklerin sönümleme katsayılarını, k_{bt_1} ve k_{bt_2} birincil süspansiyonun rijitlik katsayılarını, b_{bt_1} ve b_{bt_2} birincil süspansiyonun sönüm katsayılarını, k_{vb} ve b_{vb} ikincil süspansiyonun rijitlik ve sönüm, l bojinin ön ve arka tekerlekleri arasındaki mesafenin yarı uzunluğunu ifade etmektedir. y_1 ve y_2 sisteme uygulanan tahrik sinyalleridir.

4.5.1. Mekanik ve Eşdeğer Elektrik Devrenin Oluşturulması

Sistemin hareket denklemlerini elde etmek için enerji korunumu yasasına dayanan Lagrange yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntemde incelenen sisteme ait kinetik ve potansiyel enerjiler dikkate alınır. Ayrıca sanal iş ilkesi ile dış kuvvetlerin ve sönüm kuvvetlerinin sistemin genel koordinatlarında gerçekleştirmiş oldukları sanal işler dikkate alınarak türetilen genel kuvvetler hareket denkleminin türetilmesi için kullanılır [57].

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i - \frac{\partial E_D}{\partial \dot{q}_i} \quad (4.26)$$

Lagrangian fonksiyonu (L), bir sistem için konumların ve hızların bir fonksiyonu olarak ifade edilen kinetik ve potansiyel enerjiler arasındaki fark olarak tanımlanır.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_K}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial E_P}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E_K}{\partial q_i} + \frac{\partial E_P}{\partial q_i} = Q_i - \frac{\partial E_D}{\partial \dot{q}_i} \quad (4.27)$$

Kinetik enerji pozisyona, potansiyel enerji de hıza bağlı değildir. Dolayısı ile denklem aşağıdaki eşitlik 4.28 gibi yeniden yazılmıştır.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_K}{\partial \dot{q}_i} \right) + \frac{\partial E_P}{\partial q_i} + \frac{\partial E_D}{\partial \dot{q}_i} = Q_i \quad (4.28)$$

Sistemin enerji denklemleri Şekil 4.25'ten faydalanılarak aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$E_k = \frac{1}{2} [M_v \dot{y}_v^2 + M_b \dot{y}_b^2 + I_b \dot{\theta}^2 + M t_1 y \dot{t}_1^2 + M t_2 y \dot{t}_2^2] \quad (4.29)$$

$$E_p = \frac{1}{2} [k_{vb} (-y_b + y_v)^2 + k_{bt_1} (-y_{t_1} + y_b + \theta l)^2 + k_{bt_2} (-y_{t_2} + y_b - \theta l)^2 + k_{ty_1} (-y_1 + y_{t_1})^2 + k_{ty_2} (-y_2 + y_{t_2})^2] \quad (4.30)$$

$$E_d = \frac{1}{2} [b_{vb} (-\dot{y}_b + \dot{y}_v)^2 + b_{bt_1} (-\dot{y}_{t_1} + \dot{y}_b + \dot{\theta} l)^2 + b_{bt_2} (-\dot{y}_{t_2} + \dot{y}_b - \dot{\theta} l)^2 + b_{ty_1} (-\dot{y}_1 + \dot{y}_{t_1})^2 + b_{ty_2} (-\dot{y}_2 + \dot{y}_{t_2})^2] \quad (4.31)$$

Lagrange metodu kullanılarak boji modeline ait aşağıdaki hareket denklemleri aşağıdaki eşitlikler gibi elde edilmiştir.

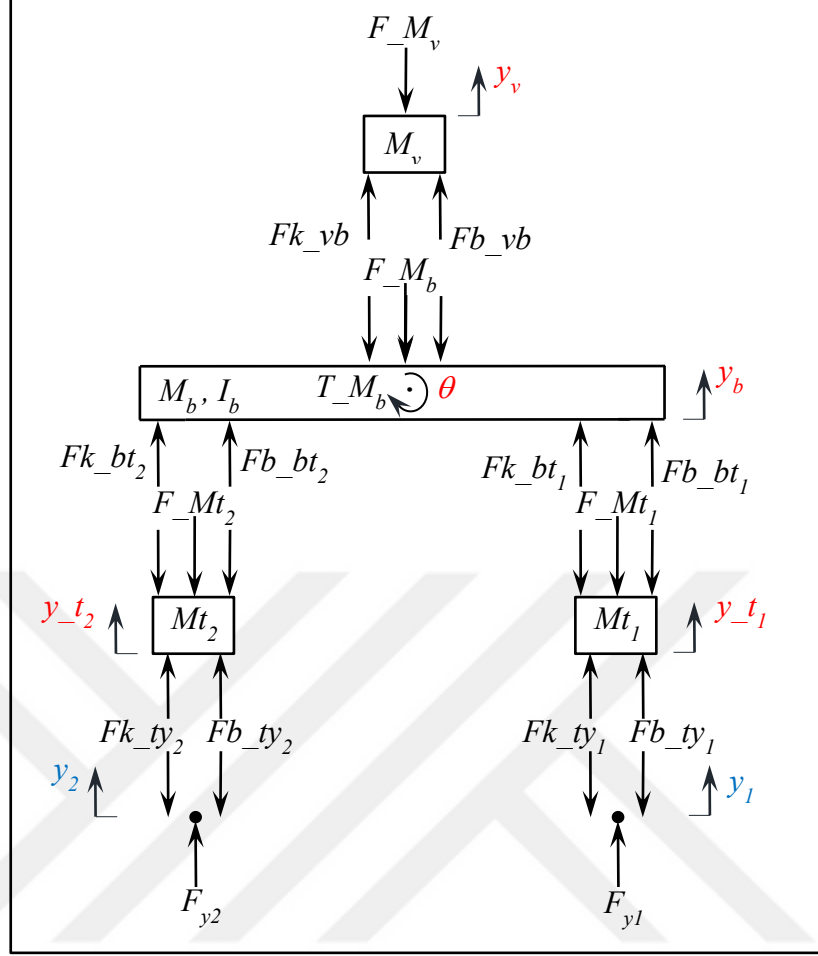
$$M_v \ddot{y}_v + b_{vb}(\dot{y}_v - \dot{y}_b) + k_{vb}(y_v - y_b) = 0 \quad (4.32)$$

$$\begin{aligned} M_b \ddot{y}_b - b_{vb}(\dot{y}_v - \dot{y}_b) + b_{bt_1}(\dot{y}_b - \dot{y}_{t_1} + \dot{\theta}L) \\ + b_{bt_2}(\dot{y}_b - \dot{y}_{t_2} - \dot{\theta}l) - k_{vb}(y_v - y_b) \\ + k_{bt_1}(y_b - y_{t_1} + \theta l) + k_{bt_2}(y_b - y_{t_2} - \theta l) \\ = 0 \end{aligned} \quad (4.33)$$

$$\begin{aligned} I_b \ddot{\theta} + b_{bt_1}L(\dot{y}_b - \dot{y}_{t_1} + \dot{\theta}l) - b_{bt_2}L(\dot{y}_b - \dot{y}_{t_2} - \dot{\theta}l) \\ + k_{bt_1}l(y_b - y_{t_1} + \theta l) - k_{bt_2}l(y_b - y_{t_2} - \theta l) \\ = 0 \end{aligned} \quad (4.34)$$

$$\begin{aligned} M_{t_1} \ddot{y}_{t_1} - b_{bt_1}(\dot{y}_b - \dot{y}_{t_1} + \dot{\theta}L) + b_{ty_1}(\dot{y}_{t_1} - \dot{y}_1) \\ - k_{bt_1}(y_b - y_{t_1} + \theta L) + k_{ty_1}(y_{t_1} - y_1) = 0 \end{aligned} \quad (4.35)$$

$$\begin{aligned} M_{t_2} \ddot{y}_{t_2} - b_{bt_2}(\dot{y}_b - \dot{y}_{t_2} - \dot{\theta}l) + b_{ty_2}(\dot{y}_{t_2} - \dot{y}_2) \\ - k_{bt_2}(y_b - y_{t_2} - \theta l) + k_{ty_2}(y_{t_2} - y_2) = 0 \end{aligned} \quad (4.36)$$



Şekil 4.26. Boji modelinin serbest cisim diyagramı.

Ele alınan boji modelinin serbest cisim diyagramı Şekil 4.26’da gösterilmiştir. Serbest cisim diyagramından faydalanılarak aşağıdaki gibi sistemin kuvvet eşitlikleri elde edilmiştir.

$$F_{y1} = F_{b_{ty1}} + F_{k_{ty1}} \quad (4.37)$$

$$F_{y2} = F_{b_{ty2}} + F_{k_{ty2}} \quad (4.38)$$

$$F_{M_{t1}} + F_{b_{bt1}} + F_{k_{bt1}} = F_{b_{ty1}} + F_{k_{ty1}} \quad (4.39)$$

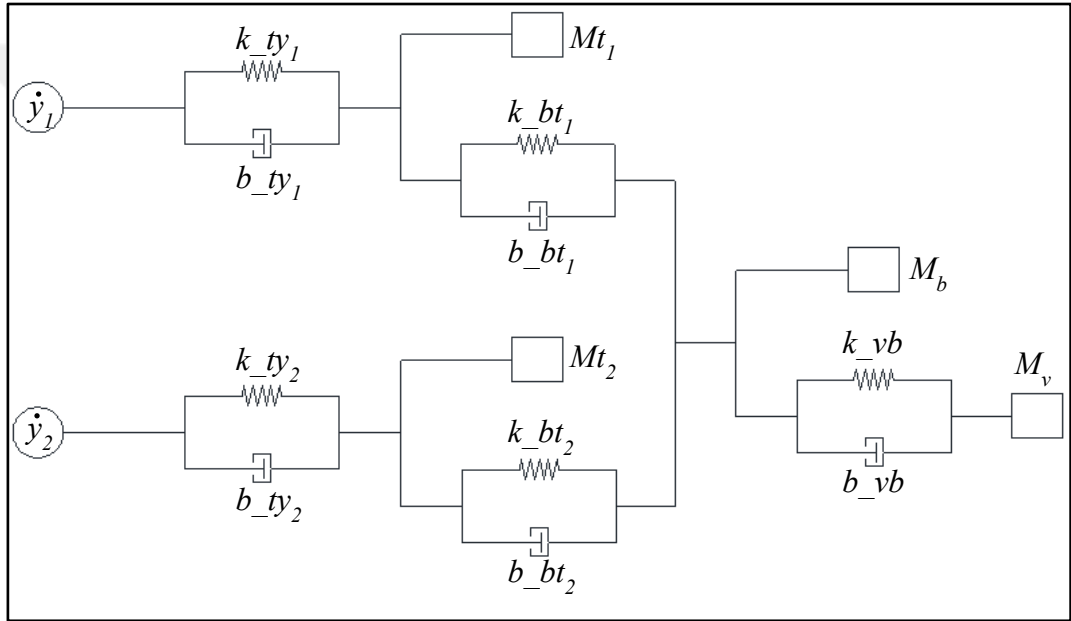
$$F_{M_{t2}} + F_{b_{bt2}} + F_{k_{bt2}} = F_{b_{ty2}} + F_{k_{ty2}} \quad (4.40)$$

$$F_{M_b} + F_{b_{vb}} + F_{k_{vb}} = F_{b_{bt1}} + F_{k_{bt1}} + F_{b_{bt2}} + F_{k_{bt2}} \quad (4.41)$$

$$\frac{T_{M_b}}{l} + F_{b_{bt_1}} + F_{k_{bt_1}} = F_{b_{bt_2}} + F_{k_{bt_2}} \quad (4.42)$$

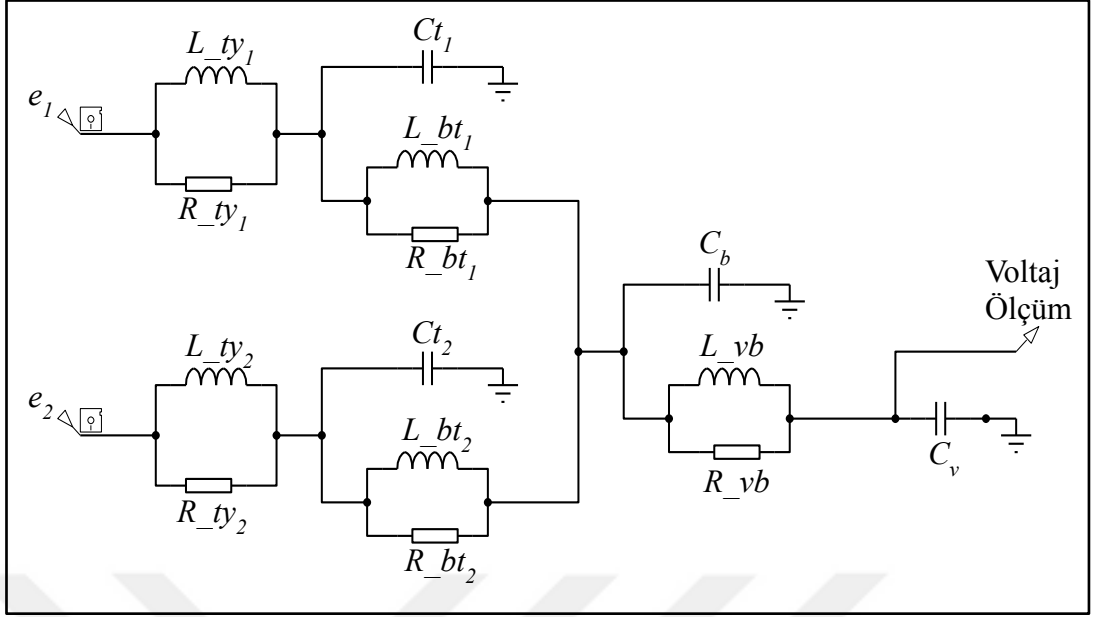
$$F_{y_1} = F_{b_{ty_1}} + F_{k_{ty_1}} \quad (4.43)$$

Yukarıda oluşturulan kuvvet eşitlikleri (eşitlik 4.37 - eşitlik 4.43) kullanılarak boji modelinin mekanik devresi Şekil 4.27'deki gibi oluşturulmuştur. Teker-ray etkileşiminden kaynaklanan dikey yer değiştirmelerinin türevleri alınmış ve giriş olarak sisteme hız sinyalleri verilmiştir.



Şekil 4.27. Boji modelinin mekanik devresi.

Çizelge 4.1'de gösterilen ikinci benzerlik teorisi kullanılarak sistemin eşdeğer elektrik devresi programında Şekil 4.28'deki gibi elde edilmiştir.



Şekil 4.28. Boji modelinin eşdeğer elektrik devresi.

Şekil 4.28’de gösterildiği gibi boji modelinin eşdeğer elektrik devresi, dört kapasitanstan oluşmaktadır; C_{t1} , C_{t2} , C_b ve C_v iki tekerin, bojinin ve vagonun kütlesini temsil eden kapasitanstardır. L_{ty1} , L_{ty2} , L_{bt1} , L_{bt2} ve L_{vb} tekerleklerin, birincil ve ikincil süspansiyonların rijitlik katsayılarını temsil eden bobinlerdir. R_{ty1} , R_{ty2} , R_{bt1} , R_{bt2} ve R_{vb} tekerleklerin, birincil ve ikincil süspansiyonların sönümlenme katsayılarını temsil eden dirençlerdir. e_1 ve e_2 ise mekanik sistemdeki giriş sinyali olan ve hızları temsil eden gerilim kaynaklarıdır. C_v ve C_b üzerindeki gerilim farkları sırasıyla vagonun ve bojinin dikey yöndeki hızları ile aynı olması beklenmektedir.

4.5.2. Sistemin Matematik Modelinin MATLAB-Simulink ile Elde Edilmesi

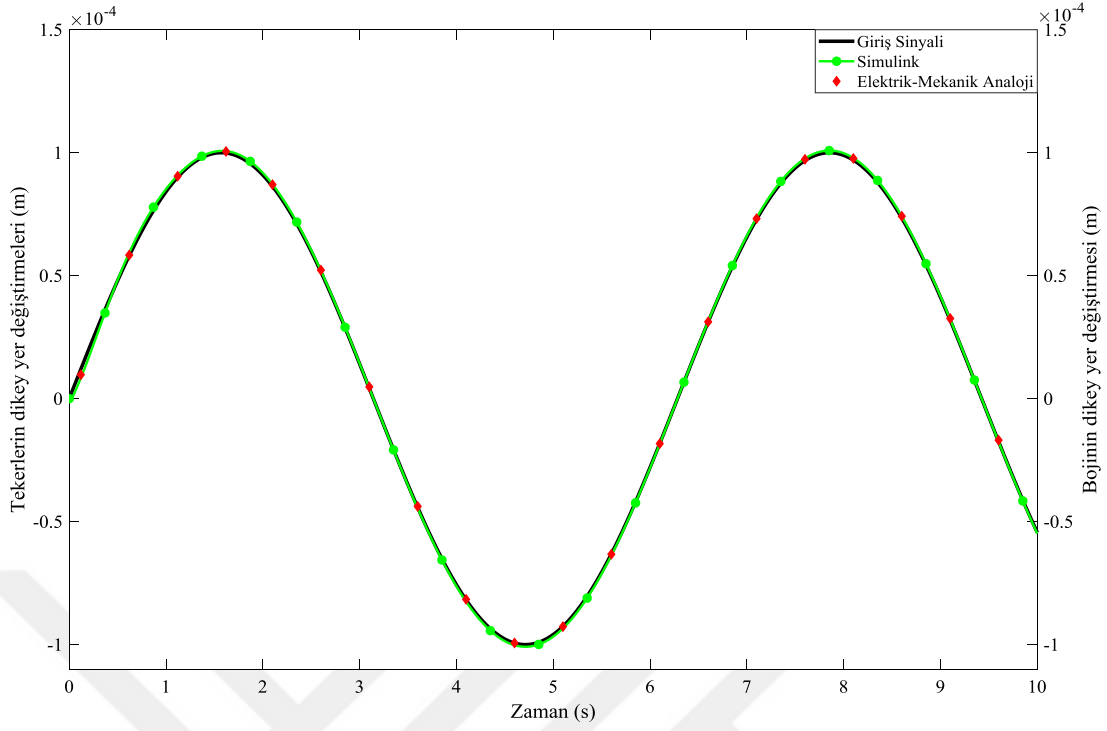
Boji modelinin Simulink modeli, eşitlik 4.32 – eşitlik 4.36 ile gösterilen hareket denklemleri kullanılarak oluşturulmuştur. Sistemin oluşturulan Simulink modeli çalışmanın sonunda Ek Açıklamalar A’da gösterilmiştir.

4.5.3. Sonuçlar

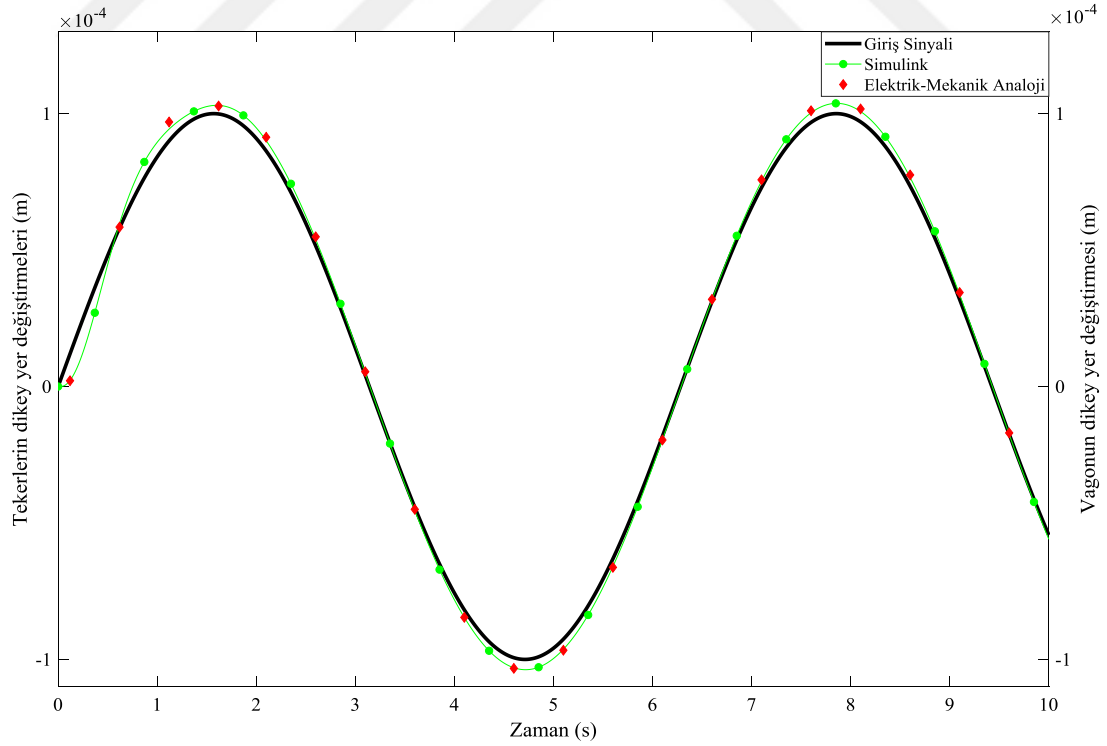
Sistemin elde edilen Simulink modeli ve eşdeğer elektriksel devresinin sonuçlarını karşılaştırmak için izelge 4.4'teki parametre değerleri kullanılmış, giriş olarak 0-10 s zaman aralığında ayrı ayrı sinüs fonksiyonu ve rampa fonksiyonu uygulanmış ve hem boji hem de vagonun dikey yer değiştirme – zaman karşılaştırma sonuçları Şekil 4.29, Şekil 4.30, Şekil 4.31 ve Şekil 4.32'de verilmiştir.

Çizelge 4.4. Boji modelinin analizinde kullanılan parametre değerleri.

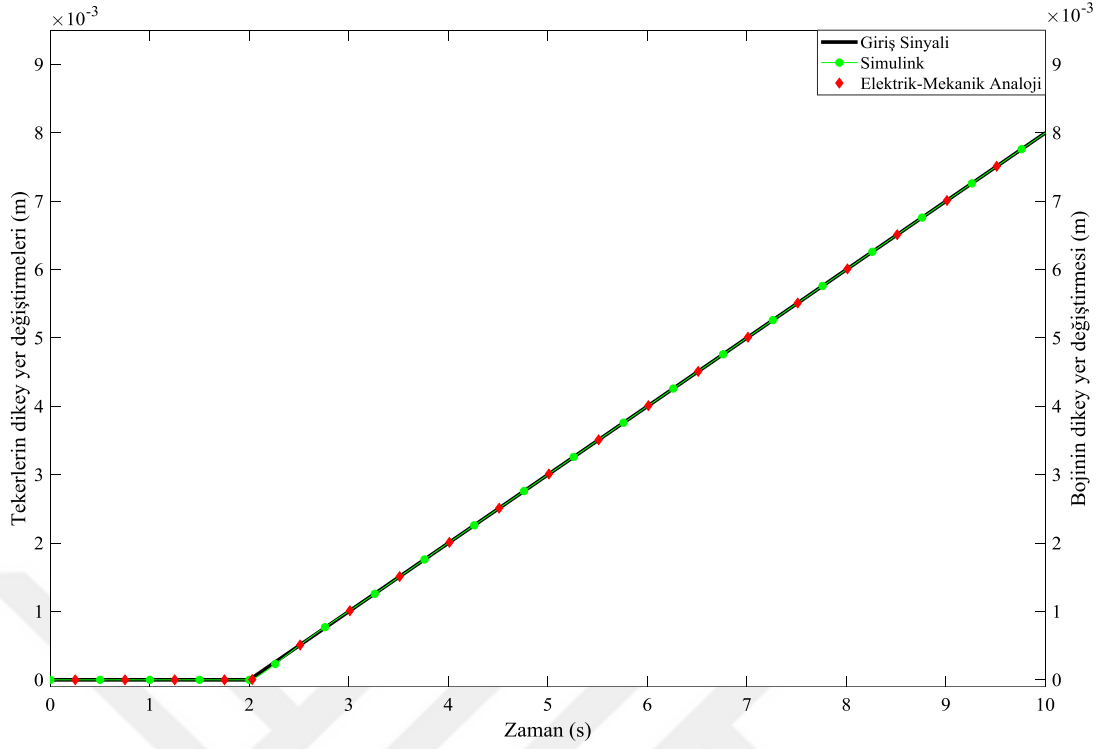
Kullanılan parametreler	Kullanılan değerler
Vagon gövdesinin kütlesi, M_v	49500 kg
Boji kütlesi, M_b	10750 kg
n teker kütlesi, M_{t_1}	2200 kg
Arka teker kütlesi, M_{t_2}	2200 kg
Boji atalet momenti, I_b	9600 kg.m ²
Teker merkezleri arası mesafe, $2.L$	2.5 m
Birincil süspansiyon sönümleme sabitleri, b_{bt_1}, b_{bt_2}	220000 N.s/m
Birincil süspansiyon yay sabitleri, k_{bt_1}, k_{bt_2}	4360000 N/m
n teker sönümleme sabiti, b_{ty_1}	16000 N.s/m
Arka teker sönümleme sabiti, b_{ty_2}	16000 N.s/m
n teker yay sabiti, k_{ty_1}	20310900 N/m
Arka teker yay sabiti, k_{ty_2}	20310900 N/m
İkincil süspansiyon sönümleme sabiti, b_{vb}	300000 N.s/m
İkincil süspansiyon yay sabiti, k_{vb}	1720000 N.s/m



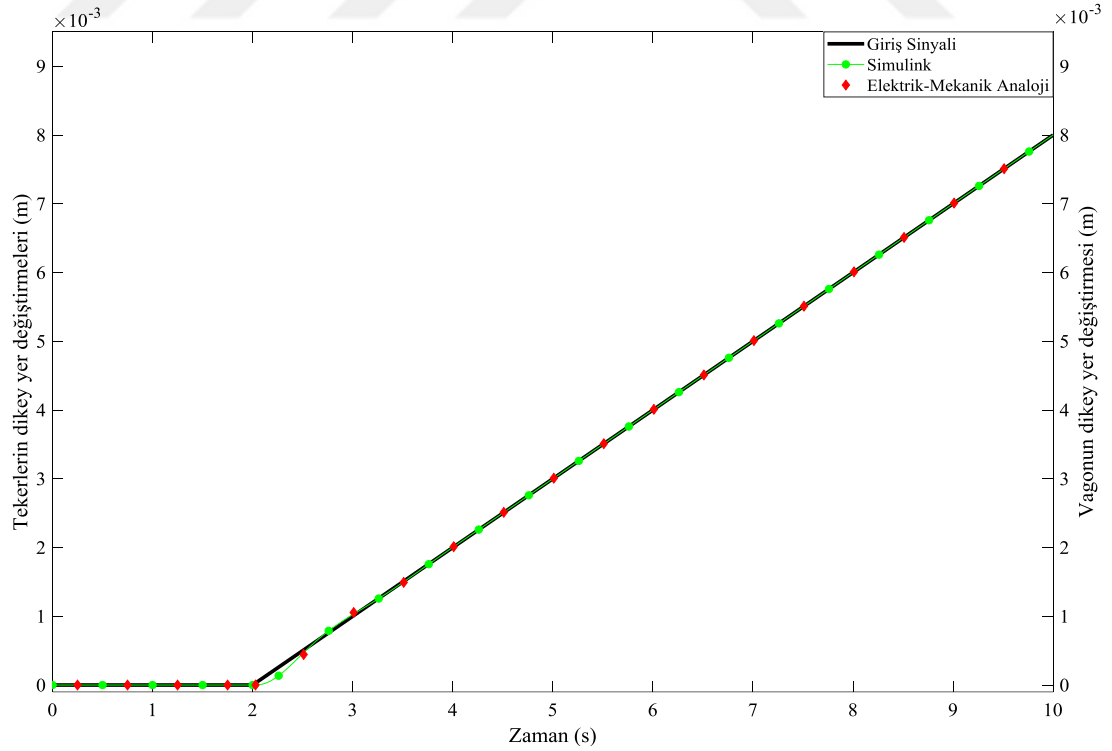
Şekil 4.29. Boji modelinin boji kütlesinin sinüs fonksiyonuna verdiği yer değiştirme cevapları.



Şekil 4.30. Boji modelinin vagon kütlesinin sinüs fonksiyonuna verdiği yer değiştirme cevapları.



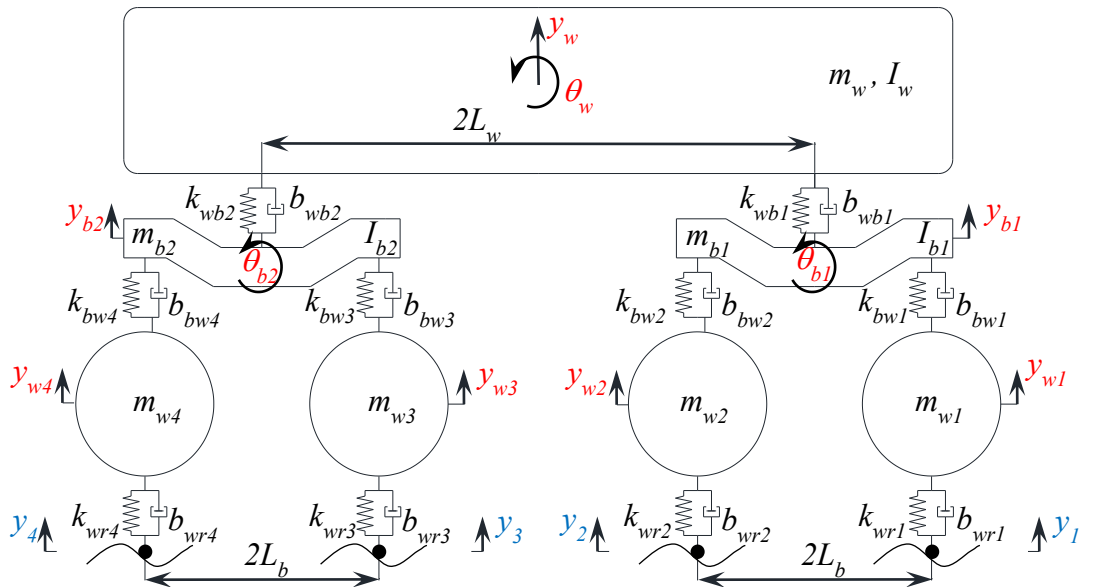
şekil 4.31. Boji modelinin boji kütlesinin rampa fonksiyonuna verdiği yer değiştirme cevapları.



şekil 4.32. Boji modelinin vagon kütlesinin rampa fonksiyonuna verdiği yer değiştirme cevapları.

4.6. 10 SERBESTLİK DERECELİ YARIM RAYLI ARAÇ MODELİ

Şekil 4.33'te gösterilen ve çift boji, dört teker destekli vagon kütesinden oluşan yarım raylı taşıt modeli, tekerlerin dikey yer değiştirmeleri ($y_{w1}, y_{w2}, y_{w3}, y_{w4}$), boji kütlelerinin dikey yer değiştirmeleri (y_{b1}, y_{b2}), bojilerin dönüş hareketleri (θ_{b1}, θ_{b2}), vagonun dikey yer değiştirmesi ve dönüş hareketi (y_w, θ_w) olarak 10 serbestlik derecesine sahiptir. Birincil ve ikincil süspansiyon olmak üzere iki temel süspansiyon bulunmaktadır. Birincil süspansiyonlar tekerlek ve boji arasında bulunurken, ikincil süspansiyonlar ise vagon ve boji arasında yer almaktadır. Bu modelde, m_w ve I_w vagonun kütle ve ataletini, m_{b1} ve I_{b1} ön bojinin kütle ve ataletini, m_{b2} ve I_{b2} arka bojinin kütle ve ataletini, m_{w1}, m_{w2}, m_{w3} ve m_{w4} tekerleklerin kütlelerini, $k_{wr1}, k_{wr2}, k_{wr3}$ ve k_{wr4} tekerleklerin rijitlik katsayılarını, $b_{wr1}, b_{wr2}, b_{wr3}$ ve b_{wr4} tekerleklerin sönümleme katsayılarını, k_{bw1} ve k_{bw2} ön boji birincil süspansiyonun yay katsayılarını, b_{bw1} ve b_{bw2} ön boji birincil süspansiyonun sönüm katsayılarını, k_{bw3} ve k_{bw4} arka boji birincil süspansiyonun yay katsayılarını, b_{bw3} ve b_{bw4} arka boji birincil süspansiyonun sönüm katsayılarını, k_{wb1} ve b_{wb1} ön boji ikincil süspansiyonun yay ve sönüm katsayılarını, k_{wb2} ve b_{wb2} arka boji ikincil süspansiyonun yay ve sönüm katsayılarını, L_b her iki bojinin ön ve arka tekerlekleri arasındaki mesafenin yarı uzunluğunu ve L_w bojilerin merkezleri arasındaki mesafenin yarı uzunluğunu ifade etmektedir. y_1, y_2, y_3 ve y_4 sisteme uygulanan tahrik sinyalleridir [58–60].



Şekil 4.33. 10 serbestlik dereceli yarım raylı araç modeli.

4.6.1. Mekanik ve Eşdeğer Elektrik Devrenin Oluşturulması

Sistemin toplam potansiyel, kinetik ve sönümleyici enerji ifadeleri aşağıdaki denklemlerle verilmiştir.

$$\begin{aligned}
 E_P = \frac{1}{2} [& k_{wb1}(y_{b1} - y_w - \theta_w L_w)^2 + k_{wb2}(y_{b2} - y_w + \theta_w L_w)^2 \\
 & + k_{bw1}(y_{w1} - y_{b1} - \theta_{b1} L_b)^2 \\
 & + k_{bw2}(y_{w2} - y_{b1} + \theta_{b1} L_b)^2 \\
 & + k_{bw3}(y_{w3} - y_{b2} - \theta_{b2} L_b)^2 \\
 & + k_{bw4}(y_{w4} - y_{b2} + \theta_{b2} L_b)^2 + k_{wr1}(y_1 - y_{w1})^2 \\
 & + k_{wr2}(y_2 - y_{w2})^2 + k_{wr3}(y_3 - y_{w3})^2 \\
 & + k_{wr4}(y_4 - y_{w4})^2]
 \end{aligned} \tag{4.44}$$

$$\begin{aligned}
 E_K = \frac{1}{2} [& m_w \dot{y}_w^2 + I_w \dot{\theta}_w^2 + m_{b1} \dot{y}_{b1}^2 + I_{b1} \dot{\theta}_{b1}^2 + m_{b2} \dot{y}_{b2}^2 \\
 & + I_{b2} \dot{\theta}_{b2}^2 + m_{w1} \dot{y}_{w1}^2 + m_{w2} \dot{y}_{w2}^2 + m_{w3} \dot{y}_{w3}^2 \\
 & + m_{w4} \dot{y}_{w4}^2]
 \end{aligned} \tag{4.45}$$

$$\begin{aligned}
 E_D = \frac{1}{2} [& b_{wb1}(\dot{y}_{b1} - \dot{y}_w - \dot{\theta}_w L_w)^2 + b_{wb2}(\dot{y}_{b2} - \dot{y}_w + \dot{\theta}_w L_w)^2 \\
 & + b_{bw1}(\dot{y}_{w1} - \dot{y}_{b1} - \dot{\theta}_{b1} L_b)^2 \\
 & + b_{bw2} L_b (\dot{y}_{w2} - \dot{y}_{b1} + \dot{\theta}_{b1} L_b)^2 \\
 & + b_{bw3}(\dot{y}_{w3} - \dot{y}_{b2} - \dot{\theta}_{b2} L_b)^2 \\
 & + b_{bw4}(\dot{y}_{w4} - \dot{y}_{b2} + \dot{\theta}_{b2} L_b)^2 + b_{wr1}(\dot{y}_1 - \dot{y}_{w1})^2 \\
 & + b_{wr2}(\dot{y}_2 - \dot{y}_{w2})^2 + b_{wr3}(\dot{y}_3 - \dot{y}_{w3})^2 \\
 & + b_{wr4}(\dot{y}_4 - \dot{y}_{w4})^2]
 \end{aligned} \tag{4.46}$$

Lagrange'in metodu kullanılarak Şekil 4.33'teki sistem modelinin hareket denklemleri aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$\begin{aligned}
m_{w1}\ddot{y}_{w1} &= k_{wr1}(y_1 - y_{w1}) + b_{wr1}(\dot{y}_1 - \dot{y}_{w1}) \\
&\quad - k_{bw1}(y_{w1} - y_{b1} - \theta_{b1}L_b) \\
&\quad - b_{bw1}(\dot{y}_{w1} - \dot{y}_{b1} - \dot{\theta}_{b1}L_b)
\end{aligned} \tag{4.47}$$

$$\begin{aligned}
m_{w2}\ddot{y}_{w2} &= k_{wr2}(y_2 - y_{w2}) + b_{wr2}(\dot{y}_2 - \dot{y}_{w2}) \\
&\quad - k_{bw2}(y_{w2} - y_{b1} + \theta_{b1}L_b) \\
&\quad - b_{bw2}(\dot{y}_{w2} - \dot{y}_{b1} + \dot{\theta}_{b1}L_b)
\end{aligned} \tag{4.48}$$

$$\begin{aligned}
m_{w3}\ddot{y}_{w3} &= k_{wr3}(y_3 - y_{w3}) + b_{wr3}(\dot{y}_3 - \dot{y}_{w3}) \\
&\quad - k_{bw3}(y_{w3} - y_{b2} - \theta_{b2}L_b) \\
&\quad - b_{bw3}(\dot{y}_{w3} - \dot{y}_{b2} - \dot{\theta}_{b2}L_b)
\end{aligned} \tag{4.49}$$

$$\begin{aligned}
m_{w4}\ddot{y}_{w4} &= k_{wr4}(y_4 - y_{w4}) + b_{wr4}(\dot{y}_4 - \dot{y}_{w4}) \\
&\quad - k_{bw4}(y_{w4} - y_{b2} + \theta_{b2}L_b) \\
&\quad - b_{bw4}(\dot{y}_{w4} - \dot{y}_{b2} + \dot{\theta}_{b2}L_b)
\end{aligned} \tag{4.50}$$

$$\begin{aligned}
m_{b1}\ddot{y}_{b1} &= k_{bw1}(y_{w1} - y_{b1} - \theta_{b1}L_b) + b_{bw1}(\dot{y}_{w1} - \dot{y}_{b1} - \dot{\theta}_{b1}L_b) \\
&\quad + k_{bw2}(y_{w2} - y_{b1} + \theta_{b1}L_b) \\
&\quad + b_{bw2}(\dot{y}_{w2} - \dot{y}_{b1} + \dot{\theta}_{b1}L_b) \\
&\quad - k_{wb1}(y_{b1} - y_w - \theta_wL_w) \\
&\quad - b_{wb1}(\dot{y}_{b1} - \dot{y}_w - \dot{\theta}_wL_w)
\end{aligned} \tag{4.51}$$

$$\begin{aligned}
I_{b1}\ddot{\theta}_{b1} &= k_{bw1}L_b(y_{w1} - y_{b1} - \theta_{b1}L_b) \\
&\quad + b_{bw1}L_b(\dot{y}_{w1} - \dot{y}_{b1} - \dot{\theta}_{b1}L_b) \\
&\quad - k_{bw2}L_b(y_{w2} - y_{b1} + \theta_{b1}L_b) \\
&\quad - b_{bw2}L_b(\dot{y}_{w2} - \dot{y}_{b1} + \dot{\theta}_{b1}L_b)
\end{aligned} \tag{4.52}$$

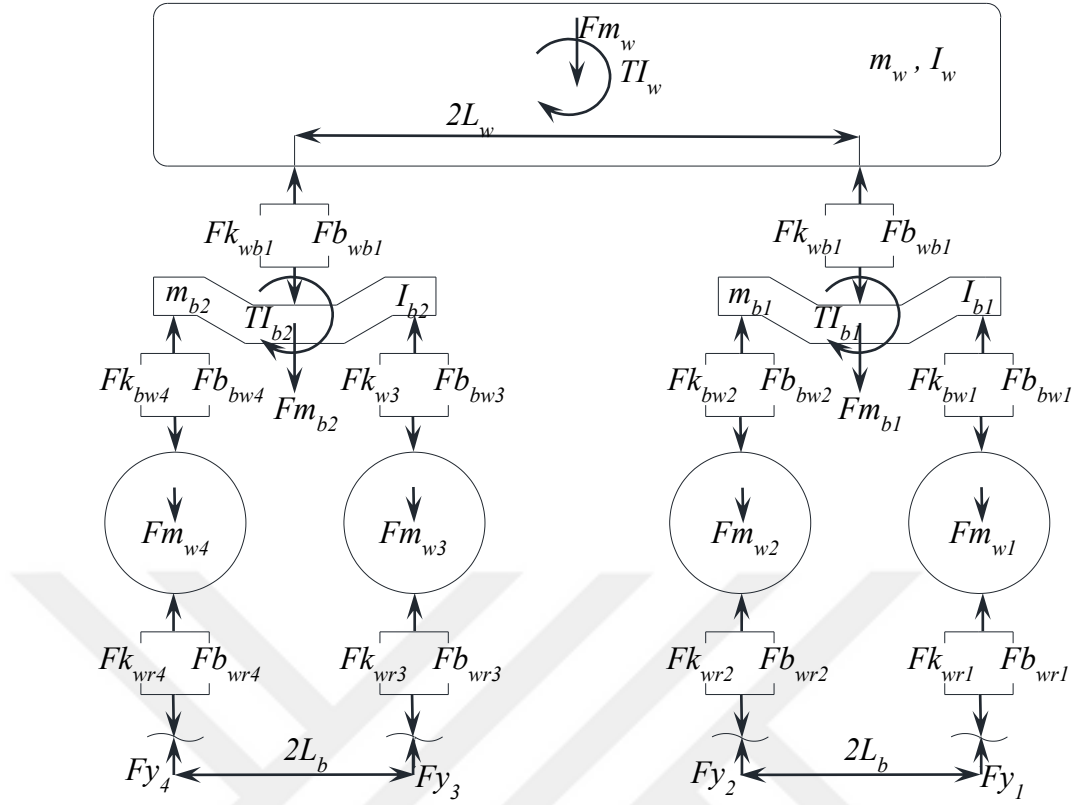
$$\begin{aligned}
m_{b2}\ddot{y}_{b2} &= k_{bw3}(y_{w3} - y_{b2} - \theta_{b2}L_b) + b_{bw3}(\dot{y}_{w3} - \dot{y}_{b2} - \dot{\theta}_{b2}L_b) \\
&+ k_{bw4}(y_{w4} - y_{b2} + \theta_{b2}L_b) \\
&+ b_{bw4}(\dot{y}_{w4} - \dot{y}_{b2} + \dot{\theta}_{b2}L_b) \\
&- k_{wb2}(y_{b2} - y_w + \theta_w L_w) \\
&- b_{wb2}(\dot{y}_{b2} - \dot{y}_w + \dot{\theta}_w L_w)
\end{aligned} \tag{4.53}$$

$$\begin{aligned}
I_{b2}\ddot{\theta}_{b2} &= k_{bw3}L_b(y_{w3} - y_{b2} - \theta_{b2}L_b) \\
&+ b_{bw3}L_b(\dot{y}_{w3} - \dot{y}_{b2} - \dot{\theta}_{b2}L_b) \\
&- k_{bw4}L_b(y_{w4} - y_{b2} + \theta_{b2}L_b) \\
&- b_{bw4}L_b(\dot{y}_{w4} - \dot{y}_{b2} + \dot{\theta}_{b2}L_b)
\end{aligned} \tag{4.54}$$

$$\begin{aligned}
m_w\ddot{y}_w &= k_{wb1}(y_{b1} - y_w - \theta_w L_w) + b_{wb1}(\dot{y}_{b1} - \dot{y}_w - \dot{\theta}_w L_w) \\
&+ k_{wb2}(y_{b2} - y_w + \theta_w L_w) \\
&+ b_{wb2}(\dot{y}_{b2} - \dot{y}_w + \dot{\theta}_w L_w)
\end{aligned} \tag{4.55}$$

$$\begin{aligned}
I_w\ddot{\theta}_w &= k_{wb1}L_w(y_{b1} - y_w - \theta_w L_w) + b_{wb1}L_w(\dot{y}_{b1} - \dot{y}_w - \dot{\theta}_w L_w) \\
&- k_{wb2}L_w(y_{b2} - y_w + \theta_w L_w) \\
&- b_{wb2}L_w(\dot{y}_{b2} - \dot{y}_w + \dot{\theta}_w L_w)
\end{aligned} \tag{4.56}$$

Sistem modelinin serbest cisim diyagramını elde etmek için, D'Alembert prensibi Şekil 4.34'te gösterildiği gibi kullanılmıştır.



Şekil 4.34. Yarım raylı araç modelinin serbest cisim diyagramı.

Newton'un ilk yasasına göre, 10 serbestlik dereceli modelinin dikey hareketi için kuvvet denklemleri şu şekilde yazılabilir:

$$F_{y1} = Fk_{wr1} + Fb_{wr1} \quad (4.57)$$

$$F_{y2} = Fk_{wr2} + Fb_{wr2} \quad (4.58)$$

$$F_{y3} = Fk_{wr3} + Fb_{wr3} \quad (4.59)$$

$$F_{y4} = Fk_{wr4} + Fb_{wr4} \quad (4.60)$$

$$Fm_{w1} + Fk_{bw1} + Fb_{bw1} = Fk_{wr1} + Fb_{wr1} \quad (4.61)$$

$$Fm_{w2} + Fk_{bw2} + Fb_{bw2} = Fk_{wr2} + Fb_{wr2} \quad (4.62)$$

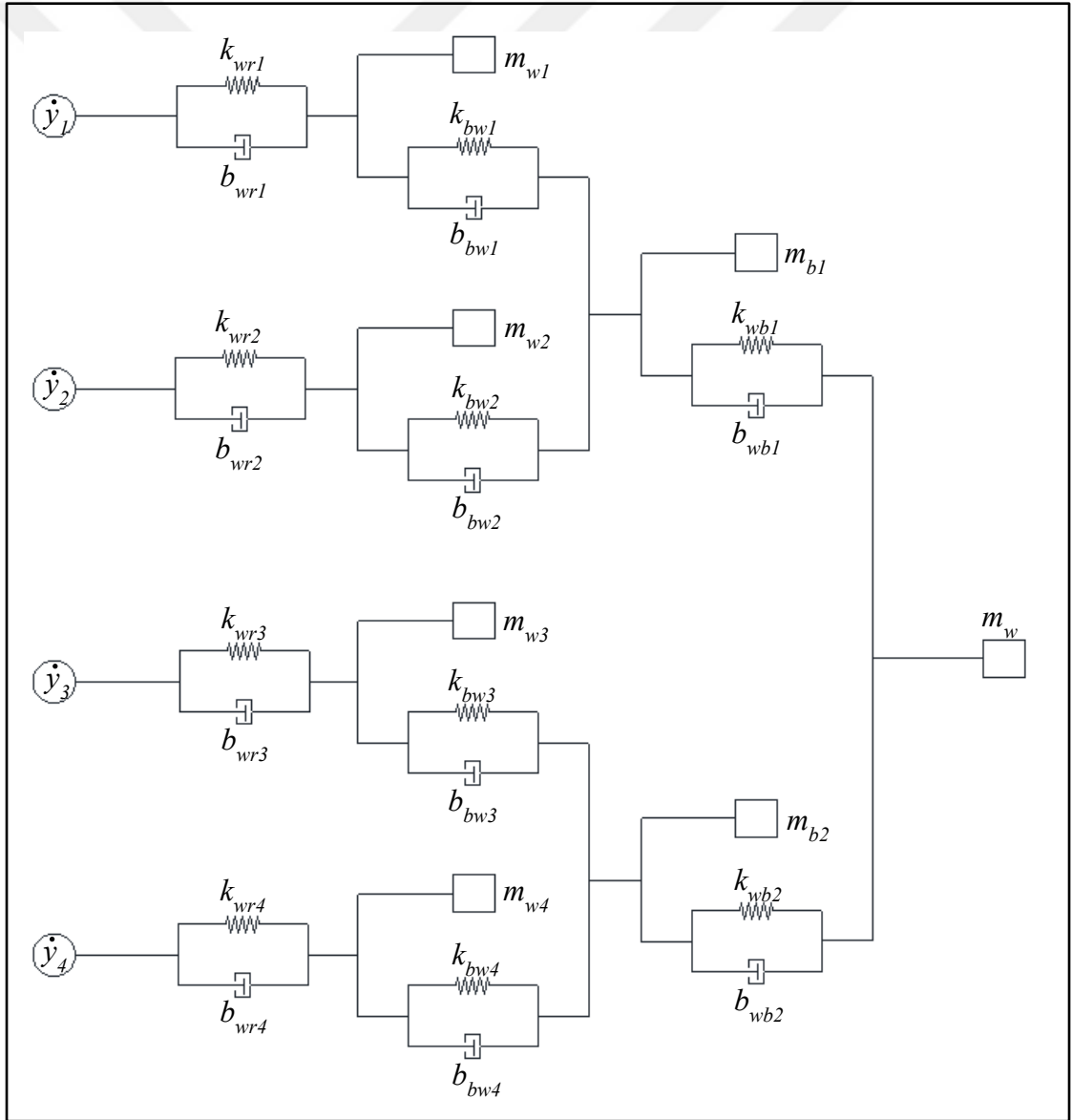
$$Fm_{w3} + Fk_{bw3} + Fb_{bw3} = Fk_{wr3} + Fb_{wr3} \quad (4.63)$$

$$Fm_{w4} + Fk_{bw4} + Fb_{bw4} = Fk_{wr4} + Fb_{wr4} \quad (4.64)$$

$$Fm_{b1} + Fk_{wb1} + Fb_{wb1} = Fk_{bw1} + Fb_{bw1} + Fk_{bw2} + Fb_{bw2} \quad (4.65)$$

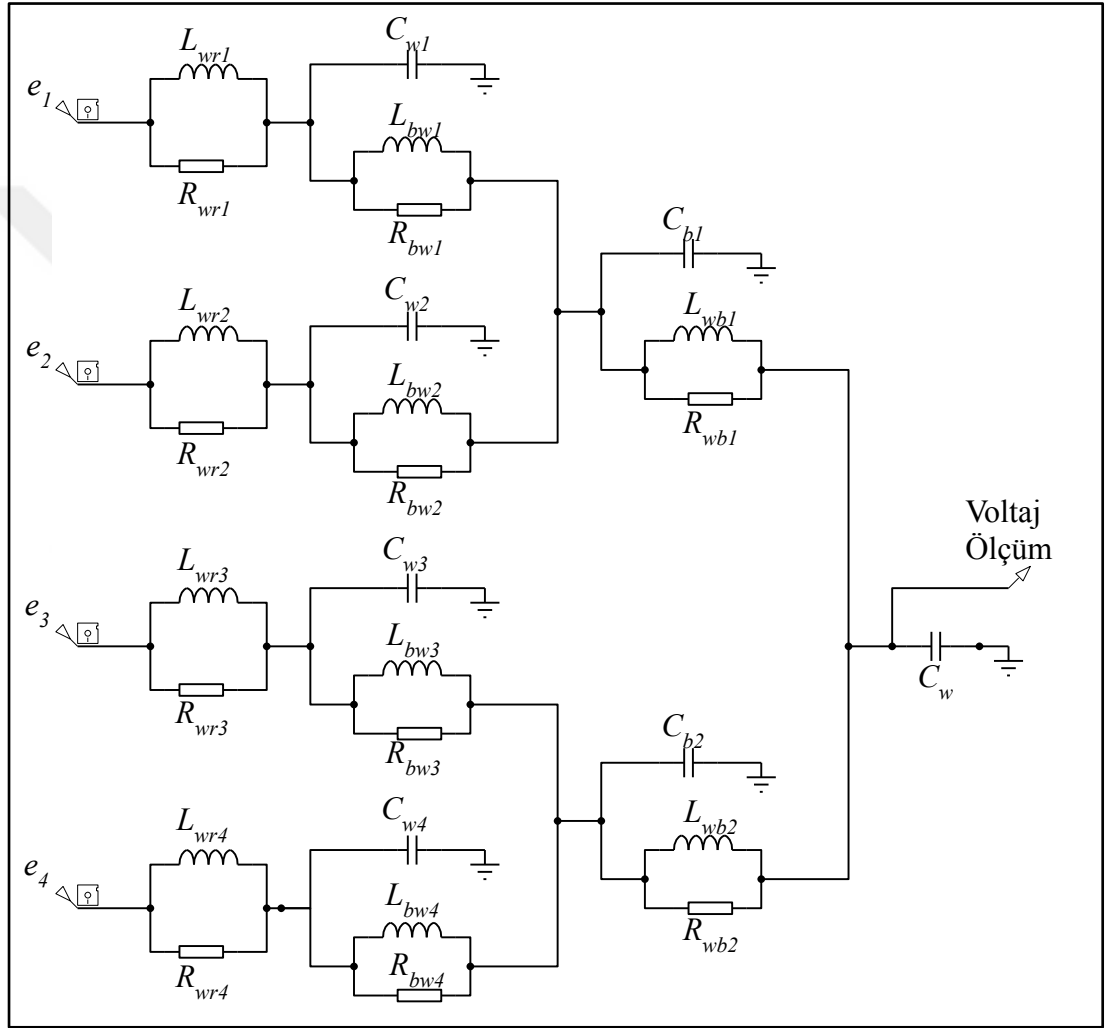
$$Fm_{b2} + Fk_{wb2} + Fb_{wb2} = Fk_{bw3} + Fb_{bw3} + Fk_{bw4} + Fb_{bw4} \quad (4.66)$$

$$Fm_w = Fk_{wb1} + Fb_{wb1} + Fk_{wb2} + Fb_{wb2} \quad (4.67)$$



Şekil 4.35. Yarım raylı araç modelinin mekanik devresi.

Yukarıda oluşturulan kuvvet eşitlikleri (eşitlik 4.57 – eşitlik 4.67) kullanılarak yarım raylı araç modelinin mekanik devresi Şekil 4.35’teki gibi oluşturulmuştur. Teker-ray etkileşimlerinden kaynaklanan dikey yer değiştirmelerinin türevleri alınmış ve giriş olarak sisteme hız sinyalleri verilmiştir. Çizelge 4.1’de gösterilen ikinci benzerlik teorisi kullanılarak sistemin eşdeğer elektrik devresi Proteus programında Şekil 4.36’daki gibi elde edilmiştir.



Şekil 4.36. Yarım raylı araç modelinin eşdeğer elektrik devresi.

Şekil 4.36'da gösterildiği gibi yarım raylı aracın elektrik eşdeğer devresi, yedi kapasitanstan oluşmaktadır; $C_w, C_{b1}, C_{b2}, C_{w1}, C_{w2}, C_{w3}$ ve C_{w4} vagonun, iki bojinin ve dört tekerleğin kütlesini temsil eden kapasitanlardır. $L_{wbl}, L_{wb2}, L_{bw1}, L_{bw2}, L_{bw3}, L_{bw4}, L_{wrl}, L_{wr2}, L_{wr3}$ ve L_{wr4} , tekerleklerin, birincil ve ikincil süspansiyonların rijitlik katsayılarını temsil eden bobinlerdir. $R_{wb1}, R_{wb2}, R_{bw1}, R_{bw2}, R_{bw3}, R_{bw4}, R_{wr1}, R_{wr2}, R_{wr3}$

ve R_{wr4} , tekerleklerin, birincil ve ikincil süspansiyonların sönümlenme katsayılarını temsil eden dirençlerdir. e_1 , e_2 , e_3 ve e_4 ise mekanik sisteme tahrik olarak verilen hızları temsil eden voltaj kaynaklarıdır.

4.6.2. Ray Düzensizliği Sınıfları

Rayların üzerinde zamanla aşınmadan, ondülasyondan ve zemin hareketlerinden kaynaklanan hat düzensizliklerinden ötürü ray düzensizlikleri meydana gelmektedir. Oluşan bu gelişigüzel ray düzensizlikleri güç spektral yoğunluğu (PSD) şeklinde üç boyutlu frekans terimi ϕ ile ifade edilmektedir [17,50,61–63].

$$\tilde{S}_{zz}(f) = \frac{S_{zz}(\phi)}{v_0} \quad (4.68)$$

Eşitlik 4.68’de v_0 araç hızını ifade etmektedir. Amerika Ulusal Demiryolu Kurumu’na (FRA) göre dikey yöndeki ray pürüzlüğü 6 sınıf olup PSD fonksiyonu eşitlik 4.69’da verilmiştir.

$$S_{zz}(\phi) = \frac{A\phi_2^2(\phi^2 + \phi_1^2)}{\phi^4(\phi^2 + \phi_2^2)} \quad (4.69)$$

Burada A düzensizlik sabiti ϕ_1 ve ϕ_2 iki kesme frekansını ifade etmektedir [59,64,65]. Çizelge 4.5’te 6 sınıf yol pürüzlülüğü dereceleri için parametreler belirtilmiştir. Güç spektral yoğunluğu (PSD) fonksiyonu için dalga boyu 1.5-300 m arasında belirtilmiştir. Ray düzensizlikleri eşitlik 4.70’teki Fourier dönüşümü uygulanarak Şekil 4.37’deki gibi üretilmektedir.

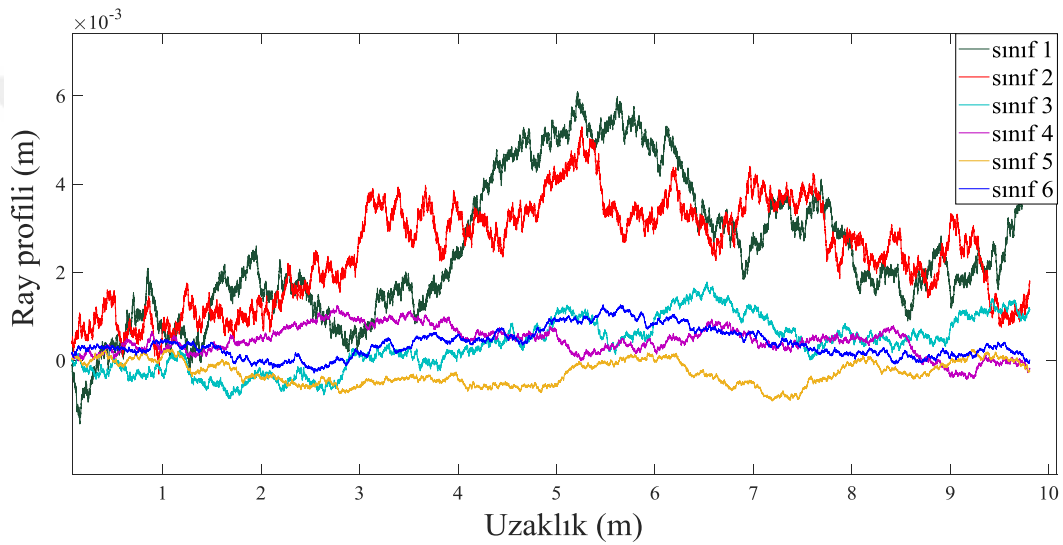
$$h(x) = \sum_k \sqrt{2\Delta\phi S_{zz}(k\Delta\phi) \cos(k\Delta\phi x + \psi_k)} \quad (4.70)$$

Burada ψ_k , $-\pi$ ve π aralığındaki gelişigüzel faz açılarını, $k\Delta\phi$ ayrık frekansı ve $\Delta\phi$ ise frekans artışını ifade etmektedir [17,61].

Çizelge 4.5. Altı sınıf ray pürüzlüğü parametreleri.

Parametreler		Ray Pürüzlülük Sınıfları					
sembol	birim	1	2	3	4	5	6
A	$[10^{-6} \text{ m}]$	16.748	0.954	0.53	0.2968	0.1675	0.0954
ϕ_1	$[10^{-3} \text{ m}^{-1}]$	23.294	23.294	23.294	23.294	23.294	23.294
ϕ_2	$[10^{-2} \text{ m}^{-1}]$	13.123	13.123	13.123	13.123	13.123	13.123
σ^2	$[10^{-4} \text{ m}^2]$	86.5	49.27	27.37	15.33	8.65	4.93

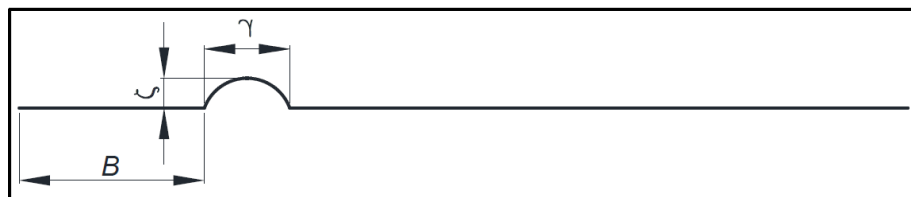
Simülasyon sonuçlarını elde ederken, demiryolu taşıt modelinin hızı 400 km / s olarak seçilmiş ve takip eden düzensizlikler tüm tekerleklere ayrı ayrı uygulanmıştır.



Şekil 4.37. Amerika Ulusal Demiryolu Kurumu'na (FRA) göre dikey yöndeki 6 sınıf ray düzensizliklerinin konum grafiği.

4.6.3. Rastgele Olmayan Düzensizlikler

Ray titreşimlerini analiz etmek için, tekerlek-ray arasındaki dinamik etkileşimden kaynaklı oluşan rasgele olmayan düzensizlik Şekil 4.38'de gösterildiği gibi sisteme uygulanmıştır.



Şekil 4.38. Rastgele olmayan düzensizlikler.

Rastgele olmayan düzensizlikler $r_d(x)$ aşağıdaki eşitlik 4.71'deki gibi gösterilmiştir [66]:

$$r_d(x) = \begin{cases} \frac{1}{2}\zeta(1 - \cos(2\pi x/\gamma)), & B \leq x \leq B + \gamma \\ 0, & \text{diğer} \end{cases} \quad (4.71)$$

B, rayın başından düzensizliğe kadar olan mesafe, γ ve ζ sırasıyla raydan kaynaklanan düzensizliğin genişliği ve derinliğidir [67]. Çalışmada B, γ ve ζ sırasıyla 10 m, 3 m ve 0.001 m olarak alınmıştır.

4.6.4. Sistemin Matematik Modelinin MATLAB-Simulink ile Elde Edilmesi

Yarım raylı taşıt sisteminin Simulink modeli, eşitlik 4.47 – eşitlik 4.56 ile gösterilen hareket denklemleri kullanılarak oluşturulmuştur. Sistemin oluşturulan Simulink modeli çalışmanın sonunda Ek Açıklamalar B'de gösterilmiştir.

4.6.5. Çapraz Korelasyon Yöntemi ile Sonuçların Analizi

Çapraz korelasyon analizi değişkenler arasında ilişki olup olmadığını, böyle bir ilişki tespit edildiğinde, bunun yönünü ve gücünü belirler. Korelasyon analizinde genelde 3 tip probleme yoğunlaşılır. Korelasyon katsayısı (r) iki değişken arasındaki doğrusal ilişkinin derecesini ölçen bir değer olup -1 ile +1 arasında değişir. r 'nin -1 'e yakın olması, bu değişkenler arasında çok güçlü bir negatif doğrusal ilişki olduğunu, +1'e yakın olması da çok güçlü pozitif doğrusal ilişki olduğunu işaret eder. Mutlak değer olarak r 'nin 0.7'den büyük olması doğrusal ilişkinin güçlü olduğu şeklinde bir yorum yapmamıza olanak verir [68–70].

$$r_d = \frac{\sum_i [(x_i)(y_i)]}{\sqrt{\sum_i (x_i)^2} \sqrt{\sum_i (y_i)^2}} \quad (4.72)$$

Burada r_d korelasyon katsayısını, x_i gerçek değerleri, y_i tahmin edilen değerleri ifade etmektedir. Normal sayılabilecek kadar bir örnek sayısı alınarak yapılmış korelasyon hesaplamalarında r_d için genellikle;

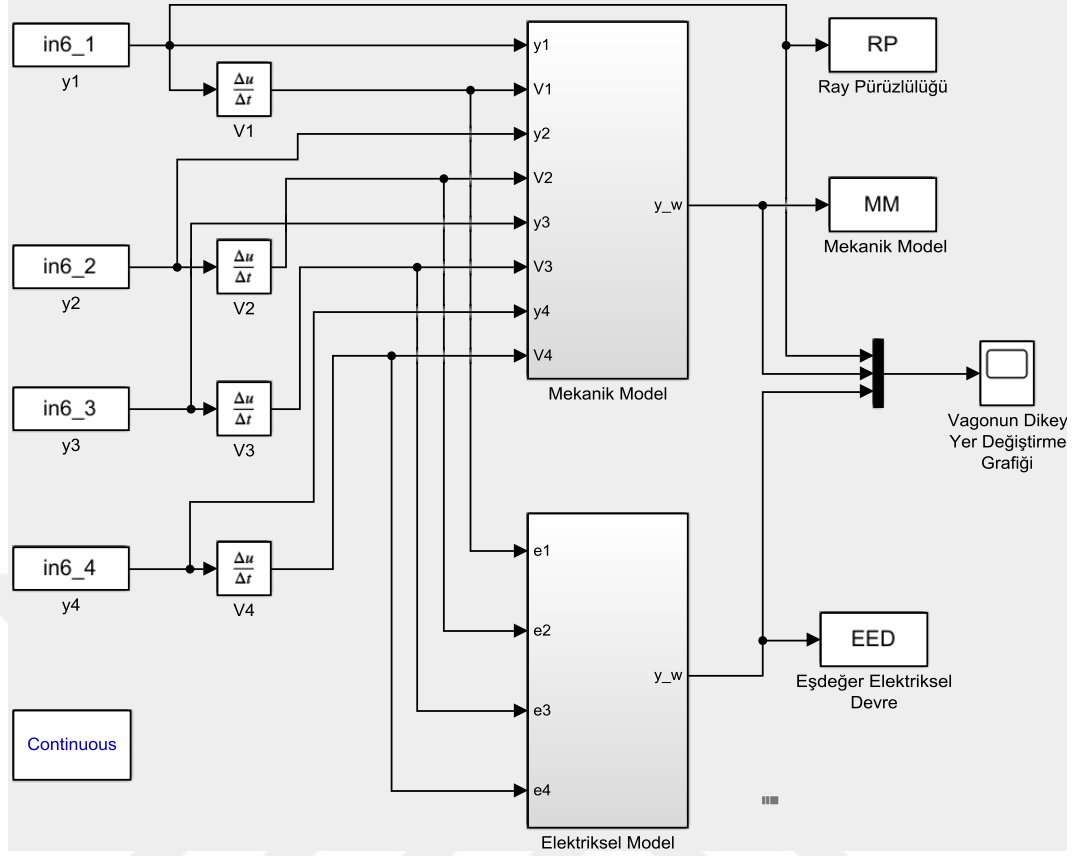
- 0.25 Çok zayıf ilişki
- 0.26 - 0.49 Zayıf ilişki
- 0.50 - 0.69 Orta ilişki
- 0.70 - 0.89 Yüksek ilişki
- 0.90 - 1.0 Çok yüksek ilişki vardır denilmektedir.

4.6.6. Sonuçlar

Mekanik sistemin analiz sonuçları ve elektrik-mekanik benzerlik teorisi kullanılarak elde edilen eşdeğer elektrik devre analiz sonuçları, Şekil 4.39'da gösterildiği gibi MATLAB Simulink yazılımında oluşturulmuştur. Yarım raylı taşıt modelinin zamana göre düşey yer değiştirme hız ve ivme grafikleri Şekil 4.40 ve Şekil 4.41'de gösterilmiştir.

Çizelge 4.6. Yarım raylı araç modelinin analizinde kullanılan parametre değerleri.

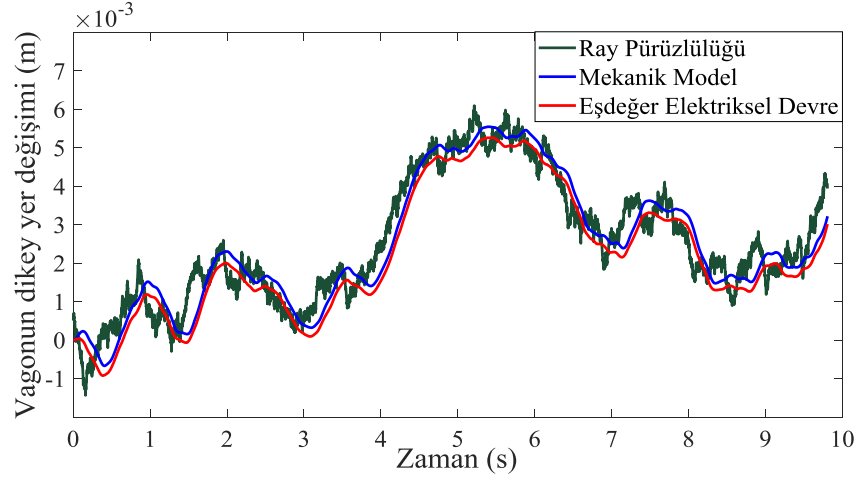
Kullanılan parametreler	Kullanılan değerler
Vagon kütleleri, m_w	49500 kg
Vagon atalet momenti, I_w	1700000 kg.m ²
Bojilerin kütleleri, m_{b1}, m_{b2}	10750 kg
Bojilerin atalet momentleri, I_{b1}, I_{b2}	9600 kg.m ²
Teker kütleleri, $m_{w1}, m_{w2}, m_{w3}, m_{w4}$	2200 kg
İkincil süspansiyon rijitlik katsayıları, k_{wb1}, k_{wb2}	1720000 N/m
İkincil süspansiyon sönüm katsayıları, b_{wb1}, b_{wb2}	300000 N.s/m
Birincil süspansiyon rijitlik katsayıları, $k_{bw1}, k_{bw2}, k_{bw3}, k_{bw4}$	4360000 N/m
Birincil süspansiyon sönüm katsayıları, $b_{bw1}, b_{bw2}, b_{bw3}, b_{bw4}$	220000 N.s/m
Tekerlerin rijitlik katsayıları, $k_{wr1}, k_{wr2}, k_{wr3}, k_{wr4}$	20310900 N/m
Tekerlerin sönüm katsayıları, $b_{wr1}, b_{wr2}, b_{wr3}, b_{wr4}$	16000 N.s/m
Bojilerin ön ve arka teker merkezleri arasındaki mesafe, $2.L_b$	2.5 m
Bojilerin ağırlık merkezleri arasındaki mesafe, $2.L_w$	19 m



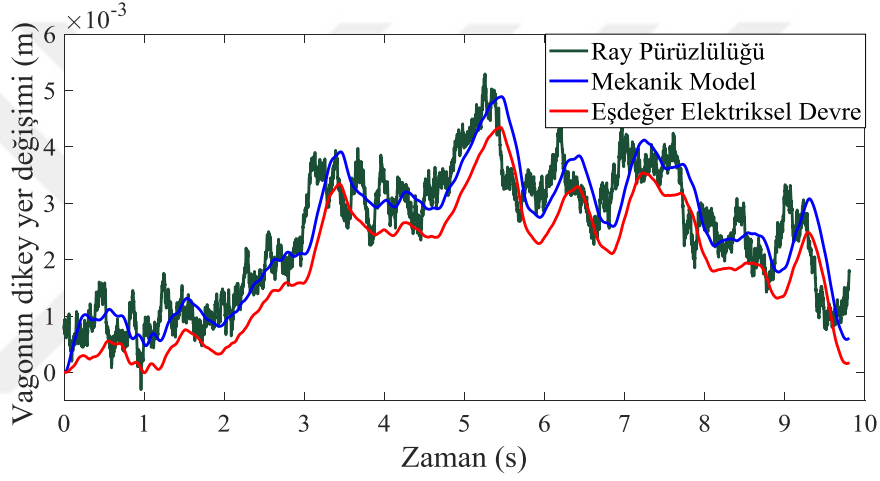
Şekil 4.39. Sonuçların karşılaştırılması için oluşturulan MATLAB Simulink model.

Çizelge 4.7. Normalleştirilmiş çapraz korelasyon kullanarak sinyal karşılaştırma değerleri.

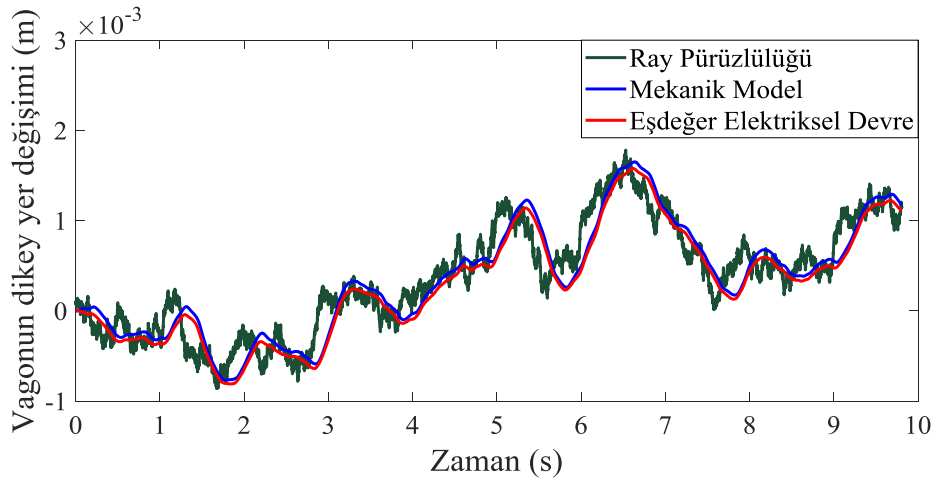
Tahrik Sinyalleri	Sonuçlar	Çapraz Korelasyon Değerleri
Seviye 1 Ray Düzensizliği	Yer değiştirme - Zaman	0.9986
Seviye 2 Ray Düzensizliği	Yer değiştirme - Zaman	0.9955
Seviye 3 Ray Düzensizliği	Yer değiştirme - Zaman	0.9968
Seviye 4 Ray Düzensizliği	Yer değiştirme - Zaman	0.9865
Seviye 5 Ray Düzensizliği	Yer değiştirme - Zaman	0.9973
Seviye 6 Ray Düzensizliği	Yer değiştirme - Zaman	0.9827
Rastgele Olmayan Ray Düzensizliği	Yer değiştirme - Zaman	0.9989
	Hız - Zaman	0.9866
	İvme - Zaman	0.9851



(a)

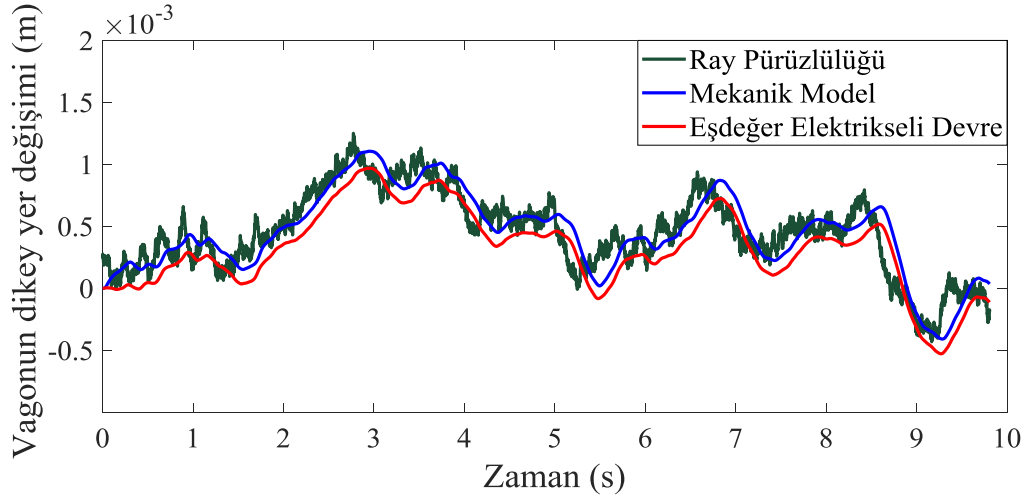


(b)

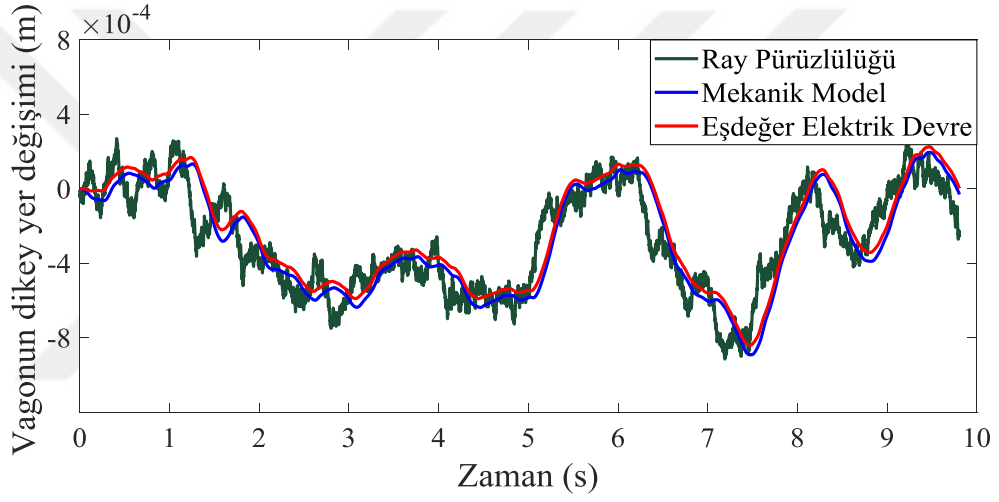


(c)

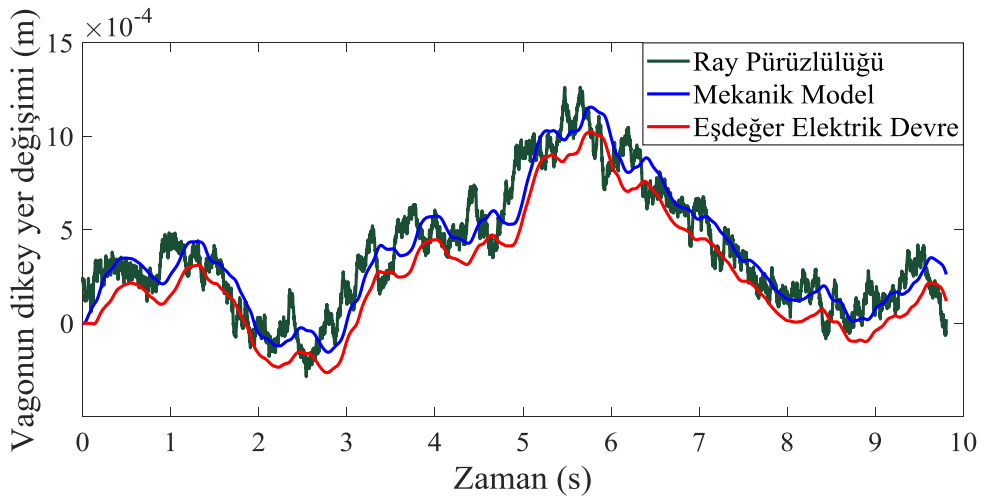
Şekil 4.40. 6 farklı seviye ray düzensizlik girdilerinin mekanik ve eşdeğer elektrik devresine uygulanmasıyla elde edilen analiz sonuçlarının karşılaştırılması (a) Sınıf 1, (b) Sınıf 2, (c) Sınıf 3, (d) Sınıf 4, (e) Sınıf 5, (f) Sınıf 6.



(d)

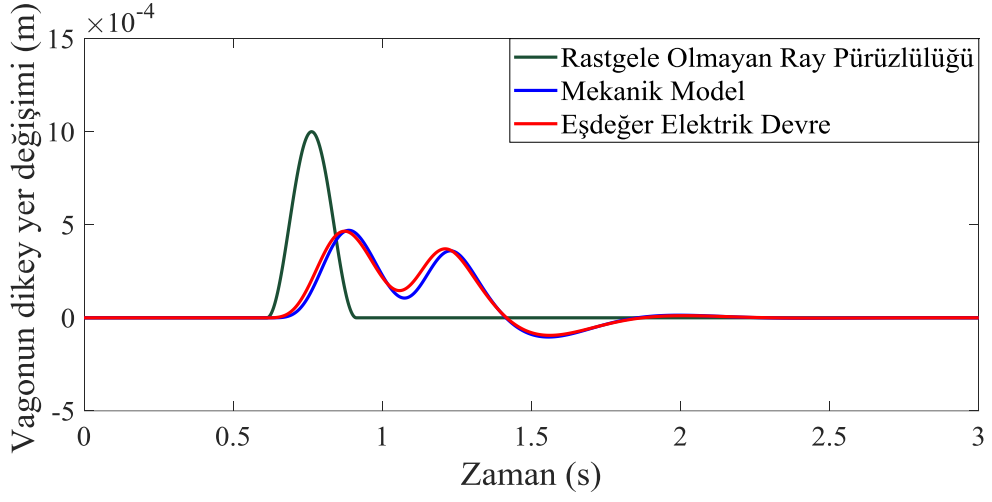


(e)

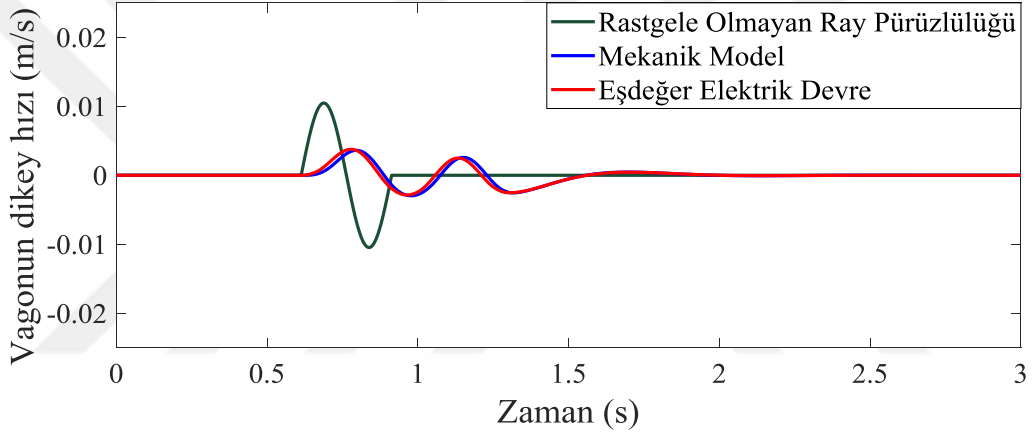


(f)

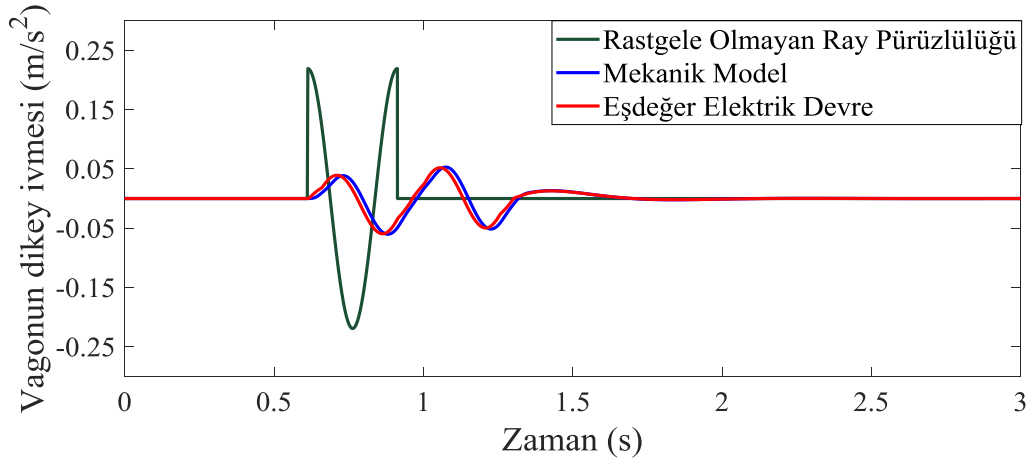
şekil 4.40. (devam ediyor).



(a)



(b)



(c)

Şekil 4.41. Rastgele olmayan düzensizliklerin mekanik ve eşdeğer elektrik devresine uygulanmasıyla elde edilen analiz sonuçlarının karşılaştırılması (a) Yer değişirme-zaman, (b) Hız-zaman, (c) İvme-zaman.

10 serbestlik derecesine sahip yarım raylı araç modelinin simülasyonu ve analizi mekanik-elektrik analogisi teorisi kullanılarak yapılmıştır. Bu teoriyi kullanmaktaki amaç, mekanik model ile karşılaştırıldığında, elektrik modelinin hızlı ve ekonomik olması, doğrudan ve kolayca kontrol sistemlerine uygulanabilmesi gibi bazı belirgin avantajları vardır. Amerikan raylı ulaşım standartlarına göre onaylanmış altı farklı seviye ray düzensizlikleri ve rastgele olmayan ray düzensizliği hızının 400 km / s olduğu varsayılan yarım raylı araç modeline uygulanmış, örnekleme süresi her uygulamada 10 saniye olarak alınmıştır ve analiz sonuçları elde edilmiştir. Hem mekanik model hem de eşdeğer elektrik devresi MATLAB / Simulink yazılımında oluşturulmuş ve elde edilen titreşim sinyalleri çapraz korelasyon yöntemi kullanılarak karşılaştırılmıştır. Sonuçlar karşılaştırıldığında, Çizelge 4.7'de de görüleceği üzere altı farklı ray düzensizlikleri sisteme giriş olarak uygulandığında en kötü korelasyon değeri 6. seviye ray düzensizliğinde oluşmuş ve çapraz korelasyon değeri de 0,9827 olarak bulunmuştur. Bir diğer girdi olan rastgele olmayan ray düzensizliği sisteme giriş olarak uygulandığında ise, sinyallerin frekans farkından dolayı, 0,9989 çapraz korelasyon değeri ile dikey yer değiştirme sinyalinin hız ve ivme sinyallerine göre en yakın olduğu gözlemlenmiştir. Her iki uygulamadan elde edilen değerlere göre sinyaller arasında çok iyi bir ilişki olduğu tespit edilmiştir.

BÖLÜM 5

MEKANİKSEL VE ELEKTRİKSEL ÇALIŞMALARIN DENEYSEL DOĞRULAMASI

Çalışmada şimdiye kadar elektrik-mekanik analogi teorisinin raylı araç titreşimlerinin belirlenmesinde kullanılabilirliğini göstermek için farklı serbestlik derecesine sahip raylı araçlar ele alınmıştır. D'Alembert ilkesi kullanılarak raylı araçların serbest cisim diyagramları oluşturulmuş, hareket denklemleri elde edilmiş, mekanik ve eşdeğer elektrik devreleri oluşturulmuş ve oluşturulan devrelerin karşılaştırmasını yapabilmek için hareket denklemleri kullanılarak sistemlerin Simulink modeli elde edilmiştir. Sistemlerin Simulink modelleri ile eşdeğer elektriksel devrelerinin karşılaştırılması bilgisayar ortamında yapılarak teorik sonuçların birbiri ile uyumlu olduğu görülmüş ve sonuç olarak teorik doğrulanma sağlanmıştır.

Bu bölümde ise teorik olarak birbiri ile benzer sonuçlar veren mekanik ve elektriksel çalışmaların deneysel olarak incelenmesi amaçlanmıştır. Bunun için günümüz literatür çalışmalarında sıkça yararlanılan bir model olan ve Şekil 4.17'de gösterilen 2 serbestlik dereceli raylı araç ele alınmıştır. İlk olarak tasarım programında sistem tasarlanmış ve üretimi gerçekleştirilmiştir. Üretimi yapılan mekanik prototipin yay ve sönüm katsayıları bulunmuş ve tasarımda kullanılan krank-biyel mekanizmasının hesabı yapılarak giriş sinyalleri elde edilmiştir. Sonrasında da mekanik prototipte kullanılmış parametre değerleri kullanılarak elde edilen eşdeğer elektrik devresi oluşturulmuştur. En son olarak da hem mekanik hem de elektriksel deney sonuçları teorik sonuçlar ile kıyaslanmıştır.

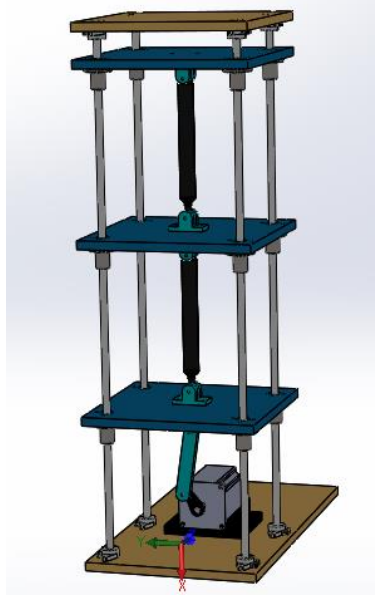
5.1. TEORİK ÇALIŞMALAR

Bölüm 4.4'te çalışılmış olan 2 serbestlik dereceli raylı araç modelinin mekanik ve eşdeğer elektrik devresi oluşturulmuş, matematik modeli MATLAB-Simulink ile

elde edilmiş, transfer fonksiyonu çıkartılmış ve son olarak da sonuçlar karşılaştırılarak teorik olarak doğrulanma sağlanmıştır. Bu bölümde ise doğrulanan bu model için 3 boyutlu tasarım programda bir tasarım oluşturulmuş, tahrik sinyalinin hesaplanması yapılmış, deneysel çalışmalarda kullanılacak olan elemanların parametre değerleri hesaplanmış ve bu parametreler ile bölüm 4.4'te elde edilen elektriksel eşdeğer devresi, Simulink modeli ve transfer fonksiyonunun test edilmesi amaçlanmıştır.

5.1.1. Mekanik Sistemin Bilgisayar Destekli Tasarımı ve Montajı

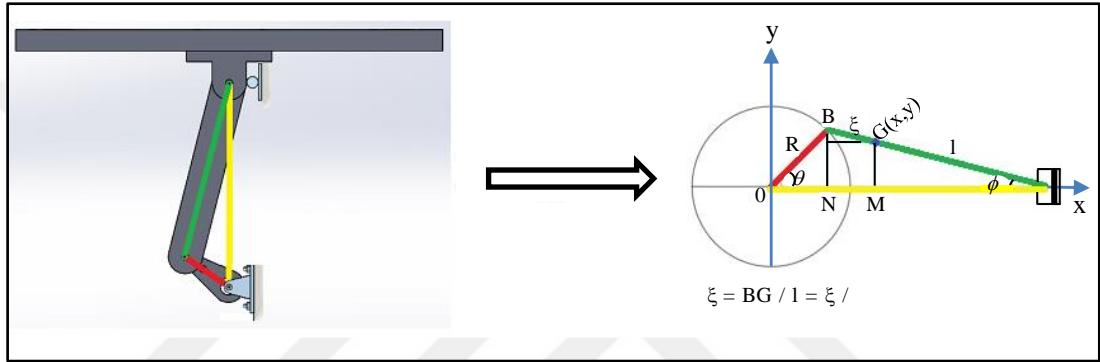
Teorik çalışmaları doğrulamak amacı ile 2 serbestlik dereceli raylı araç model prototipinin oluşturulması amaçlanmıştır. İlk olarak bir bilgisayar destekli çizim yazılımı ile prototipin tasarımı gerçekleştirilmiştir. Prototip tahrik sinyalinin verileceği teker ile boji ve vagondan oluşan 3 ana kütlede meydana gelmektedir. Amortisör, step motor, kromlu mil, lineer rulman gibi diğer parçalar ayrı ayrı tasarlanmış ve Şekil 5.1'de de görüleceği üzere montajı oluşturulmuştur.



Şekil 5.1. Raylı araç modelinin bilgisayar destekli çizim programı ile yapılan tasarımı.

5.1.2. Tahrik Sinyalinin Oluşturulması

Mekanik sistemde uygulanacak olan tahrik sinyalini oluşturmak için Şekil 5.2’de gösterilen krank-biyel mekanizması düşünülmüştür. Bunun sebebi ise dönel hareketi öteleyen harekete ya da tam tersi şeklinde öteleyen hareketi dönel harekete çevirebilen basit ve temel bir sistem olmasıdır [71]. Trigonometrik metot kullanılarak da mekanizmanın kinematik analizi yapılmıştır. Sonuç olarak da sisteme uygulanacak tahrik sinyali olan tekerin hızı aşağıdaki denklemler ile elde edilmiştir.



Şekil 5.2. Biyel kolunun ağırlık merkezinin konum ve hız.

$$x = R \cos \theta + \xi \cos \phi \quad (5.1)$$

$$\theta = \frac{180 \cdot t \cdot \dot{\theta}}{\pi} \quad (5.2)$$

$$\cos \phi = \sqrt{1 - \sin^2 \theta} \quad (5.3)$$

$$\frac{\sin \phi}{R} = \frac{\sin \theta}{l} \quad (5.4)$$

$$\cos \phi = \sqrt{1 - \left(\frac{R}{l}\right)^2 \sin^2 \theta} \quad (5.5)$$

$$x = R \cos \theta + \xi \sqrt{1 - \left(\frac{R}{l}\right)^2 \sin^2 \theta} \quad (5.6)$$

$$x = R \cos \theta + \sqrt{\xi^2 - \xi^2 \left(\frac{R}{l}\right)^2 \sin^2 \theta} \quad (5.7)$$

$$\dot{x} = -R\dot{\theta} \sin \theta + \frac{d}{dt} \left(\sqrt{\xi^2 - \varepsilon^2 R^2 \sin^2 \theta} \right) \quad (5.8)$$

$$\dot{x} = -R\dot{\theta} \sin \theta + \frac{1}{2} (\xi^2 - \varepsilon^2 R^2 \sin^2 \theta)^{-\frac{1}{2}} (-\dot{\theta} \varepsilon^2 R^2 \sin 2\theta) \quad (5.9)$$

$$\dot{x} = -R\dot{\theta} \sin \theta + \frac{(-\dot{\theta} \varepsilon^2 R^2 \sin 2\theta)}{2\sqrt{\xi^2 - \varepsilon^2 R^2 \sin^2 \theta}} \quad (5.10)$$

5.1.3. Yay ve Damperlerin Parametre Değerlerinin Hesaplanması

Deneyde kullanılacak olan helisel yay elemanının yay katsayısını belirlemek amacıyla yay elemanı düzencek çerçevesindeki tespit yerine bağlanmıştır. Yayın diğer serbest ucuna ise çeşitli ağırlıklardaki kütleler bağlanmıştır. Yayıdaki uzama miktarları kumpas yardımıyla ölçülmüştür. Yay katsayısını belirlemek için Çizelge 5.1'de gösterilen ağırlıktaki kütleler kullanılarak yay yüklenmiş ve her bir yükleme durumunda karşılık gelen uzama miktarı ölçülerek kaydedilmiştir. Elde edilen sonuçlar yine aynı tabloda gösterilmiştir. Eşitlik 5.11 kullanılarak her bir mevcut kütle için ayrı ayrı yay sabiti elde edilmiştir ve tüm bu sonuçların ortalaması alınarak bulunan yay sabiti de yapılan deneylerde kullanılmıştır.

$$k = \frac{F}{x_s - x_i} \quad (5.11)$$

Çizelge 5.1. Yay katsayısının tayini.

Deney No	Kuvvet (N)	x_s (m)	x_i (m)	k (N/m)
1	0,981	0,11857	0,116	381,7120623
2	1,962	0,12093	0,116	397,9716024
3	2,943	0,12333	0,116	401,5006821
4	3,924	0,12585	0,116	398,3756345
5	4,905	0,1281	0,116	405,3719008
6	5,886	0,1308	0,116	397,7027027
7	6,867	0,13307	0,116	402,28471
8	7,848	0,13532	0,116	406,2111801
9	8,829	0,13774	0,116	406,1177553
10	9,81	0,14033	0,116	403,2059186
Ortalama				400,0454149

Deneyde kullanılacak olan damper elemanının sönümlenme katsayısını belirlemek amacıyla damper elemanı düzenek çerçevesindeki tespit yerine bağlanmıştır. Yayın diğer serbest ucuna ise çeşitli ağırlıklardaki kütleler bağlanmıştır. Ne kadar sürede ne kadar yer değişikliği meydana geldiği bulunarak damperin hızı bulunmuştur. Sönümlenme katsayısını belirlemek için Çizelge 5.2’te gösterilen ağırlıktaki kütleler kullanılarak damper yüklenmiş ve her bir yükleme durumunda karşılık gelen uzama miktarı ve süre ölçülerek kaydedilmiştir. Elde edilen sonuçlar yine aynı tabloda gösterilmiştir. Eşitlik 5.12 kullanılarak her bir mevcut kütle için ayrı ayrı sönümlenme sabiti elde edilmiştir ve tüm bu sonuçların ortalaması alınarak bulunan sönümlenme sabiti de yapılan deneylerde kullanılmıştır.

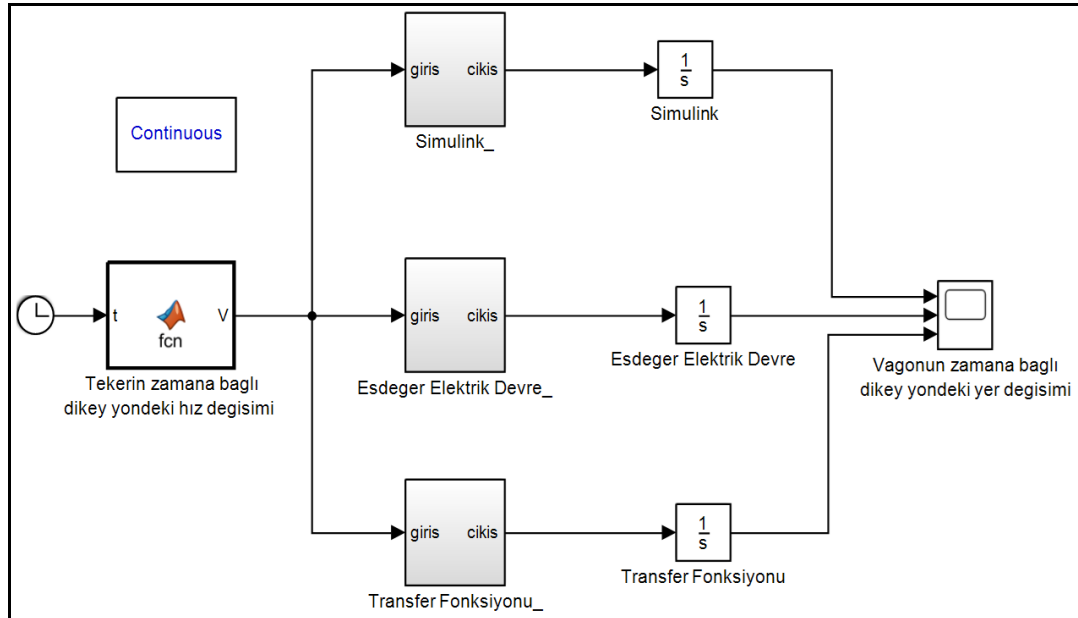
$$b = \frac{F \cdot t}{x_s - x_i} \quad (5.12)$$

Çizelge 5.2. Damper katsayısının tayini.

Deney No	Kuvvet (N)	t (s)	x_s (m)	x_i (m)	b (N.s/m)
1	8,152	0,192	0,163	0,135	55,89942857
2	8,152	0,246	0,1675	0,135	61,70436923
3	8,152	0,22	0,1685	0,135	53,53552239
4	8,152	0,299	0,18	0,135	54,16551111
5	8,152	0,331	0,182	0,135	57,41089362
6	10	0,16	0,161	0,135	61,53846154
7	10	0,201	0,169	0,135	59,11764706
8	10	0,212	0,173	0,135	55,78947368
9	10	0,247	0,177	0,135	58,80952381
10	10	0,258	0,18	0,135	57,33333333
Ortalama					57,53041643

5.1.4. Sonuçlar

Tasarımı yapılan prototipin elde edilen Simulink modelinin, transfer fonksiyonunun ve elektriksel eşdeğer devresinin teorik sonuçlarını karşılaştırmak için yine MATLAB Simulink ara yüzünde Şekil 5.3'teki gibi bir model oluşturulmuştur.

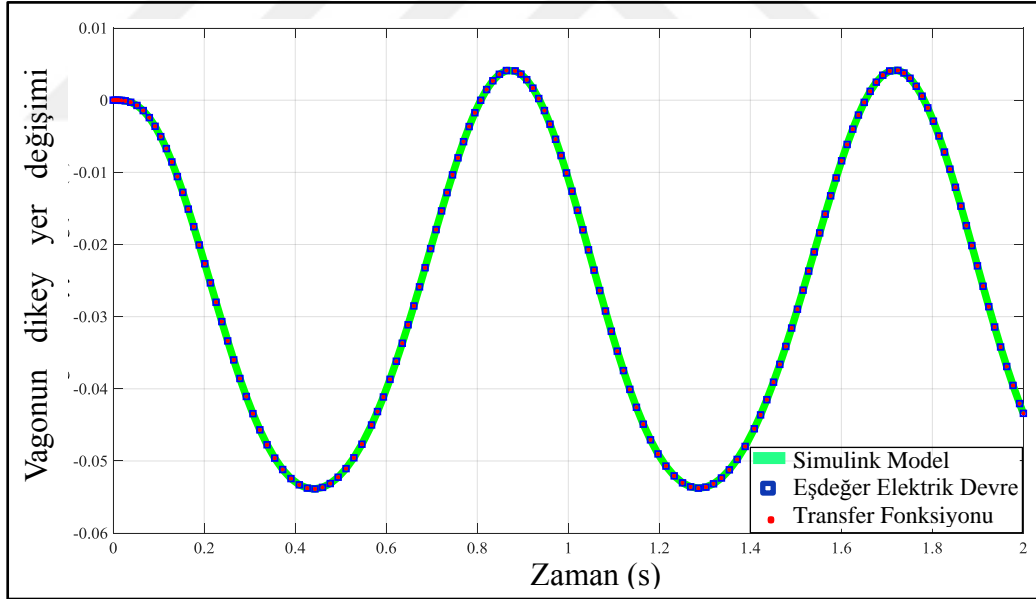


Şekil 5.3. Sistemin Simulink modelinin, transfer fonksiyonunun ve eşdeğer elektriksel devresinin karşılaştırılması.

Teker-ray etkileşiminden kaynaklanan ve sisteme etki eden tahrik sinyali ile elde edilen vagonun yer değiştirme sonuçları aşağıda Çizelge 5.3'teki parametreler kullanılarak Şekil 5.4'te gösterildiği şekilde doğrulanması sağlanmıştır.

Çizelge 5.3. Kullanılan parametre değerleri.

Kullanılan Parametreler	Değerler
Vagon kütlesi, m_1	0,794 kg
İkincil süspansiyonun sönüm katsayısı, b_1	57,53 N.s/m
İkincil süspansiyonun yay direngenliği, k_1	400 N/m
Boji kütlesi, m_2	0,748 kg
Birincil süspansiyonun sönüm katsayısı, b_2	57,53 N.s/m
Birincil süspansiyonun yay direngenliği, k_2	400 N/m
Krank uzunluğu, R	0,025 m
Biyel uzunluğu, l	0,084 m
Step motorun hızı, $\dot{\theta}$	74 devir/d



Şekil 5.4. Sistemin eşdeğer elektrik devresinin sistemin transfer fonksiyonu ve Simulink modeli ile karşılaştırarak doğrulamasının yapılması.

5.2. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Şimdiye kadar yapılan ve teorik olarak elde edilen mekanik ve elektriksel çalışmaları doğrulamak amacıyla yine hem mekanik hem de elektriksel deneyler gerçekleştirilmiştir.

5.2.1. Mekanik Prototipin Oluşturulması

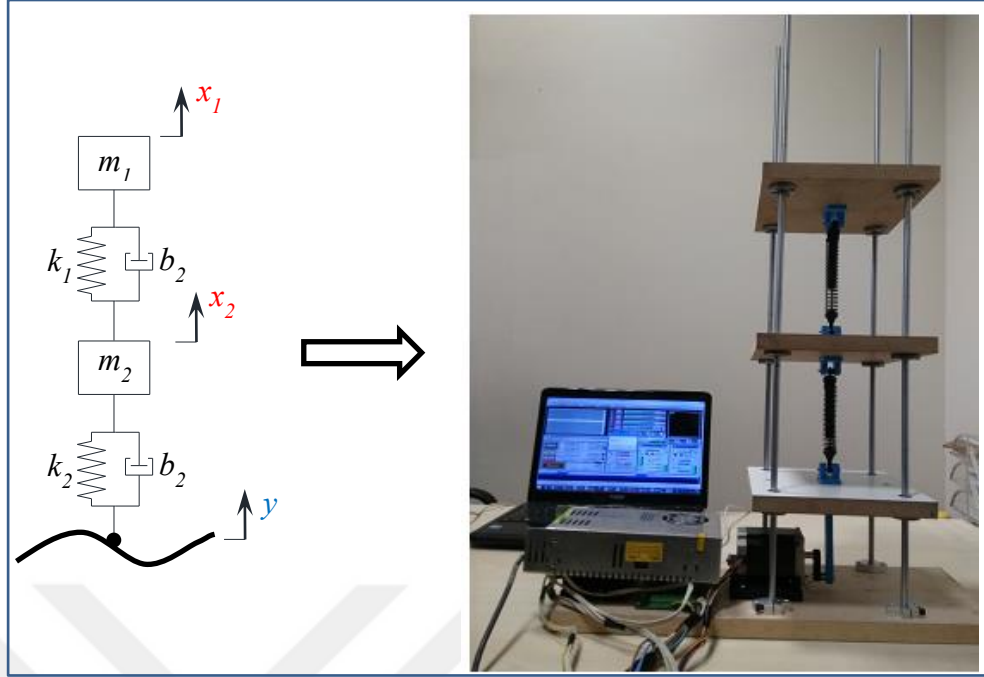
Yapılan teorik çalışmadaki gibi mekanik prototipin deney düzeneği Çizelge 5.3'teki parametre değerleri kullanılarak oluşturulmuş ve deney sonuçları simülasyon sonuçları ile kıyaslanmıştır.

Tasarımı yapılan prototip montajı için Çizelge 5.4'te gösterilen malzemeler kullanılmıştır.

Çizelge 5.4. Raylı araç prototipi için kullanılan malzemeler.

Kullanılan Malzemeler	Miktar
Big Bore Alüminyum Amortisör	2 adet
Nema 23 Step Motor (57BHH82-300E)	1 adet
SFC 8 Kromlu Mil (750 mm)	4 adet
LMEF 08 UU Lineer Rulman	12 adet
SHF 08 Mil Tutucu	8 adet
Step Motor Sürücü (JK1545)	1 adet
Mach3 – 3 eksen usb cnc kontrol kartı	1 adet
S-240-24 led sürücü güç kaynağı	1 adet
Vida ve M3 Cıvata, Pul, Somun	-
PCE-VD 3-Axis Vibration Datalogger	1 adet

Kullanılan malzemeler dışında yol, teker ve gövdeyi temsil eden parçalar suntadan oluşmaktadır. Suntanın tercih edilmesinin sebebi alüminyum dahil diğer tüm metallere göre daha hafif oluşu ve kompozit ya da plastiğe göre de daha rijit ve istenilen ağırlıkta olmasından kaynaklanmaktadır. Krank-biyel mekanizmasının parçaları ile yataklar ise 3 boyutlu yazıcıda basılmış ve sonrasında Şekil 5.5'te görünen montaj oluşturulmuştur.



Şekil 5.5. Raylı araç modeli ve deney düzeneği [72].

5.2.2. Elektriksel Deney Düzeneği

Şimdiye kadar yapılan teorik çalışmayı ve tasarlanıp üretilen mekanik çeyrek araç model prototipini doğrulamak amacı ile raylı araç modelinin elektriksel eşdeğer devresinin oluşturulması amaçlanmıştır. İlk olarak oluşturulacak devreye uygulanacak gerilim elde edilmeye çalışılmıştır. Bunun için Şekil 5.6'da gösterilen *AA Tech AWG-1020 Fonksiyon Jeneratörü* kullanılmıştır.



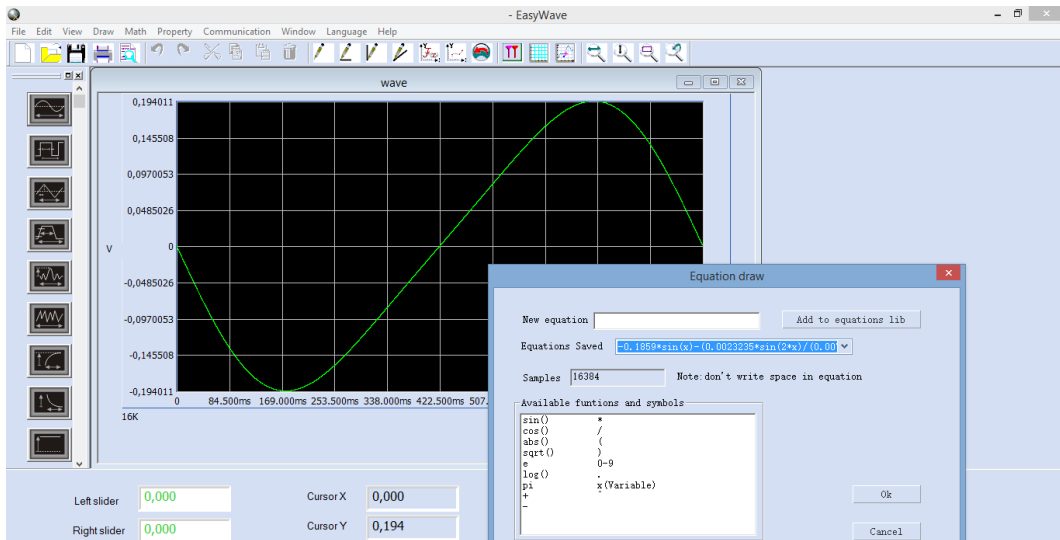
Şekil 5.6. AA Tech AWG-1020 fonksiyon jeneratörü.

AA Tech AWG-1020 Fonksiyon Jeneratörü sinüs, kare, rampa, darbe ve gürültü tipi 5 adet standart dalga formu oluşturulabilmesinin yanında 1µHz ile 5MHz frekans aralığında gelişigüzel dalga formları da oluşturulabilmektedir. Bunu oluşturabilmek için ise *EasyWave* yazılımı kullanılmaktadır. Bu yazılımın içine istenilen denklem yazılabilir ya da csv formatında veri dosyası yüklenebilir. Sonrasında cihaz ile yazılım haberleştirilerek istenilen sinyal jeneratöre gönderilir ve jeneratör de istenilen sinyali üretebilir. Oluşturacak eşdeğer elektriksel devrede kullanılacak gerilim sinyali *EasyWave* yazılımına denklem girilerek elde edilmiştir. Elektrik-Mekanik Analoji Teorisine göre mekanik sistemdeki hız kaynağı elektriksel sistemlerde gerilim kaynağı ile eşleştirilmiştir. Bu sebepten dolayı da *EasyWave* yazılımına girilecek denklem aslında hız denklemimiz ile aynı olacaktır ve bu denklem de krank-biyel mekanizma hesabı ile eşitlik 5.10'daki gibi elde edilmiştir.

Çizelge 5.3'teki parametre değerleri ve eşitlik 5.10'da gösterilen hız denklemi kullanılarak elde edilen gerilim sinyali eşitlik 5.13'te gösterilmiştir.

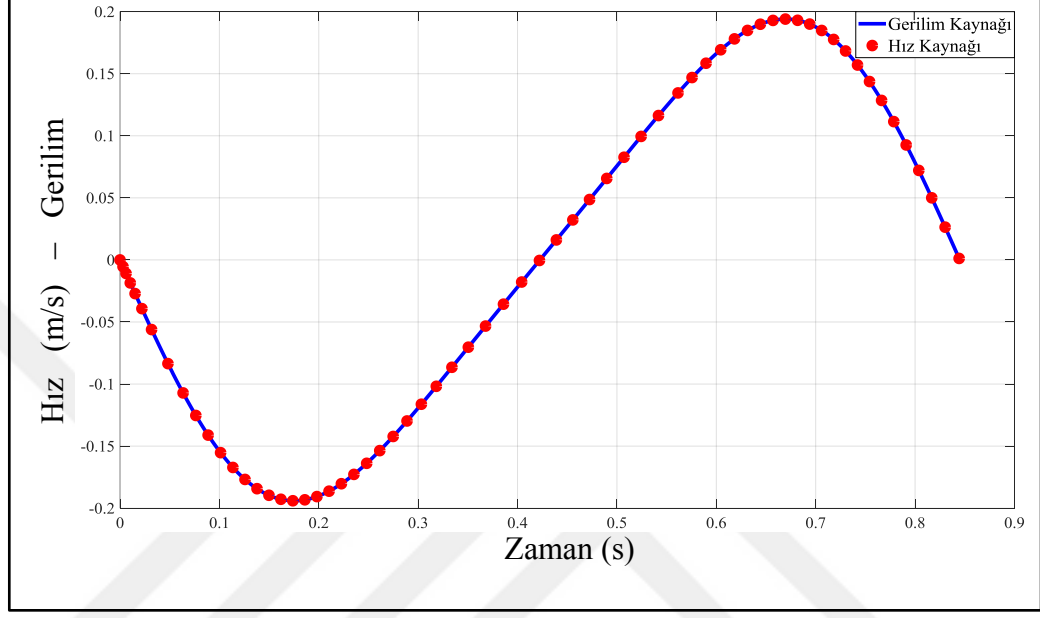
$$E(x) = -0.1859 \sin(x) + \frac{(0.0023235 \sin(2x))}{\sqrt{0.007056 - 0.000625 \sin^2(x)}} \quad (5.13)$$

Elde edilen gerilim sinyali *EasyWave* programına girilerek eşdeğer elektriksel devrede kullanılacak gerilim sinyali Şekil 5.7'de de görüleceği üzere elde edilmiştir.



Şekil 5.7. Gerilim sinyali.

EasyWave programına denklem yazılarak elde edilen gerilim sinyali ile daha önce elde edilen raylı araç modelinin mekanik prototipinde giriş olarak uygulanan hız sinyalinin aynı olup olmadığını doğrulamak amacıyla Şekil 5.8’de gösterilen grafik çizdirilmiştir.



Şekil 5.8. Zamana bağlı hız ve gerilim sinyalinin karşılaştırılması.

5.2.3. Elektriksel Devre Elemanlarının Hesaplanması ve Temini

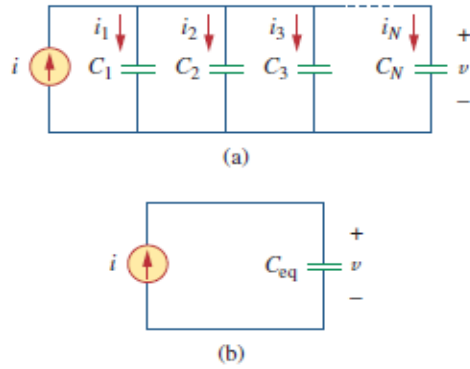
Üretimi yapılan mekanik çeyrek araç modelinin parametreleri daha önce Çizelge 5.3’teki gibi belirlenmiştir. Belirlenen parametrelere göre de tüm elektriksel elemanların değerleri 1/100 oranında küçültülerek piyasada mevcut olarak bulunan değerlere getirilmiş ve Çizelge 5.5’te gösterilmiştir.

Çizelge 5.5. Mekanik ve elektriksel parametreler.

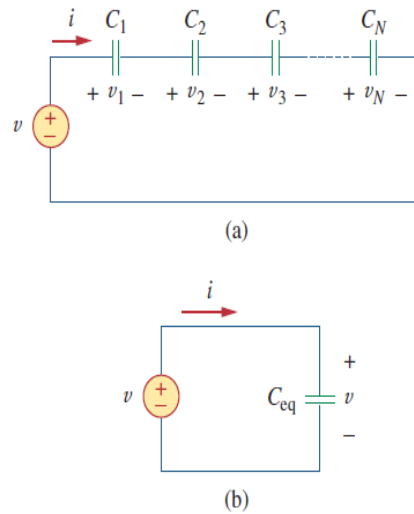
Mekanik Parametreler		Elektriksel Parametreler	
Ana kütle, m_1	0,8 kg	Kapasite elemanı, C_1	0,008 F
Süspansiyon sisteminin sönümlenme sabiti, b_1	57 N.s/m	Direnç, R_1	1,7424 Ω
Süspansiyon sisteminin yay sabiti, k_1	400 N/m	Endüktans elemanı, L_1	0,25 H
Süspansiyon kütlesi, m_2	0,75 kg	Kapasite elemanı, C_2	0,0075 F
Tekerleği sönümlenme sabiti, b_2	57 N.s/m	Direnç, R_2	1,7424 Ω
Tekerleğin yay sabiti, k_2	400 N/m	Endüktans elemanı, L_2	0,25 H

5.2.3.1. Kapasite Elemanının Değerinin Hesaplanması

Elektrik devrelerinde çoğunlukla Farad'ın trilyonda biri (pikofarad, pF), milyarda biri (nanofarad, nF) ve milyonda biri (mikrofarad μF) mertebelerinde kapasiteye sahip kapasitörler kullanılır. Bu çalışmada da Çizelge 5.5'te görüleceği üzere 8000 μF ve 7500 μF değerlerde 2 farklı kapasite elemanı mevcuttur. Piyasada bu değerlere sahip kapasitör bulunmamaktadır ancak farklı kapasitörlerin seri ya da paralel bağlanması ile bu değerlere ulaşılmıştır. Şekil 5.9'da gösterildiği gibi N tane paralel bağlı kapasitörlerin eşdeğer kapasitansı, eşitlik 5.14'teki gibi bireysel kapasitelerin toplamıdır. Yine Şekil 5.10'da gösterildiği gibi N seri bağlı kapasitörlerin eşdeğer kapasitansı, eşitlik 5.15'teki gibi bireysel kapasitelerin tersinin toplamıdır [73].



Şekil 5.9. Paralel bağlı N adet kapasitör ve paralel kapasitörlerin eşdeğer devresi [73].

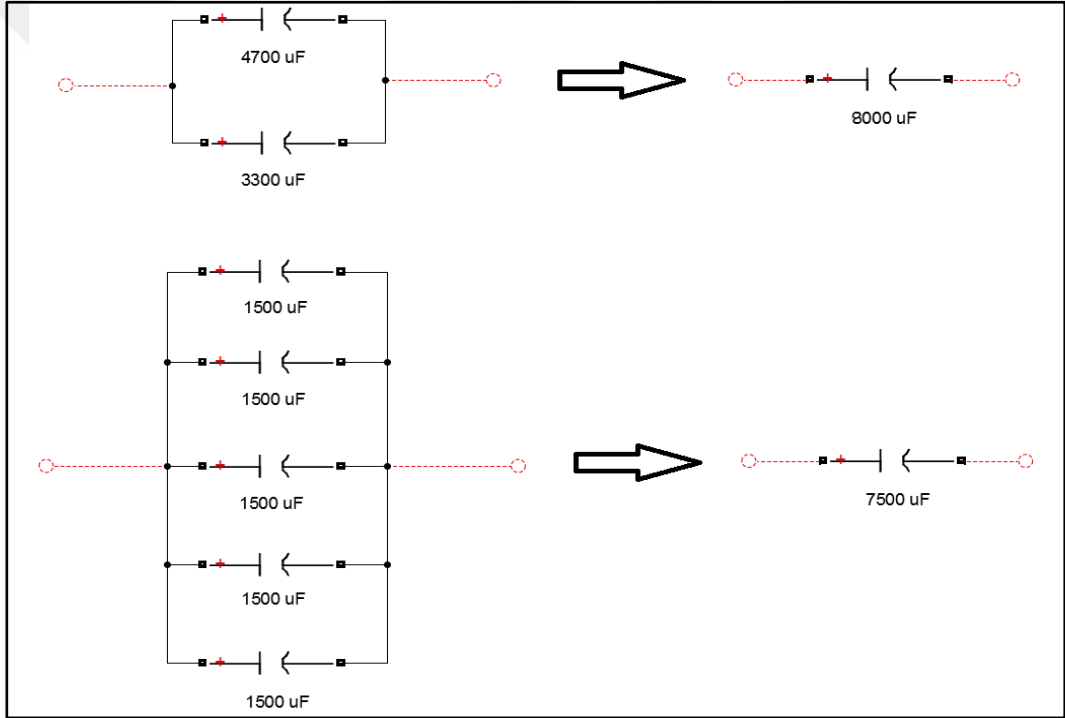


Şekil 5.10. Seri bağlı N adet kapasitör ve seri kapasitörlerin eşdeğer devresi [73].

$$C_{eq} = C_1 + C_2 + C_3 + \dots + C_N \quad (5.14)$$

$$\frac{1}{C_{eq}} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_3} + \dots + \frac{1}{C_N} \quad (5.15)$$

8000 μF 'lık kapasitör için Şekil 5.12'de gösterilen ve piyasada mevcut olan 4700 μF ve 3300 μF 'lık 2 adet kapasitörün paralel bağlanması ile Şekil 5.11'deki gibi elde edilebilmektedir. Yine aynı şekilde 7500 μF 'lık kapasitör Şekil 5.12'de gösterilen ve piyasada mevcut olan 5 adet 1500 μF 'lık kapasitörün paralel bağlanması ile Şekil 5.11'deki gibi oluşturulabilmektedir.



Şekil 5.11. Kullanılacak kapasite değerlerinin elde edilmesi.



Şekil 5.12. Piyasada mevcut olan kapasitörler.

5.2.3.2. Direnç Elemanın Değerinin Hesaplanması

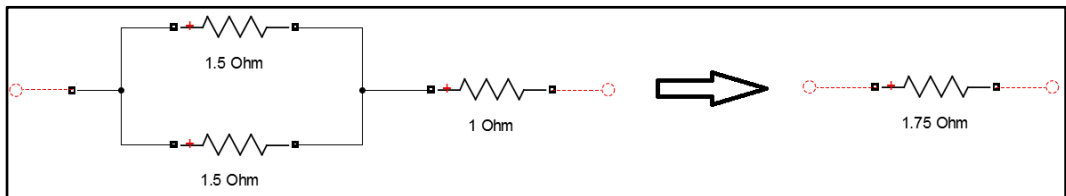
Bir ya da birden fazla direncin paralel bağlanması sonucu oluşan toplam direnç, direnç değerlerinin bire göre terslerinin toplamının bire göre tersine eşittir ve eşitlik 5.16'da gösterilmiştir. Yine aynı şekilde bir ya da birden fazla direncin seri bağlanması sonucu oluşan toplam direnç, seri bağlı bütün direnç değerlerinin toplamına eşit olur ve bu eşitlik de eşitlik 5.17'de gösterilmiştir [74].

$$\frac{1}{R_{eq}} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3} + \dots + \frac{1}{R_N} \quad (5.16)$$

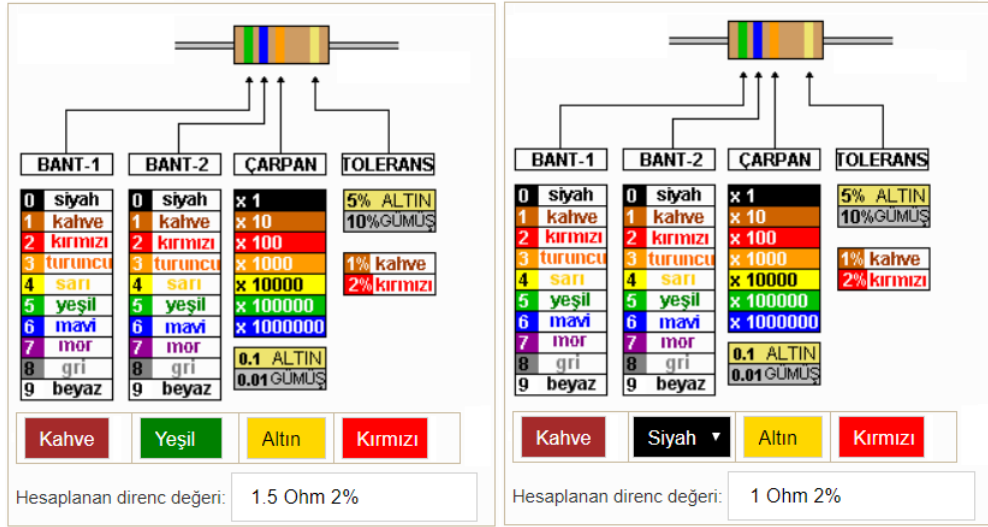
$$R_{eq} = R_1 + R_2 + R_3 + \dots + R_N \quad (5.17)$$

Sabit dirençlerin değer okuma işlemleri üzerlerindeki renk bantlarıyla gerçekleştirilmektedir. Bazı tür dirençlerde direk değeri yazılsa bile genellikle kullanılan sabit direnç gruplarında değer okuma Şekil 5.14'te gösterilen renk kodlarıyla gerçekleştirilir. Eğer elimizde ölçü aletimiz varsa bu yolla da direnç değeri daha hassas bir şekilde ölçülebilmektedir [75].

Bu çalışmada da Çizelge 5.5'te görüleceği üzere 1,75 Ω değerinde 2 adet dirence ihtiyaç duyulmaktadır. Piyasada bu değere sahip direnç bulunmamaktadır ancak piyasada bulunan ve Şekil 5.14'te renkleri gösterilen 1 Ω ve 1.5 Ω 'luk dirençlerin seri ve paralel bağlanması ile Şekil 5.13'teki gibi elde edilebilir.



Şekil 5.13. Kullanılacak direnç değerinin elde edilmesi.



Şekil 5.14. Direnç renkleri [76].

5.2.3.3. Bobin Elemanının Değerinin Hesaplanması

Bobinler iletken bir telin nüve denilen bir malzeme üzerine sarılmasıyla elde edilirler. Tel ardışık şekilde ve belli bir çapta sarılır. Teller birbiri üzerine sarılırken kısa devre oluşmaması için yalıtılırlar. Nüve malzemesi yerine hava da olabilmektedir [77].

Bu çalışmada da Çizelge 5.5'te görüleceği üzere 250 mH değerinde 2 adet bobine ihtiyaç duyulmaktadır. Piyasada bu değerinde bir bobin zor bulunacağından ferit üzerine bakır tel sararak bu değerinde bir bobin elde edilmiştir. Sarım sayısını N ise sarım sayısı aşağıdaki eşitlik 5.18 kullanılarak hesaplanmıştır [78].

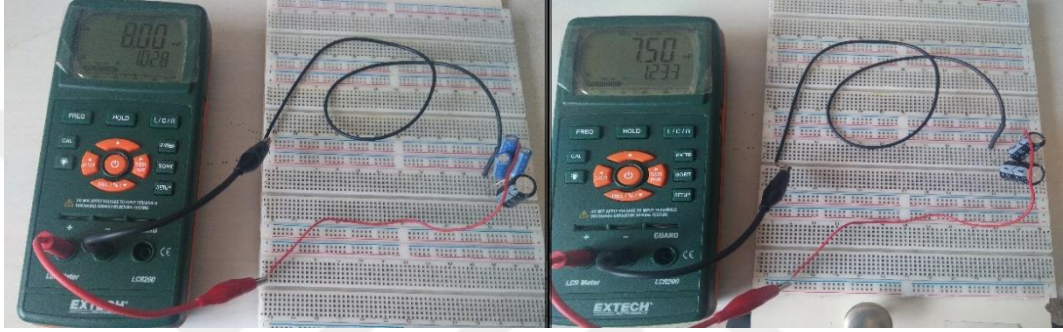
$$N = \sqrt{\frac{L}{A_L}} \quad (5.18)$$

Burada L istenilen bobin değeri, A_L ise manyetik iletkenliği ifade etmektedir. Bakır telin sarılacağı kullanılan feritin manyetik iletkenliği 24700×10^{-9} H olduğu bilindiğine göre sarım sayısı eşitlik 5.19'daki gibi elde edilmiştir.

$$N = \sqrt{\frac{0,25 H}{24700 \times 10^{-9}}} \quad (5.19)$$

5.2.3.4. Elektriksel Devre Elemanlarının Temin Edilmesi

Çizelge 5.5'te değerleri gösterilen ve yapılacak deneyde kullanılacak elemanlar *Extech LCR200* LCR dijital metre ile Şekil 5.15 ve Şekil 5.16'daki gibi ölçülmüştür.



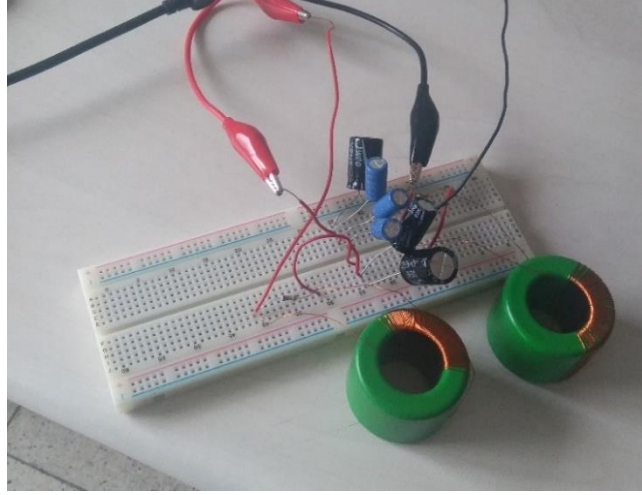
Şekil 5.15. Kapasitör elemanların ölçülmesi.



Şekil 5.16. Direnç ve bobin elemanların ölçülmesi.

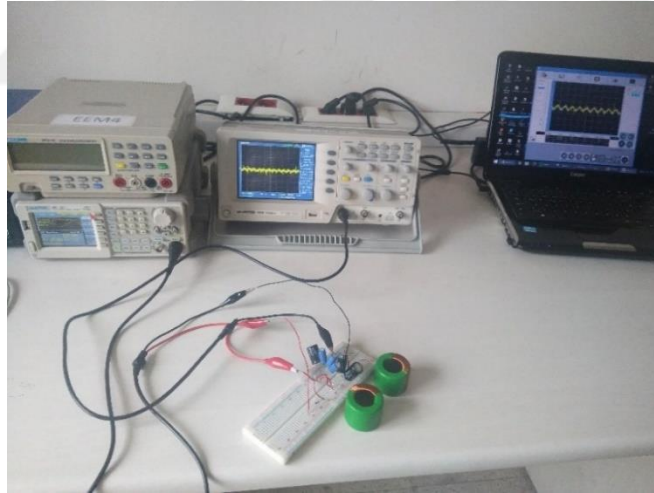
5.2.4. Elektriksel Devre Elemanlar ile Devrenin Oluşturulması

2 serbestlik dereceli raylı araç modelinin mekanik ve eşdeğer elektrik devresi Şekil 4.19 ve Şekil 4.20'de görülmektedir. Buna göre oluşturulan devre de aşağıdaki Şekil 5.17'de gösterilmiştir.



Şekil 5.17. Elektriksel eşdeğer devrenin oluşturulması.

Elde edilen Şekil 5.17'deki elektriksel eşdeğer devreye daha önce oluşturulan Şekil 5.7'deki gerilim sinyali uygulanarak Şekil 5.18'de gösterildiği gibi deneyler yapılarak çeşitli sonuçlar elde edilmiştir.



Şekil 5.18. Elektriksel eşdeğer devre düzeneği.

5.2.5. Sonuçlar

Teorik olarak doğrulanmış olan elektrik-mekanik analogi teorisinin deneysel açıdan da karşılaştırılmasını yapabilmek için hem mekanik hem de elektriksel olarak üçer kez deney yapılmış ve deney süreleri 6 saniye alınmıştır. Şekil 5.5'te gösterilen 2 serbestlik derecesine sahip raylı araç prototipin dikey titreşimlerinin deneysel ve

teorik karşılaştırılması yapılmış ve Şekil 5.19'daki sonuçlar elde edilmiştir. Sonrasında ise yine aynı araç modelinin elektriksel eşdeğer devre sonuçları teorik sonuçlar ile kıyaslanması amaçlanmış ve Şekil 5.17'deki gibi mekanik prototipin eşdeğer elektrik devresi oluşturulmuştur. GW INSTEK GDS-1102-U dijital osiloskop kullanılarak vagonu temsil eden kütleli elektriksel eşdeğeri olan kapasitör (C_1) üzerindeki gerilim değerleri ölçülmüş ve ölçülen değerler Freewave yazılımına aktararak deneysel veriler elde edilmiştir. Elde edilen deneysel verilerin teorik sonuçlarla karşılaştırılması yapılarak Şekil 5.20'deki sonuçlar elde edilmiştir. Her iki metod ile gerçekleştirilen deney sonuçları ile teorik sonuçlarının karşılaştırılması Ortalama Mutlak Hata (MAE), Kök Ortalama Karesi Hatası (RMSE) ve Ortalama Karesi Hatası (MSE) yöntemleri ile yapılmıştır ve bu yöntemler için aşağıdaki gösterilen eşitlikler (eşitlik 5.20 – eşitlik 5.22) kullanılmıştır. Mekanik deney sonuçlarına göre en yüksek MAE, RMSE ve MSE değerleri sırasıyla 1,40, 1,71 ve 2,92 çıktığı Çizelge 5.6'da gösterilmiştir. Yine aynı şekilde elektrik deney sonuçlarına göre en yüksek MAE, RMSE ve MSE değerleri sırasıyla 0,055, 0,069 ve 0,0048 çıktığı Çizelge 5.7'de gösterilmiştir. Sonuç olarak elektriksel deney sonuçlarının mekanik deney sonuçlarına oranla daha az hata ile teorik sonuçları takip ettiği gözlemlenmiştir. Ayrıca elektriksel deney sonuçlarının teorik olarak elde edilen sonuçla karşılaştırıldığında perperiyodik davranış açısından da uyum gösterdiği gözlemlenmiştir.

$$MAE = \frac{\sum_i^n |y_i - x_i|}{n} \quad (5.20)$$

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_i^n (y_i - x_i)^2}{n}} \quad (5.21)$$

$$MSE = \frac{\sum_i^n (y_i - x_i)^2}{n} \quad (5.22)$$

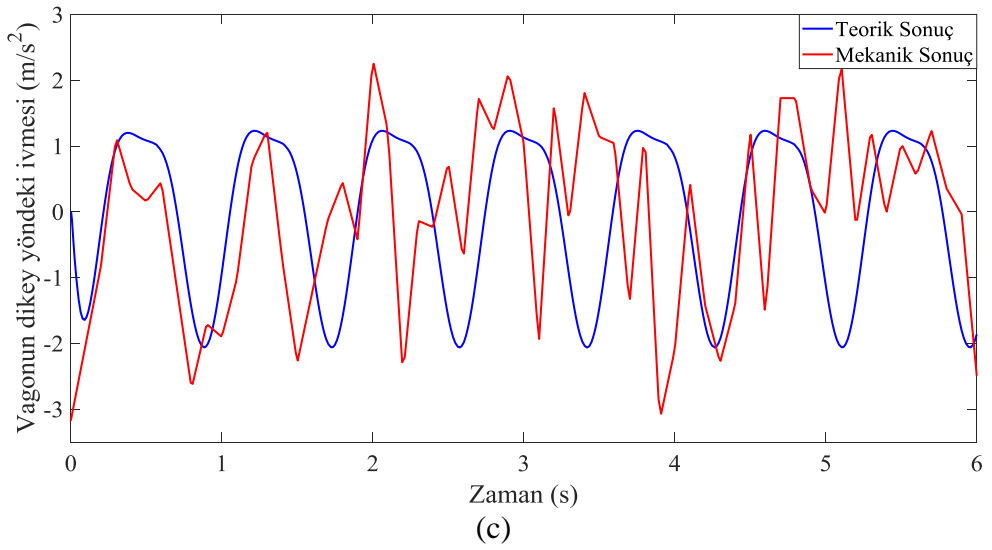
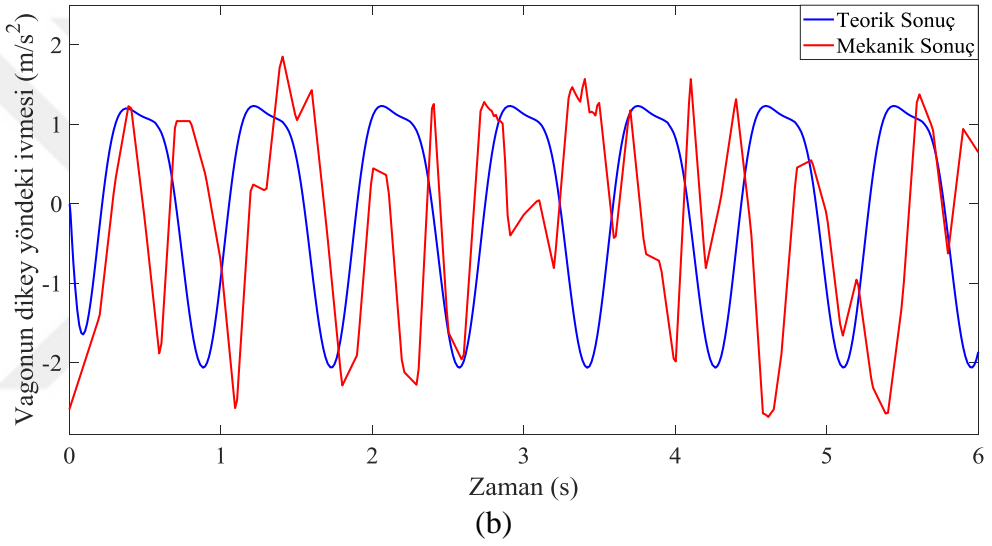
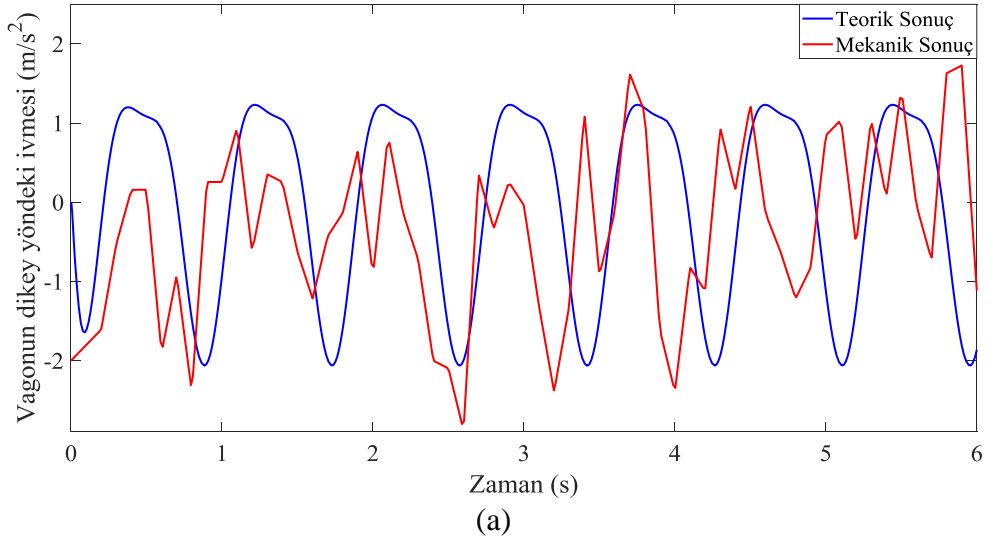
Burada n veri adedini, y_i teorik verileri, x_i ise deneysel verileri ifade etmektedir.

Çizelge 5.6. Mekanik prototip için yapılan deney ve teorik sonuçların karşılaştırılması.

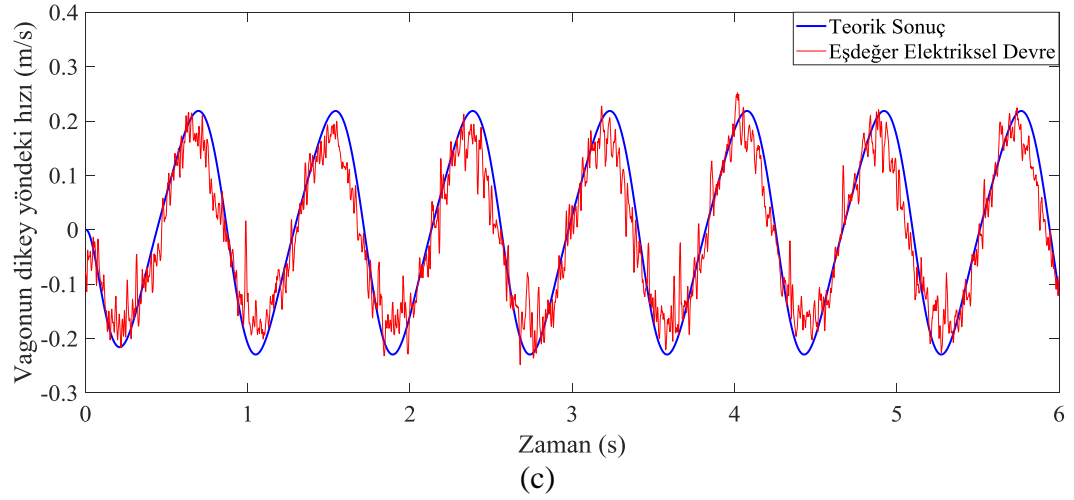
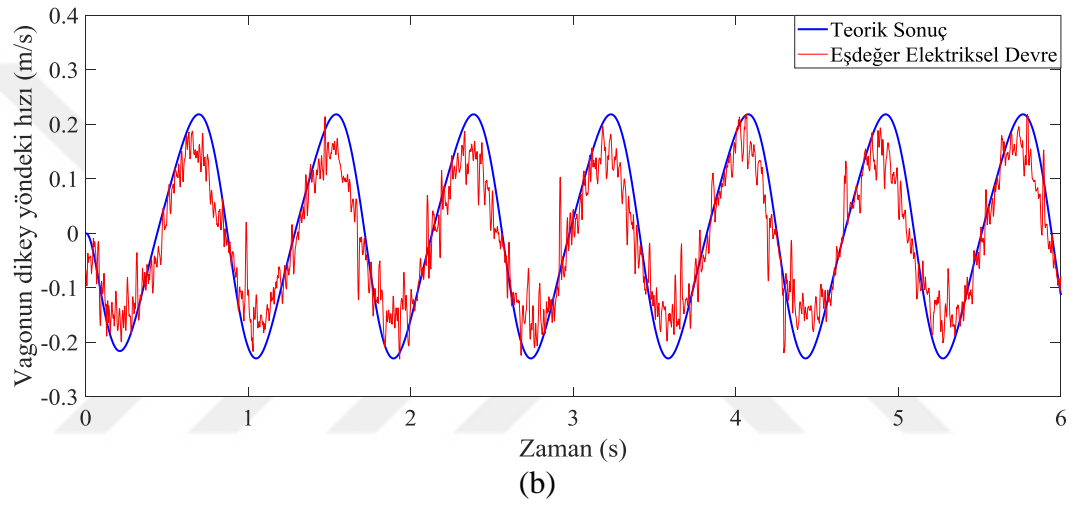
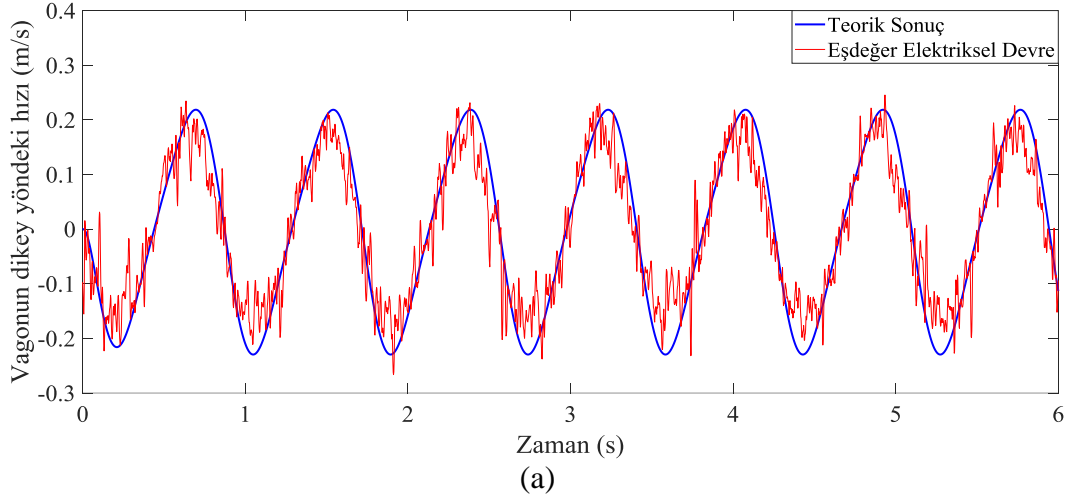
	MAE	RMSE	MSE
Mekanik deney düzeneği (Birinci deney)	1,26	1,49	2,22
Mekanik deney düzeneği (İkinci deney)	1,40	1,71	2,92
Mekanik deney düzeneği (Üçüncü deney)	1,17	1,51	2,28

Çizelge 5.7. Elektriksel eşdeğer devre için yapılan deney ve teorik sonuçların karşılaştırılması.

	MAE	RMSE	MSE
Eşdeğer elektriksel devre (Birinci deney)	0,055	0,069	0,0048
Eşdeğer elektriksel devre (İkinci deney)	0,047	0,051	0,0026
Eşdeğer elektriksel devre (Üçüncü deney)	0,046	0,052	0,0027



Şekil 5.19. Mekanik prototipdeki vagonun ivme değerlerinin deneysel ve teorik sonuçlarla karşılaştırılması (a) Birinci deney, (b) İkinci deney, (c) Üçüncü deney.



Şekil 5.20. Eşdeğer elektrik devresindeki vagonun hız değerlerinin deneysel ve teorik sonuçlarla karşılaştırılması (a) Birinci deney, (b) İkinci deney, (c) Üçüncü deney.

BÖLÜM 6

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Yapılan çalışmada, üretimi ve montajı aşırı maliyet gerektiren dinamik raylı araç test ünitelerinin elektrik-mekanik analogi yöntemi ile elektriksel eş değer devresi elde edilmiş ve bu devre yardımıyla gerçek zamanlı farklı yol şartlarındaki simülasyon çalışmaları test edilmiştir. Çalışma kapsamında, elektrik-mekanik analogi teorisinin raylı araç titreşimlerinin belirlenmesinde kullanılabilirliğini göstermek için ilk olarak basit bir kütle-yay-damper sistemi tasarlanmıştır. Newton'un ikinci hareket kanunu kullanılarak bu sisteminin serbest cisim diyagramı oluşturulmuş, hareket denklemleri elde edilmiş ve mekanik ve eşdeğer elektrik devresi oluşturulmuştur. Oluşturulan devrenin karşılaştırmasını yapabilmek için sistemin transfer fonksiyonu ve Simulink modeli elde edilmiştir. Simulink modeli, transfer fonksiyonu ve elektriksel devresinin karşılaştırılması bilgisayar ortamında yapılmıştır. Yapılan işlemlerin aynısını pasif süspansiyon sistemi, iki serbestlik dereceli raylı taşıt modeli ve beş serbestlik dereceli boji modeli için de uygulanmış ve aynı analizler gerçekleştirilmiştir. Sonrasında on serbestlik dereceli yarım raylı taşıtı ele alınmış, matematiksel modeli çıkartılmış, elektrik modelinin doğrulanması için MATLAB Simulink ara yüzü raylı aracın davranışını analiz etmeyi sağlayan bir şema oluşturulmuş, çapraz korelasyon ile sonuçlar karşılaştırılmıştır. En son olarak da teorik olarak doğrulanmış olan elektrik-mekanik analogi teorisinin deneysel açıdan da karşılaştırılmasını yapabilmek için 2 serbestlik derecesine sahip raylı araç modeli üzerinde hem mekanik hem de elektriksel olarak üçer kez deney yapılmış ve elde edilen sinyaller teorik verilerle karşılaştırılmıştır.

İlk etapta elektrik-mekanik analogi teorisinin raylı araç titreşimlerinin belirlenmesinde kullanılabilirliğini gösterebilmek için kütle-yay-damper, pasif süspansiyon ve iki serbestlik dereceli raylı araç modelleri ele alınmış ve her bir modele sinüs, rampa ve rastgele giriş fonksiyonları ayrı ayrı uygulanmıştır. Transfer

fonksiyonu, Simulink modeli ve eşdeğer elektriksel devre sonuçları birbirleri ile karşılaştırılmış ve yer değiştirme sonuçları ile eşdeğer elektrik devresindeki karşılığı olan hız sonuçlarının giriş sinyaline bağlı olmaksızın 100% benzerlik gösterdiği görülmüştür.

İkinci etapta, ele alınan beş serbestlik dereceli boji modeline sinüs ve rampa giriş fonksiyonları uygulanmıştır. Hem mekanik model hem de eşdeğer elektrik devresi MATLAB / Simulink yazılımında oluşturulmuş, elde edilen yer değiştirme sonuçları ile eşdeğer elektrik devresindeki karşılığı olan hız sonuçları çapraz korelasyon yöntemi kullanılarak karşılaştırılmıştır. Sonuçlar karşılaştırıldığında, en kötü korelasyon değeri 0,9994 olarak bulunmuş ve bu değere göre sinyaller arasında çok iyi bir ilişki olduğu gözlemlenmiştir.

Üçüncü etapta, on serbestlik derecesine sahip yarım raylı araç modeli ele alınmış, Amerikan raylı ulaşım standartlarına göre onaylanmış altı farklı seviye ray düzensizlikleri ve rastgele olmayan ray düzensizliği hızının 400 km / s olduğu varsayılan yarım raylı araç modeline uygulanmış, örnekleme süresi her uygulamada 10 saniye olarak alınarak analiz sonuçları elde edilmiştir. Hem mekanik model hem de eşdeğer elektrik devresi MATLAB / Simulink yazılımında oluşturulmuş ve elde edilen titreşim sinyalleri çapraz korelasyon yöntemi kullanılarak karşılaştırılmıştır. Sonuçlar karşılaştırıldığında, altı farklı ray düzensizlikleri sisteme giriş olarak uygulandığında en kötü korelasyon değeri 6. seviye ray düzensizliğinde oluşmuş ve çapraz korelasyon değeri de 0,9827 olarak bulunmuştur. Bir diğer girdi olan rastgele olmayan ray düzensizliği sisteme giriş olarak uygulandığında ise, sinyallerin frekans farkından dolayı, 0.9989 çapraz korelasyon değeri ile dikey yer değiştirme sinyalinin hız ve ivme sinyallerine göre en yakın olduğu gözlemlenmiştir. Her iki uygulamadan elde edilen değerlere göre sinyaller arasında çok iyi bir ilişki olduğu tespit edilmiştir.

Son olarak da teorik olarak doğrulanmış olan elektrik-mekanik analogi teorisinin deneysel açıdan da karşılaştırılmasını yapabilmek için 2 serbestlik derecesine sahip raylı araç modeli üzerinde hem mekanik hem de elektriksel olarak üçer kez deney yapılmış ve deney süreleri 6 saniye alınmıştır. İlk olarak, raylı araç prototipin dikey titreşimlerinin deneysel ve teorik karşılaştırılmıştır. Sonrasında ise yine aynı araç

modelinin elektriksel eşdeğer devre sonuçları teorik sonuçlar ile kıyaslanması amaçlanmış ve mekanik prototipin eşdeğer elektrik devresi oluşturulmuştur. Dijital osiloskop kullanılarak vagonu temsil eden kütlenin elektriksel eşdeğeri olan kapasitör üzerindeki gerilim değerleri ölçülerek deneysel veriler elde edilmiştir. Her iki metot ile gerçekleştirilen deney sonuçları ile teorik sonuçlarının karşılaştırılması Ortalama Mutlak Hata (MAE), Kök Ortalama Karesi Hatası (RMSE) ve Ortalama Karesi Hatası (MSE) yöntemleri ile yapılmıştır. Mekanik deney sonuçlarına göre en yüksek MAE, RMSE ve MSE değerleri sırasıyla 1,40, 1,71 ve 2,92 çıktığı hesaplanmıştır. Yine aynı şekilde elektrik deney sonuçlarına göre en yüksek MAE, RMSE ve MSE değerleri sırasıyla 0,055, 0,069 ve 0,0048 olarak hesaplanmıştır. Sonuç olarak elektriksel deney sonuçlarının mekanik deney sonuçlarına oranla daha az hata ile teorik sonuçları takip ettiği gözlemlenmiştir. Ayrıca elektriksel deney sonuçlarının teorik olarak elde edilen sonuçla karşılaştırıldığında perperiyodik davranış açısından da uyum gösterdiği de tespit edilmiştir. Elektriksel deneyde kullanılan osiloskopun hassasiyetinin yüksek, mekanik deneyde kullanılan ivme ölçerin ise düşük olması da aradaki bu farkın oluşmasına sebep olduğu düşünülmektedir.

Sadece ötelenen sistem modelleri ele alındığında hem mekanik hem de elektriksel sonuçların birbiri ile 100 % uyumlu olduğu elde edilen sonuçlardan anlaşılmaktadır. Hem ötelenen hem de dönel sistemler bir arada ele alındığında ise mekanik ve elektriksel sonuçlarla elde edilen çapraz korelasyon değerleri 0.9 ile 1 arasında hesaplanmış ve her iki yöntem arasındaki doğrusal ilişkinin çok güçlü olduğu gözlemlenmiştir.

KAYNAKLAR

1. Rodrigue, J. P., Comtois, C., and Slack, B., "The Geography of Transport Systems", *The Geography of Transport Systems*, 1–440 (2016).
2. Harrison, C. and Donnelly, I., "A Theory of Smart Cities", *55th Annual Meeting Of The International Society For The Systems Sciences 2011*, 521–536 (2011).
3. Marchetti, D. and Wanke, P. F., "Efficiency in rail transport: Evaluation of the main drivers through meta-analysis with resampling", *Transportation Research Part A: Policy And Practice*, 120: 83–100 (2019).
4. Palacin, R., Raif, L., Deniz, Ö., and Yan, N., "High speed rail trends, technologies and operational patterns: A comparison of established and emerging networks", *Transport Problems*, 9 (October): 123–129 (2014).
5. Campos, J. and de Rus, G., "Some stylized facts about high-speed rail: A review of HSR experiences around the world", *Transport Policy*, 16 (1): 19–28 (2009).
6. Orvnäs, A., "Methods for Reducing Vertical Carbody Vibrations of a Rail Vehicle: A Literature Survey", *KTH Railway Group, Publ. 1002, Stockholm*, 1–18 (2010).
7. Kece, E., Reikalas, V., DeBold, R., Ho, C. L., Robertson, I., and Forde, M. C., "Evaluating ground vibrations induced by high-speed trains", *Transportation Geotechnics*, 20 (June 2018): 100236 (2019).
8. Shan, M. Y., "A Study on Independent Wheel Railway Bogie", Lisans Tezi, *Faculty Of Mechanical Engineering University Teknikal Malaysia Melaka*, Melaka, 1–5 (2012).
9. Okamoto, I., "Railway Technology Today 5 – How Bogies Work", Japan Railway & Transport Review, *East Japan Railway Culture Foundation (EJRCF)*, 52–61 (1998).
10. Nam, J., "How Railway Systems Work", *AuthorHouse*, 35–43 (2014).
11. SUGAHARA, Y., KAZATO, A., TAKIGAMI, T., and KOGANEI, R., "Suppression of Vertical Vibration in Railway Vehicles by Controlling the Damping Force of Primary and Secondary Suspensions", *Quarterly Report Of RTRI*, 49 (1): 7–15 (2008).
12. SUGAHARA, Y., TAKIGAMI, T., and SAMPEI, M., "Suppressing Vertical Vibration in Railway Vehicles through Primary Suspension Damping Force Control", *Journal Of System Design And Dynamics*, 1 (2): 224–235 (2007).

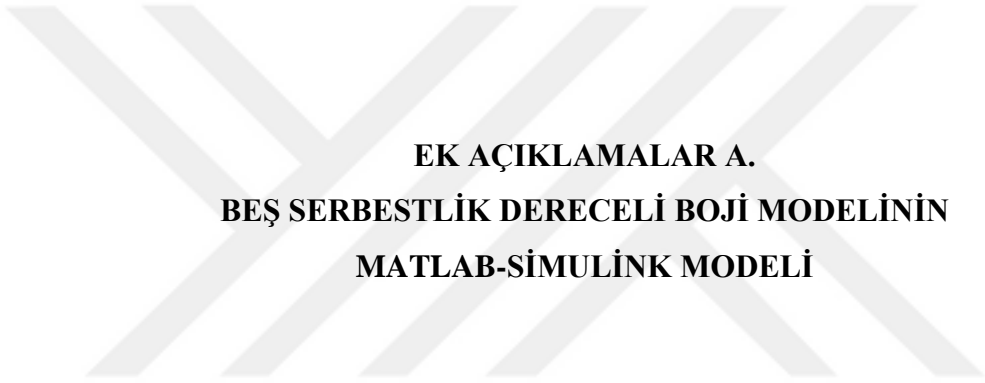
13. Karabulut, Y., "Türkiye’de Demiryolu Ulaşımı", *Türkiye Coğrafyası Araştırma Ve Uygulama Merkezi*, 6: 163–187 (1997).
14. Tekeli, İ. and İlkin, S., "Cumhuriyetin Harcı: Modernitenin Altyapısı Oluşurken", *İstanbul Bilgi Üniversitesi Yayınları*, İstanbul, 160–321 (2004).
15. Internet: TCDD Taşımacılık A.Ş., "T.C. Devlet Demiryolları İstatistik Yıllığı 2004-2008", http://www.tcdd.gov.tr/files/istatistik/2004_2008.pdf (2020).
16. Internet: T.C. Ulaştırma ve Altyapı Bakanlığı, "Demiryolu", <https://www.uab.gov.tr/uploads/pages/demiryolu/demiryolu.pdf> (2020).
17. Mızrak, C., "Orta Hızlı Çalışan Raylı Sistem Bojilerinin Titreşimlerinin Modellenmesi ve Optimizasyonu", Doktora Tezi, *Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Karabük, 4–13 (2015).
18. SÜMER, K., "Avrupa’da Demiryolu Araçlarının Bakımı, Bakımdan Sorumlu Kuruluş (ECM) Kavramı ve Türkiye’deki Mevcut Durumun İncelenmesi", Ulaştırma ve Haberleşme Uzmanlığı Tezi, *Ulaştırma, Denizcilik Ve Haberleşme Bakanlığı*, Ankara, 3–17 (2018).
19. Görçün, Ö. F. and Görçün, Ö., "Lojistik ve Tedarik Zinciri Yönetimi Perspektifinden Demiryolu Taşımacılığı", *Beta Yayınevi*, İstanbul, (2008).
20. Kahya, E., "The First Railways in Turkey", *Ankara University Journal Of Languages And History-Geography - DTCF Journal*, XV: 209–215 (1994).
21. Zheng, W., "Investing in High-Speed Passenger Rail Networks : Insights From Complex International Supply Chain, Technologies and Multiproduct Firms", Yüksek Lisans Tezi, *Georgia Institute Of Technology*, 24–27 (2012).
22. Internet: TCDD Taşımacılık A.Ş. Genel Müdürlüğü, "2017 Yılı Faaliyet Raporu", http://www.tcddtasimacilik.gov.tr/files/3/Strateji/Faaliyet_Raporlari/faaliyet_raporu_2017.pdf (2019).
23. Bilgiç, Ş., "Demiryolu Ders Notları", *Eskişehir Osmangazi Üniversitesi İnşaat Mühendisliği Bölümü*, Eskişehir, (2017).
24. Internet: T.C. Milli Eğitim Bakanlığı, "Raylı Sistem Araçları", http://megep.meb.gov.tr/mte_program_modul/moduller_pdf/Raylı_Sistem_Araçları.pdf (2019).
25. Yavuz, H., "Raylı Sistemler Bilgisi Ders Notları", *Afyon Kocatepe Üniversitesi Raylı Sistemler Yol Teknolojisi Programı*, Afyon, (2017).
26. Metin, M., Konez, O., and Demir, Ö., "Y32 Bojisinin Yapısal Analizleri, Bölüm 1: Statik Analizler", *Avrupa Bilim Ve Teknoloji Dergisi*, (17): 366–387 (2019).
27. Internet: Türkiye Vagon Sanayi A.Ş (TÜVASAŞ), "TÜVASAŞ Ürün Föyleri ve Broşür", <http://www.tuvasas.com.tr/pdf/tuvasas1.pdf> (2019).

28. Er, O. and Ünel, E., "Raylı Araçların Boji Donanımında Kullanılan Dökme Demir Ürünler", **2. Uluslar Arası Raylı Sistemler Mühendisliği Sempozyumu (ISERSE'13)**, 1–9 (2013).
29. Goodall, R. M., "Control for railways - Active suspensions and other opportunities", **19th Mediterranean Conference On Control And Automation, MED 2011**, Corfu, 639-643 (2011).
30. Ansari, A. K. S., "Optimization of Bogie Frame in Indian Railway", **Indian Journal Of Science And Technology**, 8 (31): 507–515 (2015).
31. Internet: Indian Railways, "Introduction Handbook of FIAT Bogie", **[https://rdso.indianrailways.gov.in/works/uploads/File/Introduction Handbook on FIAT Bogie.pdf](https://rdso.indianrailways.gov.in/works/uploads/File/Introduction%20Handbook%20on%20FIAT%20Bogie.pdf)** (2019).
32. Bharadwaj, C. K. V. B. D., "Stress Analysis of Bogie Frame Structure", Yüksek Lisans Tezi, **Blekinge Institute Of Technology**, Karlskrona, 17–20 (2007).
33. Amare, W., "Optimizing The Vertical Vibration On Rail Vehicle Dynamic For Passenger Comfort", Yüksek Lisans Tezi, **Addis Ababa Institute Of Technology**, Addis Ababa, 14–20 (2016).
34. Kee, L. Y., "Design and Analysis of Magnetorheological Dampers for Train Suspension", Yüksek Lisans Tezi, **The Chinese University Of Hong Kong**, Hong Kong, 25–28 (2004).
35. Uygun, R., "Örnek Bir EMU Boji Şasisinin Statik Analizi", Yüksek Lisans Tezi, **Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Çorum, 8–27 (2017).
36. Zhang, N., Xia, H., and de Roeck, G., "Dynamic Analysis of a Train-Bridge System Under Multi-Support Seismic Excitations", **Journal Of Mechanical Science And Technology**, 24 (11): 2181–2188 (2010).
37. Mızrak, C. and Esen, İ., "1/5 Ölçekli Boji Dinamik Test Ünitesi ile Farklı İvmelenme Değerlerinde Düşey Titreşim Analizi", **2. Uluslar Arası Raylı Sistemler Mühendisliği Sempozyumu (ISERSE'13)**, Karabük (2013).
38. Dong, R., "Vertical Dynamics of Railway Vehicle-Track System", Doktora Tezi, **Concordia University**, Montreal, 39–42 (1994).
39. Li, T., Su, Q., and Kaewunruen, S., "Saturated Ground Vibration Analysis Based on a Three-Dimensional Coupled Train-Track-Soil Interaction Model", **Applied Sciences**, 9 (23): 4991 (2019).
40. Sharma, R. C., "Sensitivity Analysis of Ride Behaviour of Indian Railway Rajdhani Coach using Lagrangian Dynamics", **International Journal Of Vehicle Structures And Systems**, 5 (3): 84–89 (2013).
41. Dukkipati, R. V. and Garg, V. K., "Dynamics of Railway Vehicle Systems", **Academic Press**, Ontario, (1984).

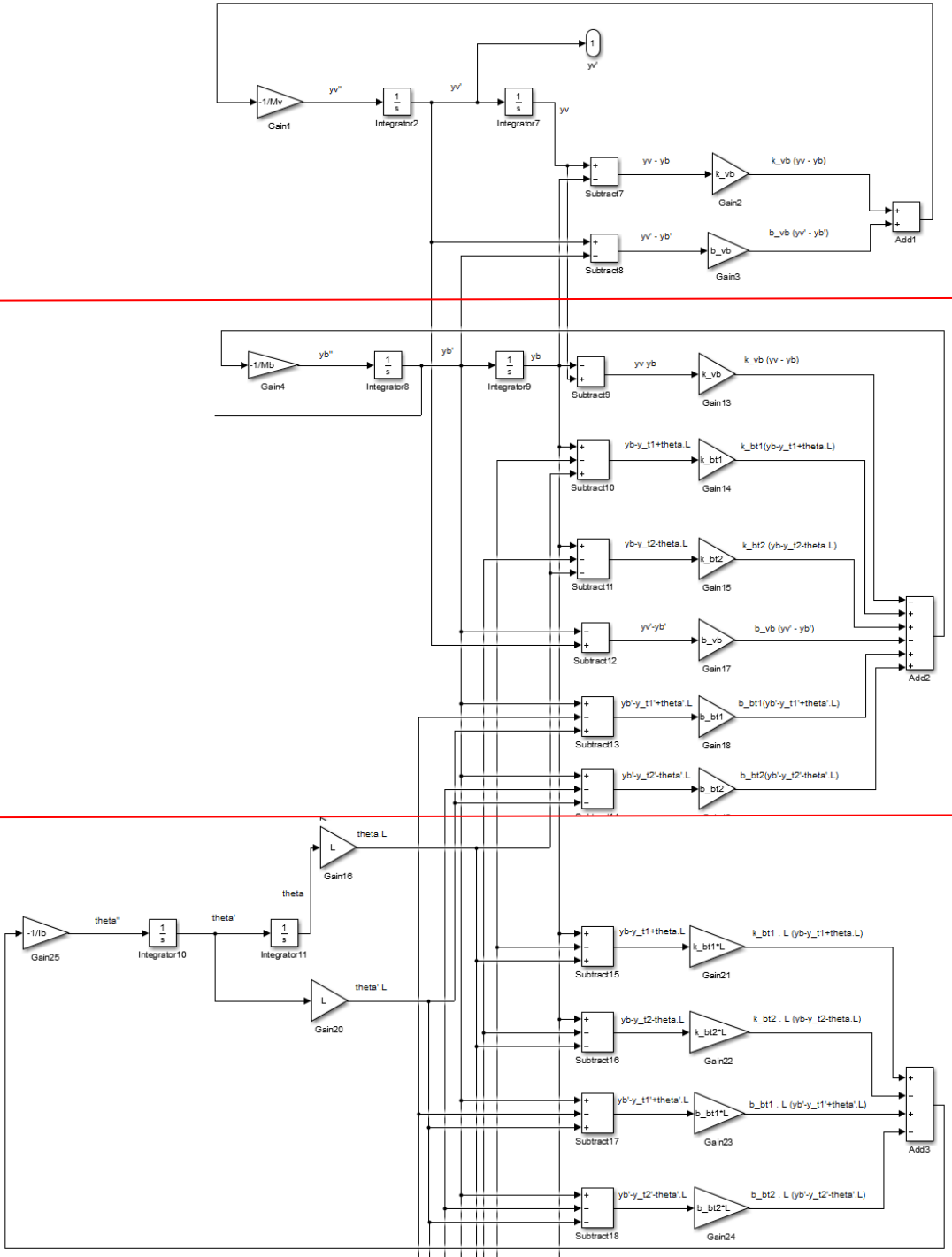
42. Mastinu, G. R. M., Gobbi, M., and Pace, G. D., "Analytical formulae for the design of a railway vehicle suspension system", *Journal Of Mechanical Engineering Science*, 215 (6): 683–698 (2001).
43. Chikhale, S. J. and Deshmukh, D. S. P., "Comparative Analysis Of Vehicle Suspension System in Matlab-SIMULINK and MSc- ADAMS with the help of Quarter Car Model", *International Journal Of Innovative Research In Science, Engineering And Technology*, 2 (8): 4074–4081 (2013).
44. Sathishkumar, P., Jancirani, J., John, D., and Manikandan, S., "Mathematical modelling and simulation quarter car vehicle suspension", *IOSR Journal Of Mechanical And Civil Engineering (IOSR-JMCE)*, 3 (1): 1280–1283 (2014).
45. Jagtap, K. K. and Dolas, D. R., "Simulation of Quarter Car Model", *International Journal Of Engineering Research And General Science*, 3 (6): 242–249 (2015).
46. Florin, A., Liliana, P., and Ioan-Cozmin, M.-R., "Pasive Suspension Modeling Using MATLAB, Quarter Car Model, Input Signal Step Type", *New Technologies And Products In Machine Manufacturing Technologies*, 258–263 (2013).
47. Ouelaa, N., Rezaiguia, A., and Laulagnet, B., "Vibro-acoustic modelling of a railway bridge crossed by a train", *Applied Acoustics*, 67 (5): 461–475 (2006).
48. Uzzal, R. U. A., Ahmed, W., and Rakheja, S., "Dynamic Analysis of Railway Vehicle-Track Interactions due to Wheel Flat with a Pitch-Plane Vehicle Model", *Journal Of Mechanical Engineering*, 39 (2): 86–94 (2008).
49. Ignat, M., "Applications of the Electromechanical Analogies and the Equivalent Circuit in Ultrasonic Piezoceramic Microactuation", Bucharest, .
50. Cheng, C. C., Kuo, C. P., Wang, F. C., and Cheng, W. N., "Vibration analysis of rail grinding using a twin-wheel grinder", *Journal Of Sound And Vibration*, 330 (7): 1382–1392 (2011).
51. Xu, X., Jiang, H., and Gao, M., "Modeling and Validation of Air Suspension with Auxiliary Chamber Based on Electromechanical Analogy Theory", *Applied Mechanics And Materials*, 437 (1): 190–193 (2013).
52. Torres-Perez, A., Hassan, A., Kaczmarczyk, S., and Picton, P., "Active vibration control using mechanical and electrical analogies", *Journal Of Physics*, 721 (1): 1–15 (2016).
53. Palani, S., "Control Systems Engineering", *Tata Mcgraw Hill Publishing Co Ltd*, 3.1-3.40 (2009).
54. Ghosh, S., "Network Theory: Analysis and Synthesis", *PHI Learning Pvt. Ltd*, 440–467 (2005).

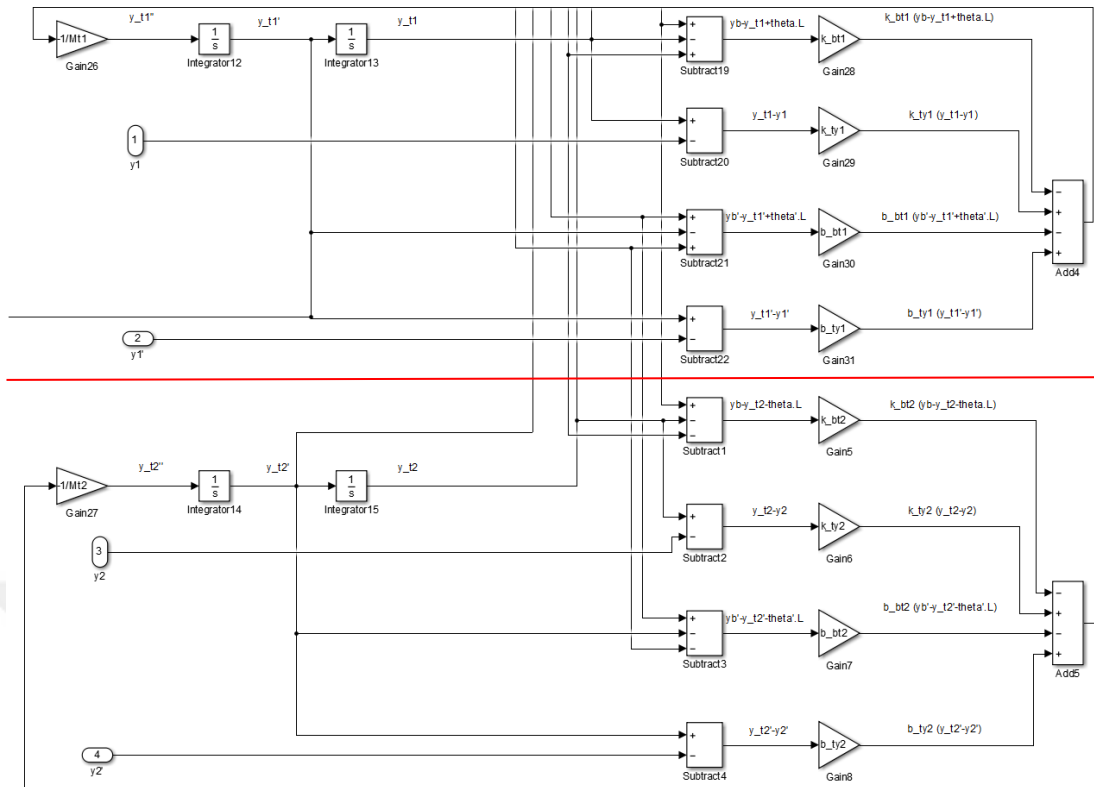
55. Tandel, A., Deshpande, A. R., Deshmukh, S. P., and Jagtap, K. R., "Modeling, Analysis and PID Controller Implementation on Double Wishbone Suspension Using SimMechanics and Simulink", *Procedia Engineering*, 97: 1274–1281 (2014).
56. Daniyan, I. A., Mpofu, K., Daniyan, O. L., and Adeodu, A. O., "Dynamic modelling and simulation of rail car suspension systems using classic controls", *Cogent Engineering*, 6 (1): 1–20 (2019).
57. Morin, D. J., "Introduction to Classical Mechanics with Problems and Solutions", *Cambridge University Press*, 218–230 (2008).
58. Metin, M. and Güçlü, R., "Vibrations control of light rail transportation vehicle via PID type fuzzy controller using parameters adaptive method", *Turkish Journal Of Electrical Engineering And Computer Sciences*, 19 (5): 807–816 (2011).
59. OBrien, E. J., Bowe, C., Quirke, P., and Cantero, D., "Determination of longitudinal profile of railway track using vehicle-based inertial readings", *Journal Of Rail And Rapid Transit*, 231 (5): 518–534 (2016).
60. Mizrak, C. and Esen, I., "Determining Effects of Wagon Mass and Vehicle Velocity on Vertical Vibrations of a Rail Vehicle Moving with a Constant Acceleration on a Bridge Using Experimental and Numerical Methods", *Shock And Vibration*, 2015 (Article ID 183450): 1–15 (2015).
61. Klasztorny, M. and Podworna, M., "Influence of random track irregularities on dynamic response of bridge / track structure / high-speed train systems", *9th International Conference On Structural Dynamics*, (July): 1225–1232 (2014).
62. Podwórna, M., "Modelling Of Random Vertical Irregularities Of Railway Tracks", *International Journal Of Applied Mechanics And Engineering*, 20 (3): 647–655 (2015).
63. Dumitriu, M. and Sebesan, I., "Influence of the vertical track irregularities upon the wheel-rail dynamic forces", *Journal Of Engineering Science And Technology Review*, 10 (1): 160–167 (2017).
64. Hamid, A; Rasmussen, K; Baluja, M; Yang, T., "Analytics Descriptions of Track Geometry Variations", WASHINGTON, DC, (1983).
65. Kouroussis, G., Verlinden, O., and Conti, C., "Contribution of vehicle / track dynamics to the ground vibrations induced by the Brussels tramway", *International Conference On Noise And Vibration Engineering 2010*, (August 2015): 3489–3502 (2010).
66. Yang, Y. B., Yau, J. D., and Wu, Y. S., "Vehicle-Bridge Interaction Dynamics - With Applications to High-Speed Railways", *Vehicle-Bridge Interaction Dynamics - With Applications to High-Speed Railways*, (2010).

67. Koç, M. A. and Esen, İ., "Modelling and analysis of vehicle-structure-road coupled interaction considering structural flexibility, vehicle parameters and road roughness", *Journal Of Mechanical Science And Technology*, 31 (5): 2057–2074 (2017).
68. Proakis, J. G. and Manolakis, D. G., "Digital Signal Processing: Principles, Algorithms, and Applications", 118–133 (1996).
69. Stein, J. Y., "Digital Signal Processing: A Computer Science Perspective", Online, *Wiley-Interscience*, 349–392 (2000).
70. Lyon, D., "The Discrete Fourier Transform, Part 6: Cross-Correlation", *Journal Of Object Technology*, 9 (2): 17–22 (2010).
71. Hroncová, D., Binda, M., Šarga, P., and Ki, F., "Kinematical analysis of crank slider mechanism using MSC Adams / View", *5th International Conference On Modelling Of Mechanical And Mechatronic Systems*, 48: 213–222 (2012).
72. Pehlivan, Fatih; Mizrak, Cihan; Esen, İ., "Modeling and Validation of 2-DOF Rail Vehicle Model Based on Electro – Mechanical Analogy Theory Using Theoretical and Experimental Methods", *Engineering, Technology & Applied Science Research*, 8 (6): 3603–3608 (2018).
73. Alexander Charles K.; Sadiku Matthew N. O., "Fundamentals of Electric Circuits", 223–224 (2013).
74. Brown, R. G., "Introductory Physics II, Electricity, Magnetism and Optics", 177–179 (2013).
75. Sert, E. and Karamanlioğlu, A., "Temel Elektronik Ders İçerikleri", Edirne, (2009).
76. Internet: T.C. Milli Eğitim Bakanlığı, "Elektrik Elektronik Teknolojisi Analog Devre Elemanları", http://www.friterm.com/bilgisistemleri/frtcalisma/Megep/Analog_Devre_Elemanlari.pdf (2018).
77. Internet: T.C. Gazi Üniversitesi Sürekli Eğitim Uygulama ve Araştırma Merkezi, "Elektrik Teknikerliği Ders Notu", <http://www.dhmi.gov.tr/getBinaryFile.aspx?Type=1&dosyaID=567> (2018).
78. Goldman, A., "Magnetic Components for Power Electronics", *Springer US*, Boston, MA, 116–117 (2002).

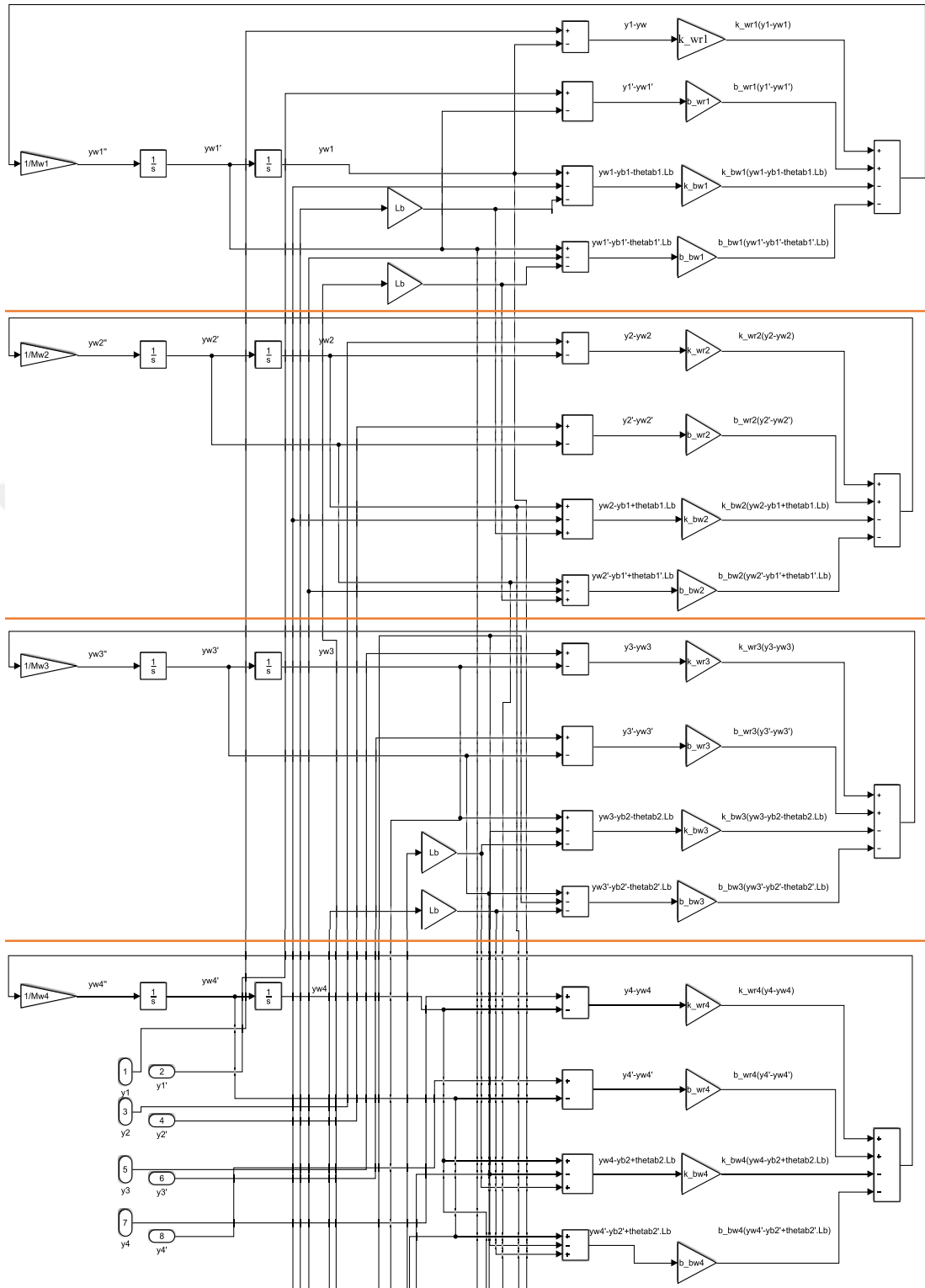


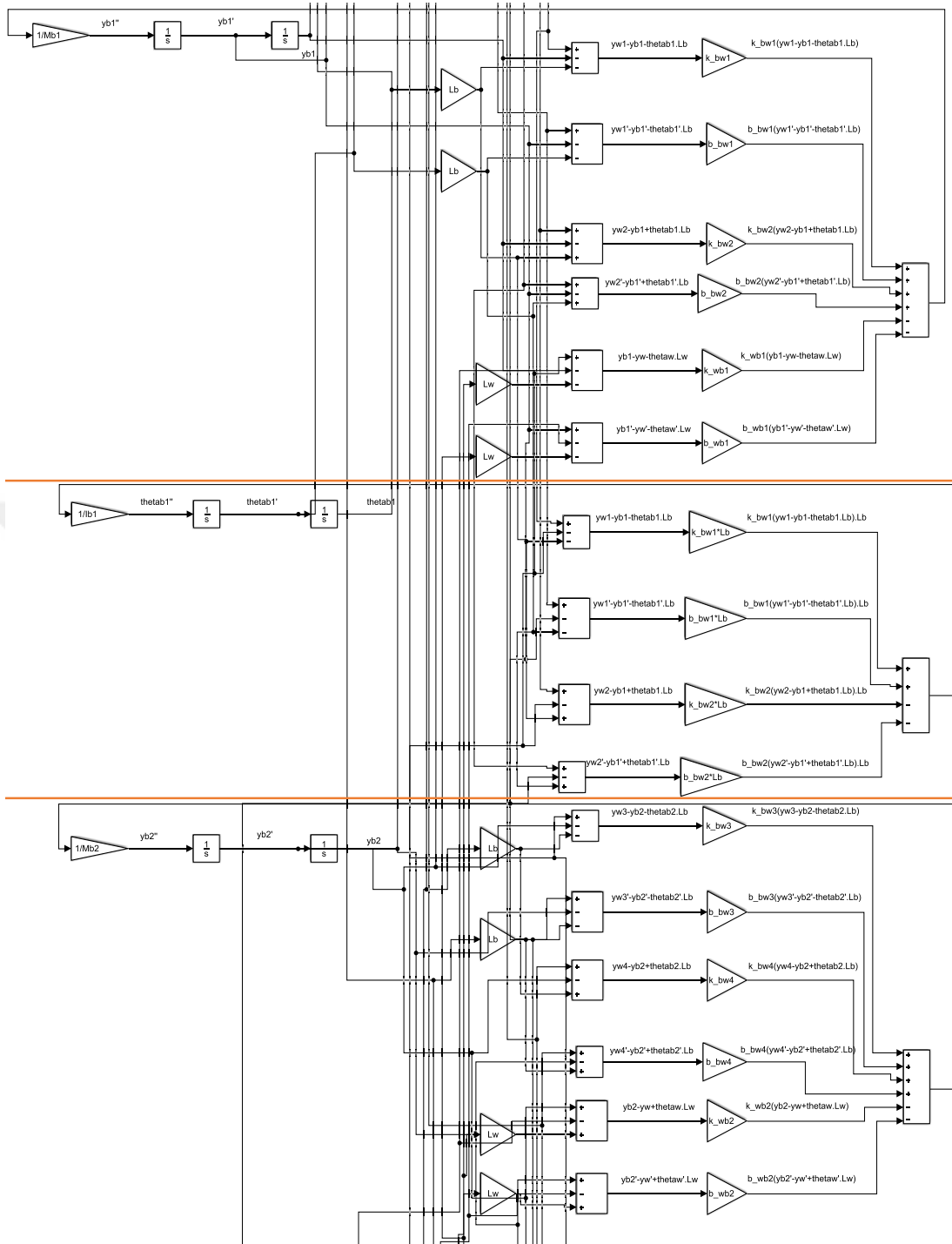
EK AÇIKLAMALAR A.
BEŞ SERBESTLİK DERECELİ BOJİ MODELİNİN
MATLAB-SİMULİNK MODELİ

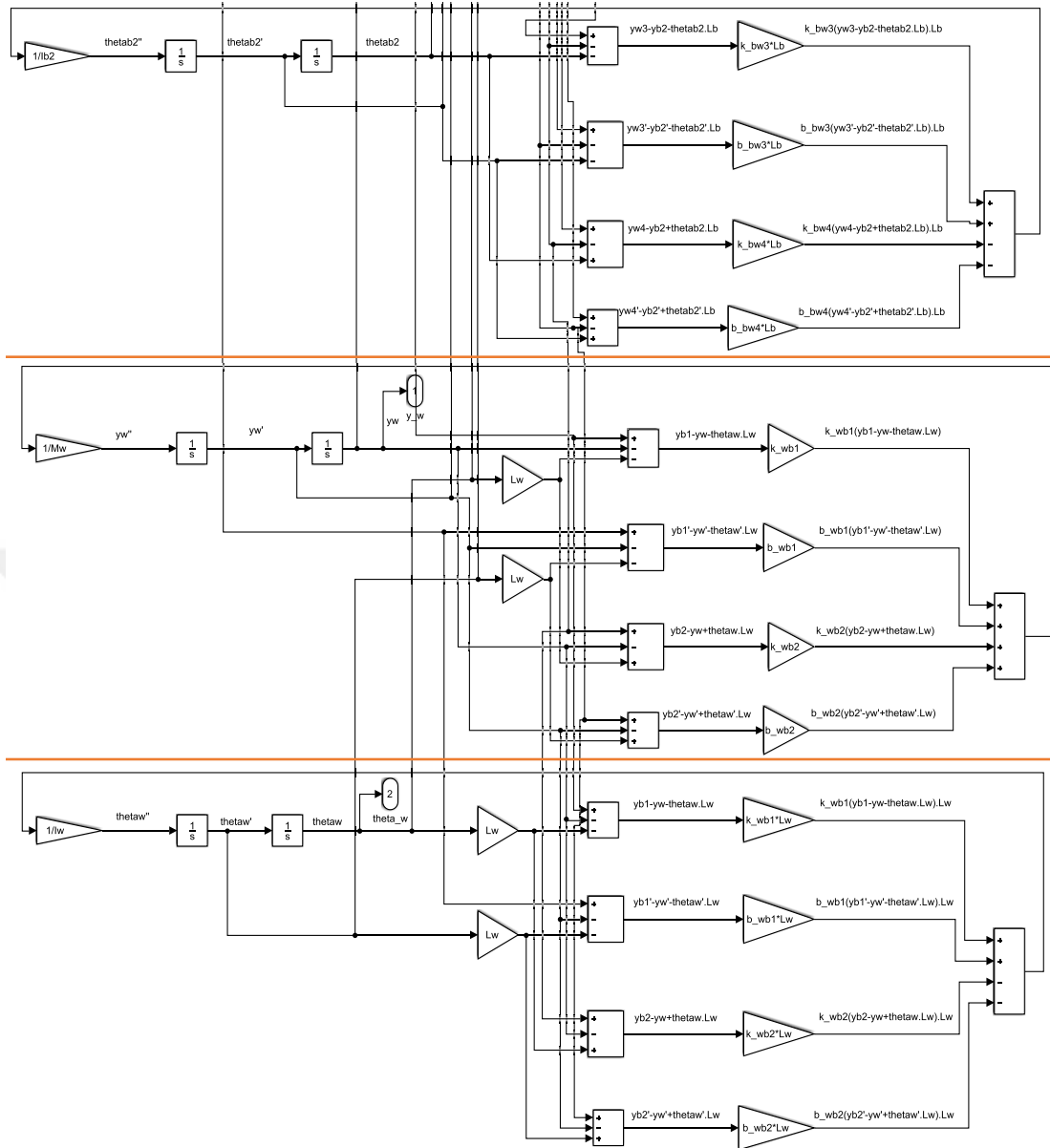




EK AÇIKLAMALAR B.
ON SERBESTLİK DERECELİ YARIM RAYLI
ARACIN MATLAB-SİMULINK MODELİ







ÖZGEÇMİŞ

Fatih PEHLİVAN, 1986 senesinde İstanbul ilinde doğdu. İlköğretim ve ortaöğretim eğitimini İstanbul şehrinde tamamladı. Lisans eğitimini 2004 senesinde giriş yaptığı Marmara Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde tamamladı. Yüksek lisans eğitimini 2009 senesinde giriş yaptığı İtalya'nın Politecnico di Milano Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde tamamladı. 2013 senesinde Karabük Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Makine Teorisi ve Dinamiği Anabilim Dalı'nda araştırma görevlisi olarak göreve başladı. 2014 senesinde Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda doktora eğitimine başladı.

ADRES BİLGİLERİ

Adres : Barış Mah. Hasan Doğan Cd. Şehr-i Safran Konakları D blok No: 2/4/10
Safranbolu / KARABÜK

E-posta : fatihpehlivan@karabuk.edu.tr