



**DOĞRUSAL OLMAYAN ARAÇ-KÖPRÜ DİNAMİK
ANALİZİNİN PERİDİNAMİK DİFERANSİYEL
OPERATÖR YARDIMI İLE SİMÜLASYONU**

Muhammed BOLAT

**2021
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

**Tez Danışmanı
Dr. Öğr. Üyesi Cihan MIZRAK**

**DOĞRUSAL OLMAYAN ARAÇ-KÖPRÜ DİNAMİK ANALİZİNİN
PERİDİNAMİK DİFERANSİYEL OPERATÖR YARDIMI İLE
SİMÜLASYONU**

Muhammed BOLAT

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

**Tez Danışmanı
Dr. Öğr. Üyesi Cihan MIZRAK**

**KARABÜK
Ocak 2021**

Muhammed BOLAT tarafından hazırlanan “DOĞRUSAL OLMAYAN ARAÇ-KÖPRÜ DİNAMİK ANALİZİNİN PERİDİNAMİK DİFERANSİYEL OPERATÖR YARDIMI İLE SİMÜLASYONU” başlıklı bu tezin Yüksek Lisans Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Dr. Öğr. Üyesi Cihan MIZRAK

.....

Tez Danışmanı, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından Oy Birliği Seçiniz ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir. 25/06/2021

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

İmzası

Başkan : Doç. Dr.M. Hüseyin ÇETİN (KTÜN)

.....

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Fatih PEHLİVAN (KBÜ)

.....

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

.....

KBÜ Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Yüksek Lisans 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.”

Muhammed BOLAT

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

DOĞRUSAL OLMAYAN ARAÇ-KÖPRÜ DİNAMİK ANALİZİNİN PERİDİNAMİK DİFERANSİYEL OPERATÖR YARDIMI İLE SİMÜLASYONU

Muhammed BOLAT

Karabük Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Dr. Öğr. Üyesi Cihan MIZRAK

Haziran 2021, 62 sayfa

Raylı araçların hareketi esnasında hareketli zemin etkisinden kaynaklı dinamik zorlanmalara maruz kalması, sabit zemine göre farklılıklar ortaya çıkarmaktadır. Bunlar, demiryolunun yol karakteristiğinin yanı sıra, köprü gibi hareketli zemin ihtiva eden yapıların salınım modlarının etkisi nispetinde, araç üzerinde dinamik kuvvetlerin artmasına sebebiyet vermektedir. Çalışmada bu dinamik etkilerin belirlenmesine yönelik 30-40-50 km/h sabit hızlarında doğrusal olmayan raylı araç-köprü etkileşiminin Peridinamik Diferansiyel Operatör yardımıyla çözümü gerçekleştirilmiştir. Doğrusal model üzerinden Peridinamik Diferansiyel Operatörün, literatürde hali hazırda kullanılmakta olan Sonlu Elemanlar Yöntemi ile çözümü karşılaştırılarak sonuçların birbiri ile örtüştüğü tespit edilmiştir. Doğrusal olmayan peridinamik diferansiyel operator metoduna göre cevabı elde edilmiş dinamik davranışların düşük yay deformasyonlarında sonlu elemanlar metodu ile karşılaştırarak

aynı sonucu verdiği, yüksek deformasyon ve düşük hızlarda giderek birbirinden uzaklaştığı tespit edilmiştir.

Anahtar Sözcükler : Raylı araç, köprü, etileşim, peridimik diferansiyel operatör, sonlu elemanlar yöntemi, simülasyon.

Bilim Kodu : 91422

ABSTRACT

M. Sc. Thesis

SIMULATION OF NON-LINEAR VEHICLE-BRIDGE DYNAMIC ANALYSIS WITH THE ASSISTANCE OF PERIDYNAMIC DIFFERENTIAL OPERATOR

Muhammed BOLAT

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

Thesis Advisor:

Assist. Prof. Dr. Cihan Mızrak

Ağustos 2021, 62 pages

The dynamic excitation caused by the moving ground effect during the movement of the rail vehicles moving load differences compared to the fixed ground. In addition to the road characteristics of the railway, these cause the dynamic forces on the vehicle to increase in proportion to the effect of the oscillation modes of the structures containing the moving load such as bridges. In this study, the solution of non-linear rail vehicle-bridge interaction at constant speeds of 30-40-50 km/h with the usnig of Peridynamic Differential Operator was carried out to determine these dynamic effects. The solution of the Peridynamic Differential Operator on the linear model was compared with the Finite Element Method, which is currently used in the literature, and it was determined that the results overlap with each other. It has been determined that the dynamic behaviors, whose response is obtained according to the nonlinear peridynamic differential operator method, give the same result by coinciding with the

finite element method at low spring deformations, and gradually diverge from each other at high deformation and low speeds.

Key Word : Rail vehicle, bridge, interaction, peridynamic differential operator, finite element method, simulation.

Scienc Code : 91422

TEŞEKKÜR

Bu tez alıőmasının planlanmasında, araőtırılmasında, yürütülmesinde ve oluşumunda ilgi ve desteğini esirgemeyen, engin bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım, yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle çalıőmamı bilimsel temeller ışığında őekillendiren sayın hocam Dr. Öğr. Üyesi Cihan MIZRAK'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Yapılan araç köprü etkileşimi testlerinde araç ve saha kullanımında yardımcı olan UZKA İnş. San. ve Tic. A.Ő. ailesine teşekkür eder, saygılarımı sunarım.

Sevgili aileme manevi hiçbir yardımı esirgemedен yanımda oldukları için tüm kalbimle teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL.....	ii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xi
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xii
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ	1
BÖLÜM 2	4
LİTERATÜR TARAMASI.....	4
BÖLÜM 3	21
ARAÇ VE KÖPRÜ ÖZELLİKLERİ	21
3.1. KÖPRÜNÜN ÖZELLİKLERİ VE KONUMU	21
3.2. LOKOMOTIFIN ÖZELLİKLERİ	24
BÖLÜM 4	27
PERİDİNAMİK DİFERANSİYEL OPERATÖR	27
BÖLÜM 5	31
10 SERBESTLİK DERECELİ RAYLI ARAÇ KÖPRÜ MODELİ	31
5.1. RAY MODELİ.....	33
BÖLÜM 6	39
ARAÇ-KÖPRÜ DİNAMİK SİMÜLASYONU	39

	<u>Sayfa</u>
BÖLÜM 7	57
SONUÇ VE TARTIŞMA	57
KAYNAKLAR	59
ÖZGEÇMİŞ	63

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1. Dinamik yüklerden ve yol yapısından kaynaklı oluşan titreşimlerin olumsuz etkilediği bazı alanlar.....	5
Şekil 2.2. Konik teker setinin kurp geçişindeki hareketi.....	6
Şekil 2.3. 1/5 Ölçekli boji test ünitesi	7
Şekil 2.4. Aracın hızına bağlı olarak büyütme faktörünün değişimi.....	8
Şekil 2.5. Değişken hızlarda demiryolu aracının dikey salınımları.....	8
Şekil 2.6. Hıza bağlı olarak köprü ivmelenmesinin değişimi.....	9
Şekil 2.7. Değişken hızlarda pürüzlüğünün ve hızın ivmelenmeye göre değişimi .	10
Şekil 2.8. Sanal model a) Gerçek testler, b) Kıyaslanması	10
Şekil 2.9. Boji süspansiyonlarının titreşimlerinin a) Gerçek hali, b) Optimize edilmiş hali	11
Şekil 2.10. 2 Serbestlik dereceli araç modeli	12
Şekil 2.11. Oluşturdukları çeyrek araç modeli	13
Şekil 2.12. Doğrusal ve doğrusal olmayan araç modellerinin karşılaştırması	13
Şekil 2.13. Çeyrek araç modeli	14
Şekil 2.14. Yarım araç modeli	15
Şekil 2.15. Çeyrek araç modeli	16
Şekil 2.16. Farklı hızlarda aracın dikey ivmelenmesi	16
Şekil 2.17. Kirişin ivmelenmeye karşı oluşturduğu etki	17
Şekil 2.18. Araç – Yol modeli	17
Şekil 2.19. Çeyrek araç modeli ve doğrusal araç modeli	18
Şekil 2.20. Doğrusal olmayan araç blok diagram.....	18
Şekil 2.21. Araç köprü sisteminin şematik gösterimi.....	19
Şekil 2.22. Önerilen yeni köprü modeli.....	19
Şekil 3.1. Viyadük-1 kuş bakişi çizimi.....	22
Şekil 3.2. Viyadük-1.....	22
Şekil 3.3. Viyadüğün kiriş enkesiti.....	24
Şekil 3.4. Viyadüğün tüm yapılarının en kesiti.	24
Şekil 3.5. DH 6700 Lokomotifin önden görünüşü.	25
Şekil 3.6. DH 6700 Lokomotifin yandan görünüşü.	25

Şekil 4.1. Peridinamik teori ile klasik teorinin karşılaştırılması	27
Şekil 4.2. Malzemedeki herhangi bir noktaya etki eden kuvvetlerin Peridinamik teorisinde gösterimi	27
Şekil 4.3. Klasik Sürekli Ortamlar Mekaniğinde malzemedeki herhangi bir noktaya etki eden kuvvetlerin (T) gösterimi.....	28
Şekil 5.1. On serbestlik dereceli yarım raylı araç modeli.....	31
Şekil 6.1. Ray pürüzlülüğü.	39
Şekil 6.2. 10 Serbestlik dereceli araç-köprü modeli.....	40
Şekil 6.3. Vagonun doğrusal sonlu elemanlar modeli.....	41
Şekil 6.4. Boji ve teker setlerinin doğrusal sonlu elemanlar modeli.	41
Şekil 6.5. Köprünün doğrusal sonlu elemanlar modeli.	42
Şekil 6.6. Vagonun doğrusal peridinamik modeli.....	42
Şekil 6.7. Boji ve tekerlek setlerinin peridinamik modeli.	43
Şekil 6.8. Köprünün doğrusal peridinamik modeli.	43
Şekil 6.9. İkincil süspansiyon yay katsayısı uzama eğrisi.....	44
Şekil 6.10. 30 km/h hızında köprü üzerinden geçen aracın, teker setlerinin dikey yer değişimi.	45
Şekil 6.11. 40 km/h hızında köprü üzerinden geçen aracın, teker setlerinin dikey yer değişimi.	45
Şekil 6.12. 50 km/h hızında köprü üzerinden geçen aracın, teker setlerinin dikey yer değişimi.	46
Şekil 6.13. 30 km/h, 40 km/h ve 50 km/h hızlarda raylı aracın ön boji ön tekerinin köprü üzerinde meydana getirdiği deplasman.....	46
Şekil 6.14. 30 km/h, 40 km/h ve 50 km/h hızlarda raylı araç ön boji ön tekerinin hız-zaman eğrisi.	47
Şekil 6.15. 30 km/h, 40 km/h ve 50 km/h hızlarda raylı araç ön boji ön tekerinin ivme-zaman eğrisi.	47
Şekil 6.16. 30 km/h, 40 km/h ve 50 km/h hızlarda raylı araç ön bojisini hız-zaman eğrisi.	48
Şekil 6.17. 30 km/h, 40 km/h ve 50 km/h hızlarda raylı araç ön bojisini ivme-zaman eğrisi.	48
Şekil 6.18. 30 km/h, 40 km/h ve 50 km/h hızlarda vagonun hız-zaman eğrisi.....	49
Şekil 6.19. 30 km/h, 40 km/h ve 50 km/h hızlarda vagonun ivme-zaman eğrisi.....	50
Şekil 6.20. 30 km/h, 40 km/h ve 50 km/h hızlarda raylı araç ön bojisini ön tekerinin sonlu elemanlar metoduna göre doğrusal ve doğrusal olmayan ivme-zaman eğrilerinin karşılaştırılması.	51

Şekil 6.21. 30 km/h, 40 km/h ve 50 km/h hızlarda raylı araç ön bojisi ön tekerinin peridinamik diferansiyel metoduna göre doğrusal ve dosğrusal olmayan ivme-zaman eğrilerinin karşılaştırılması.	51
Şekil 6.22. 30 km/h, 40 km/h ve 50 km/h hızlarda raylı araç ön bojisi ön tekerinin sonlu elemanlar metoduna göre doğrusal ve dosğrusal olmayan ivme-zaman eğrilerinin karşılaştırılması.	52
Şekil 6.23. 30 km/h, 40 km/h ve 50 km/h hızlarda raylı araç ön bojisi ön tekerinin peridinamik diferansiyel oepatör metoduna göre doğrusal ve doğrusal olmayan ivme-zaman eğrilerinin karşılaştırılması.	52
Şekil 6.24. 30 km/h, 40 km/h ve 50 km/h hızlarda vagonun sonlu elemanlar metoduna göre doğrusal ve dosğrusal olmayan ivme-zaman eğrilerinin karşılaştırılması.	53
Şekil 6.25. 30 km/h, 40 km/h ve 50 km/h hızlarda vagonun peridinamik diferansiyel operatör metoduna göre doğrusal ve dosğrusal olmayan ivme-zaman eğrilerinin karşılaştırılması.....	54
Şekil 6.26. 30 km/h, 40 km/h ve 50 km/h hızlarda raylı araç ön bojisi ön tekerinin peridinamik diferansiyel operator ve sonlu elemanlar metodlarına göre doğrusal olmayan ivme-zaman eğrilerinin karşılaştırılması.	55
Şekil 6.27. 30 km/h, 40 km/h ve 50 km/h hızlarda raylı araç ön bojisinin peridinamik diferansiyel operator ve sonlu elemanlar metodlarına göre doğrusal olmayan ivme-zaman eğrilerinin karşılaştırılması.	55
Şekil 6.28. 30 km/h, 40 km/h ve 50 km/h hızlarda vagon gövdesinin peridinamik diferansiyel operator ve sonlu elemanlar metodlarına göre doğrusal olmayan ivme-zaman eğrilerinin karşılaştırılması.	56

ÇİZELGELER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 3.1. Beton cinslerine göre dayanımlarını gösteren tablo.	23
Çizelge 3.2. Raylı araç ve köprü parametreleri.....	26
Çizelge 5.1. On serbestlik dereceli yarım raylı araç modelinin hareket kabiliyeti. ...	32

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

E	: Elastite Modülü
ν	: Poison Oranı
$k_{eş}$: Eşdeğer Yay Direnci
N	: Sarım Sayısı
G	: Kayma Modülü
D	: Çap
r	: Yarıçap
Z_v	: Vagon Gövdesinin Dikey Hareketi
Z_{b1}	: Ön Bojinin Dikey Hareketi
Z_{b2}	: Arka Bojinin Dikey Hareketi
Z_{t1}	: Ön Boji Ön Teker Setinin Dikey Hareketi
Z_{t2}	: Ön Boji Arka Teker Setinin Dikey Hareketi
Z_{t3}	: Arka Boji Ön Teker Setinin Dikey Hareketi
Z_{t4}	: Arka Boji Arka Teker Setinin Dikey Hareketi
Z_{b1}	: Ön boji Dikey Hareketi
Z_{b2}	: Arka Boji Dikey Hareketi
θ_v	: Vagon Gövdesinin Kafa Vurma Hareketi
θ_{b1}	: Ön Bojinin Kafa Vurma Hareketi
θ_{b2}	: Arka Bojinin Kafa Vurma Hareketi
M_t	: Tekerlek Kütlesi
L_b	: Bojilerin Tekerlek Mesafesi
L_i	: Boji Merkezinin Vagon Merkezine Olan Uzaklığı
K_{bz}	: Tekerlek Yay Eşdeğer Direnci
M_v	: Vagon Kütlesi
Z_{ya}	: Genel Yerdeğiştirme
M_{ya}	: Araç Genel Kütle

C_{ya}	: Genel Sönüm
K_{ya}	: Genel Direngenlik
Q_{ya}	: Genel Kuvvet
C_{bz}	: Damperlerin Sönüm Katsayısı
M_{bj}	: Boji Kütlesi
Z_r	: Raylı Araç Rayın Üzerinde İlerlerken T Zamanında Rayın Dikey Yer Değiştirmesini
μ	: Çubuğun Birim Uzunluktadaki Sönüm Katsayısı
r_x	: Yol Pürüzlülüğü
I	: Çubuğun Elastite Modülü
ρ	: Çubuğun Kesitine Göre Atalet Momenti
t	: Zaman
δ	: Dirac Fonksiyonu
$Q(x,t)$: Çubuğun Üzerinde Oluşan Toplam Kuvvet Etkileşimi
a^1	: Ön Tekerin Ray Üzerine Giriş Zamanı
a^2	: Arka Tekerin Ray Üzerine Ayrılış Zamanı
$\tilde{\phi}_i(x)$: Köprünün Salınım Fonksiyonu
$\eta_i(t)$: Rayın Elastik Deformasyonu
ζ_n	: Rayın Modal Sönümü
ω_n	: Modal Frekans
η_n	: Rayın Titreşim Modu
K_{ry}	: Rayın Direngenlik Katsayısı
N	: Newton
kN	: Kilonewton

KISALTMALAR

YHT	: Yüksek Hızlı Tren
DH	: Dizel Hidrolik
Maglev	: Manyetik Levitasyon Treni
C	: Concrete (Beton)
PDO	: Peridinamik Diferansiyel Operatör

- SEM : Sonlu Elemanlar Methodu
FEM : Finite Element Method (Sonlu Elemanlar Methodu)
UIC : International Union of Railways (Uluslararası Demiryolları Birliği).

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Tarih öncesi uygarlıklardan günümüze kadar insanlar, yük ve yolcu taşımacılığı için farklı ulaşım yöntemleri arayışına girmişlerdir. Bunlardan en eskilerinden biri olan demiryolu taşımacılığının ilk örnekleri M.Ö. 2600 yıllarına kadar uzanmaktadır. Mısır'daki bir piramitin yakınında bulunan bronz ray kalıntılarının gün ışığına çıkmasıyla birlikte, oluşturulan sistemin piramidin yapımı için taşların ocaklardan taşınmasında kullanıldığı tespit edilmiştir. Fakat lokomotifin icadı için binlerce yılın geçmesi gerekmiştir. Bu süre içinde raylar, özellikle maden gibi ağır yüklerin, hayvanların ya da insanlar yardımıyla kolay bir şekilde çekmelerini sağlamak amacıyla kullanılmıştır. Bu raylar ilk etapta tahtadan, daha sonraları ise üzerlerini metal kaplanmak suretiyle yapılmaktaydı. İlk demir ray 1738 yılında İngiltere'de Cumberland'daki bir maden ocağında kullanılmıştır [1].

Yüksek kapasiteli yüklerin nakliye ihtiyacında demiryolları gerekliliği 1700'lerin sonlarına doğru ortaya çıkmıştır. 1769 yılında Nicolas Joseph Cugnot isimli Fransız mühendis küçük ölçekte yaptığı iki kazanlı Newcomen buhar makinesini kullanarak üç tekerlekli bir araba denemesi gerçekleştirmiştir. Bu araç ile 2,5 tonluk askeri topların taşınması düşünülmüş ancak araç 15 dakika hareket ettirebilmiştir [2]. İngiltere'de ilk olarak 1797 yılında madenlerin yüksek miktarlarda sevkiyatı için her biri 90 cm ve 22 kg olan "L" şeklindeki demir çubuklar üzerinde atlar veya insanların çektiği vagonlar kullanılmaya başlanmıştır. 1804 yılına gelindiğinde Richard Trevithick ve Andrew Vivian tarafından yapılan denemelerde ilk buharla çalışan lokomotif 70 kişi ve 10 tonluk yükten oluşan 5 vagonluk kateri çekmeyi başarmıştır. 1814'te George Stephenson farklı tasarımcıların tecrübelerinden faydalanarak, düz raylar üzerinde hareket edebilen lokomotifler üretmeye başlamıştır [2]. Ayrıca silindirin pozisyonunda değişiklik yaparak dişli çarklar yardımıyla yapılan tahriki, kranklar vasıtasıyla doğrudan tekere aktarıp, araç üzerinde dişlilerden kaynaklanan

sarsıntılarının ve bunların sebep olduğu arızaların önüne geçebilmiştir. 1830'lara gelindiğinde buhar kazanlarının verimini artırabilmek için çok borulu kazan sistemine geçilmiştir. 1860 yılında çeliğin yaşamımıza dâhil olmasıyla birlikte daha yüksek basınçlı ve kapasiteli kazanların üretilmesi bunun yanında lokomotifin teker setleri, silindirleri, süspansiyon sistemleri gibi hareket organlarını bir arada tutan şasenin oluşturulması gerçekleştirilmiştir [2].

Günümüzde raylı araçlarda yükün bir taraftan diğer tarafa daha kısa sürede taşınma isteği ekonomik getiri açısından beklenti halindedir. Fakat vagon üzerinde uygulanacak olan hızlanma beraberinde hat bozulmaları ve raydaki aşınmaları meydana getireceğinden bu durum ray ve teker arasındaki dinamik kuvvetlerin artmasına da neden olacaktır. Aynı zaman da bu kuvvetler raylı araç tekerinin konik yapısından kaynaklanan doğal salınım genliklerini büyüterek dinamik kuvvetlerin giderek artmasına ve en kötüsü tekerin raydan çıkıp deray olmasına da yol açabilecektir. Özellikle köprü geçişi gibi hareketli zemin şartlarda bu durum daha fazla etkisini gösterip, daha büyük problemlerin oluşmasına neden olacaktır [3].

Çalışma kapsamında 30-40-50 km/h hızla hareket eden Plymouth DH 6700 dizel lokomotif ile henüz faal hale getirilmeyen fakat çalışmaların tamamlanmış olduğu Doğançay ripajı projesinin 117, 5 m uzunluğundaki İstanbul – Ankara YHT hattı Km 136+776, – 136+893,5 hat-1 kesiminde bulunan Viyadük-1'in hareketli yük etkileşimi ele alınmıştır. Burada araç-köprü etkileşiminin oluşturulması için doğrusal ve doğrusal olmayan matematiksel modeller uygulanarak, çözüm yöntemi için Sonlu Elemanlar Metodu (SEM) ile Peridinamik Diferansiyel Operatör'ün (PDO) karşılaştırılması gerçekleştirilecektir.

Çalışma Giriş, Literatür Taraması, Araç ve Köprü Özellikleri, 10 Serbestlik Dereceli Araç Modeli, Peridinamik Diferansiyel Operatör, Araç-Köprü Dinamik Simülasyonu Sonuç ve Tartışma kısımlarından oluşmaktadır.

Çalışmanın birinci bölümü olan Giriş kısmında ulaşım sektörünün tarihsel gelişimi, raylı ulaşımın temelleri ile çalışmanın kapsamı ve hedeflerinden bahsedilmiştir. Çalışmanın İkinci bölümünü oluşturan Literatür Taraması kısmında, raylı araç-ray

etkileşimi kapsamında daha önce yapılmış çalışmalara ve yapılacak çalışmanın mevcut çalışmalardan farkı ortaya konulmaya çalışılmıştır. Çalışmanın üçüncü bölümünde matematiksel modeli oluşturulacak araç ve köprünün mekanik özelliklerinden bahsedilecektir. Çalışmanın dördüncü bölümünde ise 10 serbestlik dereceli araç-köprü hareketli zemin modelinin matematiksel modeli oluşturulmuştur. Burada ray literatürde bulunan yol şartına göre, köprü ise Euler çubuk teorisine göre modellenecektir. Çalışmanın beşinci bölümünde ise, lokal olmayan noktalar teorisine göre geliştirilen peridinamik diferansiyel operator yöntemi ele alınacaktır. Çalışmanın altıncı bölümünde, oluşturulan matematiksel modelin, MATLAB/SİMULINK ortamında hem doğrusal hem de doğrusal olmayan parametreler ile dinamik simülasyonları gerçekleştirilecektir. SEM metoduna göre hazırlanan doğrusal ve doğrusal olmayan modellerin çözümü için literatürde yapılan çalışmalar dikkate alınarak dördüncü dereceden Runge-Kutta tercih edilecektir. Çalışmanın son bölümünde ise, iki farklı yonteme göre çözülen doğrusal ve doğrusal olmayan modellerin karşılaştırılması ile dinamik simülasyonun sonuçlarının değerlendirilmesi gerçekleştirilecektir.

BÖLÜM 2

LİTERATÜR TARAMASI

Günümüz dünyasında düşük ulaşım maliyeti nedeniyle demiryolu ile ulaşım, gerek yolcu taşımacılığı gerekse yük taşımacılığında oldukça büyük bir paya sahiptir. Zamanla gelişen ve büyüyen bu sektörde hızın ve konfor şartlarının iyileştirilmesi adına yeni çalışma ve araştırmalar devam etmektedir. Bu çalışmalar altyapı ve üst yapı şeklinde ayrılırken, üst yapı noktasında geliştirilecek çalışmaların alt yapı etkileşimi ile birlikte düşünülmesi gerekmektedir. Bu çalışmaların en önemli noktasını raylı raç üzerine etki eden dinamik kuvvetlerin belirlenmesi oluşturmaktadır. Dinamik yüklerden kaynaklı oluşan problemler 19. yy. ortalarına kadar fark edilememiştir.[4] 1847 yılında İngiltere’ de bulunan Stephson köprüsünün çökmesiyle dinamik yük problemi üzerinde çalışmalara başlanmıştır. Schöndinger (1930) [5] atomların birbiri arasındaki hareketleri ve salınımlarını inceleyip titreşim hareketi olarak tanımlayan ilk bilim insanlarından bir tanesidir.

Titreşim mevcut denge merkezinde oluşan salınım hareketidir. Titreşim, müzik aletlerinde notaları oluştururken, mühendislik yapıları, araçlar, silahlar, robotlar, tezgahlar ve bilgisayarlar için olumsuz sonuçlar meydana getirmektedir. Şekil 2.1’ de titreşimden olumsuz etkilenen bazı uygulama alanları gösterilmektedir.

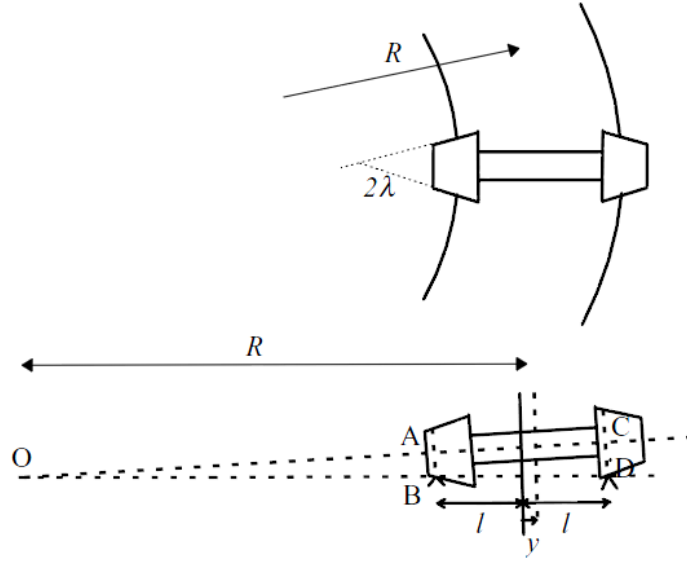


Şekil 2.1. Dinamik yüklerden ve yol yapısından kaynaklı oluşan titreşimlerin olumsuz etkilediği bazı alanlar [6]

Raylı ulaşım alanında, ray ve teker arasındaki dinamik etkileşim, buhar kazanlarının icadı ve lokomotiflerde kullanılmaya başlanmasına kadar geriye gitmektedir. Fakat ilk denemelerde, rayın mekanik özelliklerinin yeterli olmayışı rayların kırılması ile sonuçlanmıştır. 1800'lü yılların ortalarından sonra çelik üretiminin yaygınlaşması, döküm yerine dövme ve haddeleme yöntemlerinin ortaya çıkması ray ve tekerin mekanik özelliklerinin iyileşmesine yol açmıştır. 1832 de üretilen iki tarafı mantar şeklindeki rayların kullanımı her ne kadar montaj zorluğu nedeniyle tercih edilmemiş olsada bunun yerine geliştirilen tek tarafı mantar geometrisine sahip vinyol (patentli) tip raylar ile oluklu rayların günümüzdeki kullanımı ve üretimi devam etmektedir [3].

Düz yüzeyli mantar şeklindeki ray ve flanşlı silindirik yüzeyli tekerleklerin demiryollarında uygulanması birtakım hayati problemlerin tespit edilmesine imkân tanımıştır. Yeterli sertliğe sahip olmayan düz yüzeyli rayın mantar bölgesi ile teker arasında oluşan yapışma, yuvarlanma direncinin artmasına yol açarken aynı zamanda hem lokomotifin yüksek güç gereksinimine hemde rayda ondülasyon oluşumuna sebebiyet vermektedir [3]. Ayrıca düz yüzeyli ray ve teker teması rayın radyal olarak kıvrıldığı kurplarda tekeri yeterince klavuzlayamadığı için tekerin boden bölgesindeaşırı yanal yüklerin oluşmasına ve bu bölgenin aşınmasının hızlı gelişmesine neden olmaktadır. 1855 yılında Redtenbacher kurplarda rayın tekeri klavuzlayabilmesi için sol ve sağ teker arasındaki açısal hız farkının konik teker

profili ile elde edilebilceğini ortaya atmıştır. Tekerin kurplardaki yanal hareketinin, tekerlek yarıçapı ve tekerlek ray temas mesafesi ile doğru, kurp yarıçapı ile tekerlek konikliğinin ters orantılı olduğunu (3.1) ve (3.2) bağıntılarından [7] yola çıkarak tespit etmiştir (Şekil 2.2).



$$OAB = OCD$$

Şekil 2.2. Konik teker setinin kurp geçişindeki hareketi [7].

Raylı araçlar özellikle köprü geçişi gibi hareketli yüklemelerin olduğu durumlarda, sabit zemine göre daha fazla dinamik kuvvetlerin etkisine maruz kalmaktadırlar [4].

Bu zamana kadar yapılan raylı araç-köprü etkileşiminin dinamik cevabına yönelik çalışmalar incelendiğinde; Koç (2017) [4] farklı serbestlik dereceleri üzerinde modellemeler yaparak araç ve köprü etkileşimlerini yol pürüzlülük değerlerini de hesaba katarak yeni bir matematiksel model oluşturmuş ve analizler gerçekleştirmiştir. Oluşturduğu matematiksel modeli bu alanda çalışma yapmış diğer araştırmacılarla karşılaştırarak oluşturduğu matematiksel modelin doğruluğunu ispatlamıştır. Fakat yapmış olduğu çalışma gerçek ortam şartlarında olmadığı için tüm parametreleri değerlendirme anlamında kısıtlı kalmıştır.

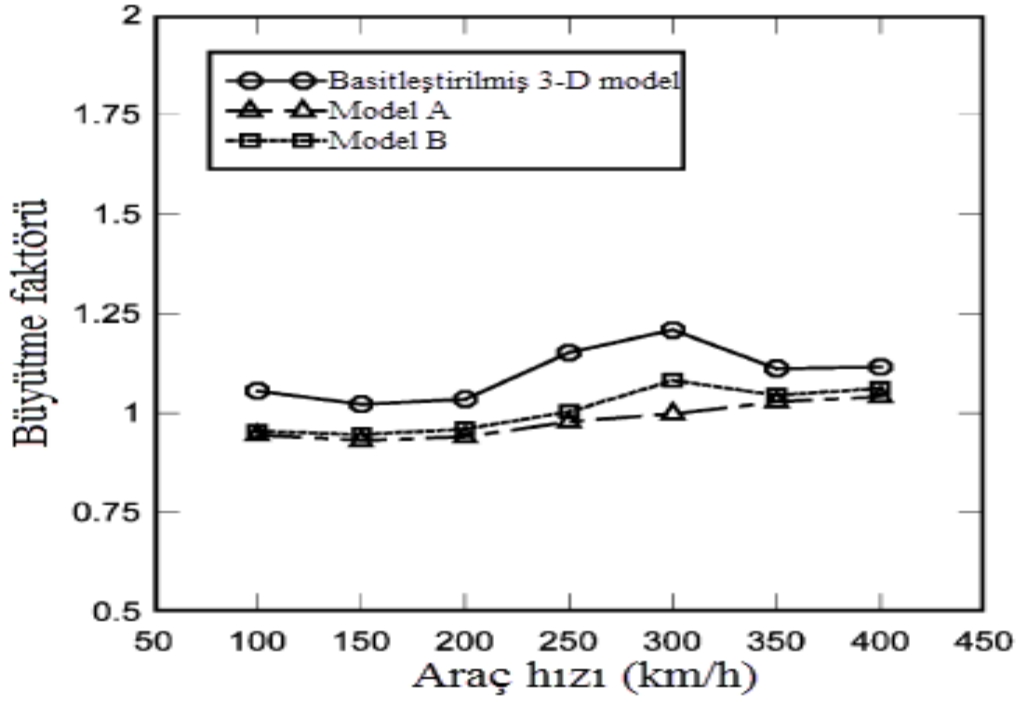
Mızrak (2015) [3] UIC standartlarına uygun olarak 1/5 ölçekli bir boji ve test ünitesi tasarlayarak imalatını yapmıştır. Yapmış olduğu beş serbestlik bu boji üzerinden araç

ve köprü geçişlerini yüksek hızlarda inceleyerek MATLAB programının bulanık mantık arayüzünü kullanarak simülasyonunu gerçekleştirmiştir. Bu çalışmalar doğrultusunda yeni bir boji süspansiyonu optimizasyonunu yapmıştır. Optimizasyonu yapılmış yeni süspansiyon sisteminin seyir konforuna %26 oranında olumlu yönde katkı sunduğunu ispatlamıştır. Mızrağın yapmış olduğu 1/5 ölçekli boji ve test ünitesi şekil 2.3. gösterilmiştir.



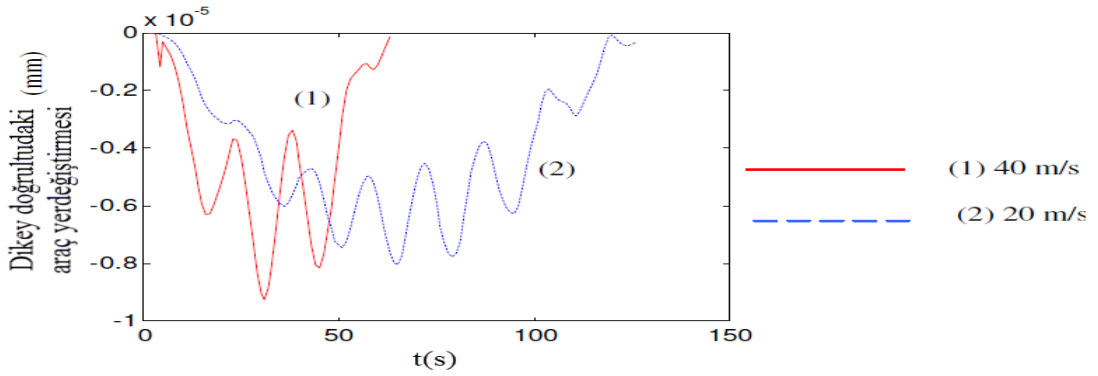
Şekil 2.3. 1/5 Ölçekli boji test ünitesi [8].

Song vd. (2003) [8] yüksek hızlarda araç köprü etkileşimlerini incelemişlerdir. Yapmış oldukları 38 serbestlik dereceli araç modelini 3 boyutlu olarak incelemişlerdir. Balastlı demiryollarında yolun geometrisi zamana bağlı olarak değişkenlik gösterdiği için çökme kabulü yapılmıştır. Lagrange eşitliklerini kullanarak yeni bir hareket denklemi oluşturmuşlardır. Çalışmada yol pürüzlülük değerleri ve hızın yol açıklığı kadar etken bir parametre oluşunu ispatlamışlardır. Büyütme faktörünün değişimi şekil 2.4. gösterilmiştir.



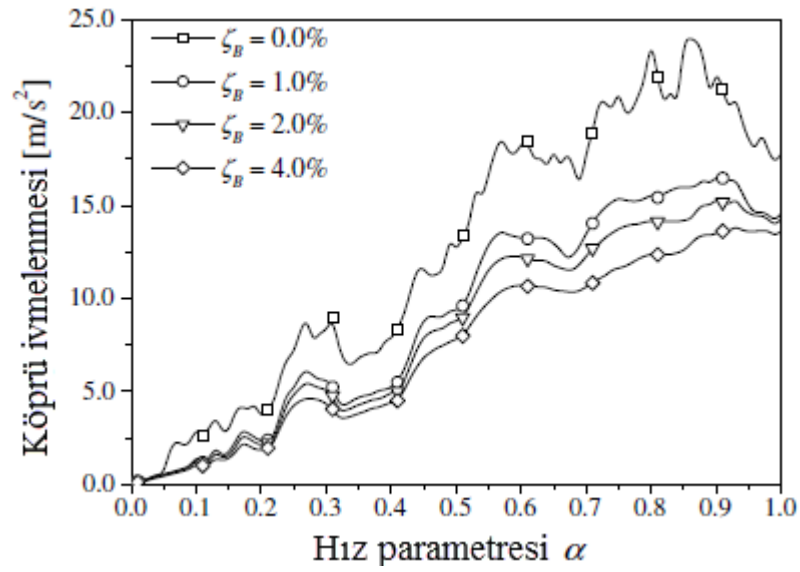
Şekil 2.4. Aracın hızına bağlı olarak büyütme faktörünün değişimi [8].

Machado ve Bernardes (2007) yapmış oldukları çalışmada, demiryolu aracının köprü geçişi sırasında orataya çıkan yük ve kuvvetleri hareket kabullerine uygun şekilde bir paradigma oluşturmuştur. Demiryolu aracının oluşturduğu 2 serbestlik dereceli köprü modeli üzerinden geçişi sırasında oluşturduğu dikey salınımları incelemiştir. Bu çalışmada balastın rijitlik katsayısının aracın davranışlarına olan etkisinde incelenmiştir. Değişken hızlarda yapmış olduğu çalışmada elde edilmiş salınım grafikleri şekil 2.5. gösterilmektedir [9].



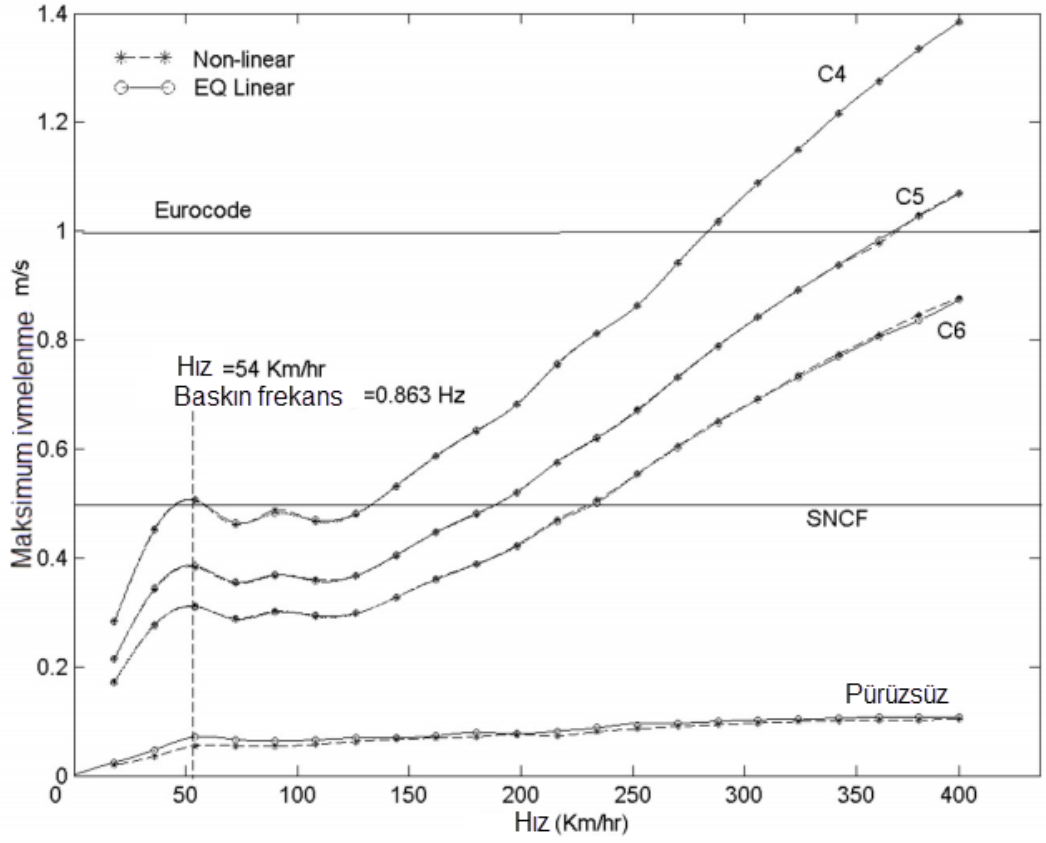
Şekil 2.5. Değişken hızlarda demiryolu aracının dikey salınımları [9].

Majka ve Hartnett (2008) yapmış oldukları çalışmada, bir demiryolu aracının köprü geçişi sırasında hızının, ağırlığının ve süspansiyon sistemlerinin sönümlenme katsayısı gibi parametreler göz önünde bulundurularak aracın hareket halindeki davranışlarını incelemişlerdir. Sanal ortamda yapmış oldukları araç modeli 27 serbetlik derecesine sahiptir. Tasarlamış oldukları köprü modeli ise Euler-Bernoulli Beam sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak doğrusal olarak yapılmıştır. Çalışmada demiryolu aracının hızı arttıkça köprü ivmelenmesinin de arttığı sonucuna varılmıştır. Aracın hızına bağlı olarak köprü ivmelenmesinin değişimi şekil 2.6. da gösterilmektedir [10].



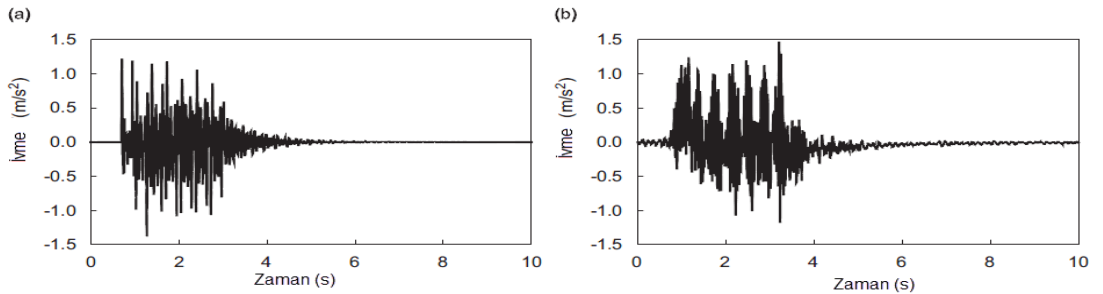
Şekil 2.6. Hıza bağlı olarak köprü ivmelenmesinin değişimi [10].

Kargarnov vd. (2005) YHT setleri üzerinde yapmış oldukları çalışmalarda, YHT setininin köprü geçişi sırasında seyir konforuna etkiyen parametreler üzerinde durulmuştur. Çalışmada YHT seti, ray, yol bağlantı malzeleri, balast ve viyadük birbirine bağlı olarak bir paradigma sentezi oluşturulmuştur. Viyadüğün modellenmesi için timeşenko beam protatipi kullanılmıştır. Seyir konforuna ray pürüzlülük değerleri, hız ve aracın süspansiyon sistemlerinin etkisi ayrı ayrı inlenmiştir. Ray pürüzlülüğün seyir konforuna etkisi diğer parametrelere göre daha fazla etkidiğini ortaya koymuştur [11]. Şekil 2.7. de ivmelenmenin hıza ve ray pürüzlülüğüne bağlı olarak değişimi gösterilmiştir.



Şekil 2.7. Değişken hızlarda pürüzlüğünün ve hızın ivmelenmeye göre değişimi [11].

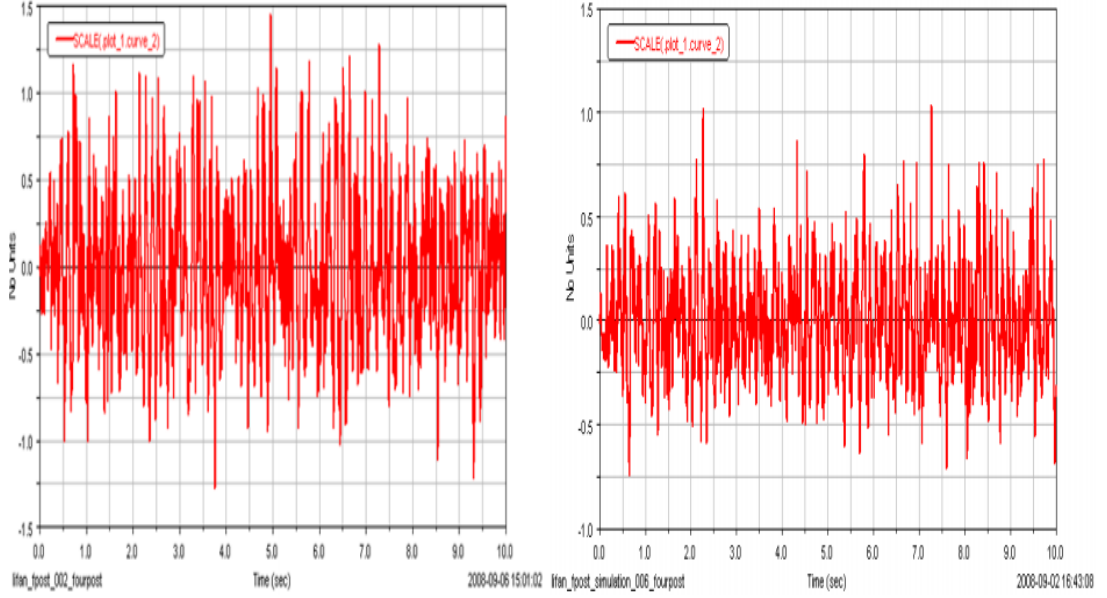
Zhang vd. (2008), YHT setlerinin gerçek ortam ve sanal ortamda araç köprü etkileşimleri gerçekleştirerek sonuçları karşılaştırmışlardır. Sanal ortamda oluşturulan model ve gerçek ortamda yapılan testlerle alakalı olarak ivme-zaman grafiklerinin karşılaştırması Şekil 2.8. de gösterilmiştir [12].



Şekil 2.8. Sanal model a) Gerçek testler, b) Kıyaslanması [12].

Tang. (2013) yapmış olduğu çalışmada standart seyir konforunu arttırmak adına araç üzerinde bulunan süspansiyonlar ve damperlerin seyir konforuna olan etkisi üzerinde

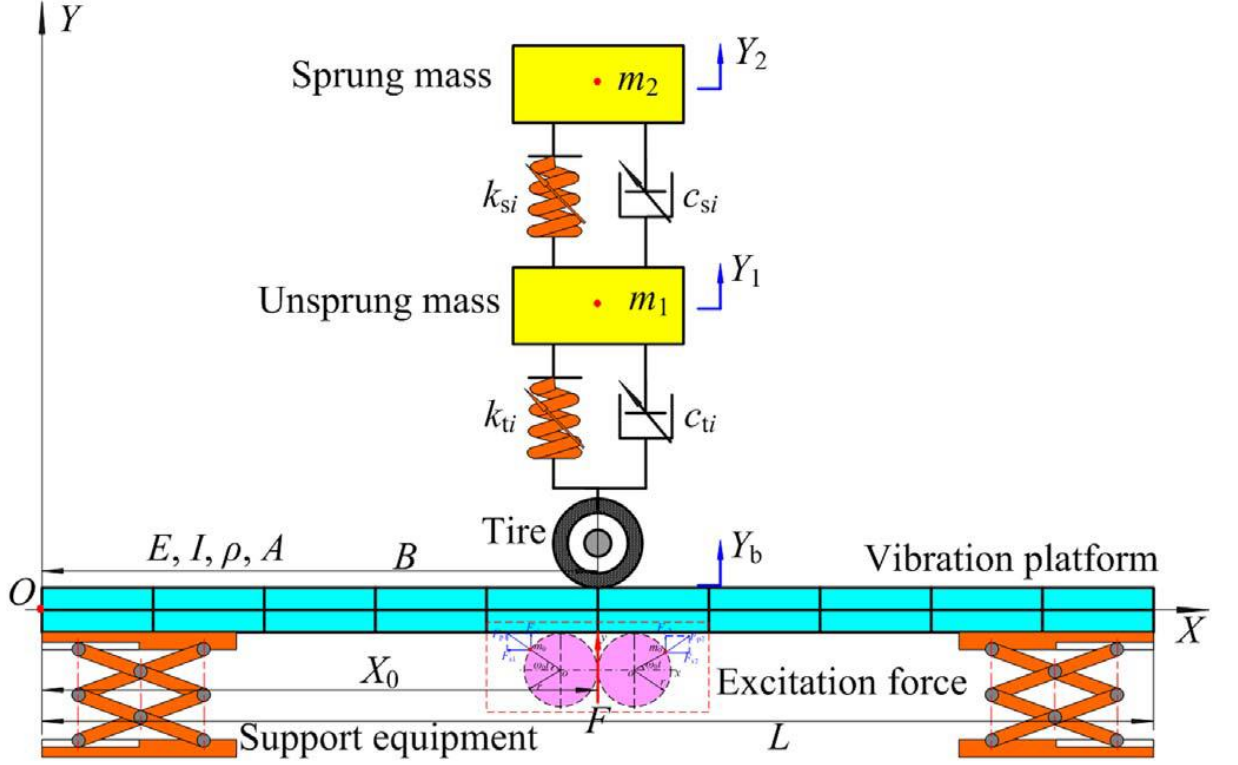
çalışmıştır. Yapmış olduğu çalışmada boji süspansiyonlarının optimize ederek titreşimlerin % 47 oranında düşürülmesini sağlamıştır [13].



Şekil 2.9. Boji süspansiyonlarının titreşimlerinin a) Gerçek hali, b) Optimize edilmiş hali [13].

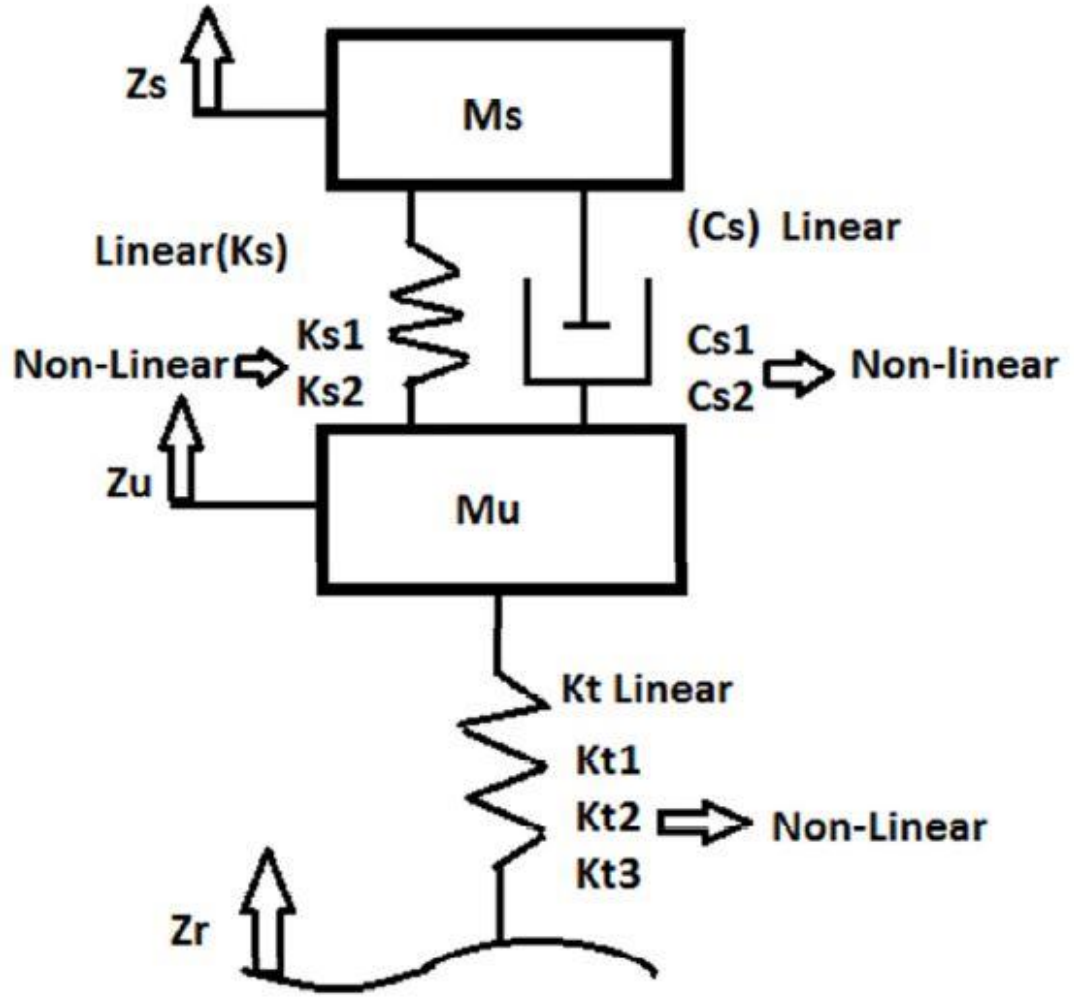
Derpez vd. (2004) offroad araçlarının kabin sistemine ait süspansiyonları iyileştirmek adına yapmış oldukları çalışmada oluşturdukları doğrusal olmayan araç modeli üzerinden yerinde ölçüm metodunu kullanarak doğrusal olmayan süspansiyon sistemlerinin davranışlarını önceden tahmin edebilmişlerdir [14].

Zhou vd. (2017) yapmış oldukları çalışmada 2 serbestlik dereceli araç modeli ve Euler-Beam kiriş metodu ile modellemiş oldukları köprü modeli üzerinden araç köprü etkileşimi sırasında oluşan dinamik davranışları incelemişlerdir. Aynı zamanda yapmış oldukları doğrusal, yarı doğrusal ve doğrusal olmayan dinamik davranışlarını inceleyerek maksimum yer değiştirmenin köprü merkezinde olduğunu saptamışlardır [15].

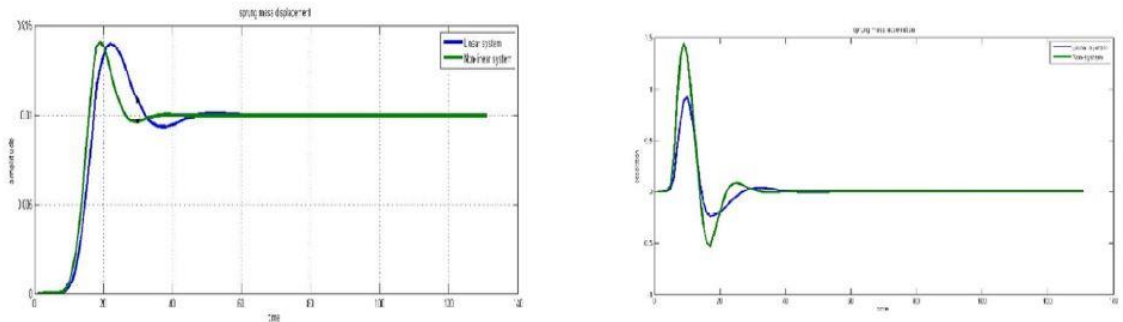


Şekil 2.10. 2 Serbestlik dereceli araç modeli [15].

Mohite ve MİTRA. (2018) yapmış olduğu çalışmada oluşturmuş oldukları çeyrek araç modeli üzerinden doğrusal ve doğrusal olmayan yöntemleri karşılaştırarak MATLAB/SİMULİNK ara yüzü vasıtasıyla simülasyonunu gerçekleştirmiştir. Çalışma sonucundan doğrusal olmayan modelin gerçeğe daha yakın sonuç verdiğini ispatlamışlardır [16].



Şekil 2.11. Oluşturdukları çeyrek araç modeli [16].



Şekil 2.12. Doğrusal ve doğrusal olmayan araç modellerinin karşılaştırması [16].

Nagarkar vd. (2016) araç koltuklarında bulunan süspansiyon sistemleri üzerine yapmış oldukları çalışmada 8 serbestlik dereceli çeyrek araç modeli üzerinden aracın süspansiyon sistemlerinin optimizasyonunu sağlamışlardır. Çalışmada araç modeli

olarak bir 80 km/h hızla giden bir otomobil kullanılmış ve yol modeli C sınıfı bir yol seçilmiştir. Çalışmadan elde edilen sonuçlar MATLAB/Simulink ara yüzü üzerinden simülasyonu sağlamıştır. [17]

QIAN vd. (2013) yapmış oldukları çalışmada 10 km/h hızla hareket eden bir trenin köprü etkileşimi sırasında oluşan harmonik hareketleri incelemişlerdir. Çalışmada 2 serbestlik dereceli çeyrek araç modeli kullanılmıştır. Çalışmanın sonucunda aracın kritik hız değerine yaklaştıkça köprü üzerinde oluşan titreşimlerin arttığı saptanmıştır. [18]

Zhen vd. (2016) araç köprü etkileşimlerinin dinamik etkisi üzerine yapmış oldukları çalışmada 4 serbestlik dereceli araç modelini yay-kütle-sönüm teorisine uygun olarak modellemişlerdir. Çalışma sonucunda köprüye ilk giriş hızı arttıkça köprü üzerinde ki dinamik tepkilerin arttığı görülmüştür. [19]

Özcan vd. (2013) hafif ticari araçların yay ve süspansiyon sistemlerini optimize etmek adına yapmış oldukları çalışmada 2-4-6-7 serbestlik dereceli çeyrek ve yarım araç modelleri kullanılmıştır. Çalışmadan elde edilen sonuçlar MATLAB/Simulink ara yüzü üzerinde simüle edilmiştir. Çalışmanın sonucunda hafif ticari aracın süspansiyon sistemlerinin optimuma yakın olduğu tespit edilmiştir fakat geliştirilen modelin geleneksel süspansiyon sistemi tasarım yöntemine göre çok daha hızlı sonuç verdiği saptanmıştır. [20]

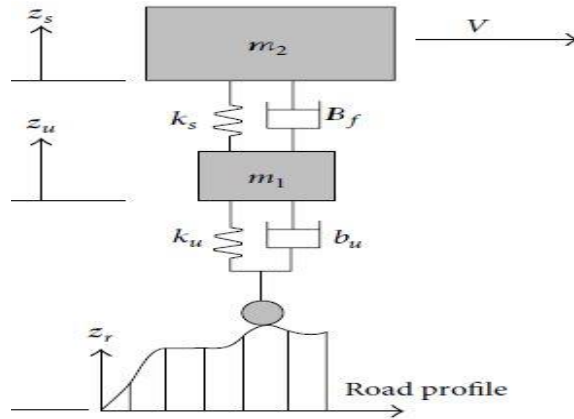
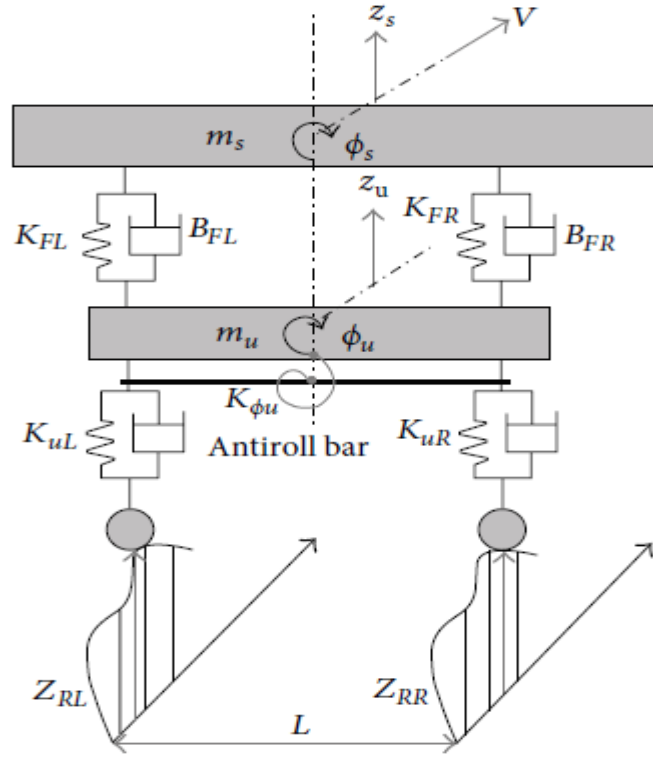


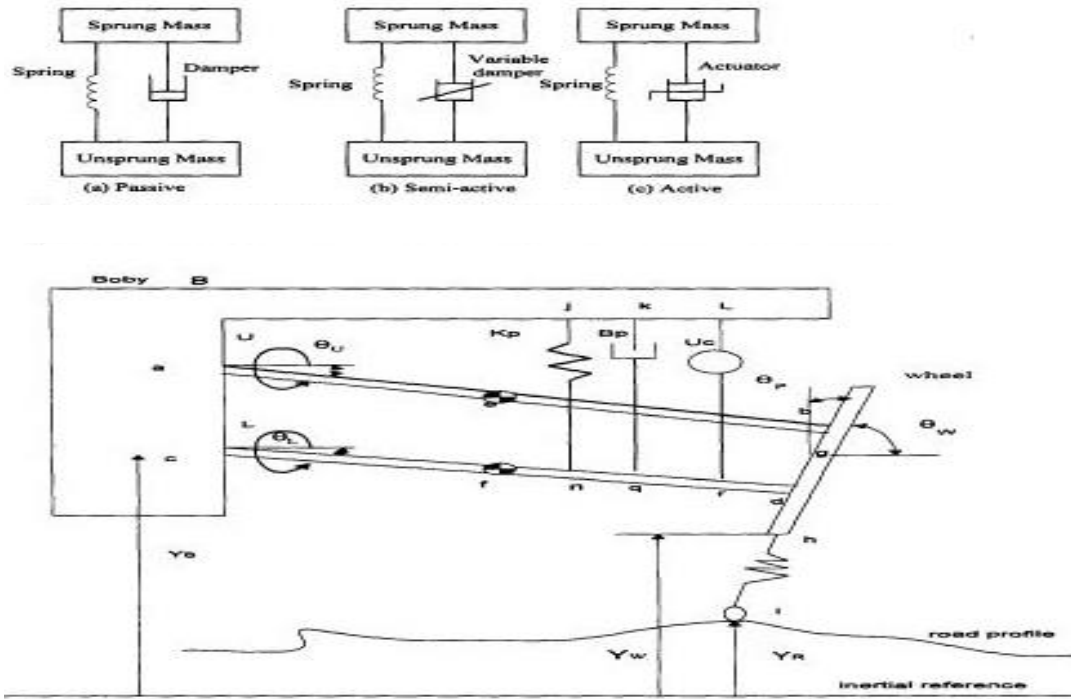
FIGURE 1: Quarter car model.

.Şekil 2.13. Çeyrek araç modeli [20].



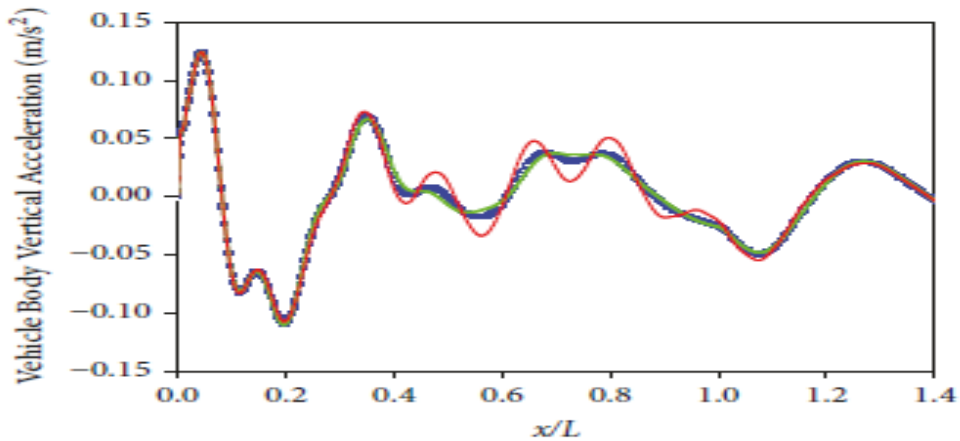
Şekil 2.14. Yarım araç modeli [20].

Joo vd. (2000) araç süspansiyon sistemleri üzerinde yapılan doğrusal ve doğrusal olmayan modelleri bir araba üzerinden çeyrek araç modeli üzerinde karşılaştırmasını yapmışlardır. Çalışmanın sonucunda doğrusal olmayan modelin daha hassas sonuçlar verdiği saptanmıştır. [21]

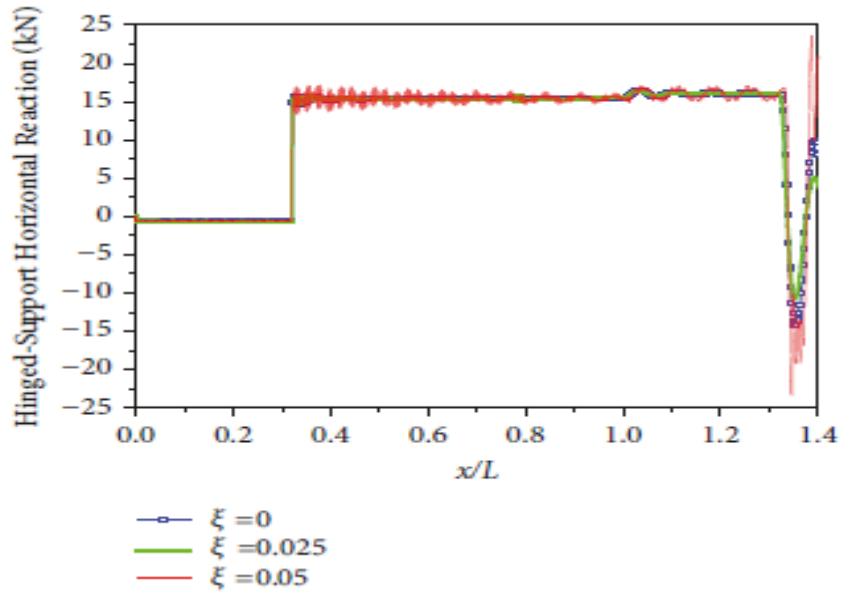


Şekil 2.15. Çeyrek araç modeli [21].

Wang vd. (2019) karayolu üzerinde değişken hızlarla hareket eden bir aracın köprü geçişi sırasında oluşturduğu dikey yönlü hareketlerini incelemiştir. Araç 40-80-120 km/h saat hızlarla geçiş yaptığı köprü ANSYS programı üzerinden sonlu elemanlar modeli yardımıyla modellenmiştir. Çalışmanın sonucunda köprüde oluşan dikey tepkilere en fazla ani frenleme, hızlanma ve yol pürüzlülüğünün etkisi olduğu saptanmıştır. [22]

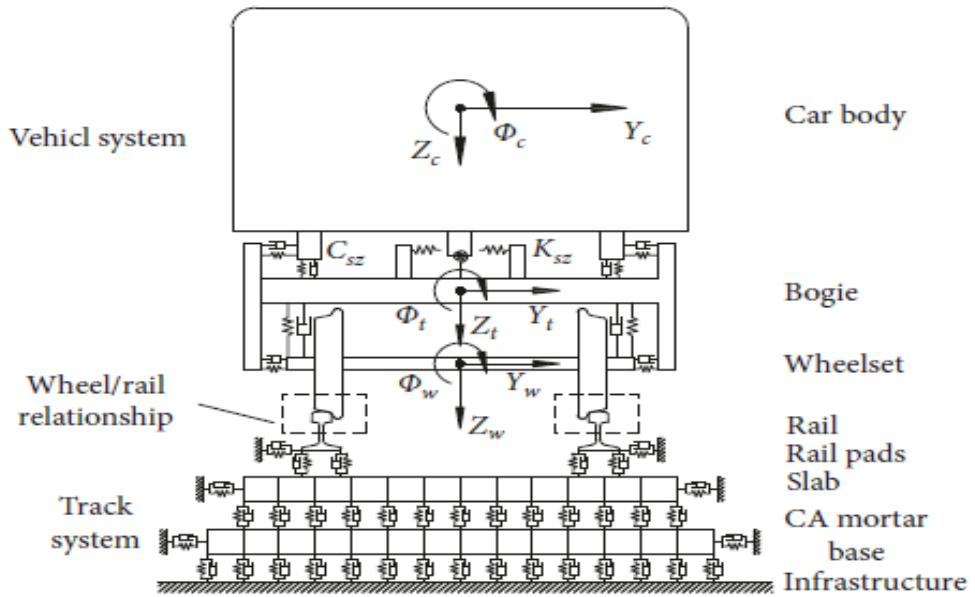


Şekil 2.16. Farklı hızlarda aracın dikey ivmelenmesi [22].



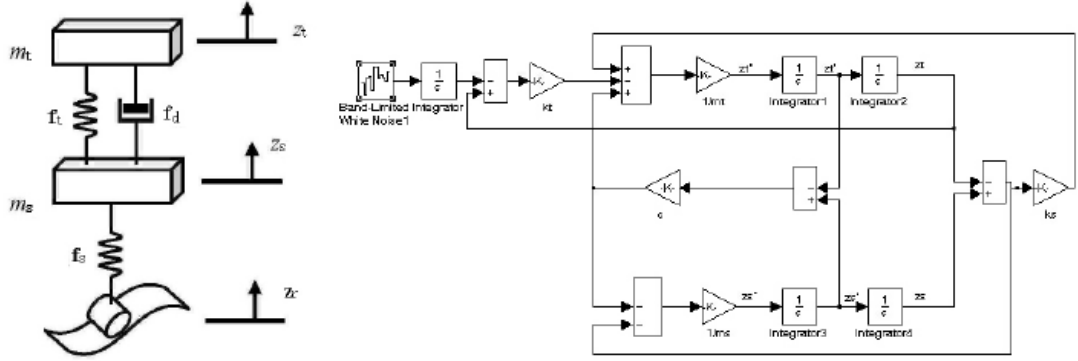
Şekil 2.17. Kirişin ivmelenmeye karşı oluşturduğu etki [22].

Liu vd. (2019) olasılık teorisine dayanarak doğrusal olmayan araç ve yol modeli üzerinden güvenli bir demiryolu işletmeciliğini sağlamak adına yapmış oldukları çalışmada bir demiryolu aracı modeli oluşturmuşlardır. Bu modeli Monte Carlo modeli ve Zhai modeli üzerinden doğrularak güvenli demiryolu işletmeciliğine katkı da bulunmuşlardır. [23]

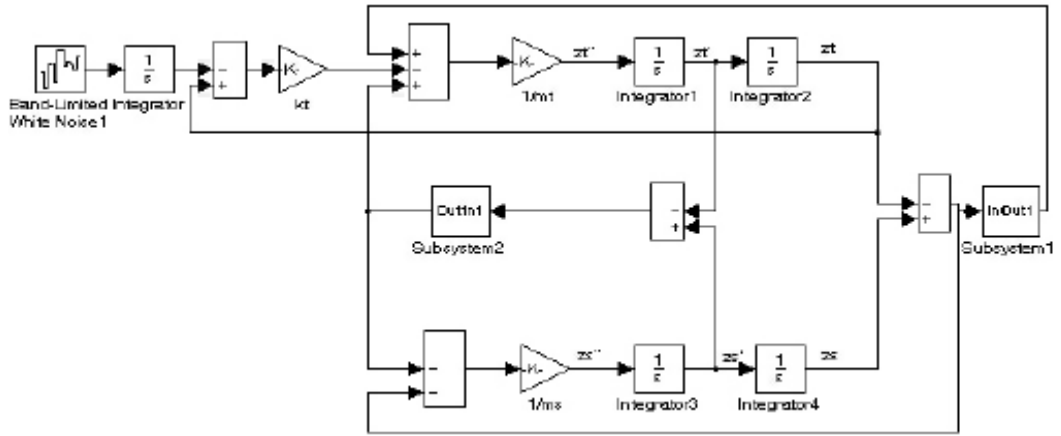


Şekil 2.18. Araç – Yol modeli [23].

Zhoo vd. (2013) engebeli bir yolda hareket eden 2 serbestlik dereceli araç modeli üzerinden doğrusal ve doğrusal olmayan modellerin karşılaştırmasını yapmıştır. Çalışma MATLAB/Simülink ara yüzü kullanılarak simüle edilmiştir ve çalışmanın sonucunda doğrusal olmayan modelin süspansiyonlarının dikey yer değiştirmesinin ve dikey ivmesinin doğrusal modele nazaran daha fazla olduğu saptanmıştır. [24]

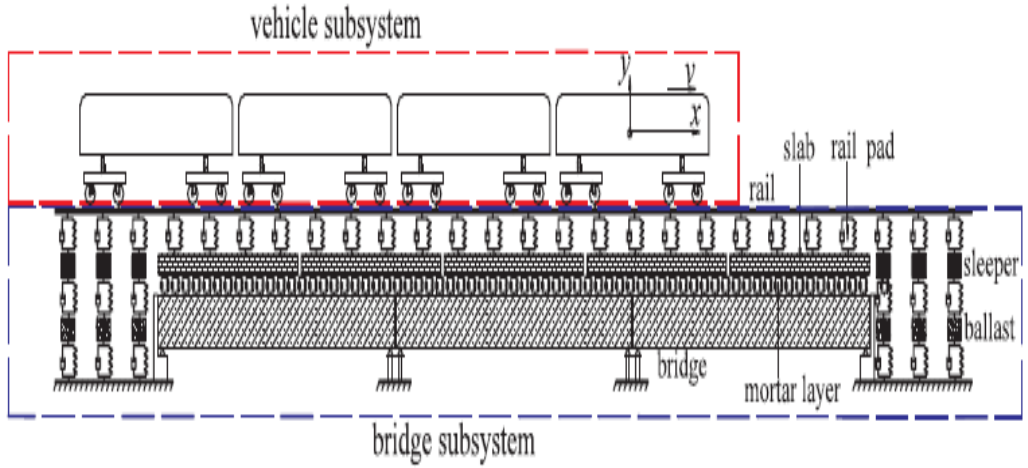


Şekil 2.19. Çeyrek araç modeli ve doğrusal araç modeli [24].

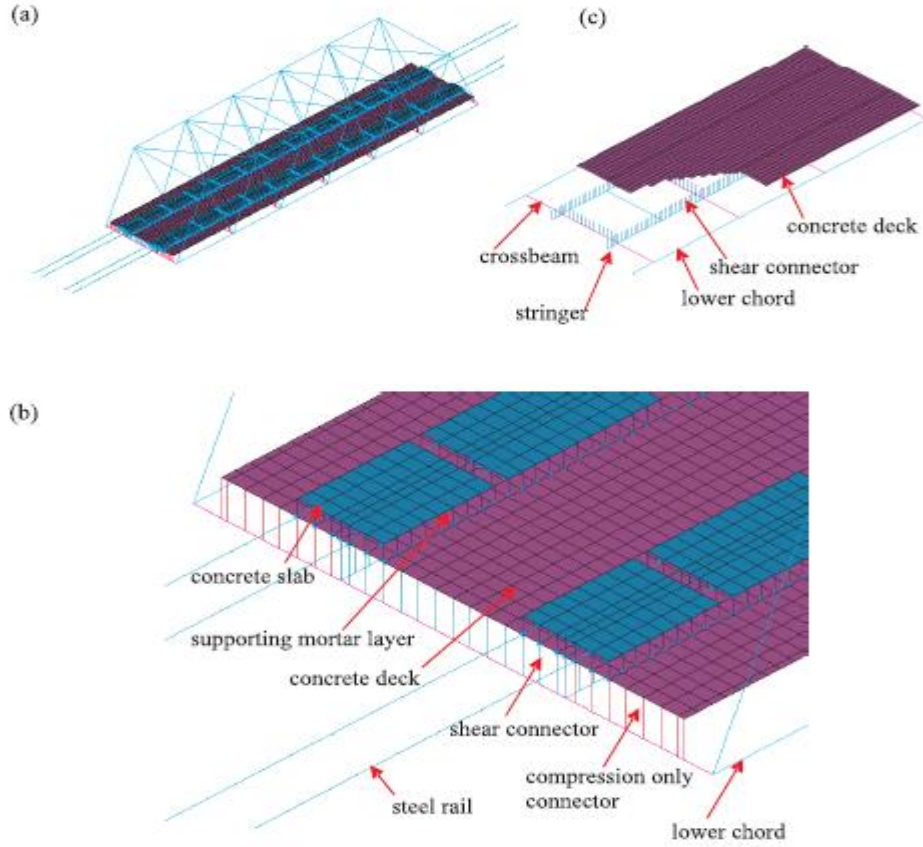


Şekil 2.20. Doğrusal olmayan araç blok diyagramı [24].

Li vd. (2008) doğrusal olarak hareket etmeyen demiryolu aracının köprü ile etkileşimi sonucu oluşan yer değiştirmeleri sanal ortamda yeni bir sayısal model geliştirmeyi amaçlamışlardır. Yapmış oldukları sayısal modeli ANSYS programı üzerinden dinamik analizi yapmışlar ve 100 km/h hızla hareket ederken Msc Adams programı yardımıyla hareketlerini incelemişlerdir. Çalışma sonucunda yeni bir köprü modellemesi yapmayı başarmışlardır. [25]



Şekil 2.21. Araç köprü sisteminin şematik gösterimi [25].



Şekil 2.22. Önerilen yeni köprü modeli [25].

Meng vd. (2019) doğrusal olmayan araç köprü modelinin incelenmişlerdir. Köprü modeli olarak Alaska' da Firbank ve Anchorage arasında bulunan bir karayolu köprüsü üzerinden modelleme yapılmıştır. Köprü uzunluğu 240, 8 m' dir. Araç modeli olarak

bir kamyon kullanılmıştır. Araç köprü üzerinden 72,4 km/h hızla geçiş yaptığı sırada köprünün hareketlerini inceleyerek verdiği tepkiler ölçülerek köprünün dayanımı ölçülmüştür. [26]

Cebon vd. (1995) araç köprü geçişleri sırasında hidrolik süspansiyon sistemine sahip bir araçla, pnömatik süspansiyon sistemine sahip bir aracın köprü geçişleri sırasında, köprü üzerinde oluşturdukları dinamik hareketleri incelemişlerdir. Pnömatik süspansiyon sistemine sahip araçların geçiş sırasında köprü üzerinde daha az titreşim oluşturdukları saptanmıştır. [27]

Chao vd. (2018) doğrusal olmayan araç süspansiyonun haiz olduğu sertlik değerinin sönümlemeye olan etkisini incelemişlerdir. Çalışmada 5 serbestlik dereceli yarım araç modeli kullanılmıştır ve elde edilen sonuçlar MATLAB/Simulink ara yüzü vasıtasıyla simüle edilmiştir fakat süspansiyon sertlik derecesinin dinamik harekete olan etkisinin çok az olduğu saptanmıştır. [28]

Shafiei (2020) doğrusal ve doğrusal olmayan modeller üzerinden araç köprü etkileşiminin dinamik olarak incelenmesinde bulunmuştur. Çeyrek araç modeli ve Euler-Beam köprü modeli üzerinde yapmış olduğu çalışmada araçların köprü üzerinden geçiş hızı arttıkça köprünün dinamik tepkisinin arttığını saptamıştır. [29]

Çalışma ile birlikte, mevcut çalışmalara ek olarak, raylı araç-köprü etkileşimi sonucunda ortaya çıkan dinamik kuvvetlerin belirlenmesine yönelik, doğrusal ve doğrusal olmayan matematiksel modellerin, MATLAB/SIMULINK ortamında oluşturulup, hem SEM hem de PDO yardımıyla sayısal olarak dinamik cevaplarının elde edilmesi gerçekleştirilecektir.

BÖLÜM 3

ARAÇ VE KÖPRÜ ÖZELLİKLERİ

Günümüzde ray ile etkileşimli şekilde rayın üzerinde hareket eden araçlar; hafif, orta ve yüksek hızlı olmak üzere üç ana başlık altında sınıflandırılmıştır. Ülkemiz demiryollarında, şehirler için ani hızlanma kabiliyetine sahip hafif seri araçlar, ana merkezler ile çevre il ve bölgeler arasında konvansiyonel hatlar üzerinde hareket edebilen orta hızlı raylı araçlar, daha uzun mesafelerde yükleme ve hızlanma kapasiteleri oldukça gelişmiş, güçlü altyapı ve uygun coğrafik koşullar gerektiren yüksek hızlı raylı araçlar tercih edilmiştir. Raylı araçlar, tahrik kısmı elektrikli ve içten yanmalı motorlara sahip lokomotif ile çekilen kısım vagonlardan oluşmaktadır. Çekilen araçlarda yükün veya yolcunun kapalı veya açık bir alanda taşındığı kısım vagon gövdesi, vagonun ray üzerinde hareketini sağlayan kısmı da boji olarak isimlendirilmektedir [30].

Köprüler iki kara parçası arasındaki bağlantıyı oluşturmak için yapılan, ve mukavemeti yüksek yapılar olarak tanımlanmaktadır. Buna göre köprü çeşitleri birçok farklı etmene göre sınıflandırılabilir. Özellikle su gibi aşındırıcı akışkanlara dayanıklı olabilmeleri için korozyona karşı kaplamalarla korunmaları gerekmektedir.

Köprüler geçmiş zamandan bugüne kadar; ahşap, metal, taş, betonarme ve kompozit malzeme kullanılarak inşa edilmektedirler. İnşaat tekniği olarak köprüler; kemerli, kirişli, asma, , prefabrik vb. olarak sınıflandırılabilirler.

3.1. KÖPRÜNÜN ÖZELLİKLERİ VE KONUMU

Raylı araç köprü etkileşimi için hali hazırda alt yapı ve üst yapı işleri tamamlanmış fakat kullanılmaya henüz başlanmamış Ankara-İstanbul YHT hattı üzerindeki 1 nolu viyadük belirlenmiştir. Viyadüğün bulunduğu bölge Sakarya ili Geyve ilçesinin

Örencik mahallesindedir. Proje konumu olarak Ankara- İstanbul YHT hattı 136+776 – 136+893,5 km arasında bulunmaktadır. Şekil 3.1.' de viyadüğe ait kuş bakışı, Şekil 3.2. ise testin yapıldığı bölgeye ait bir fotoğraf gösterilmektedir.



Şekil 3.1. Viyadük-1 kuş bakışı çizimi.



Şekil 3.2. Viyadük-1.

lokomotiflerde şanzıman dişliler ve hidrolik donanımlardan oluşur. Dişli olan kısım yön tayini ve ana hat/manevra seyir modu seçimi için kullanılır ve hız kademelendirmesi hidrolik donanımlar ile sağlanır.

Lokomotif 670 beygir gücünde ve Amerikan menşeli Plymouth Works firması tarafından üretilmiştir. Şekil 3.6-7. Araç köprü etkileşiminde kullanılacak aracın görselleri yer almaktadır.



Şekil 3.5. DH 6700 Lokomotifin önden görünüşü.



Şekil 3.6. DH 6700 Lokomotifin yandan görünüşü.

Araç ve köprünün dinamik simülasyon için gerekli parametreleri Çizelge 1’de verilmektedir.

Çizelge 3.2. Raylı araç ve köprü parametreleri.

Parametreler	Değerleri
Vagon kütlesi (t)	65
Boji kütlesi (t)	3.04
Teker kütlesi (t)	1.7
Vagon yanal eksen atalet momenti (tm ²)	2086
Boji yanal eksen atalet momenti (tm ²)	3.93
Birincil süspansiyon direngenlik katsayısı (kN/m)	530
İkincil süspansiyon direngenlik katsayısı (kN/m)	1180
Birincil süspansiyon sönüm katsayısı (kNs/m)	90.2
İkincil süspansiyon sönüm katsayısı (kNs/m)	39.2
İki boji merkezi arasındaki mesafe (m)	17.5
İki aks arasındaki mesafe (m)	2.5
Raylı araç uzunluğu (m)	24
Uzunluk sabiti	0.5
Köprünün elastikiyet modülü (GPa)	200
Köprünün birim uzunluğunun kütlesi (t/m)	10
Köprünün atalet momenti (m ⁴)	0.172
Sönüm sabiti (%)	2.5
Köprü açıklığı (m)	30

BÖLÜM 4

PERİDİNAMİK DİFERANSİYEL OPERATÖR

Peridinamik (Peridynamic) teorisi ilk olarak Amerika'nın Sandia Ulusal Laboratuvarı'nda araştırmacı Dr. S. A. Silling tarafından 2000 yılında ortaya atılmış oldukça yeni ve gelecek vaat eden bir metottur [31]. Peridinamik teorisinde, A. L. Cauchy tarafından yaklaşık 200 sene önce ortaya atılan klasik sürekli ortamlar mekaniğinin hareket denklemleri tekrar formüle edilmiş ve denklemlerin yapısında bulunan konuma bağlı türevler kaldırılarak sadece hacimsel integraller kullanılmıştır (Şekil 4.1.) [32].

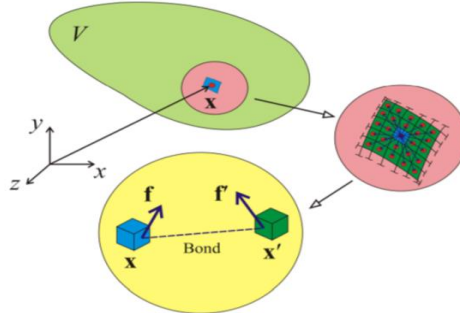
Malzeme üzerindeki herhangi bir noktanın hareket denklemi

$$\rho(\mathbf{x})\ddot{\mathbf{u}}(\mathbf{x},t) = \int_V \mathbf{f}(\mathbf{u} - \mathbf{u}', \mathbf{x} - \mathbf{x}') dV' + \mathbf{b}(\mathbf{x},t) \quad \text{Peridinamik Teorisi}$$

$$\rho(\mathbf{x})\ddot{\mathbf{u}}(\mathbf{x},t) = \nabla \cdot \boldsymbol{\sigma} + \mathbf{b}(\mathbf{x},t) \quad \text{Klasik Teori}$$

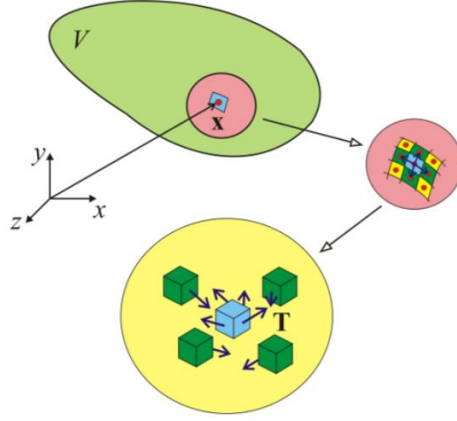
Şekil 4.1. Peridinamik teori ile klasik teorinin karşılaştırılması [32].

Peridinamik kelimesi Yunanca peri (yakın) ve dinamik (kuvvet) kelimelerinin birleşiminden oluşmuştur. İsminden de anlaşılacağı gibi bu teoride herhangi bir noktanın (x) hareket denklemleri birbirini etkileyen iki noktanın etki ve tepki kuvvetlerinden (f ve f') oluşmaktadır (Şekil 4.2) Bu yüzden bu noktaların arasındaki etkileşime bağ (bond) adı verilmektedir [32].



Şekil 4.2. Malzemedeki herhangi bir noktaya etki eden kuvvetlerin Peridinamik teorisinde gösterimi [32].

Peridinamik teorisinin avantajı hareket denklemindeki integral ifadesinden kaynaklanmaktadır. Şekil 12’de de görüleceği üzere klasik teori de bir noktaya etki eden kuvvetler hesaplanırken sadece kendisine en yakın noktalar hesaba katılmaktadır. Peridinamik teorisinde ise sadece kendisine en yakın noktalar değil aynı zamanda kendinden uzak noktaların etkisi de dikkate alınmaktadır [32].



Şekil 4.3. Klasik Sürekli Ortamlar Mekanikinde malzemedeki herhangi bir noktaya etki eden kuvvetlerin (T) gösterimi [32].

Peridinamik teorisindeki denklemlerin yapısı (hacimsel integral) özellikle süreksizlik olan ortamlarda; örneğin iki farklı malzeme arasındaki ara yüzeylerde, çatlak ve hasar gibi durumlarda veya şok etkilerinin analizinde Peridinamik teorisini, klasik yöntemle üstün kılmaktadır [32].

Peridinamik teorisinde skaler alan içerisinde hesaplanan her x değerine karşılık gelen $f=f(x)$ ifadesinde diğer x' noktaları ile beraber etkileşimlerinin etkisi için lokal olmayan gösterim sağlanmaktadır. Belirlenen noktalar kendi aile sınırlarının içerisinde H_x veya $H_{x'}$ ancak etkileşimde bulunurlar. Her bir noktanın birbiri ile etkileşimi birimsiz ağırlık fonksiyonu ($\omega(|\xi|)$) ile ifade edilmektedir. Ailelerin büyüklüğü ve şekli farklılık gösterebilir ve bu lokalsizliğin derecesini vermektedir. Ailelerin büyüklüğü azaldıkça lokallik artarken, artması durumunda lokallikten uzaklaşmaktadır. Genellikle seçilen x noktası kendi ailesi içerisinde uzay-zaman alanında simetrik olmayan konumdadır. Çünkü lokalsizlik zaman doğrultusu boyunca geçmişe bağlıdır. Peridinamik türevlendirmenin geçici olarak yokluğunda, iç noktalar ailenin içerisinde

simetrik konumda olmayabilir. Buna rağmen ailenin sınırları yakınında seçilen noktalar her zaman asimetriktir [33]. Buradan yola çıkarak peridinamik diferansiyel operatör (4.1);

$$\frac{\partial^{P_1+P_2+\dots+P_{M'}} f(x)}{\partial x_1^{P_1} \partial x_2^{P_2} \dots \partial x_{M'}^{P_{M'}}} = \int_{H_{x'}} f(x + \xi) g_N^{P_1 P_2 \dots P_{M'}}(\xi) dV \quad (4.1)$$

olarak tanımlanmıştır [16]. Burada p_i türevin x_i değişkenine göre mertebesini ifade etmektedir. $i=1, \dots, M$ olmak üzere herbir nokta arasındaki bağıl vektör $\xi = x' - x$ şeklindedir. Peridinamik fonksiyonlar ortogonal özelliğe sahip olup $g_N^{P_1 P_2 \dots P_{M'}}(\xi)$ şeklindedir (4.2) [34].

$$\begin{aligned} \frac{1}{n_1! n_2! \dots n_{M'}!} \int_{H_{x'}} \xi_1^{n_1} \xi_2^{n_2} \dots \xi_{M'}^{n_{M'}} g_N^{P_1 P_2 \dots P_{M'}}(\xi) dV \\ = \delta_{n_1 p_1} \delta_{n_2 p_2} \dots \delta_{n_{M'-1} p_{M'-1}} \delta_{n_{M'} p_{M'}} \end{aligned} \quad (4.2)$$

Burada peridinamik fonksiyon $n=0, \dots, N$ 'e kadar tekrardan düzenlenecek olursa [30];

$$\begin{aligned} g_N^{P_1 P_2 \dots P_M}(\xi) \\ = \sum_{q_1=0}^N \sum_{q_2=0}^N \dots \sum_{q_M=0}^{N-q_1-\dots-q_{M-1}} a_{q_1 q_2 \dots q_M}^{P_1 P_2 \dots P_M} \omega_{q_1 q_2 \dots q_M}(|\xi|) \xi_1^{q_1} \xi_2^{q_2} \dots \xi_M^{q_M} \end{aligned} \quad (4.3)$$

(4.3) elde edilmiş olur. $\omega_{q_1 q_2 \dots q_M}(|\xi|)$ ağırlık fonksiyonunu ifade ederken herbir $\xi_1^{q_1} \xi_2^{q_2} \dots \xi_M^{q_M}$ terimi polinomsal açılımı göstermektedir. Bilinmeyen $a_{q_1 q_2 \dots q_M}^{P_1 P_2 \dots P_M}$ terimi ise [33]

$$\sum_{q_1=0}^N \sum_{q_2=0}^N \dots \sum_{q_M=0}^{N-q_1-\dots-q_{M-1}} A_{(n_1 n_2 \dots n_M)(q_1 q_2 \dots q_M)} a_{q_1 q_2 \dots q_M}^{P_1 P_2 \dots P_M} = b_{n_1 n_2 \dots n_M}^{P_1 P_2 \dots P_M} \quad (4.4)$$

(4.4) çözümü ile elde edilmiş olur. $q_i=0, \dots, N$ olmak üzere şekil matrisi (7);

$$A_{(n_1 n_2 \dots n_M)(q_1 q_2 \dots q_M)} = \int_{H_x} \omega_{q_1 q_2 \dots q_M}(|\xi|) \xi_1^{n_1+q_1} \xi_2^{n_2+q_2} \dots \xi_M^{n_M+q_M} . dV \quad (4.5)$$

ve

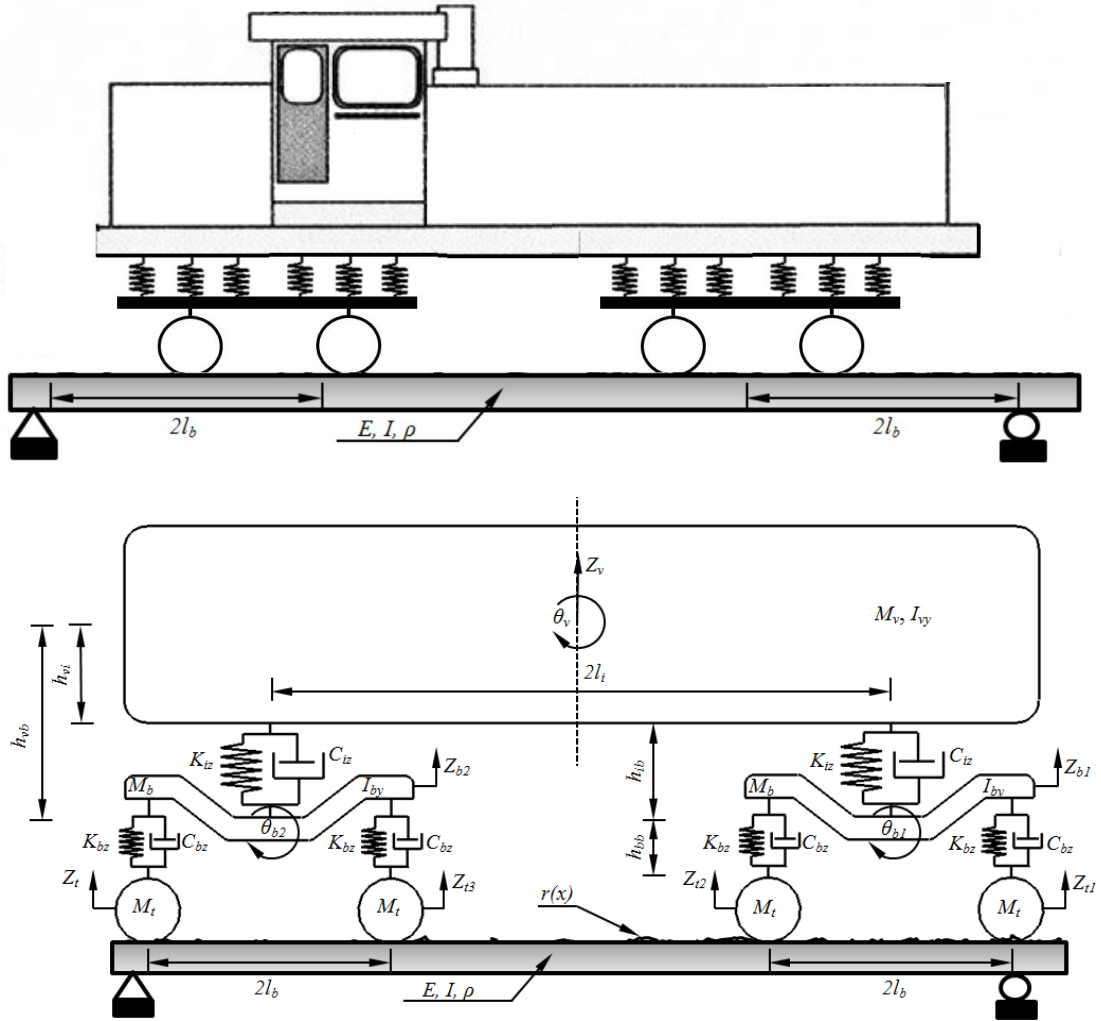
$$b_{n_1 n_2 \dots n_M}^{P_1 P_2 \dots P_M} = n_1! . n_2! \dots n_M! . \delta_{n_1 P_1} \delta_{n_2 P_2} \dots \delta_{n_M P_M} \quad (4.6)$$

ifadelerinin çözümü ile elde edilmiş olur. Peridinamik diferansiyel operatör ailenin büyüklüğüne bağlı olarak lokal türevlenmeyi kapsamaktadır. H_x küçüldüğü zaman $g_N^{P_1 P_2 \dots P_M}(\xi)$ artmaktadır. Bu durum bize lokalize olmaktan uzaklaşıldığını açıklamaktadır [33].

BÖLÜM 5

10 SERBESTLİK DERECELİ RAYLI ARAÇ KÖPRÜ MODELİ

Raylı araçlarda konforlu ve emniyetli bir ulaşım için sürekli yeni teknolojiler geliştirilmekte ve mevcut teknolojiler modernize edilmektedir. Raylı aracın emniyetli sürüş gereksinimlerinin geliştirilmesi için yapılacak olan çalışmalarda öncelikle vagonun dinamik hareketinin tanımlanması gerekmektedir. Vagon hareketini tanımlayan en temel model on serbestlik dereceli yarım raylı araç modelidir (Şekil 5.1).



Şekil 5.1. On serbestlik dereceli yarım raylı araç modeli.

On serbestlik dereceli yarım raylı araç modelinin hareket kabiliyeti Çizelge 5.1’de ifade edilmiştir.

Çizelge 5.1. On serbestlik dereceli yarım raylı araç modelinin hareket kabiliyeti.

Araç Bileşeni	Serbestlik Derecesi Çeşidi				
	Dikey	Yanal	Kafa Vurma	Yuvarlanma	Yalpalama
Vagon Gövdesi	Z_v		θ_v		
Ön Boji	Z_{b1}		θ_{b1}		
Arka Boji	Z_{b2}		θ_{b2}		
Ön Boji Ön Teker Seti	Z_{t1}				
Ön Boji Arka Teker Seti	Z_{t2}				
Arka Boji Ön Teker Seti	Z_{t3}				
Arka Boji Arka Teker Seti	Z_{t4}				

Şekil 5.1. ve Çizelge 5.1’den yola çıkarak vagon gövdesi dikey eksen hareket denklemi (Z_v);

$$M_v \ddot{Z}_v = 2K_{iz}(Z_{b1} + Z_{b2} - 2Z_v) \quad (5.1)$$

vagon gövdesi kafa vurma hareket denklemi (θ_v);

$$I_{vy} \ddot{\theta}_v = -2l_i [K_{iz}(Z_{b1} - Z_{b2})] - 4l_i^2 K_{iz} \theta_v \quad (5.2)$$

ön boji gövdesi dikey eksen hareket denklemi (Z_{b1});

$$M_b \ddot{Z}_{b1} = -2(4K_{bz} + K_{iz})Z_{b1} + 2K_{iz}Z_v + 4K_{bz}(Z_{t1} + Z_{t2}) - 2K_{iz}l_i \quad (5.3)$$

arka boji gövdesi dikey eksen hareket denklemi (Z_{b2});

$$M_b \ddot{Z}_{b2} = -2(4K_{bz} + K_{iz})Z_{b2} + 2K_{iz}Z_v + 4K_{bz}(Z_{t1} + Z_{t2}) + 2K_{iz}l_i \theta_v \quad (5.4)$$

ön boji gövdesi kafa vurma hareket denklemi (θ_{b1});

$$I_{by} \ddot{\theta}_{b1} = -2l_b [2K_{bz}(Z_{t1} - Z_{t2})] - 4l_b^2 (2K_{bz} \theta_{b1}) \quad (5.5)$$

arka boji gövdesi kafa vurma hareket denklemi (θ_{b2});

$$I_{by}\ddot{\theta}_{b2} = -2l_b[2K_{bz}(Z_{t3} - Z_{t4})] + 4l_b^2(2K_{bz}\theta_{b2}) \quad (5.6)$$

ön boji ön teker set dikey eksen hareket denklemi (Z_{t1});

$$M_t\ddot{Z}_{t1} = 4K_{bz}Z_{b1} - 4K_{bz}Z_{t1} - 4K_{bz}l_b\theta_{b1} + K_{rz}Z_r \quad (5.7)$$

ön boji arka teker set dikey eksen hareket denklemi (Z_{t2});

$$M_t\ddot{Z}_{t2} = 4K_{bz}Z_{b1} - 4K_{bz}Z_{t2} + 4K_{bz}l_b\theta_{b1} + K_{rz}Z_r \quad (5.8)$$

arka boji ön teker set dikey eksen hareket denklemi (Z_{t3});

$$M_t\ddot{Z}_{t3} = 4K_{bz}Z_{b2} - 4K_{bz}Z_{t3} - 4K_{bz}l_b\theta_{b2} + K_{rz}Z_r \quad (5.9)$$

Arka Boji arka teker set dikey eksen hareket denklemi (Z_{t4});

$$M_t\ddot{Z}_{t4} = 4K_{bz}Z_{b2} - 4K_{bz}Z_{t4} + 4K_{bz}l_b\theta_{b2} + K_{rz}Z_r \quad (5.10)$$

ile ifade edilmiştir.

$$[M_{ya}]\{\ddot{Z}_{ya}\} + [C_{ya}]\{\dot{Z}_{ya}\} + [K_{ya}]\{Z_{ya}\} = \{Q_{ya}\} \quad (5.11)$$

Eşitlik (5.11)'den yarım araç genel kütle M_{ya} , genel sönüm C_{ya} , genel direngenlik K_{ya} matrisleri ile genel yerdeğiştirme Z_{ya} ve genel kuvvet Q_{ya} vektörleri EK-1'de verilmiştir.

5.1. RAY MODELİ

Demiryollarında kullanılan raylar farklı tip ve özelliklerde üretilmektedirler. Ülkemizde konvansiyonel hatlarda 49'luk, yüksek hızlı hatlarda 60'luk raylar

kullanılmaktadır. Raylar matematiksel olarak “Timoshenko Beam” ve “Euler–Bernoulli Beam” teorileri kullanılarak iki ana giriş metoduna göre modellenebilmektedirler. Çalışmada ray “Euler–Bernoulli Beam” teorisi ve mod süper pozisyon yöntemine göre kabul edilmiştir [30, 34, 36].

$$EI \frac{\partial^4 Z_r(x,t)}{\partial x^4} + \rho \frac{\partial^2 Z_r(x,t)}{\partial t^2} + \mu \frac{\partial Z_r(x,t)}{\partial t} = -Q(x,t)\delta(x-vt) \quad (5.12)$$

Eşitlik (5.12)’de EI , çubuğun bükülme esnemezliğini E , çubuğun elastisite modülünü I , çubuğun kesitine göre atalet momentini ρ , çubuğun birim uzunluktaki kütleini μ , çubuğun birim uzunluktaki sönüm katsayısını, $Q(x,t)$ çubuğun üzerinde oluşan toplam kuvvet etkileşimini, Z_r raylı araç rayın üzerinde ilerlerken t zamanında rayın dikey yer değiştirmesini ve δ ise Dirac fonksiyonunu ifade etmektedir [34].

Aracın ray üzerindeki geçişi esnasında ön boji ön tekerin ve arka boji arka tekerin rayın üzerindeki durumları düşünüldüğünde aracın ray üzerindeki zorlaması;

$$\int_{a^1}^{a^2} f(x)\delta(x-t)dx = \begin{cases} 0, & t < a^1 \\ f(t), & (a^1 \leq t \leq a^2) \\ 0, & t > a^2 \end{cases} \quad (5.13)$$

(5.43) ile ifade edilmektedir. Burada a^1 ön tekerin ray üzerine giriş zamanını, a^2 ise arka ray üzerinden ayrılış zamanını ifade etmektedir. Rayın düşey yöndeki deplasman, Galerkin yöntemine göre [36];

$$Z_r(x,t) = \sum_{i=1}^N \tilde{\phi}_i(x)\eta_i(t) \quad (5.14)$$

(5.14) bağıntısıyla elde edilmektedir. $\tilde{\phi}_i(x)$ köprünün karakteristik fonksiyonu (i.e., salınım mod şekli), $\eta_i(t)$ rayın elastik deformasyonunu ifade etmek için geliştirilmiş koordinatları simgelemektedir. Basit mesnetli çubuk için normalize edilmiş karakteristik fonksiyon [36];

$$\tilde{\phi}_i(x) = A \sin \frac{i\pi x}{L}, \quad i = 1, 2, 3, \dots, \infty \quad (5.15)$$

(5.15) ile ifade edilmektedir. Köprünün modal eşitliği;

$$\ddot{\eta}_n + 2\zeta_n \omega_n \dot{\eta}_n + \omega_n^2 \eta_n = -Q_1(t)\phi_{1n}\delta_1 - Q_2(t)\phi_{2n}\delta_2 - Q_3(t)\phi_{3n}\delta_3 - Q_4(t)\phi_{4n}\delta_4 \quad (5.16)$$

(5.16)'dan ζ_n ve ω_n rayın modal sönüm ve modal frekans matrisleridir. Bu matrislerin boyutu rayın titreşim modunu ifade eden η_n modal koordinat vektörü adedindedir. Modal eşitlik denklemleri bağımsız tek serbestlik dereceli eşitliklerden oluşur ve her bir eşitlik rayın titreşim modunu ifade etmektedir. Bu denklem sisteminin çözümü için Newmark ve Runge-Kutta gibi parçalı interpolasyon teknikleri kullanılmaktadır. Aracın ön boji ön tekerinin (5.17), önboji arka tekerinin (5.18), arka boji ön tekerinin (5.19) ve arka boji arka tekerinin (5.20) ray üzerinde meydana getirdikleri karakteristik denklemler;

$$\phi_{1n} = \phi_n(vt) = \sqrt{\frac{2}{\rho L}} \sin \frac{n\pi vt}{L} \quad (5.17)$$

$$\phi_{2n} = \phi_n(vt - 2l_{bj}) = \sqrt{\frac{2}{\rho L}} \sin \frac{n\pi(vt - 2l_{bj})}{L} \quad (5.18)$$

$$\phi_{3n} = \phi_n(vt - 2l_d) = \sqrt{\frac{2}{\rho L}} \sin \frac{n\pi(vt - 2l_d)}{L} \quad (5.19)$$

$$\phi_{4n} = \phi_n(vt - 2(l_d + l_{bj})) = \sqrt{\frac{2}{\rho L}} \sin \frac{n\pi(vt - 2(l_d + l_{bj}))}{L} \quad (5.20)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Aracın ön boji ön tekerinin (5.21), önboji arka tekerinin (5.22), arka boji ön tekerinin (5.23) ve arka boji arka tekerinin (5.24) için dirac fonksiyonu sırası ile

$$\delta_1(t) = \begin{cases} 1 & 0 \leq t \leq \frac{L_r}{v} \\ 0 & \text{else} \end{cases} \quad (5.21)$$

$$\delta_2(t) = \begin{cases} 1 & \frac{2l_b}{v} \leq t \leq \frac{2l_b + L_r}{v} \\ 0 & \text{else} \end{cases} \quad (5.22)$$

$$\delta_3(t) = \begin{cases} 1 & \frac{2l_i}{v} \leq t \leq \frac{2l_i + L_r}{v} \\ 0 & \text{else} \end{cases} \quad (5.23)$$

$$\delta_4(t) = \begin{cases} 1 & \frac{2(l_i + l_b)}{v} \leq t \leq \frac{2(l_i + l_b) + L_r}{v} \\ 0 & \text{else} \end{cases} \quad (5.24)$$

bağıntıları ile tanımlanmıştır. Ön boji ve arka boji teker setlerinin ray üzerinde oluşturduğu kontak notlarında meydana gelen toplam düşey yerdeğiştirmeler Z_{ri} ($i=1,2,3,4$), rayın düşey yerdeğiştirmesi z_r ile yol pürüzlülüğünden $r(x)$ meydana gelmektedir. Ön boji ön tekerinin, önboji arka tekerinin, arka boji ön tekerinin ve arka boji arka tekerinin ray üzerindeki temas noktalarında meydana gelen toplam yerdeğiştirmeler eşitlik (5.25-5.28) ile elde edilmiştir.

$$Z_{r1} \Big|_{x_1=vt} = z_r(x_1, t) \Big|_{x_1=vt} + r(x_1, t) \Big|_{x_1=vt} = z_r(vt, t) + r(vt) = \sum_{i=1}^N \varphi_i(vt) \eta_i(t) + r(vt) \quad (5.25)$$

$$\begin{aligned} Z_{r2} \Big|_{x_2=vt-2l_{bj}} &= z_r(x_2, t) \Big|_{x_2=vt-2l_{bj}} + r(x_2, t) \Big|_{x_2=vt-2l_{bj}} = z_r(vt-2l_{bj}, t) + r(vt-2l_{bj}) \\ &= \sum_{i=1}^N \varphi_i(vt-2l_{bj}) \eta_i(t) + r(vt-2l_{bj}) \end{aligned} \quad (5.26)$$

$$\begin{aligned}
Z_{r3} \Big|_{x_3=vt-2l_d} &= z_r(x_3, t) \Big|_{x_3=vt-2l_d} + r(x_3, t) \Big|_{x_3=vt-2l_d} = z_r(vt-2l_d, t) + r(vt-2l_d) \\
&= \sum_{i=1}^N \varphi_i(vt-2l_d) \eta_i(t) + r(vt-2l_d)
\end{aligned} \tag{5.27}$$

$$\begin{aligned}
Z_{r4} \Big|_{x_4=vt-2(l_d-l_{bj})} &= z_r(x_4, t) \Big|_{x_4=vt-2(l_d-l_{bj})} + r(x_4, t) \Big|_{x_4=vt-2(l_d-l_{bj})} = z_r(vt-2(l_d-l_{bj}), t) \\
&+ r(vt-2(l_d-l_{bj})) = \sum_{i=1}^N \varphi_i(vt-2(l_d-l_{bj})) \eta_i(t) + r(vt-2(l_d-l_{bj}))
\end{aligned} \tag{5.28}$$

Temas noktalarında oluşan statik yükler, vagonun kütlesi M_v , bojinin kütlesi M_{bj} ve teker setlerinin kütlelerinden M_t oluşmaktadır (5.29-5.31).

$$W_{1,3} = \left(M_v \left(\frac{l_d + l_{bj}}{2l_d} \right) + M_{bj} \frac{1}{2} + M_t \right) g \tag{5.29}$$

$$W_2 = \left(M_v \left(\frac{l_d - l_{bj}}{2l_d} \right) + M_{bj} \frac{1}{2} + M_t \right) g \tag{5.30}$$

$$W_4 = \left(M_v \left(\frac{l_d - l_{bj}}{2l_d} \right) + M_{bj} \frac{1}{2} + M_t \right) g \tag{5.31}$$

Ray üzerinde temas noktalarında oluşan toplam kuvvet;

$$Q_1(x_1, t) = W_1 - K_{ry}(Z_{t1} - Z_{r1}) \tag{5.32}$$

$$Q_2(x_2, t) = W_2 - K_{ry}(Z_{t2} - Z_{r2}) \tag{5.33}$$

$$Q_3(x_3, t) = W_3 - K_{ry}(Z_{t3} - Z_{r3}) \tag{5.34}$$

$$Q_4(x_4, t) = W_4 - K_{ry}(Z_{t4} - Z_{r4}) \tag{5.35}$$

(5.32-5.35) ifadeleri ile elde edilmiş olmaktadır.

Raylı araç ve rayın birbiri ile etkileşimin genel ifadesi;

$$\begin{aligned}
& \frac{\phi_{1n}\delta_1 + \phi_{2n}\delta_2 + \phi_{3n}\delta_3 + \phi_{4n}\delta_4}{4l_{bj}} M_v \ddot{z}_v + \frac{\phi_{1n}\delta_1 - \phi_{2n}\delta_2 + \phi_{3n}\delta_3 - \phi_{4n}\delta_4}{4l_d l_{bj}} I_{vy} \ddot{\theta}_v \\
& + \frac{\phi_{1n}\delta_1 + \phi_{2n}\delta_2}{2} M_{bj} \ddot{z}_{b1} + \frac{\phi_{1n}\delta_1 - \phi_{2n}\delta_2}{2l_{bj}} I_{by} \ddot{\theta}_{b1} + \frac{\phi_{3n}\delta_3 + \phi_{4n}\delta_4}{2} M_{bj} \ddot{z}_{b2} \\
& + \frac{\phi_{3n}\delta_3 - \phi_{4n}\delta_4}{2l_{bj}} I_{by} \ddot{\theta}_{b2} + \phi_{1n}\delta_1 M_t \ddot{z}_{t1} + \phi_{2n}\delta_2 M_t \ddot{z}_{t2} + \phi_{3n}\delta_3 M_t \ddot{z}_{t3} \\
& + \phi_{4n}\delta_4 M_t \ddot{z}_{t4} + \ddot{\eta}_n + 2\zeta_n \omega_n \dot{\eta}_n + \omega_n^2 \eta_n \\
& = -[\phi_{1n}W_1\delta_1 + \phi_{2n}W_2\delta_2 + \phi_{3n}W_3\delta_3 + \phi_{4n}W_4\delta_4]
\end{aligned} \tag{5.36}$$

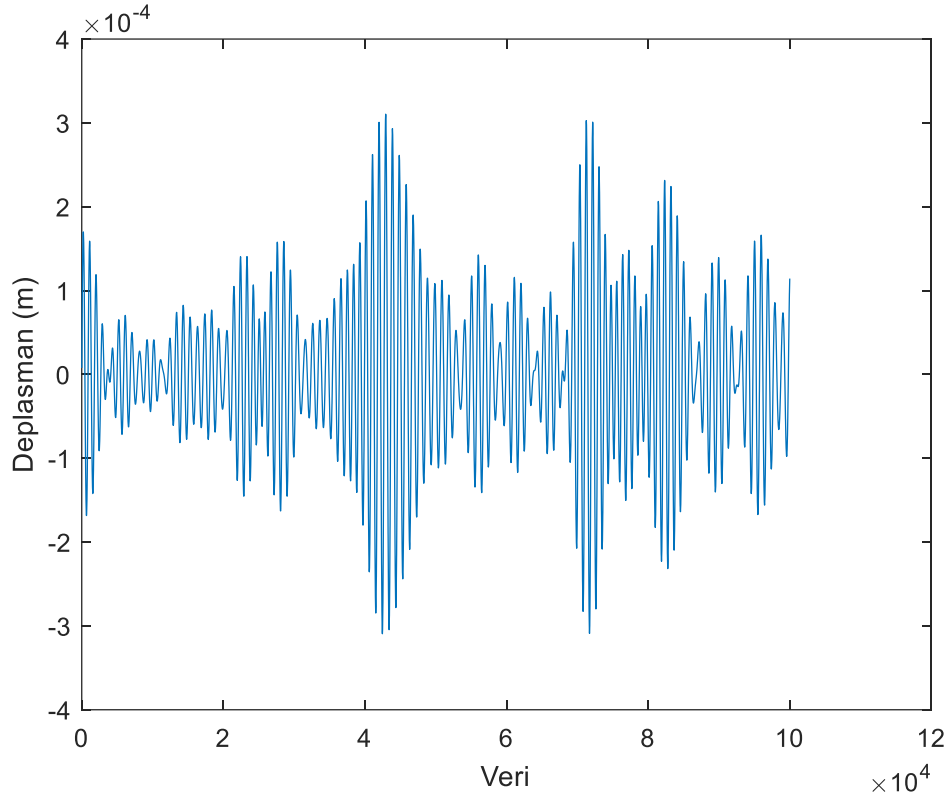
(5.36) ile elde edilmiş olur. On serbetslik dereceli raylı araç-ray etkileşiminin hareket denklemleri (5.37) ile ifade edilmiştir.

$$[M_G]\{\ddot{Z}_G\} + [C_G]\{\dot{Z}_G\} + [K_G]\{Z_G\} = \{Q_G\}$$

BÖLÜM 6

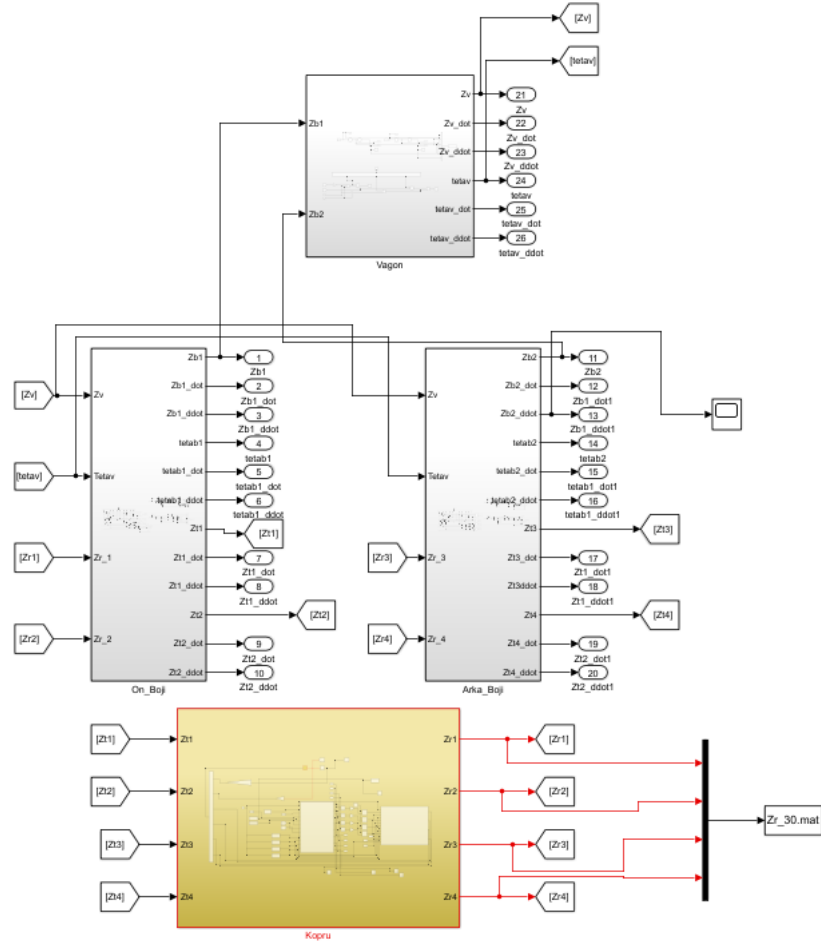
ARAÇ-KÖPRÜ DİNAMİK SİMÜLASYONU

10 Serbestlik dereceli raylı araç-köprü modelinin dinamik simülasyonu için literatürde en çok tercih edilen sayısal çözüm yöntemlerinden 4. Derecede Runge -Kutta metodu kullanılmıştır. Bunun için zaman adımı, literatürdeki çalışmalar temel alındığında $\Delta t=1e-4$ s olarak belirlenmiştir. Aracın azami hızı göz önüne alındığında, simülasyonda, giriş parametresi olarak araç hızı değerleri 30 km/h, 40 km/h ve 50 km/h olarak düzenlenmiştir. Diğer giriş parametresi olan ray pürüzlülüğü, literatürde yapılmış olan çalışmalara göre belirlenmiştir (Şekil 6.1.)



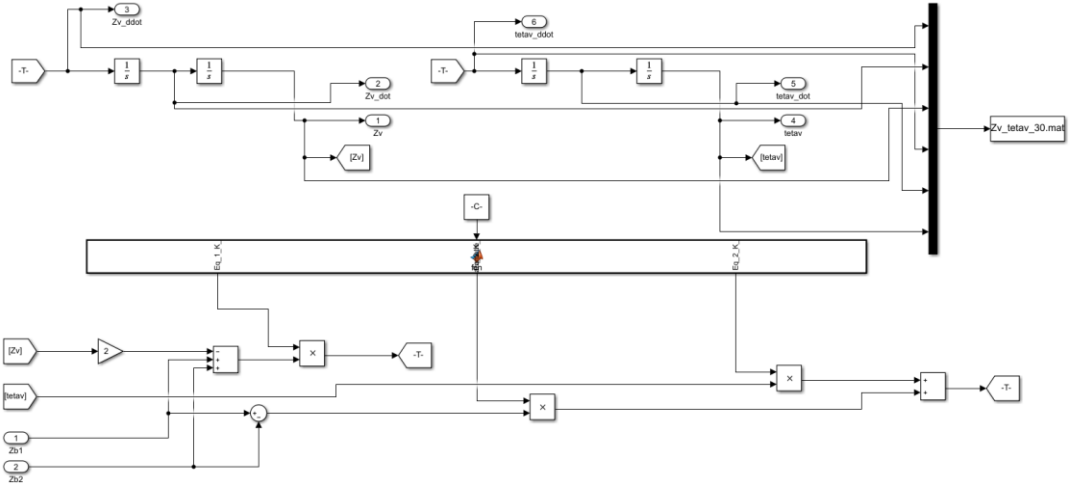
Şekil 6.1. Ray pürüzlülüğü.

Çalışmada 10 serbestlik dereceli araç-köprü modeli, doğrusal sonlu elemanlar, doğrusal peridinamik, doğrusal olmayan sonlu elemanlar ve doğrusal olmayan peridinamik metodları ile MATLAB/Simulink ortamında matematiksel olarak oluşturulmuştur. İlk aşamada oluşturulan doğrusal sonlu elemanlar modeli Şekil 6.2’de gösterilmektedir.



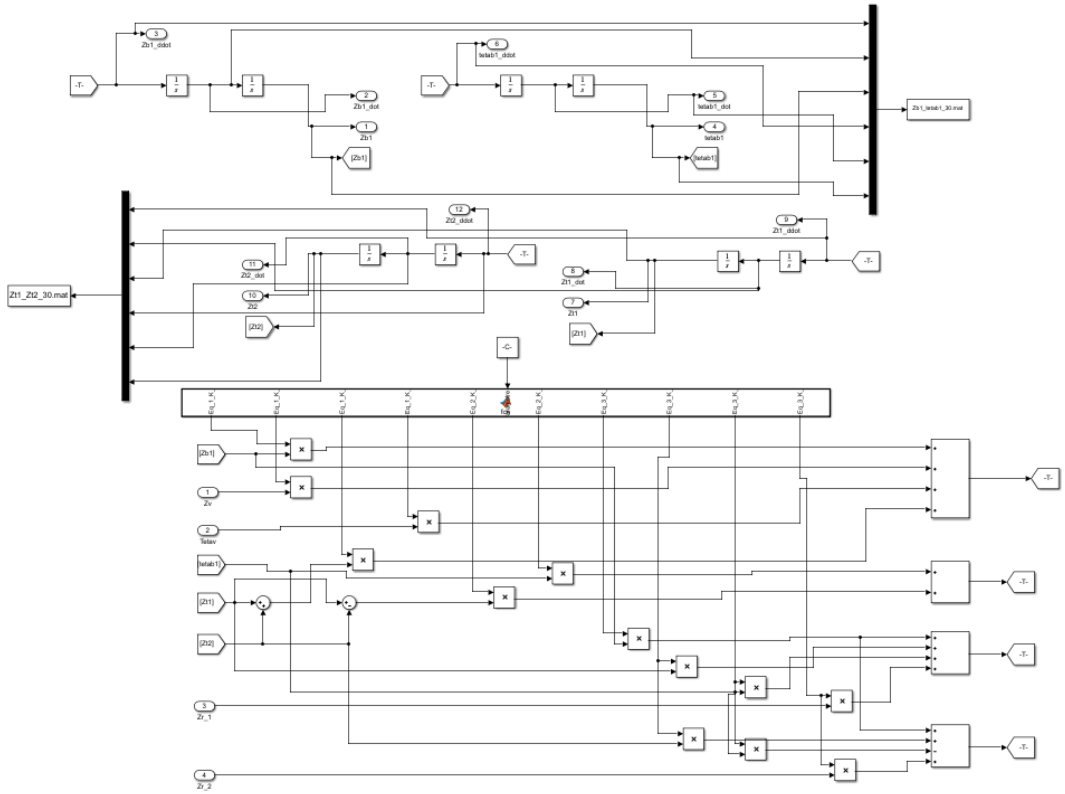
Şekil 6.2. 10 Serbestlik dereceli araç-köprü modeli.

Burada vagon gövdesi, ön ve arka bojilerle birlikte taker setlerinin dikey ve açılma hareketleri ile köprü ayrı bloklar altında modellenmiştir. Vagon gövdesinin dikey ve açılma hareketi için oluşturulmuş doğrusal model Şekil 6.3’de gösterilmektedir.



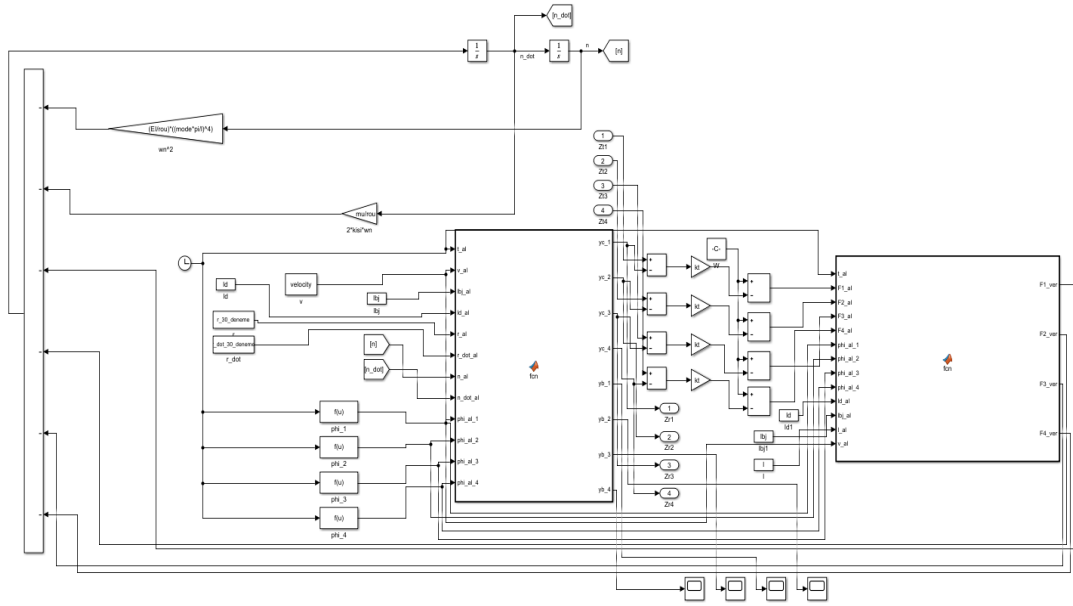
Şekil 6.3. Vagonun doğrusal sonlu elemanlar modeli.

Ön boji, arka boji ve teker setlerini içeren doğrusal sonlu elemanlar modeli Şekil 6.4 üzerinde gösterilmiştir.



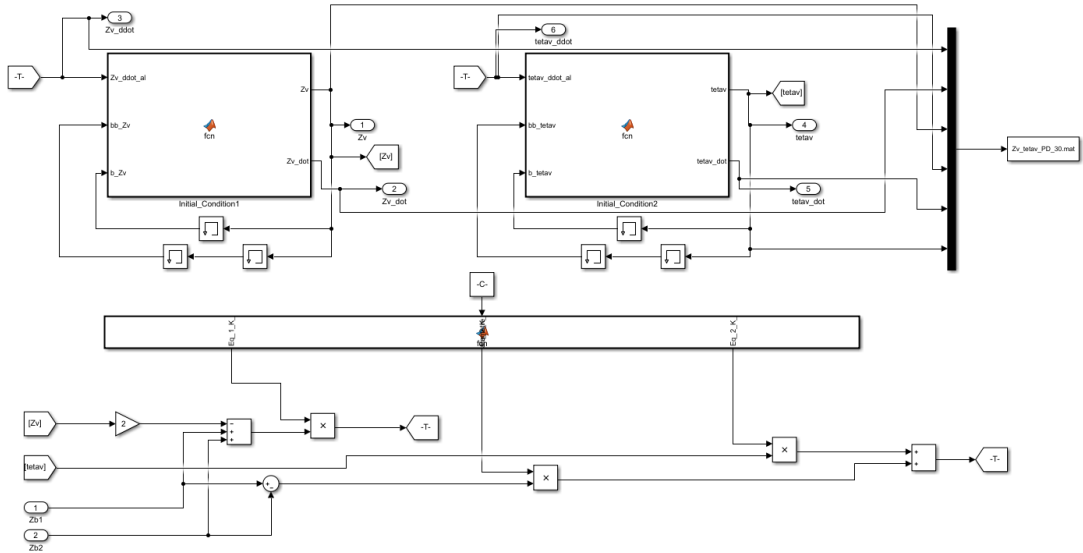
Şekil 6.4. Boji ve teker setlerinin doğrusal sonlu elemanlar modeli.

Köprü için oluşturulan doğrusal sonlu elemanlar modeli Şekil 6.5' te gösterilmiştir.



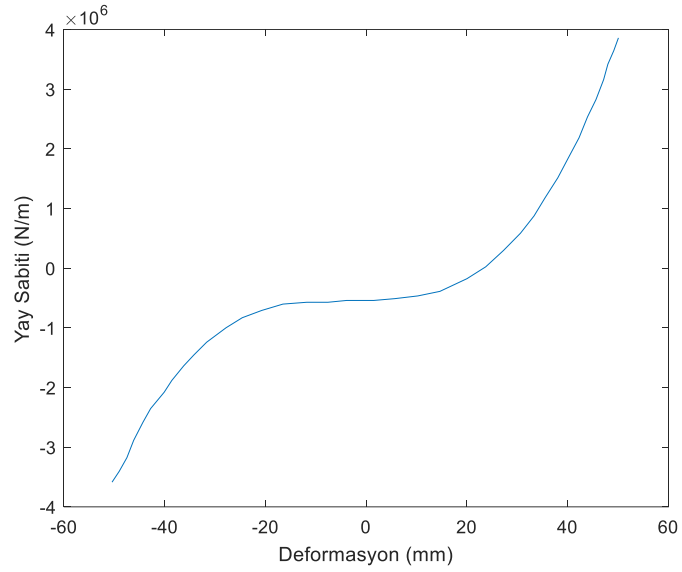
Şekil 6.5. Köprünün doğrusal sonlu elemanlar modeli.

Aynı şekilde vagon gövdesinin doğrusal olarak peridinamik diferansiyel operator metodu ile modeli Şekil 6.6.'da gösterilmiştir.



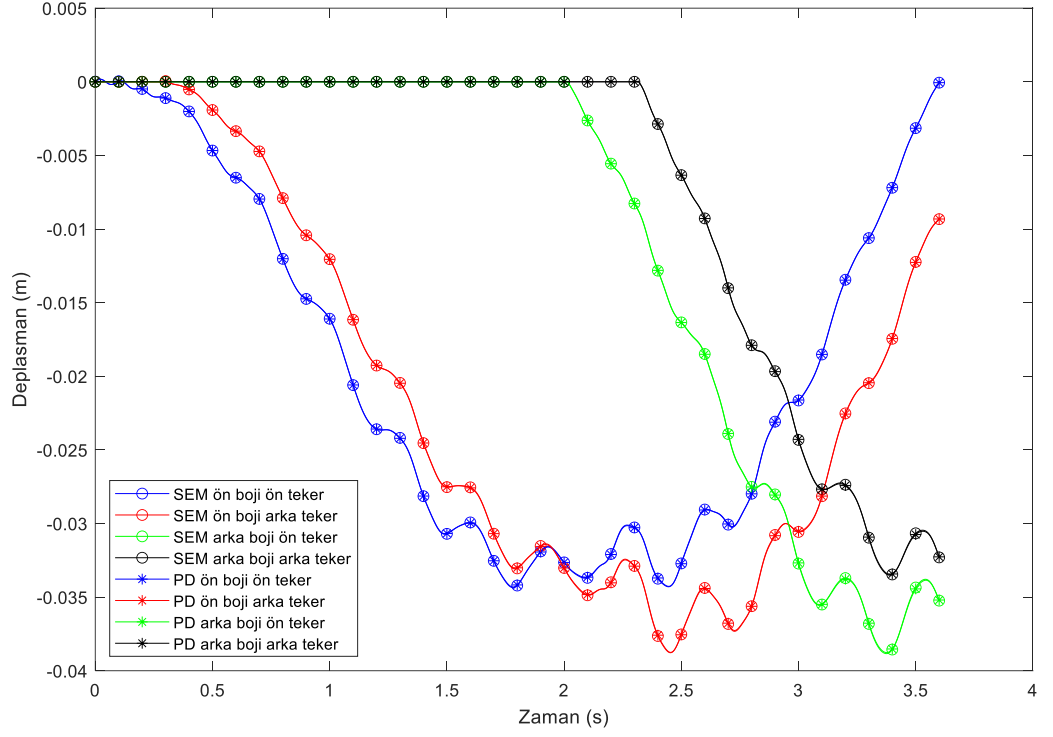
Şekil 6.6. Vagonun doğrusal peridinamik modeli.

Boji ve teker setlerinin doğrusal olarak peridinamik diferansiyel operator metodu ile modeli Şekil 6.7'de gösterilmiştir.

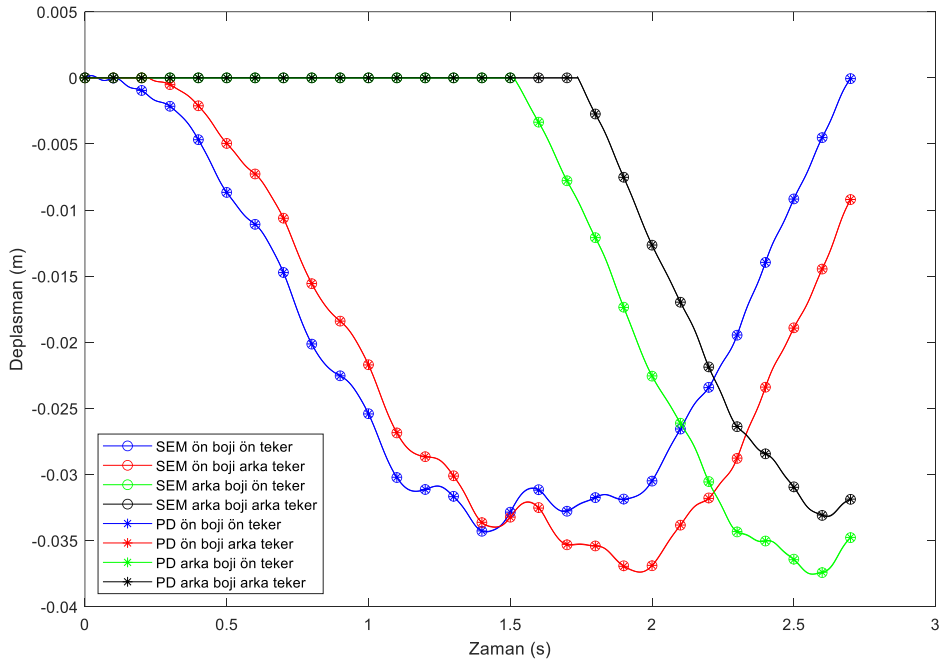


Şekil 6.9. İkincil süspansiyon yay katsayısı uzama eğrisi.

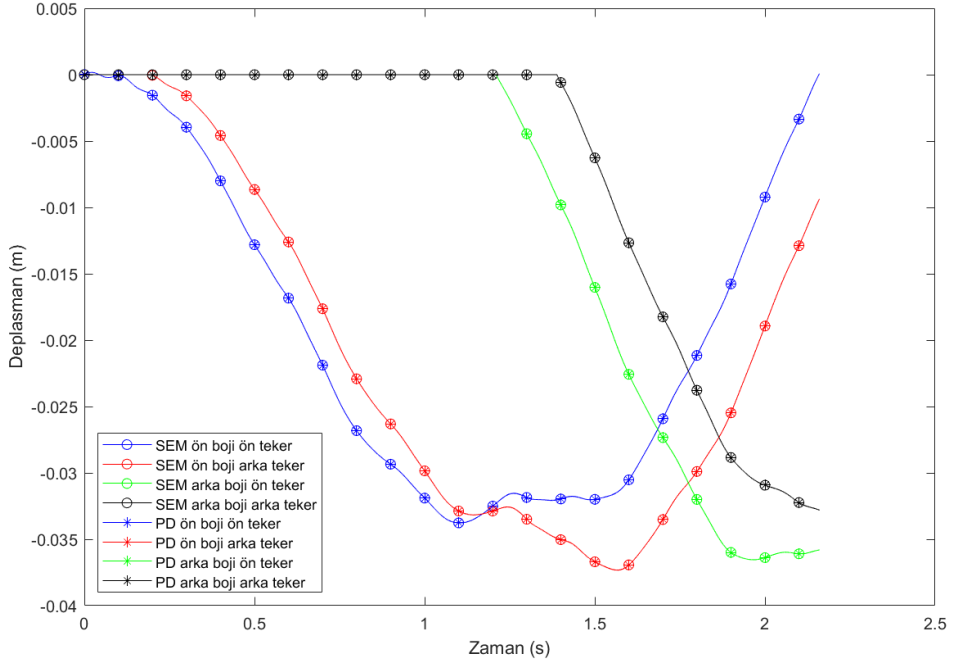
Bu durum doğrusal olmayan matematiksel modellerin gerçeğe daha yakın sonuç verdiğini ortaya koymaktadır. Çalışmada araç köprü etkileşimi doğrusal sonlu elemanlar ve peridinamik metodlarının yanı sıra vagon gövdesi ile boji arasında bulunan ikincil süspansiyon sistemine ait yayın doğrusal olmayan sonlu elemanlar ve peridinamik metodları şeklinde modellenip sonuçların karşılaştırılması yapılmıştır. Öncelikle ikincil süspansiyon yay katsayısının sabit kabul edilip, farklı hızlarda raylı aracın teker setlerinin köprü üzerinde oluşturduğu deplasman, sonlu elemanlar ve peridinamik diferansiyel operator yardımıyla simüle edilerek Şekil 6.10-12 arasında gösterilmiştir.



Şekil 6.10. 30 km/h hızında köprü üzerinden geçen aracın, teker setlerinin dikey yer değişimi.

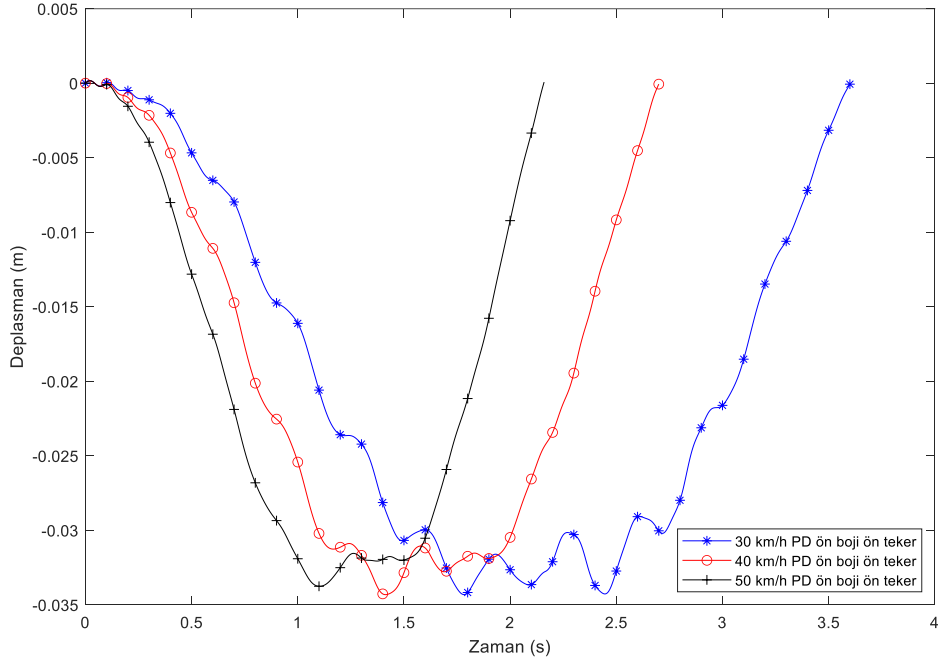


Şekil 6.11. 40 km/h hızında köprü üzerinden geçen aracın, teker setlerinin dikey yer değişimi.



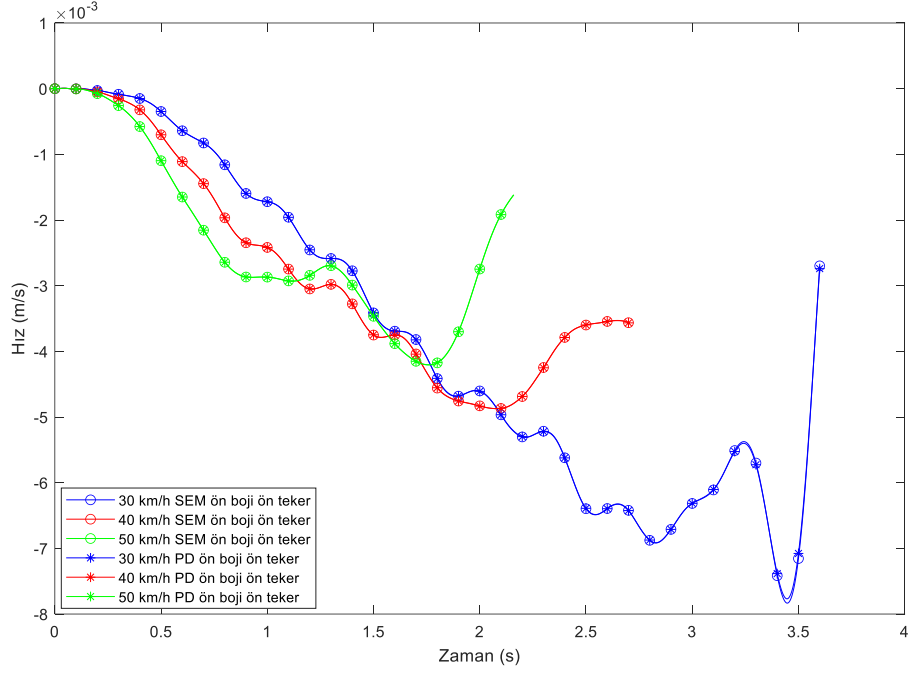
Şekil 6.12. 50 km/h hızında köprü üzerinden geçen aracın, teker setlerinin dikey yer değişimi.

Üç farklı raylı araç hızı için ön boji ön tekerin köprü üzerinde meydana getirdiği deplasmanın peridinamik diferansiyel operator yardımıyla simülasyonu 6.13'te gösterilmiştir.

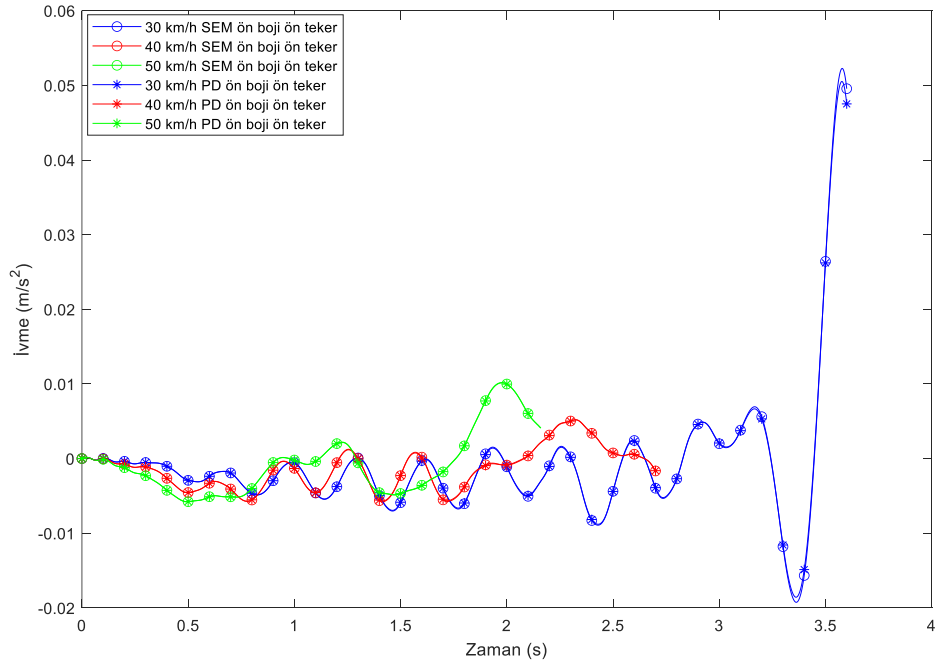


Şekil 6.13. 30 km/h, 40 km/h ve 50 km/h hızlarda raylı aracın ön boji ön tekerinin köprü üzerinde meydana getirdiği deplasman.

Aynı şekilde raylı aracın farklı hızlarda, ön boji ön tekerin hızlanma ve ivmelenme davranışları hem sonlu elemanlar hem de peridinamik diferansiyel operator yardımıyla simule edilerek Şekil 6.14-15’de gösterilmiştir.

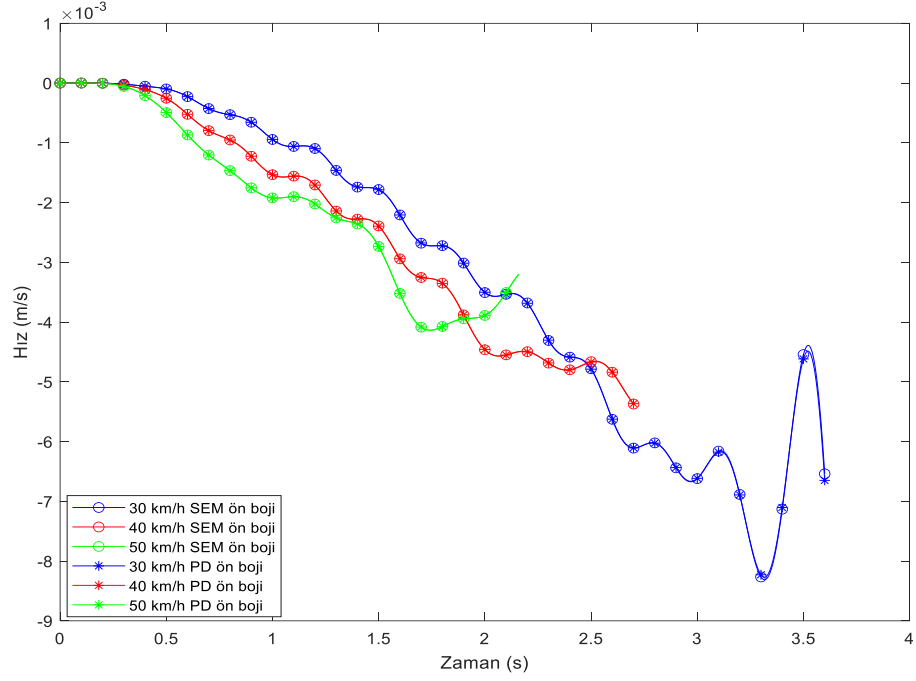


Şekil 6.14. 30 km/h, 40 km/h ve 50 km/h hızlarda raylı araç ön boji ön tekerinin hız-zaman eğrisi.

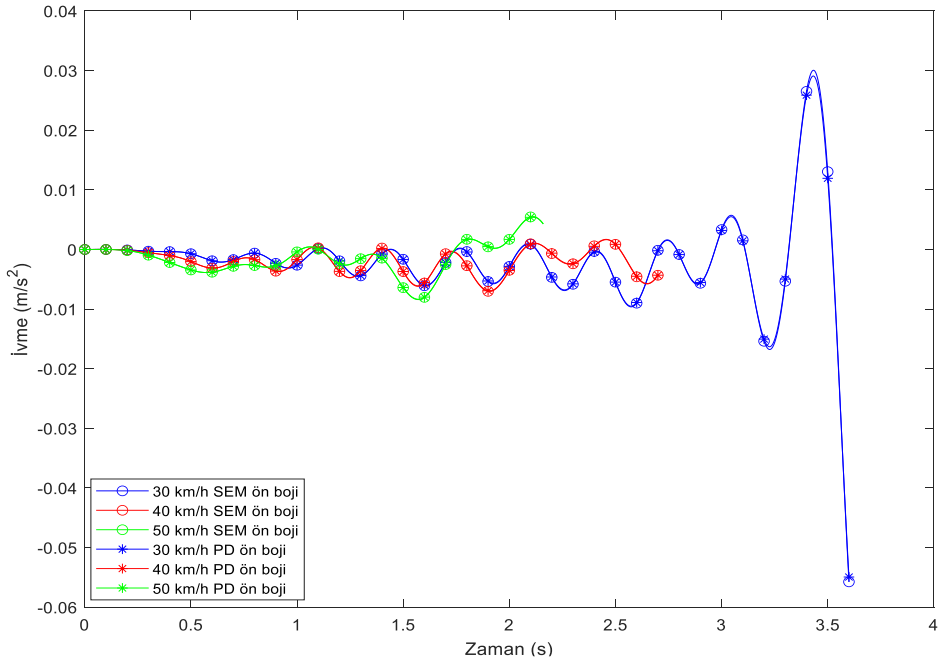


Şekil 6.15. 30 km/h, 40 km/h ve 50 km/h hızlarda raylı araç ön boji ön tekerinin ivme-zaman eğrisi.

Raylı aracın farklı hızlarda, ön bojisinin hızlanma ve ivmelenme davranışları hem sonlu elemanlar hem de peridininamik diferansiyel operator yardımıyla simule edilerek Şekil 6.16-17’de gösterilmiştir.

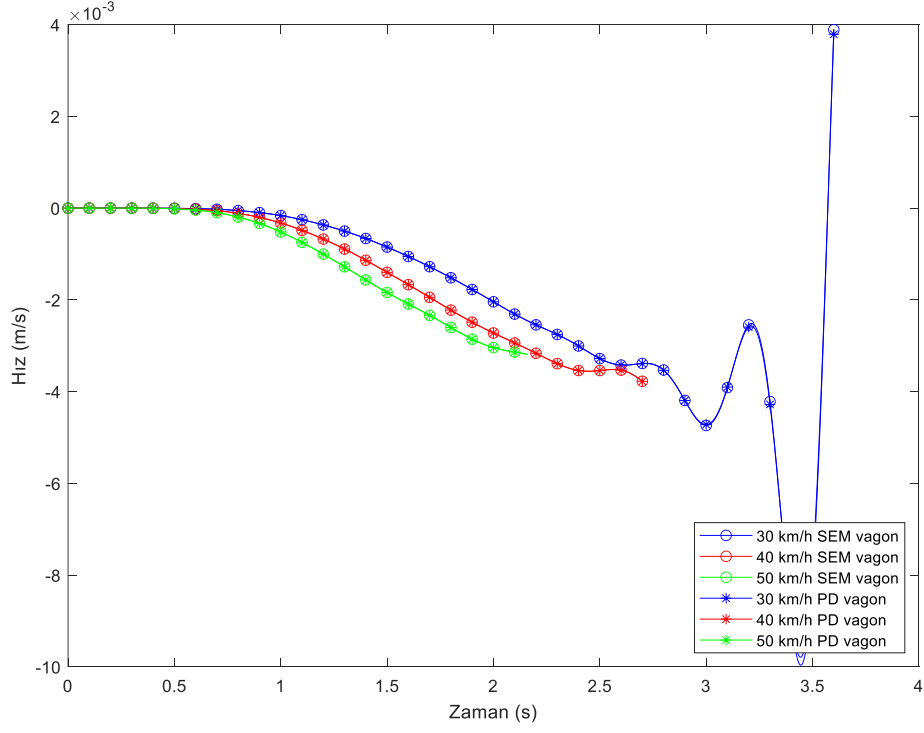


Şekil 6.16. 30 km/h, 40 km/h ve 50 km/h hızlarda raylı araç ön bojisini hız-zaman eğrisi.

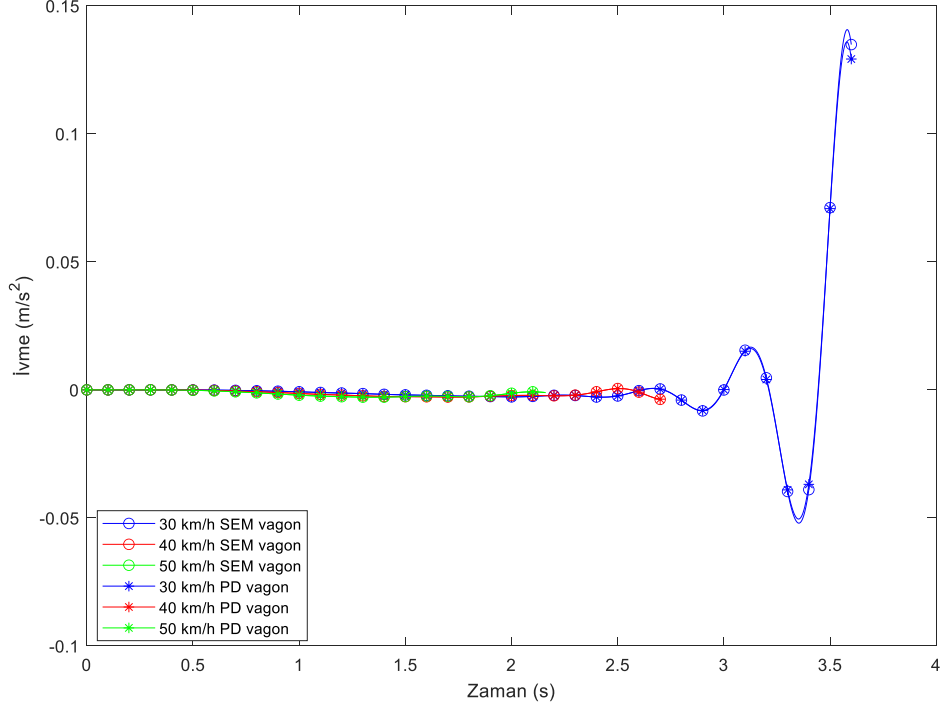


Şekil 6.17. 30 km/h, 40 km/h ve 50 km/h hızlarda raylı araç ön bojisini ivme-zaman eğrisi.

Raylı aracın farklı hızlarda, vagon gövdesinin hızlanma ve ivmelenme davranışları hem sonlu elemanlar hem de peridinamik diferansiyel operator yardımıyla simule edilerek Şekil 6.18-19’de gösterilmiştir.

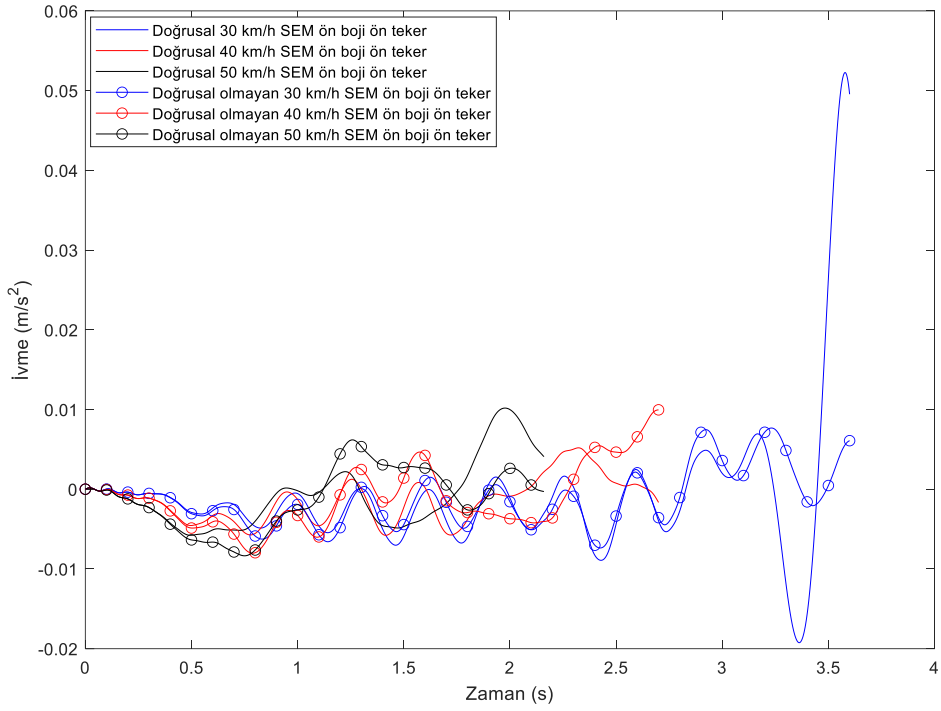


Şekil 6.18. 30 km/h, 40 km/h ve 50 km/h hızlarda vagonun hız-zaman eğrisi.

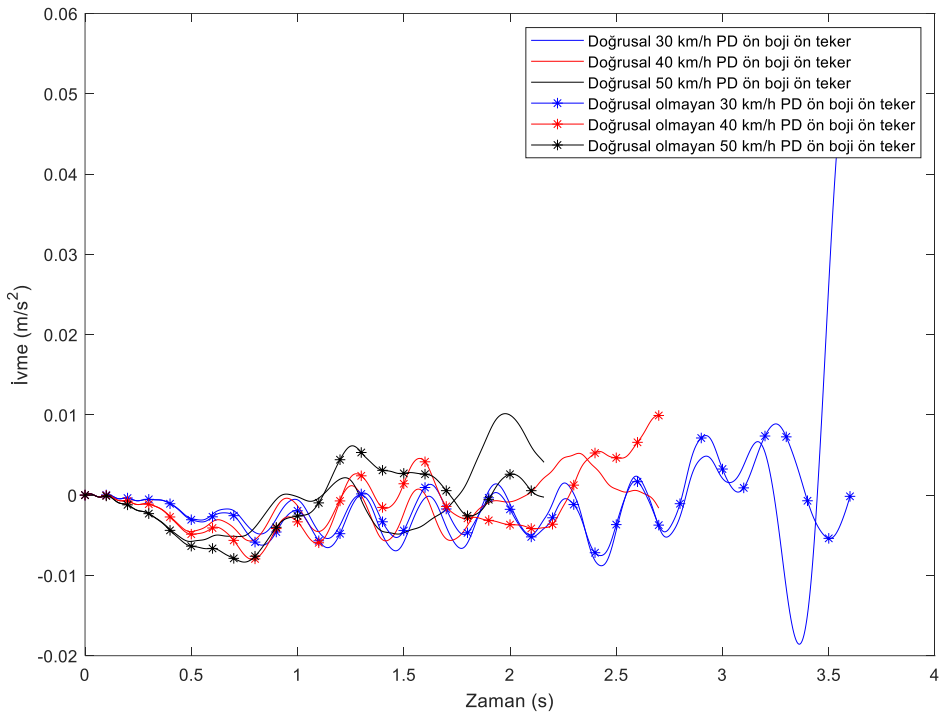


Şekil 6.19. 30 km/h, 40 km/h ve 50 km/h hızlarda vagonun ivme-zaman eğrisi.

Grafikler incelendiğinde, ikincil süspansiyon yay katsayısının sabit olarak alındığı doğrusal modellerde, sonlu elemanlar ve peridinamik diferansiyel operatörle yapılan simülasyonların birbirleri ile çakıştığı görülmektedir. Bu durum peridinamik diferansiyel operatörün literatürde hali hazırda raylı araç-köprü etkileşimi için uygulanmaka olan sonlu elemanlar yöntemine göre alternatif bir sayısal çözüm metodu olarak kullanılmasının önünü açmaktadır. İkincil süspansiyon katsayısının Şekil 6.9'da belirtilen doğrusal olmayan sonlu elemanlar ve peridinamik diferansiyel operatör metodları kullanılarak modellenmesi sürecunda raylı araç ön boji ön tekerinin doğrusal ivme zaman eğrileri ile karşılaştırılması sırasıyla Şekil 6.20-21'de gösterilmiştir.

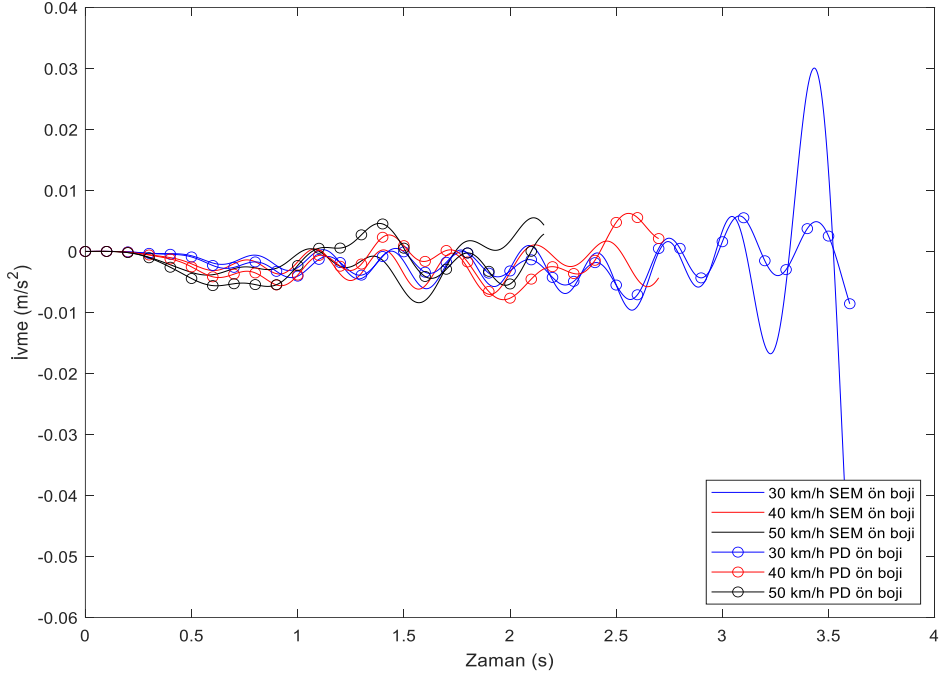


Şekil 6.20. 30 km/h, 40 km/h ve 50 km/h hızlarda raylı araç ön bojisi ön tekerinin sonlu elemanlar metoduna göre doğrusal ve doğrusal olmayan ivme-zaman eğrilerinin karşılaştırılması.

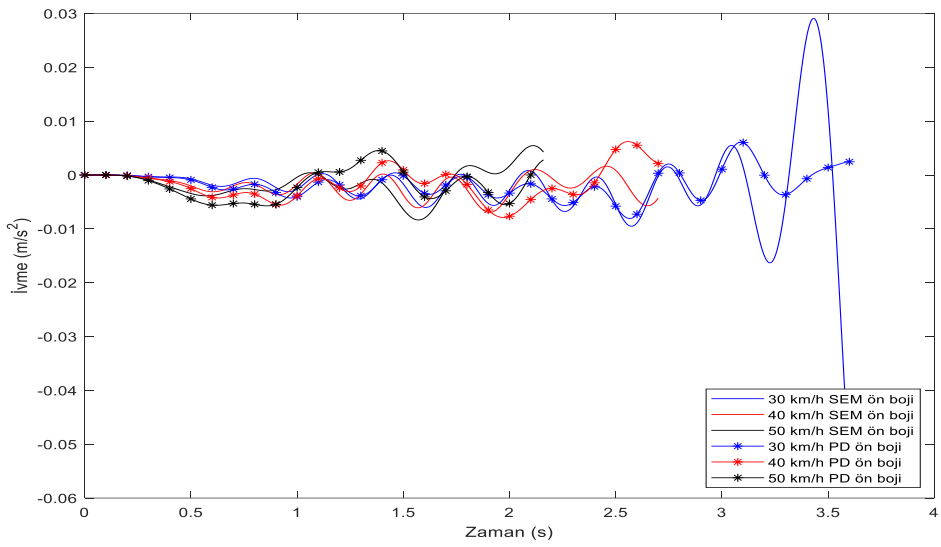


Şekil 6.21. 30 km/h, 40 km/h ve 50 km/h hızlarda raylı araç ön bojisi ön tekerinin peridinamik diferansiyel metoduna göre doğrusal ve doğrusal olmayan ivme-zaman eğrilerinin karşılaştırılması.

Farklı raylı araç hızlarında ön bojinin sonlu elemanlar ve peridinamik diferansiyel operatör metodları kullanılarak doğrusal olmayan modellenmesi soucunda doğrusal ivme zaman eğrileri ile karşılaştırılması sırasıyla Şekil 6.22-23’de gösterilmiştir.

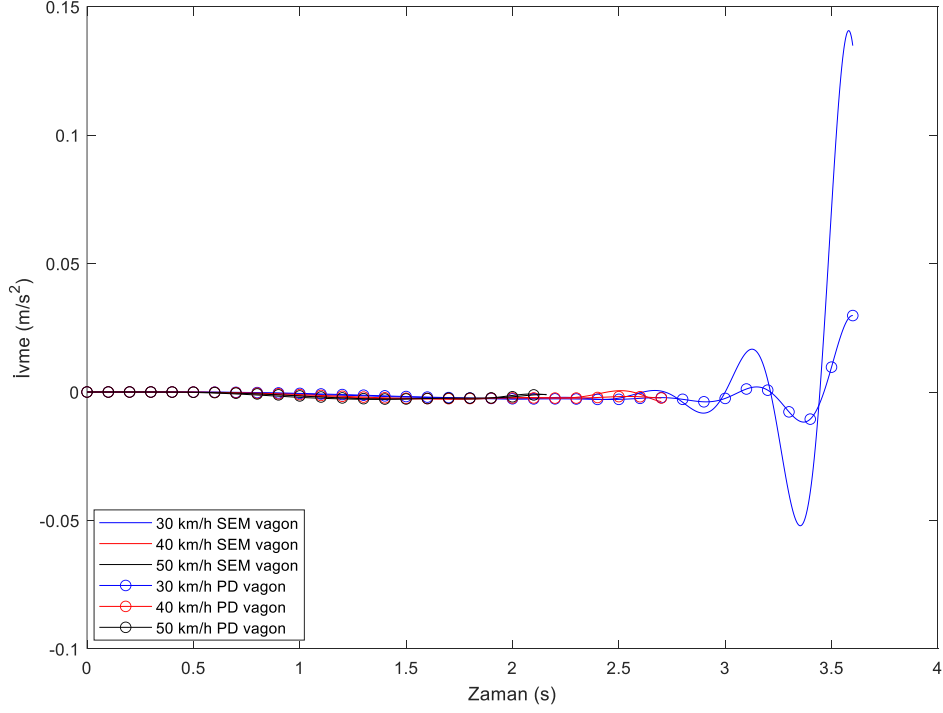


Şekil 6.22. 30 km/h, 40 km/h ve 50 km/h hızlarda raylı araç ön bojisi ön tekerinin sonlu elemanlar metoduna göre doğrusal ve doğrusal olmayan ivme-zaman eğrilerinin karşılaştırılması.

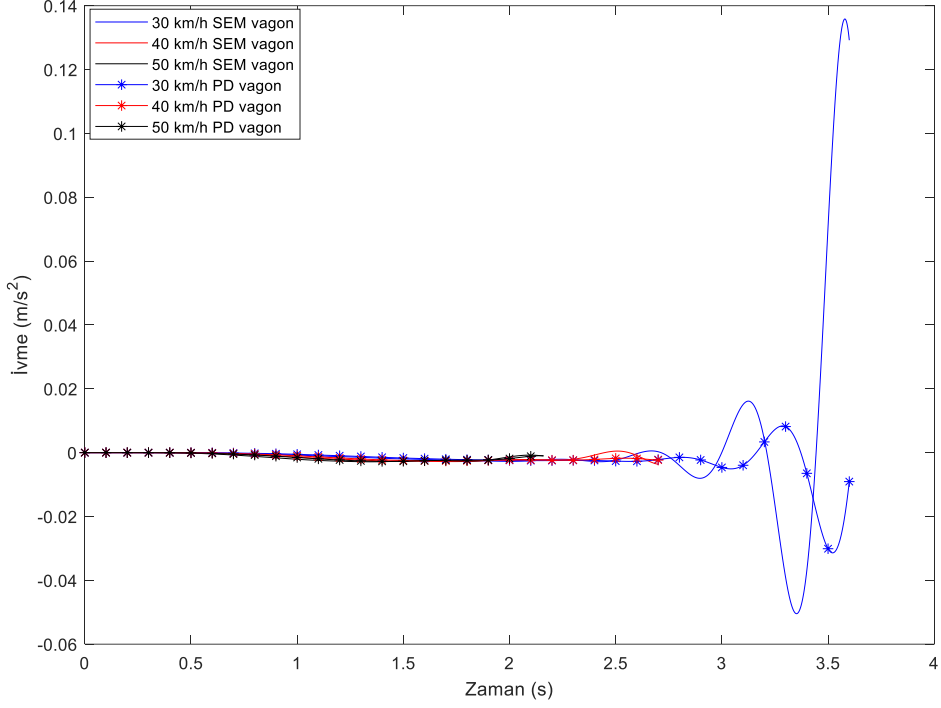


Şekil 6.23. 30 km/h, 40 km/h ve 50 km/h hızlarda raylı araç ön bojisi ön tekerinin peridinamik diferansiyel oeparatör metoduna göre doğrusal ve doğrusal olmayan ivme-zaman eğrilerinin karşılaştırılması.

Farklı raylı araç hızlarında vagon gövdesinin sonlu elemanlar ve peridinamik diferansiyel operatör metodları kullanılarak doğrusal olmayan modellenmesi soucunda doğrusal ivme zaman eğrileri ile karşılaştırılması sırasıyla Şekil 6.24-25'de gösterilmiştir.



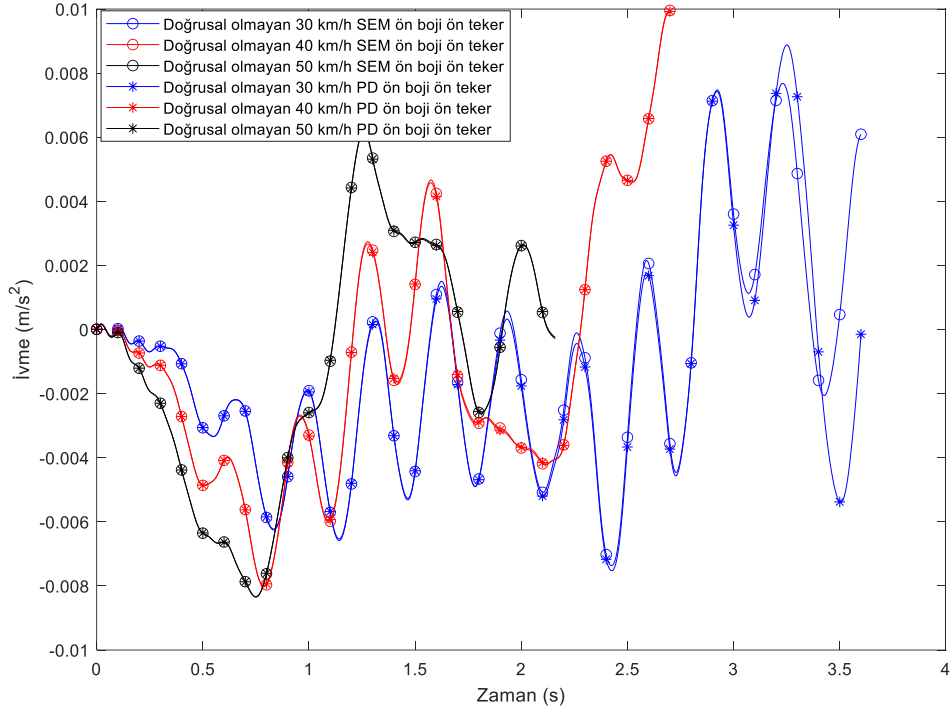
Şekil 6.24. 30 km/h, 40 km/h ve 50 km/h hızlarda vagonun sonlu elemanlar metoduna göre doğrusal ve dosğrusal olmayan ivme-zaman eğrilerinin karşılaştırılması.



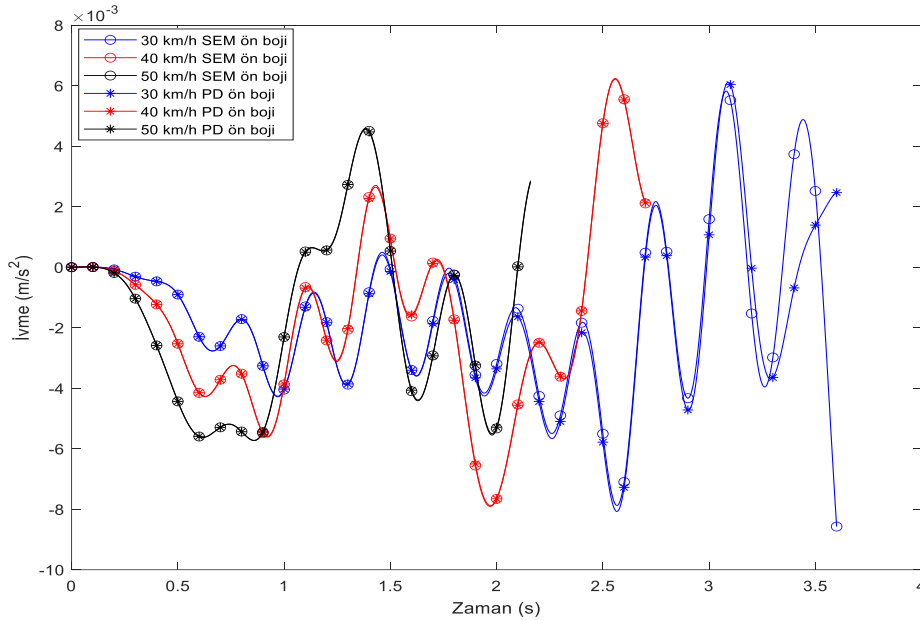
Şekil 6.25. 30 km/h, 40 km/h ve 50 km/h hızlarda vagonun peridinamik diferansiyel operatör metoduna göre doğrusal ve doğrusal olmayan ivme-zaman eğrilerinin karşılaştırılması.

Şekil 6.20-25 incelendiğinde ikincil süspansiyona ait yayın düşük deformasyonlarında, hem sonlu elemanlar hemde peridinamik diferansiyel operator metodlarına göre doğrusal ve doğrusal olmayan değerlerin birbirlerine yakın olduğu, nispeten daha yüksek deformasyonlarda değerlerin birbirinden uzaklaştığı görülmektedir. Bu durum Şekil 6.9'daki yay katsayısı uzama eğrisine göre paralellik arz etmektedir. Düşük hızlarda, özellikle arka boji ve teker setinin köprü üzerine konumlanmasından sonra titreşim seviyelerini artırdığı, yüksek hızlardada gözlemlendiği fakat genliğin daha düşük olduğu tespit edilmektedir.

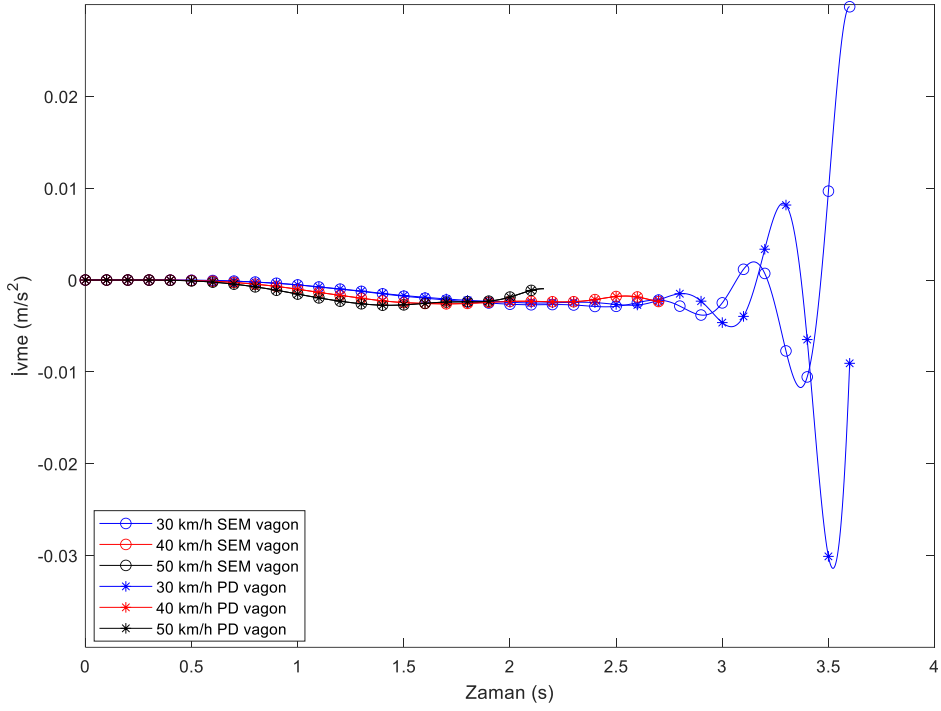
Aynı zamanda farklı raylı araç hızlarında ön boji ön teker seti, ön boji ve vagon gövdesinin doğrusal olmayan sonlu elemanlar ve peridinamik diferansiyel operator ile ivme zaman eğrilerinin karşılaştırılması sırasıyla Şekil 6.26-28'de verilmiştir.



Şekil 6.26. 30 km/h, 40 km/h ve 50 km/h hızlarda raylı araç ön bojisi ön tekerinin peridinamik diferansiyel operator ve sonlu elemanlar metodlarına göre doğrusal olmayan ivme-zaman eğrilerinin karşılaştırılması.



Şekil 6.27. 30 km/h, 40 km/h ve 50 km/h hızlarda raylı araç ön bojisinin peridinamik diferansiyel operator ve sonlu elemanlar metodlarına göre doğrusal olmayan ivme-zaman eğrilerinin karşılaştırılması.



Şekil 6.28. 30 km/h, 40 km/h ve 50 km/h hızlarda vagon gövdesinin peridinamik diferansiyel operator ve sonlu elemanlar metodlarına göre doğrusal olmayan ivme-zaman eğrilerinin karşılaştırılması.

Şekil 6.26-28 incelendiğinde, doğrusal olmayan peridinamik diferansiyel operator metoduna göre cevabı elde edilmiş dinamik davranışların düşük yay deformasyonlarında sonlu elemanlar metodu ile çakışarak aynı sonucu verdiği, yüksek deformasyon ve düşük hızlarda giderek birbirinden uzaklaştığı görülmektedir. Özellikle malzeme üzerindeki çatlak davranışlarının doğrusal olmayan modelleme ve analizlerinde peridinamik diferansiyel operatörün gerçek sonuca daha iyi yakınsadığı literatürde ki mevcut çalışmalardan tespit edilmektedir. Gelecekte raylı araç-köprü dinamik etkileşiminin belirlenmesine yönelik yapılması muhtemel çalışmalar ışığında peridinamik diferansiyel operatörün doğrusal olmayan modeller üzerinde, gerçek sonuca sonlu elemanlara göre daha iyi yakınsayacağı öngörülmektedir.

BÖLÜM 7

SONUÇ VE TARTIŞMA

Raylı araçların hareketi esnasında hareketli zemin etkisinden kaynaklı dinamik zorlanmalara maruz kalması, sabit zemine göre farklılıklar ortaya çıkarmaktadır. Bunlar, demiryolunun yol karakteristiğinin yanı sıra, köprü gibi hareketli zemin ihtiva eden yapıların salınım modlarının etkisi nispetinde, araç üzerinde dinamik kuvvetlerin artmasına sebebiyet vermektedir.

Çalışma, köprü geçişi gibi hareketli zemin şartlarında, raylı araç üzerindeki dinamik etkinin belirlenmesi yönelik, doğrusal ve doğrusal olmayan matematiksel modeller üzerinden SEM ve PDO olmak üzere iki farklı sayısal çözüm metodunun uygulanmasını içermektedir. Bunun için raylı aracın köprü üzerinden 30-40-50 km/h olarak belirlenen üç farklı sabit hız ile geçişi simüle edilerek, raylı aracın ve köprünün yer değiştirme hız ve ivmelenmeleri, MATLAB/SIMULINK ortamında doğrusal ve doğrusal olmayan modeller vasıtasıyla elde edilmiştir.

Simülasyonlar sonucunda ikincil süspansiyon yay katsayısının sabit olarak alındığı doğrusal modellerde, sonlu elemanlar ve peridinamik diferansiyel operatörle yapılan simülasyon sonuçlarının birbirleri ile çakıştığı görülmektedir. Bu durum peridinamik diferansiyel operatörün literatürde hali hazırda raylı araç-köprü etkileşimi için uygulanmaka olan sonlu elemanlar yöntemine göre alternatif bir sayısal çözüm metodu olarak kullanılmasının önünü açmaktadır. Ayrıca doğrusal olmayan peridinamik diferansiyel operatör metoduna göre cevabı elde edilmiş dinamik davranışların düşük yay deformasyonlarında sonlu elemanlar metodu ile çakışarak aynı sonucu verdiği, yüksek deformasyon ve düşük hızlarda giderek birbirinden uzaklaştığı görülmektedir. Özellikle malzeme üzerindeki çatlak davranışlarının doğrusal olmayan modelleme ve analizlerinde peridinamik diferansiyel operatörün gerçek sonuca daha iyi yakınsadığı literatürde ki mevcut çalışmalardan tespit edilmektedir.

Bununla birlikte ikincil süspansiyona ait yayın düşük deformasyonlarında, hem sonlu elemanlar hemde peridinamik diferansiyel operator metodlarına göre doğrusal ve doğrusal olmayan değerlerin birbirlerine yakın olduğu, nispeten daha yüksek deformasyonlarda değerlerin birbirinden uzaklaştığı görülmektedir. Düşük hızlarda, özellikle arka boji ve teker setinin köprü üzerine konumlanmasından sonra titreşim seviyelerini artırdığı, yüksek hızlardada gözlemlendiği fakat genliğin daha düşük olduğu tespit edilmektedir.

Gelecekte raylı araç-köprü dinamik etkileşiminin belirlenmesine yönelik yapılması muhtemel çalışmalar ışığında peridinamik diferansiyel operatörün doğrusal olmayan modeller üzerinde, gerçek sonuca sonlu elemanlara göre daha iyi yakınsayacağı öngörülmektedir.

KAYNAKLAR

1. https://tr.wikipedia.org/wiki/Demiryolu_ula%C5%9F%C4%B1m%C4%B1 (2021).
2. İnternet: Wikipedia, “Steam locomotive”, http://en.wikipedia.org/wiki/Steam_locomotive (2015).
3. Mızrak C. “Orta hızlı raylı sistem bojilerinin titreşimlerinin modellenmesi ve optimizasyonu” Doktora Tezi, *Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Karabük, (2015).
4. Koç M. A., “Araç yol etkileşiminin modellenmesi ve araca etki eden dinamik kuvvetlerin analizi”, Doktora Tezi, *Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Karabük, 1-10 (2017).
5. İnternet: Wikipedia “Schrödinger Denklemi”, https://tr.m.wikipedia.org/wiki/Schr%C3%B6dinger_denklemi (2007).
6. <https://bilirkisiraporlari.com/atesli-atessiz-silahlarda-balistik-inceleme/> (
7. Wickens, A., “Fundamentals of Rail Vehicle Dynamics”, *Swets & Zeitlinger B.V*, Lisse (2005).
8. Song, M. K., Noh, H. C. and Choi, C. K., “A new three dimensional finite element analysis model of high-speed train-bridge interactions”, *Engineering Structures*, 25 (13): 1611-1626 (2003).
9. Machado, R. D. and Bernardes, V., “Dynamic Analysis Of Vehicle-Bridge Interaction”, *19th International Congress of Mechanical Engineering (COBEM)*, DF, Brasília, (2007).
10. Majka, M. and Hartnett, M., “Effects of speed, load and damping on the dynamic response of railway bridges and vehicles”, *Computers and Structures*, 86: 556-572 (2008).
11. Kargarnovin, M. H., Younesian, D., Thompson, D. and Jones, C., “Ride comfort of high-speed trains travelling over railway bridges”, *Vehicle System Dynamics*, 43(3): 173-199 (2005).
12. Zhang, N., Xia, H. and Guo, W., “Vehicle–bridge interaction analysis under high-speed trains”, *Journal of Sound and Vibration*, 309: 407-425 (2008).

13. Tang, A.H., “Ride Comfort Optimisation of Passenger Car Passive Suspension Systems Using ADAMS/ Insight”, *Applied Mechanics and Materials*, (395-396): 1142-1145 (2013).
14. Deprez K., Moshou D., Ramon H., “ Comfort improvement of a nonlinear suspension using global optimization and in situ measurements”, *Journal of Sound and Vibration*, 284: 1003-1014 (2004).
15. Zhou S., Song G., Wang R, Ren Z., Wen B., “Nonlinear dynamic analysis for coupled vehicle-bridge vibration system on nonlinear foundation”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 87: 259-278 (2017).
16. Mohite A. G., Mitra A.C., “Development of Linear and Non-linear Vehicle Suspension Model” *Materials Today: Proceedings*, 5: 4317-4326 (2018).
17. Nagarkar M.P., Patil G. J. V., Rahul, Patil R. N. Z. “Optimization of nonlinear quarter car suspension– seat–driver model”, *Journal of Advanced Research*, 7, 991-1007 (2016).
18. Qian C.Z., Chen C.P., Hong L., Zhou G.W., “Nonlinear Dynamics of the Vehicle-Bridge Coupled Interaction System” *Nonlinear Engineering*, Vol. 2: 79–82 (2013).
19. Wei-Zehn L., Chang-ping C., Yi-qi M., Chang-Zhao C., “Dynamic Analysis of Coupled Vehicle-Bridge System with Uniformly Variable Speed”, *Nonlinear Engineering*, 5(3): 129–134 (2016).
20. Özcan D., Sönmez Ü., Güvenç L., “Optimisation of the Nonlinear Suspension Characteristics of a Light Commercial Vehicle”, *Hindawi Publishing Corporation International Journal of Vehicular Technology*, 3, Article ID 562424 (2013).
21. Joo D. S., Nizar A., Weaver J. M., Lahdhirt T, and Al-Abbas F. “Nonlinear Modeling Of Vehicle Suspension System”, *Proceedings of the American Control Conference*, ACC00-SCS1002 (2000).
22. Yu H., Wang B., Li Y, Zhang Y. and Zhang W. “Road Vehicle-Bridge Interaction Considering Varied Vehicle Speed Based On Convenient Combination Of Simulink And ANSYS”, *Hindawi Shock and Vibration*, Article ID 1389628 (2018).
23. Liu F., Zeng Z., Wang W. and Shuaibul A.A. “Stochastic Analysis of Nonlinear Vehicle-Track Coupled Dynamic System and Its Application in Vehicle Operation Safety Evaluation”, *Hindawi Shock and Vibration*, Article ID 3236093 (2019).
24. Zhao Z., Fan Z., Zhang J. and Xia Z., “Research on Ride Comfort of Nonlinear Vehicle Suspension”, *Advanced Materials Research*, 605-643.443 (2013).

25. Li Q., XU Y. L., WU D.J. and CHEN Z. W. “Computer-aided Nonlinear Vehicle-bridge Interaction Analysis”, *Journal of Vibration and Control*, 16(12): 1791–1816 (2010).
26. Meng D., Xiao F., Zhang L., Xu X., Chen G. S., Zatar W. and Hulsey J. L., “Nonlinear vibration analysis of vehicle–bridge interaction for condition monitoring”, *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 38(3–4): 1422–1432 (2019).
27. Green M. F., Cebon D. and Cole D. J., “Effects Of Vehicle Suspension Design On Dynamics Of Highway Bridges”, *Journal Of Structural Engineering*, 121(2): 272-282 (1995).
28. Yu J. H. and Chao Y. “Analysis Of Dynamic Characteristics Of Nonlinear Vehicle Suspension System With Five Degrees Of Freedom”, *Earth and Environmental Science*, 153:042010 (2018).
29. Shafei B. “Investigating The Impact Of The Velocity Of A Vehicle With A Nonlinear Suspension System On The Dynamic Behavior Of A Bernoulli–Euler Bridge”, *SN Applied Sciences*, 3:293 (2021).
30. Esen, İ. and Mızrak, C., “Y32 Boji Gövdesinin Statik ve Dinamik Yükleme Analizleri”, *International Journal of Engineering Science and Thecnology*, 14(4): 123-128 (2011).
31. Wu T. X. and Thompson, D. J., –On the impact noise generation due to a wheel passing over rail joints, *Journal of Sound and Vibration*, 267: 485– 496 (2003).
32. Nielsen, J. C. O. and Igeland, A., –Vertical dynamic interaction between train and track-influence of wheel and track imperfections, *Journal of Sound and Vibration*, 187(5): 825-839 (1995).
33. Newton, S. G. and Clark, R. A., –An investigation into the dynamic effects on the track of wheel flats on railway vehicles, *Journal of Mechanical Engineering Science*, 21(4): 287–297 (1979).
34. Johansson, A. and Nielsen, J. C. O., –Out of round railway wheels, wheel rail contact forces and track response derived from the field tests and numerical simulation, *Journal of Rail and Rapid Transit*, 217: 135-146 (1995).
35. Internet: Indian railways, —Introduction handbook of FIAT Bogie, <http://www.rdso.indianrailways.gov.in/works/uploads/File/Introduction%20Handbook%20on%20FIAT%20Bogie.pdf> (2015).

36. Youcef K., Sabiha, T., Mostafa, D. E., Ali, D. and Bachir, M., -Dynamic analysis of train-bridge system and riding comfort of trains with rail irregularities, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 27: 951-962 (2013).

ÖZGEÇMİŞ

Muhammed BOLAT ilkokul ve ortaokul eğitimine İskenderunda başladı. Lise eğitimini asıl memleketi olan Osmaniye de bulunan bir anadolu lisesinde tamamladı. 2012 yılında Karabük Üniversitesi Raylı Sistemler Mühendisliği bölümünde üniversite eğitimine başladı. 2017 yılında aynı bölümden mezun oldu. Aynı yıl içinde askerlik görevini ifa etmek adına yedek subay olarak askere gitti. Takım komutanlığı eğitimi aldı fakat silahlı kuvvetlerin personel eksikliklerinde dolayı görev süresinin yarısında vekaleten bölük komutanlığı görevinde bulundu. 2018 yılının kasım ayında görevini tamamladıktan sonra 2019 yılı ocak ayında yüksek lisans eğitimine başladı. Yüksek lisansın 1 yıllık ders dönemi boyunca sadece yüksek lisans eğitimi ile meşgul oldu. Tez dönemine geçtiği dönemin başlarında UZKA İnş. San. ve Tic. A.Ş. bünyesinde bulunan Sakarya ili içerisinde bulunan Doğançay mevkinde devam eden Ankara-İstanbul YHT hat yapım projesinde 8 ay üst yapı mühendisi olarak çalıştı. Ardından aynı şirket bünyesinde 2 ay Ankara-Polatlı, Ankara- Konya YHT hattının sonbahar dönemi bakımlarında görevine devam etti. Ardından Kayseri ilinde yeni yapılacak olan Anafartalar-YHT projesi kapsamında Kolin İnş. ve Uzka İnş. kurmuş ortak şirketler yapısı altında elektromekanik biriminde tramvay araçları temin sürecinin takibinden sorumlu personel olarak görevlendirildi ve görevine halen devam etmektedir.