

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR HIZLI TREN MODELİNDE SÜSPANSİYON
PARAMETRELERİNİN OPTİMİZASYONU VE ARAÇ
DİNAMİĞİNE ETKİSİ**

Muammer TAHTALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Makine Teorisi ve Kontrol Programı

Danışman

Dr.Öğr.Üyesi Meral BAYRAKTAR

Haziran, 2019

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR HIZLI TREN MODELİNDE SÜSPANSİYON PARAMETRELERİNİN
OPTİMİZASYONU VE ARAÇ DİNAMİĞİNE ETKİSİ**

Muammer TAHTALI tarafından hazırlanan tez çalışması çalışması 13.06.2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Dr. Meral BAYRAKTAR

Yıldız Teknik Üniversitesi

Danışman

Jüri Üyeleri

Dr. Meral BAYRAKTAR, Danışman

Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç.Dr. Semih SEZER, Üye

Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Emin SÜNBÜLOĞLU, Üye

İstanbul Teknik Üniversitesi

Danışmanım Dr. Meral BAYRAKTAR sorumluluğunda tarafımda hazırlanan Bir Hızlı Tren Modelinde Süspansiyon Parametrelerinin Optimizasyonu ve Araç Dinamiğine Etkisi başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Muammer TAHTALI

İmza

Aileme
ve
biricik eşime

TEŞEKKÜR

Raylı taşıt dinamiği önemli mühendislik problemlerinden biridir. Gelişen teknolojiler ile birlikte raylı taşıtlardan sürüş konforu ve güvenlik gibi dinamik performans parametrelerinin yüksek olduğu modern araç beklentileri artmıştır. Simülasyon programları ile araç dinamiği testleri gerçek koşullara en yakın şekilde modellenmektedir. Bu çalışmada yüksek hızlı bir raylı taşıt modellenmesi yapılmış ve dinamik performansı incelenmiştir.

Bu tezin hazırlanmasında, çalışma süresince yardımlarını esirgemeyen danışman hocam Dr. Meral Bayraktar'a, hayatın her anında bana gösterdiği anlayış, verdiği destek ve cesaret için sevgili eşim Utku Tahtalı' ya, bana uğur getirdiğine inandığım oğluma ve öğrenim hayatım boyunca maddi-manevi desteklerini üzerimden eksik etmeyen annem ve babama gönülden teşekkürlerimi sunarım.

Muammer TAHTALI

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ.....	VII
KISALTMA LİSTESİ.....	VIII
ŞEKİL LİSTESİ.....	IX
TABLO LİSTESİ.....	XI
ÖZET.....	XII
ABSTRACT.....	XIV
1 Giriş.....	1
1.1 Literatür Özeti.....	1
1.1.1 Hızlı Tren Yapısı.....	4
1.1.2 Raylı Taşıtlarda Dinamik Hareketler.....	8
1.1.3 Raylı Taşıtların Modellenmesi.....	11
1.1.4 Titreşim Azaltma Yöntemleri.....	18
1.1.5 Dinamik Karakteristik Parametreleri.....	25
1.2 Tezin Amacı.....	30
1.3 Hipotez.....	31
2 Modelin Kurulumu.....	33
2.1 Aracın Modellenmesi.....	33
2.1.1 Referans Model.....	34
2.1.2 Tekerlekler ve Raylar.....	36
2.1.3 Birincil ve İkincil Süspansiyonlar.....	38
2.1.4 Yolun Tanımlanması ve Yol Düzgünsüzlükleri.....	40
2.2 Modelin Dinamik Sonuçları.....	42

2.2.1	Modal Analiz.....	42
2.2.2	Kararlılık Analizi.....	46
2.2.3	Kurp Analizi.....	48
3	Süspansiyon Optimizasyonu	51
3.1	Süspansiyon Parametrelerinin Optimizasyonu.....	51
3.1.1	Optimizasyon Öncesi Değerler.....	52
3.1.2	Pareto Analizi ve Sınır Değerleri	54
3.1.3	İkincil Süspansiyon Optimizasyonu.....	56
3.1.4	Senaryo 2 (Gerçek Yol) ve Senaryo 3 (Düz Yol-Manuel) Sonuçları... 57	
4	Sonuç ve Öneriler	60
	Kaynakça.....	62
	A Simpack Modülü	69
	B Araç Parametreleri	70
	Tezden Üretilmiş Yayınlar	72

SİMGE LİSTESİ

A_v	Güç Spektral Yoğunluk Katsayısı
E	Sperling Konfor Derecesi
N_{mv}	CEN Konfor Sınıfı
$S_z(\bar{\Omega})$	Güç Spektral Yoğunluk
W_z	Sperling Konfor İndeksi
Y/Q	Raydan Çıkma Değeri
Ω	Güç Spektral Yoğunluk Katsayısı

KISALTMA LİSTESİ

CEN	Avrupa Standartlar Komitesi
EN	Avrupa Standartları
HT	Hızlı Tren
ISO	Uluslararası Standartlar Örgütü
MR	Magneto-Reolojik
PSD	Güç Spektral Yoğunluk
RMS	Karelerin Ortalamalarının Karekökü
TCDD	Türkiye Cumhuriyeti Devlet Demiryolları
UIC	Uluslararası Demiryolları Birliği
YHT	Yüksek Hızlı Tren

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Türkiye’de Mevcut ve Planlanan YHT/HT Hatları.....	2
Şekil 1.2 TCDD Yüksek Hızlı Tren.....	3
Şekil 1.3 Hyperloop Teknolojisi	4
Şekil 1.4 Boji Yapısı	6
Şekil 1.5 Tekerlek Seti.....	7
Şekil 1.6 Boji Karkası	8
Şekil 1.7 Araç Dinamik Hareketleri.....	8
Şekil 1.8 Raylı Taşıtlarda Titreşim Modları	11
Şekil 1.9 31 Serbestlik Dereceli Model	12
Şekil 1.10 Düşey Yol Pürüzlülükleri	13
Şekil 1.11 Periyodik, Deterministik ve Stokastik Bozukluklar	13
Şekil 1.12 Modelleme Yöntemi.....	15
Şekil 1.13 Bir Raylı Taşıtta Gövde ve Boji Konfigürasyonu.....	16
Şekil 1.14 Aktif Süspansiyon İşleyişi.....	18
Şekil 1.15 Aktif Süspansiyon Modeli	21
Şekil 1.16 Yarı Aktif Süspansiyon Modeli.....	22
Şekil 1.17 Boji Süspansiyon Komponentleri	25
Şekil 1.18 Yatay ve Düşey Konfor Dereceleri.....	28
Şekil 2.1 Yüksek Hızlı Tren Modeli.....	34
Şekil 2.2 Referans Boji Modeli	35
Şekil 2.3 Araç Boyutları	36
Şekil 2.4 Ray ve Tekerlek Profilleri.....	36
Şekil 2.5 Simpack Tekerlek ve Ray Profilleri.....	37
Şekil 2.6 Simpack Tekerlek-Ray Profilleri ve Temas Bölgesi.....	38
Şekil 2.7 Birincil Süspansiyon.....	39
Şekil 2.8 İkincil Süspansiyon	39
Şekil 2.9 Yol Düzgünsüzlükleri	41
Şekil 2.10 Yol Dataları Konfora Etkisi.....	42
Şekil 2.11 Mod Şekilleri.....	43
Şekil 2.12 Gövde Mod Şekilleri, Frekans Değerleri ve Sönüm Oranları.....	46
Şekil 2.13 Boji Yapısı Yanal İvme Değerleri.....	47

Şekil 2.14 Basamak Yol Girişi.....	47
Şekil 2.15 Tekerlek Seti Yanal Yer değiştirme.....	48
Şekil 2.16 EN14363 Raydan Çıkma Test Senaryosu	49
Şekil 2.17 Y/Q (Raydan Çıkma) Grafiği	50
Şekil 3.1 Yol Senaryosu.....	52
Şekil 3.2 Optimizasyon Öncesi Tekerlek Aşınması.....	53
Şekil 3.3 Optimizasyon Öncesi Raydan Çıkma.....	53
Şekil 3.4 Optimizasyon Öncesi Konfor.....	54
Şekil 3.5 Senaryo 2 (Gerçek Yol)	58
Şekil 3.6 Konfor Sonuçları	59
Şekil A.1 Yay-Damper Çiftinin Modellenmesi	69
Şekil A.2 Simpack Doe Modülü	69

TABLO LİSTESİ

Tablo 1.1 Dünya’da YHT Taşımacılığı.....	1
Tablo 1.2 Raylı Araç Simülasyon Programları.....	15
Tablo 1.3 Sperling Konfor Dereceleri	27
Tablo 1.4 Wz Konfor Sınıfları.....	28
Tablo 1.5 Nmv Konfor Sınıfı	29
Tablo 2.1 Frekans Değerleri Karşılaştırması	44
Tablo 2.2 Sönümlleme Oranları Karşılaştırması.....	44
Tablo 2.3 Maksimum Geçiş Hızları.....	50
Tablo 3.1 Yol Senaryosu.....	51
Tablo 3.2 Pareto Analiz Sonuçları	54
Tablo 3.3 Optimizasyon Sınır Değerleri.....	55
Tablo 3.4 Optimizasyon Sonucu Süspansiyon Parametreleri.....	56
Tablo 3.5 Optimizasyon Sonuçları	57
Tablo 3.6 Senaryo 2-3 Performans Sonuçları	58
Tablo A.1 Modelin Parametreleri	70

Bir Hızlı Tren Modelinde Süspansiyon Parametrelerinin Optimizasyonu ve Araç Dinamiğine Etkisi

Muammer TAHTALI

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Meral BAYRAKTAR

Uluslararası ticaretin artışı ile demiryolu ulaşımı da güvenilirliği ve daha fazla kişi/eşya taşımaya uygunluğu sebebiyle yaygınlaşmaktadır. Raylı taşıtlara olan talep, konfor ve hız anlamında beklentileri yükseltmiş, çözüm için araç dinamiği çalışmaları hızlandırılmıştır. Özellikle yüksek hızlı trenlerde konfor, sürüş güvenliği ve tekerlek-ray aşınması konularındaki problemlere bu çalışmaların çözüm getirmesi beklenmektedir.

Bilgisayar programları ile araçların modellenip simule edilmesi, dinamik problemlerin çözümünde zaman kazandırmakta ve düşük maliyetler ile sonuca ulaştırmaktadır. Bu çalışmada, SIMPACK programı ile oluşturulan bir hızlı tren modelinde raylı taşıt dinamiğinin önemli kriterlerinden aşınma, güvenlik (raydan çıkma) ve konfor bileşenlerinin, süspansiyon parametrelerinin optimizasyonu ile iyileştirilmesi amaçlanmıştır. İlk olarak literatür çalışması ile araç hakkında genel bilgi verilmiş, raylı taşıtlardaki dinamik hareketler ve titreşim azaltma yöntemlerinden bahsedilmiştir.

İkinci bölümde modelleme yöntemi, kullanılan parametreler ve modelin dinamik davranışı açıklanmıştır. İki boji ve gövdeden oluşan hızlı tren modeli referans bir

Çalışmadan faydalanarak oluşturulmuştur. Boji yapısındaki elemanlar ile gerekli yol dadası ve dinamik kriterlere değinilmiştir. Modal analiz ile doğal frekans, sönümlenme oranları ve mod şekilleri kontrol edilmiştir. Kararlılık analizleri ile aracın kararlı kaldığı hız sınırı bulunmuştur. Kurp analizinde Y/Q değerine bakılarak 150 m yarıçaplı kurptan en yüksek geçiş hızı bulunmuştur.

Sonuçlar kısmında ise aşınma, konfor ve raydan çıkma değerleri optimizasyon öncesi belirlenen yol senaryosu için analizler ile bulunmuş, konfor bileşeninin iyileştirilmesi gerektiği vurgulanmıştır. Optimizasyon işleminde SIMPACK DOE modülü kullanılmıştır. Konfor iyileştirilmesi için ikincil süspansiyon parametreleri optimize edilmiştir. Optimizasyon sonucu bulunan süspansiyon değerleri 10 km'lik gerçek yol koşullarında denenmiştir. Sonuçlar araç dinamik performansının geliştirilmesi için bir rehber olmakla birlikte aktif sistemlere de bir yol gösterici olabilecektir.

Anahtar Kelimeler: Hızlı Tren, Süspansiyon, Optimizasyon

Optimization of Suspension Parametres in a High Speed Train Model and its Effect on Vehicle Dynamics

Muammer TAHTALI

Department of Mechanical Engineering

Master Thesis

Advisor: Assist.Prof.Dr. Meral BAYRAKTAR

Railway transportation is becoming more widespread due to the fact that it is safe and more suitable for transporting more people/goods with the increase in international trade. Demand for rail vehicles has increased expectations in terms of comfort and speed, and accelerated efforts in the scope of vehicle dynamics for the solutions. Especially in high speed trains comfort, driving safety and wheel-rail wear problems are expected to solve these problems.

Modeling and simulation of real vehicles with computer programs have saved time in solving dynamic problems and results in low costs. In this study, it is aimed to improve wear, safety (derailment) and comfort values, the important criteria of rail vehicle dynamics, in SIMPACK program by optimization of the suspension parameters. Firstly, general information about the vehicle has been given by the literature study, dynamic movements in rail vehicles and vibration reduction methods were mentioned.

In the second part, modeling method, parameters and dynamic behavior of the model are explained. The high speed train model consisting of two bogie and a body has created by using a reference study. The components of bogie structure, the road profile and dynamic criterias are mentioned. Natural frequencies, damping rates

and mode shapes have been checked by modal analyses. To determine maximum stable speed, the stability analysis have been performed. The highest speed has been found for the 150 m radius curve by looking at the Y/Q value in the curve analysis.

In results section, wear, comfort and derailment values were found by analyses for a scenario determined before optimization and it has been emphasized that comfort should be improved. SIMPACK DOE module has been used in optimization process. For improving comfort, secondary suspension parameters have been optimized. The optimized values have been tried under real road conditions of 10 km and compared results with initial comfort values. These results reveal a guide for developing the dynamic performance of the vehicle and may also be a guide for active systems.

Keywords: High Speed Train, Suspension, Optimization

1.1 Literatür Özeti

Hayatın her alanında insanların ve eşyaların bir yerden bir yere taşınması ulaşım araçları sayesinde yapılabilmektedir. Karayolları, bireysel kullanımın olabilmesi ve maliyet azlığı sebebiyle en çok tercih edilen ulaşım tipi olmuştur. Ancak son dönemlerde demiryolu taşımacılığının önemi de giderek artmakta olup özellikle Kuzey Avrupa ve Uzak Doğu ülkelerinde demiryolu taşımacılığına yapılan yatırımlar hızlanmaktadır. Fazla sayıda yolcu taşıyabilmesi ve enerjide tasarruf sağlaması bu ülkeler için demiryolu taşımacılığını ön plana çıkaran unsurlardır. Tablo 1’de Türkiye’de ve Dünya’da yüksek hızlı tren ile taşınan yolcu sayısındaki değişiklikler gösterilmiştir. Buna göre birçok ülkede her geçen sene hızlı tren kullanan kişi sayısı yükselmektedir. Türkiye’de de 6 sene içerisinde km başına taşınan yolcu sayısı 1,4 milyon artmıştır ve bu da hızlı tren taşımacılığına verilen önemi göstermektedir.

Tablo 1.1 Dünya’da YHT Taşımacılığı (Milyon Yolcu/Km) [1]

ÜLKE/YIL	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016
Çin	46,3	105,8	144,6	214,1	282,5	386,3	464,1
Japonya	76,9	79,6	84,2	87,4	89,2	97,4	98,6
Kore	11	13,6	14,1	14,5	14,4	15,1	16,3
Fransa	51,9	52	51,1	50,8	50,7	50	49,1
Almanya	23,9	23,3	24,8	25,2	24,3	25,3	27,2
Türkiye	0,5	0,7	0,9	1,2	1,6	1,8	1,9
İspanya	11,7	11,2	11,2	12,7	12,8	14,1	15,1

ÜLKE/YIL	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016
İtalya	11,6	12,3	12,3	12,8	12,8	12,8	12,8
Toplam	233,8	298,5	343,2	418,7	488,3	602,8	685,1

Şehirlerarası ve şehir içi taşımacılıkta karayollarında artan yoğunluk raylı taşımacılığa olan yönelimi özellikle gelişmiş ülkelerde arttırmış durumdadır. Bunun sebeplerinden biri de karayoluna göre daha ekonomik ve güvenli oluşudur. Son dönemlerde ülkemizde de raylı taşımacılığın önemi artmıştır ve bu alanda birçok proje hayata geçirilmeye devam etmektedir. Şekil 1.1’ de ülkemizdeki mevcut ve planlanan yüksek hızlı ve hızlı tren hatlarına yer verilmiştir. 2017 yılı verilerine göre ülkemizdeki hızlı tren hattı uzunluğu 1213 km’ dir ve bu hatlar İstanbul, Ankara, Eskişehir, Konya, Sakarya, Bilecik ve İzmit olmak üzere 7 ilden geçmektedir. Devam eden projeler ile başta Ankara-İzmir ve Ankara-Sivas olmak üzere birçok hızlı tren hattı yapılmakta olup 2023 yılı itibariyle 9195 km’lik uzunluğa ulaşılması beklenmektedir.



Şekil 1.1 Türkiye’de Mevcut ve Planlanan YHT/HT Hatları [1]

Ülkemizde demiryolu araç imalatında da son dönemde önemli gelişmeler yaşanmaktadır. Türkiye’de ki kurum ve firmalar özellikle metro ve tramvay araçları üretiminde önemli sonuçlar almışlardır. Bununla birlikte dizel ve elektrikli

lokomotif üretimi ile birlikte, hızlı tren vagon üretimi ve elektrikli tren seti üretimi gibi çalışmalar da ülkemizde devam etmektedir.

Son dönemde gerçekleştirilen bu çalışmaların dışında ülkemiz hızlı tren ağını da genişletmektedir. Bu genişlemeye rağmen hızlı tren setleri üretimi yurtdışında yapılamamakta olup ithal edilmektedir. Şekil 1.2' de ülkemizde kullanılan Velaro yüksek hızlı trenlerine bir örnek verilmiştir.



Şekil 1.2 TCDD Yüksek Hızlı Tren [2]

Raylı taşıt sektöründe son teknoloji ürünler üzerine yapılan çalışmalar da hızlandırılmıştır. Hyperloop adı verilen ray ötesi sistem olarak tanımlanan araçlarda sistemin, hava kompresörleri ve asimetric motorlar tarafından sürülen basınç kapsülleri içerisinde 1220 km/sa hıza ulaşması hedeflenmektedir. Şekil 1.3'de gösterilen araç geleceğin en yenilikçi ulaşım teknolojisi olarak adlandırılmaktadır.



Şekil 1.3 Hyperloop Teknolojisi [3]

Bu gelişmeler ışığında ülkemizde özellikle yüksek hızlı tren yerli üretimi için büyük ihtiyaç bulunmakta ve bu konuda da yetişmiş insan gücü ve bilgi birikimi gerekmektedir. Yüksek hızlı trenlerde hız seviyelerinin yükselmesi ile konfor, güvenlik ve araç kararlılığı ön plana çıkmış olup bu konular raylı taşıt dinamiği alanında çözüme ulaştırılmaktadır. Sektörde isim yapmış birçok firma raylı taşıt dinamiği üzerine çalışmalar yapmaktadırlar, bununla birlikte özellikle araç güvenliği ve konfor açısından titreşim azaltma yöntemlerini kullanmayı hedeflemektedirler. Bu çalışmada da raylı taşıt dinamiğinde oluşacak hareketler ve titreşim azaltma yöntemleri hakkında bilgi verilmiş olup, dinamik hareketler sonucu oluşan konfor, güvenlik (raydan çıkma) ve aşınma kriterlerinin iyileştirilmesi için ikincil süspansiyon parametrelerinin optimizasyonu yapılmıştır. Bu çalışma ile raylı taşıt dinamiği konusunda bilgi ve tecrübeli insan gücü yetiştirilmesine katkı sağlanması amaçlanmıştır. Özellikle ülkemizin stratejik planları göz önünde bulundurulduğunda raylı taşıt sektörünü kalkındırarak yetişmiş insan gücüne ihtiyacı vardır. Bu tez çalışması da sektöre raylı taşıt dinamiği alanında akademik bir çalışma ile katkıda bulunacaktır.

1.1.1 Hızlı Tren Yapısı

Yüksek hızlı tren, geleneksel demiryolu taşıtlarına göre taşıt üzerine entegre edilmiş sistemler ile çok daha hızlı çalışan aynı zamanda raylar üzerinde de değişimler gerektiren bir raylı taşıma aracıdır. Dünya çapında geçerli tek bir standart bulunmamakla birlikte, saatte 250 kilometreden fazla yeni hatlar ve saatte 200

kilometreyi aşan mevcut hatlar yaygın olarak yüksek hızlı olduğu kabul edilmektedir. Bu hız değerlerinde önemli ölçüde iyileştirmeler günümüzde bir çok ülkede yapılabilmektedir. Yüksek hızlı trenler normalde, tasarımında büyük bir dönüş yarıçapı içeren, kademeli olarak ayrılmış yoldaki sürekli kaynaklı ve standart ölçü raylarında çalışmaktadır.

İlk yüksek hızlı tren sistemi 1964'te Japonya'da faaliyete geçti ve mermi treni olarak bilinirdi. Günümüzde Avusturya, Belçika, Çin, Finlandiya, Fransa, Almanya, İrlanda, İtalya, Japonya, Fas, Hollanda, Polonya, Portekiz, Rusya, Suudi Arabistan, Güney Kore, İspanya, İsveç, Tayvan, Türkiye, Birleşik Krallık ve Özbekistan gibi birçok ülke büyük şehirleri birbirine bağlamak için yüksek hızlı tren taşımacılığını geliştirmiştir. Sadece Avrupa'da hızlı tren taşımacılığı uluslararası boyutta kullanılmaktadır. Çin, Aralık 2016 sonu itibariyle 22.000 km yüksek hızlı tren hattına sahip olup dünya toplamının üçte ikisini oluşturmaktadır.

Yüksek hızlı tren hatlarında raylar yüksek hız seviyelerine uygun şekilde oluşturulmaktadır. Sadece yüksek hızlı trenlere özgü hatlarda 250 km/sa, normal tren hatlarında ise 200 km/sa hız sınırını geçebilen araçlar yüksek hızlı olarak tanımlanır. Araç yapıları gerekli uyumluluk, güvenlik ve servis edilebilirlik standartlarına uygun olarak tasarlanmalıdır. Uluslararası boyutta UIC standartları ile gerekli koşullar tanımlanır. 200 km/sa kriteri, artan geometrik bozukluklara, tekerlek-ray aşınmalarına, aerodinamik dirençlerin artmasına, tüneller içerisinde yolcuların konforunu bozacak basınç dalgalanmalarına ve makinistler için sinyalizasyon takibinin zorlaşmasına sebep olmaktadır [4].

1.1.1.1 Araç Gövdesi

Araç gövdesi, yüklerin ve yolcuların taşındığı kısım olarak tanımlanır. Gövde kısmı tavan, taban, yan duvarlar ve şasi kısımlarından oluşur. Araç tavanı, üzerinde yolcu kliması, klima kanalı, tutunma boruları, iç aydınlatma elemanları, sürücü kliması, fren rezistörü, kontrol üniteleri gibi ekipmanları bulunduran kısımdır. Taban kısmı yapısal parçaların monte edildiği taşıyıcı alt kısımdır. Yan duvarlar, kutu profiller ve saclardan oluşan, pencere, kapı, koltuk iç ve dış giydirme elemanlarının üzerine bağlandığı taşıyıcı yapılardır. Şasi ise iki yanda taşıyıcı U profillerden oluşan gövde ve bojiyi birleştiren kısımdır [5].

1.1.1.2 Boji

Günümüzde kullanılmakta olan vagonların çoğu bir gövde ve iki bojiden oluşmaktadır. Boji iki tekerlek seti ve bir şasiden meydana gelen raylı taşıt elemanıdır. Gövde iki boji üzerine göbekten esnek olarak oturtulmaktadır. Bojiler taşıyıcı ve motorlu boji olarak ikiye ayrılmaktadır. Şekil 1.4' de boji ve elemanları görülmektedir.



Şekil 1.4 Boji Yapısı [6]

Bojinin görevi, demiryolu taşıtlarının kıvrımlı raylarda uyumlu geçişini sağlamak, rijid yapıya sahip tekerlek dingili ile rayların pozisyonlarındaki düzensizliklerle taşıt vagon kısmının bağıni yok etmek amacı ile ikinci bir yay basamağı elde edebilmek ve böylece de sürüşteki konforu artırmaktır. Bojiler daha iyi sürüş özellikleri sağlamak, raydan çıkma tehlikesini azaltmak ve rayda daha az aşınmaya yol açmak ile yükümlü bileşendir. Bojideki dingil sayısı arttıkça ray kıvrımlarından geçişteki konumlanmaları daha da önem kazanır. Bojinin temel kullanım amacı ise tekerleklerin hareketini sağlamak ve taşıtın geri kalan kısmını taşımaktır [6].

Süspansiyon Sistemleri

Süspansiyon sistemleri boji yapısında bulunan en önemli ekipmanlardandır. Yolcu vagonu ve lokomotif bojileri iki seviyeli süspansiyon sistemine sahipken, yük treni bojileri genelde tek seviyeli süspansiyona sahiptirler. Teker dingilleri ile boji arasında birincil süspansiyon, vagon ile boji arasında ise ikincil süspansiyon yer alır. Birincil süspansiyonlar yaylar, damperler ve elastik tamponlardan oluşur. Birincil süspansiyon elemanları üzerine bir boji çerçevesi yerleştirildiğinde aracın yükleme

kapasitesi ve motorun verimliliği artmaktadır. Ayrıca amaç istikrarlı çalışma davranışını, iyi viraj performansını ve düşük aşınmayı güvence altına almaktır.

İkincil süspansiyonun amacı ise yol düzgünlüklerinden doğan araç gövdesi titreşimlerinin en aza indirmektir. Havalı yaylar modern raylı taşıtlarda ikincil süspansiyonun temel elemanlarından biridir. Aynı zamanda dikey ve yanal hidrolik sönümleyiciler, tamponlar ve viraj denge çubuğu da bu sistemin elemanlarıdır.

Tekerlek Seti-Akslar

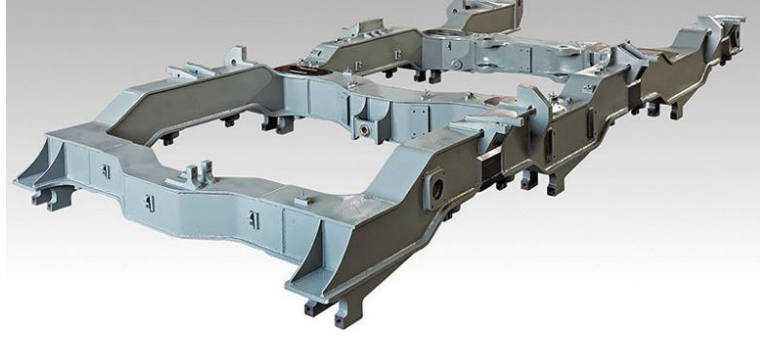
Tekerlek setleri, taşıt ve demiryolu arasındaki gerekli mesafeyi sağlar, çekiş ve frenleme kuvvetlerinin raylara iletilmesinde rol alır. Aks araç yükünü tekerleklere ileten mildir. Aks kutusu ise tekerlek akslarını birincil süspansiyon elemanları ile bojiye bağlar ve boji gövdesi ile aksların uyumlu çalışmasını sağlar. Şekil 1.5'de örnek bir tekerlek seti görülmektedir.



Şekil 1.5 Tekerlek Seti [7]

Boji Karkası

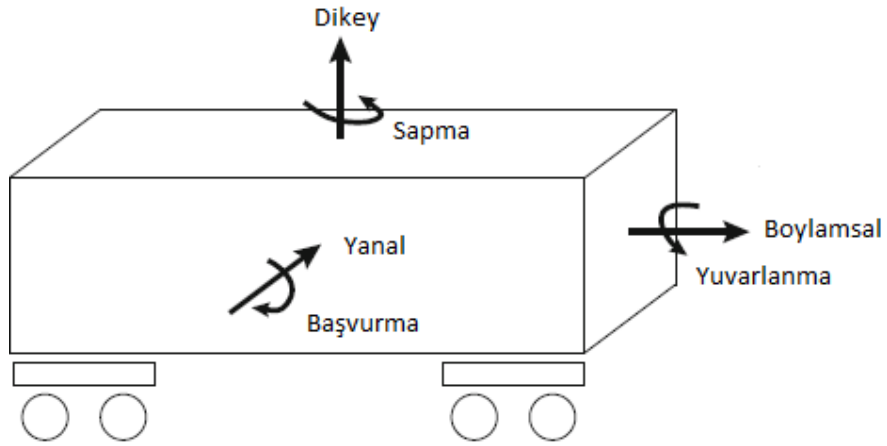
Boji karkası raylı taşıtlarda bojinin önemli ve ayrılmaz bir parçasıdır. Boji karkasının temel amacı, şasiden gelen dikey, kurp geçişlerinde ortaya çıkacak yanal, tekerlek ray temaslarının oluşturacağı dikey ve yanal, motor çekiş ve frenleme ile oluşacak boylamsal yüklerle dayanması ve/veya bu yükleri transfer etmesidir. Boji karkası genellikle iki yan, iki adet baş ve iki adet boyuna kriş içerir ve "H" formunda sac metal parçalardan oluşur. Şekil 1.6'da bir boji karkası örneği verilmiştir.



Şekil 1.6 Boji Karkası [8]

1.1.2 Raylı Taşıtlarda Dinamik Hareketler

Bir katı cisim uzayda 6 farklı serbestlik derecesine sahiptir. Şekil 1.7’de bir aracın serbestlik derecesine bağlı olarak maruz kalabileceği dinamik hareketlere yer verilmiştir.



Şekil 1.7 Araç Dinamik Hareketleri [9]

Serbestlik dereceleri yüksek olan raylı taşıt sistemlerinin dinamik olarak farklı yönleri ile ele alınması gerekmektedir. Sektördeki firmaların araç dinamiği açısından en büyük beklentisi sürüş güvenliğidir. Örneğin, manevra karakteristiğinin yetersiz oluşu sonucu oluşabilecek raydan çıkmalar istenmemektedir. Bir diğer beklenti ise yolcular tarafından kabul edilebilir derecede bir konfor sağlamasıdır. Bu istek bir sonraki nokta olan kârlılık konusunu gündeme getirmektedir. Konfor seviyesi düşük olan bir araç müşteri beklentisini karşılayamayacağından yüksek bir gelir sağlamayacaktır. Bütün bu beklentiler piyasaya sürülecek bir raylı taşıtta değerlendirme kriterlerinin ortaya çıkmasına sebep olmuştur. Bir sonraki aşama ise ömür süresi maliyetlerinden oluşmuştur.

Raylı bir taşıtta dinamik isterleri belirlerken aşağıdaki değerlendirme kriterleri göz önünde bulundurulmaktadır:

- Aracın raydan çıkmaması gerekmektedir.
- Araç herhangi bir hareket esnasında devrilmemelidir.
- Araç yanal yönde raydan kaymamalıdır.
- Yolcular için kabul edilebilir bir konfor derecesinde olmalı ve aynı zamanda gürültü seviyesi tolere edilebilir eşik değerinin üzerine çıkmamalıdır.
- İstenilen hıza ulaşmak, bu hızı devam ettirmek ve rampa çıkışları başarmak için çekiş sistemi yeterli çekiş gücünü sağlamalı ve aktarma organları bu gücü tekerlerden raya aktarmalıdır.
- Güvenliği sağlayan parçalarda arızalar çıkmamalı ve komponentlerde yorulma vb. kaynaklı yıpranma ve zarar olabildiğince az olmalıdır.
- Kabul edilemez seviyede (özellikle balast yerleşiminden kaynaklı) yol pürüzlülüğünden kaçınılmalıdır [10].

Raylı taşımacılıkta yüksek hızlı araçlara olan yönelimler üretim giderlerinin, enerji tüketiminin ve teker ray arasındaki etkileşimin azalmasını sağlayan daha hafif araç gövdelerine duyulan ihtiyacı arttırmaktadır. Araç ağırlıklarındaki azalma yapısal katılığın azalmasına ve aynı zamanda düşük doğal frekansların ortaya çıkmasına sebebiyet vermektedir. Bu durum rezonans titreşimlerinin oluşma riskini artırır ve yolcu konforunu olumsuz yönde etkiler. Araç ağırlığında değişme olmasa bile yüksek hızlar daha fazla kuvvet ve ivmelenmeye sebebiyet vereceğinden yolcu konforu sürekli tartışılması ve araştırılması gereken bir konu haline gelmiştir. Bu sorunlara çözüm bulabilmek için raylı araç dinamiği alanında yapılan çalışmalar her geçen gün artmaktadır [11].

1.1.2.1 Düşey Dinamik Hareketler

Bir raylı taşıt hareket süresince sürüş kalitesi, güvenliği ve konforuna etki edecek düşey yönde titreşimlere maruz kalmaktadır. Düşey titreşimler genel olarak raylar üzerindeki pürüzlülükler sebebiyle oluşmaktadır. Raylardaki bu düzensizlikler bojiler tarafından araç gövdesine ve yolculara iletilmektedir. Tekerlek setlerinin

yapısı, ray ve tekerlek temas yüzeyleri, süspansiyon elemanlarının katılıkları ve boji gövde arası bağlantılar da bu titreşimlerin oluşmasına sebep olabilmektedir.

İleri düzeylerde düşey sürüş konforunu sürdürülebilir kılmak için birçok yol haritası bulunmaktadır. Düşey titreşimler, sistemin yapısal katılık düzeylerine odaklanarak ya da sönümleme elemanlarını optimize ederek belli seviyelere düşürülebilir. Daha sonuç odaklı çözümler ise aktif sistemlerin kullanılması ile mümkündür. Ancak aktif sistemler firmalar için maliyet yüksekliği sebebiyle gerçekleştirilebilir olması tartışılmaktadır.

1.1.2.2 Yanal Dinamik Hareketler

Raylı taşıtlarda her gün gerçekleşen uygulamalarda, rayların yapısındaki kusurlardan ve virajlardan kaynaklı güçlü yanal etkiler ortaya çıkmaktadır. Bu etkiler özellikle işletimsel hızlarda, viraj yerleşiminden ve raylardaki yüzey hatalarının büyüklüklerinden kaynaklanmaktadır. Sonuç olarak araçlar yüksek yanal süspansiyon sapmalarına maruz kalmakta ve rayların temas merkezlerine göre araç gövdelerinde yanal yer değiştirmelerine neden olmaktadır. Son yıllardaki raylı taşıtlardaki enerji tüketimini azaltmaya yönelik hafifletme çalışmaları ise aracın rüzgâr etkisine daha duyarlı olmasına sebep olmaktadır. Bu da yanal bir etki yaratıp özellikle virajlarda büyük risk oluşturmaktadır. Son yıllardaki viraj dönmesi esnasında meydana gelen kazalar da bu aerodinamik etkinin önemini vurgulamaktadır.

Yanal yönde gerçekleşen titreşimlerin sebeplerinden biri olan tekerlek setlerinin yapısı, tekerlek ve ray arası temas bölgelerinin önemine vurgu yapmaktadır. Konik formdaki tekerlek setleri yüksek hızlara ulaştığında yanal yönde sinüsoidal bir hareket ortaya çıkarırlar. Dönme hareketi devam ettikçe tekerlek setlerinin ağırlık merkezi sağ ve sol tekerleklere doğru değişkenlik göstermektedir. Küçük yanal yer değiştirmeler ile oluşan bu harekete aynı zamanda salınım hareketi de denmektedir. Bu hareket tamamıyla kinematik bir prosestir ve hareketin dalga boyu dönme yarıçapı, tekerlek temas noktasının merkeze mesafesi ve koniklik açısına bağlıdır.

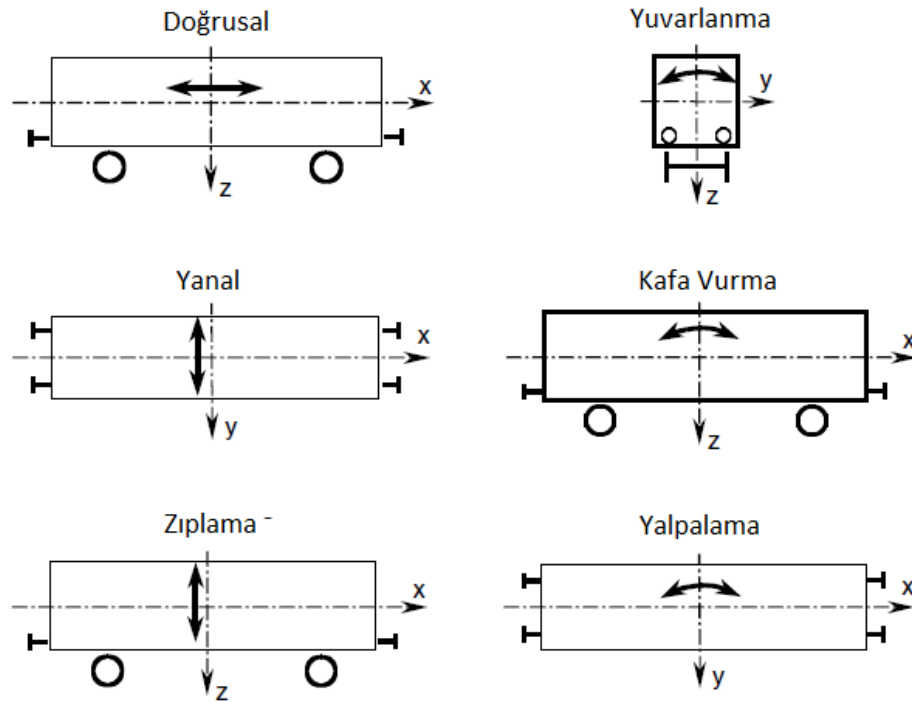
Yüksek hızlarda viraj alma hareketi boyunca araç gövdesi boji ve ray bağlantılarının da etkisi ile yanal yönde dışa doğru hareket etmeye yönelir. Bu yanal yönelimler

lastik takozların etkisiyle sınırlandırılmaktadır. Lastik takozlarda temaslar görüldüğünde en yüksek ivmelenmeler oluşur ve sürüş konforu iyice kötüleşir. Araç gövdesinin yanal yer değiştirmesi minimize edilebilirse lastik takozların teması da engellenmiş olur [12].

1.1.3 Raylı Taşıtların Modellenmesi

1.1.3.1 Hareket Denklemleri ve Yol Girdileri

Raylı taşıt dinamiği, bir araçta Şekil 1.8’de gösterilen farklı hareketler sonucu oluşabilecek titreşimlerin minimize edilmesini amaçlamaktadır. Özellikle düşey ve yanal yöndeki titreşimler ile sapma ve yuvarlanma açısal hareketleri günümüz hızlı trenlerinin konfor kısıtlarına neden olan unsurlarıdır. Hareket denklemleri çıkartılırken de bu açısal hareketler temel alınarak kuvvet ve moment dengesi ile denklemler oluşturulur.



Şekil 1.8 Raylı Taşıtlarda Titreşim Modları [13]

Raylı taşıt dinamiği konusunda titreşim azaltılması amacıyla yapılan birçok çalışmada ilk olarak sistemin modeli oluşturulup hareket denklemleri çıkartılmıştır. Farklı serbestlik dereceleri ile oluşturulan modellerde hareket denklemlerinin

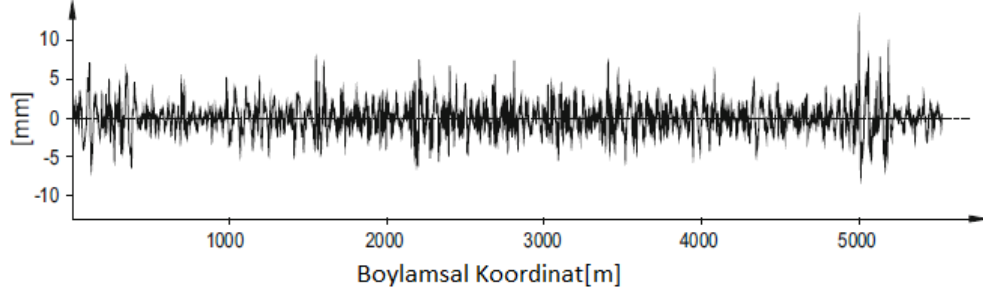
çıkarılmasında en önemli unsur aracın maruz kalacağı hareketlerin ve yönlerinin saptanmasıdır.

Abood ve Khan (2010) 31 serbestlik dereceli model kullandıkları ve simule ettikleri çalışmalarında ikincil süspansiyon sisteminde bulunan yayların katılık değerlerinin değişiminin düşey araç titreşimlerine etkisini incelemiştir [14]. Demir (2016) ise çalışmasında çoklu gövde dinamiği yöntemini kullanarak bir metro aracındaki süspansiyon elemanlarının sönümlenme ve katılık özelliklerini belirlemeyi amaçlamış ve bunu yaparken yine 31 serbestlik dereceli modelde (Şekil 1.9) hareket denklemlerini araç gövdesi, boji ve tekerlek setleri için ayrı ayrı çıkarmıştır[9].



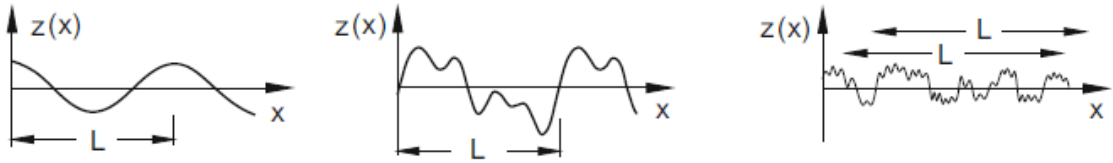
Şekil 1.9 31 Serbestlik Dereceli Model

Raylı taşıt dinamiği araştırmalarında çoğu zaman raylar katı ve sabitlenmiş olarak alınmaktadır. 200 Hz frekans değerinin üzerindeki ray ve tekerlek arası kuvvetlerin simülasyonlarda olması istenirse basit ray modellerinin oluşturulması gerekecektir. Titreşime sebep olan tahrikler, ray bozuklukları ve tekerlek ray arası temas bölgelerinde tahrike sebep olan istenmeyen ovaliklerin sonucudur. Bununla birlikte bazen tekerleklerin dengesizliği ve aerodinamik koşullar da yol bozukluklarına sebebiyet vermektedir. Şekil 1.10'da Göttingen–Hannover hattına ait bir yol pürüzlülük grafiği verilmiştir.



Şekil 1.10 Düşey Yol Pürüzlülükleri [15]

Yol bozukluklarına sebep olan tahrikler Periyodik, Deterministik ve Stokastik olarak üç grupta incelenmektedir. Raylı taşıt tekerleklerindeki ovallikler ile ilgili sorunların sebep olduğu tahrikler periyodik tahriklerdir. Her bir turda kendini tekrar etmektedir. Deterministik tahrikler periyodike göre daha yaygın kullanılmaktadır, makaslar ve keşisen yollar, rüzgârın etkisi, köprü ve diğer geçişlerdeki yapısal farklılıklar ve travers bozuklukları gibi sebepler bu titreşimleri ortaya çıkarmaktadır. Stokastik tahrikler ise çalışmalarda en yaygın kullanılan ve gerçeğe en yakın yol bozukluk nedenleridir. Şekil 1.11’de bu 3 farklı tahrikin sebep olduğu bozukluklara yer verilmiştir.



Şekil 1.11 Periyodik, Deterministik ve Stokastik Bozukluklar [15]

Stokastik bozuklukların belirlenmesinde kullanılan güç spektrumu birçok yerel demiryolu şirketine göre Denklem 1.1’deki gibi tanımlanmıştır:

$$S_z(\bar{\Omega}) = \frac{A_v \Omega_c^2}{(\bar{\Omega}^2 + \Omega_r^2)(\bar{\Omega}^2 + \Omega_c^2)} \quad (1.1)$$

Bu analitik formüller günümüzde birçok ülkede kabul görmüş ve uygulaması devam etmektedir. ABD ve Çin gibi tren dinamiği çalışmaları yapılan ülkelerde hala güç spektrumu yol pürüzlülüklerini tanımlamada kullanılmaktadır. $S_z(\bar{\Omega})$, güç spektral yoğunluk değeri $m^2 \left(\frac{rad}{m}\right)$ birimi ile ilişkilendirilir. A_v ve Ω ise gerekli katsayılarıdır. Farklı çalışmalarda farklı mesafelerde güç spektra değerleri hesaplanmıştır.

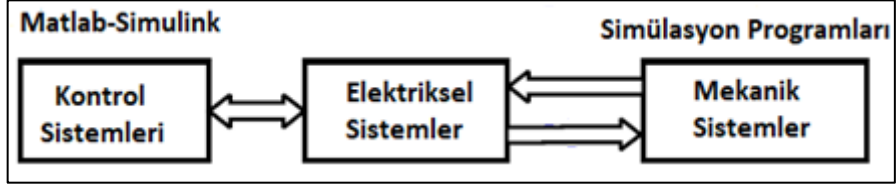
Sonuçlarda bulunan güç spektrum değerleri mesafenin uzunluğundan genellikle bağımsız çıkmaktadır [15].

Yol pürüzlülük değerlerinin güç spektrumu yöntemi ile elde edildiği birçok çalışma mevcuttur. Lin ve diğ. (2006), raylı taşıtlar için Skyhook yöntemini kullanarak aktif süspansiyon modeli tasarımı yapmış ve düşey yol datası için yine güç spektral yoğunluk formülünü kullanmışlardır [16]. Wang ve diğ. (2013) çalışmalarında Simpack programında oluşturdukları bir hızlı tren modeli ile kritik hız analizi yapmışlar, düşey düzensizlik ve hizalama düzensizlik güç spektral yoğunluk değerlerini Matlab programında elde etmişlerdir [17]. Eriş ve diğ. (2015) aktif damper sistemi geliştirdikleri çalışmalarında düşey yöndeki yol profili karakteristiğini stokastik proses olarak düşünmüşler ve güç spektral yoğunluk formülü ile elde etmişlerdir [18].

1.1.3.2 Modelleme ve Simülasyon

Ticarileşme ve teknolojik gelişime yönelik konfor arayışı, raylı araçlar dinamiğinde gürültü, emniyet, titreşim vb. araştırmaların sayısını her geçen gün arttırmaktadır. Bu konularda yapılan çalışmalarda da matematiksel modellemeler kullanılmış ve bilgisayar simülasyonları ile modeller desteklenmiştir. Sonuçlar gerçeğe yakın çalışma koşulları üzerinden araç dinamik hareketlerinin herhangi bir uygulama gerekmeksizin tahmin edilebilmesini sağlamıştır. Bu sayede henüz sistemler tasarım aşamasındayken bazı çözümler geliştirilip bunların imalata yansımaları sağlanmıştır. En büyük amaç gerçeğe en yakın çözümler sunabilmektir. Dolayısıyla herhangi bir raylı taşıtın modeli çıkarılırken doğruluk payını arttırabilmek için sistemin tüm serbestlik derecelerinin saptanması gerekmektedir. Ancak bu da sistemi karmaşık bir hale getirerek çözümü daha da zorlaştırabilmektedir. Bu sebeple en uygun serbestlik derecesini verebilmek için bazı tecrübeler ihtiyacı duyulmaktadır. Konfor hesaplamaları ve kararlılık araştırmaları için, 25 Hz civarı düşük frekans aralığındaki sistemin öz değer frekanslarının yinelenebileceği modeller oluşturmak genellikle yeterli olacaktır [10]. Oluşturulan bu koşullarda, araç gövdesinin her birine yay ve sönümleyiciler aracılığı ile bağlı olan şasi ve tekerlek akslarını katı model olarak almak yeterli olacaktır. Araç gövdesi genellikle 6 serbestlik dereceli katı cisim ve ilk elastik normal modda modellenir. Bu

hesaplamalar yapılırken bazı çalışmalarda araç simetrik olarak düşünülerek modellenir. Şekil 1.12’de görüldüğü gibi simülasyon programlarında oluşturulan mekanik sistemler farklı programlar aracılığı ile diğer sistemler ile birlikte çalışabilir.

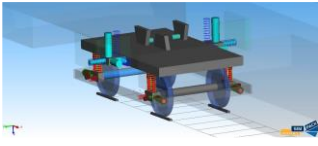
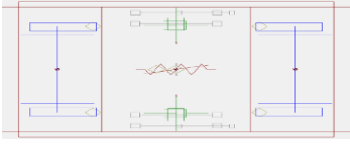
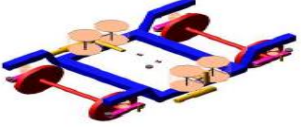


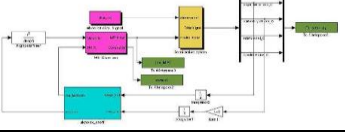
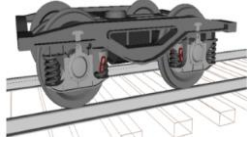
Şekil 1.12 Modelleme Yöntemi [19]

Adams Rail, Matlab, Simpack, Vampire ve Voco gibi modelleme programları formüle etme ve hareket denklemlerini çözme konusunda mühendislerin işlerini kolaylaştırmakla beraber aynı zamanda sürüş konforu ve tekerlek-ray kuvvetlerini tahmin etmek için gerekli hesaplamaları yapan işlem sonrası araçlarını da sağlamaktadır. Bu yazılım sistemleri 3 boyutlu birleştirilmiş dişey ve yatay modellerin hesaplamalarını yapabilmektedirler.

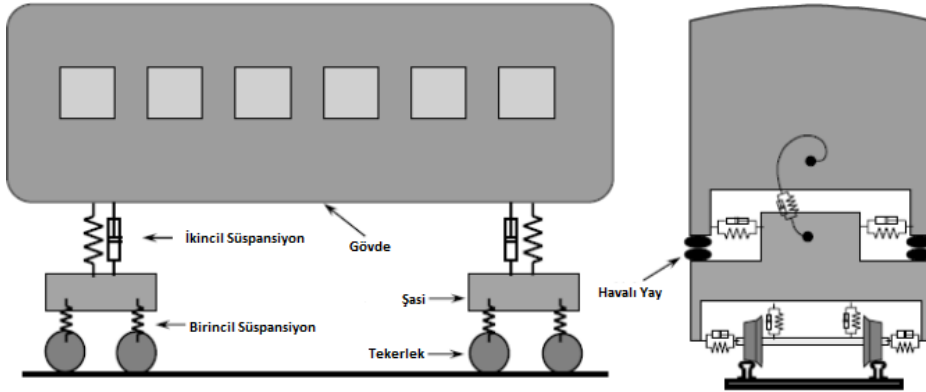
Tablo 1.2’de farklı çalışmalardan alınmış ve farklı programlar ile oluşturulmuş modeller görülmektedir.

Tablo 1.2 Raylı Araç Simülasyon Programları [20],[21],[22],[23],[24]

Program	Model	Kaynak
Simpack		[20]
Vampire		[21]
Adams/Rail		[22]

Program	Model	Kaynak
Matlab		[23]
UM Lab		[24]

Bu modellerde her bir şasi birbirine katı bir aks ile bağlanmış çiftler halinde olan ve aynı hızla iki adet tekerlek çiftinden oluşmuştur. Tekerlek setleri birincil süspansiyon elemanları ile şasiye bağlanmıştır. Şekil 1.13’de görüldüğü gibi şasi ile gövde arasındaki bağlantı ise ikincil süspansiyon elemanları ile sağlanmaktadır. Bu süspansiyon elemanları aracın güvenliğini ve kararlılığını sağlayabilmek için tasarlanmış olup ikincil süspansiyonlara göre çok daha katı elemanlar içermektedir.



Şekil 1.13 Bir Raylı Taşıtta Gövde ve Boji Konfigürasyonu [25]

Raylı taşıtlarda konfor ve titreşim analizi çalışan birçok araştırmacı çalışmalarında farklı süspansiyon konfigürasyonu ve farklı serbestlik dereceleri kullanarak modellerini oluşturmuş ve simule etmişlerdir. Örneğin; Stribersky (1997), Simpack programı kullanarak devrilme hareketini engelleyici aktif sistemlerin kullanıldığı bir raylı taşıtın matematiksel modellemesi yapmış ve simülasyon sonuçlarını prototip aracın test sonuçları ile karşılaştırmıştır [26]. ShuGuang ve diğ. (2007) tren ve tren rayları arasındaki bağlantı dinamiğini tekerlek ray arası temas bölgeleri, tren yapısı, pantograf sistemi ve yüksek hızlardaki hava akışını simule eden kapsayıcı bir model oluşturmuş ve tekerlek ray temaslarının avantaj ve

dezavantajlarını derlemiştir [27]. Bayraktar (2010), çalışmasında 6 ve 16 serbestlik dereceli boji modelleri oluşturarak raylı taşıtların aks millerindeki kırılmaları incelemiştir. Vagonların tam, orta ve düşük yükleme şartlarının yanısıra, vagonlara virajlarda etkiyen gerilme sürelerini de gözönüne alarak birikimli hasar teorilerinden Palmgren-Miner teoremi yardımıyla eşdeğer gerilme hesaplarını gerçekleştirmiştir. Farklı hızlarda gerçekleştirilen titreşim ölçümleri ile aks millerinde meydana gelen titreşim kaynaklı ilaveleri de gözönüne alarak aks millerinin ömürleri %90 güvenilirlikli olarak hesaplanmıştır. Elde edilen değerler aksların gerçek çalışma koşullarında hasara uğradığı ömür değerleri ile karşılaştırılmıştır [28]. Kondo ve Yamazaki (2013) çalışmalarında, bir metro ulaşım sistemindeki her bir bojinin kinematik performansının hesaplanmasında ve kullanılan bir doğrultu için tekerlek akslarında oluşan gerilme streslerinin tahmininde, Simpack programında tek bir bojiyi modelleyerek bilgisayar simülasyonu ve bağlantılı hesaplama teknolojilerini kullanmışlardır [29]. Jeong ve diğ. (2015) yaptıkları çalışmada, 25 m yarıçaplı bir virajı dönebilen ve aynı zamanda şehir içinde 200 km/sa hıza ulaşabilen bir tramvay aracı için bir boji tasarlamayı amaçlamışlardır. Aslında gerçek bir aracı test etmenin dışında, 10 adet çekiş motoru olan 5 boji ile entegre edilmiş 5 vagonlu bir aracın dinamik özelliklerini, konfor ve güvenlik performanslarını elde edebilmek için Adams Rail programı ile sanal bir model oluşturulmuştur[30]. Shi ve Wu (2016) ise Beijing-Shanghai hattında kullanılan bir trenin rezonans seviyelerini ölçmek için titreşim testleri uygulamış ve Simpack ile oluşturduğu doğrusal olmayan çoklu gövdeli sistemini kullanarak ve buna sonlu elemanlar yöntemi yazılımı (Ansys) ile esneklik değerleri de ekleyerek 3 boyutlu bir modelin titreşim değerleri ile karşılaştırmıştır[31]. Zhang ve diğ. (2017) yine Simpack programını kullanarak gerçek aracın ve test aracının dinamik modelini oluşturup karşılaştırma yapmışlar ve oluşan küçük farkların süspansiyon karakteristiğinden neticelendiği sonucuna varmışlardır [32]. Pradhan ve Samantaray (2017), Bond Graph (Bağ Grafiği) metodu ile oluşturulmuş araç ve insan biodinamik modelleri ile Adams VI-Rail programında simülasyon gerçekleştirmiş, modellenen aracın düşey ve yatay yönde hareketlerinin yolcu konforuna olan etkisini incelemiştir[33].

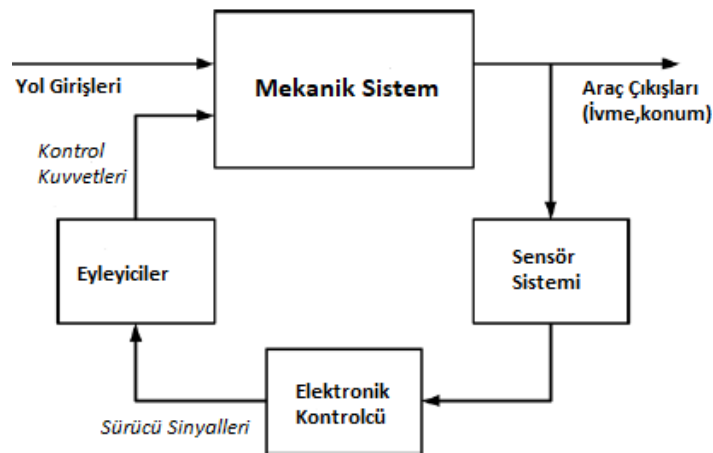
1.1.4 Titreşim Azaltma Yöntemleri

Raylı taşıt mühendisliğinde sürüş konforu önemli bir konu başlığı olarak ön plana çıkmaktadır. Raylı taşıtlardaki titreşimler ray düzensizlikleri, hat eğimi, kavis, ray profili, tekerlek yapısı ve süspansiyon sistemlerini içeren bir dizi elemandan etkilenen karmaşık bir yapıdır. Yolcular konforsuz sürüşü yüksek hızlarda bile istememekte ve dengeli bir sürüş beklemektedir. Bu durumda sürüş konforunu ve düzensiz raylardaki titreşimlerin azaltılmasını sağlayan süspansiyon sistemlerinin önemi daha da artmaktadır. Bununla birlikte çoğu geleneksel süspansiyon sistemleri sürüş konforunu sağlamak için belli kısıtlar içermektedir ve sonuç olarak da yarı aktif ve aktif süspansiyon sistemleri çözüm olarak ortaya çıkartılmıştır.

Dinamik hareketler sonucu oluşan titreşimler sadece konfor değil sürüş güvenliği ve kararlılığı gibi diğer önemli parametreleri de etkilemektedir. EN 14363 numaralı standartta oluşan titreşimlerin yani ivmelenmelerin etkisinin olduğu dinamik kriterler listelenmiş ve sınır değerleri verilmiştir.

1.1.4.1 Aktif Süspansiyon Sistemleri

Raylı taşıtlarda aktif teknolojiler yıllardır araştırılmakta olup pasif sistemler ile karşılaştırıldığında büyük yarar sağlamaktadırlar. Aktif süspansiyon sistemlerinde mekanik komponentler yol girişlerindeki bozuklukları sensörler, kontrolcüler ve eyleyiciler aracılığıyla Şekil 1.14'de gösterilen işleyiş ile minimum seviyeye indirmektedir.

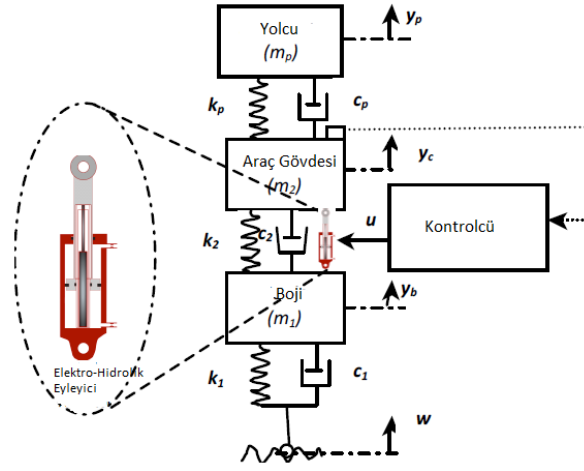


Şekil 1.14 Aktif Süspansiyon İşleyişi [34]

Yüksek hızlarda ya da ray düzensizlikleri istenen düzeyde olmadığı aktif sistemlerin belirgin avantajı ön plana çıkmaktadır. Sonuç olarak aktif sistemler bu gibi durumlarda maliyet etkili çözümler sunmaktadır. Kayda değer sonuçlarına rağmen aktif süspansiyon sistemleri operasyonel kullanımlarda ikna edici bir atılım haline gelememiştir. (Yatar gövdeli tren teknolojisi dışında) Aktif süspansiyon teknolojisinde tam olarak bir başarı elde edilememesinin sebebi sağladığı faydaların yanında uygulamada çok maliyetli bir hal almasıdır.

Aktif süspansiyon teknolojisi ile sürüş konforunu arttırmak için yapılan çalışmalar literatürde hem normal araçlar hem de raylı taşıtlar için görülebilmektedir. Mariyama ve diğ. (1997), Shinkansen test aracı üzerinde yaptıkları çalışmada H_{∞} kontrolcülü aktif süspansiyon tasarımı yapmışlar ve araca entegre ederek dayanım testlerini gerçekleştirmişlerdir [35]. Goodall ve Foo (1999) çalışmalarında esnek araç gövde modellerine sahip araçlarda klasik aktif süspansiyon kontrolcülerini kullanmış ve esneklik etkisini bu sayede minimize etmeye çalışmışlardır. Aktif kontrolü ikincil süspansiyona yerleştirdikleri eyleyiciler ve Skyhook kontrol teorisi ile gerçekleştirmişlerdir [36]. Zolotas ve diğ. (2005) çalışmalarında Simpack programı ile oluşturdukları 7 serbestlik dereceli hafif raylı taşıt modeline Simulink programı ile aktif kontrolcü tasarlayıp entegre etmiş ve kompleks modeller üzerinden aracın aktif stabilitesini kontrol etmişlerdir [37]. Schandl ve diğ. (2007), Simpack modeliyle oluşturdukları tek araç modeli üzerine yerleştirdikleri birkaç eyleyici vasıtasıyla aracın sürüş konforunu arttırmayı hedeflemişlerdir [38]. Metin ve Güçlü (2009) çalışmalarında İstanbul hafif metro aracını baz alarak 22 serbestlik dereceli bir model oluşturmuş ve Matlab programı ile Fuzzy Logic kontrolcü tasarlayarak sistemin aktif kontrolünü sağlamışlardır [39]. Yine bu ikili 2010 yılındaki diğer bir çalışmalarında oluşturdukları 11 serbestlik dereceli yarım taşıt modeli üzerinde farklı yol pürüzlülükleri verileri ışığında PID ve Fuzzy Logic ile kontrol ettikleri aktif ikincil süspansiyonlardaki düşey titreşimleri incelemiş ve kontrolcü farkını araştırmışlardır [40]. Yusof ve diğ. (2010) aktif süspansiyon teknolojisinin etkilerini araştırmak için elektrohidrolik ve elektromekanik eyleyicilerin ikincil süspansiyona entegrasyonunu çalışmış ve sistemde Skyhook kontrolcü kullanmışlardır [41]. Pacchioni ve diğ. (2010), Skyhook ve LQG kontrol

metodlarını kullandıkları çalışmalarında tek seviyeli aktif süspansiyon ve çift seviyeli aktif süspansiyon sistemleri arasındaki farkın iki akslı bir raylı taşıt modeli üzerindeki dinamik ve konfor etkisini incelemişlerdir [42]. Güçlü ve Metin (2010) ise geleneksel PID fuzzy kontrolcü ve parametre adaptif fuzzy kontrolcü tasarımı gerçekleştirmiş ve hem oluşturdukları 6 serbestlik dereceli hafif metro aracı modelinde hem de ABB hafif metro aracında aldıkları sonuçları karşılaştırmışlardır. 30 km/h hızda gerçekleşen çalışmada model ve gerçek araç arasında benzer sonuçlar alındığı görülmüştür [43]. Chen Lin ve diğ. (2011), üç gövdeli hafif raylı taşıt modeli üzerinde skyhook sönümleyicisi, kuvvet algoritması ve yol pürüzlülük takibi gibi aktif süspansiyon parametreleri arasında yaptıkları optimizasyon ile en uygun sürüş kalitesini ve en düşük süspansiyon genişlemesini amaçlayan bir çalışma yapmışlardır [44]. Ahmed ve diğ. (2014) oluşturdukları çeyrek taşıt modelinde Skyhook kontrolcü kullanarak aracın 31 m/s hızdaki aktif ve pasif süspansiyon sistemlerinin karşılaştırmasını yapmıştır [45]. Qazizadeha ve diğ. (2016) çalışmalarında Regina 250 EMU aracını modellemiş, araç hızı ile eyleyici kuvvetinin orantılı olduğu geleneksel Skyhook yöntemlerinin aksine eyleyici kuvveti ile farklı kinematik özellikleri orantılamış ve aradaki farkları incelemiştir [46]. Graa ve diğ. (2016), mekatronik tasarımını yaptıkları Şekil 1.15'de verilen çeyrek model raylı taşıt üzerinde yolcu konforunu arttırmak için gerçek eyleyici karakteristikleri üzerinde tartışmışlar ve ray pürüzlülük hataları ve eyleyici kuvvetleri arasında oluşturulan bağıntı ile PID ve LQR kontrolcülü model üzerinde çalışmışlardır[47].



Şekil 1.15 Aktif Süspansiyon Modeli [47]

Leblebici ve Türkyay (2017), radyal elastik ve geleneksel tekerlek çeşitlerini kullanarak oluşturduğu 17 serbestlik dereceli tam taşıt modeli üzerinde H_2 kontrolcüsü kullanarak konforlu ve güvenli bir taşıt karakteristiği elde etmeye çalışmışlardır[48]. Eriş ve diğ. (2017) ise Geciktirilmiş Rezonatör yöntemi ile ray pürüzlülüklerinden kaynaklı titreşimleri engellemek için aktif sönümleme teknolojilerini çalışmışlardır [18]. Menga ve diğ. (2017) hidro elektrik enerji depolayan aktif radyal dönüşlü boji tasarımı yapmış ve bu sayede süspansiyonlardaki düşey yönlü yer değişikliklerini ve ivmelenmeleri minimize ederek yolcu konforunu arttırmak istemişlerdir [49]. Abobghala ve diğ. (2017) 20 serbestlik dereceli model oluşturup yerleştirdikleri yanal eyleyiciler aracılığı ile aktif direksiyon sistemi geliştirmeyi amaçlamışlardır [50]. Zhengl ve diğ. (2017) ise piezoelektrik eyleyici kullanarak oluşturdukları model ile sürüş konforunu arttırmayı hedeflemişler, bunu yaparken LQG, Skyhook ve H_∞ gibi farklı kontrol metotları kullanmışlar ve gerekli karşılaştırmaları yapmışlardır [51]. Alireza Qazizadeh (2017) ise doktora tezinde aktif süspansiyon konusunu detaylı bir şekilde çalışmıştır. Yazar çalışmada aktif süspansiyon elemanları olan eyleyiciler, sensörler ve kontrolcülerini Regina 250 Borbardier test aracına entegre etmiş ve bazı deneysel sonuçlar elde etmiştir. Sapma, başvurma ve yuvarlanma hareketlerini kontrol ederek düşey titreşimleri egale etmeye çalışan yazar, çalışmanın ikinci bölümünde ise daha çok teorik konulara değinmiş ve oluşturduğu modelde H_∞

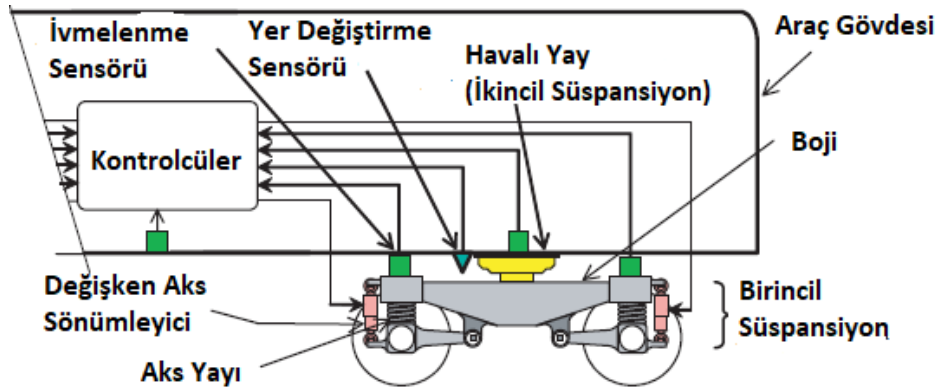
kontrolcülü sistem üzerinde sonuçlar elde etmiştir. Böylece teoride var olan aktif sistemin pratikte de uygulanabilirliğini göstermiştir [52].

1.1.4.2 Yarı Aktif Süspansiyon Sistemleri

Yarı aktif süspansiyon sistemlerinin sürüş kalitesini iyileştirmede pasif süspansiyon sistemlerine göre çok daha etkin sonuçlar verdiği bilinmekle birlikte performans olarak da aktif süspansiyon seviyesine ulaştığı gözlenmiştir. Bununla birlikte hem maliyet olarak hem de basitlik olarak yarı aktif sistemler aktif sistemlere göre daha büyük avantaj sağlamaktadır (enerji tüketimi, eyleyici ve sensör gibi donanım maliyeti).

Yarı aktif süspansiyon sistemleri kontrolcüler, sensörler ve yarı aktif sönümlenme elemanlarından oluşmaktadır. Sistemdeki kontrolcünün görevi gerekli sönümlenme kuvvetinin belirlenmesi için sensörlerden sürekli geri bildirim almaktır. Sönümlenme kuvveti hesaplandıktan sonra sönümlenme elemanı kontrolcüsü uygulama anını bildirecek ve yarı aktif sönümleyici gerekli yönlendirmelere göre manyetik ya da elektromanyetik valfin harekete geçirecektir. Özellikle Çin’de yarı aktif süspansiyon kontrol teorileri hakkında laboratuvar çalışmaları devam etmekte olup pratikte de uygulanabilir durumdadır.

Yarı aktif süspansiyon sistemlerinde de aktif sistemler gibi birçok çalışma yer almaktadır. Sugahara ve Kazato (2008) çalışmalarında iki bojlili bir araç gövdesi üzerine prototip kontrol edilebilir sönümleyici ve kontrol edilebilir havalı yay entegre etmişler (Şekil 1.16) ve bu test aracı üzerinden aldıkları titreşim verileri ile yarı aktif sistemlerin konfor üzerine olan etkisini araştırmışlardır [53].



Şekil 1.16 Yarı Aktif Süspansiyon Modeli [53]

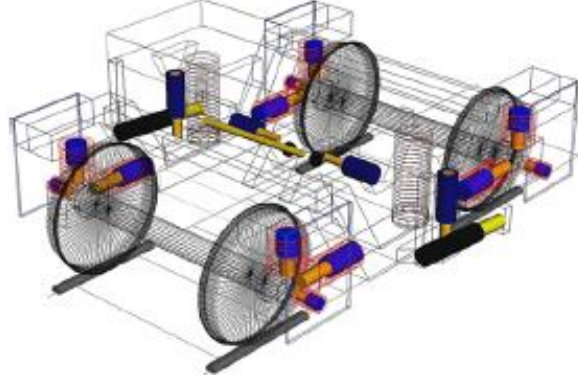
Pugi ve diğ. (2009), Pendolino trenine ait bir model oluşturmuş ve MR sönümleyicili sistemin kontrolünü Skyhook kontrolcüsü ile yapıp pasif sistemlere göre sağladığı avantajları sıralamıştır [54]. Yang ve diğ. (2011) çeyrek taşıt üzerinde oluşturdukları lineer olmayan yarı aktif süspansiyon sistemlerinde geleneksel PID ve uyarlamalı PID kontrolcülerini uygulamış ve araç dengesi ve konfor açısından iki yöntemi karşılaştırmışlardır [55]. Allotta ve diğ. (2011) ise son dönemin yenilikçi teknolojilerinden olan Magneto-reolojik (MR) sönümleyici kullanarak dinamik stabilite ve konfor kazanımı için yarı aktif sistemleri tasarlamışlar ve farklı kontrolcüler ile karşılaştırma yapmışlardır [56]. Sim, Park ve diğ. (2013) yine Adams/Rail uygulaması ile oluşturdukları hafif raylı araç modeli üzerinde Skyhook kontrolcü kullanarak yarı aktif süspansiyon sistemi üzerinde çalışmışlar ve yolculuk konforu için sonuçlar çıkarmışlardır [57]. Meymand ve Ahmadian (2013) ise farklı kontrol metotları ile oluşturdukları yarı aktif süspansiyon sistemleri üzerinde çalışmış ve yol pürüzlülüklerinden gelen dinamik etkileri bu yöntemler ile minimize etmeyi hedeflemişlerdir [58]. Shin ve diğ. (2014) çalışmalarında deneysel test aracında gövde ve boji arasına yerleştirdikleri MR sönümleyiciler ile yarı aktif süspansiyon teknolojisini test etmişlerdir [59]. Seok Oh ve diğ. (2016), Skyhook kontrolcü ile tasarladıkları 5 serbestlik dereceli model üzerinde yarı aktif süspansiyon sistemlerinin pasif sistemlere göre avantajlarını incelemişlerdir [60]. Sugahara ve diğ. (2016), Kyushu firmasına ait bir test aracına değişken sönümleme kuvvetleri sağlayan hidrolik sönümleyiciler ve bu değişkenliği sağlayan kontrolcüler ve sensörlerden oluşan bir yapıyı entegre ederek test sonuçlarını gözlemlemişlerdir. Kontrol algoritması olarak Skyhook kontrolcü kullanılmıştır [61]. Tiansheng Gu (2016), Adams programında oluşturduğu çeyrek taşıt modeli üzerinde farklı kontrolcü çeşitleri kullanarak yarı aktif süspansiyon sistemlerinin araç konforuna etkisini incelemiştir [62]. Sharma ve diğ. (2017) yüksek hızlı bir raylı taşıtın 9 serbestlik dereceli modelini oluşturarak yarı aktif kontrolünü gerçekleştirmişlerdir ve kontrolü sönümleyici yapısında Magneto-reolojik sıvı malzeme kullanarak tamamlamışlardır [63].

1.1.4.3 Süspansiyon Optimizasyonu

Raylı taşıtlarda süspansiyon tasarımı bir araç için gerekli tüm süspansiyon elemanları düşünülerek uzun süredir çalışılmaktadır. Süspansiyon sistemi elemanlarının dinamik modellemesi de bu çalışmalarda ayrıntıları ile verilmiştir. Bununla birlikte raylı taşıtların aks yük özellikleri ve araç hızlarına bağlı olarak bazı süspansiyon elemanları fonksiyonel olmamaktadır. Sonuç olarak raylı taşıtın çeşidine ve kullanım durumuna göre süspansiyon elemanları seçilmelidir. Üretim ve bakım maliyetlerini en aza indirmek için minimum gerekli süspansiyon elemanı kullanılmalıdır. Bazı uygulamalarda birincil veya ikincil süspansiyon sönümleyicilerine yer verilmediği görülebilmektedir. Süspansiyon tasarımındaki en önemli nokta aracın yatay ve düşey denge hareketini korumasını sağlayacak süspansiyon parametrelerinin belirlenmesidir [9].

Süspansiyon parametreleri belirlenmesi ve optimizasyonu konusunda günümüze değin yapılmış birçok çalışma literatürde yer almaktadır. Chung ve diğ. (2005) prototip bir test aracının imalatından önce matematiksel modellemesini Adams/Rail programında gerçekleştirmiş ve frekans analizi metodları ile özellikle yanal ve yalpa sönümleyicilerini içeren boji süspansiyon karakteristiklerinin optimizasyonunu çalışmışlardır [64]. Sayyaadi ve Shokouhi (2009) çalışmalarında yeni bir lineer olmayan havalı yay yapısının sistem performansına ve dinamik karakteristiklere olan etkisini araştırmış ve Sperling sürüş konfor indeksine göre sonuçları karşılaştırmıştır [65]. Park ve diğ. (2009) hızlı raylı taşıtlarda süspansiyon sistemleri tasarımı için gerekli elemanlar ve katsayıları belirleme amaçlı hassasiyet analizi yapmışlardır [66]. Abood ve Khan (2010) çalışmalarında 31 serbestlik dereceli model oluşturmuş ve ikincil süspansiyon yay katılık değerlerinin değişiminin araç konforuna ve yuvarlanma, sapma, düşey hareketler gibi araç dinamiği karakteristiklerine olan etkilerini incelemişlerdir [67]. Baek ve diğ. (2012), Kore taşımacılığı yüksek hızlı treninin 10 serbestlik dereceli modelini Adams/Rail programında oluşturmuş ve optimizasyon algoritmaları kullanarak en uygun sönümleme ve katılık değerlerini elde etmeye çalışmışlardır [22]. Dumitriu (2012) çalışmasında süspansiyon sönümleme katsayılarının araç dinamiği, rijitliği ve sürüş konforuna etkisini incelemiş, konfor çözümlenmeleri için W_z indeksini kullanmıştır

[68]. Bideleh ve Berbyuk (2014), Çarpımsal Boyutsal Azaltma (M-DRM) metodu kullanarak boji birincil ve ikincil süspansiyon katılıklarının ve sönümlenme komponentlerinin (Şekil 1.17) araç dinamik karakteristiğine olan etkisini incelemiştir [69].



Şekil 1.17 Boji Süspansiyon Elemanları [69]

Demir (2016) yüksek hızlı bir raylı taşıtın 31 serbestlik dereceli modelini oluşturmuş ve bazı süspansiyon parametrelerini değiştirirken diğerlerini sabit tutup optimum özellikleri bularak model üzerinden sonuçlarını incelemiştir [9]. Xie ve diğ. (2016) Çin taşımacılığına ait CRH2 model raylı taşıtı Simpack programı kullanarak modellemiş ve duyarlılık analizi metodu ile en uygun süspansiyon parametrelerini bulmayı hedeflemiştir [70]. Kim ve diğ. (2016), geleneksel çelik boji, birincil süspansiyondan oluşan kompozit boji ve kauçuk burçlu birincil süspansiyondan oluşan kompozit boji olmak üzere üç farklı yapının modelini oluşturmuş, sürüş konforu, kritik hız ve ağırlık olarak dinamik karakteristikleri karşılaştırmıştır [71]. Dawei Zhang ve Shengyang Zhu (2017) çalışmalarında lineer olmayan kauçuk yay modelini raylı taşıt birincil süspansiyonu için tasarlamış ve 10 serbestlik dereceli modelde araç dinamiğine ve konfora olan etkisini araştırmıştır [72].

1.1.5 Dinamik Karakteristik Parametreleri

1.1.5.1 Tekerlek-Ray Aşınması

Tekerlek aşınması araç dinamik karakteristiğini etkileyen önemli faktörlerden biridir. Bu konuda literatürde yapılan çalışmalarda aşınma değeri aşağıdaki gibi kategorize edilmiştir. Tekerlek ray arasındaki temas kuvvetleri bu bölgelerde

aşınmalara sebep olur. Tekerlek aşınması aynı zamanda yolcu konforu ve güvenliğine de etki ettiği için önemli bir parametredir.

Aşınma değeri için standart bir yaklaşım bulunmamaktadır. Temas bölgelerinde Archard değeri ve Enerji Yayılımı (Krause/Poll) olmak üzere iki farklı metod aşınma için kullanılmaktadır. Archard değeri genel olarak tekerlek ve rayın malzeme özellikleri ile ilişkilendirilmektedir. Bununla birlikte enerji yayılımı ise temas bölgelerindeki süspansiyon kuvvetlerinin de etkilediği kaymalar ve temas kuvvetlerini kullanmaktadır. Sonuç olarak temas bölgesindeki sürtünmeden kaynaklı enerji yayılımı tekerlek setlerinde aşınma üzerindeki dinamik etkileri göstermekte ve Denklem 1.2’de ki gibi tanımlanmaktadır.

$$\bar{E} = |F_{\xi} \cdot v_{\xi}| + |F_{\eta} \cdot v_{\eta}| + |M_{\xi} \cdot \phi_{\xi}| \quad (1.2)$$

Bu denklemde, F_{ξ} ve F_{η} boylamsal ve yanal yönlerdeki sürünme kuvvetleri, v_{ξ} ve v_{η} boylamsal ve yanal yöndeki kayma hızları, M_{ξ} kayma torku ve ϕ_{ξ} kayma açısını belirtmektedir. Tekerlek aşınması kurp geçişinde dışta kalan ve en kötü sonuçları veren tekerlek seti üzerinden ölçülmektedir. FASTSIM algoritması bu temas kuvvetlerini ve tork değerlerini hesaplamak için kullanılan bir yöntemdir. Sonuç olarak bir çok çalışmada aşınma fonksiyonu ortaya çıkan enerjinin RMS değeri olarak Denklem 1.3’de ki gibi gösterilmek ve aşınma değerindeki iyileşmeler bu fonksiyon üzerinden karşılaştırılmaktadır:

$$\Gamma_w = \sqrt{\frac{1}{t_f - t_o} \int_{t_o}^{t_f} (|F_{\xi} \cdot v_{\xi}| + |F_{\eta} \cdot v_{\eta}| + |M_{\xi} \cdot \phi_{\xi}|)^2 dt} \quad (1.3)$$

Burada Γ_w aşınma fonksiyonunu tanımlamakta, t_o ve t_f ise başlangıç/ bitiş zamanlarını göstermektedir [73]. Bu çalışmada da aşınma fonksiyonu üzerinden karşılaştırmalar yapılmıştır.

1.1.5.2 Konfor

Raylı taşıt dinamiğinde en önemli kriterlerden biri de sürüş konforudur. Sürüş konforunun karayolu ve raylı ulaşım araçlarındaki karşılığını belirlemek için ilk olarak titreşim cevapları ölçülmeli ve hesaplanmalıdır. Bunun üzerine yapılan varsayımlarda konfor ivmelenme ile tanımlanmıştır. İvmelenme önemli olmakla birlikte frekans değerleri de konforu belirlemede incelenmesi gereken

etkenlerdendir. Sürüş konforu birçok farklı ölçüt ile değerlendirilmiştir. Bunlardan en önemlisi olan Sperling indeksinde sürüş konforunu tanımlayan ve deneysel veriler ile bulunmuş Tablo 1.3’de gösterilmiş konfor dereceleri belli numaralar ile geliştirilmiştir.

Tablo 1.3 Sperling Konfor Dereceleri [15]

E	Tanım
1,0	Fark edilebilir
2,0	Kolaylıkla fark edilebilir
3,0	Duyulabilir fakat tolere edilebilir
3,25	İleri seviyede fark edilebilir, hala tolere edilebilir
3,5	Çok güçlü ve çekilmez, uzun bir süreden sonra tolere edilemez
4,0	Son derece güçlü ve çekilmez, uzun bir süreden sonra tehlikeli

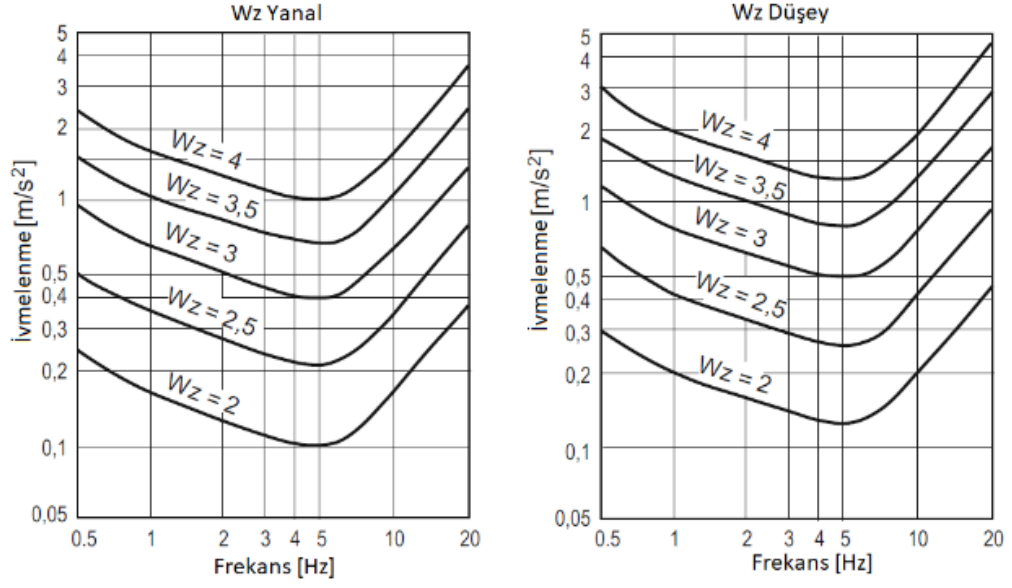
Deneysel veriler ile elde edilen konfor dereceleri frekans ve titreşim genliği üzerinde Denklem 1.4’deki gibi formüle edilmiştir:

$$E = 3,1 \sqrt[10]{x^3} f^5 \quad (1.4)$$

$E(x, f)$ konfor dereceleri genelde yatay yöndeki konfor sınıflandırması için uygulanmakta olup düşey ve yatay yönlü geliştirilmiş çalışmalarda genlik yerine ivme değeri yazılarak Denklem 1.5’deki gibi ifade edilir:

$$Wz = 0,896 \sqrt[10]{\frac{a^3}{f}} \quad (1.5)$$

Bu formülasyon Şekil 1.18’deki grafiklerle de gösterilir. E konfor sınıflarından farklı olarak tanımlanmış Wz konfor sınıflarına da Tablo 1.4’de yer verilmiştir.



Şekil 1.18 Yatay ve Düşey Konfor Dereceleri [15]

Tablo 1.4 Wz Konfor Sınıfları [15]

Wz	Tanım
1,0	Çok iyi
2,0	İyi
3,0	Tolere edilebilir
3,5	Kısmen tolere edilebilir
4,0	Çalışabilir
4,5	Çalışamaz
5,0	Tehlikeli

Wz Sperling Index değeri hesaplanırken Denklem 1.6'da gösterildiği gibi frekansa bağlı ivmelenme değeri ($a_i(f)$) ve ivmelenme ağırlıklandırma faktörü ($B(f)$) kullanılır:

$$Wz = \sqrt[10]{a_i^3 B(f)^3} \quad (1.6)$$

B(f), Denklem 1.7'de ki gibi tanımlanır. Burada k katsayısı yanal titreşimler için 0,737, dikey titreşimler için 0,588 olarak alınır.

$$B(f) = k \sqrt{\frac{1,911f^2 + (0,25f^2)^2}{(1 - 0,277f^2)^2 + (1,56f - 0,0368f^3)^2}} \quad (1.7)$$

ISO 2631 ise titreşimlerin konfor ve insan sağlığı açısından değerlendirilme metotlarını belirleyen uluslararası bir standarttır. Raylı taşıtlar için geliştirilen bir standart değildir ancak araç ve cihazlar için genelleştirilmiştir. Raylı taşıtlar için ise bu standarta göre hesaplanmış değerler UIC 513 ve EN12299 standartlarında kullanılarak sonuçlandırılmaktadır. Tablo 1.6'da belirtilen CEN standartlarına göre oluşturulan konfor sınıfı N_{mv} ile açıklanmış ve Denklem 1.8'deki gibi formülize edilmiştir:

$$N_{mv} = 6 \cdot \sqrt{(a_{x95,wd})^2 + (a_{y95,wd})^2 + (a_{z95,wd})^2} \quad (1.8)$$

Tablo 1.5 N_{mv} Konfor Sınıfı [15]

N_{mv}	Tanım
$N_{mv} < 1$	Çok konforlu
$1 \leq N_{mv} < 2$	Konforlu
$2 \leq N_{mv} < 4$	Orta Düzey
$4 \leq N_{mv} < 5$	Konforsuz
$N_{mv} \geq 5$	Çok konforsuz

Sürüş konforunda gerçek değerlere ulaşabilmek için yol yapısının ve düzensizliklerin bilinmesi gerekmektedir. Sürüş konforu bir sistem özelliği olup araç özelliklerine, yol yapısına ve işletim koşullarına bağlıdır [15].

Bu çalışmada sürüş konforu bileşeninin hesaplanmasında Wz Sperling indeksi kullanılmıştır. Kurp geçiş koşulları olması sebebiyle Wz yatay konfor bileşeni Simpack programı tarafından sağlanan Wz filtresi yardımı ile bulunmuştur. Simpack

Wz filtresi farklı standartlara göre konfor hesaplaması yapabilmekte olup bu çalışmada ISO 2631 yatay konfor indeksi kullanılarak Wz sonuçları alınmıştır.

1.1.5.3 Raydan Çıkma (Y/Q)

Sürüş konforundan farklı olarak yolcu güvenliği beklentisini sağlamak için aracın güvenlik (raydan çıkma) kriteri de herhangi bir tereddüt içermeden ve kabul edilebilir seviyelere ulaşana kadar titizlikle çalışılmalıdır. Bu sebeple EN-14363 standardı göz önüne alındığında, raylı sistem araçlarında güvenlik kriterinin test edilmesi için ray geçiş kuvvetleri (track shift forces) ve/veya raydan çıkma katsayısı değerleri (derailment) hesaplanmalıdır.

Bu çalışmada güvenlik kriteri olarak raydan çıkma katsayısı değeri gözlemlenmiştir. Bu katsayı EN-14363 standardında Denklem 1.9'daki şekilde tanımlanmıştır:

$$(Y/Q)_{20\text{Hz},2m,mean,99.85\%} \leq 0,8 \quad (1.9)$$

Bu denklemde Y tekerlek-ray temas bölgelerindeki yanal kuvvetleri, Q ise düşey kuvvetlerini belirtmektedir. Sonuç değerini bulmak için Y/Q grafiği denklemde belirtilen 20 Hz alçak geçiren filtre (low pass filter), kayan orta değer (sliding mean) ve %99,85 filtrelerinden geçirilmek zorundadır. Bu değeri bulabilmek için tüm tekerlek setlerine bakıp en yüksek Y/Q değeri tespit edilmelidir. EN-14363 standardına göre belirtilen test koşullarında bir araca güvenilir diyebilmek için belirtilen filtrelerden geçirilmiş Y/Q değerinin 0,8'in altında olması gerekmektedir [74].

1.2 Tezin Amacı

Bu çalışmanın temel amacı bir yüksek hızlı raylı taşıtın simülasyon programı ile modellenmesi, araç farklı yol senaryolarına maruz kaldığında güvenlik, sürüş konforu, tekerlek aşınması gibi dinamik performans kriterlerinin analiz edilmesi ve bu kriterlerin iyileştirilmesi için süspansiyon parametrelerinin optimize edilmesidir. Bu amaç ile çalışmada son dönemlerde raylı taşıt dinamiği için en çok tercih edilen yazılım olan Simpack programı kullanılmıştır.

Çalışmanın ilk bölümünde raylı taşıt dinamiği konusunda yapılan çalışmalar derlenmiştir. Dinamik hareket çeşitleri, araçların modellenmesi, titreşim azaltma

yöntemlerinden olan aktif, yarı-aktif süspansiyon sistemleri ve süspansiyon optimizasyonu konuları ile ilgili yapılan çalışmalar referans verilerek genel bir bilgilendirme yapılmıştır.

Çalışmanın ikinci bölümünde referans bir çalışmaya ait bir gövde ve iki bojidenden oluşan hızlı tren modeli Simpack çoklu cisim dinamiği programı kullanılarak oluşturulmuştur. Referans model olarak basit ancak güvenilir bir boji yapısı seçilmiştir [75]. Referans boji birincil ve ikincil süspansiyon elemanları içeren ve birçok raylı taşıt dinamiği çalışmasında ([20],[76],[77],[78]) kullanılan bir modeldir. Modelin ilk kısmında tekerlek ve ray yapıları standartlarda yaygın kullanılan S1002 (tekerlek profili) ve UIC60 (ray profili) olarak seçilmiştir. Tekerlek ray temas kuvvetleri için Hertzian ve Kalker metodları uygulanmıştır. Birincil ve ikincil süspansiyonda referans modeldeki yay ve sönümlenme elemanları ve parametrelerinden faydalanılmıştır. Birkaç farklı yol senaryosu ile çalışma desteklenmiş, yol düzensizlikleri olarak gerçek yol datası kullanılmıştır. Bu bölümde kullanılan birçok metod Simpack programının kendi arayüzünde bulunmakta ve kullanıcılara sunulmaktadır. Modeli oluşturulduktan sonra modelin dinamik davranışı modal analiz, lineer kararlılık analizi, yanal kararlılık analizi ve kurp dinamiği analizi ile yapılmış ve sonuçlar literatürdeki diğer çalışmalar ile karşılaştırılmıştır.

Çalışmanın son bölümünde ise belirlenmiş bir yol senaryosunda aracın güvenlik (raydan çıkma), konfor ve tekerlek aşınması değerleri standartlar göz önüne alınarak gözlemlenmiştir. Sonuçlara ulaşmak için program tarafından sağlanan ve standartlarda belirtilen filtreler kullanılmıştır. Sonuçlara göre konfor değerinde iyileştirmeye gidilmesi gerektiği belirtilmiş ve bunun için ikincil süspansiyon değerleri optimize edilmiştir. Optimizasyon işlemi Simpack DOE modülü kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Optimizasyonlar sonucu konfor kriteri iyileştirilmiş, aşınma ve raydan çıkma değerlerinde de genellikle pozitif etkiler görülmüştür.

1.3 Hipotez

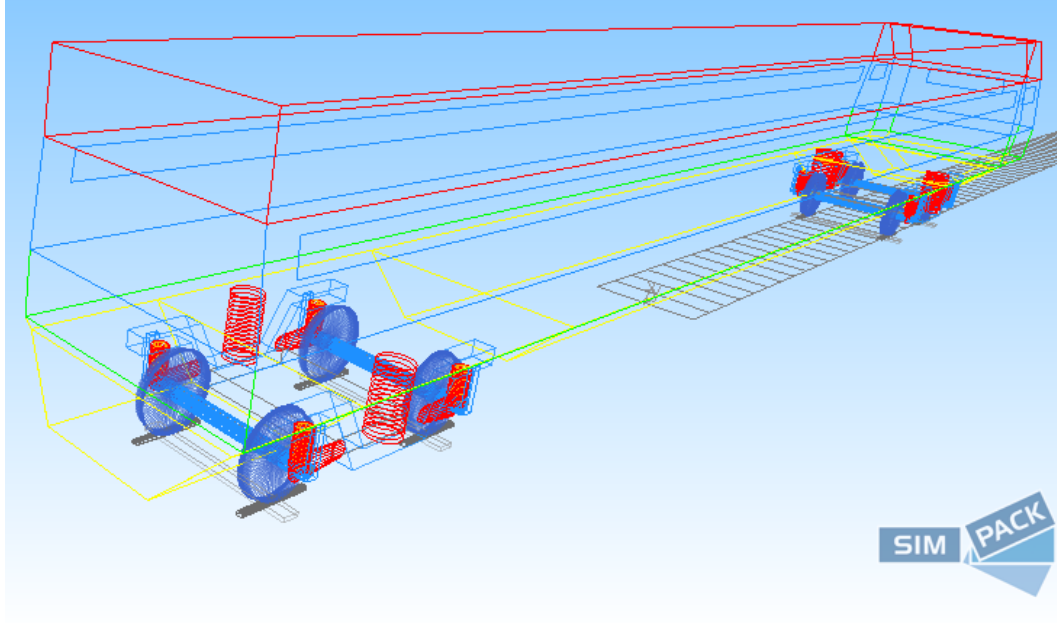
Bu çalışma, yüksek hızlı bir raylı taşıtın dinamik performans sonuçlarının belirlenmesi ve iyileştirilmesi için bir simülasyon programı aracılığıyla modelleme,

analiz ve optimizasyon yöntemi önermektedir. Simülasyon programları ile gerçek araç test sonuçlarına yakın birçok analiz yapılabilen günümüzde, raylı taşıtlarda da sürüş konforu, güvenlik, tekerlek aşınması gibi kritik araç dinamiği parametrelerinin modelleme ve simülasyon yöntemleri ile gerçekleştirilebilmesi çok büyük önem arz etmektedir. Bu kapsamda kullanılan Simpack yazılımı raylı taşıt dinamiği konusunda araştırmacılara ve sektör çalışanlarına büyük kolaylıklar sağlamaktadır. Raylı taşıt bojilerinde dinamik karakteristiğe direkt etki eden birincil ve ikincil süspansiyon elemanları gerçeğe en yakın şekilde modellenip araç parametreleri kullanılmıştır. Avrupa ve dünyada kabul görmüş standartlara uygun olarak ray ve tekerlek modelleri oluşturulmuş ve gerçek yol datası kullanılmıştır. Dinamik performans kriterlerinin farklı yol şartları için çok kısa sürede ve kolaylıkla analiz edilebileceği bu çalışmada belirtilmiştir. Elde edilen sonuçlar yine standartlara uygun olarak stabilite, güvenlik, konfor ve aşınma açısından değerlendirilmiş ve hangi kriterlerin iyileştirilmesi gerektiği belirtilmiştir. İyileştirme çalışmaları süspansiyon parametrelerinin Simpack programı ile optimize edilmesi sonucu gerçekleşmiştir. Çalışma sonucunda gerçek araçlar ile testin zor olduğu günümüz koşulları için modelleme sonucu dinamik kriterler gözlenlenmiş ve daha iyi derecede performans elde edilmesi için yapılması gereken optimizasyon çalışmalarının açıklanması hedeflenmiştir.

2.1 Aracın Modellenmesi

Son yıllarda çoklu cisim dinamiğinin gelişimi daha gerçekçi modellerin geliştirilmesi için bir fırsat sunmaktadır. Demiryolu taşıtlarının modellenmesi ve simülasyonu, yüksek hızlı trenlerde güvenlik, konfor ve verimlilik sonuçları elde edilmesinde önemli bir yer tutmaktadır. Adams Rail, Matlab, Simpack, Vampire ve Voco gibi modelleme programları, hareket denklemlerinin formüle edilmesi ve çözülmesi için mühendislerin çalışmalarını kolaylaştırmakta, aynı zamanda sürüş konforunu ve tekerlek-ray kuvvetlerini hesaplamak için işlem sonrası araçları sağlamaktadır. Bu yazılım programları düşey, yatay ve boylamsal hareketleri üç boyutta hesaplayabilir. Simülasyon programları ile oluşturulan mekanik sistemler, farklı programlarla ve diğer sistemlerle de birlikte çalışabilir.

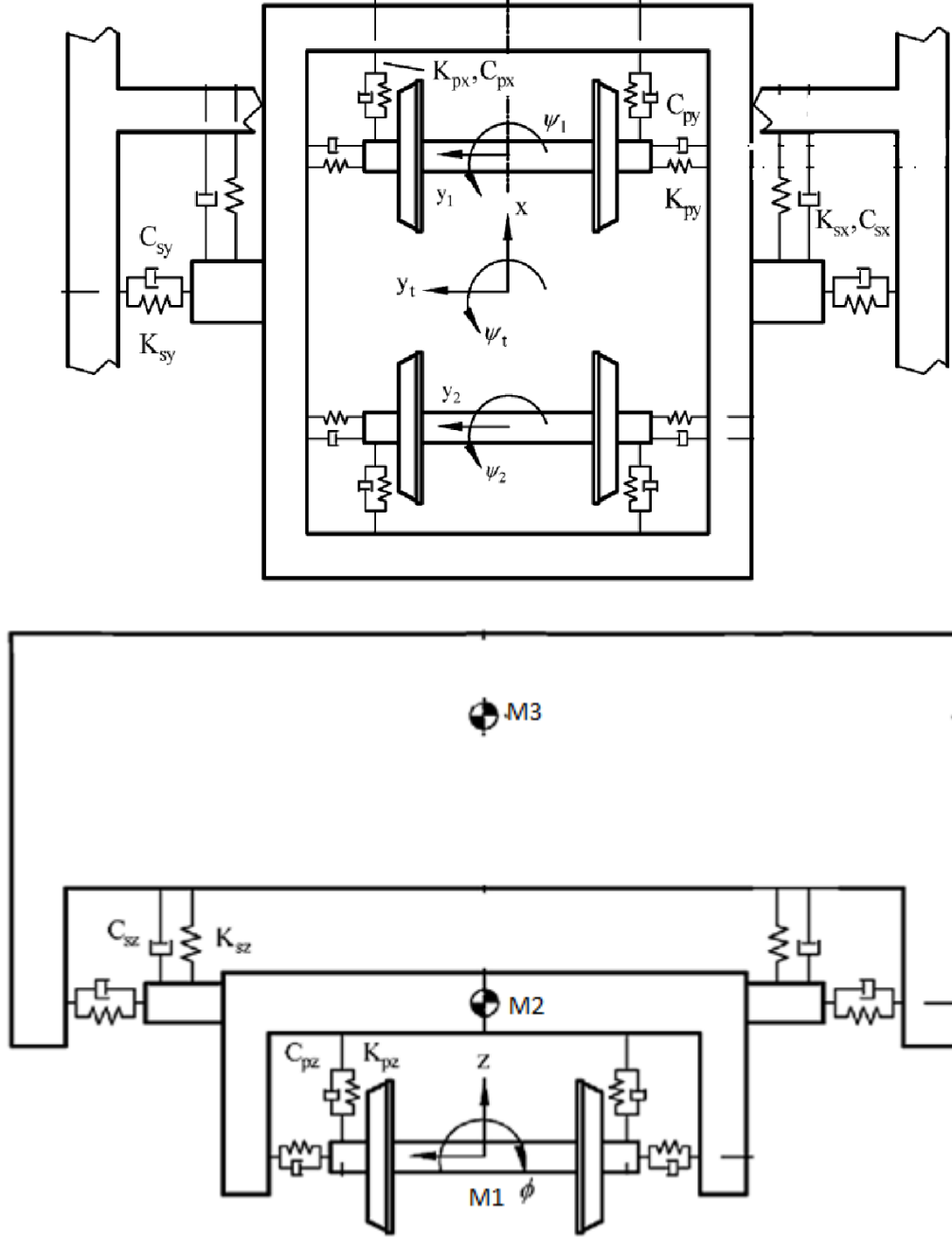
Bu çalışmada, akademik ve endüstriyel topluluklar tarafından en tanınmış yazılımlardan biri kabul edilen ve SIMPACK raylı sistemler modülü adı verilen program çoklu cisim simülasyon yazılımı olarak kullanılmaktadır. SIMPACK 9.4 versiyonunun, Pre ve Post-Processor olarak her iki modül için de kullanıldığı unutulmamalıdır. Bu bölümde, bu çalışmada kullanılan demiryolu aracı modelinin ayrıntılı bir açıklamasının yanı sıra SIMPACK'de bir demiryolu modelinin nasıl oluşturulacağına dair bilgiler de verilmiştir. SIMPACK ile oluşturulan raylı taşıt modeli Şekil 2.1' de görülmektedir.



Şekil 2.1 Yüksek Hızlı Tren Modeli

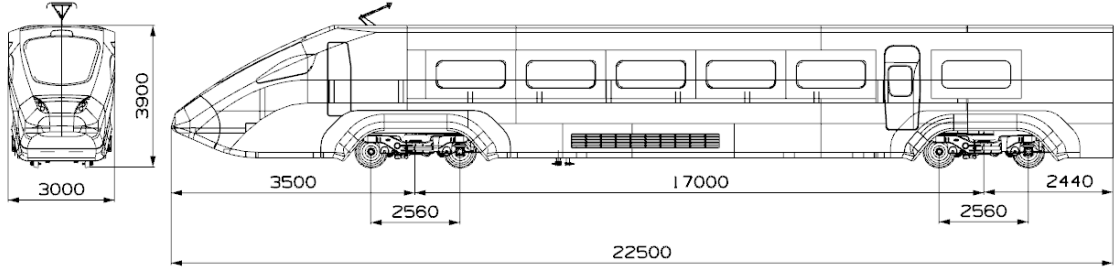
2.1.1 Referans Model

Bu çalışmada oluşturulan raylı taşıtın dinamik ve titreşim analizlerini yapabilmek için referans bir model kullanılmıştır. Süspansiyon sistemi konfigürasyonu için birkaç farklı olasılıklar bulunmakla birlikte, pasif yayların ve sönümleyicilerin farklı kombinasyonları birincil ve ikincil sistem olarak kullanılabilir. Bu çalışmada referans olarak basit fakat güvenilir bir boji modeli [75] seçilmiştir. Şekil 2.2'de referans boji modelinin süspansiyon yapısı gösterilmiştir. Tam araç modelinde iki boji ve bir gövde bulunmaktadır. Oluşturulan modelin parametreleri EK A Tablo A.1'de verilmiştir.



Şekil 2.2 Referans Boji Modeli [75]

Araç gövde boyutları da Şekil 2.3’de verilmiştir. Eylemsizlik momenti değerleri araç gövdesi üzerinden CATIA V5 programı ile yaklaşımda bulunularak hesaplanmıştır. EK A Tablo A.1’de bu değerler de verilmiştir.

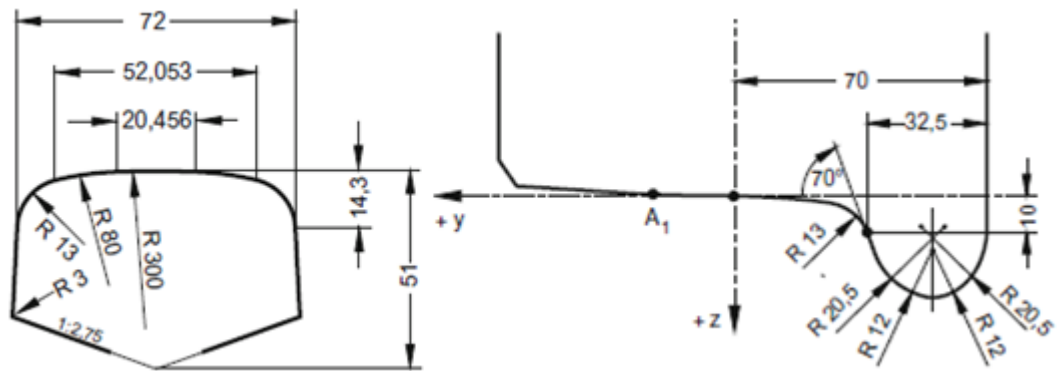


Şekil 2.3 Araç Boyutları

2.1.2 Tekerlekler ve Raylar

Raylar üzerinde oluşan maksimum yükleme kuvvetlerinin büyüklüğü tekerlek ve ray profillerinin özelliklerine bağlıdır. Fakat buna ek olarak, yanal kontak mekaniği ve aynı zamanda tüm raylı araç dinamiği, tekerlek ve ray profilleri arasındaki eşleşmeye bağlıdır. Aracın ağırlığı normal kuvvetlere etki eder, geniş yarıçaplı dönüşler ve eğriler teğetsel kuvvetleri oluşturur ve hızlanma ve frenleme sırasında, tekerleğin çevresel yönünde ek teğet kuvvetler ortaya çıkar.

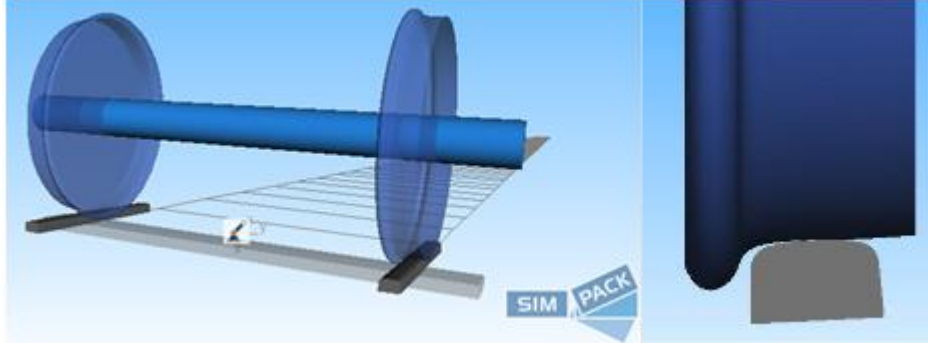
Günümüzde tekerlek ve ray profilleri Orta Avrupa'da büyük ölçüde standartlaştırılmıştır. Bir raylı taşıt yolu yeni inşa edilmiş veya raylar değiştirilmişse, UIC 60 (Şekil 2.4) standart ray profilleri çoğu durumda tercih edilmektedir. Avrupa'da en yaygın kullanılan tekerlek profili, çalışma yüzeyinin yüksek dereceli polinom terimleriyle veya noktasal olarak tanımlanabildiği bir aşınma profili ile belirtilmiş Şekil 2.4' te görünen S 1002'dir[15].



Şekil 2.4 Ray ve Tekerlek Profilleri [14]

Simpack simülasyon programında bir demiryolu modeli oluşturmanın ilk adımı, demiryolu modelini oluşturan tekerlek setlerinin sayısını belirlemektir. Bu

çalışmada, Simpack “Ray-Tekerlek Çifti (Rail-Wheel Pair)” paneli kullanılarak, tekerlek profili olarak S1002 ve ray profili olarak UIC60 seçilmiştir. Tekerlek ve ray profilleri Şekil 2.5'te görülebilir.



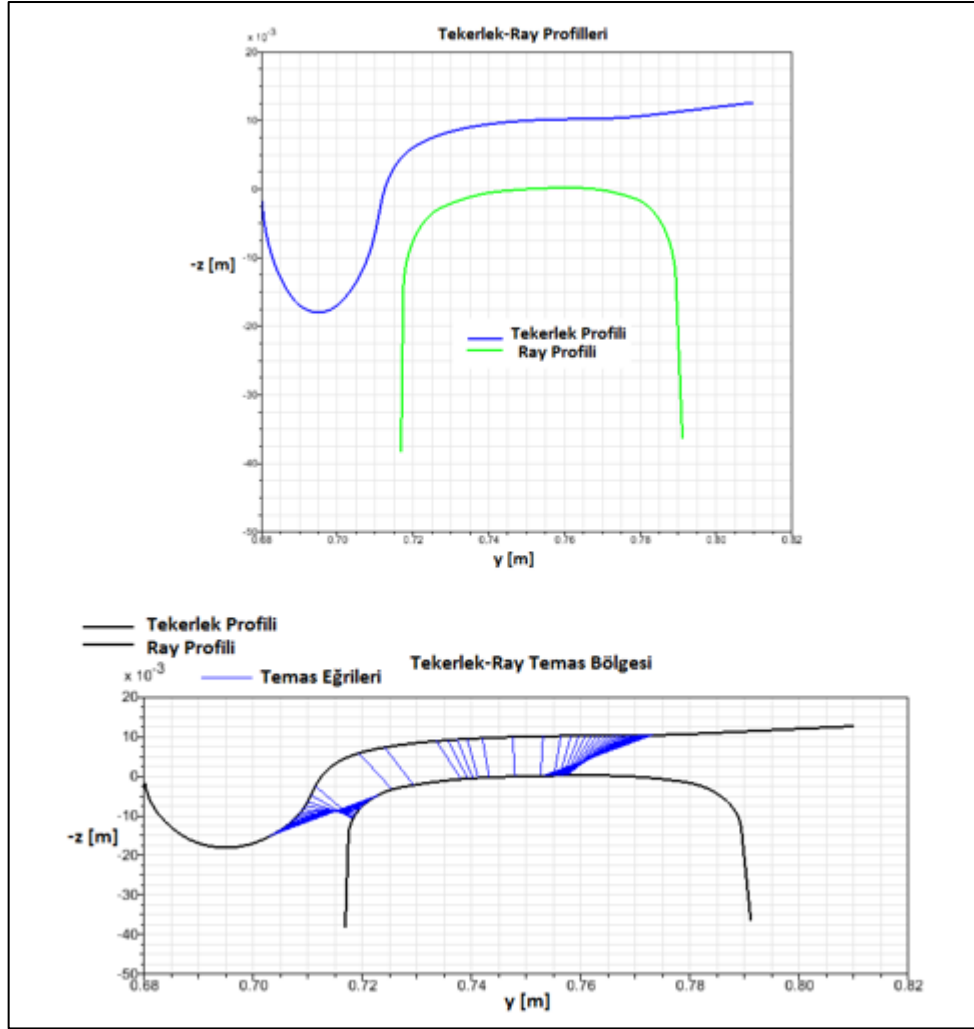
Şekil 2.5 Simpack Tekerlek ve Ray Profilleri

Tekerlek ve ray arasındaki yüzey küçük bir yatay temas alanıdır. Bu alanın merkezi aynı zamanda teğet kuvvetlerin uygulama noktasıdır. Bu kuvvetlerin bilgisi genel tekerlek set dengesini ve dinamik davranışını belirlemek için gereklidir. Bu dinamik davranışı ve kuvvetleri belirlemek için yapılacak ilk şey bazı temas problemlerini belirlemektir. Bu belirleme genellikle dikey temas problemi (Hertz) ve teğetsel problem (Kalker) olarak iki aşamaya ayrılır [13].

Kuvvetleri olabildiğince çabuk hesaplama zorunluluğu analitik yöntemlerin kullanılmasını gerektirmektedir. Hertzian modeli normal temas kuvveti problemleri için kullanılır ve bunu takiben hesaplamayı hızlandırmak için bazı özel hususlar izler. Hertzian modeli, temas yüzeyinin elips şeklinde olduğunu varsayar. Ayrıca, temas basıncı yarı elipsoid olarak kabul edilir [13]. Teğetsel kuvvetleri içeren teğetsel temas mekaniği için Kalker, boylamsal ve yanal sürünme bulunan eliptik temas alanları için yuvarlanma temas problemini araştırmıştır. O zamandan beri, çözümün en genel şekli genellikle Kalker'in teorisi olarak adlandırılır. Kalker'in yazılımları Contact and Fastsim, hesaplamalar için günümüzde genellikle kullanılan en iyi seçimlerdir [15].

Bu çalışmada, temas ve normal kuvvetlerin hesaplamaları için önerilen “Hertzian” temas teorisi kullanılmıştır. Simpack teğetsel kuvvet hesaplamaları için birçok seçenek sunar. Bu çalışmada, doğrusal olmayan temas teorisi için “Fastsim”

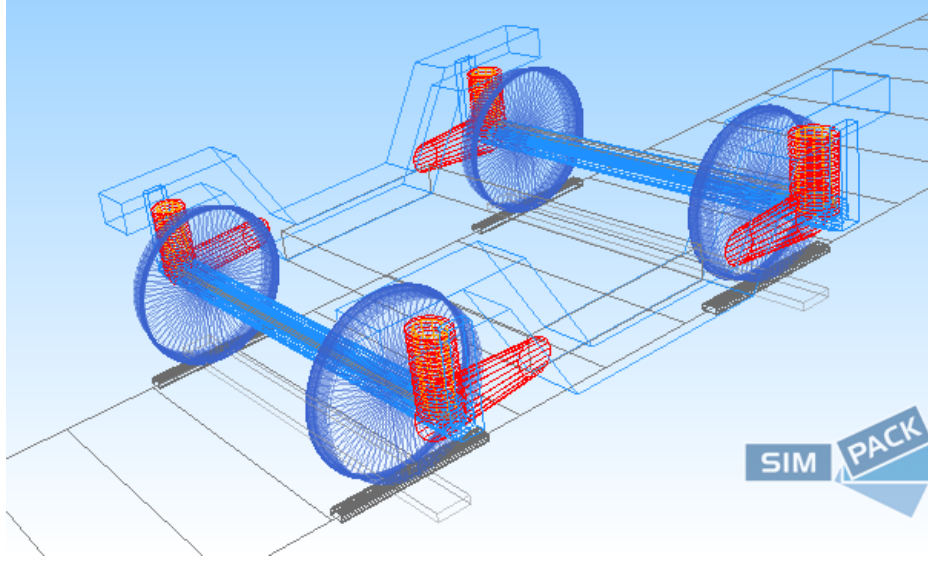
algoritması seçilmiştir. Bu algoritma araç dinamiği hesaplamalarında hızlı ve güvenilir sonuçlar sağladığı için kullanılmıştır. Şekil 2.6'da Simpack programı tarafından kullanılan tekerlek-ray çiftine ait temas bağlantı çizgileri gösterilmiştir.



Şekil 2.6 Simpack Tekerlek-Ray Profilleri ve Temas Bölgesi

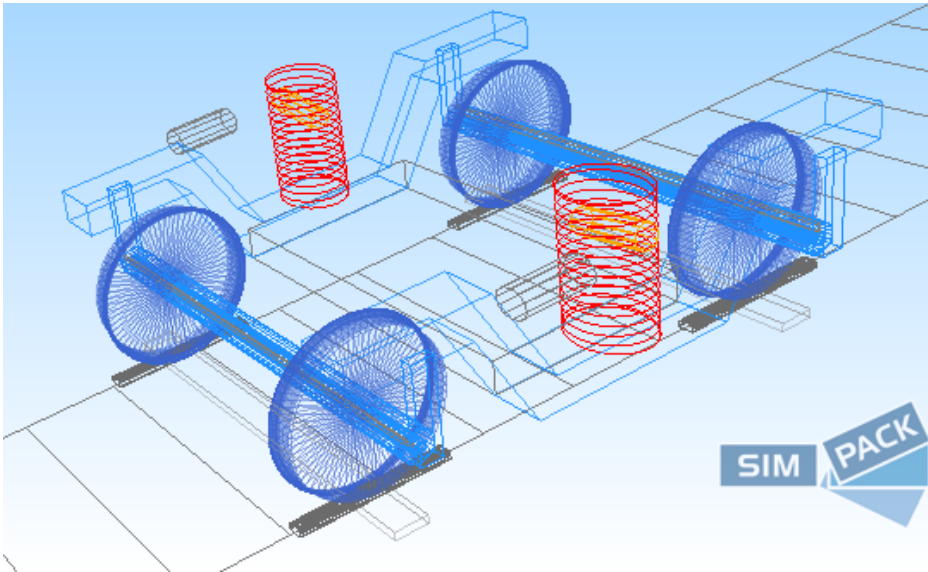
2.1.3 Birincil ve İkincil Süspansiyonlar

Raylı araçlarda, süspansiyon sistemleri birincil ve ikincil olarak ikiye ayrılmıştır. Tekerlek setleri, birincil süspansiyon ile bojiye bağlanmıştır. Birincil süspansiyonlar yaylar, damperler ve elastik tamponlardan oluşur. Birincil süspansiyon elemanları üzerine bir boji çerçevesi yerleştirildiğinde aracın yükleme kapasitesi ve motorun verimliliği artmaktadır. Ayrıca amaç istikrarlı çalışma davranışını, iyi viraj performansını ve düşük aşınmayı güvence altına almaktır. Bu çalışmadaki birincil süspansiyon yapısı Şekil 2.7'de gösterilmiştir.



Şekil 2.7 Birincil Süspansiyon

İkincil süspansiyon araç gövdesi ile boji çerçevesini bağlamaktadır. İkincil süspansiyonun amacı yol düzensizliklerinden doğan araç gövdesi titreşimlerinin en aza indirmektir. Havalı yaylar modern raylı taşıtlarda ikincil süspansiyonun temel elemanlarından biridir. Aynı zamanda dikey ve yanal hidrolik sönümleyiciler, tamponlar ve viraj denge çubuğu da bu sistemin elemanlarıdır. Sürüş konforunu artırmak için birçok araştırmacı ikincil süspansiyon parametreleri üzerinde çalışmalar yapmaktadır. Bu çalışmadaki ikincil süspansiyon yapısı Şekil 2.8'de gösterilmiştir.



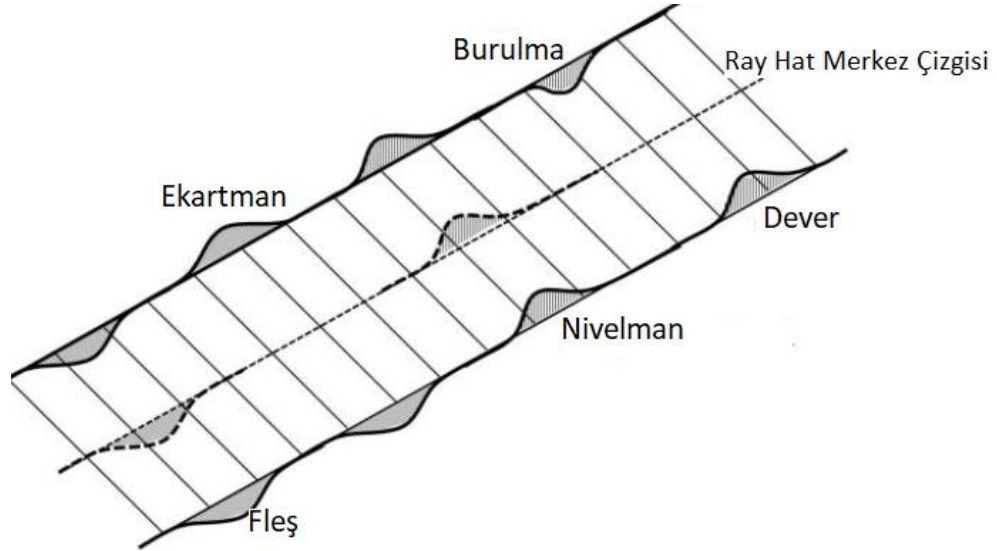
Şekil 2.8 İkincil Süspansiyon

Yaylar ve damperler Simpack simülasyon programında “Paralel Yay Damper Çifti (Spring-Damper Parallel PtP)” kuvvet elemanı olarak modellenmiştir. Bu tip kuvvet elemanları kütsüz olarak kabul edilmektedir ve bu bileşenler için herhangi bir yuvarlanma, sapma veya yalpa atalet momenti bulunmamaktadır. Bu çalışmada demiryolu taşıt modelinin süspansiyon sistemini tanımlayan yay sertliği ve sönüm katsayılarının değerleri, referans yüksek hızlı demiryolu aracında kullanılan değerlere benzer şekilde seçilmiştir. Bir yay sönümleme elamanının Simpack ile modellenmesi Şekil EK A.1’de gösterilmiştir.

2.1.4 Yolun Tanımlanması ve Yol Düzgünsüzlükleri

Ray hattı geometrisi, tekrarlanan araç yükleri, ray yapısı kusurları ve ray yerleşim hataları gibi etkiler neticesinde ilk tasarlanan profillerinden sapmalar yaşayacaktır. Ray geometrisindeki bu sapmalar, Şekil 2.9’da gösterilen fleş, ekartman, burulma, dever ve nivelman gibi profil kaymalarını içeren ray düzgünsüzlükleri kavramı ile açıklanmaktadır.

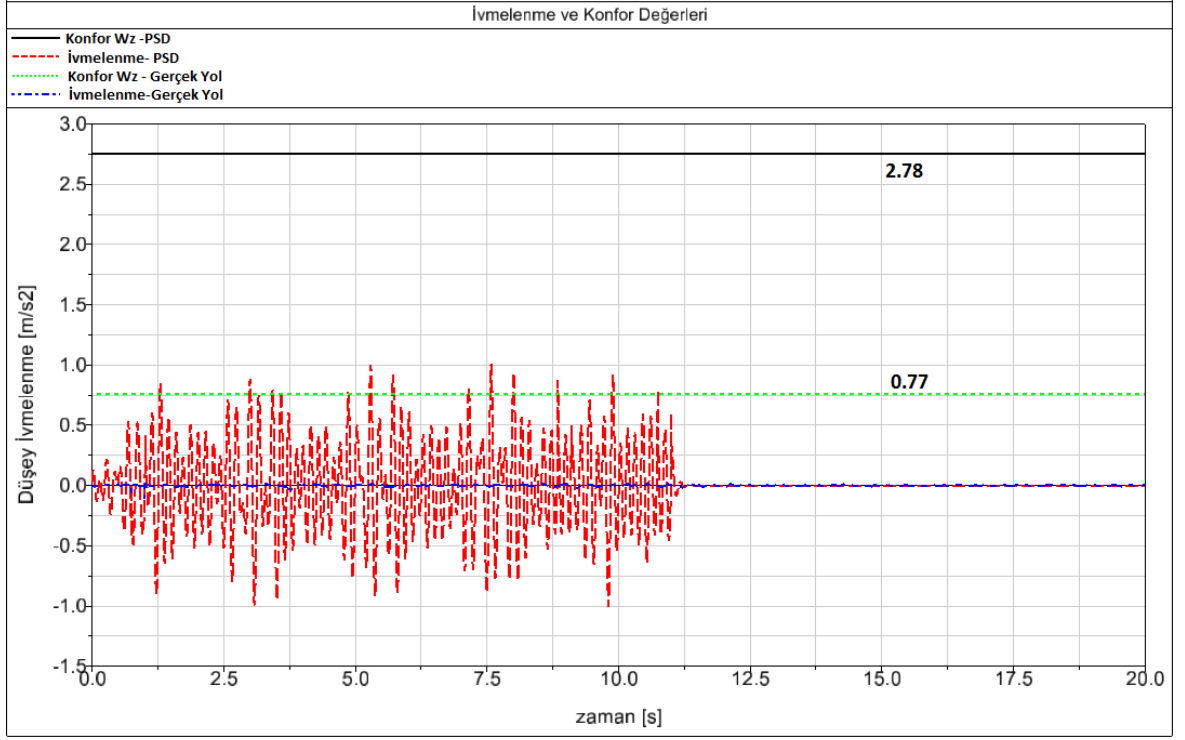
Fleş, art arda meydana gelen ve ray hattının yanal yönde merkez pozisyonundan farklılıklara sebep olan yanal yöndeki sapmaları ifade etmektedir. Ray hattı ekartmanı, ray hattının yanal yöndeki en geniş açıklık değerini belirtmektedir. Nivelman ise ray yüzeyi üzerinden dikey yöndeki sapmaları ifade etmekte olup ray hattı merkez çizgisinin dikey yöndeki orta değerinin farklılıkları göstermektedir. Dever yol pürüzlülüğünde önemli bir kavram olup sağ ve sol rayların yüksekliklerinin arasındaki farkı belirtir. Dever değerinin sapma olarak düşünüleceği gibi aynı zamanda kurplu geçiş hatlarında araç devrilmesini engellemek için bilinçli olarak verilen bir yükseklik farkı olduğunun da bilinmesi gerekmektedir. Burulma ise iki ölçüm noktası arasındaki dever farklılıklarının sebep olduğu cebirsel bir sapmadır.



Şekil 2.9 Yol Düzgünsüzlükleri [79]

Bu çalışmada yol düzensizliklerinin tanımlanmasında gerçek yol datası kullanılmıştır. Gerçek yol datusındaki yukarıda belirtilen yol pürüzlülük bileşenleri Simpack programına girilerek kullanılmıştır.

Simpack, yol düzensizliklerinin belirlenmesi için birçok seçenek sunmaktadır. En yaygın kullanım, güç spektral yoğunluğu yöntemidir. Simpack programında Güç Spektral Yoğunluk (PSD) yöntemi ile yol datası oluşturulurken kullanılan katsayılar ve frekans limit değerleri yol datusındaki düzensizliğin boyutunu belirlemektedir. Şekil 2.10'da PSD ve gerçek data ile oluşturulmuş yol düzensizliklerinde aracın düz yolda ve 10 m/s hızda gövde ivmelenme cevapları verilmiş olup düşey yöndeki konfor değerleri (W_z) hesaplanmıştır. PSD ile oluşturulmuş yol datası için bu değer 2,78 çıkarken gerçek yol datası için 0,77 bulunmuştur. Buradan da görüleceği gibi PSD yöntemi ile oluşturulmuş yol ile gerçek yol arasında araç konforu açısından önemli farklar ortaya çıkabilmektedir. Bu sebeple simülasyon programları ile oluşturulmuş yol datusının gerçek datalar ile uyumluluğu göz önünde bulundurulmalıdır.



Şekil 2.10 Yol Düzensizlikleri

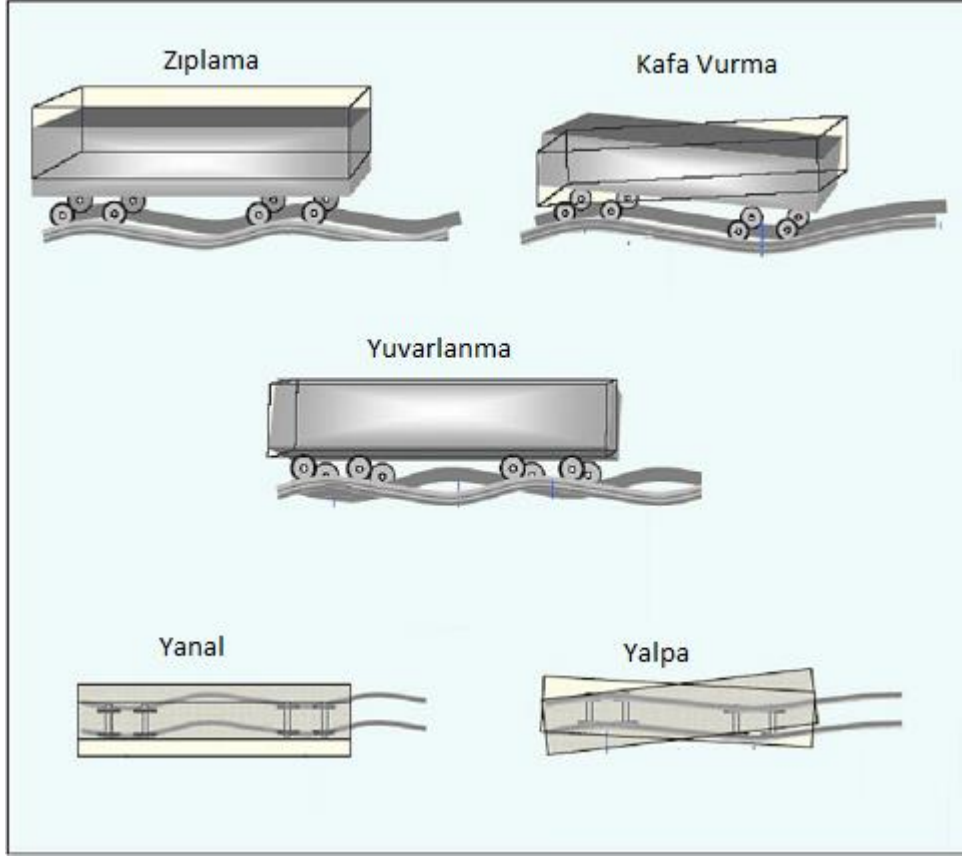
2.2 Modelin Dinamik Sonuçları

Simülasyon programlarının geliştirilmesi çok daha gerçekçi modellerin oluşturulması için bir fırsat ortaya koymaktadır. Modelleme çalışmalarından sonra gerekli analizlere geçmeden önce modelin dinamik sonuçları irdelenmelidir. Bu sonuçların mantıklı olup olmadığına bakılmalıdır. Bu kapsamda öncelikle kurulan modelin mod şekillerine ve doğal frekans değerlerine bakılmıştır. Daha sonra kararlılık analizleri ile aracın stabil kalacağı maksimum hız değeri bulunmuştur. Son olarak kurp analizi ile de aracın 150 m yarıçaplı bir virajı alabileceği maksimum hız değeri saptanmıştır.

2.2.1 Modal Analiz

Modal analiz, kurulan bir modelin doğal frekanslarının, sönüm değerlerinin ve mod şekillerinin belirlenmesini sağlayan bir analiz yöntemidir. Model üzerinden alınan sonuçlar ile modele ait önemli bilgiler elde edilir. Kurulan modelin dinamik karakteristiğinin belirlenmesi için kullanılan modal analiz, modelin doğru kurulması ile ilgili ipuçları verse de model doğruluğu yapılacak doğrulama testleri

ile belirlenir. Yol düzensizlikleri üzerindeki farklılıklar araç mod şekilleri ve frekansları üzerinde etkiye sahiptir. Aynı zamanda süspansiyon karakteristiği, bağlantı noktaları ve araç tasarım ölçüleri de modal analiz sonuçlarına yani mod şekil ve frekanslarına doğrudan etki etmektedir. Şekil 2.11' de bir raylı taşıta ait ve farklı yol düzensizlikleri ile oluşan titreşim modları görülmektedir.



Şekil 2.11 Mod Şekilleri [80]

Aracın mod şekil ve doğal frekanslarına bakılırken 1 m/s gibi düşük hızlarda bakılması tavsiye edilmektedir. Tüm mod şekilleri aynı zamanda sönümlenme oranları içerir. Tavsiye edilen kritik sönümlenme oranı ise en az % 5'dir. Araç gövdesinin zıplama frekansı 1 Hz civarlarında olmalıdır. Yuvarlanma ve yanıl hareketin birlikte olduğu modda ise frekans değeri 0,5 Hz üstü olmalıdır. Araç modlarının sönümlenme oranları ise %15 ile %30 aralığında çıkmalıdır. Fakat bu değeri tüm araç gövdesi modları için başarılması zor bir koşuldur. Yuvarlanma ve yanıl hareketin birlikte olduğu mod için bu değeri %15 den küçük olabilir. Yalpa

hareketinde ise sönümleme genelde %30 üzeri çıkmaktadır fakat bu araç davranışı için kritik bir durum değildir [13].

Tablo 2.1 ve 2.2’de modal analiz sonucu elde edilen doğal frekans ve sönümleme oranları verilmiştir. Aynı zamanda literatürdeki diğer çalışmalardaki sonuçlar da bu tabloda karşılaştırma amaçlı görülebilir. Şekil 2.12’de ise modal analiz sonucu görülen mod şekilleri verilmiştir.

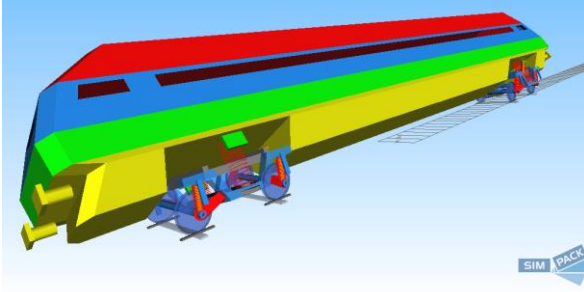
Tablo 2.1 Frekans Değerleri Karşılaştırması

Mod Şekilleri	Frekans değerleri [Hz]				
	Modal analiz sonucu	[13]	[5]	[81]	[82]
Gövde Yuvarlanma	0,58	0,58	0,496	0,96	0,58
Gövde Kafa Vurma	1,22	0,73	1,87	2,37	1,04
Gövde Yanal	1,43	-	-	2,43	-
Gövde Zıplama	1,79	1,07	-	2,4	0,86
Gövde Yalpa	1,95	1,28	0,577	1,7	0,96

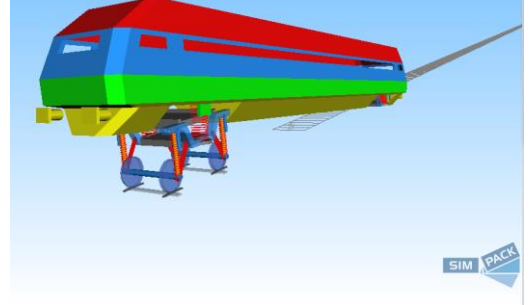
Tablo 2.2 Sönümleme Oranları Karşılaştırması

Mod Şekilleri	Sönüm Oranları %			
	Modal analiz sonucu	[13]	[81]	[82]
Gövde Yuvarlanma	7	21,1	8	5,81
Gövde Kafa Vurma	17	16	29,7	6,54

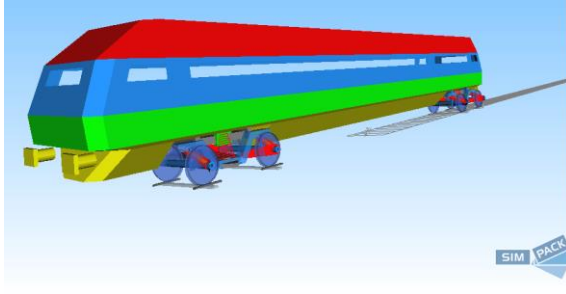
Mod Şekilleri	Sönüm Oranları %			
	Modal analiz sonucu	[13]	[81]	[82]
Gövde Yanal	32	-	-	19,6
Gövde Zıplama	24	13,4	-	8,41
Gövde Yalpa	47	53,7	5	14,15



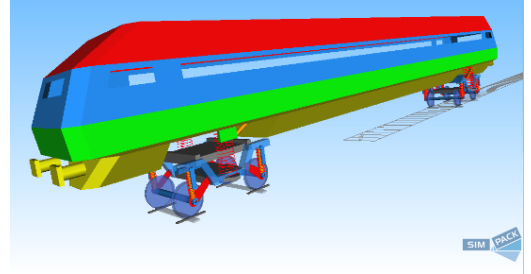
a) 0,58 Hz-%7



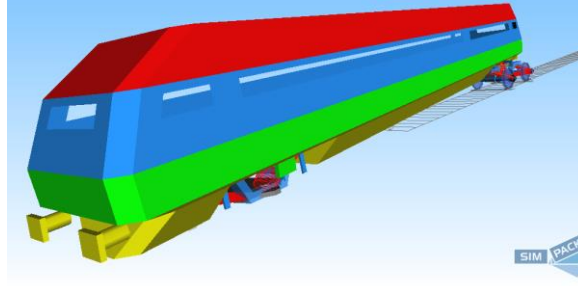
b) 1,22 Hz-%17



c) 1,43 Hz-%32



d) 1,79 Hz-%24



e)1,95 Hz-%47

Şekil 2.12 Gövde Mod Şekilleri, Frekans Değerleri[Hz] ve Sönüm Oranları[%]
a)Yuvarlanma, b)Kafa Vurma, c)Yanal, d) Zıplama, e) Yalpa Hareketleri

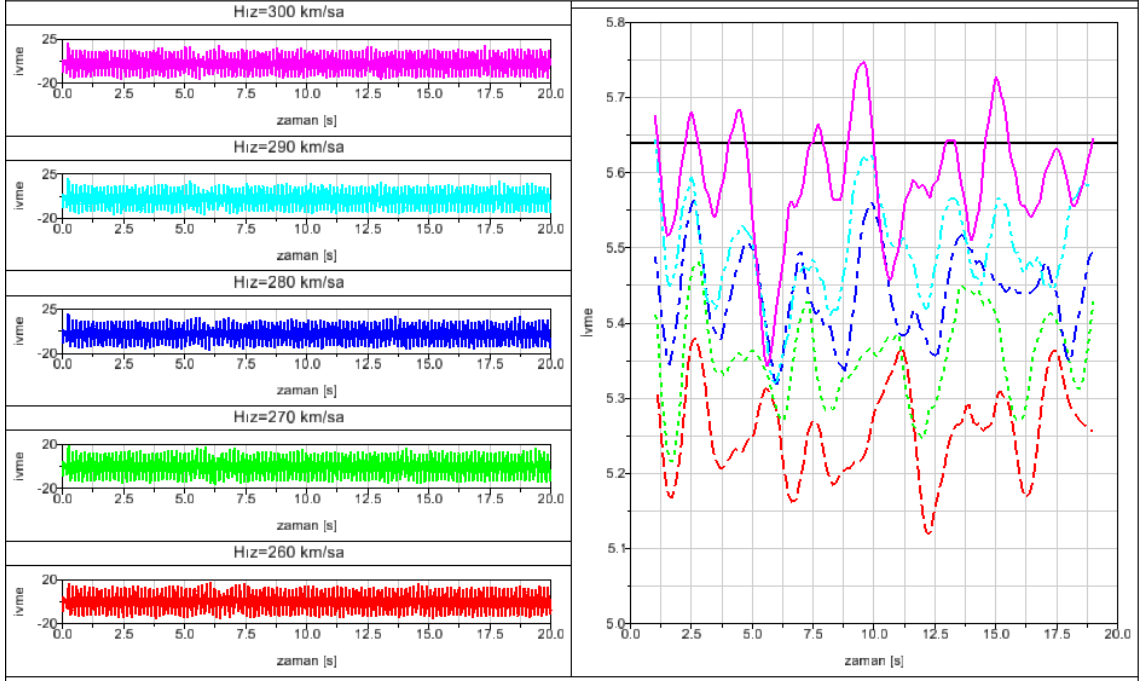
2.2.2 Kararlılık Analizi

Oluşturulan raylı taşıt modelinin kararlılık analizini yapmak için bu çalışmada 2 farklı metod kullanılmıştır. Bunlardan ilki EN 14363 standartında belirtilen boji yapısı ivmelenme değerlerine bakılarak yapılan kararlılık analizidir.

Standarta göre boji yapısındaki ivmelenme değerine bakılması ve yanal ivmelenme sonuçlarına belirtilen filtrelerin de uygulanması gerekmektedir. Stabilitate analizleri için bant geçiren filtre (band pass filter) ve kayan rms (sliding rms) filtreleri uygulanıp elde edilen sonuç grafiğinin de maksimum değerinin gözlemlenmesi istenmektedir. Elde edilen sonucun ise yine standartta verilen ve Denklem 2.1' de gösterilen \ddot{y} limit değerinin altında olması beklenmektedir.

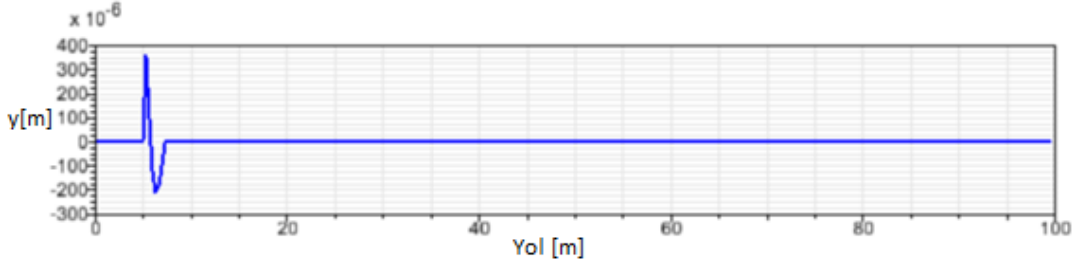
$$\ddot{y} = \left[\frac{12-(m_b/5t)}{2} \right] m/s^2 = 5,64 m/s^2 \quad (2.1)$$

Bu çalışmada da farklı hız değerlerinde araç kararlılığı kontrol edilmiş ve 290 km/sa hızdan sonra grafiklerin limit değer olan 5,64 değerinin üzerine çıktığı gözlemlenmiştir. Şekil 2.13'de ivme değerlerine ait grafikler ve limit değerini geçtiği hız değeri görülmektedir.



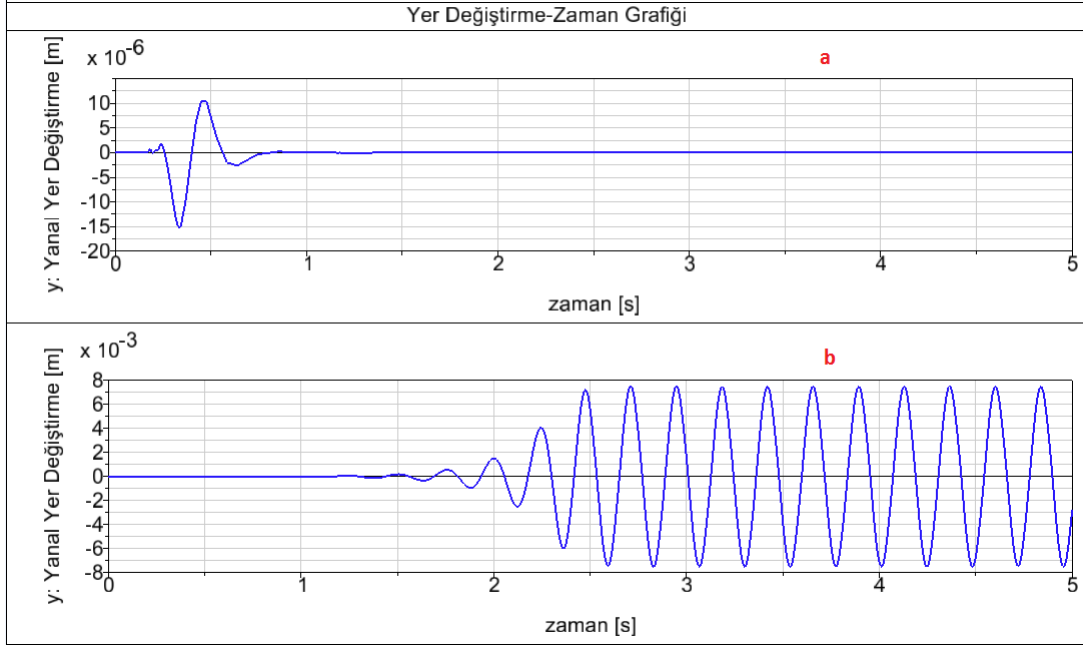
Şekil 2.13 Boji Yapısı Yanal İvme Değerleri

Aracın kararlılığını belirlemede 2. yöntem ise tekerlek setlerinin yanal yer değiştirmesine bakılarak çözüm bulunan yöntemdir. Aracın kararlılığı y yönünde verilen bir yol girdisi (Şekil 2.14) ile belirlenebilir. Aşağıdaki basamak şeklindeki yol girişi sisteme yanal olarak uygulanmıştır.



Şekil 2.14 Basamak Yol Girişi

Kararlılık için tekerlek setlerindeki yer değiştirmeye bakılmıştır. Aracın verdiği cevaplar birkaç iterasyon ile gözlemlenmiştir. Sonuç olarak araç tekerlek setlerinin Şekil 2.15'de görüldüğü gibi 282 km/sa hızda kararlılığını yitirdiği gözlemlenmiştir.

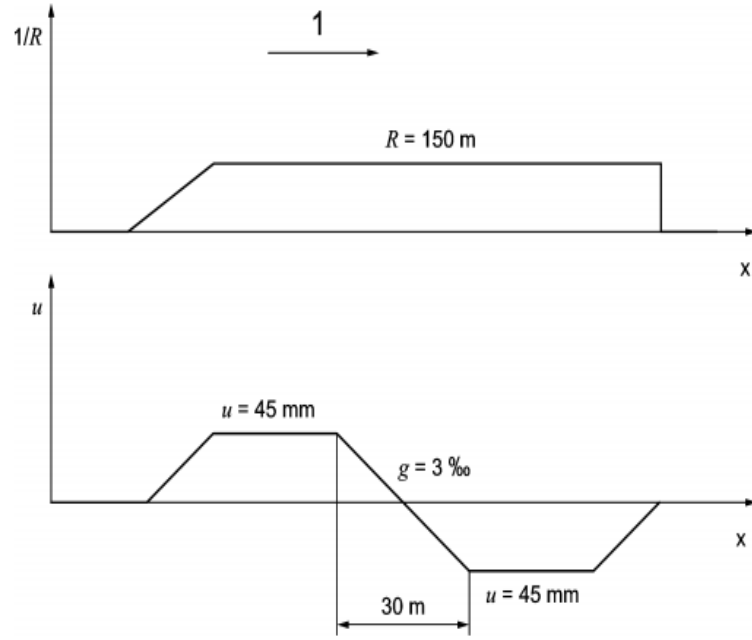


Şekil 2.15 Tekerlek Seti Yanal Yer değiştirme a) 281 km/sa b) 282 km/sa

4 akslı bir yolcu treni modelinde tekerlek setindeki yanal yer değiştirmeye bakılmış ve 223 km/sa hızda kararlılığı kaybettiği belirtilmiştir[84]. Bir yüksek hızlı tren modelinde de yanal kararlılık analizi yapılmış ve bu hız değeri 293 km/sa olarak bulunmuştur[85]. Yine bir raylı taşıt için Simpack programı kullanılarak yapılan analizde yanal kararlılığın kaybedildiği hız 233 km/sa olarak tespit edilmiştir[86].

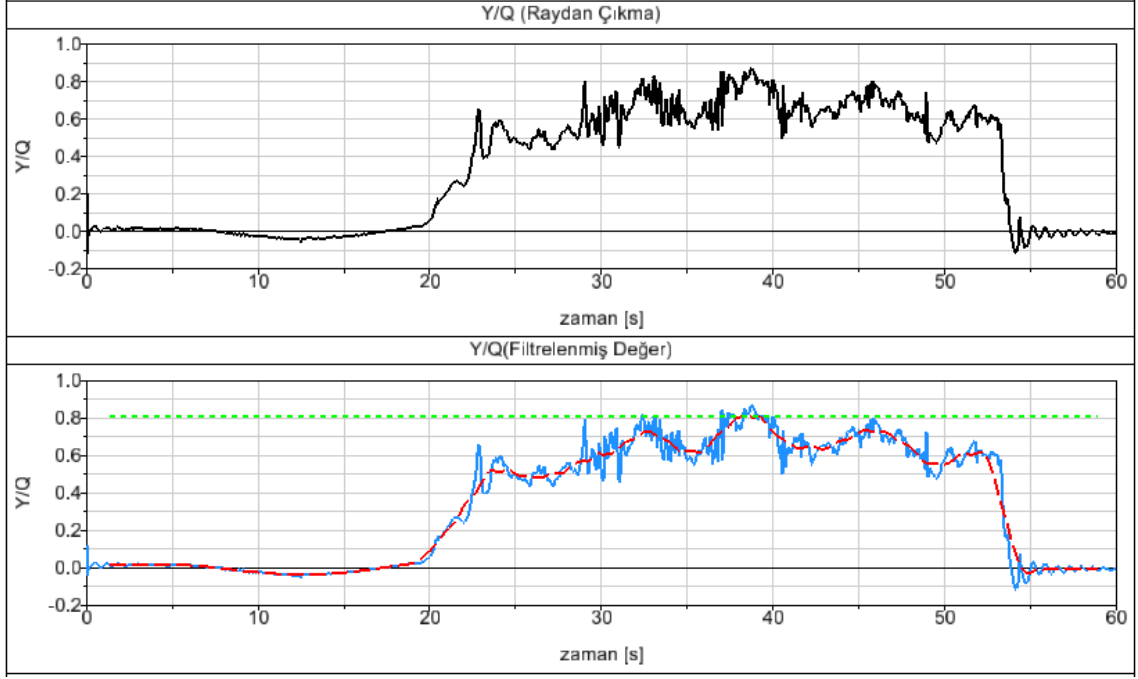
2.2.3 Kurp Analizi

Kurp analizi EN14363[74] nolu standartta verilen şartlara göre yapılmıştır. Bu şartlar lokomotif, çekiş grubu ve hızlı trenler de dahil olmak üzere yolcu trenlerinin tümünü kapsamaktadır. Bu standartta göre $R=150$ m yarıçaplı bir yolda 45 mm'lik dever ve ‰ 3'lük bir bükülme (twist) içerisinde test gerçekleştirilmektedir. Şekil 2.16' da standartta verilen bu test senaryosu gösterilmiştir.



Şekil 2.16 EN14363 Raydan Çıkma Test Senaryosu

Bu standartta göre aracın Y/Q (Raydan Çıkma) değerine bakılarak 0,8 değerini geçmeyecek şekilde ulaşabileceği maksimum hız değeri bulunması gerekmektedir. Y/Q değerine bakılırken de standartta belirtilen filtrelerin kullanılması gerekmektedir. Sonuca ulaşabilmek için standartta belirtilen 20 Hz alçak geçiren filtre (low pass filter), kayan orta değer (sliding mean value) ve %99,85 filtreleri kullanılmıştır. Bu modelde $V=65$ km/sa değerinde Y/Q değerinin 0,8'i geçtiği saptanmıştır ve Şekil 2.17'de Y/Q grafiği gösterilmiştir.



Şekil 2.17 Y/Q (Raydan Çıkma) Grafiği (Hız:65 km/sa)

Aracın farklı yarıçaplardaki yollarda maksimum geçiş hızları bu analizler tekrarlanarak bulunmuş ve Tablo 2.3'de gösterilmiştir.

Tablo 2.3 Maksimum Geçiş Hızları

	R=150 m	R=600 m	R=800 m	R=1000 m
Maksimum Hız	65 km/sa	108 km/sa	125 km/sa	142 km/sa

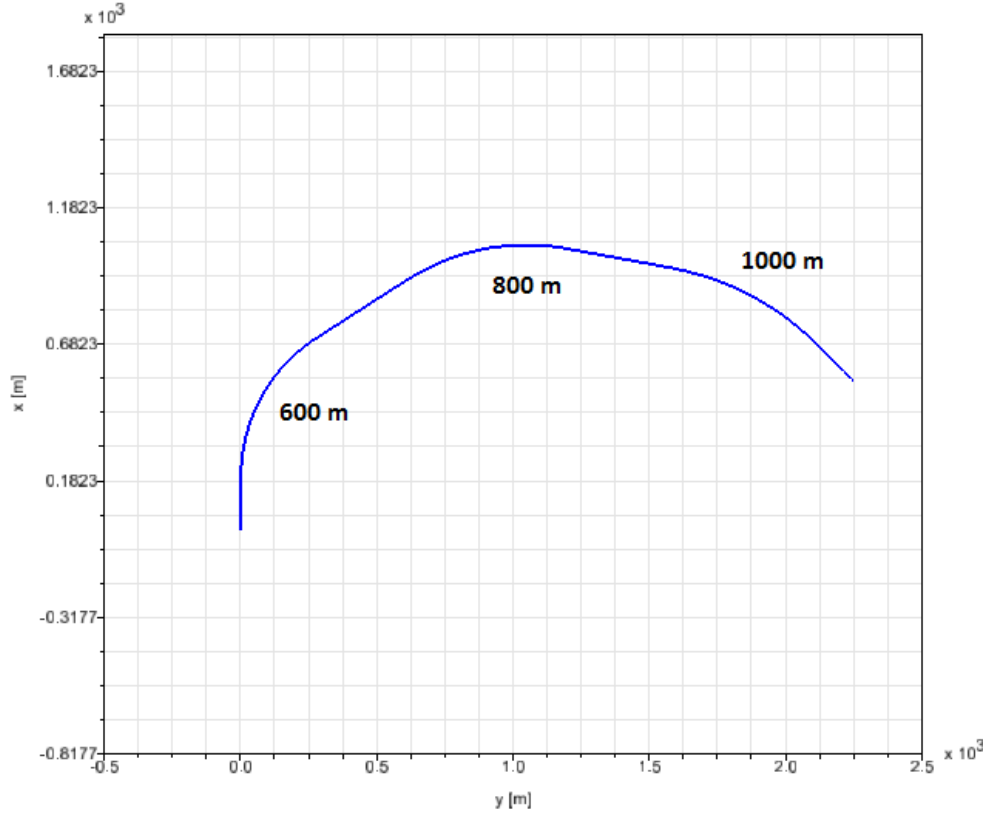
Bu konuda yapılan bir çalışmada, tramvay modeli için elde edilen sonuçlara göre aracın 250 m yarıçaplı bir kurptan 72 km/sa hız ile geçebildiği belirtilmiştir[81].

3.1 Süspansiyon Parametrelerinin Optimizasyonu

Tekerlek aşınması, raydan çıkma ve yolcu konforu aracın dinamik karakteristiği için kontrol edilmesi gereken en önemli kriterlerdendir. Bu kısımda ilk olarak optimizasyon işleminin gerçekleştirileceği yol senaryosu oluşturulmuştur. Oluşturulan senaryoda 600m, 800m, 1000m yarıçaplı kuplar ile birlikte düz yol geçişleri de bulunmaktadır. Çalışma hızı 100 km/sa olarak belirlenmiştir. Senaryo 1 içerisinde oluşturulan her bir kurp geçişinde 45 mm' lik deyerler de bulunmaktadır. Optimizasyonun gerçekleştirildiği senaryo Tablo 3.1 ve Şekil 3.1' de gösterilmiştir.

Tablo 3.1 Yol Senaryosu

Senaryo	Yarıçap [m]	Hız [km/s]
Senaryo 1	600m+800m+1000m+Düz yol	100

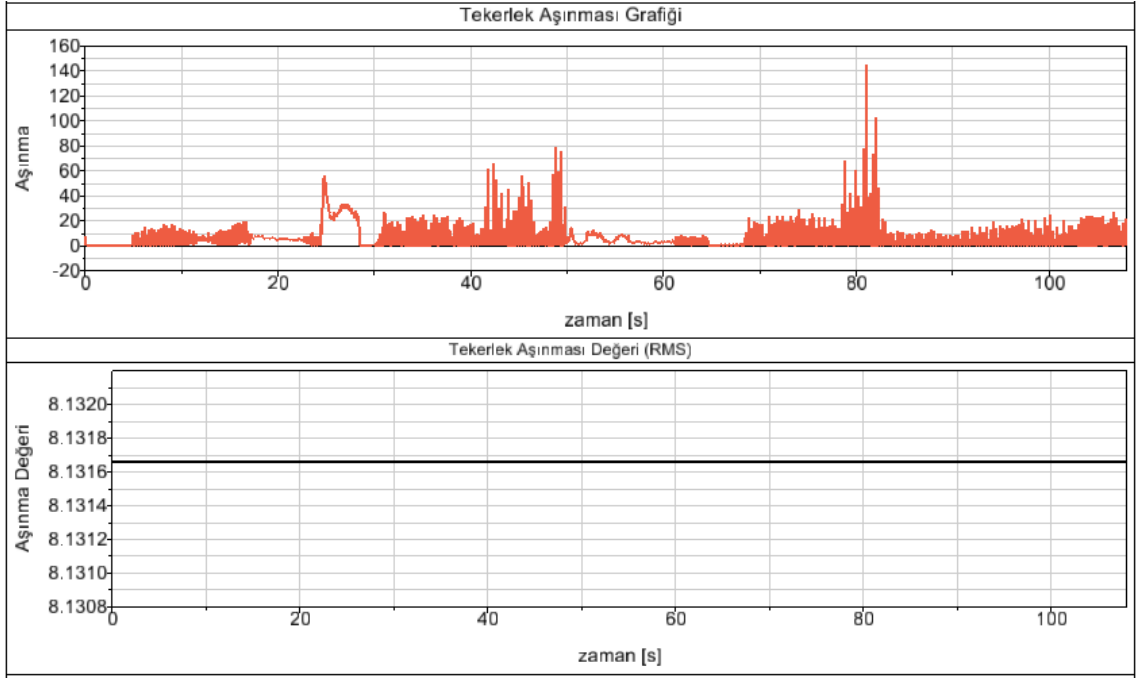


Şekil 3.1 Yol Senaryosu

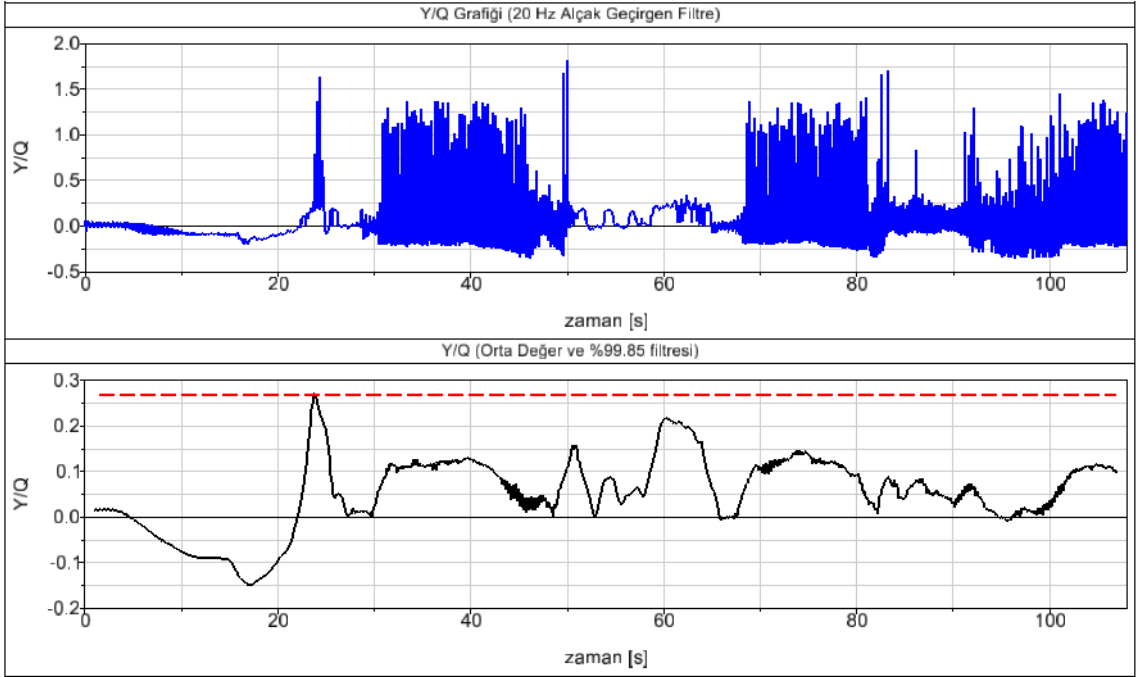
Ülkemizde mevcut hatların %29,8'i yarıçapı 1000 metreden küçük, %17'si ise yarıçapı 500 metreden küçük olan kurplar içermektedir [87],[88]. Bu oranın sadece yüksek hızlı trenlerin kullandığı hatlarda daha düşük olması beklenmektedir. Dünya genelinde de birçok ülkede kurp hız limitlerini aşma sonucu kazalar meydana gelmiştir. Bu sebeple demiryollarındaki özellikle hızlı tren hatlarındaki kurp yarıçapları ve geçiş hızları önem teşkil etmektedir. Bu çalışmada optimizasyon işlemi en düşük 600 m yarıçaplı kurp içeren bir yol üzerinde ve bu kurptan geçebilecek hız değerinde (100 km/sa) gerçekleştirilmiştir.

3.1.1 Optimizasyon Öncesi Değerler

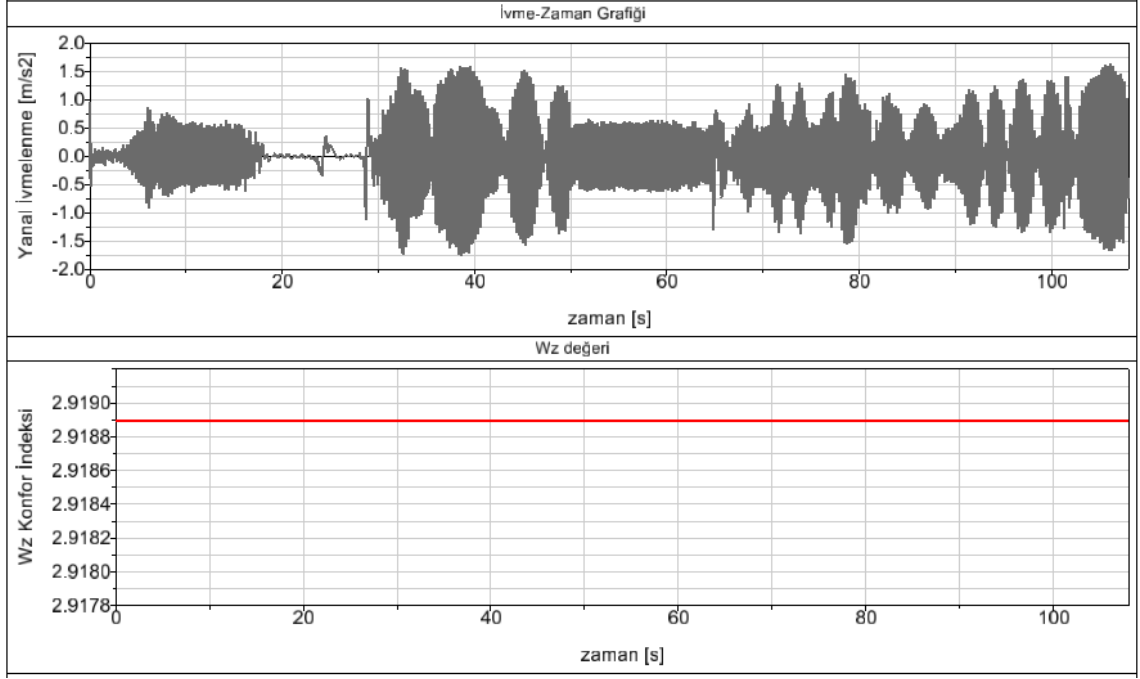
Optimizasyon öncesinde oluşturulan yol senaryosu için (Senaryo 1) aşınma, raydan çıkma ve konfor değerleri analizler sonucu bulunmuştur. Bu değerlere standartlarda belirtilen filtrelerin Simpack programında uygulanması ile ulaşılmıştır. Oluşturulan senaryo için aşınma, konfor ve raydan çıkma değerlerinin sonuç grafikleri ve kullanılan filtreler Şekil 3.2-3.4 'de gösterilmiştir.



Şekil 3.2 Optimizasyon Öncesi Tekerlek Aşınması (Rms Filtresi)



Şekil 3.3 Optimizasyon Öncesi Raydan Çıkma (20 Hz Alçak Geçirgen, Kayan Orta Değer ve %99,85 Filtresi)



Şekil 3.4 Optimizasyon Öncesi Konfor (Wz Filtresi-Simpack)

3.1.2 Pareto Analizi ve Sınır Değerleri

Optimizasyon çalışmalarında en çok rastlanan sorunlardan birisi işlem süresinin çok uzun olmasıdır. Literatürdeki süspansiyon optimizasyonu çalışmalarında Pareto ve Hassaslık (Sensitivity) analizleri bu duruma çözüm olarak sunulmuştur.

Pareto analizi, bir sorunun önemli sebeplerini nispeten daha önemsiz olanlarından ayırmak için kullanılan bir yöntemdir. Optimizasyon çalışmalarında da iyileştirme yapılacak kriter üzerinde en etkili süspansiyon parametreleri bulunur ve bu parametreler üzerinde iyileştirme yapılır. Bu çalışmada da ikincil süspansiyon için 6 farklı parametre içerisinde Simpack programında Pareto analizi gerçekleştirilmiş ve analiz sonuçları Tablo 3.2' de verilmiştir.

Tablo 3.2 Pareto Analizi Sonuçları

Parametre	Etki % (Konfor)	±
K_x^s	1,22	-

Parametre	Etki % (Konfor)	±
K_y^s	5,64	-
K_z^s	1,12	+
C_x^s	3,05	-
C_y^s	2,57	+
C_z^s	1,48	+

Burada konfor üzerinde en çok etkili olan 3 parametre Kys, Cys ve Cxs olarak bulunmuş ve bu 3 parametre üzerinde iyileştirme yapılmıştır.

Optimizasyon işlemine geçmeden önce tüm süspansiyon parametreleri için sınır koşullarının belirlenmesi gerekmektedir. Optimizasyon çalışmalarında genellikle çok geniş sınırlar kullanılmıştır. Örnek olarak Herrero A. (2013) çalışmasında 10⁶ mertebelerindeki ilk süspansiyon değerleri sınırları 0 ile 10⁸ arası olarak almıştır[20]. Bu gerek süspansiyon çalışma aralığı gerekse aracın diğer dinamik karakteristiklerine etkisi düşünüldüğünde çok doğru bir yaklaşım olmamaktadır. Bu çalışmada ise aracın ilk tasarım değerlerinden çok fazla uzaklaşmadan ±%20 aralığında sınırlar belirlenmiştir. Tablo 3.3' de Pareto analizi sonucu belirlenen etkili 3 parametrenin sınır değerleri gösterilmiştir.

Tablo 3.3 Optimizasyon Sınır Değerleri

Parametre	Alt Sınır -%20	Üst Sınır +%20
K_y^s	52000	78000
C_x^s	25600	38400

Parametre	Alt Sınır	Üst Sınır
	-%20	+%20
C_y^s	8000	12000

3.1.3 İkincil Süspansiyon Optimizasyonu

Optimizasyon işlemi için "Simpack DOE (Design of Experiment)" modülü kullanılmıştır. Simpactk DOE modülü, karmaşık parametre seçimi senaryolarının simülasyonları için oluşturulmuş kullanışlı bir modüldür. Simpactk DOE modelin içerisinde kullanılan faktörlerdeki değişimlerin, deneyler ve analizler ile ortaya koyduğu sonuçların en kolay şekilde elde edilmesi için kullanıcıya yardımcı olur. Simpactk DOE modülü arayüzü Şekil EK A.2'de gösterilmiştir.

Senaryo 1 için alınan sonuçlara bakarak konfor değerlerinin üzerinde iyileştirilmesi yapılması gerektiği belirlenmiştir. Bu iyileştirme ikincil süspansiyon parametreleri optimizasyonu ile yapılacaktır. Bu optimizasyonu yaparken aynı zamanda tekerlek aşınması ve raydan çıkma değerleri de göz önünde bulundurulacaktır.

Konfor iyileştirmesi için ikincil süspansiyon parametreleri K_y^s , C_x^s ve C_y^s değerleri optimize edilmiştir ve optimizasyon sonuçları Tablo 3.4' de gösterilmiştir.

Tablo 3.4 Optimizasyon Sonuçları

	Optimizasyon Öncesi Değerler	Alt Sınır -%20	Üst Sınır +%20	Optimizasyon Sonrası Değerler
K_y^s	65000	52000	78000	75214
C_x^s	32000	25600	38400	36266
C_y^s	10000	8000	12000	8000

Optimizasyon sonrası konfor, aşınma ve raydan çıkma değerlerinde meydana gelen değişimler Tablo 3.5’de verilmiştir.

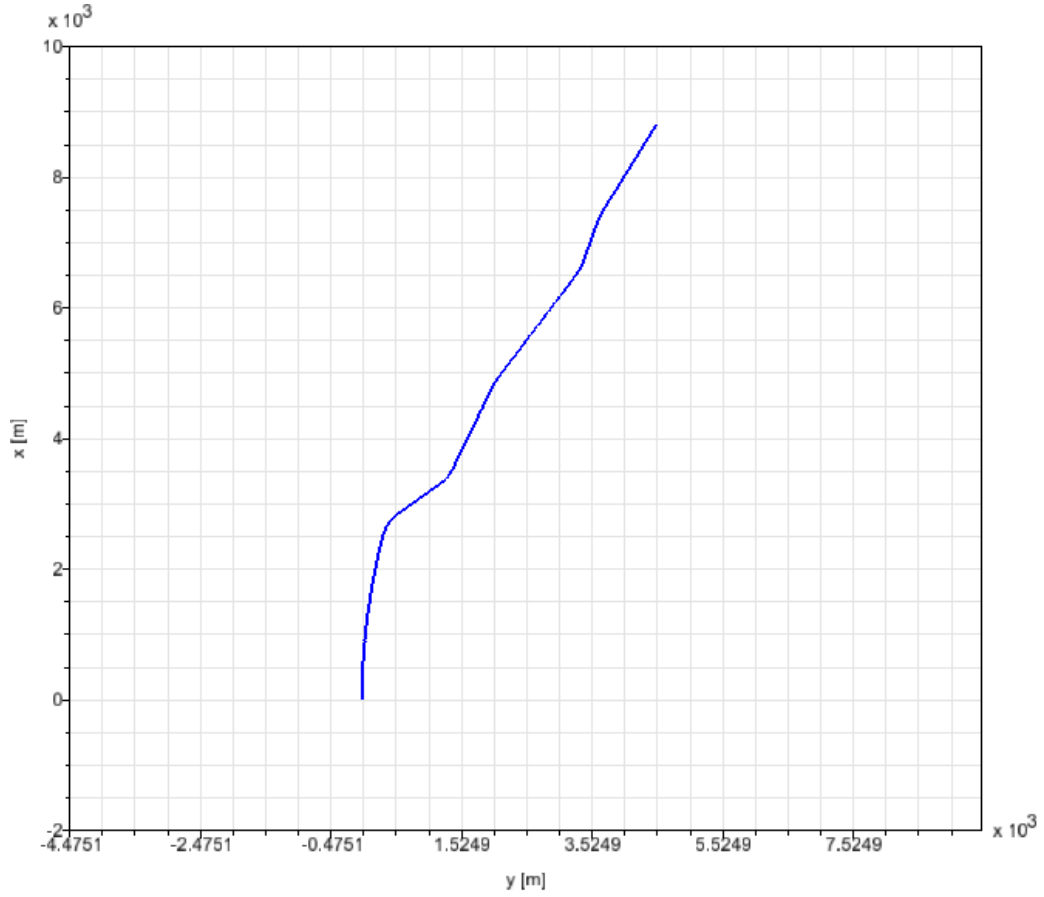
Tablo 3.5 Optimizasyon Sonuçları

Senaryo 1	Optimizasyon Öncesi Değerler	Optimizasyon Sonrası Değerler	Yüzde %
Konfor	2,92	2,52	%13
Aşınma	8,13	5,09	%37
Raydan Çıkma	0,26	0,04	%84

Optimizasyon sonuçlarına bakıldığında konfor değerlerinde %13 seviyesinde bir iyileşme olduğu görülmektedir. Aşınma ve raydan çıkma değerlerinde de düşüş olması istenen bir durumdur. Senaryo 1 için yapılan optimizasyon işlemi başarılı gerçekleşmiştir.

3.1.4 Senaryo 2 (Gerçek Yol) ve Senaryo 3 (Düz Yol-Manuel) Sonuçları

Bu kısımda ise ilk olarak 10 km’lik gerçek yol senaryosu oluşturulmuştur. Gerçek yol datası ile elde edilen bu senaryo 570 m, 600m, 1000m, 960m ve 970 m olmak üzere farklı kurplardan oluşmakla birlikte bu kurpların her birinde geçişi kolaylaştırmak için gerekli deyerler de içermektedir. Aynı zamanda kurpların aralarında düz yol koşulları da bulunmaktadır. Gerçek yol senaryosu Şekil 3.5’de gösterilmiştir.



Şekil 3.5 Senaryo 2 (Gerçek Yol)

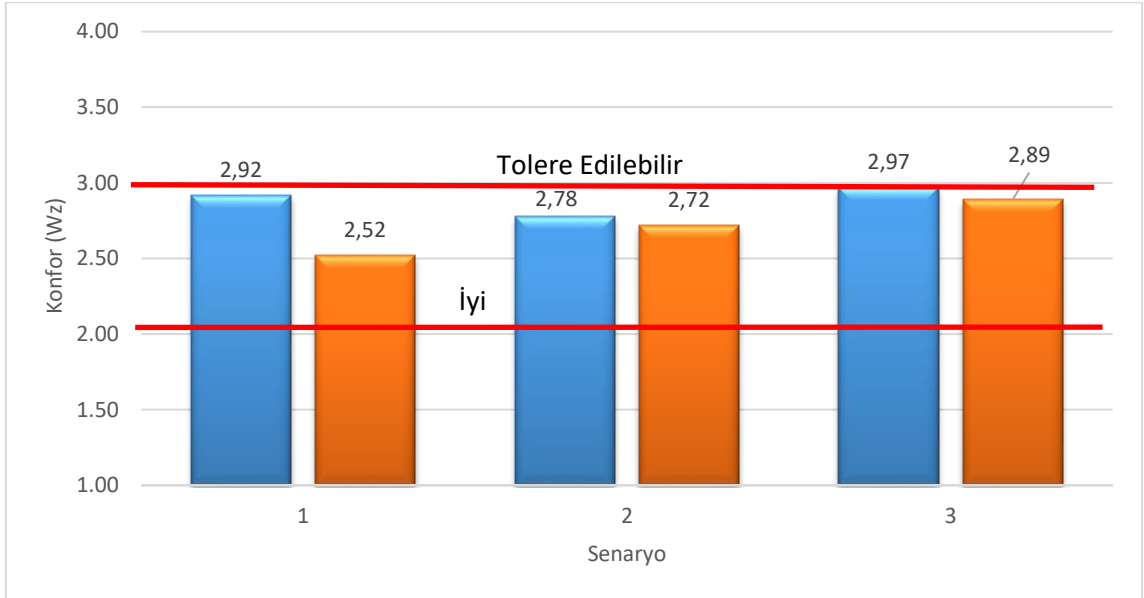
Gerçek yol senaryosu oluşturulduktan sonra Senaryo 1 koşullarında optimize edilen süspansiyon parametreleri Kys, Cxs ve Cys bu kez gerçek yol koşullarında analiz edilmiş ve konfor, aşınma, raydan çıkma değerlerindeki değişim gözlemlenmiştir. Aynı zamanda bu işlem tamamen düz yol koşulu ve 200 km/sa hız ile oluşturulmuş Senaryo 3 için de tekrarlanmış ve sonuçlar Tablo 3.6'da gösterilmiştir.

Tablo 3.6 Senaryo 2-3 Performans Sonuçları

		Optimizasyon Öncesi Değerler	Optimizasyon Sonrası Değerler	Yüzde %
Senaryo 2	Konfor	2,78	2,72	%2
	Aşınma	29,6	28,3	%4
	Raydan Çıkma	0,12	0,11	%8

		Optimizasyon Öncesi Değerler	Optimizasyon Sonrası Değerler	Yüzde %
Senaryo 3	Konfor	2,97	2,89	%2
	Aşınma	57,9	60,4	-%4
	Raydan Çıkma	0,16	0,16	%0

Şekil 3.6'da ise 3 senaryo için optimizasyon yöntemi sonucu konfor kriteri üzerindeki iyileşme miktarları gösterilmiştir. Tolere edilebilir seviyede bulunan konfor değerleri üzerinde 3 senaryoda da kullanılan yöntem başarılı sonuçlar vermiştir.



Şekil 3.6 Konfor Sonuçları

Bu çalışmada raylı taşıt dinamiği karakteristiğini etkileyen önemli kriterlerden olan Tekerlek Aşınması, Raydan Çıkma ve Konfor değerleri optimizasyon yöntemi ile iyileştirilmeye çalışılmıştır. Bu kapsamda ilk olarak Simpack programı ile bir hızlı tren modeli oluşturulmuş ve bu modelin dinamik davranışları modal analiz, kararlılık analizleri ve kurp analizi ile tespit edilmiştir. Elde edilen sonuçlar literatürdeki çalışmalar ile karşılaştırılmış ve benzer sonuçlar elde edildiği görülmüştür.

Optimizasyon bölümünde ilk olarak manuel oluşturulmuş, kurp koşulları da içeren 3 km'lik bir yolda üç önemli dinamik kriterin sonuçları elde edilmiş ve hızlı trenler için önem arz eden konfor kriterinin iyileştirilmesine karar verilmiştir. Bu işlem esnasında aşınma ve raydan çıkma değerlerinin değişimi de kontrol edilmiştir. Optimizasyon işlemine geçmeden önce ikincil süspansiyon yay sabitleri ve sönümleme değerleri üzerinde optimizasyon işlem süresini azaltabilmek için Pareto analizi gerçekleştirilmiştir. Pareto analizi ile 6 farklı süspansiyon parametresi arasından konfor bileşeni üzerinde en etkili 3 parametre belirlenmiş ve bu parametrelerin optimize edilmesi hedeflenmiştir. Senaryo 1 koşulları için yapılan optimizasyon işlemleri sonucunda konfor değerinde %13 iyileşme sağlanmış, aşınma ve raydan çıkma değerlerinde de negatif bir etki görülmemiştir. Optimizasyon işleminin Senaryo 1'de konfor değerinin düşürülmesi için olumlu sonuç verdiği görülmüştür.

Çalışmanın ikinci bölümünde ise Senaryo 1'de yapılan optimizasyon sonucu elde edilen süspansiyon parametreleri Senaryo 2 (Gerçek yol) ve Senaryo 3 (Düz Yol) analizlerinde kullanılmış ve konfor, raydan çıkma, aşınma üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu bölümdeki konfor iyileştirmesi iki senaryo için de %2 oranında gerçekleşmiş, raydan çıkma değerinde negatif etki görülmezken aşınma kriterinin Senaryo 3 için bir miktar arttığı görülmüştür. Konfor kriteri için optimizasyonun

yapıldığı yol koşullarında %13 iyileşme gerçekleşirken diğer iki senaryoda %2 seviyesinde kalması ve işletmeler için önemli kriterlerden olan aşınmanın Senaryo 3 koşullarında kötüleşmesi, sonuçların optimizasyona girdi olarak verilen yol koşullarına oldukça bağlı olduğunu, optimizasyonun çok farklı bir yol koşulunda yapılıp işletmenin uyumsuz bir hat üzerinde gerçekleştirilmesi durumunda parametrelerin beklenen sonuçları vermeyebileceğini ve hatta sonuçların daha da kötüleşebileceğini göstermektedir.

Konfor iyileştirmesi için optimizasyon yöntemi ile gelinebilecek seviyeler bu olmakla birlikte daha yüksek bir iyileştirme için aktif sistemler üzerinde çalışmalar yapılabilir. Bu çalışmada tolere edilebilir seviyede bulunan Wz konfor indeksi müşteri beklentisine göre yorumlanabilir. Ayrıca yine müşteri beklentisine göre aşınma ve raydan çıkma kriterleri üzerinde de iyileştirme çalışmaları yapılabilir. Ancak optimizasyonlar sonucu değiştirilen süspansiyon parametrelerinin bir kriteri iyileştirdiğinde diğerine olumsuz etki bırakabileceği de göz önünde bulundurulmalıdır. EN 14363 nolu standartta analizler ile kontrol edilmesi gerekli dinamik parametreler, ölçüm standartları ve ulaşılması gereken sınırlar da verilmiştir. Süspansiyon parametreleri belirlenirken bu standarttaki koşulların sağlanabilirliği önemli bir koşuldur.

- [1] TCDD, "TCDD İşletmesi Genel Müdürlüğü Demiryolu Sektör Raporu 2017", Ankara, Türkiye, 2017.
- [2] Sabah Gazetesi, URL: <https://www.sabah.com.tr/ekonomi/2018/03/28/yuksek-hizli-tren-ihalesinin-kazanani-belli-oldu> (Erişim Zamanı: Ekim, 4, 2018).
- [3] The Times, URL: <https://www.thetimes.co.uk/article/britain-must-wait-for-700mph-hyperloop-train-20jzg5z65> (Erişim Zamanı: Şubat, 18, 2019).
- [4] Wikipedia, URL: https://en.wikipedia.org/wiki/High-speed_rail (Erişim Zamanı: Şubat, 27, 2019).
- [5] F. Duman, "Bir hafif metro aracının esnek gövdeli modelinin oluşturulması ve konfor analizi", Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2013.
- [6] Wikipedia, URL: <https://tr.wikipedia.org/wiki/Bogie> (Erişim Zamanı: Şubat, 27, 2019).
- [7] Pngtree, URL: https://pngtree.com/freepng/trainwheel_2434380.html (Erişim Zamanı: Mart, 06, 2019).
- [8] VedSassonmeccanicaProducts, URL: <http://vedsasso.com/products.html>, (Erişim Zamanı: Şubat, 27, 2019).
- [9] E. Demir, "3D Suspension Characterization of a Rapid Transit Vehicle Using a Multi-Body Dynamic Model", Urban Rail Transit, 2(3-4), 172-187, 2016.
- [10] M. Metin, "Raylı Sistem Araçlarının Modellenmesi ve Titreşimlerinin Kontrolü", Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2007.
- [11] A. Orvnas, "Methods for reducing vertical car body vibrations of a rail vehicle", Department of Aeronautical and Vehicle Engineering, KTH Engineering Sciences, Stockholm, SWEDEN, 2010.
- [12] D. Thomas, M. Berg, S. Stichel, "Measurements and simulations of rail vehicle dynamics with respect to overturning risk", Vehicle System Dynamics, 48:1, 97-112, 2010.
- [13] S. Iwnicki, Handbook of Railway Vehicle Dynamics, First Edition, Taylor&Francis, Florida, USA, 2006.
- [14] K.H.A. Abood, R.A. Khan, "Railway carriage simulation model to study the influence of vertical secondary suspension stiffness on ride comfort of railway carbody running on Curved Tracks", Modern Applied Science, Vol 5, No 2, 2011.
- [15] K. Knothe, S. Stichel, Rail Vehicle Dynamics, Springer, Cham, Switzerland, 2017.

- [16] Y.C. Lin, C. Lin, N.C. Shieh, "An evolutionary approach to active suspension design of rail vehicles", *Journal of the Chinese Institute of Engineers*, 29:5, 909-915, 2006.
- [17] L. Wang, A. Huang, G. Liu, "Analysis on Critical Speeds of the Rail Vehicle Based on SIMPACK", *Advanced Materials Research*, 694-697, 69-72, 2013.
- [18] O. Eriş, A.F. Ergençi, S. Kurtulan, "A modified delayed resonator for active suspension system of railway vehicles", *International Federation of Automatic Control*, 48-12, 281-285, 2017.
- [19] M. Metin, R. Güçlü, "Fuzzy Logic Control of Vibrations of a Light Rail Transport Vehicle in Use in Istanbul Traffic", *Journal of Vibration and Control*, 15(9), 1423-1440, 2009.
- [20] A. Herrero, "Towards optimization of a high speed train bogie primary suspension", Msc Thesis, Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden, 2013.
- [21] B.B. Kang, "Influence of train length on the lateral vibration of a high-speed train equipped with articulated bogies", *Journal of Mechanical Science and Technology*, 28 (9), 3517~3527, 2014.
- [22] S.G. Baek, B. Shin, S.W. Lee, Y.S. Choi, J. Kim, J.C. Koo, "Optimization of high speed EMU suspension parameters for vibration reduction", *Journal of Mechanical Science and Technology*, 27 (2), 305~311, 2012.
- [23] Y.J. Shin, H.W. You, H.M. Hur, J.H. Park, "Semi-active control to reduce carbody vibration of railway vehicle by using scaled roller rig", *Journal of Mechanical Science and Technology*, 26 (11), 3423~3431, 2012.
- [24] R. Kovalev, N. Lysikov, G. Mikheev, "Freight car models and their computer-aided dynamic analysis", *Multibody Syst Dyn*, 22, 399~423, 2009.
- [25] A.G. Zolotas, R.M. Goodall, "Modelling and control of railway vehicle suspensions", *Lecture Notes in Control and Information Sciences, Mathematical Methods for Robust and Nonlinear Control*, New York, Springer, pp. 373-412, 2007.
- [26] A. Stribersky, W. Rulka, H. Netter, A. Haigermoser, "Modelling and simulation of advanced rail vehicles", *IFAC Transportation Systems*, 1997.
- [27] Z. ShuGuang, Z. WeiHua, J. XueSong, "Dynamics of high speed wheel/rail system and its modelling", *Chinese Science Bulletin* vol. 52, no. 11, 1566-1575, 2007.
- [28] M. Bayraktar, "Rayli Taşıtların Dinamik Analizi", Doktora Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2010.
- [29] O. Kondo, Y. Yamazaki, "Simulation Technology for Railway Vehicle Dynamics", *Nippon Steel & Sumitomo Metal Technical Report*, No. 105. Amagasaki, Hyogo, 2013.
- [30] N.T. Jeong, M. Wang, S. Yoo, W.K. Kim, S.Y. Han, H.Y. Lee, W.M. Suh, "Conceptual design of high-speed semi-low-floor bogie for train-tram",

- International Journal of Automotive Technology, Vol. 18, No. 3, 523–533, 2015.
- [31] H. Shi, P. Wu, "Flexible vibration analysis for car body of high-speed EMU", *Journal of Mechanical Science and Technology*, 30 (1), 55~66, 2016.
- [32] Y. Zhang, Z. Wang, Z. Gao, Y. Du, D. Yao, "Based on SIMPACK to Reduce the proportion of test vehicle modelling analysis", *Asia-Pacific Engineering and Technology Conference*, Beijing, China, 2017.
- [33] P.S. Pradhan, A.K. Samantaray, "Integrated modeling and simulation of vehicle and human multi-body dynamics for comfort assessment in railway vehicles", *Journal of Mechanical Science and Technology*, 32(1), 109~119, 2017.
- [34] A. Orvnas, "Active Secondary Suspension in Trains", *A Literature Survey of Concepts and Previous Work*, Royal Institute of Technology, Aeronautical and Vehicle Engineering, KTH Engineering Sciences, 2008.
- [35] Y. Mariyama, "Development of an active suspension system for railway vehicles", *The Sumitomo Search*, Technical Report, No.59, 1997.
- [36] E. Foo, R.M. Goodall, "Active suspension control of flexible-bodied railway vehicles using electro-hydraulic and electro-magnetic actuators." *Control Engineering Practice*, 8, 507-518, 1999.
- [37] A.C. Zolotas, J.T. Pearson, R.M. Goodall, "Modelling Requirements for the Design of Active Stability Control Strategies for a High Speed", *Bogie Multibody System Dynamics*, 15: 51–66, 2006.
- [38] G. Schandl, P. Lugner, C. Benatzky, M. Kozek, A. Stribersky, "Comfort enhancement by an active vibration reduction system for a flexible railway car body", *Vehicle System Dynamics*, 45:9, 835-847, 2007.
- [39] M. Metin, R. Güçlü, "Fuzzy Logic Control of Vibrations of a Light Rail Transport Vehicle in Use in Istanbul Traffic", *Journal of Vibration and Control*, 15(9): 1423–1440, 2009.
- [40] M. Metin, R. Güçlü, "Active vibration control with comparative algorithms of half rail vehicle model under various track irregularities", *Journal of Vibration and Control*, 17(10), 1525–1539, 2010.
- [41] H. Yusof, R.M. Goodall, R. Dixon, "Assesment of Actuator Requirements for Active Railway Suspensions", *5th IFAC Symposium on Mechatronic Systems*, Marriott Boston Cambridge, MA, USA, Sept 13-15, 2010.
- [42] A. Pacchioni, R.M. Goodall, S. Bruni, "Active suspension for a two-axle railway vehicle", *Vehicle System Dynamics*, 48:S1, 105-120, 2010.
- [43] R. Güçlü, M. Metin, "Vibrations control of light rail transportation vehicle via PID type fuzzy controller using parameters adaptive method", *Turk J Elec Eng & Comp Sci*, Vol.19, No.5, 2011.
- [44] Y.C. Lin, C.L. Lin, N.C. Shieh, "An evolutionary approach to active suspension design of rail vehicles", *Journal of the Chinese Institute of Engineers*, Vol. 29, No. 5, pp. 909-915, 2006.

- [45] M.I. Ahmed, M.Y. Hazlina, M.M. Rashid, "Mathematical Modeling and Control of Active Suspension System for a Quarter Car Railway Vehicle", *Malaysian Journal of Mathematical Sciences*, 10(S) February, 227–241, 2016.
- [46] A. Qazizadeha, S. Stichela, R. Persso, "Studying Variations of Skyhook Method for Comfort Improvement", *Division of Rail Vehicles, KTH Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden*, 2016.
- [47] M. Graa, M. Nejlaoui, A. Houidi, Z. Affi, L. Romdhane, "Mechatronic Rail Vehicle Design Based on the Passenger Comfort", *Journal of Engineering Science and Technology Review*, 9 (3), 176 – 186, 2016.
- [48] A. Leblebici, S. Türkay, "Influence of wheel-rail contact stiffness on the H2 controlled active suspension design", *International Federation of Automatic Control*, 50-1, 3642–3647, 2017.
- [49] L. Menga, L. Xub, J. Zou, J. Mi, S. Guo, "Design and analysis of parallel interconnection hydraulic-electric energy harvesting active radial steering bogie system", *Proceedings of the 2017 Joint Rail Conference, Philadelphia, USA*, 2017.
- [50] A. Abobghala, S. Iwnicki, R. Goodall, "Evaluation of Passive and Active Steering Systems for Railway Vehicles using Matlab and Simulink Simulation", *Proceedings of the 23rd International Conference on Automation & Computing, University of Huddersfield*, 2017.
- [51] X. Zhengl, A. Zolotas, R. Goodall, "Combining active structural damping and active suspension control in flexible bodied railway vehicles", *Proceedings of the 35th Chinese Control Conference, July 27-29, Chengdu, China*, 2016.
- [52] A. Qazizadeh, "On Active Suspension in Rail Vehicles", *Doctoral Thesis, Dep. of Aeronautical and Vehicle Eng, KTH Engineering Sciences, Stockholm, Sweden*, 2017.
- [53] Y. Sugahara, T. Kojima, Y. Akami, Y. Igarashi, "Development of a vertical semi-active suspension system using variable hydraulic dampers", *15 International 5th Conference on Railway Engineering Design and Operation*, 2016.
- [54] L. Pugi, F. Bartolini, M. Rinchi, E. Meli, "Design of a lateral and vertical semi-active suspension system for an highspeed train", *Multibody dynamics Eccomas thematic conference, Warsaw, Poland*, 2009.
- [55] Z. Yang, J. Zhang, Z. Chen, B. Zhang, "Semi-active Control of High-speed Trains Based on Fuzzy PID Control", *Procedia Engineering* 15,521 – 525, 2011.
- [56] B. Allotta, L. Pugi, V. Colla, F. Bartolini, F. Cangioli, "Design and optimization of a semi-active suspension system for railway applications", *Journal of Modern Transportation Volume, Number 4, Page 223-232*, 2011.
- [57] K.S. Sim, T.W. Park, W.H. Kim, J.H. Lee, "A Study on Ride Improvement of a High Speed Train using Skyhook Control", *3rd International Conference on Mechanical, Production and Automobile Engineering, Bali, Indonesia*, 2013.

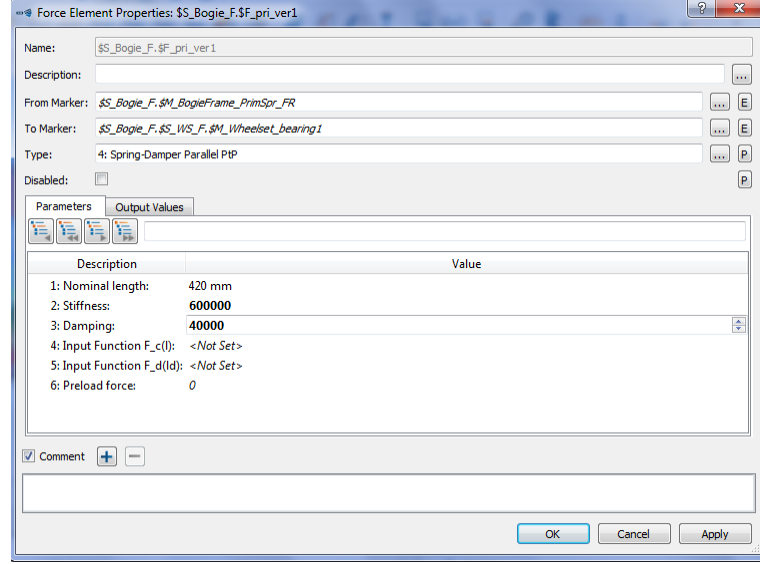
- [58] S.Z. Meymand, M. Ahmadian, "Designing rail vehicle suspensions for reducing track dynamic loading", Proceedings of the 2013 Joint Rail Conference, Knoxville, Tennessee, USA, 2013.
- [59] Y.L. Shin, W.H. You, H.M. Hur, J.H. Park, G.S. Lee, "Improvement of Ride Quality of Railway Vehicle by Semiactive Secondary Suspension System on Roller Rig Using Magnetorheological Damper", Hindawi Publishing Corporation Advances in Mechanical Engineering Volume 2014, Article ID 298382, 10. pp, 2014.
- [60] S.J. Oh, Y.J. Shin, H.W. Koo, H.C. Kim, J. Park, S.B. Choi, "Vibration control of a semi-active railway vehicle suspension with magneto-rheological dampers", Advances in Mechanical Engineering, Vol. 8(4) 1–13, 2016.
- [61] Y. Sugahara, A. Kazato, "Suppression of vertical vibration in railway vehicles by controlling the damping force of primary and secondary suspensions", QR of RTRI, Vol. 49, No. 1, 2008.
- [62] T. Gu, "A New Type of Hybrid Semi-Active Control Strategy in the Application of the High-speed Railway Vehicle Vibration Control", 6th International Conference on Mechatronics, Materials, Biotechnology and Environment, 2016.
- [63] S.K. Sharma, A. Kumar, "Ride performance of a high speed rail vehicle using controlled semi active suspension system", Smart Mater. Struct. 26, 055026, 19pp, 2017.
- [64] K.R. Chung, J.S. Paik, J. Picht, "A study on the prediction of dynamic behavior of suspension design for Korean High Speed Train System (KHST)", High Speed Railway Technology R&D Division Korea Institute of Industrial Technology, ChonAn Korea, 2005.
- [65] H. Sayyaadi, N. Shokouhi, "Improvement of Passengers Ride Comfort in Rail Vehicles Equipped with Air Springs", World Academy of Science, Engineering and Technology International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering, Vol:3, No:5, 2009.
- [66] C. Park, Y. Kim, D. Bae, "Sensitivity analysis of suspension characteristics for Korean high speed train", Journal of Mechanical Science and Technology, 23, 938~941, 2009.
- [67] K. Abood, R.A. Khan, "Railway Carriage Model to Study the Influence of Vertical Secondary Stiffness on Ride Comfort of Railway Carbody Running on Curved Tracks", Modern Applied Science Vol. 5, No. 2, 2010.
- [68] M. Dumitriu, "Influence of the suspension damping on ride comfort of passenger railway vehicles", University Politehnica of Bucharest Sci. Bull, Series D, Vol. 74, Iss. 4, 2012.
- [69] S.M.M. Bideleh, V. Berbyuk, "Global sensitivity analysis of bogie dynamics with respect to suspension components", Multibody Syst Dyn, 37:145–174, 2016.

- [70] H. Xie, W. Zeng, G.M.Lin, "Sensitivity analysis of suspension parameters on dynamic performance of a rail vehicle based on a virtual prototype response surface method model", *Advances in Mechanical Engineering*, Vol. 8(9), 1–9, 2016.
- [71] J.S. Kim, H.J. Yoon, W.G. Lee, "A study on comparisons of composite and conventional steel bogie frames", *Journal of Mechanical Science and Technology* 30(12), 5439~5446, 2016.
- [72] D. Zhang, S. Zhu, "A Fractional Derivative Model for Rubber Spring of Primary Suspension in Railway Vehicle Dynamics", *Journal of Risk and Uncertainty in Engineering Systems*, Vol. 3 / 030908-1, 2017.
- [73] S.M.M. Bideleh, V. Berbyuk, R. Persson, "Wear/comfort pareto optimization of bogie suspension", *Vehicle System Dynamics*, 54:8, 1053-1076, 2016.
- [74] BS EN 14363, *Railway applications —Testing and Simulation for the acceptance of running characteristics of railway vehicles — Running Behaviour and stationary tests*, BS EN, Brussels, 2016.
- [75] Y.-C. Cheng, S.-Y. Lee, H.-H. Chen, "Modeling and nonlinear hunting stability analysis of high-speed railway vehicle moving on curved tracks", *Journal of Sound and Vibration*, 324,139~160, 2009.
- [76] S.M.M. Bideleh, V. Berbyuk, "Multiobjective optimization of a railway vehicle dampers using genetic algorithm", *IDETC/CIE Conference*, Portland, Oregon, USA, 2013.
- [77] S.M.M. Bideleh, "Towards Adaptive Bogie Design", Thesis for the Degree of Licentiate of Engineering in Solid and Structural Mechanics, Chalmers University of Technology, Gothenburg, Sweden, 2014.
- [78] S.M.M. Bideleh, "Multiobjective Optimisation and Active Control of Bogie Suspension", Thesis for the Degree of Doctor of Philosophy in Solid and Structural Mechanics, Chalmers University of Technology, Gothenburg, Sweden, 2016.
- [79] L. Ling, Y. Deng, Q. Guan, X. Jin, "Effect of track irregularities on the dynamic behavior of a tram vehicle", *Journal of Advances in Vehicle Engineering*, 3(1), 29~39, 2017.
- [80] S.S. Bleakley, "Time Frequency Analyses of Railway Wagon Body Accelerations for a Low-Power Autonomus Device", Central Queensland University, Australia, 2006.
- [81] A.U. Özer, "Tekerlek profillerinin raylı taşıt dinamiğine etkisinin incelenmesi", Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2012.
- [82] P.A. Montenegro, R. Calçada, N.V. Pouca, M. Tanabe, "Running safety assesment of trains moving over bridges subjected to moderate earthquakes", *Earthquake Engineering Struct. Dyn.*, 45:483~504, 2016.
- [83] S. Iwnicki, "The Manchester Benchmarks for Rail Vehicle Simulation", *Vehicle System Dynamics*, 30:3-4,295~313, 1998.

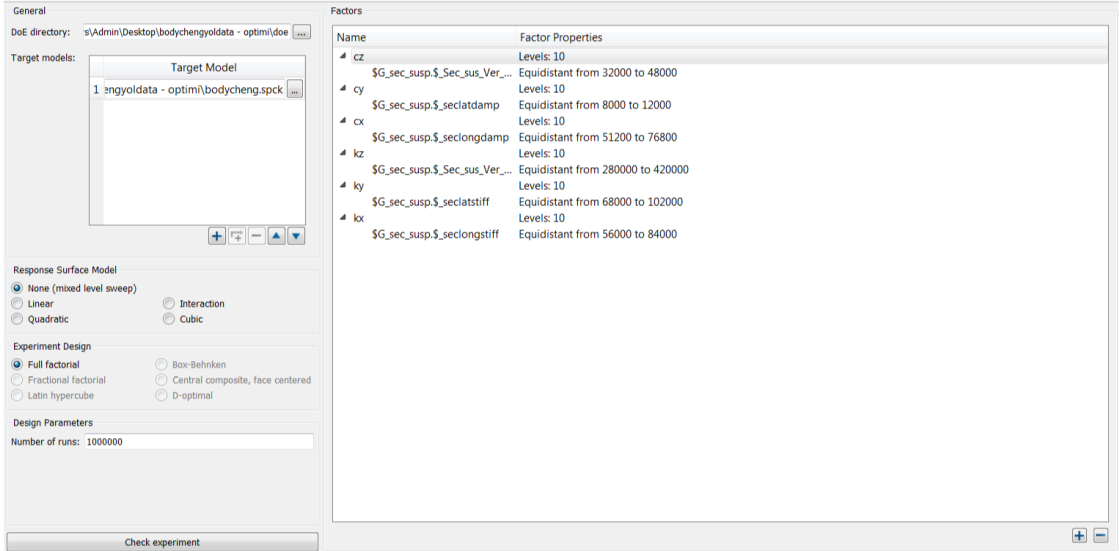
- [84] M. Dusza, "The study of track gauge influence on lateral stability of 4-axle rail vehicle model", The Archives of Transport, Volume 30, Issue 2, 2014.
- [85] M. Ranjbar, M.R. Ghazavi, "Lateral stability analysis of high speed railway vehicle on curve", Proc. of Int. Conf. On Advances in Robotic, Mechanical Engineering and Design 2012, 2012.
- [86] L. Wang, A. Huang, G. Liu, "Analysis on Critical Speeds of the Rail Vehicle Based on SIMPACK", Advanced Materials Research, Vols. 694-697, pp 69-72, Tarih.
- [87] TMMOB,"Ulaşımında Demiryolu Gerçeği Oda Raporu", Yayın No: MMO/661, Ankara, 2016.
- [88] TCCD,"Demiryolu 2011 Yılı Sektör Raporu", Ankara, 2011.

A

Simpack Modülü



Şekil A.1 Yay-Damper Çiftinin Modellenmesi



Şekil A.2 Simpack Doe Modülü

Tablo A.1 Modelin Parametreleri

Parametreler	Sembol	Değer
Tekerlek Seti Ağırlık	M_1	1117,9 kg
Boji Ağırlık	M_2	1350,26 kg
Araç Gövdesi Ağırlık	M_3	8041,3 kg
Tekerlek Yuvarlanma Eylemsizlik Momenti	I_{x1}	608,1 kg m ²
Tekerlek Yalpa Eylemsizlik Momenti	I_{z1}	72 kg m ²
Tekerlek Kafa Vurma Eylemsizlik Momenti	I_{y1}	608,1 kg m ²
Boji Yuvarlanma Eylemsizlik Momenti	I_{x2}	300 kg m ²
Boji Yalpa Eylemsizlik Momenti	I_{z2}	105,2 kg m ²
Araç Yuvarlanma Eylemsizlik Momenti	I_{x3}	14102 kg m ²
Araç Kafa Vurma Eylemsizlik Momenti	I_{y3}	354353 kg m ²
Araç Yalpa Eylemsizlik Momenti	I_{z3}	356353 kg m ²
Birincil Süspansiyon Boylamsal Esneklik	K_{xP}	900000 N/m
Birincil Süspansiyon Yatay Esneklik	K_{yP}	390000 N/m
Birincil Süspansiyon Dikey Esneklik	K_{zP}	600000 N/m
Birincil Süspansiyon Dikey Sönümleme	C_{zP}	40000 Ns/m
İkincil Süspansiyon Boylamsal Esneklik	K_{xS}	35000 N/m

Parametreler	Sembol	Değer
İkincil Süspansiyon Yanal Esneklik	K_y^s	65000 N/m
İkincil Süspansiyon Dikey Esneklik	K_z^s	350000 N/m
İkincil Süspansiyon Boylamsal Sönümlleme	C_x^s	32000 Ns/m
İkincil Süspansiyon Yanal Sönümlleme	C_y^s	10000 Ns/m
İkincil Süspansiyon Dikey Sönümlleme	C_z^s	40000 Ns/m

Tezden Üretilmiş Yayınlar

İletişim Bilgisi: muammer.tahtali@gmail.com

Ulusal Makaleler

1. Tahtali M., Bayraktar M., "Raylı Taşıtlarda Dinamik Hareketler ve Titreşim Azaltma Yöntemlerinin İncelenmesi " Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi,Doi: 10.5505/pajes.2019.75428.

Konferans Bildirileri

1. Tahtali M., Bayraktar M., "Modeling and Vibration Analyses of a High Speed Rail Vehicle" 4th International Conference on Advances in Mechanical Engineering(ICAME 2018), İSTANBUL,TÜRKİYE,19-21 Aralık 2018,vol.1,no.1,pp.1-10.