

**ARAÇ YOL ETKİLEŞİMİNİN MODELLENMESİ VE
ARACA ETKİ EDEN DİNAMİK KUVVETLERİN
ANALİZİ**

**2017
DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

Mehmet Akif KOÇ

**ARAÇ YOL ETKİLEŞİMİNİN MODELLENMESİ VE ARACA ETKİ EDEN
DİNAMİK KUVVETLERİN ANALİZİ**

Mehmet Akif KOÇ

Karabük Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalında

Doktora Tezi

Olarak Hazırlanmıştır

KARABÜK

Nisan 2017

Mehmet Akif KOÇ tarafından hazırlanan “ARAÇ YOL ETKİLEŞİMİNİN MODELLENMESİ VE ARACA ETKİ EDEN DİNAMİK KUVVETLERİN ANALİZİ” başlıklı bu tezin Doktora Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Yrd. 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. 07/04/2017

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

İmzası

Başkan : Prof. Dr. Hüseyin KURT (KBÜ)

Üye : Doç. Dr. Arif ANKARALI (YBÜ)

Üye : Doç. Dr. Yusuf ÇAY (SAÜ)

Üye : Yrd. Doç. Dr. İsmail ESEN (KBÜ)

Üye : Yrd. Doç. Dr. İbrahim ÇAYIROĞLU (KBÜ)

/ /2017

KBÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Doktora derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Nevin AYTEMİZ

Fen Bilimleri 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.”

Mehmet Akif KOÇ

ÖZET

Doktora Tezi

ARAÇ YOL ETKİLEŞİMİNİN MODELLENMESİ VE ARACA ETKİ EDEN DİNAMİK KUVVETLERİN ANALİZİ

Mehmet Akif KOÇ

Karabük Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Yrd. Doç. Dr. İsmail ESEN

Nisan 2017, 125 sayfa

Herhangi bir araç rijit bir zemin üzerinde sabit hız veya pozitif-negatif ivmelenen hareket yaparak ilerlediğinde, araç tekerleklerine yol asfaltı ile temas halinde bulunan bölgeden araca dikey yönde iletilen kontak kuvvetleri temel olarak yol pürüzlülüğü dikkate alınarak hesaplanabilir. Bu yol pürüzlülükleri ise yol yüzeyinde düzgün dağılımlı olarak kabul edilen ve asfalt kalitesini belirten rastgele yol düzensizlikleri ile yol üzerinde yeri, konumu, genişliği, yüksekliği ve sayısı ile belirlenerek elde edilen rastgele olmayan yol düzensizlikleridir. Eğer aracın üzerinden geçtiği yol rijit bir zemin olarak değil de günlük hayatta olduğu gibi esnek bir yapı (toprak, köprü vs.) olduğu göz önünde bulundurulursa, bu durumda tekerlek kontak kuvvetlerinin hesabı oldukça karmaşık olup literatürde bu alanda yapılmış çalışmalar sınırlı kalmıştır.

Bu tez çalışmasında sürekli bir sistem olarak kabul edilen esnek bir yapı ile ayrık bir sistem olarak modellebilen hareketli sistem arasındaki dinamik etkileşim esnek yapının eğilmesi, zemin düzensizlikleri, hareketli sistemin titreşimleri göz önünde bulundurularak MATLAB ticari yazılımında hazırlanan özel bir program ile analiz edilmiştir. Esnek bir yapı olarak düşünülen köprü kirişi basit mesnetli olarak Euler-Bernoulli kiriş teorisine uygun olarak modellenmiştir. Köprü üzerinde sabit hızda ilerlediği düşünülen ayrık sistem araç modeli dört, altı ve on serbestlik dereceli olarak ayrı ayrı modellenmiştir. Sistemin bütünleşik titreşimlerini temsil eden diferansiyel hareket denklemleri Lagrange ve Hamilton prensiplerine uygun olarak elde edilmiştir. Elde edilen bu diferansiyel denklemler birinci mertebeden durum-uzay diferansiyel denklem sistemine indirgedikten sonra dördüncü dereceden Runge-Kutta metodu kullanılarak zaman bölgesinde yüksek hasasiyette çözümü elde edilmiştir. Kullanılan bu çözüm metodunun literatürde daha önce yapılan Sonlu Elemanlar Yöntemi (SEY) çözümünde kullanılan Newmark- β metodu ile karşılaştırılmış olup bu yöntemden daha ekili olduğu sunulan karşılıklı analizler ile gösterilmiştir.

Çalışmada sunulan metot ile sabit hız ile ilerleyen bir aracın herhangi bir bileşeni üzerine (tekerlek, aks, araç gövdesi, yolcu ve şoför koltukları vs.) etki eden dinamik kuvvet genlikleri, sadece rijit zeminde ilerlediği kabulü ile değil aynı zamanda rijitliği önceden belirlenmiş esnek bir yapı üzerinde ilerlediği de göz önünde bulundurularak hesaplanabilmektedir. Böylelikle bu tez çalışmasında araç bileşenleri üzerine etki eden dinamik kuvvetlerin etkilendiği parametreler (araç hızı, rastgele ve rastgele olmayan yol düzensizlikleri, köprü rijitliği, köprü üzerinden geçen araç sayısı) belirlenmiş olup her bir parametrenin bu kuvvetler üzerine etkisi ayrı ayrı detaylıca incelenmiştir. Bu tez çalışmasında önerilen metottan yararlanılarak herhangi bir araç bileşeni üzerine etki eden dinamik kuvvetler zahmetli, pahalı ve bir okadar da zaman alıcı deneysel çalışmalara gerek kalmadan hesaplanabilmek ekonomik tasarruf sağlayabilecektir.

Anahtar Sözcükler : Euler-Bernoulli, Lagrange, Hamilton prensibi, Runge-Kutta, Newmark- β , dinamik kuvvetler.

Bilim Kodu : 914.1.091

ABSTRACT

Ph. D. Thesis

MODELLING OF VEHICLE-ROAD INTERACTION AND ANALYSIS OF DYNAMIC FORCES THAT AFFECT THE VEHICLE

Mehmet Akif KOÇ

Karabük University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Thesis Advisor:

Assist. Prof. Dr. İsmail ESEN

April 2017, 125 pages

When any vehicle proceeds with a constant speed on a rigid surface or by making a movement accelerated positively or negatively, contact forces conveyed vertically from the area which contacts the wheels of the vehicle with road asphalt can be basically calculated based on road roughness. These road roughness values are random road irregularities which are considered to be distributed evenly on the road surface representing asphalt quality and non-random irregularities which are obtained by being determined through its place on the road, location, width, height and number. If the road on which the vehicle passes is considered not to be a rigid surface but as a flexible structure (earth, bridge etc.) similar to the real life, in this case calculation of contact forces becomes rather complicated and studies in the literature in this area are very limited.

In this thesis the dynamic interaction between a flexible structure which is accepted as a continuous system and a moving system which can be modelled as a separate system is analysed using a special program prepared in MATLAB commercial software taking into consideration the bending of the flexible structure, ground irregularities, and vibrations of the moving system. Bridge beam which is considered as a flexible structure is modelled according to the Euler-Bernoulli beam theory as a simply-supported beam. Separate system considered to proceed on constant speed on the bridge is modelled separately with four, six and ten freedom degrees. Differential equations representing the integrated vibrations of the system are obtained according to Lagrange and Hamilton principles. These obtained equations are reduced to first level state-space equation system; then, four-level Runge-Kutta method is used to obtain highly sensitive solution in the time area. This solution method used is compared with Newmark- β method used in the solution of Finite Elements Method (FEM) applied previously in the literature and comparative analysis are used to show that it is a more effective method.

With the method presented in the study, force amplitudes that affect on any element (wheel, axle, vehicle body, passenger and driver seats etc.) can be calculated by taking into consideration not only that they proceed on a rigid surface but also that they proceed on a flexible structure whose rigidity is previously determined. Thus, in this thesis, parameters that affect dynamic forces which affect vehicle elements (speed of the vehicle, random or non-random road irregularities etc.) are determined and the impact of each parameter on these forces is separately examined in detail. Using the method proposed in this thesis, dynamic forces which affect on any vehicle component will be calculated without need for laboured, costly and equally time-consuming experimental works and economic savings will be realised.

Key Words : Euler-Bernoulli, Lagrange, Hamilton principle, Runge-Kutta, Newmark- β , dynamic forces.

Science Code : 914.1.091

TEŞEKKÜR

Bu tez alıŐmasının planlanmasında, araŐtırılmasında, yürütülmesinde ve oluşumunda ilgi ve desteğini esirgemeyen, engin bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım, yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle alıŐmamı bilimsel temeller ışığında şekillendiren sayın hocam Yrd. Doç. Dr. İsmail ESEN'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

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

İÇİNDEKİLER

Sayfa

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.	4
LİTERATÜR TARAMASI.....	4
2.1. ARAÇ RİJİT YOL ETKİLEŞİMİ.....	7
2.2. HAREKETLİ ARAÇ ESNEK YAPI ETKİLEŞİMİ.....	9
2.3. EULER-BERNOULLI KİRİŞİNİN DİNAMİK ANALİZİ	11
2.4. HAREKETLİ YÜK MODELİ	14
2.5. HAREKETLİ KÜTLE MODELİ.....	15
2.6. HAREKETLİ SİSTEM MODELİ.....	16
2.6.1. İki Serbestlik Dereceli Çeyrek Araç Modeli	17
2.6.2. Dört Serbestlik Dereceli Yarım Araç Modeli.....	17
2.6.3. Altı Serbestlik Dereceli Yarım Araç Modeli	19
2.6.4. On Serbestlik Dereceli Yarım Araç Modeli	19
BÖLÜM 3.	22
ARAÇ KÖPRÜ ETKİLEŞİMİNİN MATEMATİKSEL MODELİ	22
3.1. ARAÇ MODELİ	23

3.2. KÖPRÜ MODELİ.....	24
3.3. MATEMATİK MODELİN OLUŞTURULMASINDA YAPILAN KABULLER.....	25
3.4. AKE SİSTEMİNE AİT TEMEL DENKLEMLERİN ELDE EDİLMESİ.....	26
3.5. KÖPRÜ KİRİŞİ VE ARAÇ İVMELENMELERİNE AİT DİFERANSİYEL DENKLEMLERİN ELDE EDİLMESİ	29
3.6. HAREKET DENKLEMİNİN ÇÖZÜMÜ	31
3.7. YOL PÜRÜZLÜLÜĞÜNÜN HAREKET DENKLEMLERİNE ENTEGRE EDİLMESİ	35
3.7.1. Rastgele Yol Pürüzlülüğü Fonksiyonu	36
3.7.2. Rastgele Olmayan Yol Pürüzlülüğü Fonksiyonu	38
3.8. ARAÇ BİLEŞENLERİ ÜZERİNE ETKİ EDEN DİNAMİK KUVVETLERİN MODELLENMESİ	38
3.9. KÖPRÜ ÜZERİNDEN BİRDEN FAZLA ARAÇ GEÇİŞİNİN MODELLENMESİ	42
BÖLÜM 4.	45
SAYISAL DOĞRULAMA.....	45
4.1. HAREKETLİ OSİLATÖR MODELİ	46
4.2. AMORTİSÖRLÜ RİJİT KİRİŞ	47
4.3. DÖRT SERBESTLİK DERECELİ YARIM ARAÇ MODELİ.....	48
4.4. ALTI SERBESTLİK DERECELİ YARIM ARAÇ MODELİ.....	54
4.5. ON SERBESTLİK DERECELİ YARIM ARAÇ MODELİ	55
BÖLÜM 5.	59
SAYISAL ANALİZ	58
5.1. KÖPRÜ KİRİŞİ MOD FREKANSLARI VE ARAÇ KRİTİK HIZI.....	60
5.2. ZAMAN ADIMI BÜYÜKLÜĞÜ Δt 'NİN ÇÖZÜM HASSASİYETİNE ETKİSİ VE ÖNERİLEN METODUN SEY METODU İLE KARŞILAŞTIRILMASI	62
5.3. KÖPRÜ ESNEKLİĞİNİN ARAÇ DİNAMİĞİ ÜZERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ	66
5.4. ARAÇ SABİT KÖPRÜDEN GEÇİŞ HIZININ ETKİSİNİN İNCELENMESİ	73
5.5. YOL PÜRÜZLÜLÜK FONKSİYONUNUN ARAÇ VE KÖPRÜ DİNAMİĞİ ÜZERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ	76

	<u>Sayfa</u>
5.5.1. Rastgele Düzensizliklerin Araç Dinamiği Üzerine Etkisi	76
5.5.2. Rastgele Olmayan Düzensizliklerin Araç Dinamiği Üzerine Etkisi.....	80
5.6. TEKERLEK SERTLİĞİNİN ARAÇ DİNAMİĞİ ÜZERİNE ETKİSİ	96
5.7. ÇOKLU ARAÇ GEÇİŞİNİN KÖPRÜ DİNAMİĞİ ÜZERİNE ETKİSİ.....	99
BÖLÜM 6.	104
SONUÇLAR, TARTIŞMA VE ÖNERİLER.....	104
KAYNAKLAR	110
EK AÇIKLAMALAR A. ON SERBESTLİK DERECELİ ARAÇ MODELİ	119
ÖZGEÇMİŞ	125

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1. Hareketli yük problemlerinde günümüzde yaygın olan bazı mühendislik uygulamaları.	4
Şekil 2.2. Hareketli yük modeline ait şematik gösterim.	15
Şekil 2.3. Hareketli kütle modeline ait şematik gösterim.	15
Şekil 2.4. Hareketli sistem modeline ait şematik gösterim.	16
Şekil 2.5. İki serbestlik dereceli çeyrek araç modeli.	17
Şekil 2.6. Dört serbestlik dereceli iki akslı yarım araç modeli.	18
Şekil 2.7. Altı serbestlik dereceli iki akslı yarım araç modeli.	19
Şekil 2.8. On serbestlik dereceli yarım tren modeli.	21
Şekil 3.1. Altı serbestlik dereceli yarım araç modeli ile köprü arasındaki etkileşiminin fiziksel modellenmesi.	25
Şekil 3.2. Yol pürüzlülüğünü temsil eden profile ait fonksiyon.	37
Şekil 3.3. Araç tekerleği ile köprü yüzeyi arasındaki kontak noktalarına ait SCD.	39
Şekil 3.4. Araç ön-arka tekerleklerine ait SCD.	40
Şekil 3.5. Araç gövdesine etki eden kuvvetlere ait SCD.	41
Şekil 3.6. Yolcu ve şoför koltuklarına etki eden kuvvetleri gösteren SCD.	41
Şekil 3.7. Köprü üzerinden çoklu araç geçişini temsil eden fiziksel model (Altı serbestlik dereceli yarım araç modeli).	43
Şekil 4.1. Sunulan teorinin doğruluğunun test edilmesi için kullanılan literatür modelleri	46
Şekil 4.2. Hareketli osilatör modeli için köprü orta noktası yer değiştirmesi.	47
Şekil 4.3. Amortisörlü rijit kiriş modeli için köprü orta noktası yer değiştirmesi.	48
Şekil 4.4. Dört serbestlik dereceli, iki akslı yarım araç modeli için sunulan teorinin literatür çalışmaları ile karşılaştırılması	50
Şekil 4.5. Dört serbestlik dereceli, iki akslı yarım araç modeli için sunulan teorinin literatür çalışmaları ile karşılaştırılması; araç ön aks yer değiştirmesi (m).	51
Şekil 4.6. Dört serbestlik dereceli, iki akslı yarım araç modeli için sunulan teorinin literatür çalışmaları ile karşılaştırılması; araç ön aks yer değiştirme hızı (m/s).	51

Şekil 4.7. Dört serbestlik dereceli, iki akslı yarım araç modeli için sunulan teorinin literatür çalışmaları ile karşılaştırılması; arka aks yer değiştirmesi (m).....	52
Şekil 4.8. Dört serbestlik dereceli, iki akslı yarım araç modeli için sunulan teorinin literatür çalışmaları ile karşılaştırılması; arka aks yer değiştirme hızı (m/s).....	52
Şekil 4.9. Dört serbestlik dereceli, iki akslı yarım araç modeli için sunulan teorinin literatür çalışmaları ile karşılaştırılması.....	53
Şekil 4.10. Altı serbestlik dereceli, iki akslı yarım araç modeli için sunulan teorinin literatür çalışmaları ile karşılaştırılması; araç yolcu koltuğu dikey yer değiştirmesi (m), iki farklı araç köprüden geçiş hızı için ($v=15.5, 20$ m/s).	54
Şekil 4.11. Dört ve altı serbestlik dereceli, iki akslı yarım araç modeli için sunulan teorinin literatür çalışmaları ile karşılaştırılması; köprü orta noktası enine yer değiştirmesi ii farklı araç köprüden geçiş hızı için (m/s).	55
Şekil 4.12. On serbestlik dereceli, dört akslı yarım tren modeli için sunulan teorinin literatür çalışması ile karşılaştırılması; tren gövdesi açısız dönme miktarı (rad).....	58
Şekil 5.1. Çalışmada kullanılan basit mesnetli Euler-Bernoulli kirişinin enine titreşim modaları ve frekansları (Hz.)	62
Şekil 5.2. Altı serbestlik dereceli yarım araç modeli için zaman adımı büyüklüğünün çözüm hassasiyeti üzerine etkisi; köprü kirişi orta noktası yer değiştirmesi (m).....	64
Şekil 5.3. On serbestlik dereceli yarım tren modeli için zaman adımı büyüklüğünün çözüm hassasiyeti üzerine etkisi; köprü kirişi orta noktası yer değiştirmesi (m).....	65
Şekil 5.4. On serbestlik dereceli yarım tren modeli için zaman adımı büyüklüğünün çözüm hassasiyeti üzerine etkisi; tren gövdesi dikey yer değiştirmesi (m).	66
Şekil 5.5. Köprü rijitliğinin araç ivmelenmeleri üzerine etkisi (altı serbestlik araç modeli).....	68
Şekil 5.6. Köprü rijitliğinin araç yer değiştirmesi üzerine etkisi (altı serbestlik araç modeli).....	69
Şekil 5.7. Üç farklı köprü rijitliği (EI) için araç yolcu koltuğu ivmelenmesi (m/s^2), araç gövde ivmelenmesi (m/s^2), araç arka aks ivmelenmesi (m/s^2).	69
Şekil 5.8. Üç farklı köprü rijitliği (EI) için araç ön tekerlek kontak kuvvetlerinin değişimi.....	70
Şekil 5.9. Üç farklı köprü rijitliği (EI) için araç arka tekerlek kontak kuvvetlerinin değişimi.....	71

Şekil 5.10. Üç farklı köprü rijitliği (EI) için araç gövdesine etki eden dinamik kuvvetlerin değişimi.	71
Şekil 5.11. Üç farklı köprü rijitliği (EI) için araç yolcu koltuğuna etki eden dinamik kuvvetlerin değişimi.	72
Şekil 5.12. Üç farklı köprü rijitliği (EI) için araç şoför koltuğuna etki eden dinamik kuvvetlerin değişimi.	72
Şekil 5.13. Altı serbestlik dereceli yarım araç modeli için araç hızının, ivmelenmeler üzerine etkisi (m/s^2), yer değiştirmeler üzerine etkisi (m).	74
Şekil 5.14. Altı serbestlik dereceli yarım araç modelinde araç hızının, ivmelenmeler üzerine etkisi (m/s^2), yer değiştirmeler üzerine etkisi (m).	75
Şekil 5.15. Aracın köprüden sabit geçiş hızının araç üzerine etki eden dinamik kuvvetler üzerine etkisi	76
Şekil 5.16. $G_d(n_0)$ parametresinin araç maksimum ivmelenmeleri üzerine etkisi	78
Şekil 5.17. Aracın köprüden sabit geçiş hızının farklı yol kalite sınıfları için araç ivmelenmeleri üzerine etkisi.	79
Şekil 5.18. $G_d(n_0)$ katsayısının araç dinamik kuvvetler üzerine etkisi	80
Şekil 5.19. Rastgele olmayan düzensizliklerin araç dinamiği üzerine etkisinin incelenmesi.	81
Şekil 5.20. Rastgele olmayan yol düzensizliklerin araç ön ve arka tekerlek dikey yer değiştirmeleri üzerine etkisi	83
Şekil 5.21. Rastgele olmayan yol düzensizliklerin araç yolcu ve şoför koltukları dikey yer değiştirmeleri üzerine etkisi.	84
Şekil 5.22. Rastgele olmayan yol düzensizliklerin araç yolcu ve şoför koltukları dikey ivmelenmeleri üzerine etkisi.	85
Şekil 5.23. Tümsek yüksekliğinin araç yolcu koltuğu dikey ivmelenmeleri üzerine etkisi	86
Şekil 5.24. Rastgele olmayan yol düzensizliklerin araç ön ve arka tekerlek kontak kuvvetleri üzerine etkisi; durum 1.	87
Şekil 5.25. Rastgele olmayan yol düzensizliklerin araç ön ve arka tekerlek kontak kuvvetleri üzerine etkisi; durum 2.	88
Şekil 5.26. Rastgele olmayan yol düzensizliklerin araç ön ve arka tekerlek üzerine etki eden dinamik kuvvetler üzerine etkisi; durum 1.	88
Şekil 5.27. Rastgele olmayan yol düzensizliklerin araç ön ve arka tekerlek üzerine etki eden dinamik kuvvetler üzerine etkisi; durum 2.	89
Şekil 5.28. Rastgele olmayan yol düzensizliklerin araç gövdesi üzerine etki eden dinamik kuvvetler üzerine etkisi; durum 1 ve 2.	89

Şekil 5.29. Rastgele olmayan yol düzensizliklerin araç yolcu ve şoför koltuğu üzerine etki eden dinamik kuvvetler üzerine etkisi; durum 1.	90
Şekil 5.30. Rastgele olmayan yol düzensizliklerin araç yolcu ve şoför koltuğu üzerine etki eden dinamik kuvvetler üzerine etkisi; durum 2.	90
Şekil 5.31. Tümsek yüksekliğinin araç ön tekerlek kontak kuvveti üzerine etkisi	91
Şekil 5.32. Tümsek yüksekliğinin araç arka tekerlek kontak kuvveti üzerine etkisi,	92
Şekil 5.33. Tümsek yüksekliğinin araç gövdesine etki eden dinamik kuvvetler üzerine etkisi	92
Şekil 5.34. Tümsek yüksekliğinin araç şoför koltuğuna etki eden dinamik kuvvetler üzerine etkisi	93
Şekil 5.35. Tümsek yüksekliğinin araç yolcu koltuğuna etki eden dinamik kuvvetler üzerine etkisi	93
Şekil 5.36. Tümsek yüksekliğinin araç ön tekerlek kontak kuvveti üzerine etkisi	94
Şekil 5.37. Tümsek yüksekliğinin araç arka tekerlek kontak kuvveti üzerine etkisi	94
Şekil 5.38. Tümsek yüksekliğinin araç gövdesine etki eden dinamik kuvvetler üzerine etkisi	95
Şekil 5.39. Tümsek yüksekliğinin araç şoför koltuğuna etki eden dinamik kuvvetler üzerine etkisi	95
Şekil 5.40. Tümsek yüksekliğinin araç yolcu koltuğuna etki eden dinamik kuvvetler üzerine etkisi	96
Şekil 5.41. Araç tekerlek sertliğinin ivmelenmeler üzerine etkisi.....	97
Şekil 5.42. Araç tekerlek sertliğinin dinamik kuvvetler üzerine etkisi	98
Şekil 5.43. Araç tekerlek sertliğinin dinamik kuvvetler üzerine etkisi	98
Şekil 5.44. Köprü üzerinden geçen araç sayısının köprü orta noktası titreşimlerine etkisi.	101
Şekil 5.45. Köprü üzerinden geçen araç sayısı $N_w=40$, her bir araç süspansiyon özellikleri rastgele, artarda olan araçlar arası mesafe rastgele tanımlanarak köprü orta noktası titreşimleri.	102
Şekil 5.46. On serbestlik dereceli, dört akslı yarım tren araç modelinin köprü üzerinden çoklu vagon geçişinin basitleştirilmiş fiziksel modeli.....	102
Şekil 5.47. Vagon sayısı $N_w=2, 4, 6$ için köprü orta noktası titreşimleri.....	103
Şekil 5.48. Vagonlar arası mesafe (d_w) ve vagon sayısının köprü orta noktası titreşimleri üzerine etkisi.	103

ÇİZELGELER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 4.1. Rastgele olmayan yol düzensizlikleri için bu çalışmada kullanılan parametreler	49
Çizelge 4.2. On serbestlik dereceli araç modeli için parametreler.....	57
Çizelge 5.1. Zaman adımı büyüklüğü Δt 'nin çözüm hassasiyetine etkisi ve önerilen metodun SEY ile karşılaştırılması (Altı serbestlik dereceli araç).....	64
Çizelge 5.2. Zaman adımı büyüklüğü Δt 'nin çözüm hassasiyetine etkisi ve önerilen metodun SEY ile karşılaştırılması (On serbestlik dereceli araç).	65
Çizelge 5.3. Sürüş konforu için kabul edilebilirlik seviyeleri.....	68
Çizelge 5.4. ISO-8608 standartlarına göre Gd(n0) değerleri	77
Çizelge 5.5. Rastgele olmayan yol düzensizlikleri için bu çalışmada kullanılan parametreler	81

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

A	: peşpeşe tümsekler arası uzaklık
a_1	: ön aks araç gövde merkezine uzaklığı
a_2	: arka aks araç gövde merkezine uzaklığı
B	: tümseğin köprü sol ucuna olan mesafesi
c	: köprü kirişi eşdeğer sönüm değeri
c_d	: şoför koltuğu sönüm değeri
c_p	: yolcu koltuğu sönüm değeri
c_{s1}	: ön süspansiyon sönüm değeri
c_{s2}	: arka süspansiyon sönüm değeri
c_{t1}	: ön tekerlek sönüm değeri
c_{t2}	: arka tekerlek sönüm değeri
D	: sönüm fonksiyonu
d_1	: şoför koltuğunun araç gövde merkezine uzaklığı
d_2	: yolcu koltuğunun araç gövde merkezine uzaklığı
d_w	: peş peşe giden araçlar arası mesafe
E	: köprü kirişi elastisite modülü
E_k	: sistemin kinetik enerjisi
E_p	: sistemin potansiyel enerjisi
f_{c1}	: ön aks statik yükü
f_{c2}	: arka aks statik yükü
g	: yerçekimi ivmesi
$H(x)$: Heaviside şekil fonksiyonu
I	: köprü kesit alanı geometrik atalet momenti
J	: araç gövdesi atalet momenti
k_d	: şoför koltuğu yay katsayısı
k_p	: yolcu koltuğu yay katsayısı

k_{s1}	: ön süspansiyon yay sertliği
k_{s2}	: arka süspansiyon yay sertliği
k_{t1}	: ön tekerlek sertliği
k_{t2}	: arka tekerlek sertliği
L	: köprü kirişi uzunluğu
L_g	: köprü kirişi uzunluğu
m_d	: şoför koltuğu kütleı
m_p	: yolcu koltuğu kütleı
m_s	: araç gövde kütleı
m_{t1}	: ön tekerlek kütleı
m_{t2}	: arka tekerlek kütleı
N	: adım sayısı
N_r	: tümsek sayısı
N_w	: köprüden geçen araç sayısı
n_0	: spatial frekans
$r(x)$: pürüzlülük fonksiyonu
t	: zaman
$u(t)$: araç gövde merkezinin köprü sol ucuna göre mesafesi
v	: araç köprüden geçiş hızı
v_{kr}	: araç kritik hızı
x	: köprü kirişi sol ucundan referans alınan mesafe
y_s	: araç gövdesi dikey yer değiştirme
y_d	: şoför koltuğu dikey yer değiştirmesi
y_p	: yolcu koltuğu dikey yer değiştirmesi
y_{t1}	: ön tekerlek dikey yer değiştirmesi
y_{t2}	: arka tekerlek dikey yer değiştirmesi
y_{c1}	: ön tekerlek kontak noktasındaki dikey yer değiştirme
y_{c2}	: arka tekerlek kontak noktasındaki dikey yer değiştirme
$w_b(x,t)$: köprü kirişi enine deformasyonu
γ	: tümsek genişliği
δ	: kroneker delta
Δn	: frekans artımı
Δt	: zaman adımı büyüklüğu

- $\xi_1(t)$: araç ön tekerlek köprü sol ucuna göre mesafesi
 $\xi_2(t)$: araç arka tekerlek köprü sol ucuna göre mesafesi
 η_i : köprü kirişi genelleştirilmiş koordinatı
 θ : araç gövdesi dönme açısı
 θ_i : faz açısı
 μ : köprü kirişi birim uzunluğu
 ζ : tümsek yüksekliği
 φ_i : mod fonksiyonu
 ω_j : köprü mod frekansı



KISALTMALAR

AKE : Araç Köprü Etkileşimi

BF : Büyütme Faktörü

DBF : Dinamik Büyütme Faktörü

FZBM : Frekans Zaman Bölgesi Metodu

GSY : Güç Spektrum Yoğunluğu

HKB : Hareketli Kuvvet Belirleme

IF : Impact Faktörü

ISO : International Organization For Standardization (Uluslararası Standartlar Teşkilatı)

RMS : Root Mean Square (Karekök Ortalama)

SCD : Serbest Cisim Diyagramı

SEY : Sonlu Elemanlar Yöntemi

TRE : Tren Ray Etkileşimi

TKE : Tren Köprü Etkileşimi

YMI : Yorumlayıcı Metot I

YMII : Yorumlayıcı Metot II

ZBM : Zaman Bölgesi Metodu

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Herhangi bir araç düz, rijit ve pürüzsüz bir zemin üzerinde sabit hızda ilerlediğinde tekerlek kontak noktalarına temas eden kuvvetler sadece aracın bileşen ağırlıkları nedeniyle etki eden statik kuvvetlerdir. Bu statik kuvvetler temel olarak araç gövde, koltuklar, tekerlekler ve aks kütlelerinden dolayı oluşmaktadır. Dinamik açıdan incelendiğinde bu koşullarda hareket eden bir araç için dinamik yüklemeye söz etmek mümkün değildir. Bu nedenle eğer araç bileşenleri ile ilgili yapısal analiz yapılmak isteniyorsa bu durumda herhangi bir zamana bağlı dinamik çözümleme algoritmasına gerek kalmadan sadece araç bileşenleri üzerindeki statik yükleri göz önünde bulundurmak yeterli olacaktır. Bunun için araç üzerindeki bileşenlerin ayrı ayrı SCD'leri çizilerek bu bileşenler üzerine etki eden kuvvetler belirlenir. Bu yöntem kolay, zaman alıcı olmayan, masrafsız ve pratik bir yol olmakla birlikte pratik mühendislik uygulamalarında kullanılabilir. Fakat başlangıçta kabul edilen varsayımların (düz yol, sabit hız, rijit ve pürüzsüz zemin) gerçek hayattan uzak olması nedeniyle elde edilen sonuçların ileri mühendislik uygulamalarında kullanılması mümkün değildir.

Günlük hayatta tam olarak rijit bir zeminden bahsetmek mümkün değildir. Çünkü üzerinden belli bir ağırlıkta aracın geçtiği zeminde tekerlek kontak kuvvetlerinden dolayı zemin üzerinde elastik deformasyonlar meydana gelebilmektedir. Bu deformasyonlar temel olarak o zeminin rijitliğinden etkilenir. Eğer beton gibi yüksek bir rijitliğe sahip zemin ise oluşan bu deformasyon araç aks yüklerine bağlı olarak düşük seviyede kalacaktır. Fakat toprak gibi rijitliği düşük esnek bir zemin üzerinde hareket ettiğinde ise bu durumda deformasyon miktarı artacaktır. Benzer şekilde köprü gibi esnek yapıların üzerinden ağır tonajlı kamyon ve tren gibi araçlar geçtiğinde köprü rijitliğinden ötürü tekerlek temas noktalarında enine

deformasyonlar meydana gelir. Araç esnek yapı üzerinde ilerlerken düz bir yörünge izlemek yerine deformasyondan dolayı oluşan köprü kirişi eğriliği boyunca hareket etmektedir. Bu durumda centripetal, Coriolis ve atalet kuvvetleri oluşmaktadır. Bu kuvvetler neticesinden tekerlek kontak noktalarında oluşan kuvvetler daha önce anlatılan statik kuvvetlerin etkili olduğu duruma göre oldukça fazla olmaktadır. Çünkü buradaki kuvvetler statik yükler ile tekerlek temas noktasındaki deformasyondan kaynaklı kuvvetlerdir. Aracın köprü üzerindeki hareketi zamana bağlı olduğundan tekerlek temas noktasında oluşan bu kuvvetlere de dinamik kontak kuvvetleri denilmektedir.

Dinamik kontak kuvvetlerinin tek kaynağı esnek yapı ile hareketli sistem temas noktası arasındaki enine deformasyonlar değildir. Buna ilave olarak esnek yapı ile hareketli sistem temas noktası arasındaki zemin asfalt kalitesini temsil eden yol pürüzlülüğü de dinamik kontak kuvvetlerini etkileyen bir diğer önemli parametredir. Çünkü esnek yapı üzerindeki yol pürüzlülüğü köprü sol ucundan referans alınan noktaya göre yüksekliği temsil eden bir fonksiyon ile tanımlanır. Bu durumda tekerlek temas noktasındaki toplam yer değiştirme o noktadaki esnek yapı enine deformasyon miktarı ile yol pürüzlülük fonksiyonu değerinin toplamı ile ifade edilir. Bunun anlamı şudur: Yol pürüzlülük fonksiyonu eğer rastgele dağılıma sahip ise tekerlek temas noktasındaki toplam yer değiştirme bazı durumlarda enine deformasyon miktarından daha fazla olur bazı durumlarda ise daha küçük olabilmektedir. Bu durum tamamen o noktadaki yol pürüzlülük fonksiyonunun değerine bağlıdır.

Bu tez çalışmasının amacı yukarıda belirtildiği gibi araç ile zemin arasında esnek bir yapı olduğu kabul edilerek aracın bu esnek yapı üzerinden geçişi esnasında oluşan dinamik kuvvetlerin analizini gerçekleştirmektir. Böylece herhangi bir aracın makine elemanları üzerine etki eden kuvvetler günlük hayattaki durumları yansıtabilecek şekilde daha gerçekçi analiz edilmiştir. Araç bileşenleri üzerine etki eden dinamik kuvvetler esnek yapı rijitliği, hareketli sistem hızı, yol pürüzlülüğü gibi farklı parametreler için incelenmiştir.

Çalışmanın organizasyonu altı bölüm şeklinde planlanmıştır. İkinci bölüm konu ile ilgili yapılan literatür araştırmasına ayrılmıştır. Bu kısımda literatür araştırması iki kısma ayrılmıştır. Araç rijit yol etkileşimi ve araç esnek yapı etkileşimi. Araç rijit yol etkileşimi bölümünde zeminin rijit olduğu kabulü ile yapılan literatür çalışmaları detaylıca ele alınmıştır. Benzer şekilde esnek yapı etkileşimi kısmında ise AKE sistemine ait farklı sistemler tanıtılmış ve sistemler için detaylıca literatür araştırması sunulmuştur.

Üçüncü bölümde çalışmada sunulan AKE sistemi tanıtılmış matematiksel model oluşturmadan önce yapılan temel kabuller açıklanmıştır. Ardından AKE sistemine ait temel denklemlerin yazılması ve bu denklemlerin Lagrange ve Hamilton prensiplerine uygun olarak türetilmesi ile elde edilen diferansiyel hareket denklemleri gösterilmiştir. Son olarak bu hareket denklemlerinin çözümünde kullanılan dördüncü dereceden Runge-Kutta metodu detaylıca tanıtılmıştır. Ayrıca esnek yapı üzerindeki yol asfalt kalitesini temsil eden pürüzlülük fonksiyonuna ait matematiksel model yine bu bölümde açıklanmıştır.

Dördüncü bölümde önerilen matematiksel metodun literatürde daha önce çalışılmış bazı farklı metotlar ile basit fiziksel modeller için test edilmesi sunulmuştur. Öncelikle iki serbestlik dereceli tek ve iki akslı modeller ele alınmış, bu modeller sırasıyla Biggs (1964), Yand and Wu (2001) ile karşılaştırılmıştır. Daha sonra dört ve altı serbestlik dereceli iki akslı yarım araç modelleri sırasıyla Yand and Duan (2013) ve Esmailzadeh and Jalili (2003) ile karşılaştırılmıştır. Son olarak on serbestlik dereceli dört akslı yarım tren modeli Youcef vd. (2013) ile karşılaştırılması yapılmıştır. Beşinci bölümde sayısal analiz uygulamaları yapılmıştır. Bu bölümde öncelikle çalışmada kullanılan basit mesnetli Euler-Bernoulli kirişine ait titreşim modları, mod frekansları belirlendikten sonra aracın kritik hızları tespit edilmiştir. Çalışmada kullanılan metodun SEY metodu ile karşılaştırılması altı ve on serbestlik dereceli araç modelleri için ayrı ayrı sunulmuştur. İntegrasyon için uygun zaman adımı büyüklüğü belirlendikten sonra AKE sisteminde araç dinamik kuvvetlerini etkileyen parametreler detaylıca incelenerek araç dinamiği üzerine etkisi sunulmuştur. Son olarak altıncı bölümde elde edilen sonuçlar değerlendirilerek geniş çerçevede tartışılmıştır.

BÖLÜM 2

LİTERATÜR TARAMASI

Hareketli yük dinamik problemleri mühendislik ve günlük hayatta oldukça yaygındır. Herhangi bir yapı veya makine uzayda hareket eden ve üzerinde hareket ettiği yapıyı veya makineyi titreşmeye zorlayan bir kuvvete maruz ise bu bir hareketli yük problemidir. Bu konuda verilebilecek oldukça fazla örnek vardır. Örneğin AKE bu konuda literatürde oldukça fazla çalışılmıştır. Bunun dışında bir silah namlusunda mermi çekirdeği namlu etkileşimi, odun testeresi, bilgisayar sabit diskleri, makine elemanları, araç fren diskleri bu konuda verilebilecek birçok örnekten sadece bir kaçıdır [1]. Şekil 2.1’de hareketli yük problemlerinin bazı uygulama alanları gösterilmiştir.



Şekil 2.1. Hareketli yük problemlerinde günümüzde yaygın olan bazı mühendislik uygulamaları.

Hareketli yüklere maruz yapılar mühendislikte birçok pratik uygulamada karşımıza çıkmaktadır. Örneğin köprü ve viyadükten geçen araç [2], kayan robot manipülatörleri [3], takım elemanları, silah sistemlerinin ateşlenmesi, ulaşım sistemlerinin ipleri, lokomotifler için enerji destekleme üniteleri vs.

Hareketli yük problemleri silah sistemlerinde namlu ile yüksek hızlı mermi çekirdeği etkileşiminden kaynaklı namlu ucu sapmalarının tespiti için yoğun bir şekilde kullanılmıştır. Bu çalışmaların amacı silah sistemlerine daha hassas vuruş kabiliyeti kazandırmaktır. Örneğin Tawfik (2008), kütlece dengesiz mermi çekirdeğinin namlu üzerindeki etkisini, incelemiştir [4]. Balla (2011), yapmış olduğu çalışmada sekiz serbestlik dereceli bir silah sisteminin ve onun namlusunun titreşimlerini analiz etti [5]. Alexander (2007), yapmış olduğu çalışmada 155 mm'lik bir silah namlusunun sonlu elemanlar analizini yaparak namlu ucuna ait elde ettiği yer değiştirme ve ivmeleri daha sonradan gerçekleştirdiği deneysel sonuçlar ile karşılaştırmıştır [6]. Namlu ucunda meydana gelen salınımların namlu ucuna takılan ve “Muzzle-Brake” olarak adlandırılan özel bir aparat takılarak azaltılması çalışmalar [7–9]'da verilmiştir. Bilim adamları namlu ucuna yerleştirilen titreşim absorberlerinin namlu titreşimlerinin yaklaşık olarak %50 azalttığını rapor etmişlerdir. Mermi çekirdeği namlu etkileşimini hareketli kütle modelleri dikkate alınarak yapılan diğer çalışmalar [10–14]'de verilmiştir.

Hareketli yüklerin dinamik etkisi 19. yy. ortalarına kadar fark edilmemiştir. 1847 yılında İngilterede Stephenson köprüsünün çökmesiyle beraber hareketli yük problemleri ile ilgili araştırmalar yoğun bir şekilde başlamıştır [15]. Yay, kiriş, plaka üzerinde hareket eden ataletli yük bilim adamlarının ilgisini çeken özel bir konu olmuştur. Sistemin fiziksel durumunu temsil eden diferansiyel eşitlikler için geliştirilen teorik çözümler TRE [16], AKE [17], manyetik raylar [18], robotik çözümlerinde başarı ile uygulanmıştır. Bu tarz problemlerin çözümünü 19. yy. ortalarında başladı. Ancak şu ana kadar tamamen analitik bir çözüm geliştirilemedi. Bunun nedeni yoğunlaştırılmış kütle hareketinden kaynaklanmaktadır. Sistemin diferansiyel denklemlerini birkaç özel durum için analitik olarak kapalı çözmek oldukça zordur. Dolayısıyla bu tarz problemler SEY gibi nümerik yöntemlerle çözülebilmektedir.

Bu problemlerin ortak noktası hareketli yükün geçişi esnasında gerçekleşen yer değiştirme yükün statik olduğu durum veya yükün yavaşça hareket ettiği duruma göre oldukça fazla gerçekleşmektedir. Bunun anlamı şudur: Bir yapıya yüksüz halde iken deforme olmamış haline baktığımızda, eğer yapı aniden bir yüke maruz kalırsa böyle bir yapı denge pozisyonu etrafında titreşim yapmaya başlar. Yapının denge pozisyonundan itibaren yaptığı salınım dinamik halde iken statik duruma göre iki kat daha fazla olduğu görülür. Bu yüzden yükün hızlı yapıya girmesi daha az etkiye sahip. Eğer hareketli yükün geçiş frekansı bazı belli frekanslarda olursa, bu durumda oluşan maksimum yer değiştirmeler ile gerilmeler artacaktır [19,20].

Maksimum yer değiştirme genellikle %50-70 köprü mesafesinde meydana gelmektedir. Bu durum yükün hareket hızına bağlıdır. Maksimum yer değiştirmenin olduğu hız değeri kritik hız olarak isimlendirilir [21–23]. Yay tellerinde kritik hız dalga ilerleme hızına eşittir. Pratik bakış açısından kritik hız oldukça büyük öneme sahiptir. Genellikle yapı için en az yer değiştirmeyi veren hızlar düşük ilerleme hızıdır. Çünkü bu hızda yapı daha dirençlidir. Bu sebeple hareketli yükler etkisi altındaki yapılar mühendislikte oldukça önemlidir. Ne yazık ki mevcut ticari yazılımlar bu analizleri yapmakta yetersiz kalmaktadır.

Fryba (1999), [24] birçok hareketli yük problemini tanımlayarak bu problemlerin analitik çözümlerini yaptı. Çalışmalarında kullanılan yapısal elemanlar çubuk, kiriş, plaka ve kabuk gibi basit, sürekli elastik malzemeler olarak göz önünde bulundurmıştır. Günlük hayatta yaygın bir şekilde kullanılan karmaşık mühendislik yapıları için ise SEY kullanılmıştır.

Esnek bir yapı ve bu yapı üzerinde hareketli bir araç arasında oluşan etkileşim dinamiği için literatürde çalışılan en eski ve en ilkel model hareketli yük modelidir [25]. Eğer herhangi bir sisteme ait bütün yapı sonlu elemanlara ayrılırsa, zaman bölgesinde belli bir nümerik analiz algoritması kullanılarak, tekrarlanan sonlu eleman analizleri her bir zaman adımı için ayrı ayrı uygulanır. Bu ise oldukça yoğun bir işlem olup bilgisayar işlemcisi ve hafızasını oldukça fazla zorlamaktadır.

2.1. ARAÇ-RİJİT YOL ETKİLEŞİMİ

Günümüzde daha ağır ve hızlı araçların trafikteki sayısının artması ve hatta köprü gibi kirişlerin daha ince olmasına izin veren malzemeler ve yapısal formların kullanılması ile köprü yapılarının ve araçların servis ömrünü artırmak için güvenilir ve kesin bilgi elde etme, sadece köprü tasarımı için değil aynı zamanda ulaşım mühendisliğinde bu yapıların izlenmesi ve yenilenmesi adına oldukça büyük önem arz etmektedir [24]. Ancak üzerinde hareket halinde bir aracın bulunduğu köprü gibi esnek bir yapı ile hareketli aracın tekerlekleri arasındaki etkileşim kuvvetlerini doğrudan ölçmek, aracın hareketi zamana bağlı olduğu için oldukça zordur. Eğer bu kuvvetleri köprünün dinamik cevabından ölçülen veriler kullanılarak hesaplanabilirse bu durum oldukça faydalı olacaktır. Bu yöneme dolaylı hesaplama denir ve literatürde son otuz yıldır oldukça geniş çerçevede çalışılmıştır. Örneğin Stevens (1987), çalışmasında kuvvet belirleme problemleri üzerine mükemmel bir literatür araştırması sunmaktadır [26]. Ayrıca bilim adamları yapmış olduğu literatür çalışması kuvvet tahmin etme ve özellikle bu alanda yapılması gereken gelecek çalışmalara odaklanmıştır [27,28]. Olsson (1991), yapmış olduğu çalışmada hareketli yük problemleri ile ilgili temel örnekler vererek daha genel çalışmalar için referans verileri sunmaktadır [29]. Fakat aks kuvvet verilerini elde etmek için kullanılan birçok geleneksel yöntem sadece statik aks yüklerini ölçmektedir. Bu yöntemler oldukça pahalı teknikler olduğu için uygulanabilirlikleri sınırlı kalmıştır [30]. Üzerinde hareketli yükün geçtiği köprü gibi esnek yapılarda oluşan dinamik yük verileri oldukça önemlidir. Çünkü hareketli araçtan kaynaklı tekerleklerde oluşan dinamik aks yükü yol yüzeyinde oluşan hasarları statik yük olduğu durumdakine göre iki ile dört kat arasında artırmaktadır. Hareketli ağır araçların mühendislik uygulamalarından biri de köprü gibi yapılarda oluşan yorulma kırılması ve çatlak ilerlemesi olarak ifade edilebilir. Bu durum ise köprü yapısının servis ömrünü azaltmaktadır [31].

Son zamanlarda köprünün dinamik cevabından, hareketli yükün dinamik kuvvetinin belirlenmesi yöntemi üzerine yapılmış birçok çalışma vardır. Dinamik tekerlek yükünü kabul edilebilir hassasiyette hesaplamak için önerilen bir dizi metot [32]'de verilmiştir. İlk metot YMI'dır. Bu yöntemde araç köprü etkileşiminden kaynaklı

dinamik kuvvetlerin belirlenmesi için köprünün atalet veya D'Alembert kuvvetleri ile sönümleme kuvvetlerinin neden olduğu köprünün toplam dinamik cevabı göz önünde bulundurulmuştur [33]. YMII daha önce anlatılan YMI yöntemine benzemektedir. Bu yöntem Euler-Bernoulli kirişi için uygulanmıştır. Euler-Bernoulli kiriş teorisi ile birlikte hareketli yükü belirlemek için modal analiz tekniği de kullanılmıştır [34].

Yol pürüzlülük kusurları bir aracın dinamik aks yüklerini statik aks kuvvetine göre ortalama dört kat artırabilir [35]. Bu nedenle bu dinamik kuvvetlerin azaltılması köprü servis ömrünün uzaması ve köprü ile yol yüzeyine etki eden dinamik kuvvetlerin azaltılması açısından oldukça faydalıdır. Bunun dışında, yol yüzeyi pürüzlülüğü de bu dinamik kuvvetleri etkilediğinden dolayı otoyollar ve köprüler için yol profillerinin izlenmesi oldukça önemlidir [36].

Üçüncü metot ise ZBM [37], bu metotta köprü kirişi Euler-Bernoulli kiriş teorisine göre viskoz sönümlemeli olarak modellenmiştir. AKE kuvvetleri ise sabit hızda hareket eden aks noktaları, sabitlenmiş bir veya iki noktalı yoğunlaştırılmış kuvvet olarak modellenmiştir. Hareketli kuvvetler zaman bölgesinde mod superpozisyon yöntemi kullanılarak belirlenmiştir. Ayrıca, FZBM [38] analizi modal koordinatlarda ifade edilen hareket denkleminin Fourier dönüşümü için uygulanmıştır.

Araç dinamik aks kuvvetlerinin belirlenmesi için birkaç mevcut yöntem söz konusudur. Bunlardan bir tanesi araç akslarının doğrudan ölçülerek kuvvet grafiğinin elde edilmesidir. Buna örnek tekerlek poyra transdüserleri ve lazer sensörleridir. Bu ve buna benzer yöntemler ile ilgili geniş kapsamlı incelemeler Davis (2010), çalışmasında bulunabilir [39]. Bu yöntemlerin hassasiyeti oldukça iyidir ama oldukça pahalı, zaman alıcı ve sistemi kurması oldukça zordur. Kısa ve orta uzunlukta köprü kirişleri için dinamik kuvvetlerinin belirlenmesi oldukça önemli olduğundan HKB tekniği üzerine yapılmış birçok çalışma söz konusudur. Bu teknik iyi belirlenmiş genel invers problem teorisine ve dolaylı olarak köprü üzerinden ölçülerek araç köprü etkileşim kuvvetlerinin belirlenmesi yöntemlerine dayanır. Yu (2010), bu alanda oldukça geniş bir literatür çalışması sunmaktadır [40].

2.2. HAREKETLİ ARAÇ ESNEK YAPI ETKİLEŞİMİ

Hareketli araçlar ile köprü arasındaki dinamik etkileşim yapısal dinamik alanında önemli bir yer tutmaktadır. Bu bir coupled (bütünleşik) zamana bağlı dinamik problemdir. Araç ve köprü iki ayrı alt sistem olup, kontak kuvvetleri boyunca birbirleri ile etkileşim halindedir. Eğer aracın köprü üzerindeki geçiş hızı sabit bir hız ise bu durumda yatay doğrultuda hiçbir engel olmayacak, dolayısıyla araç ile köprü arasındaki kontak kuvvetleri sadece dikey doğrultuda olacaktır. Ancak, aracın herhangi bir pozitif yâda negatif ivme değerine sahip olması durumunda bu dikey kuvvetlere ilave olarak yatay kuvvetlerde sistemi etkileyecektir. Bu iki alt sistem (araç ve köprü) genel olarak birbirleri ile etkileşen ve salınan iki elastik sistem olarak düşünülebilir. Dolayısıyla burada önemli parametre araç ve köprünün doğal frekansları ile aracın hareket frekansıdır. Sürüş frekansı araç ve köprü üzerine gelecek kuvvetleri belirlemede önemli olduğu için bu parametre oldukça önemlidir [41].

Geleneksel otoyol veya demiryolu köprü tasarımında DBF veya IF göz önünde bulundurulur. Köprünün dinamik davranışını etkileyen köprünün doğal frekansından hariç birçok parametre vardır. Bu parametrelerden bazıları araç hızı, ağırlığı ve dinamik karakteristiği, yapının durumu, yol pürüzlülüğü ve ikincil elemanların etkisidir. Karışık köprü ve araç modelleri içeren bir sistemi inceleyen sayısal metotlar geniş çaplı kullanılmıştır. Fakat daha kapsamlı ve daha geniş çaplı modellerin geliştirilmesi gerekmektedir.

Hareketli yük veya kütle etkisi altındaki köprülerin dinamik davranışı yüz yıldır birçok araştırmacı tarafından ele alınan önemli bir konu olmuştur. Bu problem inşaat mühendisliği alanında köprü tasarımı, demiryolu tasarımı, makine mühendisliği alanında tramvay köprülü kren sistemleri, alanında ortaya çıkmıştır. Bu problem hareketli araç ve köprü etkisi altındaki yapılarda meydana gelen enine yer değiştirmeler ve gerilmeler yükün statik olduğundaki duruma göre çok daha fazla olmasından ötürü ortaya çıkmıştır.

Bu alanda yapılan ilk çalışmalara bakıldığında Stokes (1849), [42] ve Willis (1849), [43] trenin köprüyü geçme analizi için yapılmıştır. Timoshenko (1922), sabit hareketli yük etkisi altındaki kirişin klasik çözümünü verdi [44]. Ayre (1950), hareketli yük etkisi altındaki simetrik bir köprünün dinamik cevabını kısmi diferansiyel denklemler için tam çözümünü vermiştir [45]. Otoyollarında kamyonların yüksek hızlı trenlerin oranlarının artması ile beraber köprü ile araç arasındaki dinamik etkileşim problemi son otuz yılda daha da artmıştır. Bu alanda yapılan ilk çalışmalar basit mesnetli kiriş üzerinde yoğunlaştırılmış tek bir yükün sabit hız ile hareketini oluşturan modellerin çözümü olmuştur. Bu problem Fryba (1999), [24] ve Timoshenko (1929), [46], Warburton (1976) analitik olarak ele alınmıştır [47]. Burada bulunan sonuçlar [48,49] SEY ile doğrulandı. Green fonksiyonu kullanarak elde edilen çözümler hareketli kütle ve hareketli kuvvet için karşılaştırılmıştır [50]. Hareketli kütle atalet etkisi hareketli kütle hızı oldukça küçük olsa bile yerçekimi etkisi ile karşılaştırıldığında ihmal edilemez. Fakat sunulan çözümler hareketli kütle ve araç hızın bazı özel durumları içindir.

Üzerinde hareketli araçların bulunduğu köprü titreşimleri geçmişte geniş çerçevede çalışılmıştır. Bu çalışmalar genel olarak dokuz başlık altında incelenmiştir [51]:

1. Yo pürüzlülük etkisi
2. Köprü ayakları uzunluğu
3. Araç frenleme etkisi
4. Aks mesafesi etkisi
5. Araç ağırlığı etkisi
6. Araç hızı etkisi
7. Köprü birim uzunluğu kütle sinin etkisi
8. Köprü yapısal sönümleme etkisi
9. Süspansiyon sisteminin etkisi

Bu parametrelerin köprü titreşimleri üzerine etkilerinin incelenmesi için farklı nümerik metotlar geliştirilmiştir. Bu alanda yapılan birçok çalışma aracın sabit hızda gittiği kabulü ile yapılmış sadece birkaç çalışmada sabit olmayan hızın etkisi incelenmiştir [52, 53]. Araç frene bastığında aks yüklerinde aracın aks mesafelerine

göre dağılma meydana gelir. Bu durum araç ve köprü dinamiği üzerinde önemli etkilere sahiptir. Kishan and Traill-Nash (1977), basit mesnetli kiriş olarak modellenen köprüde frenleme etkisinin köprü titreşimlerine olan etkisini incelemiştir [54]. Gupta and Trail-Nash (1990), rampa frenleme fonksiyonu kullanarak frenleme etkisinin köprü impact faktörü üzerindeki etkisini sunmuştur [55]. Chompooming and Yener (1995), araç negatif ivmelenmesinin köprü dinamiği üzerine etkisini incelemiştir [56].

Hareketli araçlar ile esnek yapıların etkileşimi üzerine bilim adamları yüzyılı aşkın yoğun bir şekilde çalışmaktadır. Özellikle 1958-1964 yılları arasında bilgisayarlarda transistör teknolojisinin kullanılmaya başlanması ve ardından bilgisayar işlem kapasitesindeki hızlı artış ile birlikte AKE üzerine yapılan çalışmalar farklı bir boyut kazanmıştır [57]. Bu dönemden önce hareketli araç ve köprü etkileşim problemleri [2,24,44,58] çalışmalarında verildiği gibi basit köprü kirişi modelleri ile araç modelleri ele alınarak çözülmekteydi. Bilgisayar teknolojisinin gelişmesi ile birlikte daha karışık ve gerçekçi araç ve köprü modelleri ele alınma imkânı ortaya çıkmıştır.

İlk çalışmalar Timoshenko (1929), [46] ve daha sonra Biggs (1964), [58] çalışmalarında bilim adamları hareketli yük etkisi altında köprü dinamiği üzerine yoğunlaşmışlardır. Otoyollarda araç köprü çalışmalarının dışında demiryolu taşımacılığında ilk TKE çalışmalarından biri [16] tarafından yapılmıştır. Günümüzde ister karayolu taşımacılığında olsun isterse demiryolu taşımacılığında olsun AKE modellenirken neredeyse hiçbir sınır konulmadan gerçeğe yakın modeller oluşturulabilmektedir [59]. Fakat yine de çalışmaların çoğu araç dinamiğinden ziyade köprü dinamiği ile sınırlı kalmıştır.

2.3. EULER-BERNOULLİ KİRİŞİNİN DİNAMİK ANALİZİ

Modern dünyada ulaşım altyapısı ile toplumların ekonomik gelişmeleri arasında çok güçlü bir bağ vardır. Ulaştırma alanında köprüler en temel ulaşım altyapısını temsil etmektedir. Mühendislik çalışmalarında bu yapılar genellikle köprü kirişi olarak modellenmektedir. Bir kiriş temel olarak sahip olduğu tarafsız eksene dik veya enine uygulanan kuvvetlere direnen yapısal bir eleman olarak bilinmektedir [60].

Köprü dinamiği üzerine çalışan ilk araştırmacılar tarafından herhangi bir dış kuvvet zorlama etkisi altında enine titreşim yapan bir kiriş sistemi için en önemli parametrenin eğilme etkisi olduğu düşünülmüştür. Bu dönemde enine titreşim yapan bir köprü kirişi için diferansiyel denklemleri Euler-Bernoulli kiriş teorisi, diğer adıyla klasik kiriş teorisine göre elde edilmektedir. Bu teori 18. yy.'da Jacob Bernoulli, Daniel Bernoulli ve Leonhard Euler tarafından geliştirilmiştir [61–63]. Bu teori pratik köprü mühendisliği uygulamalarında oldukça yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Bu teori, kirişin eğilmesinden sonra kesit düzleminin düzlemde ve tarafsız eksene dik kaldığı varsayımına dayanmaktadır. Dolayısıyla enine kayma zorlanması sıfır olmaktadır.

Euler-Bernoulli kiriş teorisi basit ve oldukça fazla kullanıma sahip olmasına rağmen köprü kirişine ait doğal frekansların değerini olduğundan biraz fazla belirler. Düşük titreşim modlarında bu durum pek fark edilmez fakat özellikle yüksek modlara çıkıldığında bu durum kendini açık bir şekilde göstermektedir. Bu nedenle Euler-Bernoulli kiriş teorisine dönme deformasyonunun eklendiği yeni bir kiriş teorisi geliştirilmiştir. Timoshenko önerdiği teoride Euler-Bernoulli kiriş teorisine kayma ve dönme etkisini ilave etmiştir [64]. Kayma ve dönme ataletleri düşük modlarda uzun ve ince kirişler için Euler-Bernoulli kiriş teorisinde küçük düzeltmelere neden olurken herhangi bir kiriş için yüksek modlarda veya kalın kirişlerde kayma ve dönme ataletleri hesaba katılmazsa oluşan hata büyük olacaktır.

Düz kirişlerin genel elastisite denklemleri açısından tam çözümleri ilk olarak 18.yy.'da Love (1944) tarafından çalışılmıştır [65]. Bilim adamları yapmış oldukları çalışmada katı silindirin titreşimlerini temsil eden denklemleri elde etmişlerdir. Fakat bu problemlerin tam çözümünü elde edememişlerdir. İlk araştırmacılar bu konuya oldukça fazla çalışmışlar ve meseleye farklı yaklaşımlar göstermişlerdir. Kiriş dinamiği için dört farklı teori literatürde tanımlanmıştır. Bunlar; Euler-Bernoulli, Rayleigh, shear ve Timoshenko kiriş teorileridir. Euler-Bernoulli kiriş teorisinde gerinim enerjisi ve kinetik enerji eğilmenin ve yanal yer değiştirmenin bir fonksiyonudur. Bu teorinin basitliği ve makul mühendislik yaklaşımından dolayı kiriş dinamiği uygulamalarında oldukça sık kullanılmaktadır.

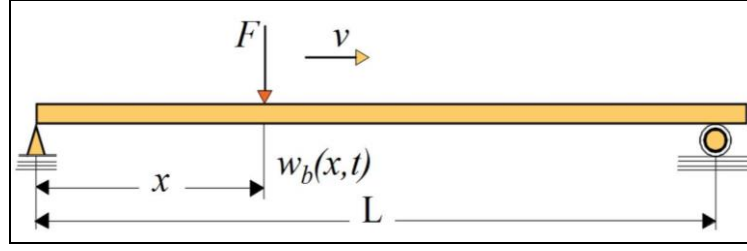
Han vd. (1999), bir kiriş sisteminin doğal frekansını bu dört farklı kiriş teorisini kullanarak tahmin etmiştir [66]. Elde ettiği sonuçlar Euler-Bernoulli teorisi ile Rayleigh modelin sonuçlarının birbirine oldukça yakın olduğunu görmüştür. Benzer şekilde Timoshenko teori ile shear modelden elde edilen sonuçlarında birbirine yakın olduğunu göstermişlerdir.

Daha önceden de ifade edildiği gibi kiriş tipi yapılar mühendislik uygulamalarında oldukça fazla kullanılmaktadır. Aynı zamanda bu yapılar zamanla değişen kuvvete maruz kalmaktadırlar. Bu çalışmalar bu tarz yapıların dinamiği (örneğin enine yer değiştirmeleri ve gerilmeleri) yükün statik olduğu durumdan oldukça fazladır. Bu nedenle son yıllarda dinamik yükleme bu konuda yapılan çalışmaların çoğunluğunu oluşturmaktadır. Dinamik yükleme üç ana grupta ifade edilebilir: Bunlar hareketli sabit yük, hareketli kütle ve köprü üzerinde basitleştirilmiş hareketli araç modelidir. En basit model olan hareketli sabit yük modelinde aracın atalet etkisi ile araç ile köprü arasındaki etkileşim ihmal edilmiştir. Bu ihmaller hareketli kütle modelinde sisteme dahil edilmiştir. Fakat bu modelde de aracın köprü ile etkileşimi sırasında gövde zıplaması ihmal edilmiştir. Dmitriev (1976), Euler-Bernoulli teorisine göre modellediği hareketli yük etkisi altındaki köprü kirişinin analitik çözümlerini sunmuştur [67]. Olsson (1991), sabit hız ile hareket eden hareketli yük etkisi altındaki Euler-Bernoulli kirişinin dinamiğini analitik ve sonlu elemanlar çözümünü gerçekleştirmiştir [29]. Zheng vd. (1998), multi-span uniform olmayan kesite sahip hareketli yük etkisi altındaki kirişin dinamik cevabını inceledi. Zheng vd. (1998), köprü kirişini Euler-Bernoulli kiriş teorisine göre modelledikten sonra sistemin hareket denklemini temsil eden diferansiyel eşitlikleri elde etmede Hamilton prensibini kullanmışlardır [68]. Yapmış oldukları nümerik analizleri farklı hızda hareket eden hareketli yük için uniform ve non-uniform kirişlerinin her iki durumu içinde sunmuşlardır. Stanistic and Hardin (1969), basit menetli köprü kirişi üzerinde rastgele sayıda kütlelerin geçtiği kirişin analizini Fourier tekniği kullanarak analiz etmişlerdir [69]. Jeffcott (1922), hareketli yük etkisi altındaki köprü kirişinin ilk defa hareketli kütlelerin atalet etkiside göz önünde bulundurarak analiz etmiştir [70]. Ting vd. (1974), hareketli yük etkisi altındaki sonlu elastik kirişin dinamik cevabını incelemek için yeni bir algoritma geliştirmişlerdir [71]. Bilim adamları yapmış oldukları çalışmadan elde ettikleri sonuçları deneysel veriler ile karşılaştırmışlardır.

Akın and Mofid (1989), hareketli yük etkisi altındaki ince kesitli kirişi çalıştı. Bilim adamları hareketli yük etkisi altındaki köprü kirişine ait elde ettikleri hareket denklemlerini adi diferansiyel denklem serisi olarak yazılabileceğini kanıtlamışlardır [72]. Esmailzadeh and Ghorashi (1995), uniform kısmen yayılı hareketli yük etkisi altındaki basit mesnetli Euler-Bernoulli kirişinin analitik çözümünü gerçekleştirmiştir [73]. Esmailzadeh and Jalili (2003), oluşturmuş oldukları iki akslı yarım araç modeline yolcu ve şoför koltuklarını da ilave ederek sistemin serbestlik derecesini artırmışlardır. Çalışmalarında sunmuş oldukları yarım araç modeli basit mesnetli Euler-Bernoulli kirişi üzerinde hareket etmektedir. Çalışmalarında tekerlekler, gövde, yolcu ve şoför koltuğu gibi araç bileşenlerinin dinamik cevabını incelemiştir [21].

2.4. HAREKETLİ YÜK MODELİ

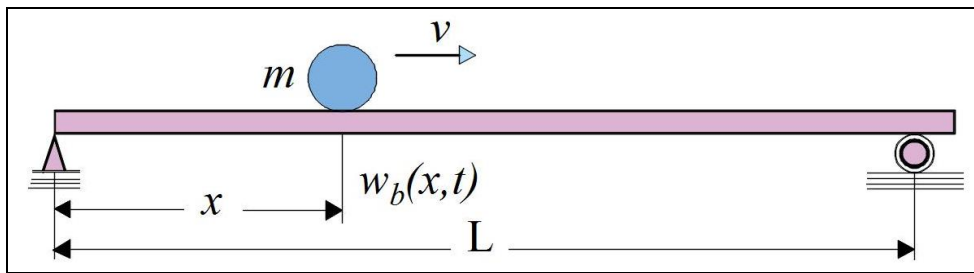
Araç ile köprü arasında oluşan titreşimleri modellemek için geliştirilen en basit model Şekil 2.2’de verilen hareketli yük modelidir. Bu modelde araç dinamiği ihmal edilmiş köprü dinamiği dikkate alınmıştır. Tekerlek yükleri ve aks yükleri basitleştirilerek sabit dikey kuvvet olarak köprü üzerinde hareket ettirilmiştir. Burada kuvvetin hareket hızı ile aracın hareket hızları birbirine eşittir. Dolayısıyla bu modelde araç ve köprü etkileşimi ihmal edilmiş ve aracın atalet etkileri de göz ardı edilmiştir. Eğer sadece köprünün dinamiği ile ilgileniliyor ve aracın kütlesi köprünün kütlesi yanında oldukça küçük olduğu durumlar için bu yöntem geçerliliğini korur ve Yang (2004), tarafından oldukça sık çalışılmıştır [2]. Ayrıca ray pürüzlülüğü ray birleşme noktaları gibi yapılarında etkileri ihmal edilirse bu yöntem köprü dinamiği açısından geçerliliğini korumakta ve daha çok kapalı çözümleri mevcuttur. Hareketli yük metodu yaklaşık bir çözüm olmasına rağmen çözüm kolaylığı açısından en çok kullanılan metottur. Bu alandaki bazı çalışmalar [24, 74–76].



Şekil 2.2. Hareketli yük modeline ait şematik gösterim.

2.5. HAREKETLİ KÜTLE MODELİ

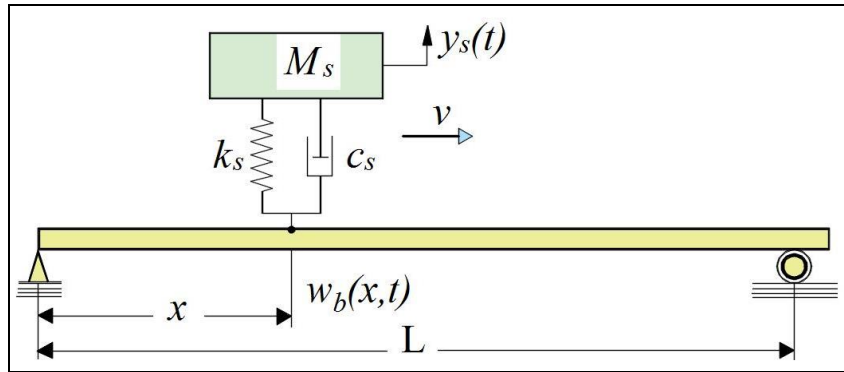
Hareketli yük modeli kiriş üzerinde hareketli aracın atalet etkilerinin yanında aracın daha birçok fiziksel etkilerini dikkate almamaktadır. Hareketli yükün atalet etkilerini hesaba katan en basit AKE modeli Şekil 2.3’de verilen hareketli kütle modelidir. Bu modelde köprü kirişi üzerinde hareket halinde bulunan aracın kütlesi köprünün kütlesine göre nispeten önemli büyüktür. Hareketli kütle problemlerinin çözümünde gerek analitik gerekse nümerik oldukça fazla yöntem geliştirilmiştir. Örneğin Fourier seri açılım yöntemi kullanılarak çözülen hareketli kütle modeli problemi Stanisic (1969), tarafından rastgele sayıdaki hareketli yük etkisi altındaki kirişin dinamik davranışını belirlemek için kullanılmıştır [69]. Green fonksiyonu tekniği bu problemleri çözmek için Ting (1974), tarafından geliştirilmiştir [71]. Hareketli kütle probleminin çözümü için ilk kapalı yöntem Akin (1989) tarafından geliştirilmiştir [77].



Şekil 2.3. Hareketli kütle modeline ait şematik gösterim.

2.6. HAREKETLİ SİSTEM MODELİ

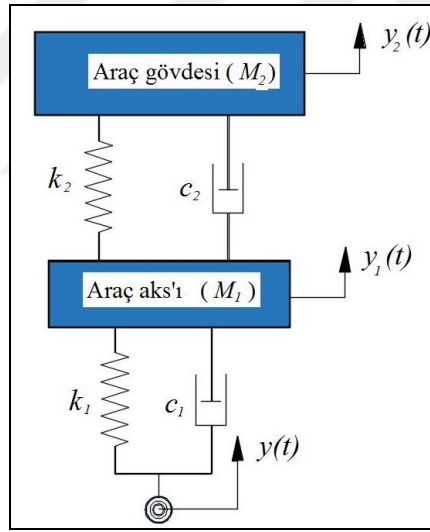
Daha önce bahsedilen hareketli yük modeli ve kütle modeli her ne kadar köprü dinamiği açısından mühendislere köprü dinamiği açısından kabul edilebilir bilgi verse de araç dinamiği açısından herhangi bir veri sunmamaktadır. Araç dinamiği modelleme açısından süspansiyon sisteminin etkisini dikkate alan en basit model Şekil 2.4’de verilen kütle yay modelidir [41]. Bu modelin çözümü için geliştirilen literatürde birçok matematiksel teknik mevcuttur. Örneğin yarı analitik çözümlerin verildiği çalışma Biggs (1964), bu alanda yapılmış önemli bir eserdir [58]. Fryba (1999), hareketli yük, hareketli kütle ve hareketli kütle yay modellerini içeren farklı tip araç modellerini çalışmıştır [24]. Bu çalışmalarda bilim adamları temel parametrelerin ve farklı parametrelerin köprü dinamik cevabı üzerine etkisi analitik yöntemlerle incelemiştir. Bilim adamları yaptıkları nümerik ve analitik çalışmalarda sistemi etkileyen farklı parametrelerin etkisini incelediler. Her ne kadar hareketli kütle modeli aracın ataletini dikkate alsın da aracın salınım yer değiştirme hareketlerini ihmal etmektedir. Bu etki yüksek hızlı trenler için yol pürüzlülüğü ile beraber ele alındığında köprü dinamik cevabı üzerine önemli bir etkisi olduğu ispatlanmıştır [78]. Buna ilave olarak hareketli kütle modeli, eğer araç dinamik cevabının önemli olduğu bir analiz yapılmak isteniyorsa kullanılmaz. Çünkü bu model araç kuvvetlerini köprü üstünde temas kuvvetleri ile temsil eder ve herhangi bir zıplama algoritmasına sahip değildir.



Şekil 2.4. Hareketli sistem modeline ait şematik gösterim.

2.6.1. İki Serbestlik Dereceli Çeyrek Araç Modeli

Şekil 2.5’de iki serbestlik dereceli çeyrek araç modeli gösterilmiştir. Bu şekil üzerinde parametreler M_1 , M_2 sırasıyla araç aks ve tekerlek kütlesi ile araç gövde kütlesini temsil etmektedir. Burada süspansiyon sisteminin kütlesi araç gövde kütlesinin içine katılmıştır. Parametreler y_1 y_2 sırasıyla araç tekerlek ve gövde dikey yer değiştirmesini, parametreler k_1 , k_2 sırasıyla tekerlek sertliği ve araç süspansiyon yay katsayısını temsil etmektedir. Çeyrek araç modeli araç gövdesi ile süspansiyonu modellemede kullanılan en basit modeldir. Tek akslı olduğu için aks mesafesi tanımlanamamaktadır. Literatürde çeyrek araç modeli ile yapılan bazı çalışmalar [21, 79–82]’da verilmiştir. Bu çalışmalarda daha çok araç köprü etkileşiminden kaynaklı salınımların aktif kontrol yöntemleri kullanılarak yapay zekâ algoritmaları ile kontrol altına alınmıştır.

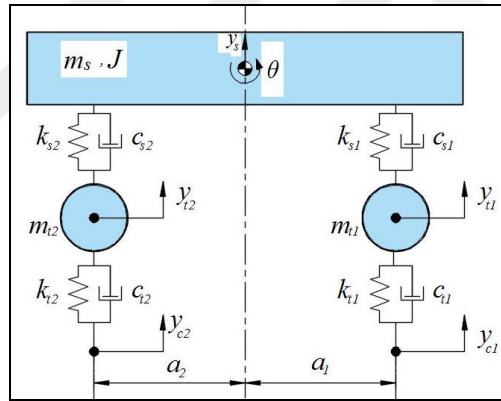


Şekil 2.5. İki serbestlik dereceli çeyrek araç modeli.

2.6.2. Dört Serbestlik Dereceli Yarım Araç Modeli

Şekil 2.6’da dört serbestlik dereceli yarım araç modeli gösterilmiştir. Bu model üzerinde parametreler $y_{t,i}$ ($i=1,2$) sırasıyla ön ve arka tekerleğin dikey yer değiştirmesini, y_s araç gövdesinin dikey yer değiştirmesini, θ gövdenin açısız dönme miktarını temsil etmektedir. Parametreler $m_{t,i}$ ($i=1,2$) sırasıyla ön ve arka tekerlek kütlesini temsil etmektedir. Parametreler $k_{t,i}$ ($i=1,2$) ön arka lastik sertliğini, $k_{s,i}$

($i=1,2$) ön ve arka süspansiyon sertliğini temsil eder. Bunun yanında $c_{t,i}$ ($i=1,2$) sırasıyla ön arka tekerlekleri sönüm değerlerini, $c_{s,i}$ ($i=1,2$) ön ve arka süspansiyon sisteminin sönüm değerlerini temsil etmektedir. Dört serbestlik dereceli yarım araç modeli iki aksın oluşmaktadır. Dolayısıyla parametreler a_i ($i=1,2$) sırasıyla ön ve arka aksın araç gövde merkezine olan mesafeyi tanımlar. Literatürde esnek bir yapı üzerinde dört serbestlik dereceli yarım araç modeli ile yapılan çalışmalar mevcuttur. Örneğin [83]'de dört serbestlik dereceli yarım araç modeli kullanılarak basit mesnetli Euler-Bernoulli kirişinin dinamik analizi gerçekleştirilmiştir. Bilim adamları çalışmalarında araç ve köprü dinamiğini temsil eden diferansiyel denklemleri ayrı ayrı oluşturduktan sonra bu denklemleri mod-superpozisyon yöntemi kullanılarak bir ikinci mertebeden diferansiyel denklem sistemi ile ifade ettiler. Daha sonra bu denklemleri Newmark- β integrasyon tekniğini kullanarak zaman bölgesinde çözmüşlerdir.

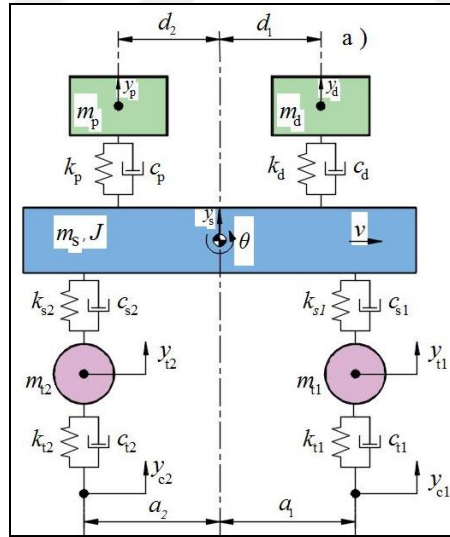


Şekil 2.6. Dört serbestlik dereceli iki akslı yarım araç modeli.

Euler-Bernoulli kiriş teorisi kullanılarak modellenen köprü kirişi üzerinde dört serbestlik dereceli yarım araç modeli kullanılarak yol pürüzlülüğünün araç aks kuvvetleri üzerine etkisinin incelendiği çalışma [84]'da verilmiştir. Hareketli yükler etkisi altında köprü gibi esnek yapılarda meydana gelen hasarın araştırıldığı çalışma [85]'de hareketli araç olarak dört serbestlik dereceli yarım araç modeli kullanılmıştır. Kavisli olarak modellenen basit mesnetli Euler-Bernoulli kirişinin dinamik analizinin yapıldığı çalışmada hareketli araç dört serbestlik dereceli yarım araç olarak modellendi [86].

2.6.3. Altı Serbestlik Dereceli Yarım Araç Modeli

Şekil 2.7’de altı serbestlik dereceli yarım araç modeli gösterilmiştir. Bu modelde daha önce gösterilen dört serbestlik dereceli modelden farkı araç gövdesi üzerinde şoför ve yolcu koltuklarının yer almasıdır. Burada parametreler m_d ve m_p sırasıyla şoför ve yolcu koltukları kütlelerini temsil eder. Yine parametreler k_d , k_p şoför ve yolcu koltuklarının sertliğini c_d ve c_p ise sırasıyla şoför ve yolcu koltuklarının sönüm değerlerini göstermektedir. Mesafeler d_1 , d_2 ise sırasıyla şoför ve yolcu koltuklarının araç gövde merkezine olan mesafelerini temsil etmektedir. Çalışma Esmailzadeh (2003), çeyrek ve yarım araç modeli için araç gövdesi ve köprüde meydana gelen enine yer değiştirmeler incelenmiştir [21]. Ayrıca köprü kirişinde oluşan eğilme gerilmeleri araç hızına bağlı olarak tespit edilmiştir. Bunun dışında altı serbestlik dereceli yarım araç modeli etkisi altında bulunan basit mesnetli Timoshenko kirişinde meydana gelen salınımların titreşim absorberi kullanılarak azaltıldığı çalışma [63,87]’de verilmiştir. Köprü kirişinde meydana gelen kayma deformasyonlarının SEY ile analiz edildiği çalışma [62]’de verilmiştir.



Şekil 2.7. Altı serbestlik dereceli iki akslı yarım araç modeli.

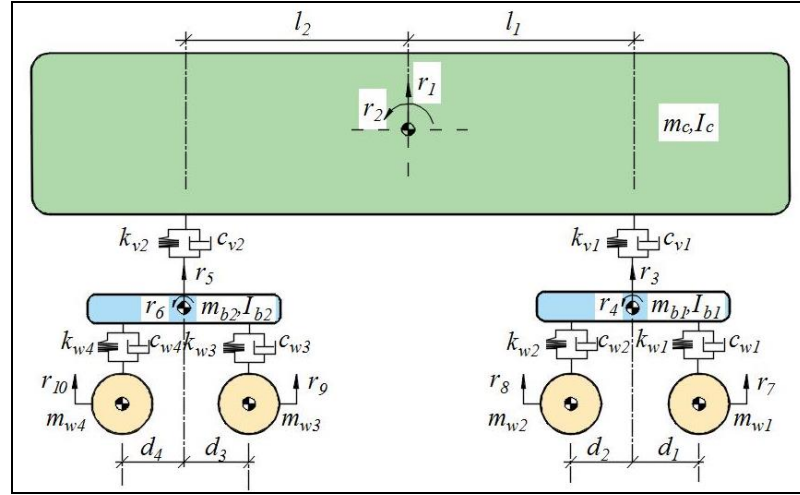
2.6.4. On Serbestlik Dereceli Yarım Araç Modeli

Tren modeli genel olarak ön-arka bojiler ve tren gövdesinden oluşmaktadır. Şekil 2.8’de gösterilen model üzerinde parametreler r_i ($i=1, 2,3,\dots,10$) olmak üzere

sırasıyla tren gövdesi dikey yer değiştirmesi (r_1), gövdenin açısai dönme miktarı (r_2), ön bogie'nin dikey yer değiştirmesi (r_3) ve açısai dönme miktarı (r_4), arka bogie'nin dikey yer değiştirmesi (r_5) ve açısai dönme miktarını (r_6), ön bogie ön –arka tekerleklerinin (Tekerlek 1, Tekerlek 2) dikey yer değiştirmesini (r_7, r_8) ve arka bogie ön-arka tekerleklerinin (Tekerlek 3, Tekerlek 4) dikey yer değiştirmelerini (r_9, r_{10}) temsil etmektedir.

Parametreler m_c, m_{b1} ve m_{b2} sırasıyla tren gövdesi, ön ve arka bogie kütesini, I_c, I_{b1}, I_{b2} sırasıyla gövde, ön ve arka bogie kütesel atalet momentini temsil etmektedir. l_1, l_2 mesafeleri sırasıyla ön bogie kütle merkezinin tren gövde kütle merkezine uzaklığı ve arka bogie kütle merkezinin tren gövde kütle merkezine olan uzaklığıdır. d_1, d_2 mesafeleri ise sırasıyla ön bogie için ön tekerleğin bogie kütle merkezine ve arka tekerleğin bogie kütle merkezine olan uzaklıklarıdır. Aynı şekilde d_3, d_4 mesafeleri sırasıyla arka bogie için ön tekerleğin bogie kütle merkezine ve arka tekerleğin bogie kütle merkezine olan uzaklıklarını belirtir. Parametreler $k_{w1,2}, c_{w1,2}$ ve $k_{w3,4}, c_{w3,4}$ ise sırasıyla ön ve arka boji süspansiyon yay katsayıları ile sönüm katsayılarını temsil etmektedir. Bunun yanında parametreler $k_{v1,2}, c_{v1,2}$ ise sırasıyla ön ve arka bojileri tren gövdesine bağlayan süspansiyon sisteminin yay katsayıları ile sönüm elemanı katsayılarıdır.

Yarım tren araç modeli kullanılarak yapılan birçok çalışma mevcuttur. Örneğin Youcef (2013), ray birleşme noktalarında kaynaktan ötürü oluşan kusurların ve ray pürüzlülüğün yüksek hızlı tren dinamiği üzerine etkisi incelenmiştir [88]. Thesis (2011), TKE'da oluşan dikey kuvvetlerin yanı sıra trenin ani yavaşlaması ve ani hızlanması sonucu tekerlek ile ray arasında oluşan aksenal kuvvetlerin tren ve köprü dinamiği üzerin etkileri ele alınmıştır [41]. Çalışmalar [52,59] SEY kullanılarak tren köprü dinamiği incelenmiştir. Çalışma tren ve köprü etkileşimini temsil eden diferansiyel eşitlikler zaman bölgesinde Newmark- β yöntemi kullanılarak çözülmüştür. Esnek tren gövdesi kabulü ile oluşturulan matematiksel modeli kullanılarak elde edilen tren-köprü etkileşimi [89]'de verilmiştir.



Şekil 2.8. On serbestlik dereceli yarım tren modeli.

BÖLÜM 3

ARAÇ KÖPRÜ ETKİLEŞİMİNİN MATEMATİKSEL MODELİ

Bu bölümde AKE'den kaynaklı dinamik kuvvetlerin belirlenmesi için kullanılacak olan matematik model tanıtılmıştır. AKE sistemine ait matematiksel model oluşturulurken ilk olarak araç tekerleklerin köprü yüzeyi temas noktasında oluşan deformasyonları da hesaba katarak bütünleşik sistemin (burada bütünleşik sistem araç ve köprü) kinetik ve potansiyel enerji denklemleri ile sönüm fonksiyonu elde edilmiştir. Daha sonra bu eşitlikler Lagrange denklemi veya Hamilton prensibi gibi yaklaşımlar kullanılarak sistemin hareket denklemleri elde edilebilir. Bu çalışmada sistemin diferansiyel eşitliklerini elde etmede Lagrange denkleminde faydalanılmıştır. Sistemin kinetik ve potansiyel enerjisinin farkından elde edilen Lagrange fonksiyonu (L_g) araç ve köprü için ayrı ayrı bütün bağımsız genelleştirilmiş koordinatlara göre türetilerek AKE sisteminin diferansiyel eşitlikleri elde edilmiştir. Araç köprü etkileşimine ait diferansiyel eşitlikler elde edildikten sonra sırasıyla rastgele ve rastgele olmayan yol pürüzlülüğüne ait matematik model ile araç bileşenleri üzerine etki eden kuvvetlerin belirlenmesi için gerekli olan diferansiyel eşitlikler oluşturulmuştur. Araç ve köprü sisteminin hareketini temsil eden bu diferansiyel eşitlikler birinci dereceden durum uzay matris gösterimi halinde yazıldıktan sonra dördüncü dereceden Runge-Kutta metodu kullanılarak zaman adımı $\Delta t=0,001$ s büyüklüğünde zaman bölgesinde çözümü gerçekleştirilmiştir.

Araç köprü etkileşiminden kaynaklı ve araç bileşenleri üzerine etki eden dinamik kuvvetlerin belirlenmesi için araç ön ve arka aksları, araç gövdesi ile şoför ve yolcu koltuklarına ait SCD'den yararlanılmıştır. Oluşturulan bu SCD'lerden yararlanılarak araç bileşenleri üzerine etki eden dinamik kuvvet eşitlikleri yazılmıştır.

Son olarak günümüz koşullarına ve gerçek trafik koşullarına uygun olması açısından köprü üzerinden rastgele araç sayısı, rastgele süspansiyon özellikleri ve rastgele araç

takip mesafeleri tanımlanarak elde edilen çoklu araç geçişinin etkisini incelemek için oluşturulan matematiksel model tanıtılmıştır.

3.1. ARAÇ MODELİ

Araçların yapısal formları oldukça karışıktır. Titreşim bakış açısıyla bir araç kütle, yay ve sönüm elemanından oluşan karışık çok değişkenli bir sistem olarak görülebilir. Farklı basitleştirilmiş modeller literatürde daha önce çalışılmıştır [81, 90–92]. Genel olarak bu çalışmalarda en çok üç tip basitleştirmiş araç modeli kullanılmıştır. Bunlar tek akslı iki serbestlik dereceli çeyrek araç modeli [79,80], iki akslı, iki boyutlu dört serbestlik dereceli yarım araç modeli [21,83] ,üç boyutlu yedi serbestlik dereceli araç modelidir [93–95]. Bu çalışmada ise iki boyutlu, iki akslı, altı serbestlik dereceli yarım araç modeli incelenmiştir.

Araç modeli birden fazla rijit katı parçaların (tekerlekler, araç gövdesi, yolcu ve şoför koltukları) lineer karakteristiğe sahip süspansiyon sistemleri ile bağlanması şeklinde modellenmiştir. Oluşturulan araç modeline ait bağımsız koordinatlar sadece dikey yönde serbestlik derecesine sahip olup yatay düzlemde bir serbestlik derecesi tanımlanmamıştır.

AKE'den meydana gelen salınımların dinamik analizini gerçekleştirmek için Şekil 3.1'de verilen altı serbestlik dereceli şematik yarım araç modeli ile üzerinde bulunduğu Euler-Bernoulli köprü sistemi incelenmiştir. Altı serbestlik dereceli yarım araç modeli, kütlesi $m_{t1,2}$ olan ön ve arka lastiklerden, kütlesi $m_{d,p}$ olan şoför ve yolcu koltuklarından, kütlesi m_s ve kütleli atalet momenti J olan araç gövdesi ile aynı özelliklere ve lineer karakteristiğe sahip yay ve amortisörlerden oluşan bağlantı elemanlarına sahiptir. Şekil 3.1'de verilen modelde k_{t1} , k_{t2} , k_{s1} , k_{s2} , k_d , k_p sırasıyla ön tekerleğin, arka tekerleğin, ön süspansiyon yayının, arka süspansiyon yayının, şoför koltuğu yayı ve yolcu koltuğu yayı direngenliklerini temsil eder. Semboller c_{t1} , c_{t2} , c_{s1} , c_{s2} , c_d , c_p ise yine sırasıyla ön teker, arka teker, ön süspansiyon, arka süspansiyon, şoför koltuğu ve yolcu koltuğu sönüm katsayılarıdır. Ayrıca burada süspansiyon sisteminin kütleleri araç gövdesine ilave edilmiştir. Parametreler y_{t1} , y_{t2} , y_s , y_d , y_p sırasıyla ön tekerleğin, arka tekerleğin, araç gövdesinin, şoför koltuğunun ve

yolcu koltuğunun dikey yer değiştirmeleridir. Parametreler y_{c1} ve y_{c2} sırasıyla ön ve arka tekerleklerin köprü temas noktasındaki dikey yer değiştirmesidir. Bu yer değiştirme temel olarak tekerlek temas noktalarındaki çökme ve o noktalardaki yol pürüzlülüğünden etkilenmektedir.

3.2. KÖPRÜ MODELİ

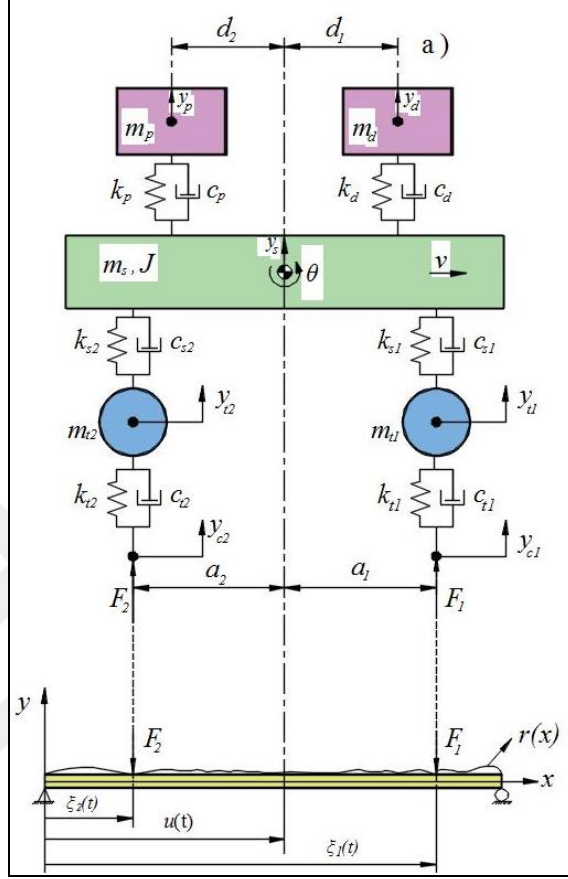
Bu tez çalışmasında köprü basit mesnetli Euler-Bernoulli kiriş teorisine uygun olarak modellenmiştir. Köprünün titreşimleri başlıca düşük frekanstaki temel modlardan oluştuğu kabulü yapılmıştır [96]. Ayrıca bu çalışmada kinetik denklemleri elde edebilmek için Euler-Bernoulli kiriş teorisi kullanılmıştır. Düşük frekanstaki modların kullanımı köprü yapısının titreşimlerini temsil etme açısından oldukça yüksek kesinliğe sahip olduğu literatürde yapılan daha önceki çalışmalar tarafından kanıtlanmıştır [40,91,97].

Köprünün dikey yer değiştirmesi $w_b(x, t)$, kirişin uzunluğu boyunca üzerindeki herhangi bir x noktasının t zamanında kirişin sol destek ucundan referans alınan noktaya göre kirişin çökmesini ifade etmektedir. Sembol v , aracın kirişin sol ucundan sağ tarafa doğru giderken sahip olduğu sabit hızı temsil eder. Bunun yanında $r(x)$ fonksiyonu köprü zemini üzerinde pürüzlülüğü ifade etmekte olup sonraki bölümlerde detaylı bir şekilde açıklanmıştır.

Çalışmada kullanılan köprü kirişi dikdörtgen kesite sahip olduğu kabulü yapılmıştır. Aynı zamanda bu kesitin köprü kirişi boyunca uniform kaldığı kabul edilmiştir. Köprü gibi büyük yapılar herhangi bir dış zorlama kuvveti etkisi altındayken genellikle düşük seviyede modaların etkisinde titreşim yapmaktadır. Bu nedenle bu çalışmada AKE sistemine ait dinamik analiz gerçekteştirilirken köprü kirişinin ilk dört modu dikkate alınarak yapılmıştır.

Köprü kirişine ait diferansiyel eşitlikler oluşturulurken köprüde meydana gelen deformasyonların elastik deformasyon olduğu ve köprü kirişi boyunca herhangi bir noktada plastik deformasyonun oluşmadığı varsayımı göz önünde bulundurulmuştur.

Dolayısıyla köprü kirişinde oluşan yer değiştirmeler Hooke kanuna uygun olarak elastik bölge sınırı içinde olmaktadır.



Şekil 3.1. Altı serbestlik dereceli yarım araç modeli ile köprü arasındaki etkileşiminin fiziksel modellenmesi.

3.3. MATEMATİK MODELİN OLUŞTURULMASINDA YAPILAN KABULLER

AKE sistemine ait matematiksel model aşağıda verilen kabuller dikkate alınarak gerçekleştirilmiştir:

1. Köprü kirişi basit mesnetli olarak Euler-Bernoulli kiriş teorisine göre modellenmiştir.
2. Kirişte meydana gelen yer değiştirmeler küçük yer değiştirmeler olup Hooke kanununa uygun olarak elastik bölgede gerçekleşmektedir.

3. Kirişin sönümlenmesi eşdeğer sönümlenme olarak hareket denklemlerine ihtiva edilmiştir.
4. Köprü kirişi kesit alanı sabit ve uniform yapıya sahiptir.
5. Araç köprü üzerinde sabit v hızı ile hareket etmektedir. Dolayısıyla araç ile köprü arasındaki kuvvetler sadece dikey yönde meydana gelir.
6. Araç denklemleri altı serbestlik dereceli araç modeli göz önünde bulundurularak çıkarılmıştır.
7. Araç köprüünün sol ucundan harekete başlayıp sağ ucundan köprüden çıkmaktadır. Aracın geri dönmesine ait herhangi bir algoritma bulunmamaktadır.
8. Köprü üzerinden bir veya daha fazla aracın geçtiği göz önünde bulundurulmuştur.
9. Araç tekerlekleri daima köprü ile temas halindedir, tekerlek ile köprü yüzeyi arasında herhangi bir zıplamanın olmadığı kabul edilmiştir.
10. Araç tekerlekleri, gövde ve şoför ile yolcu koltuklarının yapmış oldukları yer değiştirmeler küçük yer değiştirmeler olduğu kabul edilmiştir. Dolayısıyla bütün hesaplamalarda $\sin(\theta) \approx \theta$ ve $\cos(\theta) \approx 1$ olarak kabul edilir.
11. Araç tekerlekleri, gövde, yolcu ve şoför koltuklarının rijit yapıya sahip oldukları, AKE analizi esnasında herhangi bir elastik deformasyon yapmadıkları kabul edilmiştir.
12. Yol pürüzlülük fonksiyonu $r(x)$ tekerlek ile zemin arasında bir giriş fonksiyonu olarak araca iletilmektedir.
13. Araç hareket esnasında herhangi bir aerodinamik dirence maruz kalmadığı kabul edilmiştir.

3.4. AKE SİSTEMİNE AİT TEMEL DENKLEMLERİN ELDE EDİLMESİ

Kısım 3.3'de yapılan kabuller ile Şekil 3.1'de ifade edilen altı serbestlik dereceli yarım araç modeli ile basit mesnetli Euler-Bernoulli kirişi etkileşim sistemi için kinetik enerji ifadesi aşağıdaki gibi yazılır:

$$E_k = \frac{1}{2} \left\{ \int_0^L \mu [\dot{w}_b^2(x,t)] dx + \left\{ \begin{array}{l} m_s \dot{y}_s^2(t) + J \dot{\theta}^2(t) + m_d \dot{y}_d^2(t) \\ + m_p \dot{y}_p^2(t) + m_{t1} \dot{y}_{t1}^2(t) + m_{t2} \dot{y}_{t2}^2(t) \end{array} \right\} \right\}, \quad (3.1a)$$

Burada μ köprü kirişinin birim uzunluğunun kütesidir. Şekil 3.1’de verilen sistem için potansiyel enerji ifadesi ise şu şekilde ifade edilir:

$$E_p = \frac{1}{2} \left\{ \int_0^L EI [w_b''^2(x,t)] dx + \left\{ \begin{array}{l} k_d [y_s(t) + d_1 \theta(t) - y_d(t)]^2 + k_p [y_s(t) - d_2 \theta(t) - y_p(t)]^2 \\ + k_{s1} [y_s(t) + a_1 \theta(t) - y_{t1}(t)]^2 + k_{s2} [y_s(t) - a_2 \theta(t) - y_{t2}(t)]^2 \\ + k_{t1} [y_{t1}(t) - w_b(\xi_1(t), t)]^2 H(x, \xi_1(t)) \\ + k_{t2} [y_{t2}(t) - w_b(\xi_2(t), t)]^2 H(x, \xi_2(t)) \end{array} \right\} \right\} \quad (3.1b)$$

Yine denklem (3.1b) ile verilen ifade içinde EI köprü kirişinin rijitliği, $H(x)$ Heaviside şekil fonksiyonlarını temsil eder. Ön ve arka tekerleklerin köprü kirişi üzerindeki temas noktaları aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\xi_1(t) = u(t) + a_1, \quad \xi_2(t) = u(t) - a_2, \quad (3.2)$$

Şekil 3.1’de verilen sistem için hareket denklemini virtüel işler prensibi, Hamilton prensibi, D’Alembert prensibi gibi yaklaşımlar kullanılabilir. Bu çalışmada ise araç köprü bütünleşik sistemine ait kinetik ve potansiyel enerji eşitliklerini kullanılarak elde edilen Lagrange denklemleri ile birlikte mod açılım yöntemi kullanılmıştır. Kiriş üzerindeki herhangi x noktasının t zamanında çökme $w_b(x,t)$ için Galerkin ifadesi;

$$w_b(x,t) = \sum_{i=1}^n \varphi_i(x) \eta_i(t),$$

$$\dot{w}_b(x,t) = \sum_{i=1}^n \varphi_i(x) \dot{\eta}_i(t), \quad (3.3)$$

$$w_b''(x,t) = \sum_{i=1}^n \varphi_i''(x) \eta_i(t),$$

$$\varphi_i(x) = \sqrt{\frac{2}{L}} \sin\left(\frac{i\pi x}{L}\right), \quad i = 1, 2, \dots, n. \quad (3.4)$$

Burada η_i kiriş elemanındaki çökmeyi temsil eden genelleştirilmiş koordinat olup, φ_i ise köprü kirişinin sınır koşulları ile birlikte elde edilen salınım şeklidir. Bu salınım şekilleri arasındaki ortoganallik şartları ise denklem (3.5)' de olduğu gibi ifade edilir.

$$\int_0^L \mu \varphi_i(x) \varphi_j(x) dx = N_i \delta_{ij}, \quad (3.5a)$$

$$\int_0^L EI \varphi_i''(x) \varphi_j''(x) dx = \Pi_i \delta_{ij}, \quad (3.5b)$$

Denklem (3.5a-b) ile verilen ifade içinde $\delta_{i,j}$ terimi ($i,j=1,2,\dots,n$) olmak üzere kroneker deltayı temsil eder. N_i ve Π_j ise denklem (3.5b)'de $i=j$ alınarak belirlenir. Aracın köprü ile temas halindeki aks yükü zamana bağlı olarak Heaviside fonksiyonları ile beraber aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$f_c(x,t) = -(f_{c1} H(x - \xi_1(t))) + (f_{c2} H(x - \xi_2(t))), \quad (3.6a)$$

$$f_{c1} = \left(m_{t1} + m_s \frac{a_2}{a_1 + a_2} + m_d \frac{a_2 + d_1}{a_1 + a_2} + m_p \frac{a_2 - d_2}{a_1 + a_2} \right) g, \quad (3.6b)$$

$$f_{c2} = \left(m_{t2} + m_s \frac{a_1}{a_1 + a_2} + m_d \frac{a_1 - d_1}{a_1 + a_2} + m_p \frac{a_1 + d_2}{a_1 + a_2} \right) g, \quad (3.6c)$$

Araç köprü bütünleşik sistemi için Rayleig'in sönümlenme fonksiyonu aşağıdaki gibi yazılır:

$$D = \frac{1}{2} \left\{ \int_0^L c \dot{w}_b^2(x,t) dx + \left. \begin{array}{l} c_{11} [\dot{y}_{t1}(t) - \dot{w}_b(\xi_1(t),t)]^2 H(x - \xi_1(t)) \\ + c_p [\dot{y}_s(t) - d_2 \dot{\theta}(t) - \dot{y}_p(t)]^2 + c_{s1} [\dot{y}_s(t) + a_1 \dot{\theta}(t) - \dot{y}_{t1}(t)]^2 \\ + c_{s2} [\dot{y}_s(t) - a_2 \dot{\theta}(t) - \dot{y}_{t2}(t)]^2 + c_d [\dot{y}_s(t) + d_1 \dot{\theta}(t) - \dot{y}_d(t)]^2 \\ + c_{t2} [\dot{y}_{t2}(t) - \dot{w}_b(\xi_2(t),t)]^2 H(x - \xi_2(t)) \end{array} \right\}, \quad (3.7)$$

3.5. KÖPRÜ KİRİŞİ VE ARAÇ İVMELENMELERİNE AİT DİFERANSİYEL EŞİTLİKLERİN ELDE EDİLMESİ

Denklem (3.7) ile verilen ifade içinde c köprü kirişi için eşdeğer sönümlenme katsayısıdır. Ayrıca sisteme ait Langrange ifadesi ($L_g=E_k-E_p$) kinetik enerji ile potansiyel enerjinin farkına eşittir. Bu durumda altı adet bağımsız koordinata göre Langrange ifadesi yeniden düzenlenirse;

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L_g}{\partial \dot{p}_k(t)} \right) - \frac{\partial L_g}{\partial p_k(t)} + \frac{\partial D}{\partial \dot{p}_k(t)} = 0, \quad k = 1, 2, \dots, 6, \quad (3.8a)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\eta}_i(t)} \right) - \frac{\partial L}{\partial \eta_i(t)} + \frac{\partial D}{\partial \dot{\eta}_i(t)} = Q_i, \quad i = 1, 2, 3, 4, \quad (3.8b)$$

Durum değişkenleri vektör formunda aşağıdaki gibi yazılır:

$$p(t) = \{y_s(t) \quad \theta(t) \quad y_d(t) \quad y_p(t) \quad y_{t1}(t) \quad y_{t2}(t)\}^T, \quad (3.9a)$$

$$\eta(t) = \{\eta_1(t) \quad \eta_2(t) \quad \eta_3(t) \quad \eta_4(t)\}^T,$$

$$Q_i = \int_0^L \varphi_i(x) f_{c,i}(x,t) dx, \quad i = 1, 2, 3, 4, \quad (3.9b)$$

Denklem (3.5) ile verilen ortoganallik şartı ile kiriş çökmesi için ifade edilen Galerkin yaklaşımı (denklem (3.3)) kullanılarak Şekil 1a'da verilen altı serbestlik dereceli araç-köprü –yolcu etkileşimi modelinin hareket denklemi elde edilir. Bu durumda şoför koltuğu ve yolcu koltuğu için hareket denklemleri sırasıyla aşağıdaki gibi yazılır:

$$\ddot{y}_d = \left\{ -c_{d1}[\dot{y}_d(t) - \dot{y}_s(t) - d_1\dot{\theta}(t)] + k_d[y_d(t) - y_s(t) - d_1\theta(t)] \right\} \frac{1}{m_d}, \quad (3.10a)$$

$$\ddot{y}_p = \left\{ -c_p[\dot{y}_p(t) - \dot{y}_s(t) + d_2\dot{\theta}(t)] + k_p[y_p(t) - y_s(t) + d_2\theta(t)] \right\} \frac{1}{m_p}, \quad (3.10b)$$

$$\ddot{y}_s(t) = - \left\{ \begin{array}{l} +c_{s1} [\dot{y}_s(t) + a_1 \dot{\theta}(t) - \dot{y}_{t1}(t)] + c_d [\dot{y}_s(t) + a_1 \dot{\theta}(t) - \dot{y}_d(t)] \\ +c_{s2} [\dot{y}_s(t) - a_2 \dot{\theta}(t) - \dot{y}_{t2}(t)] + c_p [\dot{y}_s(t) - d_2 \dot{\theta}(t) - \dot{y}_p(t)] \\ +k_{s1} [y_s(t) + a_1 \theta(t) - y_{t1}(t)] + k_d [y_s(t) + d_1 \theta(t) - y_d(t)] \\ +k_{s2} [y_s(t) - a_2 \theta(t) - y_{t2}(t)] + k_p [y_s(t) + d_2 \theta(t) - y_p(t)] \end{array} \right\} \frac{1}{m_s}, \quad (3.10c)$$

$$\ddot{\theta}(t) = - \left\{ \begin{array}{l} c_{s1} a_1 [\dot{y}_s(t) + a_1 \dot{\theta}(t) - \dot{y}_{t1}(t)] + c_d d_1 [\dot{y}_s(t) + d_1 \dot{\theta}(t) - \dot{y}_d(t)] \\ -c_{s2} a_2 [\dot{y}_s(t) - a_2 \dot{\theta}(t) - \dot{y}_{t2}(t)] - c_p d_2 [\dot{y}_s(t) - d_2 \dot{\theta}(t) - \dot{y}_p(t)] \\ +k_{s1} a_1 [y_s(t) + a_1 \theta(t) - y_{t1}(t)] + k_d d_1 [y_s(t) + d_1 \theta(t) - y_d(t)] \\ -k_{s2} b_2 [y_s(t) - a_2 \theta(t) - y_{t2}(t)] - k_p d_2 [y_s(t) - d_2 \theta(t) - y_p(t)] \end{array} \right\} \frac{1}{J}, \quad (3.10d)$$

$$\ddot{y}_{t1}(t) = - \left\{ \begin{array}{l} c_{s1} [\dot{y}_{t1}(t) - \dot{y}_s(t) - a_1 \dot{\theta}(t)] + c_{t1} [\dot{y}_{t1}(t) - \dot{y}_{c1} \Lambda_1] \\ +k_{s1} [y_{t1}(t) - y_s(t) - a_1 \theta(t)] + k_{t1} [y_{t1}(t) - y_{c1} \Lambda_1] \end{array} \right\} \frac{1}{m_{t1}}, \quad (3.10e)$$

$$\ddot{y}_{t2}(t) = - \left\{ \begin{array}{l} c_{s2} [\dot{y}_{t2}(t) - \dot{y}_s(t) - a_2 \dot{\theta}(t)] + c_{t2} [\dot{y}_{t2}(t) - \dot{y}_{c2} \Lambda_2] \\ +k_{s2} [y_{t2}(t) - y_s(t) + a_2 \theta(t)] + k_{t2} [y_{t2}(t) - y_{c2} \Lambda_2] \end{array} \right\} \frac{1}{m_{t2}}, \quad (3.10f)$$

n adet ikinci dereceden diferansiyel denklem şeklinde ifade edilen köprü dinamiği denklemleri ise aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\begin{aligned} N_i \ddot{\eta}_i(t) + c \varphi_i^2(x) \dot{\eta}_i(t) + \Pi_i \eta_i(t) + \Lambda_i \varphi_i(\xi_1(t)) & \left(\begin{array}{l} f_{c1} + c_{t1} [\dot{w}(\xi_1(t), t) \Lambda_1 - \dot{y}_{t1}(t)] \\ +k_{t1} [w(\xi_1(t), t) \Lambda_1 - y_{t1}(t)] \end{array} \right) \dots \\ + \Lambda_2 \varphi_i(\xi_2(t)) & \left(\begin{array}{l} f_{c2} + c_{t2} [\dot{w}(\xi_2(t), t) \Lambda_2 - \dot{y}_{t2}(t)] \\ +k_{t2} [w(\xi_2(t), t) \Lambda_2 - y_{t2}(t)] \end{array} \right) = 0 \end{aligned} \quad (3.11)$$

Burada Λ_1, Λ_2 aşağıda verilen zaman aralıklarına bağlı olarak belirlenen katsayılardır.

$$0 \leq t < t_1: \Lambda_1 = 1, \Lambda_2 = 0;$$

$$t_1 \leq t < t_2: \Lambda_1 = 1, \Lambda_2 = 1;$$

$$t_2 \leq t < t_3: \Lambda_1 = 0, \Lambda_2 = 1;$$

$$t_3 \leq t: \Lambda_1 = 0, \Lambda_2 = 0,$$

Buradaki t_1 , t_2 ve t_3 parametreleri sırasıyla ikinci aks köprüye girdiği andaki zamanı, birinci aks köprüden çıktığı andaki zamanı ve ikinci aks köprüden çıktığı andaki zamanı temsil etmektedir. A_1 ve A_2 katsayıları ile birlikte sistemin öz fonksiyonları $\varphi_i(\zeta_1(t))$, $\varphi_i(\zeta_2(t))$ hareket denklemini elde etmede kullanılan zamana bağlı katsayıları temsil eder.

3.6. HAREKET DENKLEMİNİN ÇÖZÜMÜ

Araç köprü etkileşiminden kaynaklı araç üzerinde oluşan titreşimleri temsil eden altı adet denklemler (3.10a-f)'de verilen diferansiyel eşitlikler ile köprü titreşimlerini temsil eden ve denklem (3.11) ile verilen diferansiyel denklemler bir denklem sistemi oluşturmaktadır. Bu denklemler n köprünün titreşimlerini temsil etmede kullanılan mod sayısı olmak üzere $n+6$ adet bütünleşik ve katsayıları zamana bağlı değişen ikinci dereceden diferansiyel denklemlerdir. Bu denklemlerde bulunan A_1 ve A_2 parametreleri ve $\varphi_i(\zeta_1(t))$ ile $\varphi_i(\zeta_2(t))$ parametreleri sistemin hareket denklemini elde etmede kullanılan zamana bağlı katsayıları temsil etmektedir. Denklem (3.10a-f)'de verilen ifadeler ile birlikte diğer koordinatlara ait hareket denklemleri denklem (3.14) ile verilen durum değişkenleri kullanılarak aşağıda belirtildiği gibi durum uzay formunda yazılır:

$$\dot{\mathbf{X}}(t) = \mathbf{A}(t)\mathbf{X}(t) + \mathbf{f}(t), \quad (3.13)$$

$$\begin{aligned} x_1 = y_s &\Rightarrow \dot{x}_1 = \dot{y}_s = x_2 & x_9 = y_{t1} &\Rightarrow \dot{x}_9 = \dot{y}_{t1} = x_{10} \\ x_2 = \dot{y}_s &\Rightarrow \dot{x}_2 = \ddot{y}_s & x_{10} = \dot{y}_{t1} &\Rightarrow \dot{x}_{10} = \ddot{y}_{t1} \\ x_3 = \theta &\Rightarrow \dot{x}_3 = \dot{\theta} = x_4 & x_{11} = y_{t2} &\Rightarrow \dot{x}_{11} = \dot{y}_{t2} = x_{12} \\ x_4 = \dot{\theta} &\Rightarrow \dot{x}_4 = \ddot{\theta} & x_{12} = \dot{y}_{t2} &\Rightarrow \dot{x}_{12} = \ddot{y}_{t2} \\ x_5 = y_d &\Rightarrow \dot{x}_5 = \dot{y}_d = x_6 & x_{13} = \eta_1 &\Rightarrow \dot{x}_{13} = \dot{\eta}_1 = x_{14} \\ x_6 = \dot{y}_d &\Rightarrow \dot{x}_6 = \ddot{y}_d & x_{14} = \dot{\eta}_1 &\Rightarrow \dot{x}_{14} = \ddot{\eta}_1 \\ x_7 = y_p &\Rightarrow \dot{x}_7 = \dot{y}_p = x_8 & & \vdots \\ x_8 = \dot{y}_p &\Rightarrow \dot{x}_8 = \ddot{y}_p & x_{12+(2n-1)} = \eta_n &\Rightarrow \dot{x}_{12+(2n-1)} = \dot{\eta}_n = x_{12+2n} \\ & & x_{12+(2n+2)} = \dot{\eta}_n &\Rightarrow \dot{x}_{12+2n} = \ddot{\eta}_n \end{aligned} \quad (3.14)$$

Denklem (3.13) içinde verilen matris ve vektörler aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$\mathbf{X}(t) = \left\{ \begin{array}{cccccccc} x_1 & x_2 & x_3 & x_4 & x_5 & x_6 & x_7 & x_8 & x_9 \dots \\ x_{10} & x_{11} & x_{12} & x_{13} & x_{14} & x_{12+(2n-1)} & x_{12+2n} \end{array} \right\}^T, \quad (3.15)$$

Denklem (3.13) içinde verilen parametreler aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\mathbf{X}(t) = \left\{ \begin{array}{l} \mathbf{X}_1(t) \\ \dot{\mathbf{X}}_1(t) \end{array} \right\}, \quad (3.16)$$

$$\mathbf{X}_1(t) = \{ p^T(t) \mid \eta_1(t) \dots \eta_n(t) \}^T,$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{(n+6) \times (n+6)} & \mathbf{I}_{(n+6) \times (n+6)} & \mathbf{0}_{6 \times 6} & \mathbf{0}_{6 \times 6} & \mathbf{0}_{6 \times m} \\ \Gamma_{6 \times 6} & \mathbf{0}_{6 \times 6} & \Lambda_{6 \times 6} & \mathbf{0}_{6 \times 4} & \mathbf{0}_{6 \times m} \\ \mathbf{0}_{n \times 4} & V_{n \times 2} & S_{n \times n} & \mathbf{0}_{n \times 4} & \Psi_{n \times n} \end{bmatrix}_{2(n+6) \times 2(n+6)}, \quad (3.17)$$

$$\mathbf{f}(t) = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{(n+12) \times 1} \\ \mathbf{P}_{n \times 1} \end{bmatrix}_{2(n+6) \times 1}, \quad (3.18)$$

Denklem (3.17) içinde parametre $\Gamma_{6 \times 6}$ araç sistemine ait yay sabitlerinin temsil edildiği katsayılar matrisini, parametre $\Lambda_{6 \times 6}$ ise yine araç sistemine ait sönüm değerlerinin temsil edildiği katsayılar matrisini belirtmektedirler. Denklem (3.17) içinde yer alan diğer parametreler ise zamana bağlı parametreler olup aşağıdaki gibi belirlenmektedir:

$$\mathbf{V} = \begin{bmatrix} k_{t1} \Lambda_1 \varphi_1(\xi_1(t)) & k_{t2} \Lambda_2 \varphi_1(\xi_2(t)) \\ \vdots & \vdots \\ k_{t1} \Lambda_1 \varphi_n(\xi_1(t)) & k_{t2} \Lambda_2 \varphi_n(\xi_2(t)) \end{bmatrix}_{n \times 2}, \quad (3.19)$$

$$\mathbf{\Omega} = \begin{bmatrix} c_{t1} \Lambda_1 \varphi_1(\xi_1(t)) & c_{t1} \Lambda_1 \varphi_1(\xi_1(t)) \\ \vdots & \vdots \\ c_{t1} \Lambda_1 \varphi_n(\xi_1(t)) & c_{t2} \Lambda_2 \varphi_n(\xi_2(t)) \end{bmatrix}, \quad (3.20)$$

$$\Psi = \begin{bmatrix} \Psi_{1x1} & \dots & \Psi_{1xn} \\ \dots & \dots & \dots \\ \Psi_{nx1} & \dots & \Psi_{n xn} \end{bmatrix},$$

$$\begin{aligned} \Psi_{1x1} &= (-c_{t1} \Lambda_1^2 \varphi_1^2(\xi_1(t)) - c_{t2} \Lambda_2^2 \varphi_1^2(\xi_2(t))) / N_1 \\ \Psi_{1xn} &= (-c_{t1} \Lambda_1^2 \varphi_n^2(\xi_1(t)) - c_{t2} \Lambda_2^2 \varphi_n^2(\xi_2(t))) / N_1 \\ \Psi_{nx1} &= (-c_{t1} \Lambda_1^2 \varphi_1^2(\xi_1(t)) - c_{t2} \Lambda_2^2 \varphi_1^2(\xi_2(t))) / N_n \\ \Psi_{n xn} &= (-c_{t1} \Lambda_1^2 \varphi_n^2(\xi_1(t)) - c_{t2} \Lambda_2^2 \varphi_n^2(\xi_2(t))) / N_n \end{aligned} \quad (3.21)$$

$$S = \begin{bmatrix} S_{1x1} & \dots & S_{1xn} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ S_{nx1} & \dots & S_{n xn} \end{bmatrix},$$

$$\begin{aligned} S_{1x1} &= (-k_{t1} \Lambda_1^2 \varphi_1^2(\xi_1(t)) - k_{t2} \Lambda_2^2 \varphi_1^2(\xi_2(t))) / N_1 \\ S_{1xn} &= (-k_{t1} \Lambda_1^2 \varphi_n^2(\xi_1(t)) - k_{t2} \Lambda_2^2 \varphi_n^2(\xi_2(t))) / N_1 \\ S_{nx1} &= (-k_{t1} \Lambda_1^2 \varphi_1^2(\xi_1(t)) - k_{t2} \Lambda_2^2 \varphi_1^2(\xi_2(t))) / N_n \\ S_{n xn} &= (-k_{t1} \Lambda_1^2 \varphi_n^2(\xi_1(t)) - k_{t2} \Lambda_2^2 \varphi_n^2(\xi_2(t))) / N_n \end{aligned} \quad (3.22)$$

$$P = \begin{bmatrix} -\Lambda_1 \varphi_1(\xi_1(t)) f_{c1} - \Lambda_2 \varphi_1(\xi_2(t)) f_{c2} \\ \vdots \\ -\Lambda_1 \varphi_n(\xi_1(t)) f_{c1} - \Lambda_2 \varphi_n(\xi_2(t)) f_{c2} \end{bmatrix}_{nx1}, \quad (3.23)$$

Denklem (3.10a-f)'de araca ait altı adet ikinci dereceden diferansiyel denklemden oluşan denklem sistemi verilmiştir. Bu altı adet ikinci dereceden denklem on iki adet birinci dereceden diferansiyel denkleme denklem (3.14) ile verilen durum değişkenleri kullanılarak indirgenir. Ayrıca denklem (3.11)'de köprü dinamiği ikinci dereceden diferansiyel denklem ile ifade edilmiştir. Bu çalışmada köprü dinamiği ilk dört titreşim modu dikkate alınarak hesaplandığı için köprü titreşimi ikinci dereceden dört adet diferansiyel denklem ile temsil edilir. Bu dört adet diferansiyel denklem (3.14) ile verilen durum değişkenleri kullanılarak sekiz adet birinci dereceden diferansiyel denkleme indirgenir. Toplam yirmi adet birinci dereceden diferansiyel denklemden oluşan bu diferansiyel denklem sistemi çözmek için dördüncü dereceden Runge-Kutta metodu kullanılmıştır.

Runge-Kutta metoduna ait dört adet tekrarlanmalı katsayı yirmi adet birinci dereceden diferansiyel denklemden oluşan diferansiyel denklem sistemi için aşağıdaki gibi yazılır:

$$\begin{aligned}
 k_{1(1)}^i &= f(t_i, x_{1(i)}, x_{2(i)}, x_{3(i)}, \dots, x_{12+2n(i)}) , \\
 &\vdots \\
 k_{1(12+2n)}^i &= f(t_i, x_{1(i)}, x_{2(i)}, x_{3(i)}, \dots, x_{12+2n(i)}) ,
 \end{aligned} \tag{3.24}$$

$$k_{2(1)}^i = f \left(t_i + \frac{1}{2} \Delta t, x_{1(i)} + \frac{1}{2} k_{1(1)}^i \Delta t, x_{2(i)} + \frac{1}{2} k_{1(2)}^i \Delta t, \right. \\
 \left. x_{3(i)} + \frac{1}{2} k_{1(3)}^i \Delta t, \dots, x_{12+2n(i)} + \frac{1}{2} k_{1(12+2n)}^i \Delta t \right) , \tag{3.25}$$

$$k_{2(12+2n)}^i = f \left(t_i + \frac{1}{2} \Delta t, x_{1(i)} + \frac{1}{2} k_{1(1)}^i \Delta t, x_{2(i)} + \frac{1}{2} k_{1(2)}^i \Delta t, \right. \\
 \left. x_{3(i)} + \frac{1}{2} k_{1(3)}^i \Delta t, \dots, x_{12+2n(i)} + \frac{1}{2} k_{1(12+2n)}^i \Delta t \right) ,$$

$$k_{3(1)}^i = f \left(t_i + \frac{1}{2} \Delta t, x_{1(i)} + \frac{1}{2} k_{2(1)}^i \Delta t, x_{2(i)} + \frac{1}{2} k_{2(2)}^i \Delta t, \right. \\
 \left. x_{3(i)} + \frac{1}{2} k_{2(3)}^i \Delta t, \dots, x_{12+2n(i)} + \frac{1}{2} k_{2(12+2n)}^i \Delta t \right) , \tag{3.26}$$

$$k_{3(12+2n)}^i = f \left(t_i + \frac{1}{2} \Delta t, x_{1(i)} + \frac{1}{2} k_{2(1)}^i \Delta t, x_{2(i)} + \frac{1}{2} k_{2(2)}^i \Delta t, \right. \\
 \left. x_{3(i)} + \frac{1}{2} k_{2(3)}^i \Delta t, \dots, x_{12+2n(i)} + \frac{1}{2} k_{2(12+2n)}^i \Delta t \right) ,$$

$$k_{4(1)}^i = f \left(t_i + \Delta t, x_{1(i)} + k_{3(1)}^i \Delta t, x_{2(i)} + k_{3(2)}^i \Delta t, \right. \\
 \left. x_{3(i)} + k_{3(3)}^i \Delta t, \dots, x_{12+2n(i)} + k_{3(12+2n)}^i \Delta t \right) , \\
 \vdots \tag{3.27}$$

$$k_{4(12+2n)}^i = f \left(t_i + \Delta t, x_{1(i)} + k_{3(1)}^i \Delta t, x_{2(i)} + k_{3(2)}^i \Delta t, \right. \\
 \left. x_{3(i)} + k_{3(3)}^i \Delta t, \dots, x_{12+2n(i)} + k_{3(12+2n)}^i \Delta t \right) ,$$

Nümerik analiz şu şekilde gerçekleştirilmektedir: $t=0$ anında yani i . iterasyonda aracın ön aksı köprüye henüz girmemiş ve köprünün sol ucundadır. Bu zamanda bütün başlangıç şartları $X=\{0,0,0,\dots,0\}_{20 \times 1}$ ile sıfır kabul edilerek denklem (3.24-27) ile verilen katsayılar hesaplanır. Δt kadar zaman geçerek aracın ön aksı köprüye

girmesi sonucu oluşan $(i+1)$. iterasyondaki yeni değerler denklem (3.28) ile hesaplanır. $(i+1)$. iterasyonda hesaplanan bu değerler $(i+2)$ için başlangıç şartı kabul edilerek aracın arka aksı köprüyü terk edene kadar aynı işlem tekrar edilir.

$$\begin{aligned}
 x_{1(i+1)} &= x_{1(i)} + \frac{\Delta t}{6} k_{1(i)}^i + 2k_{2(i)}^i + 2k_{3(i)}^i + k_{4(i)}^i \\
 x_{2(i+1)} &= x_{2(i)} + \frac{\Delta t}{6} k_{1(i)}^i + 2k_{2(i)}^i + 2k_{3(i)}^i + k_{4(i)}^i \\
 &\vdots \\
 x_{(12+2n)(i+1)} &= x_{(12+2n)(i)} + \frac{\Delta t}{6} k_{1(12+2n)}^i + 2k_{2(12+2n)}^i + 2k_{3(12+2n)}^i + k_{4(12+2n)}^i
 \end{aligned} \tag{3.28}$$

3.7. YOL PÜRÜZLÜLÜĞÜNÜN HAREKET DENKLEMLERİNE ENTEGRE EDİLMESİ

Daha önce açıkladığımız gibi araç dinamiğinin etkilendiği başlıca iki parametre vardır. Bunlar köprü esnekliği ve yol pürüzlülüğüdür. Buraya kadar olan kısımda gerek araç dinamiği gerekse köprü dinamiği açısından yapılan analizlerde köprü yüzeyi ile araç ön ve arka tekerlek kontak noktaları arasındaki yol asfalt kalitesini belirleyen pürüzlülük fonksiyonları hesaplamalara katılmadı. Özellikle araç dinamiği açısından incelendiğinde köprü yüzeyi üzerindeki pürüzlülüğün araç hızına da bağlı olarak araç üzerine önemli etkileri olmaktadır. Eğer köprü üst yüzeyi ile tekerlek arasında hiçbir temas kaybının olmadığı kabul edilirse köprü eğriliği boyunca hareket eden ön aksın yer değiştirme, hız ve ivmelenmesi sırasıyla aşağıdaki gibidir:

$$y_{c1} = y_b(x_1, t) \Big|_{\xi_1 = x_1 = vt} + r(x_1) \Big|_{\xi_1 = x_1 = vt} \tag{3.29}$$

$$\frac{dy_{c1}}{dt} = \frac{\partial y_b}{\partial x_1} \frac{dx_1}{dt} + \frac{\partial y_b}{\partial t} + \frac{dr}{dx_1} \frac{dx_1}{dt}, \tag{3.30}$$

$$\frac{d^2 y_{c1}}{dt^2} = \frac{\partial^2 y_b}{\partial x_1^2} \left(\frac{dx_1}{dt} \right)^2 + 2 \frac{\partial^2 y_b}{\partial x_1 \partial t} \frac{dx_1}{dt} + \frac{\partial^2 r}{\partial x_1^2} \left(\frac{dx_1}{dt} \right)^2 + \frac{\partial y_b}{\partial x_1} \frac{d^2 x_1}{dt^2} + \frac{\partial^2 y_b}{\partial t^2} + \frac{dr}{dx_1} \frac{d^2 x_1}{dt^2}, \tag{3.31}$$

Aynı şekilde köprü üzerinde temas halindeki arka aksın yer değiştirme, hız ve ivmesi bulunmak istenirse bu durumda yukarıdaki eşitlikte $\xi_2=x_2=vt-(a_1+a_2)$ ifadesi aşağıdaki gibi yazılır.

$$y_{c2} = y_b(x_2, t) \Big|_{\xi_2=x_2=vt} + r(x_2) \Big|_{\xi_2=x_2=vt}, \quad (3.32)$$

$$\frac{dy_{c2}}{dt} = \frac{\partial y_b}{\partial x_2} \frac{dx_2}{dt} + \frac{\partial y_b}{\partial t} + \frac{dr}{dx_2} \frac{dx_2}{dt}, \quad (3.33)$$

$$\frac{d^2 y_{c2}}{dt^2} = \frac{\partial^2 y_b}{\partial x_2^2} \left(\frac{dx_2}{dt} \right)^2 + 2 \frac{\partial^2 y_b}{\partial x_2 \partial t} \frac{dx_2}{dt} + \frac{\partial^2 r}{\partial x_2^2} \left(\frac{dx_2}{dt} \right)^2 + \frac{\partial y_b}{\partial x_2} \frac{d^2 x_2}{dt^2} + \frac{\partial^2 y_b}{\partial t^2} + \frac{dr}{dx_2} \frac{d^2 x_2}{dt^2}, \quad (3.34)$$

Araç ile köprü yüzeyi üzerindeki asfalt kalitesini temsil eden yol pürüzlülüğü AKE sistemini temsil eden hareket denklemlerine entegre edilirken iki farklı durum için bu işlem gerçekleştirilecektir. Bunlardan birincisi köprü yolu yüzeyinden rastgele yol pürüzlülüğü, ikincisi ise köprü yolu üzerinden konumu, genişliği, derinliği veya yüksekliği, sayısı ve her biri arasındaki mesafe matematiksel olarak tanımlanabilen rastgele olmayan yol pürüzlülüğü fonksiyonudur. Köprü yolu yüzeyinde tanımlanan fonksiyon ister rastgele olsun ister rastgele olmayan fonksiyon olsun yol pürüzlülüğünün araç dinamiği üzerine etkisi hesaplanırken tekerlek kontak kuvvetlerinden faydalanılmaktadır. Bu durumda tekerlek temas noktasındaki toplam yer değiştirme denklemler (3.29,3.32)'de verildiği gibi yazılmaktadır.

3.7.1. Rastgele Yol Pürüzlülüğü Fonksiyonu

ISO-8608 standartlarına göre yol yüzeyi pürüzlülüğü, GSY fonksiyonunun hızı ve yer değiştirmesi arasındaki ilişkiyi tanımlayan bir formül ile araç hızı ile ilişkilendirilmiştir. Yüzey pürüzlülüğünün GSY yer değiştirme fonksiyonu en genel hali denklem (3.35) ile ifade edilmiştir.

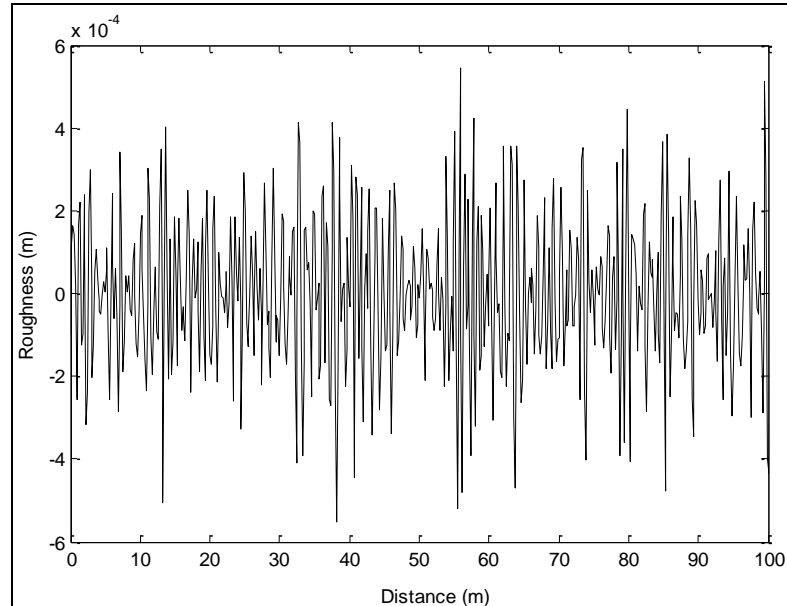
$$G_d(n_s) = G_d(n_0) \left(\frac{n_s}{n_0} \right)^{-a} \quad (n_0 = 0.1 \text{ çevrim/m}), \quad (3.35)$$

$$G_d(n_s) = G_d(n_0) \left(\frac{\Omega_s}{\Omega_0} \right)^{-a} \quad (\Omega_0 = 1 \text{ rad / s}), \quad (3.36)$$

Burada n_0 referans alınan spatial frekans değeri olup, bu değer 0.1 (çevrim/metre) alınır. a değeri ise GSY fonksiyonunun üssüdür ve bu değer sabit hız ile hareket eden bir araç için 2 olarak alınır. n_s spatial frekanstır, birimi (çevrim/s). $G_d(n_0)$ ISO 8608 yol sınıfı standartlarına göre Çizelge 5.4 ile verilen değerlere göre belirlenir. Yol yüzeyi pürüzlülük fonksiyonu $r(x)$, zaman bölgesinde denklem (3.35) ifadesine ters fourier dönüşümü uygulanarak denklem (3.37) olarak elde edilir.

$$r(x) = \sum_{i=1}^N \sqrt{4G_d(n_{s,i})\Delta n} \cos(2\pi n_{s,i}x + \theta_i), \quad (3.37)$$

Denklem (3.37) içinde θ_i 0 ile 2π arasında düzgün dağılıma sahip rastgele belirlenmiş faz açılarıdır. Yine aynı denklem içinde Δn frekans artırımını $\Delta n = (n_{\max} - n_{\min})/N$ ile hesaplanır. Burada N n_{\max} ile n_{\min} arasında toplam frekans adım sayısıdır. $n_{s,i}$ frekans ifadesi $n_i = n_{\min} + \Delta n(i-1)$ interpolasyon ifadesi ile hesaplanır. Şekil 3.2'de A sınıfı yol profili gösterilmiştir.



Şekil 3.2. Yol pürüzlülüğünü temsil eden profile ait fonksiyon.

3.7.2. Rastgele Olmayan Yol Pürüzlülüğü Fonksiyonu

Bu kısımda köprü üzerindeki pürüzlülüklerin konumu genişliği, derinliği ve sayısı belirlenerek oluşturulan yol profillerinin araç dinamiği üzerine etkisi ele alınmıştır. Rastgele olmayan pürüzlülükler periyodik ve ayırık olmak üzere iki gruba ayrılır. Rastgele olmayan düzensizlikler matematiksel olarak denklem (3.38)'de olduğu gibi ifade edilir [2]:

$$r_d(x) = \frac{1}{2} \zeta (1 - \cos 2\pi x / \gamma), \quad (3.38)$$

Burada ζ köprü üzerindeki yol kusurunun derinliği veya yüksekliği, γ bozukluğun genişliğini temsil eder. Denklem (3.38) ile verile ifade bir seri olarak denklem (3.39) gibi elde edilir.

$$r_d(x) = \begin{cases} \frac{1}{2} \zeta \left(1 - \cos \left(\frac{2\pi(x-C)}{\gamma} \right) \right), & C \leq x \leq C + \gamma, \\ 0 & \text{diğer,} \end{cases} \quad (3.39)$$

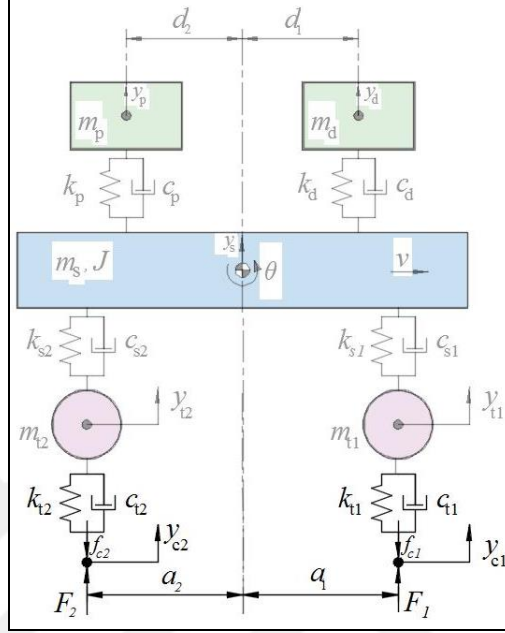
$$C = B + k(A + \gamma), \quad k = 0, 1, \dots, N_{r,i} \quad (3.40)$$

$$N_{r,i} = (L - B) / (A + \gamma), \quad (3.41)$$

3.8. ARAÇ BİLEŞENLERİ ÜZERİNE ETKİ EDEN DİNAMİK KUVVETLERİN MODELLENMESİ

Araç köprü üzerinde hareket halinde iken araçtan köprüye olan kuvvetler iki kısımdan oluşur. Bunlar yolcu ve şoför koltukları, araç gövdesi, ön ve arka aks kütlelerinin yerçekimi etkisi ile tekerleklere uyguladıkları statik yüküdür. Bir diğeri ise hareket halinde iken tekerleklerin elastikiyetinden ötürü oluşan şekil değişimi ve sönümlemesinden oluşan dinamik kuvvettir. Bu iki kuvvet tekerlek temas noktasında birbirine zıt yönlü olarak etki eder.

Aracın ön ve arka noktalarındaki köprü ile temas noktalarında oluşan statik kuvvetler denklem (3.6b-c)'de olduğu gibi ifade edilir. Bu durumda tekerlek temas noktalarındaki kuvvet aşağıdaki denklemde olduğu gibi ifade edilir.



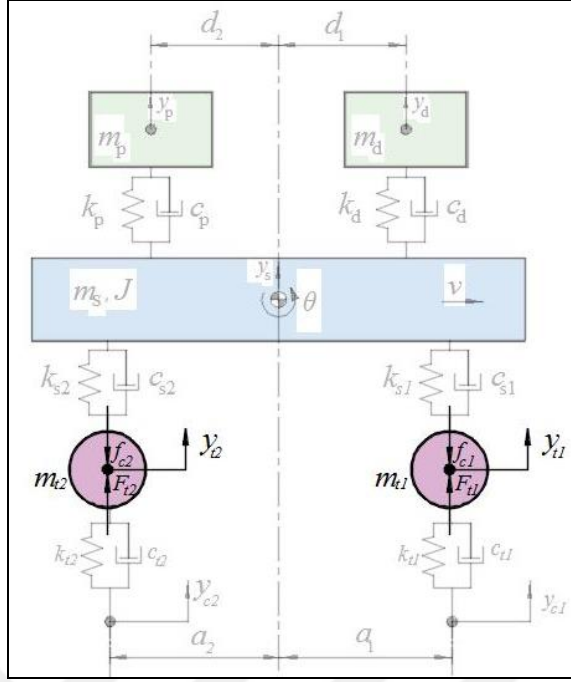
Şekil 3.3. Araç tekerleği ile köprü yüzeyi arasındaki kontak noktalarına ait SCD.

$$F(x,t)_i = f_{c,i} - k_{t,i}(y_{t,i} - y_{c,i}) - c_{t,i}(\dot{y}_{t,i} - \dot{y}_{c,i}), \quad i = 1,2, \quad (3.42)$$

Eğer ön ve arka aks üzerine gelen kuvvetler analiz edilmek isteniyorsa bu durumda araç ön ve arka tekerlek temas noktaları için geliştirilen statik yük denklemi denklem (3.6b-c) yeniden düzenlenmelidir. Burada ön ve arka aks yükü kendi kütlelerinin çıkartılmasıyla denklem (3.43-44)'de olduğu gibi gösterilir.

$$f_{t1} = \left(m_s \frac{a_2}{a_1 + a_2} + m_{p1} \frac{a_2 + d_1}{a_1 + a_2} + m_{p2} \frac{a_2 - d_2}{a_1 + a_2} \right) g, \quad (3.43)$$

$$f_{t2} = \left(m_s \frac{a_1}{a_1 + a_2} + m_{p1} \frac{a_1 - d_1}{a_1 + a_2} + m_{p2} \frac{a_1 + d_2}{a_1 + a_2} \right) g, \quad (3.44)$$



Şekil 3.4. Araç ön-arka tekerleklerine ait SCD.

Araç ön ve arka aks statik yükleri ile birlikte bu noktadaki dinamik yüklerin de hesaba katılması ile ön ve arka aks kuvvetleri aşağıdaki gibi yazılır.

$$F_{t1}(x,t) = f_{t1} - m_{t1}\ddot{y}_{t1} - k_{t1}(y_{t1} - y_{c1}) + k_{s1}(y_s + \theta a_1 - y_{t1}) - c_{t1}(\dot{y}_{t1} - \dot{y}_{c1}) + c_{s1}(\dot{y}_s + \dot{\theta} a_1 - \dot{y}_{t1}), \quad (3.45)$$

$$F_{t2}(x,t) = f_{t2} - m_{t2}\ddot{y}_{t2} - k_{t2}(y_{t2} - y_{c2}) + k_{s2}(y_s - \theta a_2 - y_{t2}) - c_{t2}(\dot{y}_{t2} - \dot{y}_{c2}) + c_{s2}(\dot{y}_s - \dot{\theta} a_2 - \dot{y}_{t2}), \quad (3.46)$$

Araçın gövdesine gelen kuvvetleri hesap etmek için gövdeye gelen statik kuvvetler aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$f_s = \left(m_{p1} \frac{a_1 - d_1}{a_1 + a_2} + m_{p2} \frac{a_1 + d_2}{a_1 + a_2} \right) g, \quad (3.47)$$

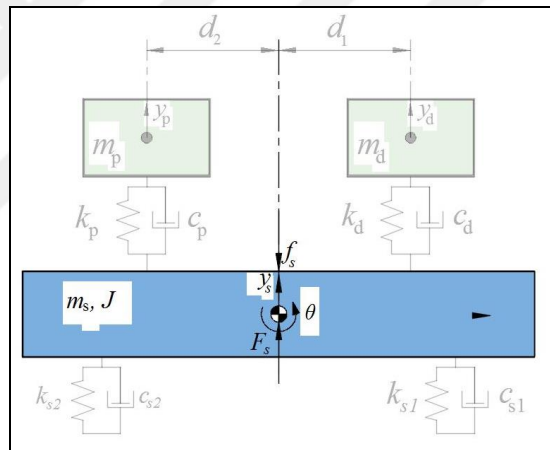
Gövdeye gelen statik kuvvetler ile birlikte dinamik kuvvetler aşağıdaki eşitlikte olduğu gibi gösterilir.

$$\begin{aligned}
F_s(x,t) = & f_s - m_s \ddot{y}_s - c_{s1}(\dot{y}_s - \dot{y}_{t1} + \dot{\theta}a_1) - c_{s2}(\dot{y}_s - \dot{y}_{t2} - \dot{\theta}a_2) - k_{s1}(\dot{y}_s - y_{t1} + \theta a_1) - \\
& k_{s2}(\dot{y}_s - y_{t2} - \theta a_2) + k_d(y_d - y_s - \theta d_1) + c_d(\dot{y}_d - \dot{y}_s - \dot{\theta}d_1) + \\
& k_p(y_p - y_s + \theta d_2) + c_p(\dot{y}_p - \dot{y}_s + \dot{\theta}d_2)
\end{aligned} \quad (3.48)$$

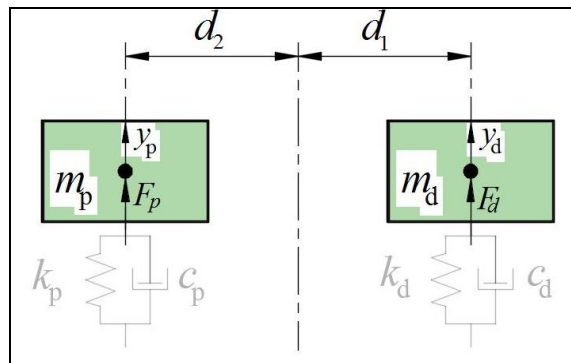
Yolcu ve şoför koltuklarında oluşan statik yükler yaylardaki statik çökmeler tarafından karşılandığından hesaba katılmaz. Bu durumda şoför ve yolcu koltuklarına gelen dinamik kuvvetler sırasıyla;

$$F_d(x,t) = m_d \ddot{y}_d + k_d(y_d - y_s - \theta d_1) + c_d(\dot{y}_d - \dot{y}_s - \dot{\theta}d_1), \quad (3.49)$$

$$F_p(x,t) = m_p \ddot{y}_p + k_p(y_p - y_s + \theta d_2) + c_p(\dot{y}_p - \dot{y}_s + \dot{\theta}d_2), \quad (3.50)$$



Şekil 3.5. Araç gövdesine etki eden kuvvetlere ait SCD.

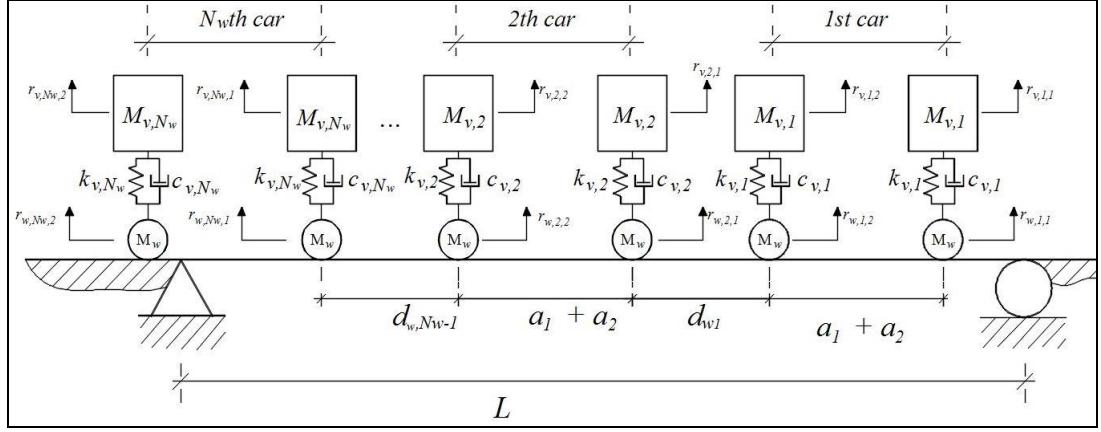


Şekil 3.6. Yolcu ve şoför koltuklarına etki eden kuvvetleri gösteren SCD

3.9. KÖPRÜ ÜZERİNDEN BİRDEN FAZLA ARAÇ GEÇİŞİNİN MODELLENMESİ

Bu bölüme kadar anlatılan teori köprü üzerinden yalnızca bir aracın geçtiği durumu analiz etmek için kullanılan matematiksel ifadeler tanıtılmıştır. Fakat gerçek hayat şartları göz önünde bulundurulduğunda köprü gibi esnek yapılardan aynı anda birden fazla araç geçmektedir. Bu araçların her biri farklı süspansiyon özelliklerine ve farklı araç hızlarına sahip olmaktadır. Aynı zamanda araçların birbirlerini takip mesafeleri de birbirinden farklı olabilmektedir. Araçların bir kısmı sağ şeritten köprü'nün sol ucundan sağ ucuna doğru ilerlerken diğer kısmı ise sol şeritten köprü'nün sağ ucundan sol ucuna doğru hareket edebilmektedirler. Bu kısımda AKE sistemine ait daha gerçekçi analizler yapabilmek için köprüden çoklu araç geçişine ait matematiksel model tanıtılacaktır. Bu model sayesinde köprü üzerinde sadece köprü'nün sol ucundan sağ ucuna doğru trafik akışının olduğu kabulü varsayılarak rastgele araç sayısı, araç hızı, araç takip mesafesi ve süspansiyon özellikleri tanımlayarak köprüye ve araca ait dinamik analizlerin gerçekleştirilmesi sağlanmıştır.

Köprü üzerinden birden fazla araçlı geçişinin köprü dinamiği üzerinde etkisini incelemek için Şekil 3.7'de gösterilen model ele alınmıştır. Modelde görüldüğü gibi Şekil 3.1'de gösterilen altı serbestlik dereceli yarım araç modeli iki serbestlik dereceli olan iki adet aks modeline indirgenmiştir. Her bir aks iki adet kütle, yay ve sönüm elamanına sahiptir. Köprü üzerinden çoklu araç geçişi modellemek için bu bölümde iki yeni parametre tanıtılacaktır. Bu parametreler N_w ve d_w olmak üzere sırasıyla analizde kullanılan araç sayısını ile peş peşe bulunan iki araç için birinci aracın arka aksı ile ikinci aracın ön aksı arasındaki mesafesini temsil eder.



Şekil 3.7. Köprü üzerinden çoklu araç geçişini temsil eden fiziksel model (Altı serbestlik dereceli yarım araç modeli).

Köprü üzerinden çoklu araç geçişi probleminin adımları

1. Araç sayısı, araç takip mesafesi ve aks mesafesini temsil eden sırasıyla verilen N_w , d_w , a_i ($i=1,2$), parametrelerini tanımla.
2. Her bir aks için verilen parametreleri bir vektör olarak tanımla. Eğer analizde kullanılacak araç sayısı N_w ise bu durumda toplam aks sayısının $2N_w$ olacağı unutulmamalıdır.
3. Köprü uzunluğu mesafesi ve aracın köprüden sabit geçiş hızını kullanarak her bir aksın köprüden geçiş hızını hesapla.
4. Önceki iki adımda verilen verileri kullanarak denklem (3.51-52) ile verilen katsayıları hesapla.

$$D_{car} \ i = \sum_{i=1}^{2N_w} \left(\sum_{j=1}^n \sqrt{\frac{2}{L}} \sin \left(\frac{j\pi\xi_i}{L} \right) x_{j+k} \right), \quad k = \begin{cases} 0, & j=1 \\ \vdots \\ 2N_w-1, & j=2N_w \end{cases}, \quad (3.51)$$

$$DD_{car} \ i = \sum_{i=1}^{2N_w} \left(\sum_{j=1}^n \sqrt{\frac{2}{L}} \sin \left(\frac{j\pi\xi_i}{L} \right) x_{j+k} \right), \quad k = \begin{cases} 1, & j=1 \\ \vdots \\ 2N_w, & j=2N_w \end{cases}, \quad (3.52)$$

1. Köprü ile temas halinde olan akslar için denklem (3.53)'ü denklemler (3.51-3.52) yardımıyla hesapla. Daha sonra sistemin hareket eşitliği denklem (3.13)'ü Runge-Kutta algoritması ile yeniden çöz.

$$\begin{aligned}
V_{car}^{\text{mode},1} &= \sum_{i=1}^{2N_w} \left(\frac{\sqrt{2} \sin\left(\frac{\pi \xi_i}{L}\right)}{N(j)} \right) k_v \left(\begin{array}{l} D_{car} \ i \ -x \ 7+2i \\ +c_v \ DD_{car} \ i \ -x \ 8+2i \\ +M_v g \end{array} \right), \\
&\vdots \\
V_{car}^{\text{mode},n} &= \sum_{i=1}^{2N_w} \left(\frac{\sqrt{2} \sin\left(\frac{n\pi \xi_i}{L}\right)}{N(j)} \right) k_v \left(\begin{array}{l} D_{car} \ i \ -x \ 7+2i \\ +c_v \ \textcircled{DD_{car} \ i \ -x \ 8+2i} \\ +M_v g \end{array} \right)
\end{aligned} \tag{3.53}$$



BÖLÜM 4

SAYISAL DOĞRULAMA

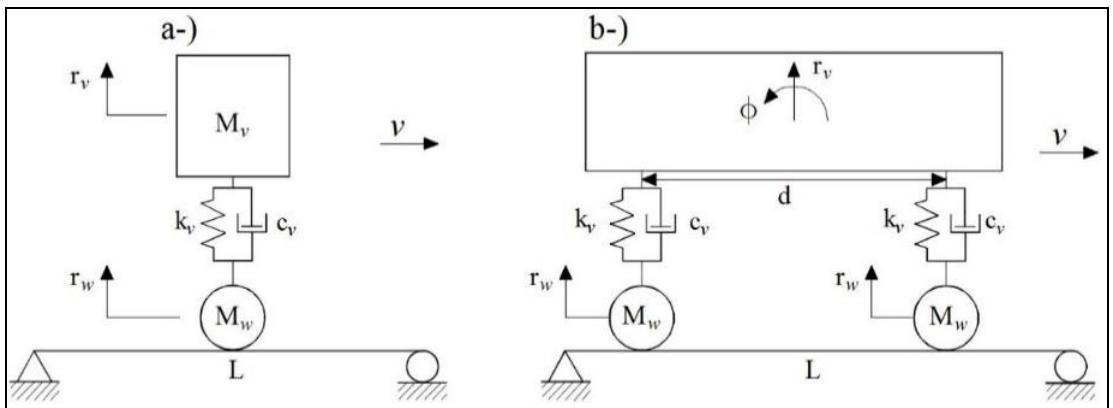
Günümüzde mühendislik tasarımında, üretimde ve diğer birçok uygulamalarda bilgisayar metotları yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu yöntemler mühendislik probleminin doğrulamasını yapmak için deneysel yöntemlerin yerine kullanılır. Özellikle bazı mühendislik deneyleri gerçekleştirmek pahalı, zaman alıcı ve yapması zor durumlarda bilgisayar metotları daha avantajlı olmaktadır. Statik analiz, plastik deformasyon, optimizasyon yapıların serbest titreşimleri oldukça iyi kavranmış olup bu konuların nümerik analizleri ticari programlar ile başarılı bir şekilde gerçekleştirilebilmektedir. Fakat henüz hiçbir ticari yazılım hareketli yük ve bu yükün sahip olduğu atalet etkileri ile yapıların analizini yapabilecek kodları geliştirememiştir. Tasarım mühendisleri bu tarz problemleri bir takım basitleştirmeler ile analitik yöntemler kullanarak çözmeyi başarmıştır. Bu basitleştirmeler eğer hareketli yük yapının dinamik karakteristiğini değiştiremeyecek kadar küçük olduğu durumlarda kabul edilebilecek bir durumdur. Fakat ataletli yük söz konusu olduğunda geliştirilen bu analitik yöntemlerin yetersiz olduğu görülmektedir [98].

Bu bölümde, bölüm 3'te verilen matematiksel modelin doğruluğunu göstermek için literatürde daha önce yapılmış diğer yöntemler ile geniş çaplı karşılaştırılması sunulmuştur. Bu modellerden ilk ikisi literatürde üzerinde en fazla çalışılmış problemlerden olan hareketli ossilatör problemi ile iki serbestlik dereceli süspansiyonlu rijit kiriş problemidir [2]. Kısım 4.3'te dört serbestlik yarım araç modeli [21, 83] çalışmaları ile karşılaştırılması sunulmuştur. Bu karşılaştırmada araç gövdesi yer değiştirme, hızı ve ivmesi, ön-arka aks yer değiştirme ve hızları, araç gövdesi açısız yer değiştirmesi, açısız hızı ve açısız ivmeleri karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçların literatürde yer alan bu çalışmalarda elde edilen sonuçlar ile oldukça yakın olduğu görülmüştür. Kısım 4.4'te ise altı serbestlik dereceli iki akslı yarım araç modeli için literatürde daha önce yapılan [21] çalışması ile bu çalışmada

sunulan matematiksel modelden elde edilen sonuçların karşılaştırılması sunulmuştur. Burada iki farklı araç hızı (15,5 ve 20 m/s) için yolcu koltuğu dikey yer değiştirmesi açısından bu iki modelin detaylı karşılaştırılması verilmiştir. Son olarak kısım 4.5'te on serbestlik yarım tren modeli için tren gövdesi açısız dönme miktarı literatürde daha önce yapılan [88] çalışması ile karşılaştırılması verilmiştir. Yine bu modelde de elde edilen sonuçların verilen literatür çalışması ile çok iyi eşleştiği görülmüştür

4.1. HAREKETLİ OSSİLATÖR MODELİ

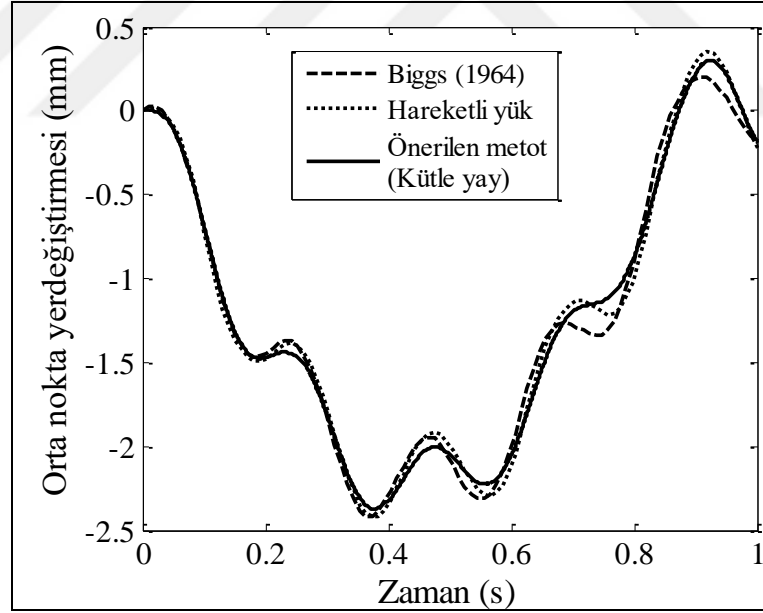
Bölüm 2'de anlatılan teorinin doğruluğunu göstermek için Şekil 4.1a'da gösterilen üzerinde hareketli kütle yay modelinin geçtiği basit mesnetli Euler-Bernoulli kirişini ele alalım. Bu örnek daha Majka (2008), Zhang (2001), (Yang 2001) gibi birçok araştırmacı tarafından da kullanılmıştır[99–101]. Bu örnekte kirişin elastisite modülü $E=2,87$ GPa, kesit alanı atalet momenti $I=2,90$ m⁴, kiriş birim uzunluğu kütlesi $\mu=2303$ kg/m, kiriş uzunluğu $L=25$ m, yay kütlesi $M_v=5,75$ ton, tekerlek kütlesi $M_w=0$, süspansiyon sabit yay katsayısı $k_v=1595$ kN/m. Sistemde herhangi bir sönümleme elemanı kullanılmamıştır ($c_v=0$). Şekil 4.2'da kütle yay sisteminden elde edilen sonuçlar hareketli yük (moving force) ve analitik çözüm Biggs (1964) ile karşılaştırılması gösterilmiştir [58]. Elde edilen sonuçların bu iki teori ile gayet iyi bir şekilde eşleştiği görülmektedir.



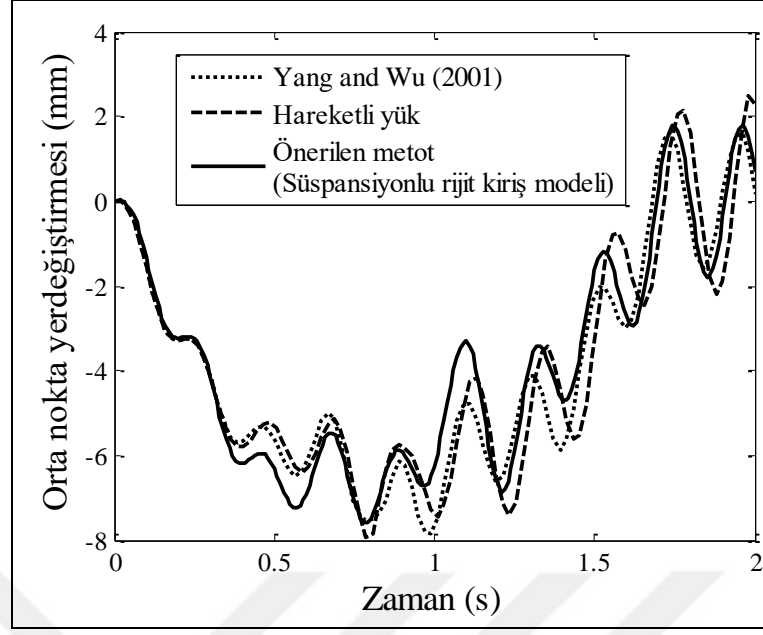
Şekil 4.1. Sunulan teorinin doğruluğunun test edilmesi için kullanılan literatür modelleri a-) Hareketli ossilatör modeli b-) İki serbestlik dereceli yarım araç modeli.

4.2. AMORTİSÖRLÜ RİJİT KİRİŞ

İki serbestlik dereceli iki tekerlek tarafından desteklenmiş rijit kiriş ikinci doğrulama örneği olarak bu kısımda ele alınmıştır. Burada her bir tekerlek rijit kirişe yay ve sönüm elemanları kullanılarak bağlanmıştır. Bu model Şekil 4.1b’de gösterilmiş olup daha önce Yang (2001) tarafından da çalışılmıştır [101]. Kirişin elastisite modülü $E=2,943$ GPa, kiriş kesit alanı atalet momenti $I=8,65$ m⁴, kiriş birim uzunluğu kütlesi $\mu=36$ ton/m, kiriş uzunluğu $L=30$ m. Hareketli rijit kiriş özellikleri: yay kütlesi $M_v=540$ ton, tekerlek kütleleri $M_w=0$, rijid kiriş açısız atalet momenti $I_v=13800$ tonm², süspansiyon yay katsayısı $k_v=41350$ kN/m. Sistemde herhangi bir sönüm elemanına yer verilmemiştir ($c_v=0$). Bir tekerlekten diğerine olan mesafe $d=17,5$ hareketli rijit kirişin sabit hızı $v=27.78$ m/s olarak alınmıştır. Elde edilen sonuçlar Yang (2001) ve hareketli kuvvet teorisi ile Şekil 4.3’de karşılaştırılmış ve oldukça yakın sonuçlar elde edilmiştir [101].



Şekil 4.2. Hareketli osilatör modeli için köprü orta noktası yer değiştirmesi.



Şekil 4.3. Amortisörlü rijit kiriş modeli için köprü orta noktası yer değiştirmesi.

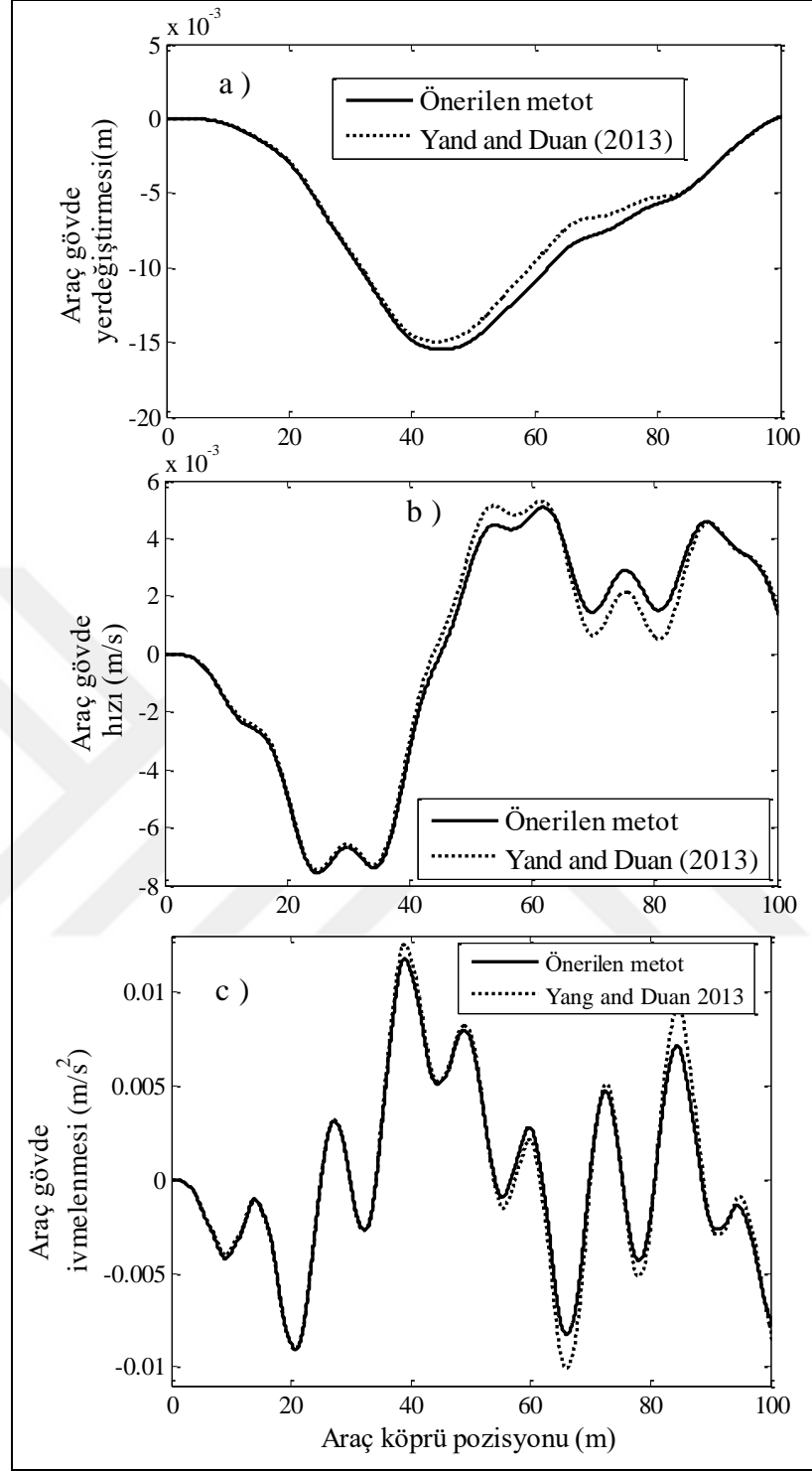
4.3. DÖRT SERBESTLİK DERECELİ YARIM ARAÇ MODELİ

Sunulan teorinin doğruluğunu test etmek için Şekil 2.6'da gösterilen dört serbestlik dereceli iki akslı yarım araç modeli ile Çizelge 4.1'de verilen köprü ve araç parametreleri ele alınmıştır. Şekil 4.4'de araç sabit hızı $v=40$ km/s, çözüm zaman adımı büyüklüğü $\Delta t=0,001$ s, köprü mod sayısı $n=4$ için sırasıyla araç gövde yer değiştirmesi, hızı ve ivmelenmesi literatürde yer alan Yang ve Duan (2013) çalışmaları ile karşılaştırılması sunulmuştur [83]. Bu karşılaştırma yapılırken köprü zemini üzerindeki asfalt kalitesini temsil eden yol pürüzlülük fonksiyonu $r(x)$ 'in etkisi dikkate alınmamıştır. Şekil 4.4a-c'de sırasıyla araç gövdesi yer değiştirmesi, gövde yer değiştirme hızı ve ivmelenmesini gösteren grafikler sunulmuştur. Şekil 4.5-8'de sırasıyla araç ön ve arka aks için yer değiştirme ve hızın sunulan literatür çalışması ile karşılaştırılması verilmiştir. Bu grafikler incelendiğinde sonuçların verilen referans çalışması ile çok iyi uyduğu görülmektedir. Şekil 4.9'da ise araç gövde dönmesi (θ), açısal hızı ve açısal ivmelenmesi ait grafiklerin referans [83] ile Çizelge 4.1 ile verilen parametreler için karşılaştırılması sunulmuştur. Şekil 4.4-9 ile verilen bütün grafikler incelendiğinde özellikle karşılaştırılma yapılan serbestlik derecesine ait yer değiştirme ve hızlarda sağlanan uyuşmanın ivmelenmede gözükenden daha iyi olduğu görülmüştür. Ayrıca bu analizlerde köprü üzerindeki

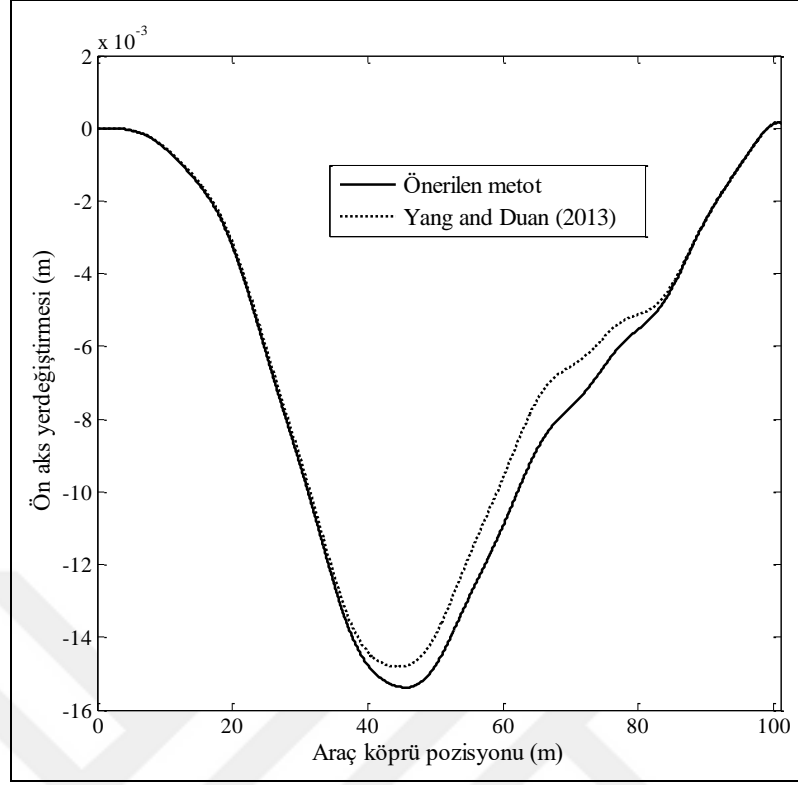
asfalt kalitesini belirleyen yol pürüzlülük fonksiyonunun araç üzerinde oluşturduğu dinamik etkileri hesaba katılmamıştır.

Çizelge 4.1. Rastgele olmayan yol düzensizlikleri için bu çalışmada kullanılan parametreler.

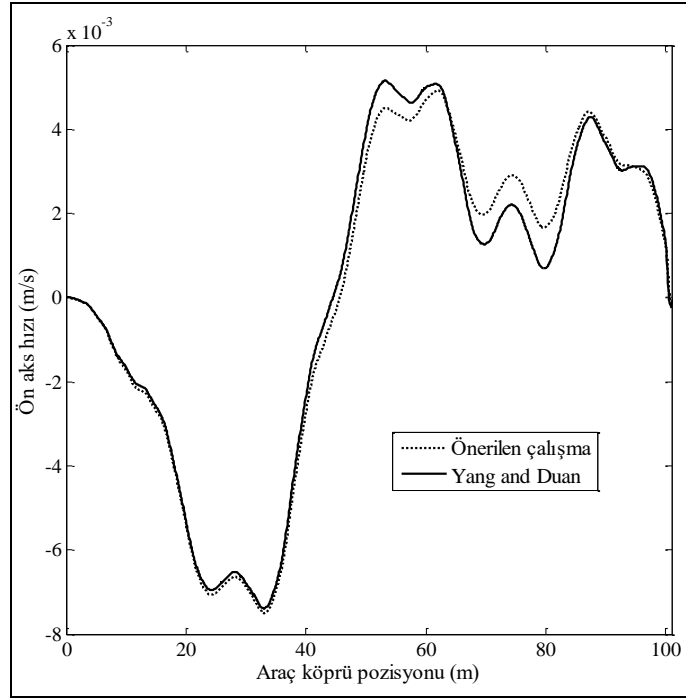
Araç parametreleri			
m_s (kg)	1794,4	k_{t2} (N/m)	101115
m_{t1} (kg)	87,15	k_d (N/m)	14000
m_{t2} (kg)	140,4	d_1 (m)	0,481
m_d (kg)	75	k_p (N/m)	14000
m_p (kg)	75	c_{s1} (Ns/m)	1190
J (kgm ²)	3443,04	c_{s2} (Ns/m)	1000
a_1 (m)	1,271	c_{t1} (Ns/m)	14,6
d_2 (m)	1,313	c_{t2} (Ns/m)	14,6
k_{s1} (N/m)	66824,2	c_d (Ns/m)	50,2
k_{s2} (N/m)	18615	c_p (Ns/m)	62,1
k_{t1} (N/m)	101115	a_2 (m)	1,713
Köprü parametreleri			
L (m)	100	E (GPa)	207
I (m ⁴)	0,174	μ (kg/m)	20000
C (Ns/m)	1750		



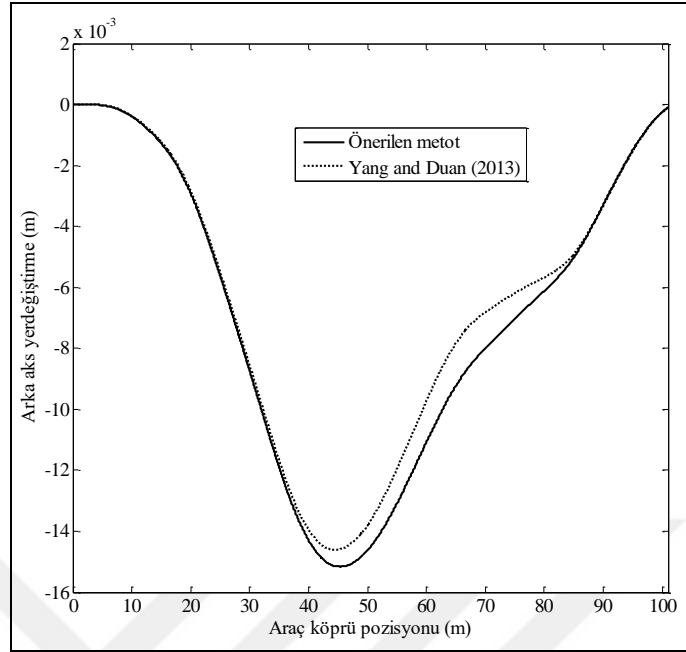
Şekil 4.4. Dört serbestlik dereceli, iki akslı yarım araç modeli için sunulan teorinin literatür çalışmaları ile karşılaştırılması a-) Araç gövde yer değiştirmesi (m), b-) Araç gövde yer değiştirme hızı (m/s), c-) Araç gövde yer değiştirme ivmelenmesi (m/s²).



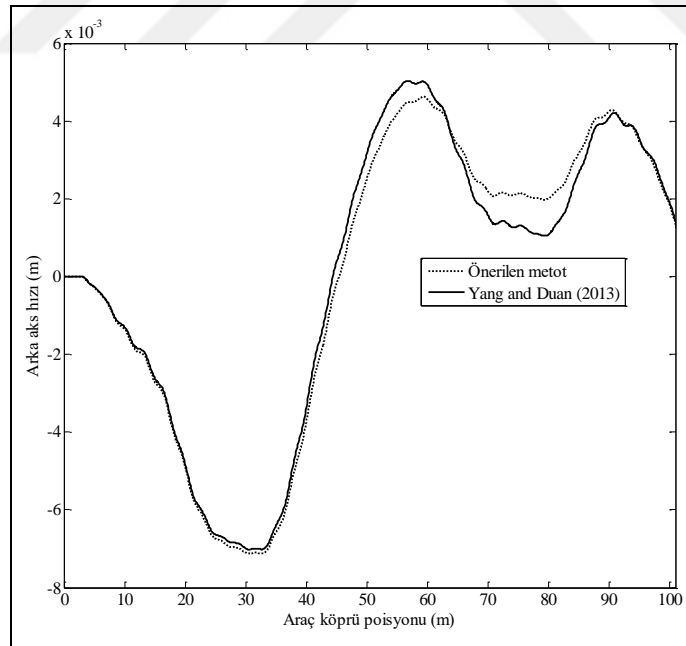
Şekil 4.5. Dört serbestlik dereceli, iki akslı yarım araç modeli için sunulan teorinin literatür çalışmaları ile karşılaştırılması; araç ön aks yer değıştirmesi (m).



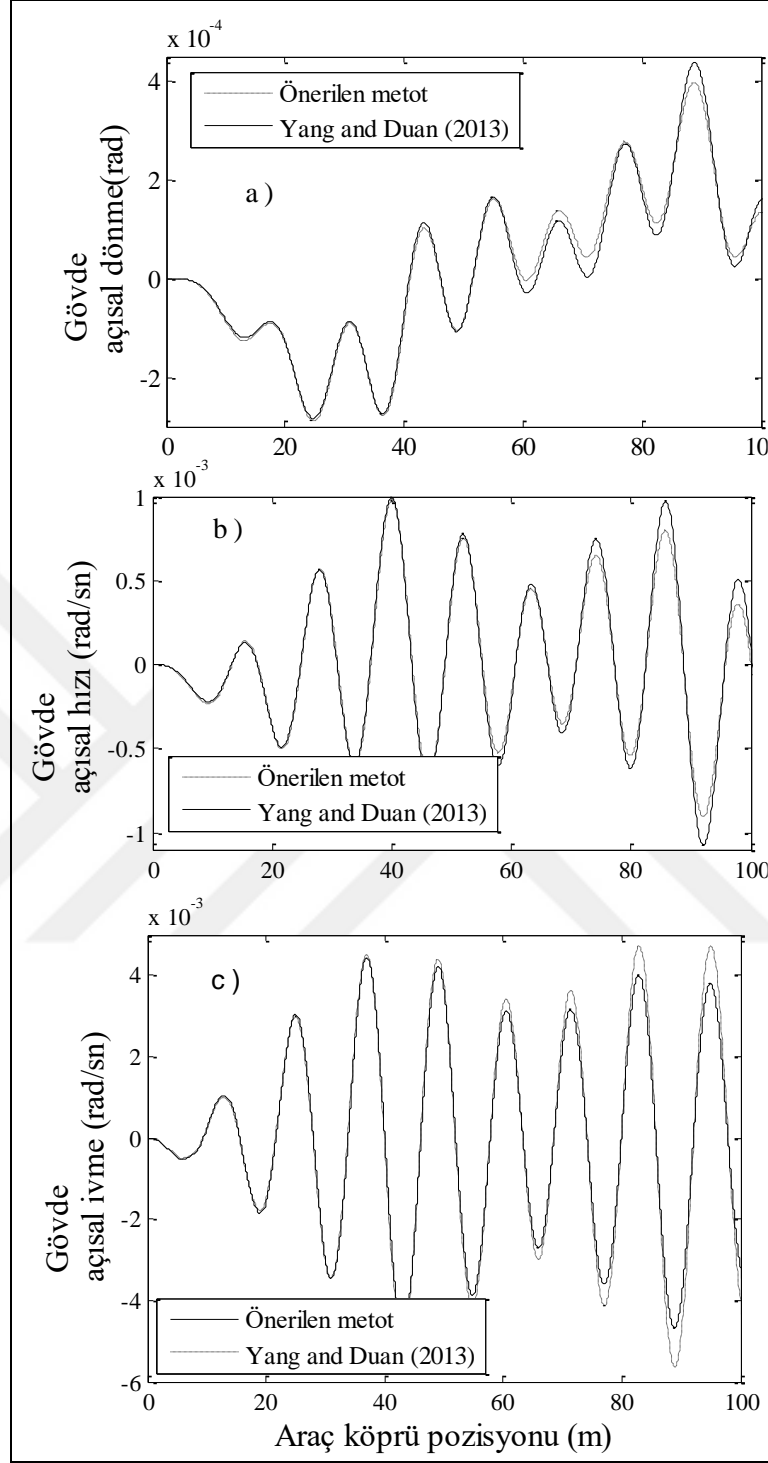
Şekil 4.6. Dört serbestlik dereceli, iki akslı yarım araç modeli için sunulan teorinin literatür çalışmaları ile karşılaştırılması; araç ön aks yer değıştirme hızı (m/s).



Şekil 4.7. Dört serbestlik dereceli, iki akslı yarım araç modeli için sunulan teorinin literatür çalışmaları ile karşılaştırılması; arka aks yer değıştirmesi (m).



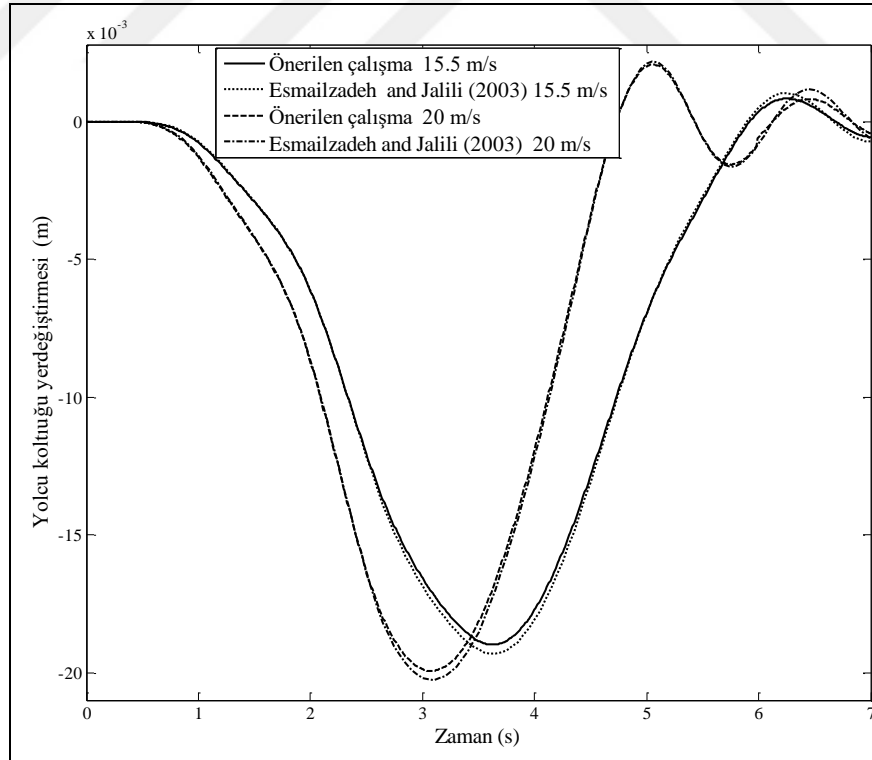
Şekil 4.8. Dört serbestlik dereceli, iki akslı yarım araç modeli için sunulan teorinin literatür çalışmaları ile karşılaştırılması; arka aks yer değıştirme hızı (m/s).



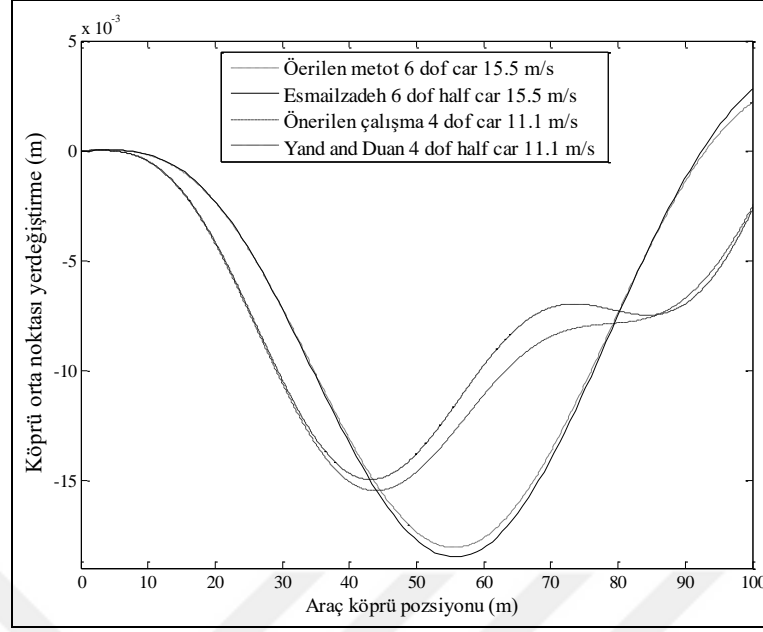
Şekil 4.9. Dört serbestlik dereceli, iki akslı yarım araç modeli için sunulan teorinin literatür çalışmaları ile karşılaştırılması a-) Araç gövde açısai dönme miktarı (rad), b-) Araç gövde açısai hızı (rad/s), c-) Araç gövde açısai ivmesi (rad/s²).

4.4. ALTI SERBESTLİK DERECELİ YARIM ARAÇ MODELİ

Şekil 4.10'da Şekil 2.7'de gösterilen altı serbestlik dereceli yarım araç modeli dikkate alınarak çözüm zaman aralığı $\Delta t=0,001$ s, iki farklı araç hızı $v=15,5, 20$ m/s, köprü mod sayısı $n=4$ için yolcu koltuğu yer değiştirmesinin Esmailzadeh (2003) çalışması ile karşılaştırılması gösterilmiştir [21]. Şekil 4.11'de ise köprü orta noktası çökme grafiği zaman adım büyüklüğü $\Delta t=0,001$ s, altı serbestlik dereceli araç modeli için araç hızı $v=15,5$ m/s, dört serbestlik dereceli araç modeli için araç hızı $v=11,1$ m/s alınarak sırasıyla [21]ve [83] ile karşılaştırılmasına yer verilmiştir. Burada köprü dinamiği incelenirken köprünün ilk dört modu ($n=4$) dikkate alınmıştır. Bu analizlerde hem köprü dinamiği hem de araç dinamiği incelenirken köprü üzerindeki rastgele pürüzlülüklerin oluşturduğu dinamik etki hesaba katılmamıştır. Bu analizlerde araç ve köprü parametreleri Çizelge 4.1'de verilen parametreler seçilmiştir. Şekillerden görüldüğü gibi bölüm 3'te sunulan teorinin araç ve köprü dinamiği açısından referanslar [21, 83] ile oldukça uyumlu olduğu görülmektedir.



Şekil 4.10. Altı serbestlik dereceli, iki akslı yarım araç modeli için sunulan teorinin literatür çalışmaları ile karşılaştırılması; araç yolcu koltuğu dikey yer değiştirmesi (m), iki farklı araç köprüden geçiş hızı için ($v=15,5$ ve 20 m/s).



Şekil 4.11. Dört ve altı serbestlik dereceli, iki akslı yarım araç modeli için sunulan teorinin literatür çalışmaları ile karşılaştırılması; köprü orta noktası enine yer değiştirmesi için farklı araç köprüden geçiş hızı için (m/s).

4.5. ON SERBESTLİK DERECELİ YARIM ARAÇ MODELİ

Bu kısımda sunulan teori Şekil 2.8’de verilen on serbestlik dereceli yarım tren modeli üzerinde test edilmiştir. Tren modeli literatürde en çok kullanılan fiziksel model olan ön arka boji, tren gövdesi, tekerlekler ile birincil ve ikincil süspansiyon elemanlarından oluşmaktadır. Çalışmada köprü kirişi olarak basit mesnetli Euler-Bernoulli kirişi kullanılmış olup köprü ve trene ait temel parametreler Çizelge 4.2’de sunulmuştur. Sunulan teorinin on serbestlik dereceli yarım tren modeli tren üzerindeki doğruluğu literatürde daha önce yapılan Youcef vd. (2013) [88] çalışması ile Çizelge 4.2’de verilen tren ve köprü parametreleri kullanılarak trenin köprüden sabit geçiş hızı $v=83,3$ m/s alınarak gerçekleştirilmiştir. Ayrıca yapılan bu karşılaştırma çalışmasında tren raylarının imalatı esnasında ray yüzeyi üzerindeki ray pürüzlülüğü ihmal edilmiş olup mükemmel ray kabulü ile analizler gerçekleştirilmiştir. Bunun yanında tren rayı köprü yüzeyi üzerinde ayrı bir eleman olarak birleştirilmiş bir eleman olarak modellenmiştir. Bunun yerine modelleme kolaylığı açısından rayların sahip olduğu geometrik atalet köprü kirişine ilave edilmiştir. Fakat eğer daha gerçekçi ve daha hassas analizler yapılmak isteniyorsa bu

durumda bölüm 3'te verilen teoriden yararlanarak köprü ve ray ayrı ayrı elemanlar olarak modellenerek aynı analizler gerçekleştirilebilir.

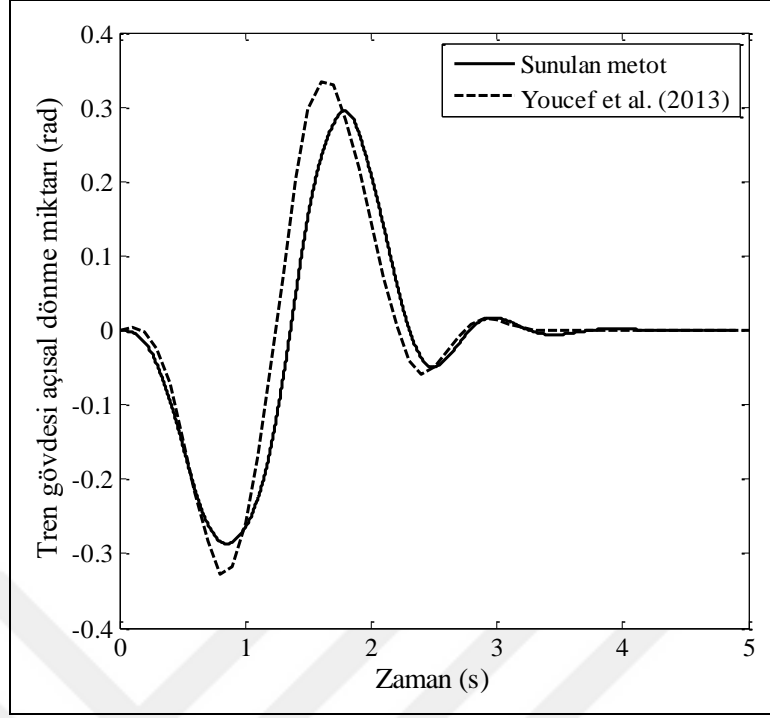
Şekil 4.12'de tren gövdesi açısız dönme miktarı sunulan teori literatürde daha önce yapılmış Youcef [88] çalışması ile karşılaştırılmıştır. Youcef vd. (2013) çalışmasında basit mesnetli Euler-Bernoulli kirişi ile on serbestlik dereceli yarım tren modeli arasındaki bütünleşik titreşimleri temsil eden hareket denklemlerini çözmek için Newmark β metodu kullanmıştır. Sunulan bu tez çalışmasında ise tren ve köprü denklemini temsil eden hareket denklemleri birinci derecen durum uzay eşitliğine indirgendikten sonra zaman bölgesinde dördüncü dereceden Runge-Kutta metodu kullanılarak çözülmüştür. Bu iki tekniğin birbirlerine göre üstünlükleri ve zayıflıkları bölüm 5'de detaylıca tartışılmış olup bu kısımda bu konuya değinilmemiştir.

Şekil 4.12'de görüldüğü gibi tren açısız yer değiştirmesine göre elde edilen sonuçlar literatürde yer alan [88] çalışması ile oldukça yakın çıkmıştır. Sunulan çalışmada maksimum açısız dönme miktarı 0,29 rad, referans alınan çalışmada ise 0,33 rad olarak belirlenmiştir. Açısız dönme miktarları temsil eden vektörün RMS değeri sunulan bu tez çalışmasında 0,1302, [88] çalışmasında ise 0,1385 olarak elde edilmiştir. Bu iki değer arasında %6 fark oluşmuştur. Bu farkın oluşmasında etkili olan birçok faktör vardır. Bunlardan birincisi referans alınan çalışmaya ait grafiğin Autocat ortamına aktarıldıktan sonra yapılan ölçekleme ve gözle değer okuma işlemi sırasında kaynaklanan okuma hataları. Diğeri ise köprü tren köprü etkileşimi sırasında özellikle köprü dinamiğini belirlemede önem arz eden hesaba katılan mod sayısıdır. Referans alınan çalışmada mod sayısı yirmiye kadar alınmıştır. Fakat bu tez çalışmasında sunulan teoride köprü dinamiği açısından gereğinden fazla mod sayısı hesaba katmanın ilave diferansiyel denklemler getireceğinden bu sayı dört ile sınırlandırılmıştır. Ayrıca her iki metotta AKE sistemini temsil eden diferansiyel eşitliklerin çözümünde kullanılan çözüm algoritmalarının farklılığı da bu farkın oluşmasında etkili olmaktadır. Daha öncede ifade edildiği gibi referans alınan çalışmada sistemin hareket denklemleri Newmark β algoritması ile sunulan tez çalışmasında ise dördüncü dereceden Runge-Kutta algoritması kullanılmıştır.

Ayrıca tren ön ve arka boji dikey yer değiştirmesi tren gövdesi dikey yer değiştirmesi, köprü orta noktası dikey yer değiştirmelerin e göre de sunulan çalışma verilen literatür çalışması ile karşılaştırılmış olup, sonuçların yine Şekil’de gösterilen tren gövdesi açısızal dönme miktarında olduğu gibi birbirlerine yakın çıktığı görülmüştür. Fakat burada sadece tren gövdesi açısızal yer değiştirmesine yer verilmiştir.

Çizelge 4.2. On serbestlik dereceli araç modeli için parametreler.

Tren parametreleri	
Tren gövde kütlesi (m_c)	41,75 ton
Ön ve arka boji kütleleri ($m_{b1}=m_{b2}$)	3,04 ton
Tekerlek kütleleri ($m_{w1}=m_{w2}=m_{w3}=m_{w4}$)	1,78 ton
Tren gövdesinin kütleselel atalet momenti (I_c)	2080 ton m ²
Ön ve arka bojilerin kütleselel atalet momentleri ($I_{b1}=I_{b2}$)	3,93 ton m ²
Birincil süspansiyon sisteminin yay katsayısı ($k_{v1}=k_{v2}$)	1180 kN/m
İkincil süspansiyon sisteminin yay katsayısı ($k_{w1}=k_{w2}=k_{w3}=k_{w4}$)	530 kN/m
Birincil süspansiyon sisteminin sönüm katsayısı ($c_{v1}=c_{v2}$)	39,2 kNs/m
İkincil süspansiyon sisteminin sönüm katsayısı ($c_{w1}=c_{w2}=c_{w3}=c_{w4}$)	90,2 kNs/m
Tren gövdesinin ön ve arka boji kütle merkezlerine olan yatay mesafeleri ($l_1=l_2$)	8,75 m
Ön ve arka boji kütle merkezlerinin boji en dış kenarlarına olan uzaklığı ($d_1=d_2=d_3=d_4$)	1,25 m
Köprü parametreleri	
Elastisite modülü (E)	200 GPa
Köprü uzunluğu (L)	30 m
Köprü kirişi kesit alanı atalet momentleri (I)	0,174 m ⁴
Köprü kirişinin birim uzunluğunun kütlesi (μ)	10 ton/m
Köprü kirişi eşdeğer sönüm katsayısı (c)	10225 Ns/m



Şekil 4.12. On serbestlik dereceli, dört akslı yarım tren modeli için sunulan teorinin literatür çalışması ile karşılaştırılması; tren gövdesi açısai dönme miktarı (rad).

BÖLÜM 5

SAYISAL ANALİZ

Bu kısımda araç köprü üzerinde sabit hız ile hareket halinde iken köprü ile araç arasındaki bütünleşik titreşimlerin dinamik analizi gerçekleştirilmiştir. Bunun için ilk olarak çalışmada kullanılan basit mesnetli Euler-Bernoulli kirişine ait titreşim modları ve modlara ait titreşim frekansları belirlenmiştir. Böylece aracın köprü üzerinde hareketi esnasında oluşan kritik hızlar belirlenmiştir.

Aracın köprüden geçişi için kritik hızlar belirlendikten sonra sistemin hareket denklemini çözmek için kullanılan Runge-Kutta metodu için uygun zaman adımı büyüklüğü Δt belirlenmiştir. Ayrıca sunulan metodun literatürde var olan diğer metotlara göre üstünlüğü yine bu bölümde ele alınmıştır.

Çözüm algoritması için uygun zaman adımının belirlenmesinin ardından ilk olarak köprü rijitliğinin (EI) araç dinamiği üzerine etkisi ele alınmıştır. Köprü rijitliğinin araç bileşenleri üzerinde oluşan dinamik kuvvetlere etkisi farklı köprü rijitlikleri için incelenmiştir. Benzer şekilde aracın köprüden geçiş hızının araç dinamiği üzerine ve aracın bileşenleri üzerine etki edene dinamik kuvvetler üzerine etkisi incelenmiştir. Yol yüzeyinde var olan düzensizliklerin araç dinamiği üzerine etkisi rastgele düzensizlikler ve rastgele olmayan düzensizlikler olmak üzere iki başlık altında incelenmiştir. Rastgele düzensizlikler araç dikey ivmelenmelere etkisi farklı yol sınıfları için ele alınmıştır. Aracın statik yükleri ile dinamik yükleri beraber hesaba katılarak ön ve arka tekerleklerin temas noktalarında, ön arka akslarda, araç gövdesinde şoför ve yolcu koltuğunda oluşan kuvvetler farklı araç hızları ve farklı yol pürüzlülükleri için analiz edilmiştir.

Farklı yol sınıfları ve farklı araç hızları için araç bileşenleri üzerinde oluşan ivmelenmelerin RMS değerleri incelenmiştir. Ayrıca rastgele düzensizliklerin araç

bileşenleri üzerinde oluşan dinamik kuvvetler üzerine etkisi de incelenmiştir. Rastgele düzensizliklerin etkisi incelendikten sonra köprü yolu üzerinde konumu, sayısı genişliği ve yüksekliği ile belirlenebilen rastgele olmayan düzensizliklerin araç dinamiği üzerine etkisi iki farklı durum için detaylıca ele alınmıştır. Rastgele olmayan düzensizliklerin araç bileşenleri üzerine etki eden dinamik kuvvetler üzerine etkisi de incelendikten sonra araç lastik sertliğinin araç dinamiği ve araca etki eden dinamik kuvvetler üzerine etkisi incelenmiştir. Son olarak ise köprü üzerinde çoklu araç geçişi özellikle köprü dinamiği açısından araştırılmıştır. Bunun için altı serbestlik taşıt modeli ve on serbestlik dereceli yarım tren modeli olmak üzere iki farklı araç modeli ele alınmıştır.

5.1. KÖPRÜ KİRİŞİ MOD FREKANSLARI VE ARAÇ KRİTİK HIZI

Köprü üzerindeki hareket halindeki araç köprüyü titreşmeye zorlamaktadır. Aracın bazı özel hızlarında köprü rezonansa girerek köprü salınımları oldukça fazla artmaktadır. Köprüyü rezonansa sokan aracın o andaki hızına kritik hız denir ve v_{kr} ile gösterilir. Basit mesnetli bir kiriş için dairesel frekansları denklem (4.1)'de olduğu gibi ifade edilir [102]:

$$\omega_j^2 = \frac{j^4 \pi^4 EI}{\mu L^4} \text{ (rad / s)}, \quad (4.1)$$

Denklem (4.1) ile verilen ifade içinde ω_j kirişin dairesel frekansını (rad/sn.), j kaçınıcı mod'un olduğunu, E kirişin yapıldığı malzemeye ait elastisite modülü (N/m²), I kiriş sisteminin kesit geometrisine ait atalet momenti (m⁴), μ kirişin birim uzunluğunun kütlesi (kg/m), L ise kirişin uzunluğudur (m).

Basit mesnetli kirişin doğal frekansı denklem (4.1)'den yararlanılarak aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$f_j = \frac{\omega_j}{2\pi} = \frac{j^2 \pi}{2L^2} \left(\frac{EI}{\mu} \right)^{1/2} \text{ (Hz.)}, \quad (4.2)$$

Köprü üzerindeki aracın köprüyü uyarım frekansı ω 'nin köprünün $i.(i=1,2,\dots,n)$ doğal frekansına oranı hız parametresi olarak adlandırılır ve denklem (4.3)'de olduğu gibi ifade edilir. Eğer $\omega = \omega_i$ olması durumunda köprü için yıkıcı etkiye sahip rezonans denilen olay gerçekleşir.

$$\alpha = \frac{\omega}{\omega_i} \quad (4.3)$$

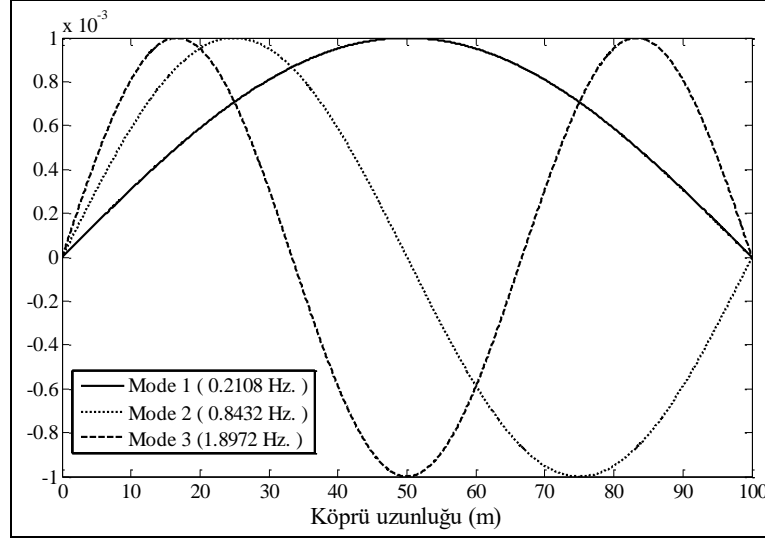
Denklem (4.1) ve köprü üzerindeki hareket halindeki aracın köprüyü etkileme frekansı $\omega = \pi v L^{-1}$ ifadesi denklem (4.3)'de yerine yazılırsa;

$$\alpha = \frac{\omega}{\omega_j} = \frac{\omega}{2\pi f_j} = \frac{vL}{j^2 \pi} \left(\frac{\mu}{EI} \right)^{1/2} = \frac{v}{v_{cr}}, \quad (4.4)$$

elde edilir. Denklem (4.4) ile verilen ifadeden v_{kr} aşağıdaki gibi yazılır.

$$v_{(cr)j} = \frac{2f_j L}{j} = \frac{\pi}{L} \left(\frac{EI}{\mu} \right)^{1/2}, \quad (4.5)$$

Şekil 5.1'de denklem (4.2) ile verilen ifade kullanılarak köprü kirişinin ilk üç titreşim mod şekli gösterilmiştir. Köprü kirişinin ilk üç titreşim moduna ait frekans değerleri sırasıyla $f_1=0,2108$ Hz., $f_2=0,8432$ Hz., $f_3=1,8972$ Hz. olarak belirlenmiştir. Aracın köprü üzerinde hareket halinde iken köprü için oluşacak kritik araç hızları bu frekans değerleri kullanılarak denklem (4.5) ile beraber sırasıyla $v_{kr1}=42,15$ m/s, $v_{kr2}=168,6$ m/s, $v_{kr3}=252,8$ m/s olarak belirlenmiştir.



Şekil 5.1. Çalışmada kullanılan basit mesnetli Euler-Bernoulli kirişinin enine titreşim modaları ve frekansları (Hz.)

5.2. ZAMAN ADIMI BÜYÜKLÜĞÜ Δt 'NİN ÇÖZÜM HASSASİYETİNE ETKİSİ VE ÖNERİLEN METODUN SEY METODU İLE KARŞILAŞTIRILMASI

Nümerik analize başlamadan önce, çalışma boyunca bütün analizlerde kullanılacak uygun zaman adımı büyüklüğünün belirlenmesi çalışması yapıldı. Bunun için aracın ön aksının köprüye girdiği andan arka aksının köprüden tamamen çıktığı zaman aralığında köprü orta noktası yer değiştirmesini temsil eden vektörün RMS değerini dört farklı zaman adımı büyüklüğü Δt (10^{-1} , 10^{-2} , 10^{-3} , 10^{-4} s) için karşılaştırılması Çizelge 5.1’de sunulmuştur. Çizelgede görüldüğü gibi zaman adımı büyüklüğü Δt 10^{-3} ’den 10^{-4} ’e düştüğünde çözüm süresi 39,7 s’den 404,7 s’ye çıkmıştır (Yapılan analizler i7 3632 QM, 32 GB DDR3 ram kapasitesine sahip bilgisayarda yapılmış olup, farklı bilgisayarlarda bu süreler değişiklik gösterebilir). Çözüm sürtesi yaklaşık %936 artmıştır. Fakat zaman göre köprü orta noktası yer değiştirmesinin RMS değerlerini temsil eden iki vektör ($\text{RMS } |w_b(L/2, t)|_{\Delta t=10^{-3}}$, $\text{RMS } |w_b(L/2, t)|_{\Delta t=10^{-4}}$) arasındaki fark ise %0,082 olarak belirlenmiştir. Bu değer çözüm süresindeki, %936’lık artış göz önünde bulundurulduğunda çok büyük bir öneme sahip değildir. Bu nedenle bu tez çalışması boyunca yapılan analizlerde çözüm zaman adımı büyüklüğü $\Delta t=10^{-3}$ s olarak alınmıştır. Çizelge 5.1’de ayrıca tez çalışmasında hareket denkleminin diferansiyel eşitliklerin çözümü için önerilen dördüncü dereceden

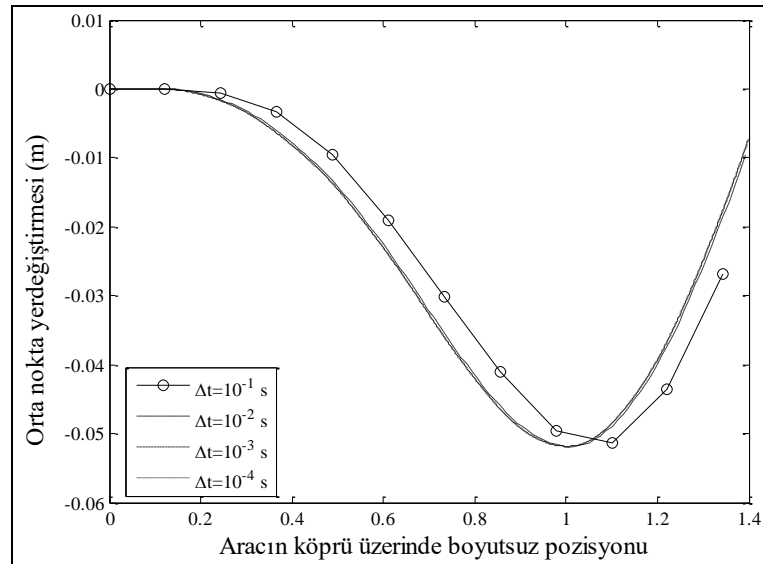
Runge-Kutta metodunun literatürde yer alan [103] Newmark β metodu ile karşılaştırılması sunulmuştur. SEY metodu kullanılarak elde edilen hareket denklemlerinin çözümünde görüldüğü gibi Newmark zaman adımı büyüklüğü 10^{-5} ve bu değerden daha büyük olduğunda hareket denkleminin çözümüne ait bir yakınsama elde edilememektedir. Dolayısıyla ıraksak bir sonuç elde edilmiştir. Yakınsama ancak zaman adımı büyüklüğü $\Delta t=10^{-6}$ ve daha düşük değerlerde elde edilmiş olup bu adım büyüklüğünde çözüm seresi 1647 s olarak belirlenmiştir. Burada elde edilen sonuç ile sunulan tez çalışmasında elde edilen sonuç arasında %1,7 değerinde fark bulunmaktadır. Bu durumun nedeni SEY’de köprü kirişine ait sonlu elemanların sahip olduğu düğüm serbestliklerinde kaynaklı eleman matrisi boyutlarının büyük olmasıdır. Örneğin her bir elemanda iki düğüm noktası her düğüm noktası 3 serbestlik derecesi (eksenel yer değiştirme, dikey yer değiştirme ve dönme miktarları) olmak üzere toplamda $2 \times \text{dof} \times 6 \times 6$ eleman matrisi elde edilir. Bu eleman matrislerinin birleştirilmesi ile elde edilen global matrisler ise hesaba katılan eleman sayısı göz önünde bulundurularak devasa büyüklüklerde olmaktadır. Köprü kirişine ait elde edilen devasa global matrisler araca ait matrisler ile birleştirilmesi ile artan işlem yükü Newmark sabitlerinin kullanılması ile birlikte çok küçük zaman adımlarında artan tekrarlamalı işlemlerin çözüm süresindeki bu artışın başlıca nedenleridir. Bu tez çalışmasında AKE sisteminin dinamik analizini gerçekleştirmek için SEY kullanılmadığı için bu yöntem ile ilgili detaya girilmemiştir. Fakat bu konuda [41, 52, 59, 104] ile verilen referans çalışmaları incelenebilir.

Çizelge 5.2’de ise on serbestlik dereceli yarım tren modeli için zaman adımı büyüklüğü Δt ’nin çözüm hassasiyetine etkisi incelenmiştir. Çizelge 5.1’de olduğu gibi benzer şekilde köprü orta noktası ve tren gövde dikey yer değiştirmesi RMS değeri açısından değerlendirilmiştir. Burada zaman adımı büyüklüğü Δt 10^{-1} , 10^{-2} , 10^{-3} , 10^{-4} s olarak alınmıştır. Çizelgede görüldüğü gibi zaman adımı büyüklüğü Δt 10^{-3} ’den 10^{-4} ’e düştüğünde çözüm süresi %844 artmıştır. Fakat köprü orta noktası yer değiştirmesini temsil eden iki vektörün RMS değerleri ($\text{RMS } |w_b(L/2, t)|$) arasında %0,04 fark olmaktadır. Bu değer çözüm süresindeki %844’lük artış göz önünde bulundurulduğunda oldukça küçük bir değer olduğu açıkça görülmektedir. Ayrıca Çizelge 5.2’de sunulan metodun SEY tekniğinin çözüm algoritmasında kullanılan Newmark β [103] yöntemi ile karşılaştırılması sunulmuştur. Şekil 5.3 ve

5.4'de sırasıyla köprü orta noktası ve tren gövdesi dikey yer değiştirmelerinin farklı zaman adımı büyüklüğü için değerleri verilmiştir.

Çizelge 5.1. Zaman adımı büyüklüğü Δt 'nin çözüm hassasiyetine etkisi ve önerilen metodun SEY ile karşılaştırılması (Altı serbestlik dereceli araç modeli).

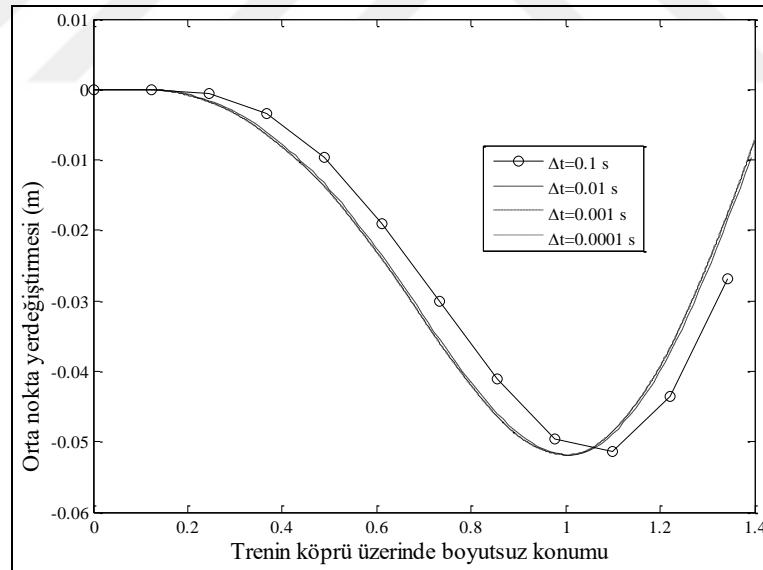
		Önerilen metod		
Δt (s)	RMS ($w_b(L/2, t)$)	Bağıl fark (%)	Çözüm zamanı (s)	Artış oranı (%)
10^{-1}	0.01198	---	0.797	---
10^{-2}	0.01206	%0.66	4.273	%435
10^{-3}	0.01209	%0.24	39.671	%842
10^{-4}	0.01210	%0.082	404.79	%936
FEM				
Δt (s)	RMS ($w_b(L/2, t)$)	Bağıl fark (%)	Çözüm zamanı (s)	Artış oranı (%)
10^{-3}	Kararsız çözüm	---	---	---
10^{-4}	Kararsız çözüm	---	---	---
10^{-5}	Kararsız çözüm	---	---	---
10^{-6}	0.01231	---	1697 s	---



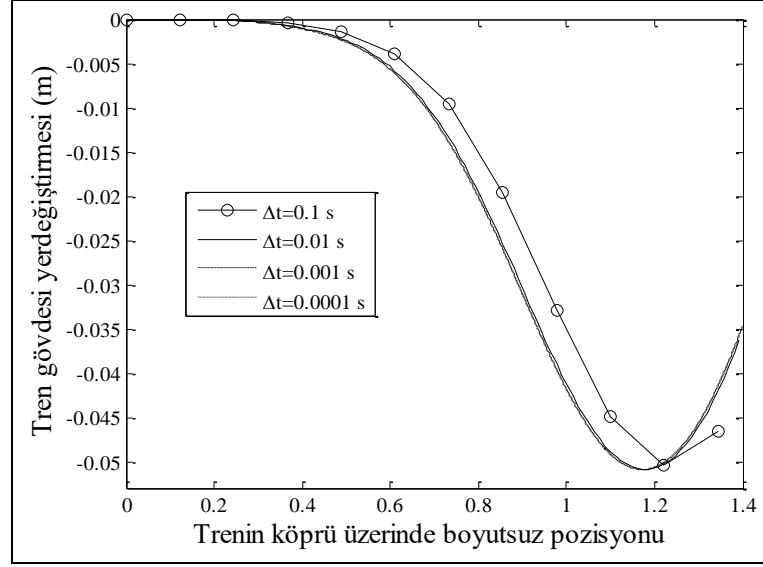
Şekil 5.2. Altı serbestlik dereceli yarım araç modeli için zaman adımı büyüklüğünün çözüm hassasiyeti üzerine etkisi; köprü kirişi orta noktası yer değiştirmesi (m).

Çizelge 5.2. Zaman adımı büyüklüğü Δt 'nin çözüm hassasiyetine etkisi ve önerilen metodun SEY ile karşılaştırılması (On serbestlik dereceli araç modeli).

		Önerilen metod		
Δt (s)	RMS($w_b(L/2,t)$)	Bağlı fark (%)	Çözüm zamanı (s)	Artış oranı (%)
0.1	0.02997	---	0.797	---
0.01	0.03078	%2.7	1.703	%113
0.001	0.03084	%0.19	10.845	%536
0.0001	0.03085	%0.03	102.434	%844
FEM				
Δt (s)	RMS($w_b(L/2,t)$)	Bağlı fark (%)	Solution time (s)	Artış oranı (%)
0.001	Kararsız çözüm	---	---	---
0.0001	Kararsız çözüm	---	---	---
0.00001	Kararsız çözüm	---	---	---
0.000001	0.03179	---	1928 s	---



Şekil 5.3. On serbestlik dereceli yarım tren modeli için zaman adımı büyüklüğünün çözüm hassasiyeti üzerine etkisi; köprü kiriş orta noktası yer değiştirmesi (m).



Şekil 5.4. On serbestlik dereceli yarım tren modeli için zaman adımı büyüklüğünün çözüm hassasiyeti üzerine etkisi; tren gövdesi dikey yer değiştirmesi (m).

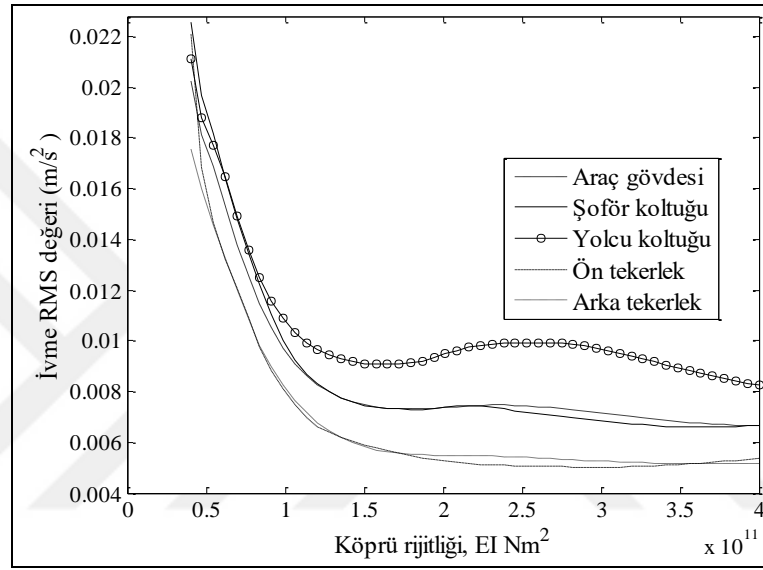
5.3. KÖPRÜ ESNEKLİĞİNİN ARAÇ DİNAMIĞI ÜZERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Araç ve köprü bütünleşik titreşimleri aracın köprüden geçişi esnasından birbirlerinden etkilenmektedir. Araç köprü üzerinde hareket halinde iken köprünün dinamik cevabını belirleyen iki sebep vardır. Bunlardan birincisi araç titreşimleri diğeri ise köprü yolunun pürüzlülüğüdür. Aynı şekilde köprü esnekliği ve köprü yolu pürüzlülüğünü de araç dinamiğini belirleyen iki etmendir. Aracın köprü üzerinde tekerleklerin temas noktasında oluşan çökme araç dinamiğini etkilemekte araçta oluşan statik ve dinamik yüklerde aynı anda köprüyü titreşmeye zorlamaktadır. Bu kısımda Çizelge 4.1 ile sunulan araç ve köprü parametreleri kullanılarak Şekil 2.7'de gösterilen altı serbestlik dereceli yarım araç fiziksel modeli ile farklı köprü esnekliğinin (EI) araç dinamiği üzerine etkisi araştırılmıştır. Aracın köprü üzerinde geçiş hızı $v=25$ m/s, farklı köprü esnekliği ($EI \text{ Nm}^2$) için denklem (3.13) ile verilen ifade çözülmüştür. Şekil 5.5 ve 5.6'da aracın ön-arka tekerleği, gövde, şoför ve yolcu koltuklarına ait sırasıyla ivmelenmeler ve yer değiştirmelerinin RMS değerleri köprü rijitliğine göre değişimi sunulmuştur. Şekil 5.5 ve 5.6'da görüldüğü gibi köprü rijitliğinin artması araç üzerinde oluşan ivmelenmelere ve yer değiştirmelere ait RMS değerlerinin giderek azalmasına neden olduğu görülmüştür. Köprü rijitliğinin artması

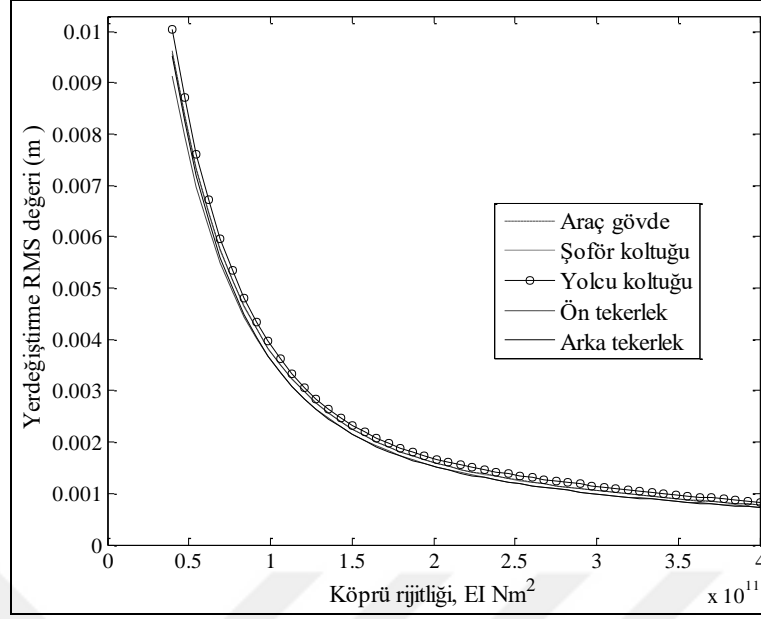
araç köprü üzerinde hareket ederken tekerleklerin temas noktalarında oluşan çökmelerin daha az olmasına neden olarak araç ile köprü arasındaki kontak kuvvetlerin azalarak araç titreşimlerinin azalmasına neden olmaktadır. Böylelikle araç üzerinde oluşan dinamik kuvvetler azalması aynı zamanda oluşan ivmelenmelerinde azalmasına neden olmuştur. Bu analizlerde köprü üzerinde asfalt kalitesini belirleyen yol pürüzlülük fonksiyonu dikkate alınmamıştır. Şekil 5.7’de üç farklı köprü esnekliği (EI 4×10^9 , 4×10^{10} , 4×10^{11}) modeli ile Çizelge 4.1’de verilen köprü ve araç parametreleri kullanılarak altı serbestlik dereceli yarım araç modeli için gerçekleştirilen simülasyon sonucu yolcu koltuğunda oluşan ivmelenmeler gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi daha esnek köprü modeli üzerinde geçen aracın yolcu koltuğunda meydana gelen ivmelenmeler daha rijit köprü modellerine göre fazla olmaktadır. Bu durum hem yolcu ve şoför konforu açısından hem de araç sürüş güvenliği açısından risk teşkil etmektedir. Çizelge 5.3’de BS 6841 standartlarına göre ivmelenme değerleri gösterilmiştir [105] . ISO 2631[106] standartlarına göre yolcu üzerine gelen ivmelenmelerin değeri $0,315 \text{ m/s}^2$ ’yi aşması durumunda yolcu açısından oldukça rahatsız edici etkileri olduğunu bildirmiştir. Şekil 5.7a’da üç farklı köprü esnekliği modelinde yalnızca $EI=4 \times 10^9 \text{ m/s}^2$ için ivmelenme değeri $0,315 \text{ m/s}^2$ ’yi geçmiştir. Şekil 5.7b-c’de sırasıyla araç gövdesinde ve arka aksta meydana gelen ivmelenme grafikleri gösterilmiştir. En esnek köprü modeli ($EI = 4 \times 10^9$) için buradaki ivmelenme değerleri sırasıyla $0,221 \text{ m/s}^2$ ve $0,201 \text{ m/s}^2$ ’dir. Bu grafiklerde de esnek köprü modeli üzerinde geçiş esnasında aracın gövdesinde ve akslarında oluşan ivmelenmelerin daha yüksek olduğu görülmektedir. İvmelenmelerin yüksek olması Newton’un ikinci kanunu gereği aracın üzerinde oluşan kuvvetlerinde büyük olmasına neden olmaktadır. Bu durum özellikle aracın aka ve süspansiyon sistemini oluşturan makine elemanlarının yorulma ömrünün azalmasına neden olmaktadır. Araç üzerinde oluşan kuvvetlerin analizi sonraki bölümlerde detaylı bir şekilde anlatılacaktır.

Çizelge 5.3. Sürüş konforu için kabul edilebilirlik seviyeleri.

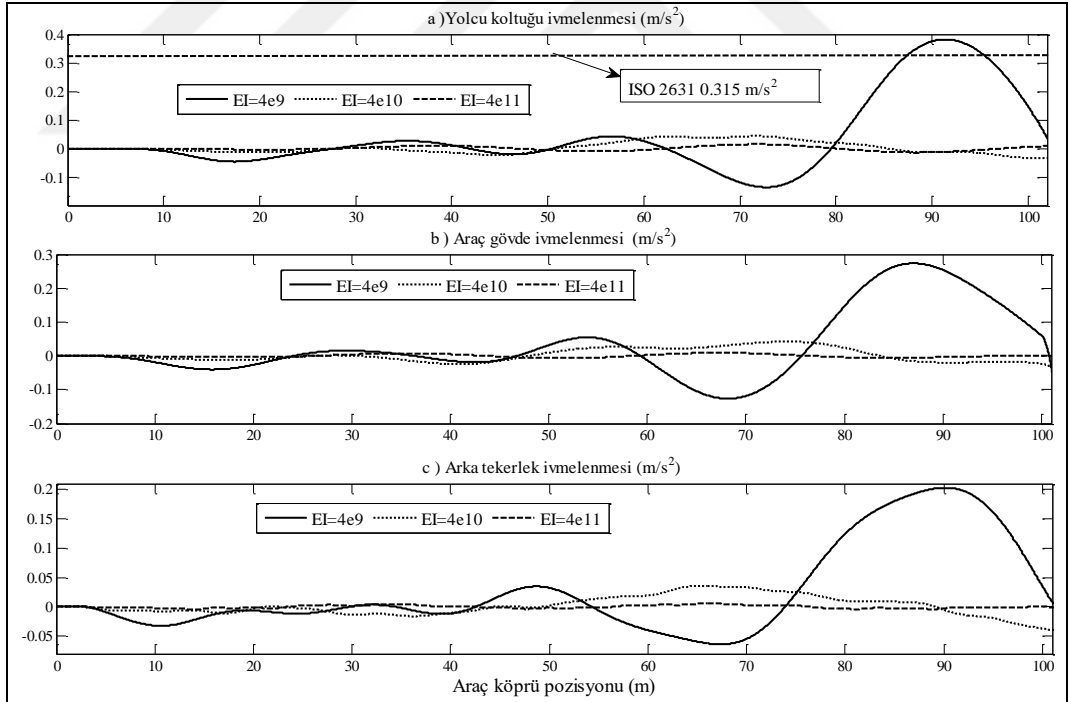
Aralık: dikey ivmelenme	
<0.315	Konforsuz değil
0.315-0.63	Az konforsuz
0.5-1	Biraz konforsuz
0.8-1.6	Konforsuz
1.25-2.5	Çok konforsuz
>2	Aşırı konforsuz



Şekil 5.5. Köprü rijitliğinin araç ivmelenmeleri üzerine etkisi (altı serbestlik araç modeli).



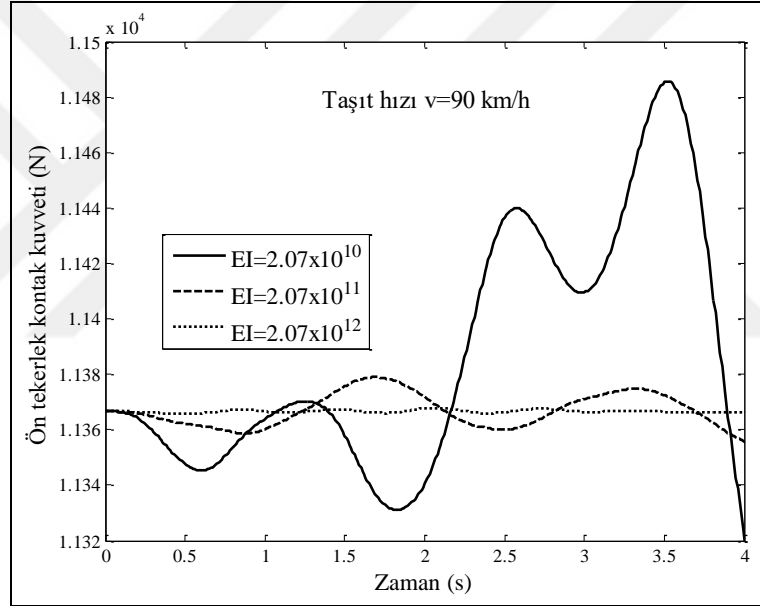
Şekil 5.6. Köprü rijitliğinin araç yer değıştirmesi üzerine etkisi (altı serbestlik araç modeli).



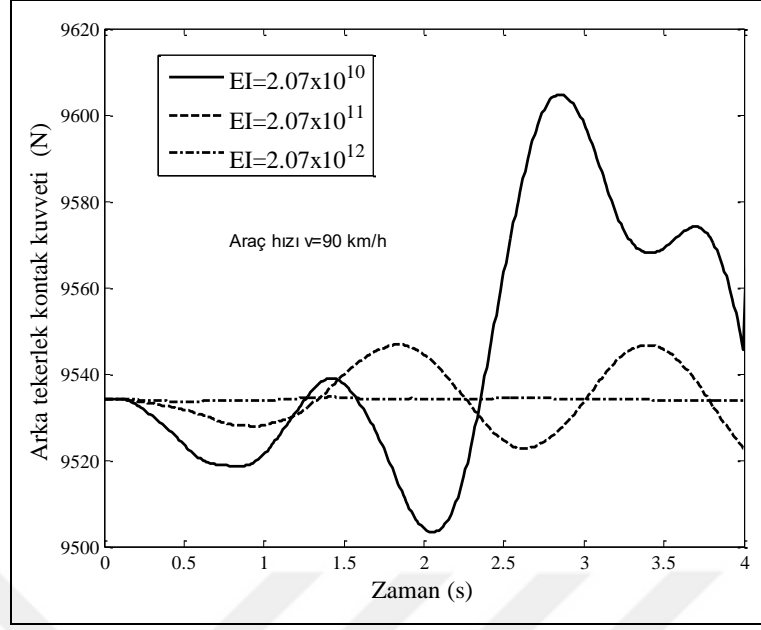
Şekil 5.7. Üç farklı köprü rijitliği (EI) için a-) araç yolcu koltuğu ivmelenmesi (m/s²) b-) araç gövde ivmelenmesi (m/s²) c-) araç arka aks ivmelenmesi (m/s²).

Köprü rijitliğinin araç bileşenleri üzerinde oluşan dinamik kuvvetler üzerine etkisini incelemek için Şekil 5.8-12 ile verilen grafikler incelenmiştir. Şekil 5.8 ve 5.9'da

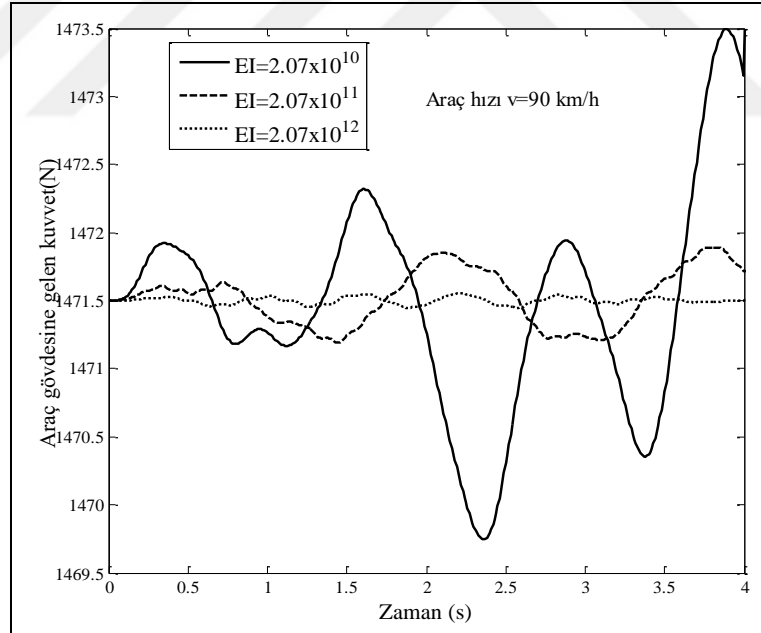
sırasıyla üç farklı köprü rijitliği ($EI=2,07 \times 10^{10}$, $2,07 \times 10^{11}$, $2,07 \times 10^{12}$) için ön ve arka tekerlek kontak kuvvetlerinin değişimi gösterilmiştir. Şekillerde görüldüğü gibi esnek yapının rijitliğinin azalması başka bir deyişle esnekliğinin artması tekerlek kontak kuvvetlerinin artmasına neden olmaktadır. Bu durumun nedeni denklem (3.42) ile verilen ön ve arka tekerlek kontak kuvvetlerine ait ifade içinde net anlaşılmaktadır. Köprü esnekliğinin artması tekerlek kontak noktalarındaki enine deformasyonların artmasına neden olmaktadır. Böylece tekerlek kontak kuvvetleri büyümektedir. Benzer ilişki Şekil 5.10'da verilen araç gövdesine etki eden dinamik kuvvetler ile Şekil 5.11 ve 12 de gösterilen sırasıyla yolcu ve şoför koltuğuna gelen dinamik kuvvetlerde de görülmektedir.



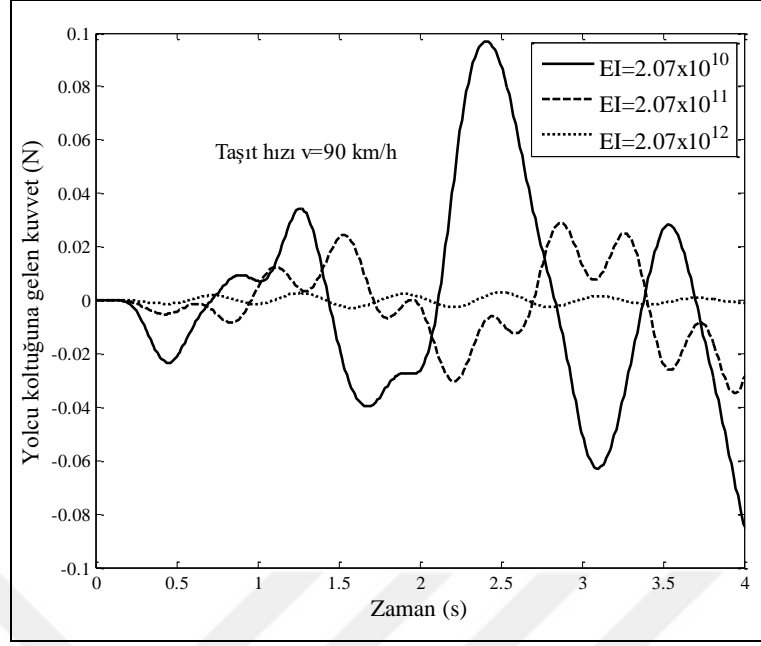
Şekil 5.8. Üç farklı köprü rijitliği (EI) için araç ön tekerlek kontak kuvvetlerinin değişimi.



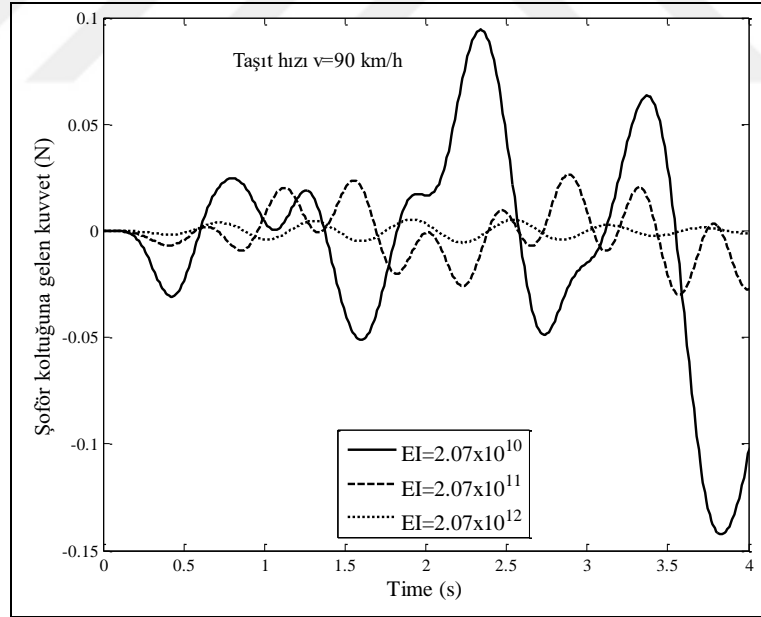
Şekil 5.9. Üç farklı köprü rijitliği (EI) için araç arka tekerlek kontak kuvvetlerinin değişimi.



Şekil 5.10. Üç farklı köprü rijitliği (EI) için araç gövdesine etki eden dinamik kuvvetlerin değişimi.



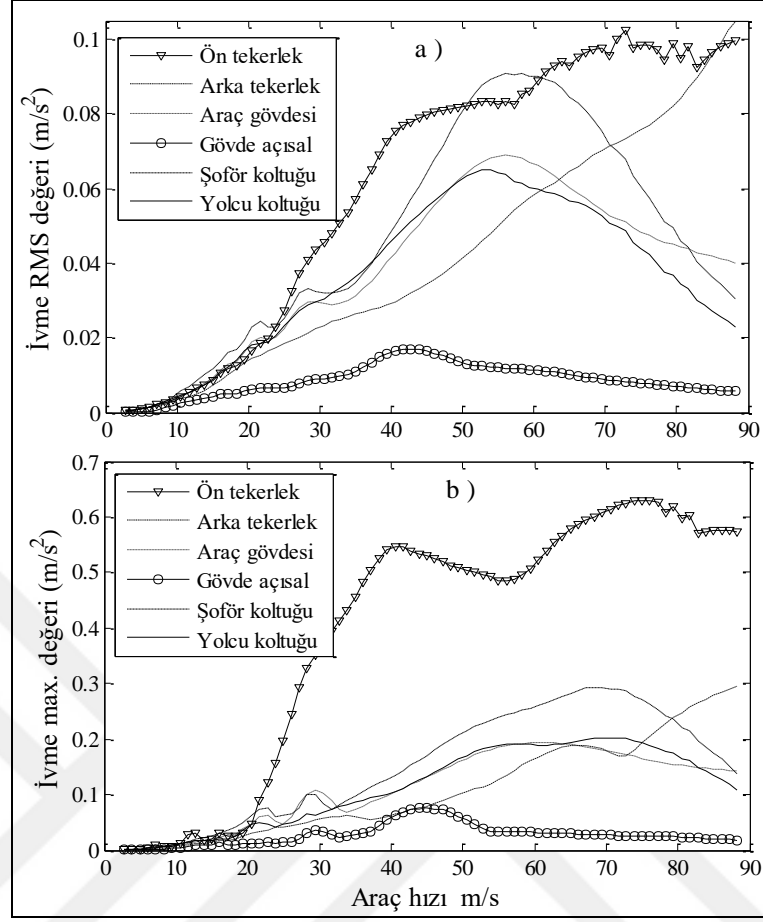
Şekil 5.11. Üç farklı köprü rijitliği (EI) için araç yolcu koltuğuna etki eden dinamik kuvvetlerin değişimi.



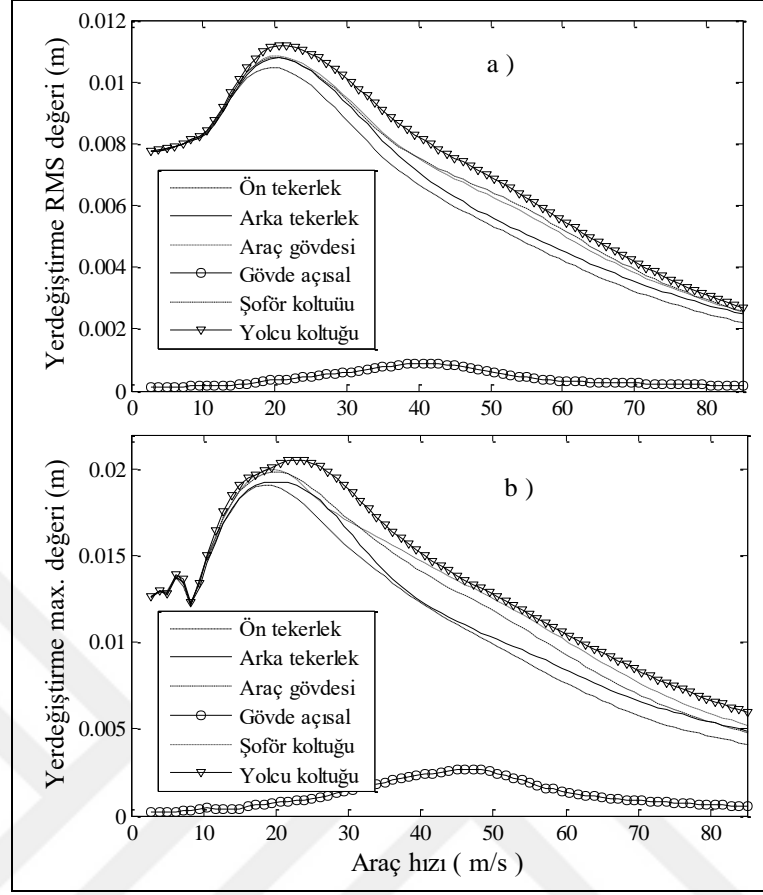
Şekil 5.12. Üç farklı köprü rijitliği (EI) için araç şoför koltuğuna etki eden dinamik kuvvetlerin değişimi.

5.4. ARAÇ SABİT KÖPRÜDEN GEÇİŞ HIZININ ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Şekil 5.13'de Çizelge 4.1'de verilen köprü ve araç parametreleri kullanılarak zaman Şekil 2.7'de gösterilen altı serbestlik dereceli basitleştirilmiş yarım araç modeli için aracın köprüden geçiş hızının araç üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Şekil 5.13a'da 3 m/s'den başlayarak 85 m/s'ye kadar 1,1 m/s artırımla farklı araç hızlarında aracın köprüden geçmesi sonucu araç ön ve arka aks, araç gövdesi, yolcu ve şoför koltuğunda meydana gelen ivmelenme vektörlerinin RMS değerleri alınarak elde edilen grafik gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü araç gövde açısız ivmelenmesine ait RMS değerleri 43,8 m/s'de en büyük değerinde olmakta bu hızdan sonra giderek azalmaktadır. Bu hız değeri daha önce hesaplanan köprü kirişinin birinci doğal frekansına denk gelen kritik hız $v_{kr1}=42,15$ m/s'ye oldukça yakın bir hızdır. Aracın ön-arka aks, yolcu-şoför koltuğu ve gövdesinde oluşan ivmelenmelerin de yaklaşık olarak bu hız civarından sonra giderek azaldığı görülmektedir. Şekil 5.13b'de aynı analiz ivmelenme vektörlerinin maksimum değeri alınarak elde edilen grafik gösterilmiş ve sonuçların benzer olduğu görülmüştür. Araç ön tekerleğin maksimum ivmesi 40,95 m/s'de yerel maksimum değerine ulaşmış bu değer köprü temel frekansına ait kritik hız değerine oldukça yakındır. Şekil 5.14a'da aracın ön-arka aks, yolcu-şoför koltukları ve gövdede meydana gelen yer değiştirme vektörünün RMS değeri gösterilmiştir. Şekil 5.14b'de ise bu vektörlerin maksimum değerleri alınarak çizdirilen grafiğe yer verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi maksimum yer değiştirme daha önce Şekil 5.13'de açıkladığımız maksimum ivmelenmenin olduğu köprü kirişinin birinci doğal frekansına ait kritik hızdan daha düşük hızda meydana gelmektedir. Bu durum araç üzerinde oluşan maksimum yer değiştirmeler ile maksimum ivmelenmelerin farklı hızlar da olduğu göstermektedir. İvmelenme özellikle günümüzde yüksek hızlı trenler için bir konfor parametresidir. Bununla birlikte yer değiştirme özellikle tekerleğin köprü yüzeyindeki temasının kaybolmaması için bir güvenlik kriteridir.

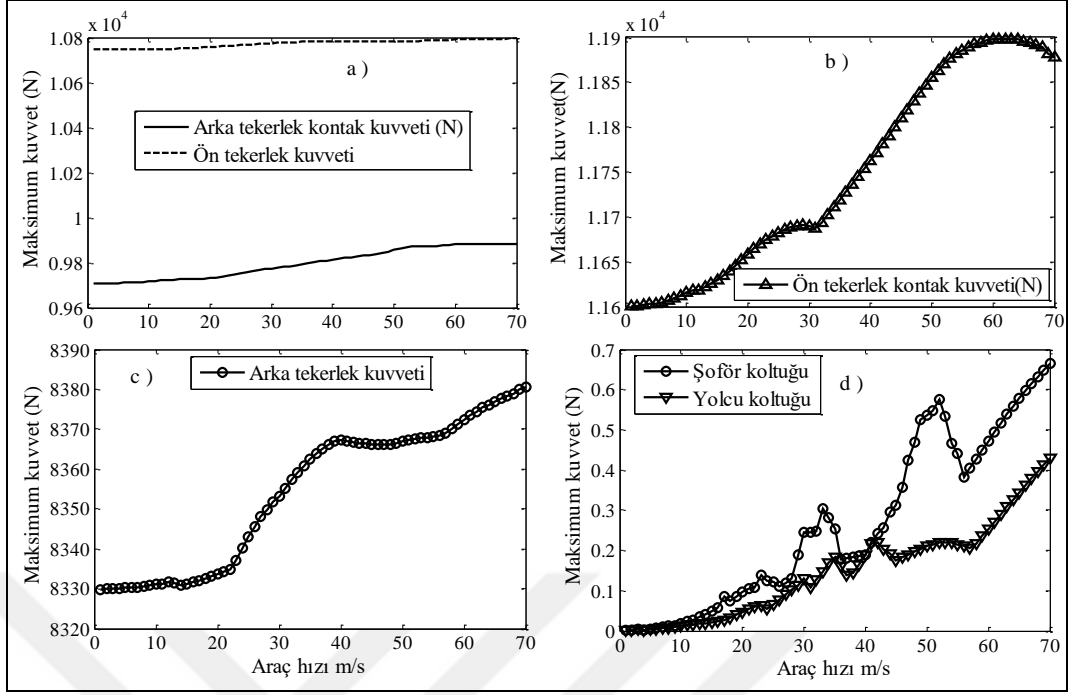


Şekil 5.13. Altı serbestlik dereceli yarım araç modeli için araç hızının a-) ivmelenmeler üzerine etkisi (m/s^2) b-) yer değiştirmeler üzerine etkisi (m).



Şekil 5.14. Altı serbestlik dereceli yarım araç modelinde araç hızının a-) ivmelenmeler üzerine etkisi (m/s²) b-) yer değiştirmeler üzerine etkisi (m).

Şekil 5.15a-d'de aracın köprüden geçiş hızı 2 m/s'den 70 m/s'ye kadar 2 m/s aralıkla artırılarak araç ön-arka tekerlek temas noktası, ön-arka aks, yolcu ve şoför koltuklarına gelen maksimum kuvvetlerin değişimini göstermektedir. Bu analiz köprü yüzeyi üzerindeki pürüzlülük hesaba katılmadan gerçeleştirilmiştir. Şekil 5.15a-d'de görüldüğü gibi aracın köprüden geçiş hızının artması araca etki eden dinamik kuvvetlerinde artmasına neden olmuştur.



Şekil 5.15. Aracın köprüden sabit geçiş hızının araç üzerine etki eden dinamik kuvvetler üzerine etkisi; a-) Arka tekerlek kontak kuvveti ve ön tekerleğe etki eden kuvvet, b-) Ön tekerlek kontak kuvveti, c-) Arka tekerlek kuvveti, d-) Yolcu ve şoför koltuğuna etki eden dinamik kuvvetler.

5.5. YOL PÜRÜZLÜLÜK FONKSİYONUNUN ARAÇ VE KÖPRÜ DİNAMIĞI ÜZERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Daha önce açıkladığımız gibi araç dinamiğinin etkilendiği başlıca iki parametre vardır. Bunlar köprü esnekliği ve yol pürüzlülüğüdür. Bu kısımda köprü yüzeyindeki yol pürüzlülük fonksiyonunun araç dinamiği üzerindeki etkisi farklı araç hızları göz önünde bulundurularak özellikle araç bileşenlerinin maksimum ivmelenmeleri açısından incelenmiştir. Bu kısımda yol pürüzlülük fonksiyonunun araç dinamiği üzerine etkisi rastgele ve rastgele olmayan yol pürüzlülüğü olmak üzere iki kısımda ele alınarak detaylı bir şekilde incelenmiştir.

5.5.1. Rastgele Düzensizliklerin Araç Dinamiği Üzerine Etkisi

Yol pürüzlülük profili ISO-8608 [107] standartlarına göre GSY fonksiyonunun yer değiştirme cinsinden, farklı yol sınıfları için oluşturulan ve Çizelge 5.4'de verilen

[80] yol indeksleri dikkate alınarak MATLAB ortamında simule edilmiştir. ISO her ayrı sınıf yol için, o yol profine ait GSY değerini kullanarak sekiz ayrı asfalt yol kalitesi sınıfı (A,B,C,D,E,F,G,H) önermiştir. Burada A sınıfı en iyi yolu H ise yol pürüzlülüğü açısından en kötü yolu temsil etmektedir. Bu çalışmada sadece ilk üç sınıf (A,B,C) değerlendirilmiştir.

Çizelge 5.4. ISO-8608 standartlarına göre $G_d(n_0)$ değerleri.

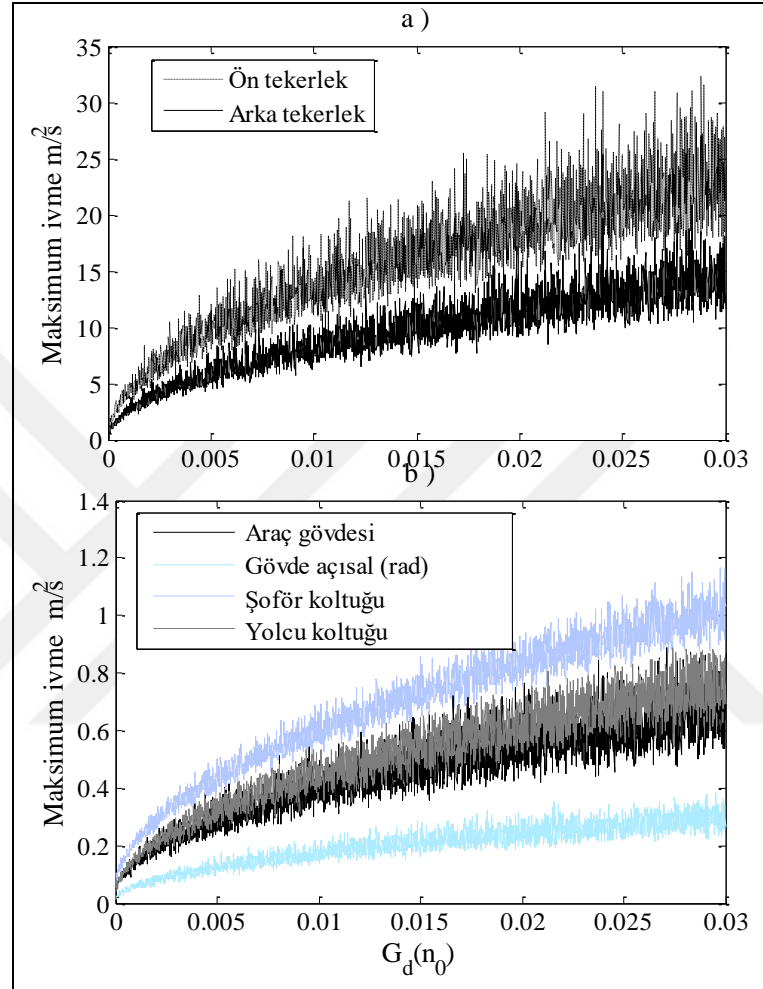
	$G_d(n_0) (10^{-6} \text{ m}^3)$		$G_d(\Omega_0) (10^{-6} \text{ m}^3)$	
	Alt limit	Üst limit	Alt limit	Üst limit
A (çok iyi)	-	32	-	2
B (iyi)	32	128	2	8
C (ortalama)	128	512	8	32
D (kötü)	512	2048	32	128
E (çok kötü)	2048	8192	128	512
F	8192	32768	512	2048
G	32768	131072	2048	8192
H	131072	-	8192	-
$n_0=0.1$ devir/m			$\Omega_0=1$ rad/m	

Bu kısımda köprü yüzeyindeki asfalt kalitesini temsil eden yol pürüzlülüğünün araç dinamiği üzerine etkisi incelenmiştir. Analiz için kısım 3.7.1’de verilen parametreler $n_{max}=5$ çevrim/m, $n_{min}=4$ çevrim/m, frekans adım sayısı $N=1000$, n_{max} ve n_{min} arasındaki frekans adımı $\Delta n=10^{-3}$ çevrim/m olarak alınmıştır.

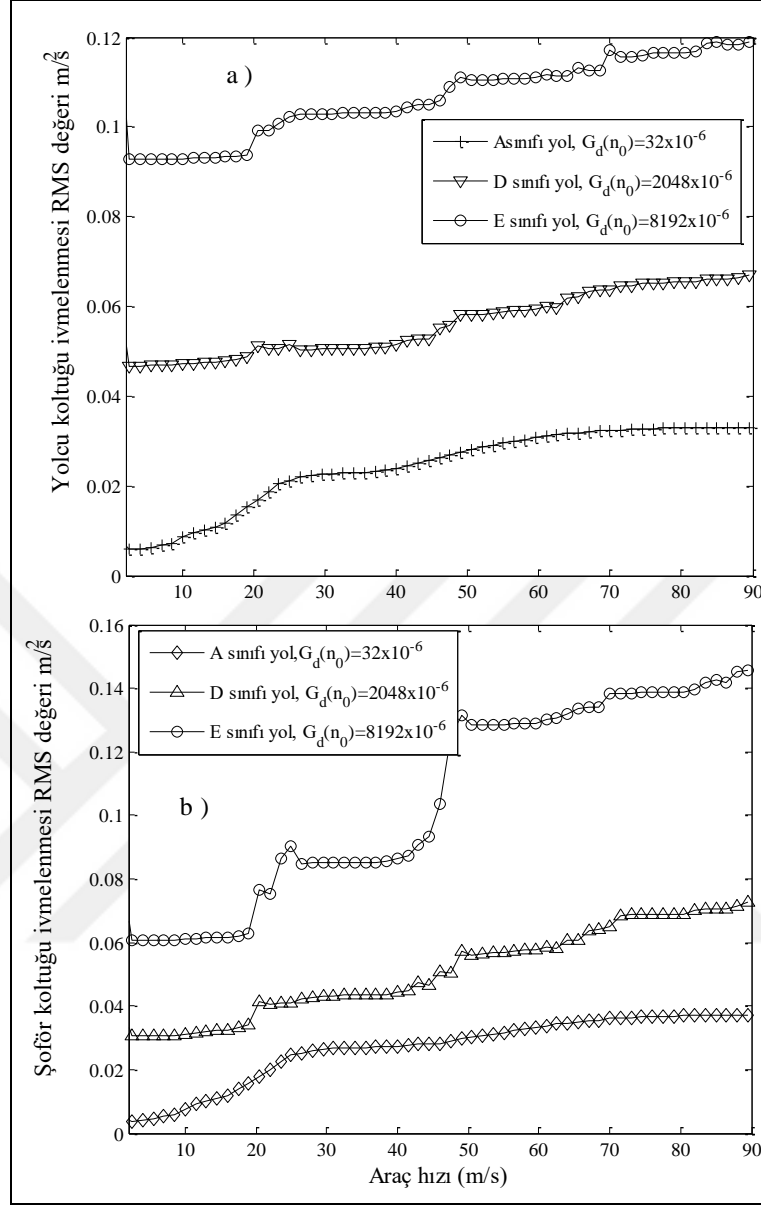
Şekil 5.16’da denklem (3.37)’de verilen $G_d(n_0)$ değerine bağlı olarak araç ön-arka aks, gövde ve yolcu-şoför koltukları dikey ivmelenmeleri gösterilmiştir. Çizelge 5.4’de bu değerlerin büyümesinin yol sınıfının A’dan H’ye doğru giderek kötüleştiği ifade edilmektedir. Şekil 5.16’da görüldüğü gibi $G_d(n_0)$ değerinin büyüyerek araç üzerinde oluşan ivmelenmelerin artmasına neden olmuştur.

Şekil 5.17’de araç hızı 2 m/s den 90 m/s’ ye kadar araç hızı 1 m/s’lik aralıkla artırılarak sırasıyla yolcu ve şoför koltuğu dikey ivmelenmelerinin RMS değerleri üç farklı yol sınıfı (A, D,E) için gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi aracın hızı arttıkça üç farklı yol sınıfı içinde ivmelenme değerleri artmıştır. Yolcu ve şoför

koltuğundaki en düşük ivmelenme A sınıfında en yüksek ivmelenme ise E sınıfında oluşmuştur. Burada verilen sonuçlar köprü üzerinden yalnızca bir aracın geçtiği durum için verilmiştir.



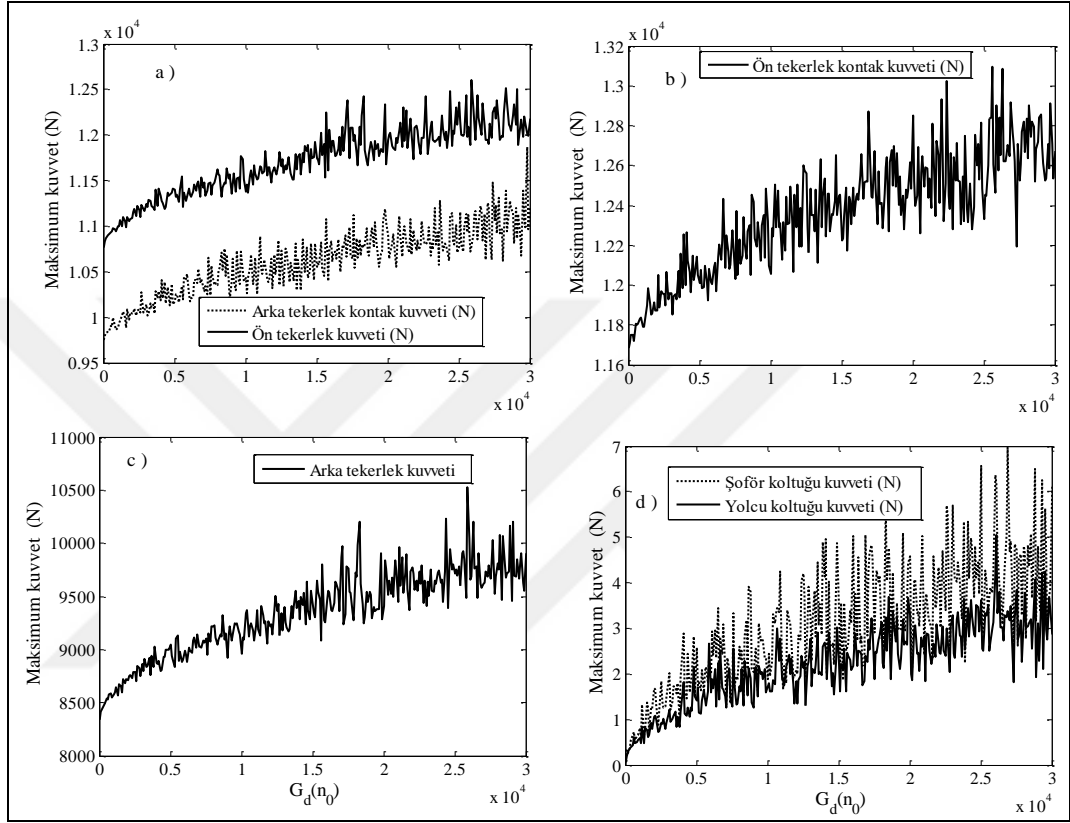
Şekil 5.16. $G_d(n_0)$ parametresinin araç maksimum ivmelenmeleri üzerine etkisi, a-) Ön ve arka tekerlek ivmelenmeleri, b-) Araç gövde dikey, açısai ivmelenmesi ile yolcu ve şoför koltuğu dikey ivmelenmeleri (m/s^2).



Şekil 5.17. Aracın köprüden sabit geçiş hızının farklı yol kalite sınıfları için araç ivmelenmeleri üzerine etkisi, a-) Yolcu koltuğu ivmelenmelerinin RMS değeri, b-) Şoför koltuğu ivmelenmeleri RMS değeri.

Şekil 5.18a-d'de yol pürüzlülüğü için denklem (3.37)'de verilen $G_d(n_0)$ katsayısına bağlı olarak araca gelen maksimum dinamik kuvvetlerin değişimi gösterilmiştir. Bu analizde aracın köprüden geçiş hızı sabit ve $v=25$ m/s olarak alınmıştır. Tekerlek temas noktasındaki yer değiştirme $y_c = w_b(x,t) + r(x)$ ile ifade edilir. Bu yüzden $G_d(n_0)$ artması $r(x)$ değerini artırarak tekerlek ile köprü yüzeyi arasındaki yer değiştirme y_c 'yi artırır. Bu değer artması kontak kuvvetlerinin aşırı yükselerek araç dinamik kuvvetlerinin büyümesine neden olmaktadır. Şekil 5.18d'de görüldüğü gibi şoför

koltuğunda oluşan dinamik kuvvet yolcu koltuğunda oluşan dinamik kuvvetten daha fazladır. Bu durumun nedeni sırasıyla şoför ve yolcu koltuklarının aracın gövde ağırlık merkezine olan uzaklıkları d_1 ve d_2 değerlerinin farklı olmasından kaynaklanmaktadır.

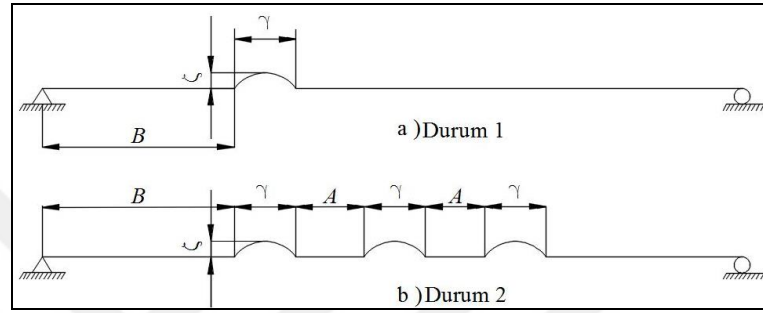


Şekil 5.18. $G_d(n_0)$ katsayısının araç dinamik kuvvetler üzerine etkisi, a-) Arka tekerlek kontak kuvveti ve ön tekerlek kuvveti, b-) Ön tekerlek kontak kuvveti, c-) Arka tekerlek kuvveti, Yolcu ve şoför koltuklarına etki eden dinamik kuvvetler (N).

5.5.2. Rastgele Olmayan Düzensizliklerin Araç Dinamiği Üzerine Etkisi

Rastgele olmayan pürüzlülüklerin araç dinamiği üzerine etkisini araştırmak için Çizelge 5.5’de verilen iki durum ele alınmıştır. Durum 1’de düzensizliğin pozisyonu köprü sol ucundan 12,5 m, oluşturulan tümseğin yüksekliği 8,5 cm tümseğin genişliği 0.5 m için simülasyon gerçekleştirilmiştir. Durum 2’de ise peş peşe üç tane tümseğin aralarına 1 m mesafe konularak araç hızı $v=25$ m/s, çözüm zaman adım büyüklüğü $\Delta t=0.001$ s, köprü mod sayısı $n=4$ için analiz gerçekleştirilmiştir. Bu

parametrelere göre durum 1 için ön tekerleğin tümseğe girme zamanı B/v ile 0,5 s, arka tekerleğin birinci tümseğe girme zamanı $(B+a_1+a_2)/v$ ile 0,6194 s olarak belirlenmiştir. Durum 2 için ön ve arka tekerleğin ikinci tümseğe giriş zamanları sırasıyla 0,56 s ve 0,6794 s. Ön ve arka tekerleklerin üçüncü tümseğe giriş zamanları da sırasıyla 0,62 s ve 0,7394 s olarak belirlenmiştir. Şekil 5.19’da rastgele olmayan yol düzensizliği için verilen durum 1 ve 2 modelleri gösterilmiştir.



Şekil 5.19. Rastgele olmayan düzensizliklerin araç dinamiği üzerine etkisinin incelenmesi, a-) Durum 1, b-) Durum 2.

Çizelge 5.5. Rastgele olmayan yol düzensizlikleri için bu çalışmada kullanılan parametreler.

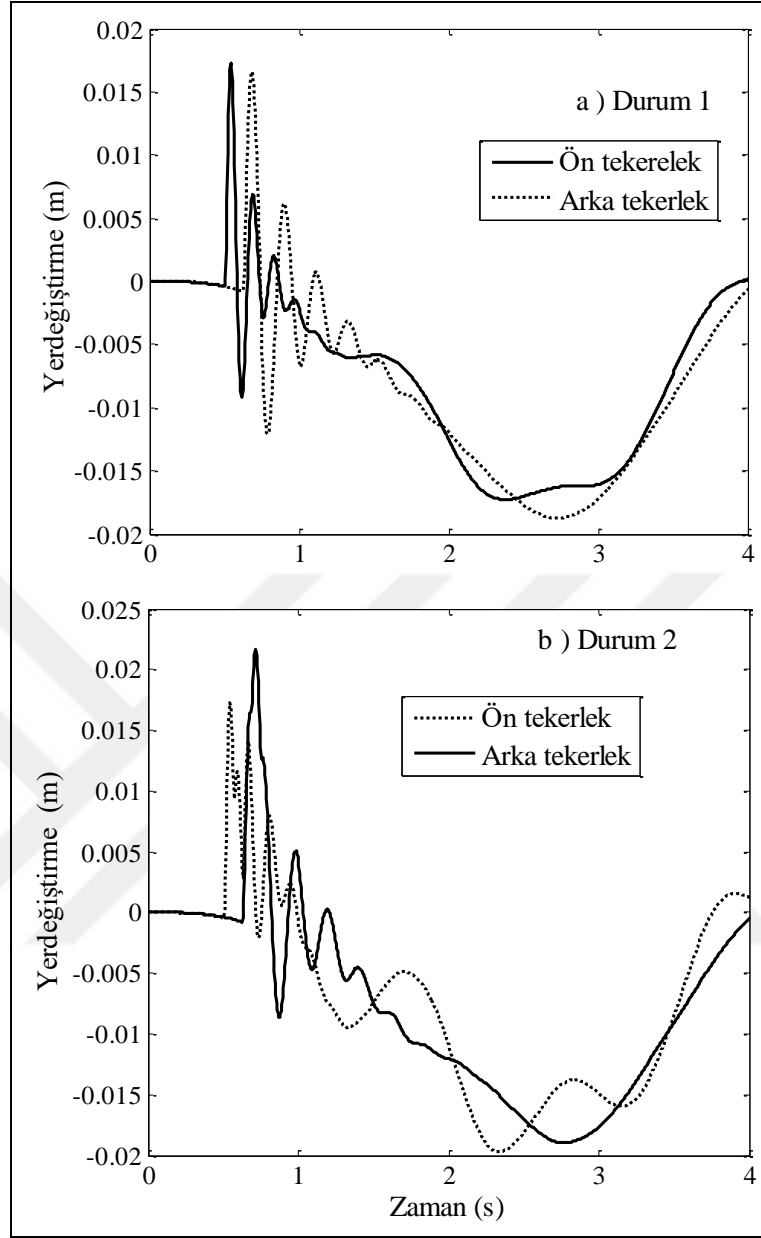
	Durum 1	Durum 2
A (m)	0	1
B (m)	12,5	12,5
ζ (m)	0,085	0,085
γ (m)	0,5	0,5
N_i	1	3

Şekil 5.20a’da durum 1 için ön ve arka aksın yer değiştirmelerini göstermiştir. Şekilde görüldüğü gibi ön ve arka tekerleğin tam tümsekten geçtiği anda yer değiştirmeler 15 mm kadar çıkmıştır. Şekil 5.20b’de ise durum 2 için gerçekleştirilen simülasyon grafiği gösterilmiştir. Burada ön ve arka aksın peş peşe üç tümsekten geçmesi durumunda oluşan titreşim dalgalarının üs tüste binmesi sonucu oluşan yer değiştirme 22 mm’ye kadar yükselmiştir. Peş peşe tümsekler ilk duruma göre yer değiştirmeyi %46 artırmıştır.

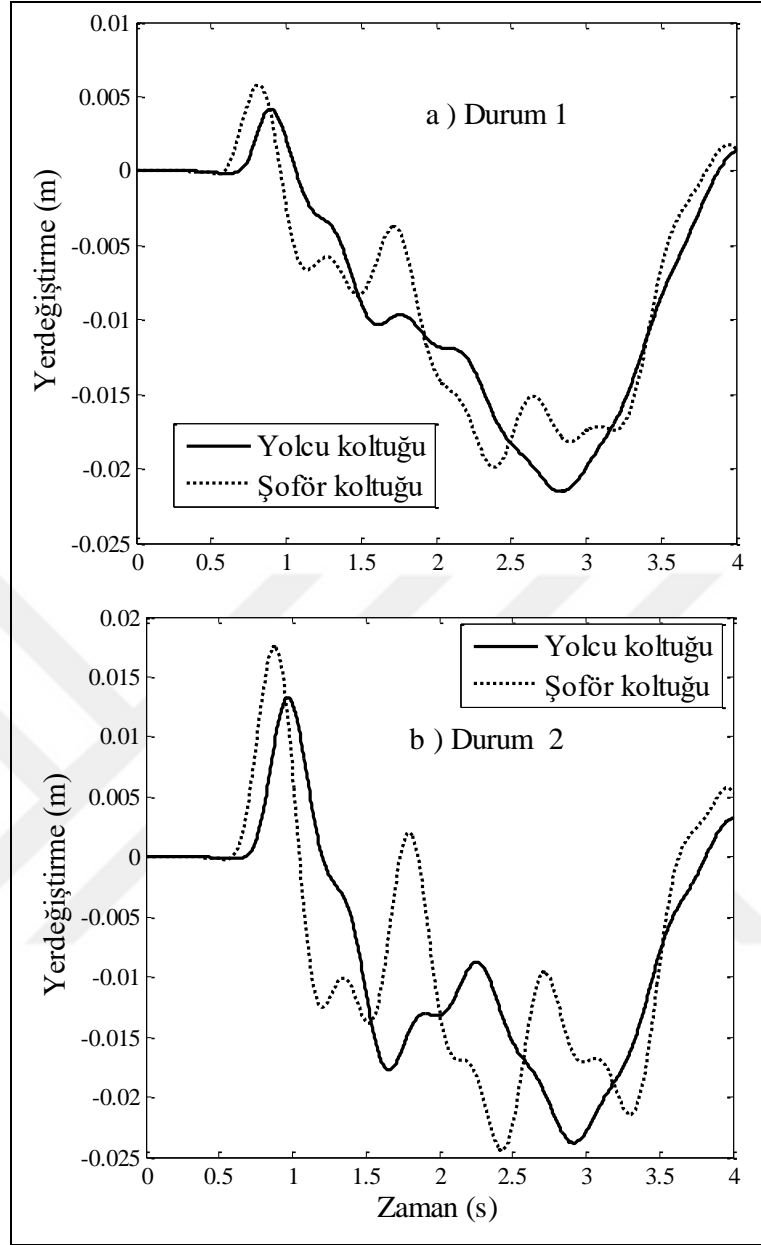
Şekil 5.21’de ise aynı parametreler kullanılarak gerçekleştirilen analiz sonucu şoför ve yolcu koltuğu yer değiştirmeleri gösterilmiştir. Şekil 5.21a’da durum 1 için gerçekleştirilen analiz sonucu şekilde görüldüğü gibi aracın tümsekten geçişi sırasında şoför koltuğunda 5mm yer değiştirme oluşmuştur. Aynı analiz durum 2 için gerçekleştirildiğinde ise peş peşe üç tümsekten geçilmesi sonucu şoför koltuğunda oluşan yer değiştirme 18 mm olmuştur. Görüldüğü gibi ikinci durumda oluşan yer değiştirme %360 olmuştur.

Şekil 5.22a’da durum 1 için gerçekleştirilen analiz sonucu şoför ve yolcu koltuğunda oluşan ivmelenme gösterilmiştir. Araç ön ve arka aksı tümseğe girdiği anda oluşan ivmeler $0,38 \text{ m/s}^2$ değerine ulaştığı görülmüştür. Bu değer ISO 2631 standartlarının verdiği üst limit olan $0,315 \text{ m/s}^2$ ’yi aşmış olup yolcu konforunu olumsuz etkilemektedir. Şekil 5.22b’de ise Durum 2 için gerçekleştirilen analiz sonucu elde edilen yolcu ve şoför koltuğu ivmelenmelerini gösteren grafik sunulmuştur. Aracın ön ve arka aksının 1 m aralıklarla yerleştirilen üç tümsekten geçmesi sonucu $0,61 \text{ m/s}^2$ ’ye çıkmıştır. Bu ivme değeri Çizelge 5.3 ile verilen standartlara göre az konforlu sınıfına girmektedir.

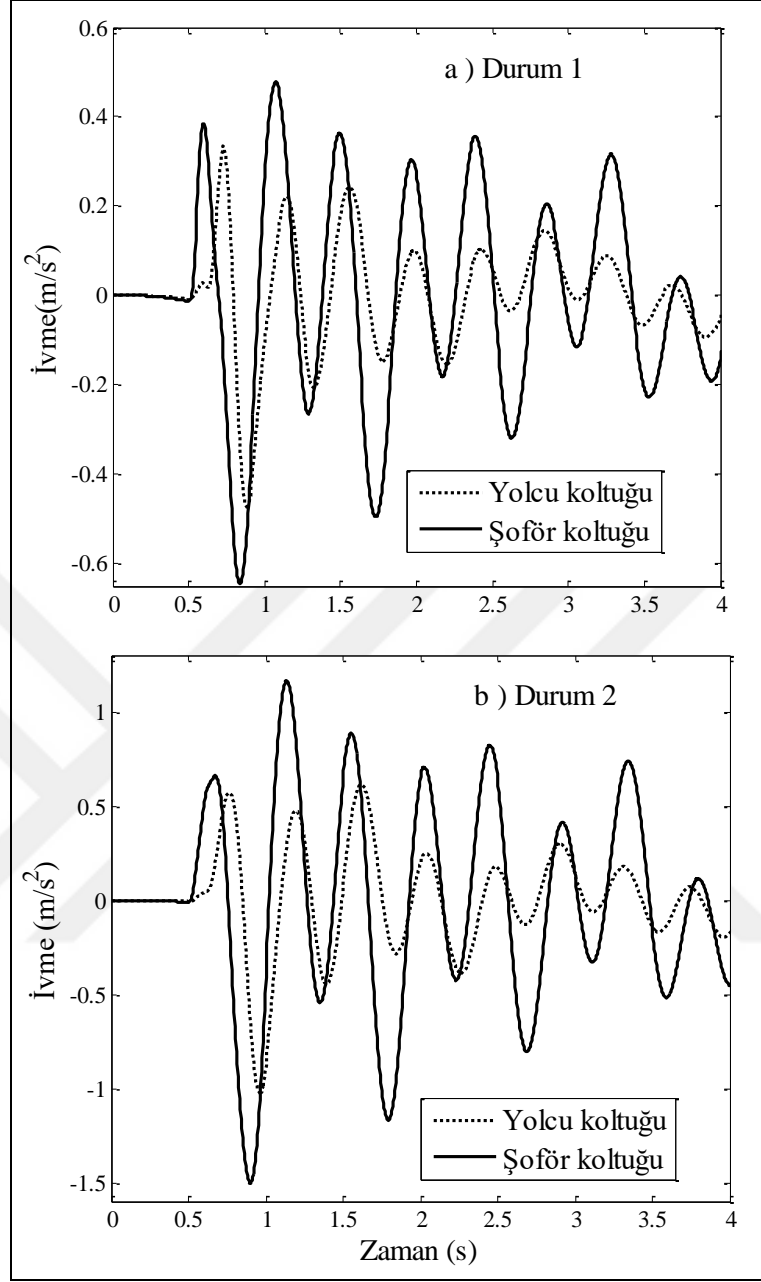
Şekil 5.23’de ise oluşturulan tümseğin yüksekliğinin (ζ) şoför ve yolcu koltuğu ivmelenmelerine etkisi incelenmiştir. Şekil 5.23a’da durum 1 için üç farklı tümsek yüksekliğinin ivmelenmeler üzerine etkisi sunulmuştur. Şekilde görüldüğü gibi durum 1 için 1cm, 4 cm ve 7cm yükseklikler için yolcu koltuğunda oluşan ivmelenmeler sırasıyla $0,028 \text{ m/s}^2$, $0,146 \text{ m/s}^2$ ve $0,272 \text{ m/s}^2$ olarak elde edilmiştir. Görüldüğü gibi tümsek yüksekliği arttıkça oluşan ivmelenmelerde artmıştır. Fakat oluşan bu ivmelenmelerin yolcu konforu açısından ISO 2631 standartları limit değerini aşmamaktadır. Şekil 5.23b’de ise durum 2 için aynı analiz gerçekleştirilmiştir. Tümsek yüksekliği 1cm, 4 cm ve 7 cm için oluşan ivmelenmeler sırasıyla $0,055 \text{ m/s}^2$, $0,258 \text{ m/s}^2$ ve $0,462 \text{ m/s}^2$ olarak elde edilmiştir. Görüldüğü gibi ikinci durumda sadece 7 cm tümsek için ISO 2631 ile belirlenen $0,315 \text{ m/s}^2$ limit değerini aşmıştır.



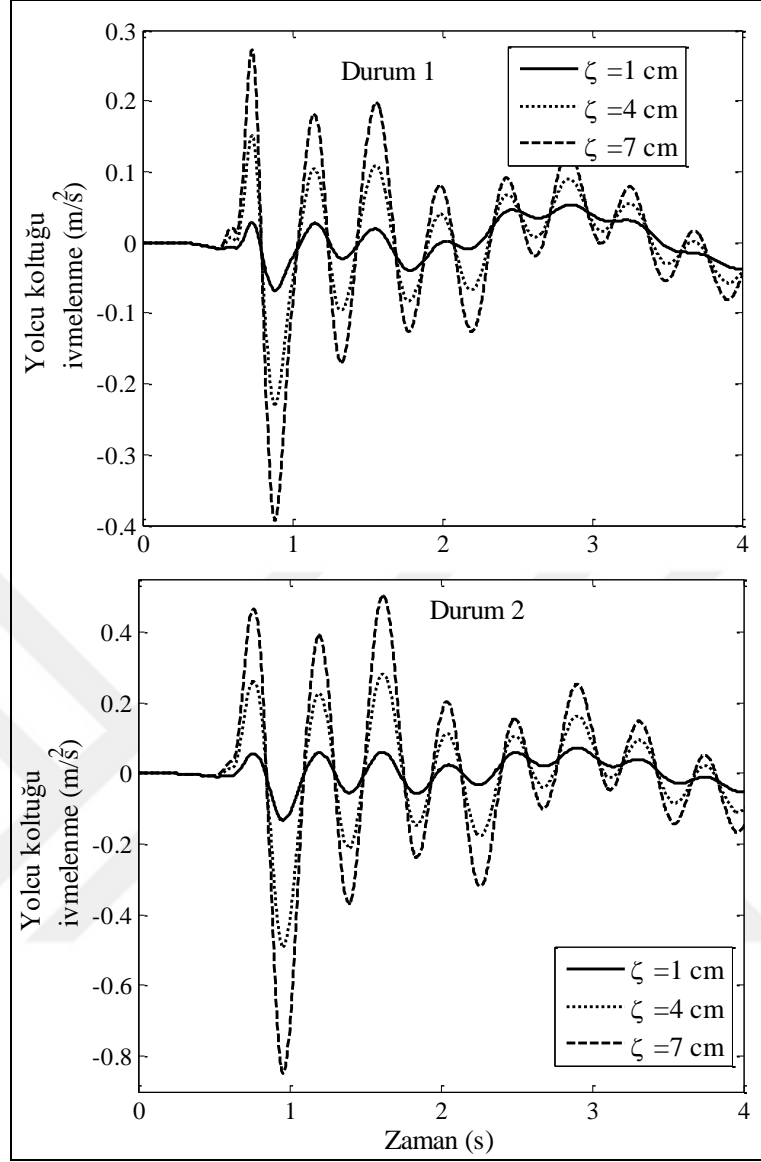
Şekil 5.20. Rastgele olmayan yol düzensizliklerin araç ön ve arka tekerlek dikey yer değiştirmeleri üzerine etkisi, a-) Durum 1, b-) Durum 2.



Şekil 5.21. Rastgele olmayan yol düzensizliklerin araç yolcu ve şoför koltukları dikey yer değiştirmeleri üzerine etkisi, a-) Durum 1, b-) Durum 2.



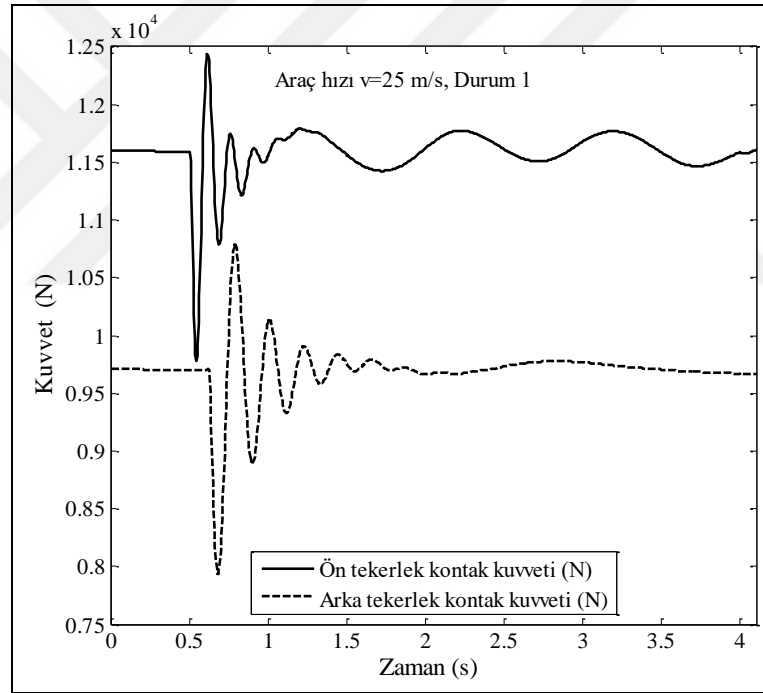
Şekil 5.22. Rastgele olmayan yol düzensizliklerin araç yolcu ve şoför koltukları dikey ivmelenmeleri üzerine etkisi, a-) Durum 1, b-) Durum 2.



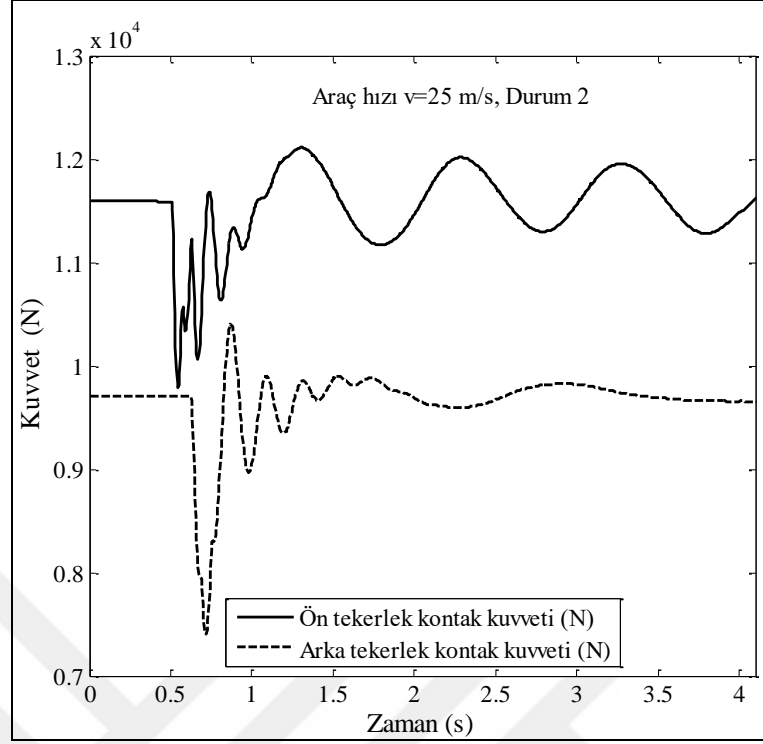
Şekil 5.23. Tümsek yüksekliğinin araç yolcu koltuğu dikey ivmelenmeleri üzerine etkisi, a-) Durum 1, b-) Durum 2.

Şekil 5.24-40'da rastgele olmayan yol düzensizliklerin araç bileşenleri üzerinde oluşan dinamik kuvvetler üzerine etkisi gösterilmiştir. Şekil 5.24'de araç ön ve arka tekerlek kontak kuvvetlerinin araç hızı $v=25$ m/s alınarak durum 1 için analiz sonuçları gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi altı serbestlik dereceli yarım araç modeli için ön tekerlek tümseğe tam 0,5 s'de temas etmiştir. Bu andan itibaren kontak kuvvetleri dalgalanmalar meydana gelmektedir. Zeminden araca iletilen kuvvet yukarı yönlü tekerlek kontak bölgelerindeki statik yükler ise aşağı yönlü olduğunda oluşan kuvvetler önce azalmakta, tümseğin genişliği 0,5 m olduğundan 0,02 s sonra araç tümsekten çıkmış oluyor. Araç tümsekte iken hem tümseğin

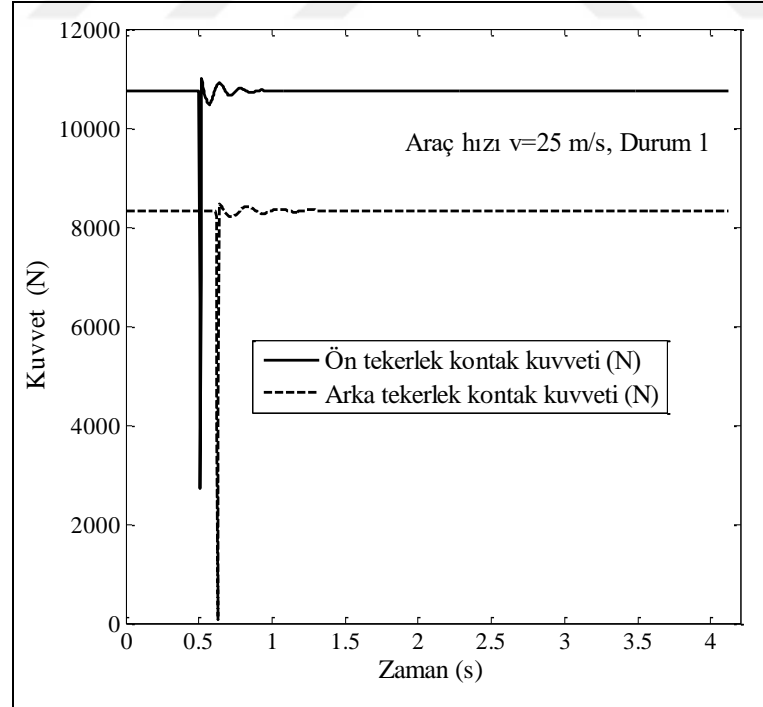
eğiminden kaynaklı hem de köprünün esnekliğinden kaynaklı titreşim yapmaktadır. Fakat tümsekten çıktıktan sonra sadece köprünün esnekliğinden kaynaklı titreşim yapmaktadır (0.52 s'den sonra). Şekil 5.24'de görüldüğü gibi arka tekerleğin tümseğe girme zamanı 0,6194 s'de gerçekleşmiştir. Yaklaşık 0,02 s sonra arka tekerlekte tümseği terk etmiştir. Şekil 5.25'de ise aynı analizin peş peşe aralarında belirli bir mesafenin tanımlandığı durum 2 için gerçekleştirilmiştir. Şekil 5.26 ve 27'de sırasıyla durum 1 ve 2 için ön ve arka tekerleklere etki eden dinamik kuvvetler gösterilmiştir. Şekil 5.28'de ise durum 1 ve 2 için araç gövdesine etki eden dinamik kuvvetler beraber gösterilmiştir. Şekil 5.29 ve 5.30'da ise yolcu ve şoför koltuklarına etki eden dinamik kuvvetlerin rastgele olmayan yol düzensizliklerinden etkisi durum 1 ve 2 için sırasıyla gösterilmiştir.



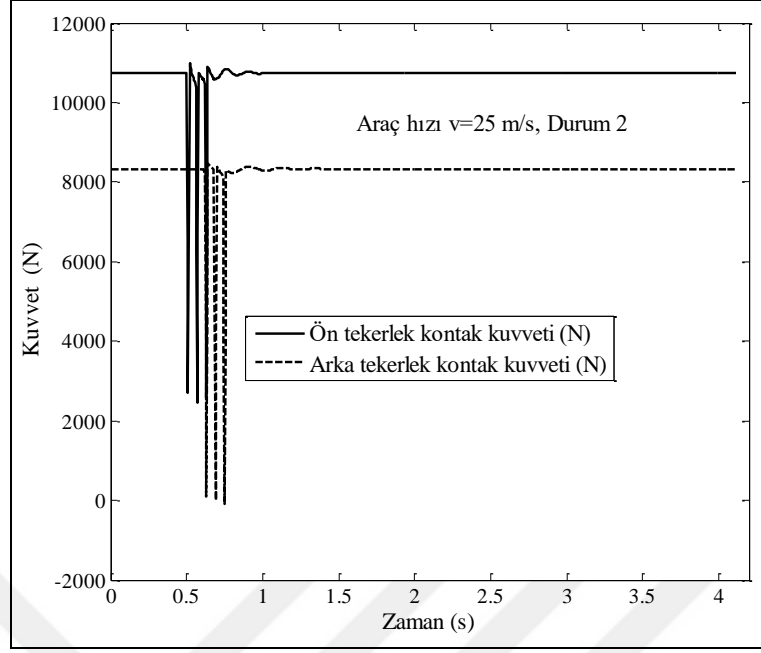
Şekil 5.24. Rastgele olmayan yol düzensizliklerinin araç ön ve arka tekerlek kontak kuvvetleri üzerine etkisi; durum 1.



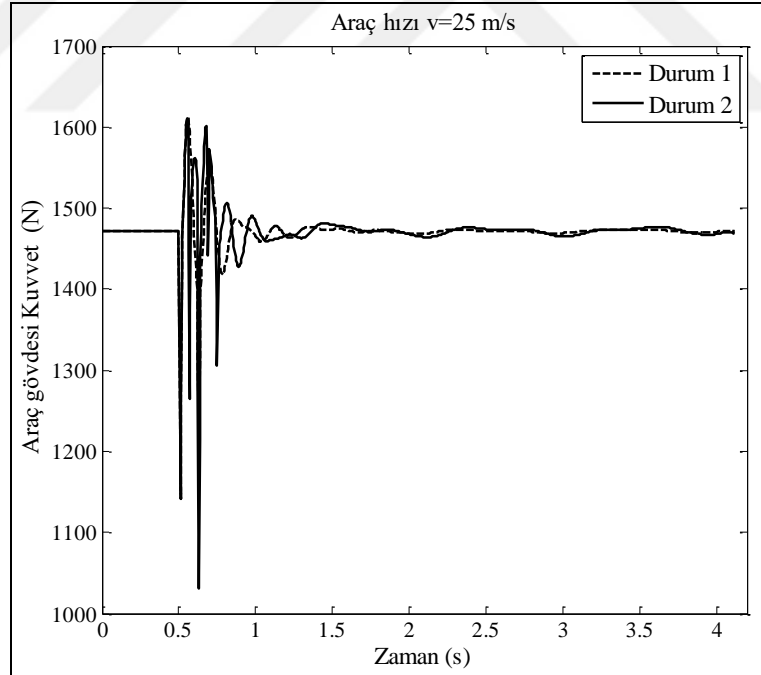
Şekil 5.25. Rastgele olmayan yol düzensizliklerin araç ön ve arka tekerlek kontak kuvvetleri üzerine etkisi; durum 2.



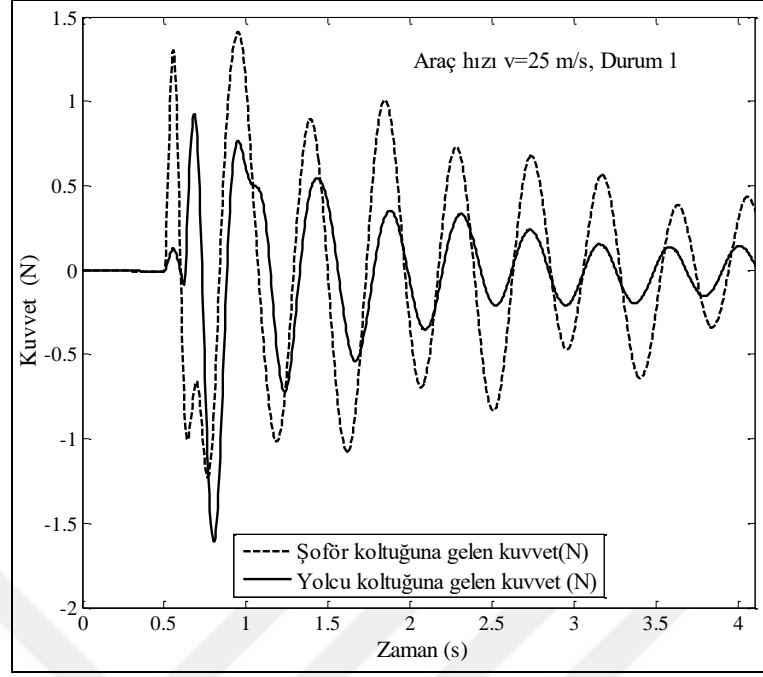
Şekil 5.26. Rastgele olmayan yol düzensizliklerin araç ön ve arka tekerlek üzerine etki eden dinamik kuvvetler üzerine etkisi; durum 1.



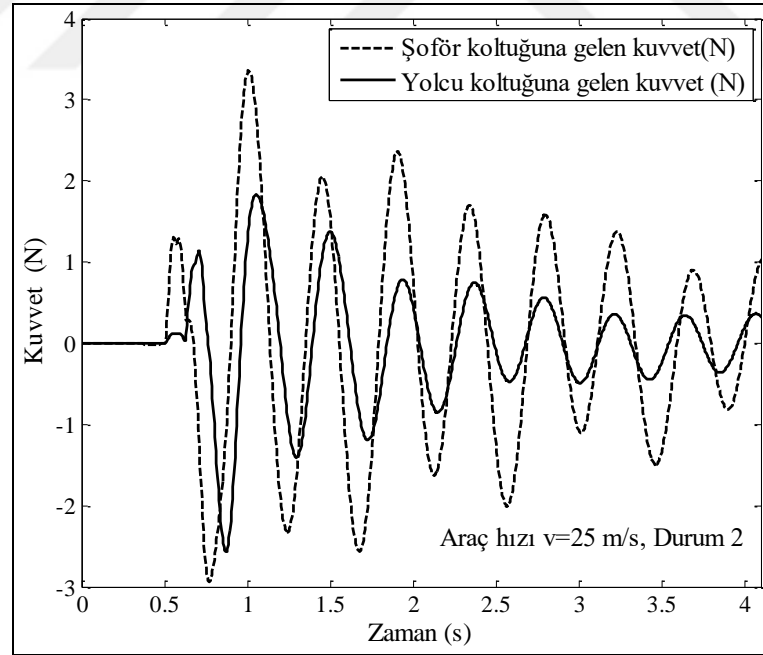
Şekil 5.27. Rastgele olmayan yol düzensizliklerin araç ön ve arka tekerlek üzerine etki eden dinamik kuvvetler üzerine etkisi; durum 2.



Şekil 5.28. Rastgele olmayan yol düzensizliklerin araç gövdesi üzerine etki eden dinamik kuvvetler üzerine etkisi; durum 1 ve 2.



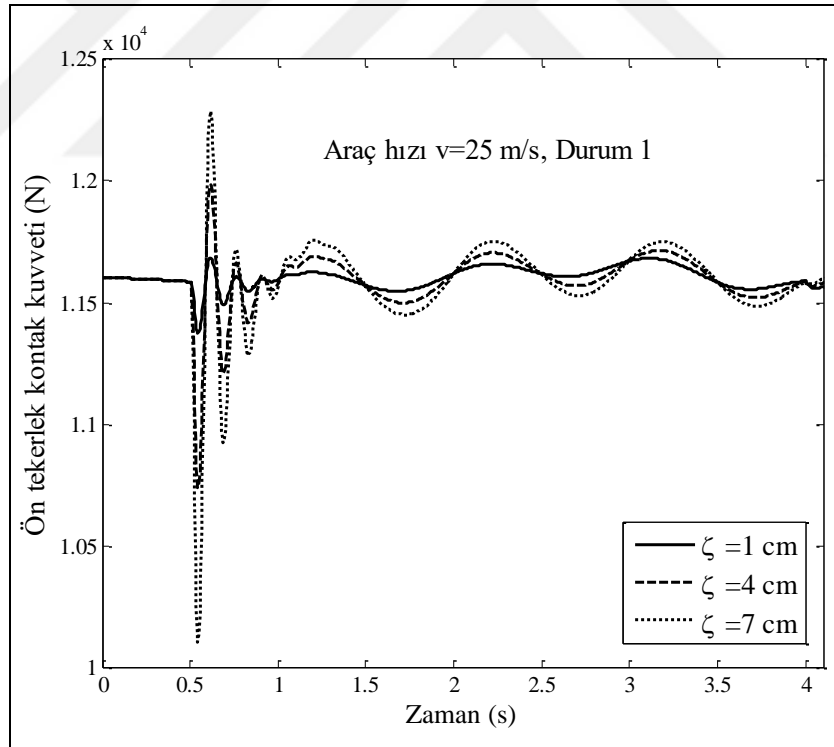
Şekil 5.29. Rastgele olmayan yol düzensizliklerinin araç yolcu ve şoför koltuğu üzerine etki eden dinamik kuvvetler üzerine etkisi; durum 1.



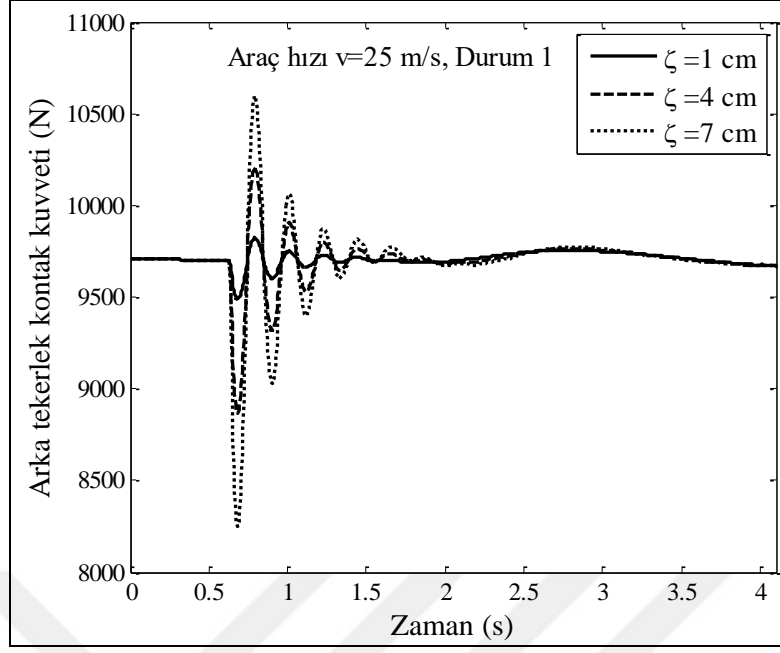
Şekil 5.30. Rastgele olmayan yol düzensizliklerinin araç yolcu ve şoför koltuğu üzerine etki eden dinamik kuvvetler üzerine etkisi; durum 2.

Rastgele olmayan yol düzensizlikleri için tümsek yüksekliğinin araç dinamiği üzerine etkisi Çizelge 5.5'de verilen iki farklı durum için Şekil 5.31-40 ile

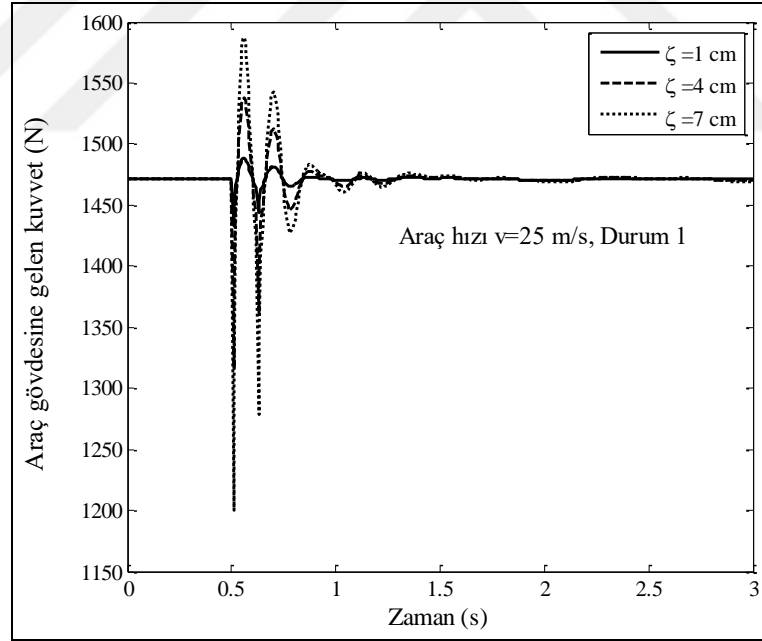
gösterilmiştir. Şekil 5.31’de araç hızı sabit $v=25$ m/s, durum 1 için üç farklı tümsek yüksekliğinin ($\zeta=1, 4, 7$ cm) araç ön tekerlek kontak kuvvetleri üzerine etkisi gösterilmiştir. Şekil 5.32’de yine durum 1 için arka tekerlek kontak kuvvetlerinin tümsek yüksekliğinden etkisi gösterilmiştir. Şekil 5.33’de tümsek yüksekliğinin araç gövdesi dinamik kuvvetlerine, 5.34 ve 5.35’de sırasıyla şoför ve yolcu koltuklarına gelen dinamik kuvvetlerin tümsek yüksekliğinden etkisi durum 1 için analiz edilmiştir. Şekil 5.36 ve 37’de ise sırasıyla ön ve arka tekerlek kontak kuvvetlerinin tümsek yüksekliğinden etkilenmesi durum 2 için analiz edilmiştir. Şekil 5.38’de araç gövdesine etki eden dinamik kuvvetlerin köprü yolu üstündeki tümseğin yüksekliğinden etkisi durum 2 için analiz edilmiştir. Benzer şekilde Şekil 5.39 ve 40’da durum 2 için sırasıyla şoför ve yolcu koltuğuna etki etki eden dinamik kuvvetlerin rastgele olmayan yol düzensizlikleri için tümsek yüksekliğinden etkisi gösterilmiştir.



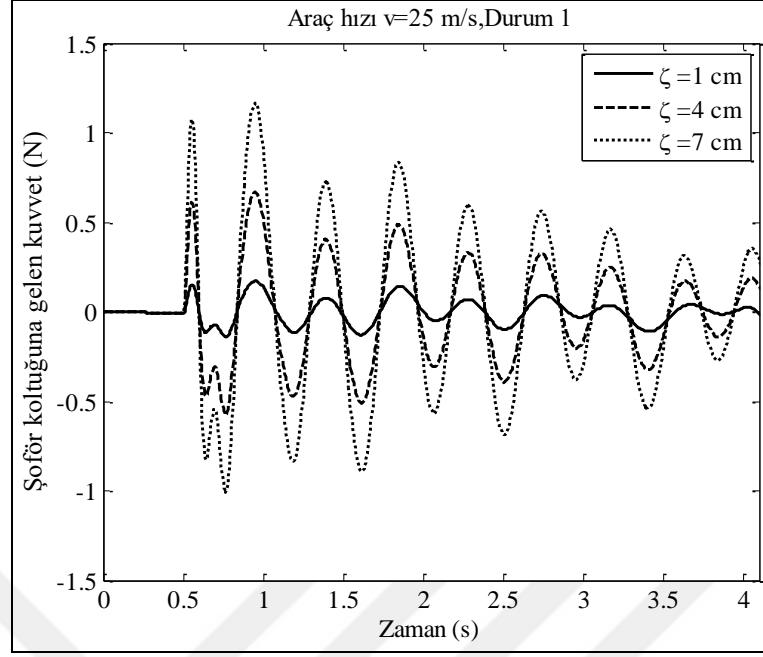
Şekil 5.31. Tümsek yüksekliğinin araç ön tekerlek kontak kuvveti üzerine etkisi, a-) Durum 1.



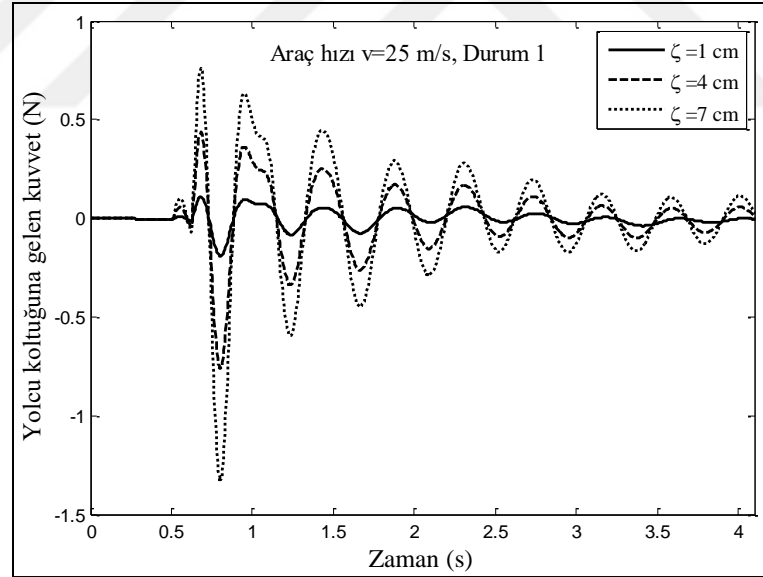
Şekil 5.32. Tümsek yüksekliğinin araç arka tekerlek kontak kuvveti üzerine etkisi, a-) Durum 1.



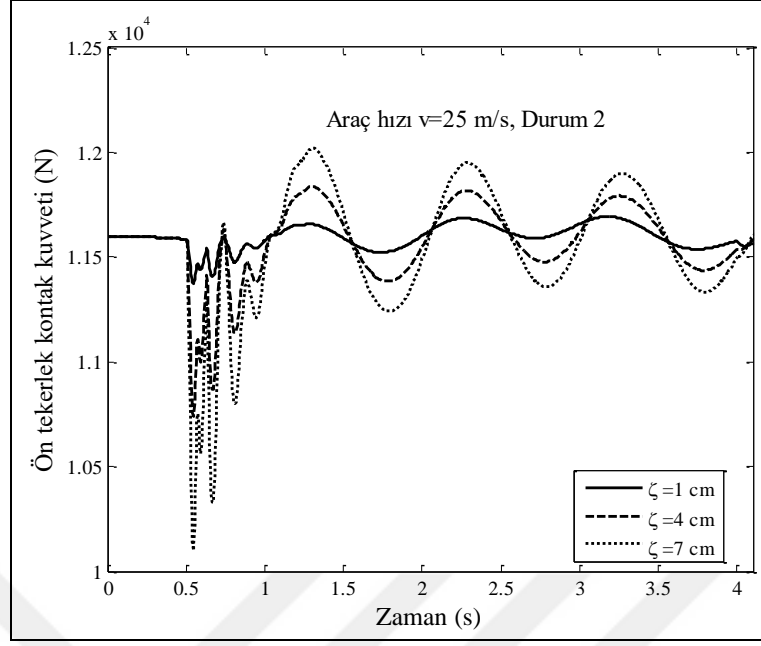
Şekil 5.33. Tümsek yüksekliğinin araç gövdesine etki eden dinamik kuvvetler üzerine etkisi, a-) Durum 1.



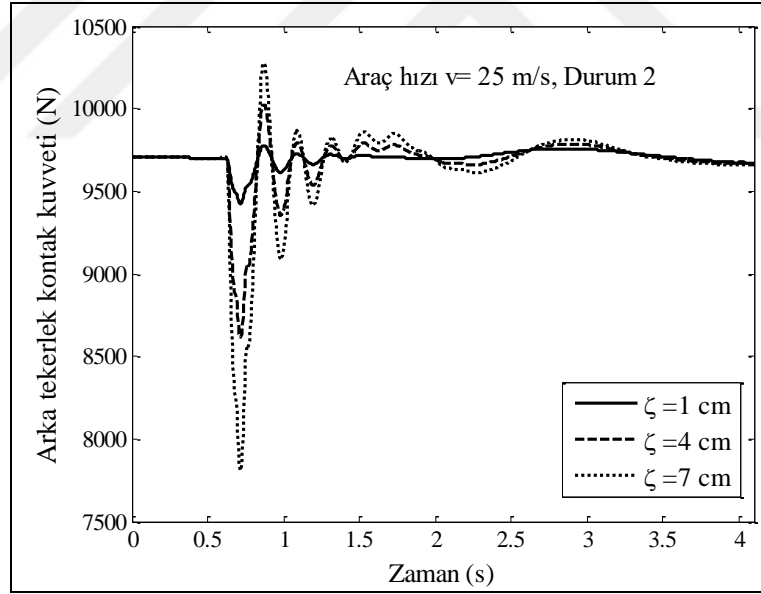
Şekil 5.34. Tümsek yüksekliğinin araç şoför koltuğuna etki eden dinamik kuvvetler üzerine etkisi, a-) Durum 1.



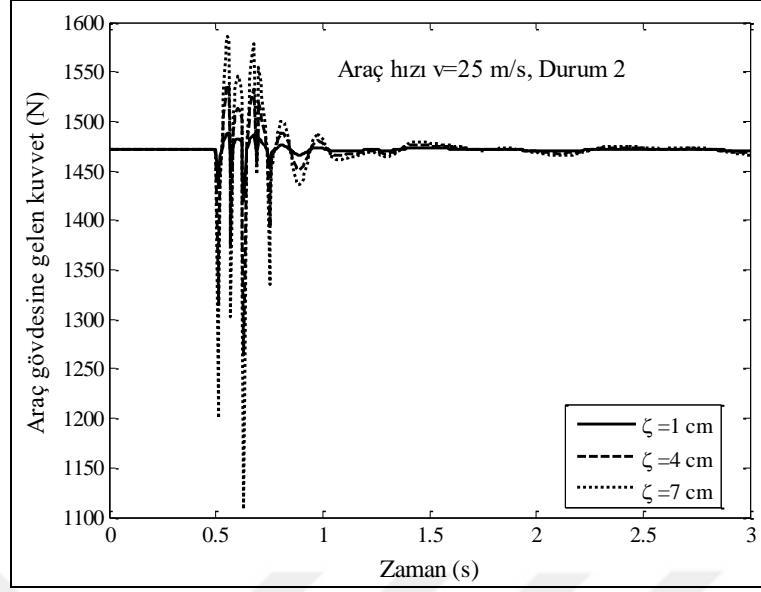
Şekil 5.35. Tümsek yüksekliğinin araç yolcu koltuğuna etki eden dinamik kuvvetler üzerine etkisi, a-) Durum 1.



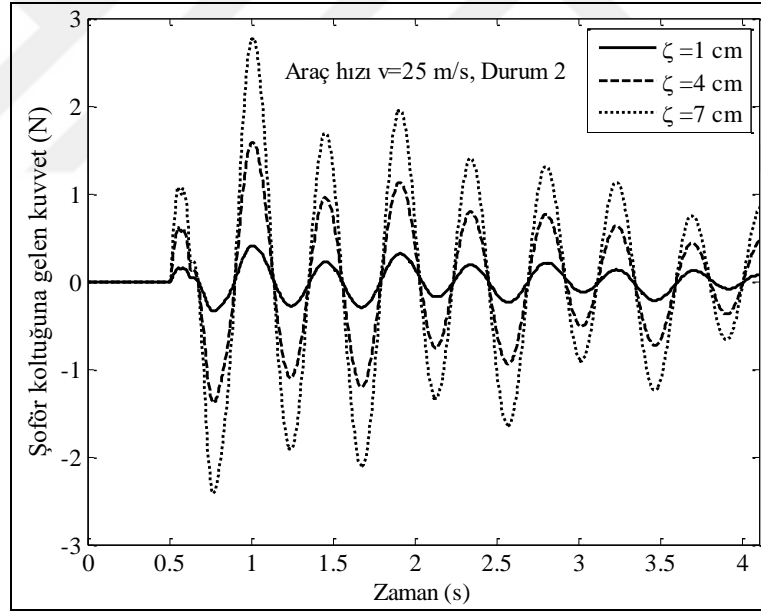
Şekil 5.36. Tümsek yüksekliğinin araç ön tekerlek kontak kuvveti üzerine etkisi, a-) Durum 2.



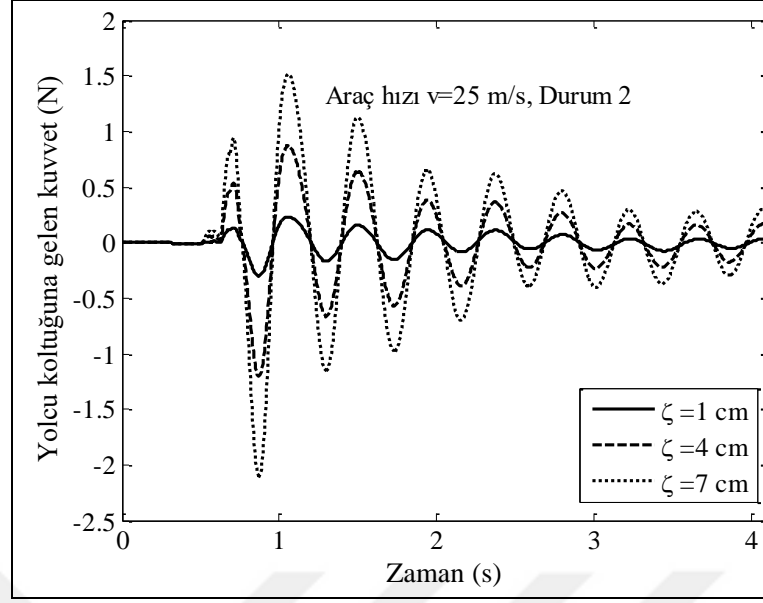
Şekil 5.37. Tümsek yüksekliğinin araç arka tekerlek kontak kuvveti üzerine etkisi, a-) Durum 2.



Şekil 5.38. Tümsek yüksekliğinin araç gövdesine etki eden dinamik kuvvetler üzerine etkisi, a-) Durum 2.



Şekil 5.39. Tümsek yüksekliğinin araç şoför koltuğuna etki eden dinamik kuvvetler üzerine etkisi, a-) Durum 2.



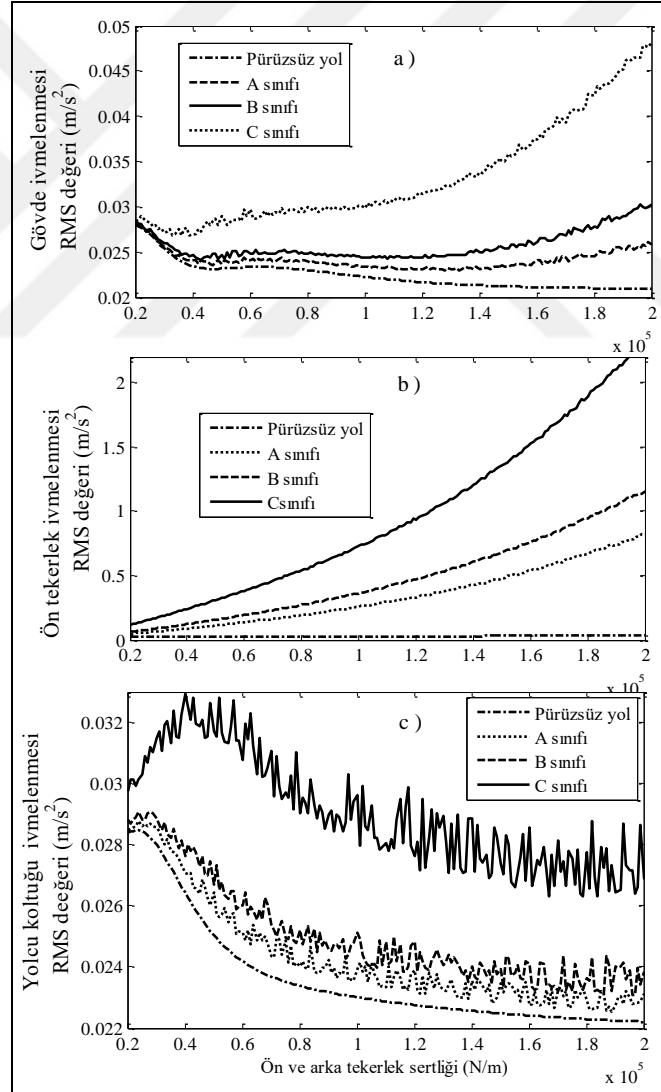
Şekil 5.40. Tümsek yüksekliğinin araç yolcu koltuğuna etki eden dinamik kuvvetler üzerine etkisi, a-) Durum 2.

5.6. TEKERLEK SERTLİĞİNİN ARAÇ DİNAMİĞİ ÜZERİNE ETKİSİ

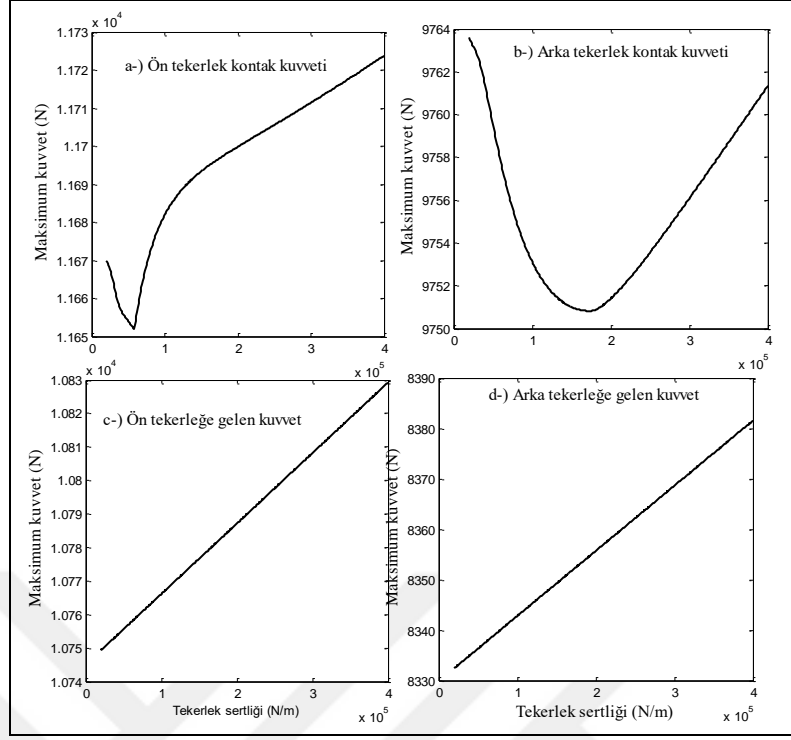
Köprü gibi esnek bir yapı üzerinde hareket halinde olan araç ile köprü arasındaki etkileşim ile meydana gelen bütünleşik titreşimlerden etkilenen araç dinamiğini etkileyen bir diğer parametre ise lastik sertlikleridir. Bu kısımda araç lastik sertliğinin (k_{t1}, k_{t2}) aracın köprü üzerinde geçişi esnasında araç üzerinde oluşan ivmelenmelere olan etkisi detaylı bir şekilde incelenmiştir. Aracın köprü üzerinden geçiş hızı $v=25$ m/s, için ön ve arka lastik sertlikleri (k_{t1}, k_{t2}) birbirine eşit alınarak Denklem (3.13) ile verilen hareket denklemi farklı lastik sertliği ve farklı yol pürüzlülüğü profili için çözdürülerek elde edilen sonuçlar Şekil 5.41'de sunulmuştur. Burada A, B ve C sınıfı yol için sırasıyla $A:G_d(n_0)=32 \times 10^{-6}$, $B:G_d(n_0)=64 \times 10^{-6}$, $C:G_d(n_0)=256 \times 10^{-6}$ olarak alınmıştır. Şekil 5.41a-c'de sırasıyla araç gövde ivmelenmesi, ön aks ivmelenmesi ve yolcu koltuğu ivmelenmelerine ait RMS değerleri gösterilmiştir. Lastik sertliğinin giderek artması pürüzlüğün olmadığı durumda ve A-B yol sınıfları için araç gövde ivmelenmesinin artmasına neden olurken, C sınıfı yol durumunda gövde ivmelenmelerinin azalmasına neden olduğu görülmüştür. Araç lastik sertliğinin artması pürüzlüğün olmadığı durumda ön aks ivmelenmesi üzerine bir etkisi görülmezken A, B ve C sınıfı yol pürüzlülük durumunda ön aks ivmelenmelerinin artmasına neden olmuştur. Şekil 5.41c'de ise

araç lastik sertliğinin artması hem pürüzlülüğün olmadığı durumda hem de diğer üç yol sınıfı için yolcu koltuğu ivmelenmesinin azalmasına neden olduğu görülmektedir.

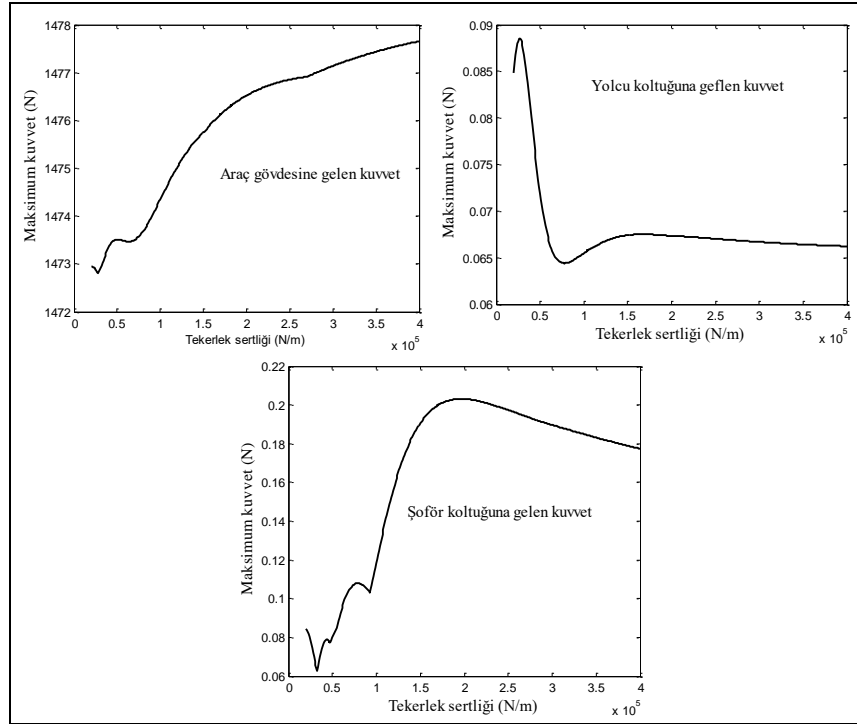
Şekil 5.42’de ise tekerlek sertliğinin araç dinamik kuvvetler üzerine etkisi gösterilmiştir. Bu analizlerde yol ile tekerlek arasındaki yol pürüzlülüğünün olmadığı varsayılmıştır. Şekil 5.42a-d’de sırasıyla ön ve arka tekerlek kontak kuvvetleri ile ön ve arka tekerleğe gelen dinamik kuvvetler gösterilmiştir. Şekil 5.43a-c’de ise sırasıyla araç gövdesine gelen dinamik kuvvet ile yolcu ve şoför koltuğuna gelen dinamik kuvvetlerin lastik sertliğine göre değişimi gösterilmiştir.



Şekil 5.41. Araç tekerlek sertliğinin ivmelenmeler üzerine etkisi, a-) Araç gövdesi, b-) Ön tekerlek, c-) Yolcu koltuğu ivmelenmesi RMS değeri.



Şekil 5.42. Araç tekerlek sertliğinin dinamik kuvvetler üzerine etkisi; a-) Ön tekerlek kontak kuvveti, b-) Arka tekerlek kontak kuvveti, c-) Ön tekerlek kuvveti, d-) Arka tekerlek kuvveti (N).



Şekil 5.43. Araç tekerlek sertliğinin dinamik kuvvetler üzerine etkisi; a-) Araç gövdesine gelen kuvvet, b-) Yolcu koltuğuna gelen kuvvet, c-) Şoför koltuğuna etki eden kuvvet (N).

5.7. ÇOKLU ARAÇ GEÇİŞİNİN KÖPRÜ DİNAMIĞI ÜZERİNE ETKİSİ

Bu kısımda altı ve on serbestlik dereceli yarım araç modelleri kullanılarak köprü yolu üzerinden birden fazla araç geçişinin köprü dinamiği üzerindeki etkisi ele alınmıştır. Altı serbestlik dereceli model bir otomobil on serbestlik dereceli model ise bir tren olarak modellenmiştir. Özellikler otoyol köprülerinde köprü üzerindeki trafik rastgele olması nedeniyle bu model tercih edilmiştir. Böylece rastgele süspansiyon özelliklerine sahip, rastgele hızları olan, rastgele takip mesafeleri tanımlanarak gerçek trafik koşulları modellenebilmiştir. Diğer model olan on serbestlik dereceli yarım tren araç modelinde ise özellikler raylı sistem köprüleri dikkate alınarak modellenmiştir. Böylece bu modelde tren vagonları süspansiyon özellikleri, vagon hızları ve vagonlar arası mesafe aynı tanımlanabilmiştir. Altı serbestlik dereceli araç modeli yoğunlaştırılmış iki adet osilatör modeline indirgenmiştir. Bu iki hareketli osilatör arasındaki mesafe aracın aks mesafesi olarak tanımlanmıştır. Peş peşe hareketli osilatörler arasındaki mesafeler ise rastgele alınmıştır. Bu durum köprü üzerinde otomobillerden kaynaklı taşıt trafiğini temsil etmesi açısından iyi bir modeldir. Diğer model olan on serbestlik dereceli araç ise bir tren modelidir. Bu tren modeli dört adet hareketli osilatör modeline indirgenerek modellenmiştir. Osilatörler arası mesafe tren gövdesi ve boji aks mesafeler göz önünde bulundurularak tanımlanmaktadır. Trenlerde her bir vagon arası mesafe sabit olduğundan bu modelde vagon mesafeleri sabit bir değer alınmıştır.

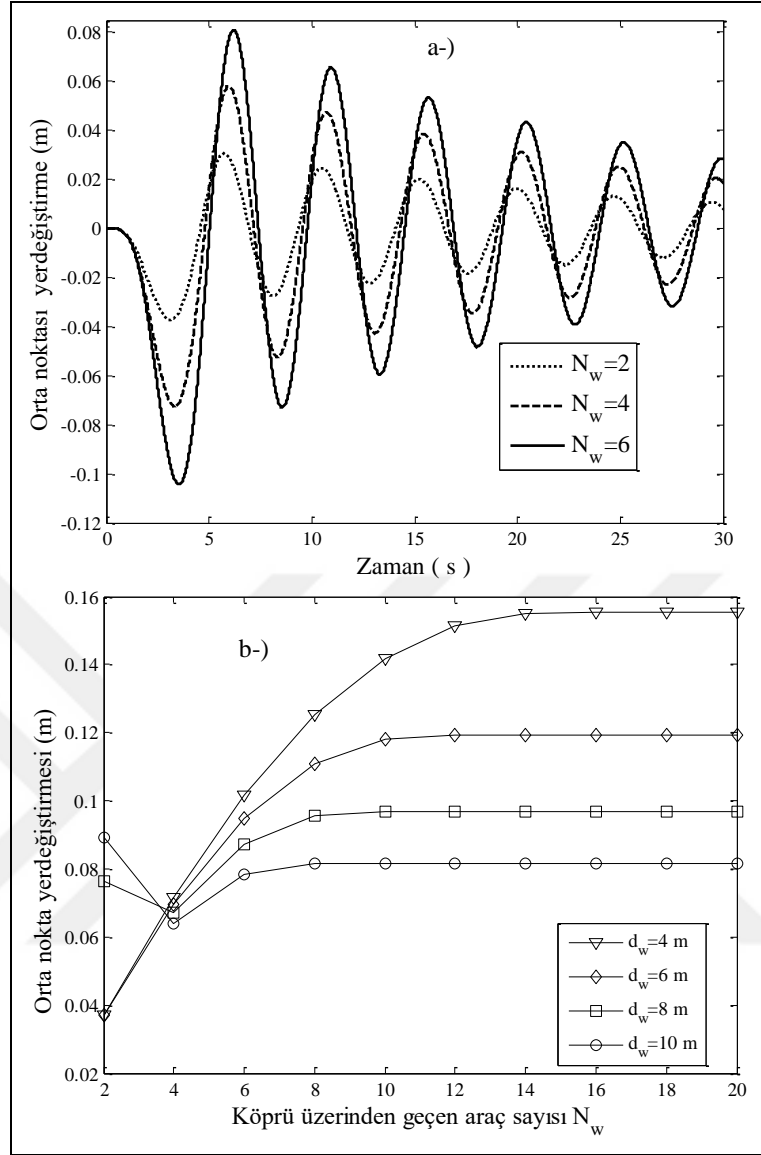
Çoklu araç geçişini modellemede kullanılan ilk araç altı serbestlik dereceli yarım araç modelidir. Burada akslar arası mesafe Çizelge 4.1'de verilen parametreler alınmıştır. M_v araç gövde kütlesi ile yolcu ve şoför koltuklarının kütlesi toplanıp ikiye bölünerek $M_v=1000$ kg olarak alınmıştır. Süspansiyon yay sertliği ve sönüm değeri ise sırasıyla $k_v = 65$ kN/m, $c_v=1,5$ kNm/s olarak alınmıştır.

Şekil 5.44a'da araçlar arası mesafe $d_w=3$ m, araç köprüden sabit geçiş hızı $v=25$ m/s alınarak farklı sayıda araç geçişinin ($N_w=2, 4, 6$) köprü orta noktası titreşimleri üzerine etkisi gösterilmiştir. Şekil 5.44b'de ise araçlar arası mesafe d_w 4m'den 10 m'e kadar 2m aralıkla artırılmış ve araç sayısının araçlar arası mesafe ile birlikte köprü orta noktası titreşimler üzerine etkisi gösterilmiştir. Şekillerdeki grafikler

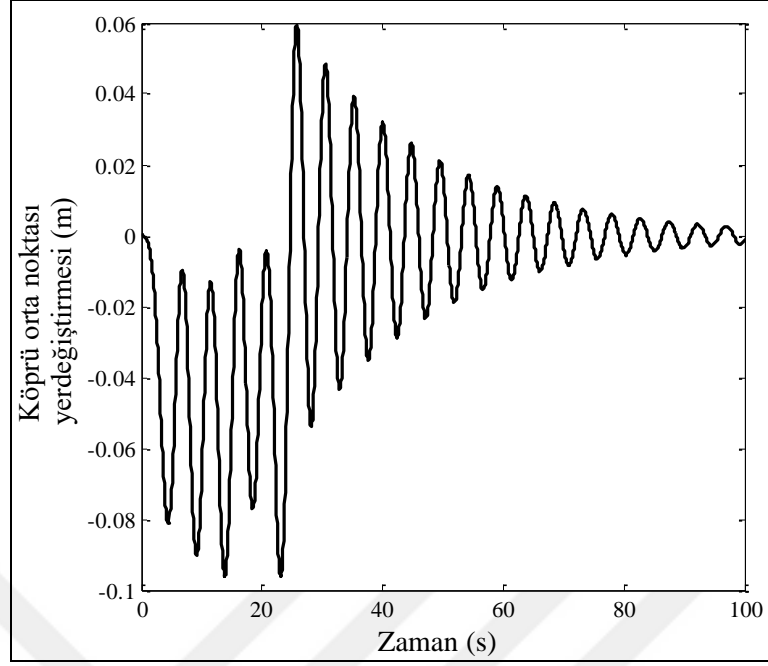
incelendiğinde köprüden geçen taşıt sayısının artması ve araçlar arası mesafenin küçülmesi köprü orta noktası maksimum titreşim genliklerini artırmaktadır. Fakat Şekil 5.44'de köprüden geçen taşıt sayısı belli bir değere ulaştıktan sonra köprü orta noktası maksimum titreşim genliklerini artırmadığı görülmüştür.

Günlük hayatta otoyol köprü otoyolu trafik koşulları göz önünde bulundurulduğunda araç kütleleri, süspansiyon parametreleri ve araç hızlar rastgele özelliğe sahiptir. Yani her aracın kütlesi, süspansiyon parametreleri, hızı ve kütlesi diğer araçlardan farklı olabilmektedir. Bu durum hesaba katılarak Şekil 5.45'de rastgele parametrelerin köprü dinamiği üzerine etkisi araç hızları $90 \leq v \leq 120$ km/h, köprüden geçen araç sayısı $N_w=40$, araç yay katsayısı $50 \leq K_v \leq 100$ kN/m, sönümlenme katsayısı $1000 \leq C_v \leq 2500$ Ns/m, araç kütlesi $750 \leq M_v \leq 1500$, araçlar arası mesafe $8 \leq d_w \leq 20$ aralığında alınarak analizler gerçekleştirilmiştir.

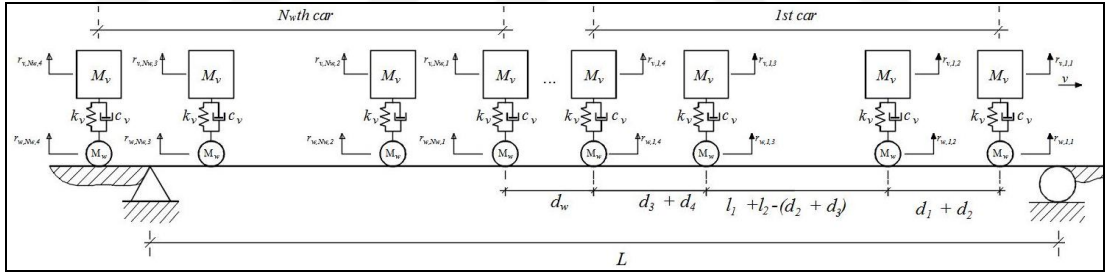
Şekil 5.46'da on serbestlik dereceli tren modeli için köprüden çoklu vagon geçişinin basitleştirilmiş modeli gösterilmiştir. Her bir vagon dört adet yaylı ve yaysız kütlelerden oluşmaktadır. Çizelge 4.2'de verilen on serbestlik dereceli modele ait aks mesafeleri kullanılmıştır. Yay kütlesi $M_v=12000$ kg olup tren gövdesi ve bojilerin kütlelerinin toplamının dörtte birini temsil etmektedir. Parametreler $m_w=1780$ kg, yay ve eşdeğer viskoz sönümlenme katsayısı sırasıyla $k_v=530$ kN/m ve $c_v=80,2$ kN/s olarak alınmıştır. Şekil 5.46a'da vagonlar arası mesafe sabit $d_w=3$ m alınarak farklı sayıdaki vagon sayısı ($N_w=2, 4, 6$) alınarak köprü orta noktasının dinamiği incelenmiştir. Şekil 5.47'de tren vagon sayısı $N_w=2,4,6$ için köprü orta noktası yer değiştirmeleri gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi köprüden geçen vagon sayısının artması maksimum köprü orta noktası yer değiştirmesini artırmıştır. Şekil 5.48'de ise farklı vagon sayısı ve vagonlar arası mesafe değiştirilerek köprü orta noktası maksimum yer değiştirmesi gösterilmiştir.



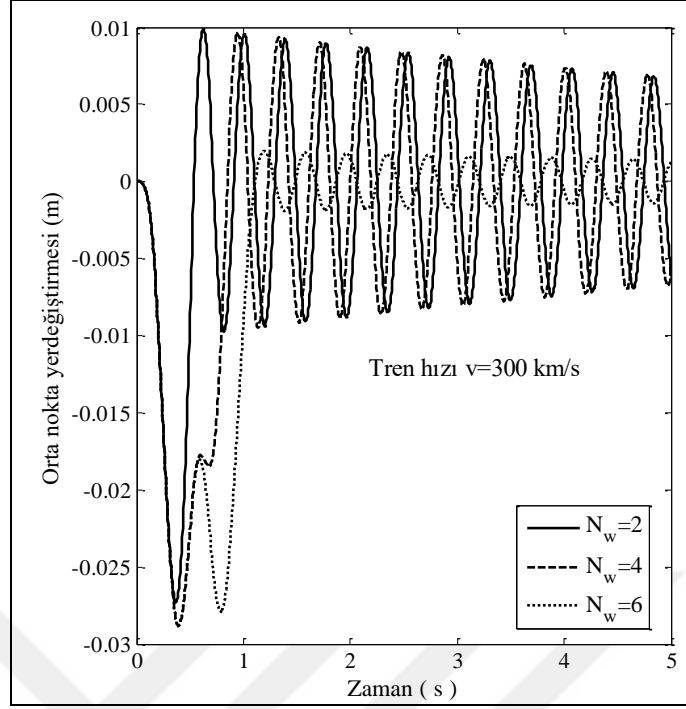
Şekil 5.44. Köprü üzerinden geçen araç sayısının köprü orta noktası titreşimlerine etkisi.



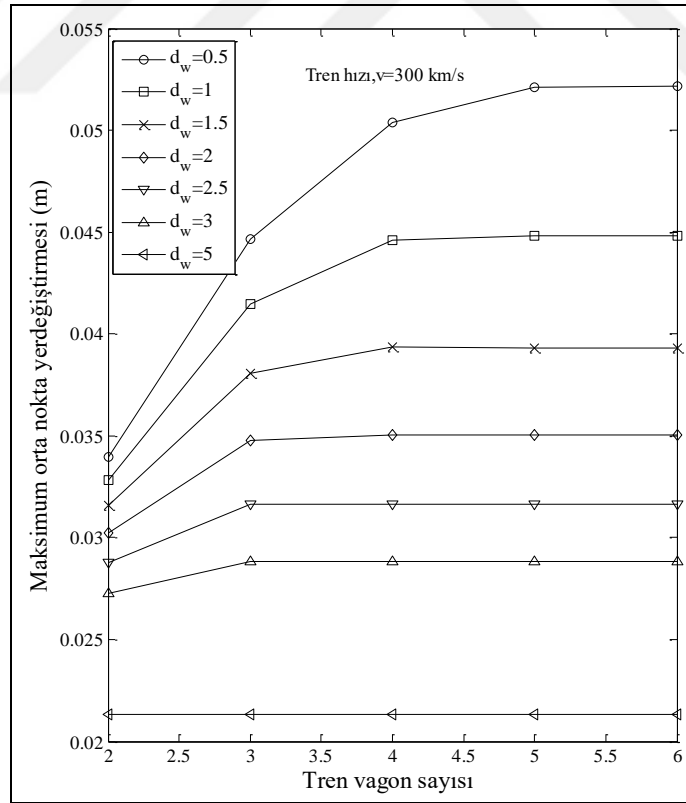
Şekil 5.45. Köprü üzerinden geçen araç sayısı $N_w=40$, her bir araç süspansiyon özellikleri rastgele, artarda olan araçlar arası mesafe rastgele tanımlanarak köprü orta noktası titreşimleri.



Şekil 5.46. On serbestlik dereceli, dört akslı yarım tren araç modelinin köprü üzerinden çoklu vagon geçişinin basitleştirilmiş fiziksel modeli.



Şekil 5.47. Vagon sayısı $N_w=2, 4, 6$ için köprü orta noktası titreşimleri.



Şekil 5.48. Vagonlar arası mesafe (d_w) ve vagon sayısının köprü orta noktası titreşimleri üzerine etkisi.

BÖLÜM 6

SONUÇLAR, TARTIŞMA VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında ayırık sistem olarak modellenebilen farklı serbestlik dereceli araç modelleri göz önünde bulundurularak bu hareketli sistem ile zemin arasındaki etkileşimden kaynaklı dinamik titreşimler ve kuvvetler analiz edilmiştir. Gelişen bilgisayar teknolojisi sayesinde AKE sistemini etkileyen bütün parametreleri temsil eden karmaşık mühendislik modelleri geliştirilebilmekte ve bu modellere ait diferansiyel eşitlikler orta kapasiteli bilgisayarlarda çözülebilmektedir. Böylece araç etkileşiminden kaynaklı tekerlek kontak kuvvetleri ile araç bileşenleri üzerine etki eden dinamik kuvvetler belirlenebilmektedir. Burada önemli husus oluşan bu dinamik kuvvetler literatürde daha önce sıkça uygulanmış olan rijit bir zeminde yol pürüzlülüğü fonksiyonu uygulanarak elde edilen modellerden farklı olarak, enine deformasyon olabilen esnek bir yapı üzerinde yol pürüzlülük fonksiyonu uygulanarak analizler gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak oluşturulan matematiksel model daha geniş çerçeveli ve karmaşık olmuştur. Fakat bu model günlük hayatta karşılaşılan durumları daha iyi yansıtmaktadır. Gerçek trafik koşullarını yansıtmaması açısından geliştirilen yeni bir çözüm algoritması ile esnek yapı üzerinden aynı anda birden fazla araç geçişi modellenebilmektedir. Bunun yanında bu araçların her biri için farklı hız, süspansiyon özellikleri, kütle, takip mesafesi tanımlanarak günümüz şartlarına daha uygun fakat bir o kadar karmaşık modelleme yapılabilmektedir. Yapılan bu tez çalışmasında oluşturulan bu model çerçevesinde elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi sıralanmıştır:

1. Oluşturulan matematik model literatürde daha önce yapılan Biggs (1964) (iki serbestlik dereceli tek akslı çeyrek araç modeli için), Yang and Wu (2001) (iki serbestlik dereceli iki akslı yarım araç modeli için), Yang and Duan (2013) (dört serbestlik dereceli iki akslı yarım araç modeli için), Esmailzadeh and Jalili (2003) (altı serbestlik dereceli iki akslı yarım araç modeli için) ve Youcef

vd. (2013) (On serbestlik dereceli dört akslı model için) ile karşılaştırılmış olup sonuçların bu çalışmalarda elde edilen sonuçlara oldukça yakın ve benzer olduğu, dolayısıyla sunulan matematik modelin doğruluğu ispatlanmıştır.

2. Hareket denkleminin çözümünde uygulanacak uygun zaman adımı (Δt) büyüklüğünün belirlenmesi için altı ve on serbestlik dereceli yarım araç olmak üzere iki farklı model incelenmiştir. Altı serbestlik dereceli sistemde zaman adımı büyüklüğünün 10^{-3} s'den 10^{-4} s'ye düşmesi sonucu çözüm süresi 39,7'den 404,7 s'ye çıkmış ve yaklaşık çözüm süresinin %936 arttığı gözlemlenmiştir. Fakat bu iki çözüme ait köprü orta noktası yer değiştirmesini temsil eden vektörlerin RMS değerleri arasında %0,082 gibi küçük bir farkın olduğu gözlemlenmiştir. Benzer sonuçlar on serbestlik dereceli model içinde geçerli çıkmıştır. On serbestlik dereceli modelde çözüm süresinde %844'lük bir artış fakat vektörlerin RMS değerleri arasında %0,04 fark meydana gelmiştir. Dolayısıyla çalışma boyunca uygun zaman adımı büyüklüğünün 10^{-3} s olduğu belirlenmiştir. AKE sisteminde mevcut diferansiyel denklemlerin çözümünde kullanılan çözüm algoritması ister Newmark β algoritması isterse Runge-Kutta algoritması olsun zaman adımı büyüklüğü Δt 'nin çözüm hassasiyeti üzerine etkisi mevcuttur. Fakat iki algoritma incelendiğinde Runge-Kutta algoritması hem daha stabil sonuçlar vermekte hem de bilgisayar hafızasını daha az zorlamaktadır. Bu nedenle bu çalışmada önerilen metod'un mevcut literatür çalışmalarında önerilen metotlara göre üstünlükleri mevcuttur.
3. Bu çalışmada hareket denkleminin ait diferansiyel eşitliklerin çözümünde önerilen dördüncü dereceden Runge-Kutta algoritması SEY metodu çözümünde kullanılan Newmark β algoritması ile karşılaştırılmıştır. Önerilen metodun Newmark metoduna göre oldukça fazla avantajlı olduğu ispatlanmıştır. Bu durumun nedeni SEY'de köprü kirişine ait sonlu elemanların sahip olduğu düğüm serbestliklerinde kaynaklı eleman matrisi boyutlarının büyük olmasıdır. Örneğin her bir elemanda iki düğüm noktası her düğüm noktası üç serbestlik derecesi (eksenel yer değiştirme, dikey yer değiştirme ve dönme miktarları) olmak üzere toplamda $2 \times 3 = 6$ eleman matrisi elde edilir. Bu eleman matrislerinin birleştirilmesi ile elde edilen global matrisler ise hesaba katılan eleman sayısı göz önünde bulundurularak devasa büyüklüklerde olmaktadır. Köprü kirişine ait elde edilen bu global matrisler araca ait matrisler

ile birleştirilmesi ile artan işlem yükü Newmark sabitlerinin kullanılması ile birlikte çok küçük zaman adımlarında artan tekrarlamalı işlemlerin çözüm süresindeki bu artışın başlıca nedenleridir.

4. Köprü rijitliğinin artması araç bileşenleri üzerinde oluşan dikey yer değiştirme ve ivmelenmeleri azaltmıştır. Benzer şekilde aracın üzerinde hareket ettiği köprü kirişinin rijitliğinin artması tekerlek kontak kuvvetleri ile araç bileşenleri (araç tekerlekleri, araç gövdesi, şoför ve yolcu koltukları) üzerine etki eden kuvvetlerin azalmasını sağlamıştır.
5. Araç hızının artması özellikle araç kritik hız değerinde araç ivmelenme değerleri maksimum olmuştur. Bu değerlerin sağında ve solunda araç ivmelenmeleri nispeten daha küçük olmuştur. Benzer şekilde tekerlek kontak kuvvetleri araç hızı arttıkça değeri büyümektedir. Kritik hız bölgelerinde araç bileşenleri üzerinde oluşan kuvvetler daha da büyümüştür.
6. Rastgele yol pürüzlülüğüne ait $G_d(n_0)$ parametresinin değeri büyüdükçe yol sınıfı A'dan H'ye doğru gitmekte ve yol asfalt kalitesi kötüleşmektedir. $G_d(n_0)$ değerinin büyümesi yol pürüzlülüğünü artırmakta ve aynı araç köprüden geçiş hızı için oluşan maksimum ivmelenmelerin değeri büyümektedir.
7. Yol pürüzlülük parametresi $G_d(n_0)$ değerinin artması ile birlikte yol pürüzlülük değerinin artması sonucu ön arka tekerlek kontak kuvvetleri ile araç bileşenleri üzerine etki eden dinamik kuvvetlerin maksimum değeri artmaktadır.
8. Araç köprü yolu üzerinde konumu, genişliği, yüksekliği ve sayısı ile belirlenen rastgele olmayan yol düzensizliklerine girdiğinde araç üzerinde oluşan yer değiştirme ve ivmelenmeler aşırı derecede artmaktadır. Tümseğin yüksekliğinin artması araç gövdesi, yolcu ve şoför koltuğunda oluşan ivmelenmeleri ve yer değiştirmeleri artırmıştır.
9. Araç tümseğe girdiği anda ön ve arka kontak kuvvetleri büyümüştür. Peş peşe yerleştirilen tümsek sayısının artması oluşan kuvvetlerin daha da büyümesine neden olmaktadır. Aynı şekilde araç gövdesi ile yolcu ve şoför koltuklarında oluşan dinamik kuvvetlerde araç tümseğe girdiği anda aşırı büyümüştür.
10. Oluşturulan tümseğin yüksekliğinin artması kontak kuvvetleri ile araç bileşenleri üzerine etki eden dinamik kuvvetlerin genliğinin artmasına neden olmuştur.

11. Tekerlek sertliğinin artması ön ve arka tekerlek dinamik kuvvetlerini artırmıştır. Benzer şekilde araç gövdesine gelen dinamik kuvvetlerin maksimum değeri de artmıştır. Fakat ön ve arka tekerlek kontak kuvvetleri sırasıyla $0,6 \times 10^5$ ve $1,78 \times 10^5$ N/m değerlerinde minimum değerlerini almıştır. Bu değerlerin altında ve üstünde kontak kuvvetleri giderek büyümüştür.
12. Köprüden birden fazla araç geçişinin köprü orta noktası dinamiğine etkisi incelenmiş ve köprüden geçen araç sayısının artması köprü orta noktası yer değiştirmelerini artırdığı gözlemlenmiştir. Benzer şekilde aynı köprüden geçen sayısı için araç takip mesafesinin azalması maksimum köprü orta noktası yer değiştirmesini de artırmıştır.

AKE sisteminin dinamik analizini gerçekleştirilebilecek yazılımın önemi yolcu konforu, seyahat güvenliği ve araç servis ömrü açısından önem arz etmektedir. Bu çalışmada verilen matematiksel model temel alınarak hazırlanan bilgisayar programının bu üç etkiyi hesaplayabileceği ispatlanmıştır. Eğer herhangi biri esnek yapı araç etkileşiminden kaynaklı titreşimleri yolcu konforu açısından değerlendirmek istiyorsa bu çalışmada verilen bilgileri temel alabilir. Böylece bu çalışmada anlatılan matematiksel model içine kontrol algoritmaları eklenerek yeni bir çalışma ortaya çıkabilir. Ayrıca bu kontrol algoritmaları genetik algoritma, bulanık mantık ve yapay sinir ağları gibi yapay zekâ yöntemleri ile birleştirilerek ortaya AKE sistemine ait zeki bir modelleme gerçekleştirilebilir. Bu sayede günümüzde hem ülkemiz hem de dünya için giderek önemi artmakta olan yüksek hızlı tren taşımacılığında esnek yapı araç etkileşiminden kaynaklı konfor bozucu dikey titreşimler daha gerçekçi ve yüksek kararlılığa sahip matematiksel modeller sayesinde analiz edilerek bu konfor bozucu titreşimlerin azaltılması, mümkünse tamamen ortadan kaldırılması için ucuz, ekonomik, verimli ve zahmetsiz çözüm teknolojileri geliştirilebilir. Ülkemiz ne yazık ki bu teknolojide dışa bağımlı durumdadır. Mevcut yüksek hızlı tren taşımacılığında üst sistem teknolojisi, test ve kalibrasyonu yabancı firmalar tarafından hizmet alımı şeklinde yapılmaktadır. Fakat ülkemizde bu alanda yerleşme konusunda yoğun çaba ve gayret içerisindeyiz.

AKE sistemine ait titreşimlerin yüksek kararlılıkta, hassas ve gerçekçi bir şekilde analiz edilmesi için oluşturulacak matematik modellerin geniş kapsamlı olması

seyahat güvenliği açısından da oldukça önem arz etmektedir. Çünkü özellikle yüksek hızlı trenlerin mevcut hız kapasitelerinin yükselmesi ile beraber tren boji sisteminin raydan çıkması gibi durumlar söz konusu olabilmektedir. Bu durumun nedeni şu şekilde izah edilebilir: Yüksek hızlı trenler hareket halinde iken tekerlek ray temas noktasında oluşan kontak statik kuvvetler ile dinamik kuvvetler daima birlikte çalışmaktadır. Eğer bu noktalarda oluşan yüksek ivmelenmeden dolayı dinamik kuvvetler statik kuvvetler ile ters yönlü ve daha büyük olursa bu durumda kontak kesilmesi denilen hadise gerçekleşir. Bu durumda eğer bir raylı sistem ise tekerleğin ray ile teması kesilir, eğer karayolu taşımacılığında kullanılan bir otoyol köprüsü ise yine araç tekerleği ile köprü yolu yüzeyi arasındaki temas kaybolacaktır. Sonuç olarak ortaya yüksek can ve mal kaybına yol açacak kazalar çıkabilecektir. Bu tez çalışmasında önerilen matematiksel model ister TRE olsun ister AKE sistemi, sahip olduğu algoritma ile kontak kuvvetlerinin analizini gerçekleştirilerek temas noktasında ayrılma olup olmayacağını belirleyebilmektedir. Dolayısıyla bu çalışmada anlatılan teori kullanılarak AKE seyahat güvenliği açısından da değerlendirilebilir.

Esnek yapı araç etkileşiminden kaynaklı dinamik kuvvetler araç servis ömrü açısından da önem arz etmektedir. Çünkü daha önce bahsedildiği gibi eğer aracın hareket ettiği zemin esnek olmayan veya çok yüksek rijitliğe sahip bir zemin ve yol yüzeyi mükemmel kabulü ile yapılan hesaplamalarda araç bileşenleri üzerine yalnızca statik kuvvetler etkiyecektir. Fakat AKE sisteminde araç yol etkileşiminden kaynaklı dinamik kuvvetler oluşmaktadır. Bu durumda araç bileşenleri üzerine etki eden kuvvetler de dinamik nitelik taşıyacaktır. Statik yükleme koşullarında kullanılabilen statik mukavemet değerleri dinamik yükler altında çalışan makine elemanları için kullanılamayacağı bilinmektedir. Çünkü statik yüklemde ayrılma kırılması meydana gelirken dinamik koşullarda kopma kırılması meydana gelmektedir. Statik yüklemde akma mukavemeti tasarım koşulu iken dinamik yüklemde ise sürekli mukavemet değeri ilgili mühendis için bir tasarım kıstasıdır. Araç köprü etkileşiminden kaynaklı araç bileşenleri üzerine etki eden dinamik kuvvetler nasıl bir karakteristiğe sahip ise bu kuvvetlerden dolayı oluşan gerilmelerde benzer karakteristiğe sahip olacaktır. Dinamik gerilmeler altında çalışan makine elemanı için ise servis ömrü belli bir sınır değer içindedir. Bu çalışmada

sunulan matematiksel model ile AKE sistemine ait herhangi bileşen üzerine etki eden dinamik karakteristiğe sahip yükler zamana bağlı belirlenebilir. Böylece aracın tasarım aşamasında ilgili parçaların servis ömrü bu parçanın malzemesi de göz önünde bulundurularak belirlenebilir. Ayrıca otomobil tasarımcıları açısından en önemli hususlardan bir tanesi otomobili ürettikleri ülkenin yol koşullarına uygun olarak üretebilmeleridir. Yol şartları iyi olan bir ülkeye göre servis ömrü hesaplanarak tasarlanan bir otomobil parçası yol şartları iyi olmayan ülkelerde hesaplanan servis ömründen çok daha kısa sürede arızalanabilmektedir. Dolayısıyla bu çalışmada önerilen matematiksel model herhangi bir ülkenin yol şartlarına temsil eden yol fonksiyonu matematiksel modele bir girdi olarak eklenerek araç bileşenleri üzerine etki eden dinamik kuvvetlerin karakteristiği zor, masraflı ve zaman alıcı deneysel çalışmalara gerek kalmadan ekonomik olarak hesaplanabilir.

KAYNAKLAR

1. Ouyang, H., “Moving-load dynamic problems: A tutorial (with a brief overview)”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 25 (6): 2039–2060 (2011).
2. Yang, Y.B., Yau, J.D., and Wu, Y.S., "Vehicle-Bridge Interaction Dynamics with Applications to High-Speed Railways", *World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd.*, Danvers, 32-63 (2004).
3. Dwivedy, S.K. and Eberhard, P., “Dynamic analysis of flexible manipulators, a literature review”, *Mechanism and Machine Theory*, 41 (7): 749–777 (2006).
4. Tawfik, M., “Dynamics and Stability of Stepped Gun-Barrels with Moving Bullets”, *Advances in Acoustics and Vibration*, 2008 (3): 1–6 (2008).
5. Balla, J., “Dynamics of mounted automatic cannon on track vehicle”, *International journal of Mathematical Models and Methods in Applied Sciences*, 5 (3):428-434 (2011).
6. Alexander, E.J., “AGS Gun and Projectile Dynamic Modeling Correlation to Test Data Branch Manager” , Applied Mechanics”, *US Army Armament Systems Division*, 480–496 (2007).
7. Littlefield, A., Kathe, E., Messier, R., and Olsen, K., “Gun barrel vibration absorber to increase accuracy”, New York, (2002).
8. Kathe, E., “Design and validation of a gun barrel vibration absorber”, New York, (1997).
9. Esen, İ. and Koç, M.A., “Optimization of a passive vibration absorber for a barrel using the genetic algorithm”, *Expert Systems with Applications*, 42 (2): 894–905 (2015).
10. Koç, M.A., Esen, İ., and Çay, Y., “Tip deflection determination of a barrel for the effect of an accelerating projectile before firing using finite element and artificial neural network combined algorithm”, *Latin American Journal of Solids and Structures*, 13 (10): 1968–1995 (2016).
11. Esen, İ. and Koç, M.A., “Dynamic response of a 120 mm smoothbore tank barrel during horizontal and inclined firing positions”, *Latin American Journal of Solids and Structures*, 12: 1462–1486 (2015).
12. Esen, İ., Koç, M.A., ve Mulcar, H., “35 mm uçaksavar namlusunun atış esnasındaki dinamik analizi”, *III. Ulusal Tasarım ve İmalat Analiz Kongresi* : 275–290 (2012).

13. Esen, İ. ve Koç, M.A., “35 mm Uçaksavar Topu Namlusu için Titreşim Absorberi Tasarımı ve Genetik Algoritma ile Optimizasyonu”, *Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı*, Malatya, 513–518, (2013).
14. Esen, İ. and Koç, M.A., “Dynamics of 35 mm anti-aircraft cannon barrel during firing”, *International symposium on computing in science & engineering*, Aydın, 252–257, (2013).
15. Timoshenko, S.P., “History of Strength of Materials: With a Brief Account of the History of Theory of Elasticity and Theory of Structures”, *McGraw-Hill*, New York, 25-69 (1953).
16. Garg, V.K. and Dukkipati, R.V., “*Dynamics of Railway Vehicle Systems*”, *Academic Press*, Toronto, (1984).
17. Yang, Y.B. and Lin, C.W., “Vehicle–bridge interaction dynamics and potential applications”, *Journal of Sound and Vibration*, 284 (1–2): 205–226 (2005).
18. Shi, J. and Wang, Y.J., “Dynamic response analysis of single-span guideway caused by high speed maglev train”, *Latin American Journal of Solids and Structures*, 8 (3): 213–228 (2011).
19. Yau, J.D., “Resonance of continuous bridges due to high speed trains”, *Journal of Marine Science and Technology*, 9 (1): 14–20 (2001).
20. Museros, P. and Alarcón, E., “Influence of the Second Bending Mode on the Response of High-Speed Bridges at Resonance”, *Journal of Structural Engineering*, 131 (3): :404–415 (2005).
21. Esmailzadeh, E. and Jalili, N., “Vehicle–passenger–structure interaction of uniform bridges traversed by moving vehicles”, *Journal of Sound and Vibration*, 260 (4): 611–635 (2003).
22. Dimitrovová, Z., “Critical velocity of a uniformly moving load on a beam supported by a finite depth foundation”, *Journal of Sound and Vibration*, 366: 325–342 (2015).
23. Dehestani, M., Mofid, M., and Vafai, A., “Investigation of critical influential speed for moving mass problems on beams”, *Applied Mathematical Modelling*, 33 (10): 3885–3895 (2009).
24. L. Fryba, “*Vibration solids and structures under moving loads*”, *Thomas Telford House*, Reston, 128-160 (1999).
25. Gaši, V., Zrnic, N., and Milovancevic, M.D., “Considerations of Various Moving Load Models in Structural Dynamics of Large Gantry Cranes”, *11th International Conference on Vibration Problems*, Lisbon, 9–12, (2013).

26. Stevens, K.K., “Force identification problems—an overview”, *SEM Spring Conference on Experimental Mechanics*, Texas, 838–844, (1987).
27. Dobson, J.J. and Rider, E., “A review of the indirect calculation of excitation forces from measured structural response data”, *Proceedings of Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 204 (August 1988): 69–75 (1990).
28. Lage, Y.E., Maia, N.M.M., and Neves, M.M., “Force Magnitude Reconstruction Using the Force Transmissibility Concept”, *Shock and Vibration*, 2014: 1–9 (2014).
29. Olsson, M., “On the fundamental moving load problem”, *Journal of Sound and Vibration*, 145 (2): 299–307 (1991).
30. Koniditsiotis, C., Buckmaster, R., and Fraser, P., “Australian High Speed Weigh-In-Motion -An Overview”, *Road Transport Technology-4, Proceedings of the Fourth International Symposium on Heavy Vehicle Weights and Dimensions*, Arbor, 143–152, (1995).
31. Cebon, D., “Assessment of the dynamic wheel forces generated by heavy road vehicles”, *In Symposium on Heavy Vehicle Suspension and Characteristics*, Canberra, (1987).
32. Yu, L., “Accounting for Bridge Dynamic Loads Using Moving Force Identification System”, *The Hong Kong Polytechnic University*, Hong-Kong, 35-70 (2001).
33. O’Connor, C., “Dynamic wheel loads from bridge strains”, *Journal of Structural Engineering*, 114 (8): 1703–1723 (1988).
34. Chan, T.H.T., Law, S.S., Yung, T.H., and Yuan, X.R., “An interpretive method for moving force identification”, *Journal of Sound and Vibration*, 219 (3): 503–524 (1999).
35. Cebon, D., “*Handbook of Vehicle-Road Interaction*”, *CRC Press*, 33-87 (2000).
36. Kitching, K.J., Cole, D., and Cebon, D., “Theoretical investigation into the use of controllable suspensions to minimize road damage”, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 214 (1): 13–31 (2000).
37. Law, S.S., Chan, T.H.T., and Zeng, Q.H., “Moving force identification: a time domain method”, *Journal of Sound and Vibration*, 201 (1): 1–22 (1997).
38. Law, S.S., Chan, T.H.T., and Zeng, Q.H., “Moving force identification - a frequency and time domains analysis”, *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 121 (3): 394–401 (1999).

39. Davis LE (2010) Heavy Vehicle Suspensions – Testing and Analysis . A thesis submitted for the degree of. School of Built Environment and Engineering Queensland University of Technology.
40. Yu, L. and Chan, T.H.T., “Recent research on identification of moving loads on bridges”, *Journal of Sound and Vibration*, 305: 3–21 (2007).
41. Azimi, H., “Development of vbi models with vehicle acceleration for bridge-vehicle dynamic response”, Concordia University, Montreal, 25-69 (2011).
42. Stokes, G.G., “Discussion of a differential equation relating to the breaking of railwaybridges,”, *Transactions of the Cambridge Philosophical Society*, 85 (5): 707–735 (1849).
43. Willis, R., "*Commissioners report: application of iron to railwaystructures*", *William Clowes & Sons*, London, (1849).
44. Timoshenko, S., “On the forced vibration of bridges”, *Philosophical Magazine Series*, 43 (6): 1018 (1922).
45. Ayre, R.S., Ford, G., and Jacobsen, L.S., “Transverse vibration of a two span beam under the action of a moving constant force”, *American Society of Mechanical Engineers Transactions, Journal of Applied Mechanics*, 17: 1–12 (1950).
46. Timoshenko, S., "*Vibration problems in engineering*", *D. Van Nostrand Company Inc.*, New York, (1929).
47. Warburton, G.B., "*The Dynamic Behaviour of Structures*", *Pergamon Press*, Oxford, 67-99(1976).
48. Hilho, F.V., “Finite element analysis of structures under moving loads”, *Shock and Vibration Digest*, 10: 27–35 (1978).
49. Hino, J., Yoshimura, T., Konishi, K., and Ananthanarayana, N., “A finite element method prediction of the vibration of a bridge subjected to a moving vehicle load”, *Journal of Sound and Vibration*, 96 (1): 45–53 (1984).
50. Sadiku, S. and Leipholz, H.H.E., “On the dynamics of elastic systems with moving concentrated masses”, *Ingenieur-Archiv*, 57 (3): 223–242 (1987).
51. Fafard, M., Bennur, M., and Savard, M., “A general multi-axle vehicle model to study the bridge- vehicle interaction”, *Engineering Computations*, 14 (August): 491–508 (1997).
52. Azimi, H., Galal, K., and Pekau, O.A., “A numerical element for vehicle-bridge interaction analysis of vehicles experiencing sudden deceleration”, *Engineering Structures*, 49: 792–805 (2013).

53. Esen, I., “Dynamic response of a beam due to an accelerating moving mass using moving finite element approximation”, *Mathematical and Computational Applications*, 16 (1): 171–182 (2011).
54. Traill-Nash, W.W.. and Kishan, H., "A modal method for calculation of highway bridge response with vehicle braking", *Australian Civil Engineering Transactions CE19*, (1977).
55. Tin Chan, T.H.. and O’Connor, C., “VEHICLE MODEL FOR HIGHWAY BRIDGE IMPACT”, *Journal of Structural Engineering*, 116 (7): 1772–1793 (1990).
56. Chompooming, K. and Yener, M., “The influence of roadway surface irregularities and vehicle deceleration on bridge dynamics using the method of lines”, *Journal of Sound and Vibration*, 183 (4): 567–589 (1995).
57. Öztemel, E., "*Yapay Sinir Ağları*", *Papatya Yayıncılık*, İstanbul, (2012).
58. Biggs, J.M., "*Introduction to structural dynamics*", *McGraw- Hill*, New York, (1964).
59. Azimi, H., Galal, K., and Pekau, O.A., “A modified numerical VBI element for vehicles with constant velocity including road irregularities”, *Engineering Structures*, 33 (7): 2212–2220 (2011).
60. Popov, E.P., "*Mechanics of Materials*", *Prentice Hall*, New Jersey, 52-69(1976).
61. Mahsa Moghaddas, "*Finite Element Analysis and Passive Vibration Control of the Timoshenko Beam Traversed by a Moving Vehicle Using an Optimized Tuned Mass Damper*", Concordia University, Montreal, 15-87 (2008).
62. Moghaddas, M., Sedaghati, R., Esmailzadeh, E., and Khosravi, P., “Finite element analysis of a Timoshenko beam traversed by a moving vehicle”, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part K-Journal of Multi-Body Dynamics*, 223 (3): 231–243 (2009).
63. Moghaddas, M., Esmailzadeh, E., Sedaghati, R., and Khosravi, P., “Vibration control of Timoshenko beam traversed by moving vehicle using optimized tuned mass damper”, *Journal of Vibration and Control*, 18 (6): 757–773 (2012).
64. Timoshenko, S.P., “On the Correction for Shear of the Differential Equations for Transverse Vibrations of Bars of Uniform Cross-Section”, *Philosophical Magazine*, 41 (245): 744–746 (2017).
65. Love, A.E.H., “*A Treatise on the Mathematical Theory of Elasticity*”, *Cambridge press*, New York, 18-36(1944).

66. Han, S.M., Benaroya, H., Wei, T., “Dynamics of transversely vibrating beams using engineering theories”, *Journal of Sound and Vibration*, 255 (5): 935–988 (1999).
67. Dmitriev, A.S., “Transverse vibrations of a three-span beam under a moving load”, *International Applied Mechanics*, 10 (1): 1263–1266 (1976).
68. Zheng, D.Y., Cheung, Y.K., Au, F.T.K., Cheng, Y.S., “Vibration of multispan non-uniform beams under moving loads by using modified beam vibration functions”, *Journal of Sound and Vibration*, 212 (3): 455–467 (1998).
69. Stanisic, M.M. and Hardin, J.C., “on the response of beams to an arbitrary number of concentrated moving masses”, *Journal of Franklin Institution*, 287: 115–123 (1969).
70. Jeffcott, H.H., “On the vibration of beams under the action of moving loads”, *Philosophical Magazine*, 7 (8): 66–97 (1922).
71. Ting, E.C., Genin, J., and Ginsberg, J.H., “A general algorithm for the moving mass problems”, *Journal of Sound and Vibration*, 33 (1): 49–58 (1974).
72. Akin, J.E., Mofid, M., “Numerical solution for response of beams with moving mass”, *Journal of Structural Engineering*, 155 (1): 120–132 (1989).
73. Esmailzadeh, E., Ghorashi, M., “Vibration analysis of beams traversed by uniform partially distributed moving masses”, *Journal of Sound and Vibration*, 184 (1): 9–17 (1995).
74. Wu, J.S. and Dai, C.W., “Dynamic responses of multi-span non-uniform beam due to moving loads”, *Journal of Structural Engineering*, 113 (3): 458–474 (1987).
75. Weaver, W., Timoshenko, S.P., and Young, D.H., “*Vibration problems in engineering*”, *John Wiley & Sons*, New York, 65-113 (1990).
76. Dugush, Y.A. and Eisenberger, M., “Vibrations of non-uniform continuous beams under moving loads”, *Journal of Sound and Vibration*, 254: 911–926 (2002).
77. Akin, J.E. and Mofid, M., “Analytical Numerical Solution for Response of Beams with Moving Mass”, *Journal of Structural Engineering*, 115 (1): 120–131 (1989).
78. Azimi, H., Galal, K., and Pekau, O. a., “A numerical element for vehicle-bridge interaction analysis of vehicles experiencing sudden deceleration”, *Engineering Structures*, 49: 792–805 (2013).

79. Özdemir, A. and Maden, D., “Aktif süspansiyon sistemli çeyrek araç modelinin gözlemleyiciyle optimal kontrolü”, *Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 17 (2): 181–187 (2013).
80. Agostinacchio, M., Ciampa, D., and Olita, S., “The vibrations induced by surface irregularities in road pavements – a Matlab ® approach”, *European Transport Research Review*, 6: 267–275 (2014).
81. Göksel, M., “Control of Semiactive Suspension System for Quarter Car Model”, *Electronic Letters on Science & Engineering*, 3 (2): 1–14 (2007).
82. Rettig, U. and Stryk, O. von, “Optimal and robust damping control for semi-active vehicle suspension”, *Progress in Industrial Mathematics at ECMI*, Eindhoven, (2005).
83. Yang, J. and Duan, R., “Modelling and Simulation of a Bridge interacting with a moving Vehicle System”, *Blekinge Institute of Technology*, Karlskrona, 25-69 (2013).
84. Wu, S.Q. and Law, S.S., “Vehicle axle load identification on bridge deck with irregular road surface profile”, *Engineering Structures*, 33 (2): 591–601 (2011).
85. Law, S.S. and Zhu, X.Q., “Dynamic behavior of damaged concrete bridge structures under moving vehicular loads”, *Engineering Structures*, 26 (9): 1279–1293 (2004).
86. Mermertas, V., “Dynamic interaction between the vehicle and simply supported curved bridge deck”, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 7825 (97): 125–131 (1998).
87. Moghaddas, M., “Finite Element Analysis and Passive Vibration Control of the Timoshenko Beam Traversed by a Moving Vehicle Using an Optimized Tuned Mass Damper”, *Concordia University*, Montreal, 14-105 (2008).
88. Youcef, K., Sabiha, T., Mostafa, D. El, Ali, D., and Bachir, M., “Dynamic analysis of train-bridge system and riding comfort of trains”, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 27 (4): 951–962 (2013).
89. Wang, K., Xia, H., Xu, M., and Guo, W., “Dynamic analysis of train-bridge interaction system with flexible car-body”, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 29 (9): 3571–3580 (2015).
90. Asnachinda, P., Pinkaew, T., and Laman, J. a., “Multiple vehicle axle load identification from continuous bridge bending moment response”, *Engineering Structures*, 30 (10): 2800–2817 (2008).
91. Yang, Y.B., Cheng, M.C., and Chang, K.C., “Frequency Variation in Vehicle–Bridge Interaction Systems”, *International Journal of Structural Stability and Dynamics*, 13 (2): 1350019 (2013).

92. Deng, L. and Cai, C.S., “Identification of parameters of vehicles moving on bridges”, *Engineering Structures*, 31 (10): 2474–2485 (2009).
93. Sezer, S. and Atalay, A.E., “Dynamic modeling and fuzzy logic control of vibrations of a railway vehicle for different track irregularities”, *Simulation Modelling Practice and Theory*, 19 (9): 1873–1894 (2011).
94. Uys, P.E., Els, P.S., and Thoresson, M., “Suspension settings for optimal ride comfort of off-road vehicles travelling on roads with different roughness and speeds”, *Journal of Terramechanics*, 44: 163–175 (2007).
95. Soleymani, M., Montazeri-Gh, M., and Amiryan, R., “Adaptive fuzzy controller for vehicle active suspension system based on traffic conditions”, *Scientia Iranica*, 19 (3): 443–453 (2012).
96. Clough R.W. and Penzien, J., "*Dynamics of Structures*", **Prentice-Hall**, London, 25-78 (2003).
97. Chaar, N., "*Wheelset Structural Flexibility and Track Flexibility in Vehicle-Track Dynamic Interaction*", (2007).
98. Bajer, C.I. and Dyniewicz, B., "*Numerical Analysis of Vibrations of Structures under Moving Inertial Load*", **Springer**, New York, 25-36 (2012).
99. 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).
100. Zhang, Q., Vrouwenvelder, A., and Wardenier, J., “Numerical simulation of train- bridge interactive dynamics”, *Computers & Structures*, 79: 1059–1075 (2001).
101. Yang, Y. Bin and Wu, Y.S., “A versatile element for analyzing vehicle-bridge interaction response”, *Engineering Structures*, 23: 452–469 (2001).
102. Esen, İ., “Hareketli Yükler Altındaki KöprülÜ Kren Kirişlerinin Dinamik (Mukavemet) Analizi”, *İTÜ*, İstanbul, 25-78(2009).
103. Wilson, E.L., "*Static and Dynamic Analysis of Structures*", **Computers and Structures Inc.**, Berkeley, (2002).
104. Ding, Y., Kong, S., Huang, J., and Xie, X., “FEM Analysis of Vehicle-Bridge Vibration Considering Bridge Deck ’ s Vibration”, *Mechanic Automation and Control Engineering* (1): 10–13 (2010).
105. “British Standard Institution.”, *British Standard Guide to Measurement Vibration and Repeated Shock*, : BS 6841:1987.

106. Thompson, D. and Jones, C., " Handbook of Railway Vehicle Dynamics ", *CRS press*, 125-169 (2006).
107. 8608:1995, I., "International Standards Organisation. Mechanical Vibration-Road Surface Profiles-Reporting of Measured Data".





EK AÇIKLAMALAR A.

ON SERBESTLİK DERECELİ ARAÇ MODELİ

Şekil 2.8 ile gösterilen on serbestlik dereceli araç modeli için kinetik ve potansiyel enerji ifadeleri tekerlek akslarının köprü ile teması dikkate alınarak sırasıyla şu şekilde yazılır:

$$E_k = \frac{1}{2} \left(\int_0^L \mu [\dot{w}_b^2(x,t)] dx + \left\{ \begin{array}{l} m_c \dot{r}_1^2 + I_c \dot{r}_2^2 + m_{b1} \dot{r}_3^2 + \\ I_{b1} \dot{r}_4^2 + m_{b2} \dot{r}_5^2 + I_{b2} \dot{r}_6^2 + \\ m_{w1} \dot{r}_7^2 + m_{w2} \dot{r}_8^2 + m_{w3} \dot{r}_9^2 + m_{w4} \dot{r}_{10}^2 \end{array} \right\} \right), \quad (A.1)$$

$$E_p = \frac{1}{2} \left(\int_0^L EI [w_b''^2(x,t)] dx + \left\{ \begin{array}{l} k_{v1} (r_1 + l_1 r_2 - r_3)^2 + k_{v2} (r_1 - l_2 r_2 - r_5)^2 + \\ k_{w1} (r_3 + d_1 r_4 - r_7)^2 H(x - \xi_1(t)) + \\ k_{w2} (r_3 - d_1 r_4 - r_8)^2 H(x - \xi_2(t)) + \\ k_{w3} (r_5 + d_3 r_6 - r_9)^2 H(x - \xi_3(t)) + \\ k_{w4} (r_5 - d_3 r_6 - r_{10})^2 H(x - \xi_4(t)) \end{array} \right\} \right) \quad (A.2)$$

$$D = \frac{1}{2} \left(\int_0^L c \dot{w}_b^2 dx + \left\{ \begin{array}{l} c_{v1} (\dot{r}_1 + l_1 \dot{r}_2 - \dot{r}_3)^2 + c_{v2} (\dot{r}_1 - l_2 \dot{r}_2 - \dot{r}_5)^2 \\ + c_{w1} (\dot{r}_3 + d_1 \dot{r}_4 - \dot{r}_7)^2 H(x - \xi_1(t)) \\ + c_{w2} (\dot{r}_3 - d_1 \dot{r}_4 - \dot{r}_8)^2 H(x - \xi_2(t)) \\ + c_{w3} (\dot{r}_5 + d_3 \dot{r}_6 - \dot{r}_9)^2 H(x - \xi_3(t)) \\ + c_{w4} (\dot{r}_5 - d_3 \dot{r}_6 - \dot{r}_{10})^2 H(x - \xi_4(t)) \end{array} \right\} \right), \quad (A.3)$$

Ön-arka boji tekerlekleri köprü yolu yüzeyindeki kontak noktaları aşağıdaki gibi yazılır:

$$\begin{aligned} \xi_1(t) &= u(t) + l_1 + d_1, \\ \xi_2(t) &= u(t) + l_1 - d_2, \\ \xi_3(t) &= u(t) - l_2 + d_3, \\ \xi_4(t) &= u(t) - l_2 + d_4, \end{aligned} \quad (A.4)$$

Denklem (A.1-2) ile verilen eşitlikler tekerlek temas noktasındaki deformasyonları temsil eden Galerkin ifadesi ile sırasıyla şu şekilde yazılabilir:

$$E_k = \frac{1}{2} \left(\int_0^L \mu \sum_{i=1}^n \varphi_i^2(x) \dot{\eta}_i^2(t) dx + \left\{ \begin{array}{l} m_c \dot{r}_1^2 + I_c \dot{r}_2^2 + m_{b1} \dot{r}_3^2 + \\ I_{b1} \dot{r}_4^2 + m_{b2} \dot{r}_5^2 + I_{b2} \dot{r}_6^2 + \\ m_{w1} \dot{r}_7^2 + m_{w2} \dot{r}_8^2 + m_{w3} \dot{r}_9^2 + m_{w4} \dot{r}_{10}^2 \end{array} \right\} \right), \quad (A.5)$$

$$E_p = \frac{1}{2} \left(\int_0^L EI \sum_{i=1}^n \varphi_i^{r^2}(x) \eta_i^2(t) dx + \left. \begin{aligned} & k_{v1} (r_1 + l_1 r_2 - r_3)^2 + k_{v2} (r_1 - l_2 r_2 - r_5)^2 + \\ & k_{w1} \left(r_3 + d_1 r_4 - \sum_{i=1}^n \varphi_i(\xi_1(t)) \eta_i(t), \right)^2 H(x - \xi_1(t)) + \\ & k_{w2} \left(r_3 - d_1 r_4 - \sum_{i=1}^n \varphi_i(\xi_2(t)) \eta_i(t), \right)^2 H(x - \xi_2(t)) + \\ & k_{w3} \left(r_5 + d_3 r_6 - \sum_{i=1}^n \varphi_i(\xi_3(t)) \eta_i(t), \right)^2 H(x - \xi_3(t)) + \\ & k_{w4} \left(r_5 - d_3 r_6 - \sum_{i=1}^n \varphi_i(\xi_4(t)) \eta_i(t), \right)^2 H(x - \xi_4(t)) \end{aligned} \right\} \quad (A.6)$$

$$D = \frac{1}{2} \left(\int_0^L c \sum_{i=1}^n \varphi_i^2(x) \dot{\eta}_i^2(t) dx + \left. \begin{aligned} & c_{v1} (\dot{r}_1 + l_1 \dot{r}_2 - \dot{r}_3)^2 + c_{v2} (\dot{r}_1 - l_2 \dot{r}_2 - \dot{r}_5)^2 \\ & + c_{w1} \left(\dot{r}_3 + d_1 \dot{r}_4 - \sum_{i=1}^n \varphi_i(\xi_1(t)) \dot{\eta}_i(t), \right)^2 H(x - \xi_1(t)) \\ & + c_{w2} \left(\dot{r}_3 - d_1 \dot{r}_4 - \sum_{i=1}^n \varphi_i(\xi_2(t)) \dot{\eta}_i(t), \right)^2 H(x - \xi_2(t)) \\ & + c_{w3} \left(\dot{r}_5 + d_3 \dot{r}_6 - \sum_{i=1}^n \varphi_i(\xi_3(t)) \dot{\eta}_i(t), \right)^2 H(x - \xi_3(t)) \\ & + c_{w4} \left(\dot{r}_5 - d_3 \dot{r}_6 - \sum_{i=1}^n \varphi_i(\xi_4(t)) \dot{\eta}_i(t), \right)^2 H(x - \xi_4(t)) \end{aligned} \right\}, \quad (A.7)$$

Denklem (A.5-7) ortoganallik şartları ile beraber sırasıyla aşağıdaki gibi yazılır:

$$E_k = \frac{1}{2} \left(N_i \delta_{i,j} + \left\{ \begin{aligned} & m_c \dot{r}_1^2 + I_c \dot{r}_2^2 + m_{b1} \dot{r}_3^2 + \\ & I_{b1} \dot{r}_4^2 + m_{b2} \dot{r}_5^2 + I_{b2} \dot{r}_6^2 + \\ & m_{w1} \dot{r}_7^2 + m_{w2} \dot{r}_8^2 + m_{w3} \dot{r}_9^2 + m_{w4} \dot{r}_{10}^2 \end{aligned} \right\} \right), \quad (A.8)$$

$$E_p = \frac{1}{2} \left(\Pi_i \delta_{i,j} + \left\{ \begin{aligned} & k_{v1} (r_1 + l_1 r_2 - r_3)^2 + k_{v2} (r_1 - l_2 r_2 - r_5)^2 + \\ & k_{w1} \left(r_3 + d_1 r_4 - \sum_{i=1}^n \varphi_i(\xi_1(t)) \eta_i(t), \right)^2 H(x - \xi_1(t)) + \\ & k_{w2} \left(r_3 - d_1 r_4 - \sum_{i=1}^n \varphi_i(\xi_2(t)) \eta_i(t), \right)^2 H(x - \xi_2(t)) + \\ & k_{w3} \left(r_5 + d_3 r_6 - \sum_{i=1}^n \varphi_i(\xi_3(t)) \eta_i(t), \right)^2 H(x - \xi_3(t)) + \\ & k_{w4} \left(r_5 - d_3 r_6 - \sum_{i=1}^n \varphi_i(\xi_4(t)) \eta_i(t), \right)^2 H(x - \xi_4(t)) \end{aligned} \right\} \right), \quad (A.9)$$

Denklem (A.1-3) ile verilen enerji denklemleri sistemin bağımsız koordinatlarına göre türetildiğinde on serbestlik dereceli araç için hareket denklemleri sırasıyla şu şekilde belirlenir:

$$\ddot{r}_1 = \frac{-k_{v1}}{m_c}(r_1 + l_1 r_2 - r_3) - \frac{k_{v2}}{m_c}(r_1 - l_2 r_2 - r_5) - \frac{c_{v1}}{m_c}(\dot{r}_1 + l_1 \dot{r}_2 - \dot{r}_3) - \frac{c_{v2}}{m_c}(\dot{r}_1 - l_1 \dot{r}_2 - \dot{r}_5), \quad (\text{A.10})$$

$$\ddot{r}_2 = \frac{-k_{v1}}{I_c}(r_1 + l_1 r_2 - r_3)l_1 + \frac{k_{v2}}{I_c}(r_1 - l_2 r_2 - r_5)l_2 - \frac{c_{v1}}{I_c}(\dot{r}_1 + l_1 \dot{r}_2 - \dot{r}_3)l_1 + \frac{c_{v2}}{I_c}(\dot{r}_1 - l_2 \dot{r}_2 - \dot{r}_5)l_2, \quad (\text{A.11})$$

$$\begin{aligned} \ddot{r}_3 = & \frac{k_{v1}}{m_{b1}}(r_1 + l_1 r_2 - r_3) - \frac{k_{w1}}{m_{b1}}(r_3 + d_1 r_4 - r_7) - \frac{k_{w2}}{m_{b1}}(r_3 - d_1 r_4 - r_8) \\ & + \frac{c_{v1}}{m_{b1}}(\dot{r}_1 + l_1 \dot{r}_2 - \dot{r}_3) - \frac{c_{w1}}{m_{b1}}(\dot{r}_3 + d_1 \dot{r}_4 - \dot{r}_7) - \frac{c_{w2}}{m_{b1}}(\dot{r}_3 - d_1 \dot{r}_4 - \dot{r}_8), \end{aligned} \quad (\text{A.12})$$

$$\begin{aligned} \ddot{r}_4 = & -\frac{k_{w1}}{I_{b1}}(r_3 + d_1 r_4 - r_7)d_1 + \frac{k_{w2}}{I_{b1}}(r_3 - d_1 r_4 - r_8)d_1 - \frac{c_{w1}}{I_{b1}}(\dot{r}_3 + d_1 \dot{r}_4 - \dot{r}_7)d_1 \\ & + \frac{c_{w2}}{I_{b1}}(\dot{r}_3 - d_1 \dot{r}_4 - \dot{r}_8)d_1, \end{aligned} \quad (\text{A.13})$$

$$\begin{aligned} \ddot{r}_5 = & \frac{k_{v2}}{m_{b2}}(r_1 - l_2 r_2 - r_5) - \frac{k_{w3}}{m_{b2}}(r_5 + d_3 r_6 - r_9) - \frac{k_{w4}}{m_{b2}}(r_5 - d_3 r_6 - r_{10}) \\ & + \frac{c_{v2}}{m_{b2}}(\dot{r}_1 - l_2 \dot{r}_2 - \dot{r}_5) - \frac{c_{w3}}{m_{b2}}(\dot{r}_5 + d_3 \dot{r}_6 - \dot{r}_9) - \frac{c_{w4}}{m_{b2}}(\dot{r}_5 - d_3 \dot{r}_6 - \dot{r}_{10}), \end{aligned} \quad (\text{A.14})$$

$$\begin{aligned} \ddot{r}_6 = & -\frac{k_{w3}}{I_{b2}}(r_5 + d_3 r_6 - r_9)d_3 + \frac{k_{w4}}{I_{b2}}(r_5 - d_3 r_6 - r_{10})d_3 - \frac{c_{w3}}{I_{b2}}(\dot{r}_5 + d_3 \dot{r}_6 - \dot{r}_9)d_3 \\ & + \frac{c_{w4}}{I_{b2}}(\dot{r}_5 - d_3 \dot{r}_6 - \dot{r}_{10})d_3, \end{aligned} \quad (\text{A.15})$$

$$\ddot{r}_7 = \frac{k_{w1}}{m_{w1}}(r_3 + d_1 r_4 - r_7) + \frac{c_{w1}}{m_{w1}}(\dot{r}_3 + d_1 \dot{r}_4 - \dot{r}_7), \quad (\text{A.16})$$

$$\ddot{r}_8 = \frac{k_{w2}}{m_{w2}}(r_3 - d_1 r_4 - r_8) + \frac{c_{w2}}{m_{w2}}(\dot{r}_3 - d_1 \dot{r}_4 - \dot{r}_8), \quad (\text{A.17})$$

$$\ddot{r}_9 = \frac{k_{w3}}{m_{w3}}(r_5 + d_3 r_6 - r_9) + \frac{c_{w3}}{m_{w3}}(\dot{r}_5 + d_3 \dot{r}_6 - \dot{r}_9), \quad (\text{A.18})$$

$$\ddot{i}_{10} = \frac{k_{w4}}{m_{w4}}(r_5 - d_3 r_6 - r_{10}) + \frac{c_{w4}}{m_{w4}}(\dot{r}_5 - d_3 \dot{r}_6 - \dot{r}_{10}), \quad (\text{A.19})$$

On serbestlik dereceli araç modeli için verilen enerji denklemleri köprü sistemine ait genelleştirilmiş koordinatlara göre türetilirse bu durumda köprü sistemine ait diferansiyel denklem aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\begin{aligned} & N_i \ddot{\eta}_i(t) + c\varphi_i^2(x)\dot{\eta}_i(t) + S_i \eta_i(t) \\ & + \varphi_i(\xi_1(t)) \{ f_{c7} + k_{w1} [r_7 D_1 - d_1 r_4 - r_3] + c_{w1} [\dot{r}_7 D_1 - d_1 \dot{r}_4 - \dot{r}_3] \} D_1 \\ & + \varphi_i(\xi_2(t)) \{ f_{c8} + k_{w2} [r_8 D_2 + d_1 r_4 - r_3] + c_{w2} [\dot{r}_8 D_2 + d_1 \dot{r}_4 - \dot{r}_3] \} D_2 \\ & + \varphi_i(\xi_3(t)) \{ f_{c9} + k_{w3} [r_9 D_3 - d_3 r_6 - r_5] + c_{w3} [\dot{r}_9 D_3 - d_3 \dot{r}_6 - \dot{r}_5] \} D_3 \\ & + \varphi_i(\xi_4(t)) \{ f_{c10} + k_{w4} [r_{10} D_4 + d_3 r_6 - r_5] + c_{w4} [\dot{r}_{10} D_4 + d_3 \dot{r}_6 - \dot{r}_5] \} D_4, \quad i = 1, 2, 3, 4 \end{aligned} \quad (\text{A.20})$$

Denklem (A.20) içinde verilen statik kuvvetler aşağıdaki gibi yazılır:

$$f_c(x, t) = - (f_{c7} H(x - \xi_1(t)) + f_{c8} H(x - \xi_2(t)) + f_{c9} H(x - \xi_3(t)) + f_{c10} H(x - \xi_4(t))), \quad (\text{A.21})$$

$$f_{c7} = \left(m_{b1} g + \frac{m_c g l_2}{l_1 + l_2} \right) (d_1 + d_2)^{-1} d_2 + m_{w1} g, \quad (\text{A.22})$$

$$f_{c8} = m_c g l_2 (l_1 + l_2) + m_{b1} g - \left(m_{b1} g + \frac{m_c g l_2}{l_1 + l_2} \right) d_2 (d_1 + d_2)^{-1} + m_{w2} g, \quad (\text{A.23})$$

$$f_{c9} = \left(m_{b2} g + m_c g - \frac{m_c g l_2}{l_1 + l_2} \right) d_4 (d_3 + d_4)^{-1} + m_{w3} g, \quad (\text{A.24})$$

$$f_{c10} = m_c g - m_c g l_2 (l_1 + l_2)^{-1} + m_{b2} g - \left(m_{b2} g + m_c g - \frac{m_c g l_2}{l_1 + l_2} \right) d_4 (d_3 + d_4)^{-1} + m_{w4} g, \quad (\text{A.25})$$

Denklem (A.22-25) içinde verilen boyutsuz parametreler aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\begin{aligned}
0 \leq t < t_1, \quad D_1 = 1, D_2 = 0, D_3 = 0, D_4 = 0; \quad t_1 &= \frac{d_1 + d_2}{v} \\
t_1 \leq t < t_2, \quad D_1 = 1, D_2 = 1, D_3 = 0, D_4 = 0; \quad t_2 &= \frac{l_1 + l_2 + d_1 - d_3}{v} \\
t_2 \leq t < t_3, \quad D_1 = 1, D_2 = 1, D_3 = 1, D_4 = 0; \quad t_3 &= \frac{l_1 + l_2 + d_1 + d_4}{v} \\
t_3 \leq t < t_4, \quad D_1 = 1, D_2 = 1, D_3 = 1, D_4 = 1; \quad t_4 &= \frac{L}{v} \\
t_4 \leq t < t_5, \quad D_1 = 0, D_2 = 1, D_3 = 1, D_4 = 1; \quad t_5 &= \frac{L + d_1 + d_2}{v} \\
t_5 \leq t < t_6, \quad D_1 = 0, D_2 = 0, D_3 = 1, D_4 = 1; \quad t_6 &= \frac{L + l_1 + l_2 + d_1 - d_3}{v} \\
t_6 \leq t < t_7, \quad D_1 = 0, D_2 = 0, D_3 = 0, D_4 = 1; \quad t_7 &= \frac{L + l_1 + l_2 + d_1 + d_4}{v} \\
t_7 \leq t, \quad D_1 = 0, D_2 = 0, D_3 = 0, D_4 = 0;
\end{aligned} \tag{A.26}$$

ÖZGEÇMİŞ

Mehmet Akif KOÇ 1987 yılında Tokat'ta doğdu; ilk ve orta eğitimini Sivas, lise eğitimini ise Samsun'da tamamlamıştır. 2011 ve 2016 yıllarında sırasıyla Sakarya Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi bölümü ile Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümlerindeki eğitimi başarıyla tamamlamıştır. 2013 yılında ise Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği bölümünde yüksek lisans eğitimini tamamlayarak aynı yıl Sakarya Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünde araştırma görevlisi olarak göreve başlamış ve bu görevi halen sürdürmektedir.

ADRES BİLGİLERİ

Adres : Sakarya Üniversitesi
Teknoloji Fakültesi/Makine Mühendisliği
ESENTEPE / SAKARYA-SERDİVAN

Tel : (542) 542 4959

E-posta : makoc@sakarya.edu.tr