T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GERÇEK RAY GEOMETRİSİ ALTINDA BİR HIZLI TREN ARACI İÇİN TEKERLEK AŞINMASI KARAKTERİZASYONU VE BAKIM OPTİMİZASYONU GELİŞTİRİLMESİ

Deren MARABAOĞLU

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Makine Teorisi ve Kontrol Programı

Danışman

Doç. Dr. Muzaffer METİN

Temmuz, 2025

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GERÇEK RAY GEOMETRİSİ ALTINDA BİR HIZLI TREN ARACI İÇİN TEKERLEK AŞINMASI KARAKTERİZASYONU VE BAKIM OPTİMİZASYONU GELİŞTİRİLMESİ

Deren MARABAOĞLU tarafından hazırlanan tez çalışması 10.07.2025 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Makine Teorisi ve Kontrol Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Muzaffer METİN
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Muzaffer METİN, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Semih SEZER, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Dr. Öğr. Üyesi Akif YAVUZ, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi _____

Danışmanım Doç. Dr. Muzaffer METİN sorumluluğunda tarafımca hazırlanan "GERÇEK RAY GEOMETRİSİ ALTINDA BİR HIZLI TREN ARACI İÇİN TEKERLEK AŞINMASI KARAKTERİZASYONU VE BAKIM OPTİMİZASYONU GELİŞTİRİLMESİ" 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.

Deren MARABAOĞLU

İmza

Bu çalışma, Yıldız Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Proje Koordinatörlüğü'nün Araştırma Üniversiteleri Destek Programı (ADEP) kapsamında yürütülen "Demiryollarında Tekerlek Yüküne Bağlı Olarak Hat Boyu Ray Aşınma Karakteristiğinin İncelenmesi" isimli ve 5322 numaralı projesi ile desteklenmiştir.

Beni bugünlere getiren babama, anneme, bir tanecik ablama ve Kalbime.

TEŞEKKÜR

Öncelikle lise yıllarımda “Ben makine mühendisi olacağım!” dediğimde heyecanımı asla kırmayan ve sevdiğim işi yapmam için bana cesaret veren babacığıma, anneciğime ve canım ablama teşekkürü borç bilirim. Her zaman kendi seçimlerimi yapmama alan tanıdıkları ve beni asla yalnız hissettirmedikleri için kendimi çok şanslı görüyorum. Bu serüvenin uzayan dalları yüksek lisansa ulaştığında benimle sabırla bekledikleri ve arkamda durdukları için tekrar teşekkür ederim.

Tez çalışmamda zaman zaman karanlığa düştüğümde yolumu aydınlatan, her zaman bana moral ve cesaret veren değerli Harun METİN’e ve güzel enerjileriyle yanımda olan tüm kıymetli arkadaşlarıma içten teşekkür ederim.

Ayrıca, çalışmam boyunca sağladıkları veri ve teknik destek için TCDD Taşımacılık A.Ş. Araç Bakım Daire Başkanı Sn. Muzaffer KOÇ ve TCDD Taşımacılık A.Ş. Araç Bakım Dairesi YHT Setleri Şube Müdürü Sn. Bahadır LEVENTOĞLU’na teşekkür eder, nazik iş birlikleri için saygılarımı sunarım.

Son olarak, desteğini hiçbir zaman esirgemeyen danışman hocam Doç. Dr. Muzaffer METİN’e katkıları için sonsuz teşekkür ederim.

Deren MARABAOĞLU

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ viii
KISALTMA LİSTESİ x
ŞEKİL LİSTESİ xi
TABLO LİSTESİ xiii
ÖZET xiv
ABSTRACT xvi
1 GİRİŞ 1
2 TEKERLEK VE RAY AŞINMALARI VE HESAPLAMA YÖNTEMLERİNE BAKIŞ 7
2.1 Ray Aşınması ... 8
2.2 Tekerlek Aşınması ... 10
2.2.1. Tekerlek Profili Yuvarlanma Bölgesinde Aşınma 11
2.2.2. Tekerlek Profili Flanş Bölgesinde Aşınma 11
2.2.3. Tekerlek Profilinde Oyuk Aşınma 11
2.2.4. Yuvarlanma Temas Yorulması (YTY) 12
2.3 Ray ve Tekerlek Aşınmasını Etkileyen Faktörler ... 12
2.3.1. Kurp Dinamiği ve Aşınmaya Etkisi 12
2.3.2 Tekerlek- Ray Temasında Normal ve Teğetsel Kuvvetlerin Aşınmaya Etkisi 22
2.3.3. Yuvarlanma Temas Yorulması (YTY) ve Nedenleri 25
2.4 Aşınma Hesaplamaları ... 28
2.4.1. Aşınma Mekanizmaları 29
2.4.2. Archard Aşınma Teorisi 30
2.4.3. Greenwood- Williamson Aşınma Teorisi 32

2.4.4. Bolton ve Clayton Aşınma Teorisi 33

2.4.5. Krause- Poll Aşınma Teorisi 35

3 ARCHARD AŞINMA TEORİSİ İLE TEKERLEK AŞINMASI HESABI 37

3.1 Archard Aşınma Teorisi 37

3.2 Tekerlek- Ray Teması 37

4 ARAÇ VE HAT MODELİ 40

4.1 Simpack Yazılımı 41

4.2 Araç Modeli 42

4.3 Hat ve Ray Modeli 49

5 SİMÜLASYONLAR VE AŞINMA ANALİZİ 53

5.1 SIMPACK Simülasyon Uygulaması 54

5.1.1. Archard Aşınma Hesabında Kullanılacak Veriler 56

5.2 MATLAB Yazılımında Archard Aşınma Teorisi Uygulaması 60

6 BAKIM PLANLAMASI 68

6.1 Tekerlek Torna Bakımı 69

7 SONUÇ 71

REFERANSLAR 73

A TCDD TEKNİK BİRİM'DEN ALINAN TEKERLEK ÇAPI ÖLÇÜM TABLOSU 80

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR 81

SİMGE LİSTESİ

W	Ağırlık
ω_a	Alt Elastik Kütlelerin Temas Yüzeyi Normali Etrafındaki Açısal Hızları
WR	Aşınma Hızı
V	Aşınan Malzeme Hacmi
K	Aşınma Katsayısı
ξx	Boylamsal Sürünme
μ	Çekiş Katsayısı
M_3	Çevrimsel Moment
α	Dever Açısı
d	Dever Miktarı
V_{denge}	Dengeleyici Hız
F_{denge}	Dengeleyici Kuvvet
ξsp	Dönme Sürünme
Q	Düşey Temas Kuvveti
E’	Efektif Elastisite Modülü
R’	Efektif Yarıçap
v	Hız
d	Kayma Mesafesi
m	Kütle
v_{max}	Maksimum Hız
p_0	Maksimum Temas Basıncı
v_x	Mevcut İleri Yöndeki Hız
v_y	Mevcut Yanal Yöndeki Hız
F_{mk}	Merkezkaç Kuvveti
N	Normal Kuvvet
F_N	Normal Temas Kuvveti
LR	Ray Açıklığı
R_y	Ray Eğrilik Yarıçapı
T_{sx}	Sürünme Sırasında Açığa Çıkan Enerji Miktarı
R_x	Tekerlek Eğrilik Yarıçapı
A	Temas Alanı
P	Temas Alanı Basıncı

a	Temas Alanı Boylamsal Uzunluğu
D	Temas Alanı Çapı
b	Temas Alanı Yanal Uzunluğu
a_0	Temas Alanı Yarıçapı
γ	Temas Açısı
$\omega_{ü}$	Üst Elastik Kütlelerin Temas Yüzeyi Normali Etrafındaki Açısal Hızları
f_x	x Yönünde Teğetsel Kuvvet
f_y	y Yönünde Teğetsel Kuvvet
v_x^*	Yalnızca Yuvarlanmaktan Oluşan İleri Yöndeki Hız
v_y^*	Yalnızca Yuvarlanmaktan Oluşan Yanal Yöndeki Hız
ξy	Yanal Sürünme
Y	Yanal Temas Kuvveti
R	Yarıçap
g	Yerçekimi İvmesi
H	Yumuşak Malzeme Sertliği
k_e	Yumuşak Malzemenin Akma Dayanımına Bağlı Olarak Hesaplanan Bir Değer
δ	Yaklaşma Miktarı

KISALTMA LİSTESİ

AN	Aşınma Numarası
DB	Deutsche Bahn
DE	Dever Eksikliği
ERRI	Avrupa Demiryolu Araştırma Enstitüsü
HB	Brinell Sertliği
HSG	Yüksek Hızlı Taşlama
PSD	Güç Spektral Yoğunluğu
SBB	Schweizerische Bundesbahnen
TCDD	Türkiye Cumhuriyeti Devlet Demiryolları
WR	Aşınma Hızı
YTY	Yuvarlanma Temas Yorgunluğu

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 Ray aşınması [40] 9

Şekil 2.2 Avlanma hareketi yapan tekerlek seti [41] 9

Şekil 2.3 Tekerlek profilinde flanş ve yuvarlanma bölgesi..... 10

Şekil 2.4 Yeni ve oyuk aşınmış tekerlek profilleri [47] 12

Şekil 2.5 Kurp geometrisi 13

Şekil 2.6 Dengeleyici hız ve dever ilişkisi [52] 14

Şekil 2.7 Bir bojide atak açısının oluşması 16

Şekil 2.8 Kurpta ilerleyen bir bojide tekerlek-ray temasları a) pozitif atak açısı, b) sıfır atak açısı, c) negatif atak açısı [53] 17

Şekil 2.9 Kurp bölgesinde aksta meydana gelen sürünme kuvvetleri ve atak açısı [54] 18

Şekil 2.10 İki kütleye ait yuvarlanma hadisesi 19

Şekil 2.11 İki farklı yarıçaptaki cismin temas anında oluşan eliptik temas alanı gösterimi [55] 20

Şekil 2.12 Temas alanında normal ve teğetsel gerilmelerin dağılımının varsayımı [57] 22

Şekil 2.13 Tekerlek- ray temasında oluşan a) normal ve teğetsel kuvvetler [58], b) kayma mesafesi [59] 23

Şekil 2.14 T/N oranı ve yük faktörü ilişkisi [60] 24

Şekil 2.15 Yağlama çeşitlerinin tekerlek tırmanması ve aşınmaya etkisi [64] **....** 28

Şekil 2.16 Metaller için aşınma mekanizması haritası [66] 32

Şekil 3.1 Görünen ve gerçek temas alanı [65] 38

Şekil 4.1 TCDD araç görüntüsü [72] 40

Şekil 4.2 Konya Karaman hızlı tren hattının Google Maps Görüntüsü [73] 41

Şekil 4.3 Simpack araç modeli 42

Şekil 4.4 S1002 tekerlek profili 44

Şekil 4.5 S1002 tekerlek profili teknik çizim [74] 45

Şekil 4.6 Birincil süspansiyon düşey doğrultuda sönüm fonksiyonu 45

Şekil 4.7 İkincil süspansiyon düşey doğrultuda sönüm fonksiyonu 46

Şekil 4.8 İkincil süspansiyon yanal doğrultuda sönüm fonksiyonu 46

Şekil 4.9 İkincil süspansiyon anti-yaw sönüm fonksiyonu 47

Şekil 4.10 Araç hız profili 49

Şekil 4.11 Konya- Karaman hızlı tren hattı ve hat üzerindeki kurp bölgeleri 50

Şekil 4.12 UIC60 ray profili teknik resmi [75] 51
Şekil 4.13 Pürüzlü ray profili için düşey ray düzensizliği miktarı 52
Şekil 5.1 Simülasyon uygulaması akış diyagramı 54
Şekil 5.2 Senaryo No 1 ve 2 için temas alanı normal basınç değerleri 56
Şekil 5.3 Senaryo No 3 ve 4 için temas alanı normal basınç değerleri 57
Şekil 5.4 Senaryo No 1 ve 2 için kayma değerleri 57
Şekil 5.5 Senaryo No 3 ve 4 için kayma değerleri 58
Şekil 5.6 Senaryo No 1 ve 2 için tekerlek profilinde yanal temas noktaları 59
Şekil 5.7 Senaryo No 3 ve 4 için tekerlek profilinde yanal temas noktaları 59
Şekil 5.8 Senaryo No 1 ve 2 için konuma göre tekerlek aşınma derinliği 60
Şekil 5.9 Senaryo No 3 ve 4 için konuma göre tekerlek aşınma derinliği 61
Şekil 5.10 Temas yamasında aşınma derinliğinin noktasal dağılım grafiği 62
Şekil 5.11 Temas noktalarına göre 10^{-4} hassasiyette yuvarlanarak elde edilmiş nokta dağılım grafiği 63
Şekil 5.12 Temas noktalarına göre 10^{-4} hassasiyette yuvarlanarak elde edilmiş doğrusal dağılım grafiği 64
Şekil 5.13 239.076 km sonunda oluşan tekerlek aşınma derinliği 65
Şekil 5.14 %21 Yağış oranına göre elde edilen aşınma miktarı 66
Şekil 5.15 Aşınmış tekerlek profili tahmini 67

TABLO LİSTESİ

Tablo 2.1 Düz yolda ve kurpta iyi dinamik davranış için parametreler 17
Tablo 2.2 Malzeme türüne göre K katsayıları [65] 31
Tablo 4.1 Vagon kütle parametreleri 43
Tablo 4.2 Boji parametreleri 43
Tablo 4.3 Boji parametreleri (devamı) 44
Tablo 4.4 Mod analizi sonuç tablosu 47
Tablo 4.5 Mod analizi sonuç tablosu (devamı) 48
Tablo 4.6 Demiryolu hattında bulunan kurp bölgelerinin bilgilerini içeren tablo 49
Tablo 4.7 Ray parametreleri 50
Tablo 5.1 Simülasyon koşullarına göre numaralandırma 55
Tablo 6.1 Aynı aks üzerindeki tekerlekler arasındaki çap farkı [78] 68

ÖZET

Gerçek Ray Geometrisi Altında Bir Hızlı Tren Aracı İçin Tekerlek Aşınması Karakterizasyonu ve Bakım Optimizasyonu Geliştirilmesi

Deren MARABAOĞLU

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Makine Teorisi ve Kontrol Programı
Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Doç. Dr. Muzaffer METİN

Bu çalışmada, Konya- Karaman yüksek hızlı tren hattında seyreden bir hızlı tren aracında kullanılan S1002 tekerlek profilinin aşınma karakteristiği incelenmiştir. SIMPACK yazılımında yürütülen dinamik analizler sonucu elde edilen veriler, MATLAB ortamında Archard aşınma modelinde kullanılmıştır. Tez kapsamında yıllık %21 yağış oranının ve pürüzlü ve pürüzsüz ray koşullarının aşınma üzerindeki etkilerini incelemek adına farklı senaryolar araştırılmıştır. TCDD Konya- Karaman yüksek hızlı tren hattı için gerçek hat ve ray geometrileri, malzemeleri ve işletme verileri analizin temelini oluşturmuştur. Bunun soncunda tekerlek torna bakımının optimizasyonu; tekerlek ömrünün artırılması, enerji tasarrufu, araç dinamiği iyileştirmesi açısından ele alınması amaçlanmıştır. Elde edilen bulgulardan, tekerlek yuvarlanma yüzeyinde oyuk aşınma ortaya çıktığı görülmüştür. Ayrıca torna bakım limiti olarak değerlendirilen 1 milimetrelik aşınma miktarının 239.097 kilometre mesafede oluştuğu görülmüştür. Bunun sonucunda tekerleklerin tornaya girmesi gerektiği ve bu tornalama periyodunun yaklaşık 7 aya tekabül ettiği vurgulanmıştır. Geliştirilen yeni bakım planı ile TCDD

Taşımacılık A.Ş. Teknik Birim ’den alınan tekerlek ölçüm verileri ile karşılaştırılmıştır. Bu çalışma, yüksek hızlı tren işletmelerine aşınma odaklı bir bakım stratejisi oluşturulmasına ve aşınma karakteristiğinin ortaya konmasına katkı sağlamıştır.

Anahtar Kelimeler: Yüksek hızlı tren, tekerlek aşınması, Archard aşınma teorisi, bakım planlaması, temas koşulu

ABSTRACT

Development of Wheel Wear Characterization and Maintenance Optimization For a High-Speed Train Vehicle Under Real Rail Geometry

Deren MARABAOĞLU

Department of Mechanical Engineering
Master of Science Thesis

Supervisor: Doç. Dr. Muzaffer METİN

In this study, the wear characteristics of the S1002 wheel profile used in a high-speed train operating in Konya- Karaman high speed-train railway line were investigated. The dynamic data obtained from simulations conducted in SIMPACK were utilized within the Archard wear model in the MATLAB environment. Various scenarios were analyzed to examine the effects of different rail surface conditions (rough and smooth) and an annual precipitation rate of 21% on wheel wear. Real track and rail geometries, material properties, and operational data from the TCDD Konya–Karaman high-speed train line formed the basis of the analysis. The primary aim was to optimize the wheel re-profiling schedule in terms of extended wheel life, energy efficiency, and improved vehicle dynamics. The findings indicate that hollow wear developed on the rolling surface of the wheel. Furthermore, it was determined that the wear amount corresponding to the re-profiling threshold of 1 mm occurred after approximately 239,097 meters of travel. Consequently, the wheels were found to require re-profiling at intervals of approximately 7 months. The proposed maintenance plan was compared with actual

wheel measurement data obtained from the Technical Department of TCDD Transportation Inc. This study contributes to the development of a wear-based maintenance strategy for high-speed rail operations and provides valuable insights into the wear behavior of wheel profiles.

Keywords: High- speed train, wheel wear, Archard wear theory, maintenance planning, contact condition

1
GİRİŞ

Demiryolu sistemlerinde tekerlek-ray etkileşimi, araç dinamiği, işletme güvenliği, yolcu konforu ve bakım maliyetleri açısından kritik bir rol oynar. Tekerlek ve ray yüzeylerinde meydana gelen aşınma, temas geometrisini değiştirerek eşdeğer konikliği, yanal salınımları (hunting), kritik hızı ve yuvarlanma temas yorgunluğunu (YTY) etkiler. Bu durum, araç kararlılığını bozabilir, enerji tüketimini artırabilir ve bakım döngülerini kısaltarak işletme maliyetlerini yükseltebilir. Tekerlek aşınmasının dinamik simülasyonlarla modellenmesi, aşınma tahmin modellerinin geliştirilmesi ve optimize edilmiş bakım stratejilerinin uygulanması, modern demiryolu işletmeciliğinde temel bir araştırma alanıdır. Tekerlek tornalaması, aşınma sınır değerlerine bağlı olarak kritik bir bakım prosedürüdür; örneğin, flanş kalınlığında 2-3 mm'lik bir azalma veya sırt bölgesinde 1-1.5 mm'lik aşınma, tornalama gerekliliğini tetikler. Tekerlek aşınması odaklı bakım optimizasyonu, tornalama sıklığını azaltarak tekerlek ömrünü uzatır ve bakım maliyetlerini düşürür. Örneğin, optimize edilmiş bakım stratejileri, yeniden profil oluşturma döngülerini %20-30 oranında uzatarak ekonomik verimliliği artırabilir. Bu nedenle, aşınma karakteristiğinin hat özelinde belirlenmesi ve bakım süreçlerinin optimizasyonu, demiryolu işletmeciliğinde sürdürülebilirlik ve maliyet etkinliği açısından hayati öneme sahiptir.

Bu çalışma, Konya-Karaman hızlı tren hattında işletilen bir hızlı tren aracının tekerlek aşınmasını incelemeyi, hat özelinde düşey yük verilerini Archard aşınma teorisiyle birleştirerek bir aşınma tahmini modeli geliştirmeyi ve bakım optimizasyonu için pratik öneriler sunmayı amaçlamaktadır. Aşağıda, bu çalışmanın temelini oluşturan literatür, tematik başlıklar altında kronolojik olarak detaylı bir şekilde incelenmiş, çalışmalar arasında mantıksal bir örgü kurulmuştur.

Tekerlek-ray temas modellemesi, aşınma tahminlerinin doğruluğunu artırmak için temel bir araçtır. Gerçek temas alanı, temas basıncı ve kayma koşulları doğru bir şekilde modellendiğinde, aşınma mekanizması fiziksel gerçeklikle tutarlı bir şekilde tasvir edilir. Bu doğrultuda, Rovira ve ark., ultrasonik yansıma ölçümleriyle Hertz ve FASTSIM modellerini birleştirerek aşınmış yüzeylerde daha uyumlu temas modeli sağladığını ve yerel pürüzlülüğün aşınma oranlarını artırdığını göstermiştir [1]. Tao ve ark., Kik-Piotrowski, STRIPES ve ANALYN non-eliptik modellerini Hertz ve CONTACT modelleri ile karşılaştırarak aşınmış LM tekerlek profillerinde non-eliptik modellerin CONTACT' a daha yakın ve hızlı sonuçlar ortaya koyduğunu bulmuştur [2]. Kuka ve ark., boji bileşenlerinin bozulmuş koşullarda ray kaydırma kuvvetlerini %25 artırdığını, SIMPACK ve VAMPIRE simülasyonlarıyla yorulma yük profili tanımlama metodolojisi önererek aşınma tahminlerini iyileştirmiştir [3]. Yang ve ark., değişken sürtünme koşullarında Hertzian, non-Hertzian (ANALYN, MKP) ve CONTACT modellerini karşılaştırmış, non-Hertzian modellerin daha yüksek doğruluk sunduğunu, ancak Hertzian modelin hesaplama verimliliği açısından avantajlı olduğunu göstermiştir [4]. Bu çalışmalar, temas modellemesinin aşınma tahmini ve bakım stratejileri için kritik olduğunu vurgulamaktadır.

Tekerlek profili optimizasyonu, araç dinamiğini iyileştirmek, aşınmayı azaltmak ve işletme güvenliğini artırmak için temel bir yaklaşımdır. Bu amaca uygun olarak Shevtsov ve ark., tramvay tekerlek profillerinin R60 ray profiliyle uyumluluğunu artırmak için yuvarlanma yarıçap farkı (RRD) tabanlı bir optimizasyon yöntemi geliştirmiştir. ADAMS/Rail simülasyonları, optimize profilin temas sıçramalarını azalttığını, yanal salınımları daha hızlı sönümlediğini ve aşınmayı %3- 5 oranında düşürdüğünü göstermiştir [5]. Wu, TTCI-1A profilinin daha uyumlu bir temas dinamiği yanal kuvvetleri ve yuvarlanma direncini azalttığını, buna karşın AAR-1B profilinin aşınmış raylarla uyumsuz olduğunu ve virajlarda iki nokta temasının direksiyon kabiliyetini azalttığını belirtmiştir [6]. Wang ve Zeng, aşınmış S1002G tekerleklerin taşlanmış rayda daha yüksek kararlılık sağladığını fakat tekerlekler taşlanmamış raylarla eşleştiğinde eşdeğer konikliği artırarak kararlılığı azalttığını göstermiştir. Ek olarak, yüksek hızlı operasyonlardaki performans yanal damper ayarıyla artırılmıştır [7]. Polach ve Nicklisch, temas geometrisi parametrelerinin (non-linearity parameter ve contact concentration index) aşınmayla değişimini

analiz ederek şekil stabil profillerin daha az aşınma sağladığını belirtmiştir. Elde edilen bulgular, profil tasarımında yeni parametrelerin önemini ortaya koymuştur [8]. Shi ve ark., Çin metro sistemlerinde CHN60 ray profillerini optimize ederek Opt_4 profiliyle aşınma derinliğini %1-11'e düşürmüş, yanal yer değiştirmeleri ve Nadal kriterini azaltarak Beijing metrosunda bakım aralıklarını iki katına çıkarmıştır [9]. Luo ve ark., 400.000km için çeşitli tekerlek profillerinin aşınma gelişimini simüle ederek, LMA profilininin daha uzun taşlama aralıkları ve daha az aşınma miktarları sunduğunu göstermiştir. Ayrıca, aşınma derinliğinin hızla artarak belli bir hızdan sonra doygunluğa ulaştığını gözlemlemişlerdir [10]. Hou ve ark. göre, düzgün aşınan tekerlek profilleri daha istikrarlı bir performans sunarken Çin yüksek hızlı hatlarındaki oyuk aşınma tekerlek konikliğini artırarak araç kararlılığını bozmuştur [11]. Bu ve benzeri çalışmalar, profil optimizasyonunun hat koşullarına bağlı olarak araç dinamiklerini nasıl etkilediğini ve bu süreçte simülasyonların önemini vurgulamaktadır.

Bakım optimizasyonu, tekerlek ve ray aşınmasını yöneterek işletme maliyetlerini düşürmeyi ve sistem güvenilirliğini artırmayı hedefler. Bu hedefler doğrultusunda Sawley ve ark., Kuzey Amerika yük trenlerinde oyuk aşınmış tekerleklerin 32 km/s gibi düşük hızlarda flanş-flanş salınımlarına yol açtığını, NUCARS™ simülasyonları ve saha testleriyle doğrulanarak bakım stratejilerinde dikkate alınması gerektiğini göstermiştir [12]. Xie ve Iwnicki, ray başı aşınmasını incelemek için non-Hertzian temas modeliyle sinüzoidal ve geniş bantlı ray pürüzlülüğünün etkilerini simüle etmiş, 30-100 mm dalga boylarındaki pürüzlülüklerin aşınmayı artırmadığını, ancak temas geometrisinin aşınmayı güçlü şekilde etkilediğini ortaya koymuştur [13]. Santamaria ve ark. dar eğrilerde 3D elastik temas modeliyle aşınma endekslerini tahmin ederek bakım süreçlerini iyileştirmiştir; model, flanş aşınmasının 2D modellere kıyasla daha yüksek olduğunu göstermiştir [14]. Rezvani ve ark. aşınmış tekerlek profillerinin kurplu yollarda dinamik davranışını ADAMS/RAIL simülasyonlarıyla incelemiş, flanş kalınlığının azalmasının öncü bojide aşınmayı artırdığını, ancak arka bojide daha iyi dinamik davranış sağladığını rapor etmiştir [15]. Pombo ve ark. AWARE aracıyla BRR, KTH ve USFD aşınma fonksiyonlarını karşılaştırarak keskin kurplu Cuneo-Ventimiglia hattında bakım planlamasını optimize etmiştir [16]. Auciello ve diğerleri, SIMPACK tabanlı 3D dinamik simülasyon ve yarı-analitik temas

modeliyle ALn 501 Minuetto aracında flanş aşınmasını yüksek doğrulukla tahmin ederek bakım planlaması için bir çerçeve sunmuştur [17]. Benzer şekilde, Yamashita ve ark., hem başlangıç profilini hem de zamanla değişen profil şeklini dikkate alan tekerlek flanşı aşınmasını azaltmak için bir optimizasyon yöntemi oluşmuştur ve işlem deneysel bir düzenekte doğrulanmıştır [18]. Ignesti ve ark., UNIFI modeliyle tekerlek ve ray aşınmasını eşzamanlı tahmin ederek Simpack'e kıyasla daha yüksek doğruluk ve verimlilik sağlamış, Aosta-Pre Saint Didier hattında deneysel doğrulama yapmıştır [19]. Ignesti ve ark., CD1 ve DR2 tekerlek profilleriyle flanş aşınmasını %30 azalttığını, DR2'nin kinematik özellikleriyle daha uzun ömürlü olduğunu göstermiştir[20]. Ignesti ve ark., UNIFI modelini E.464 lokomotifi ve Vivalto vagonunda test ederek %30 daha hızlı ve doğru sonuçlar üretmiş, adaptif profil güncelleme stratejisiyle bakım optimizasyonu sunmuştur [21]. Tao ve ark., lokomotif tekerlek aşınmasını çekiş, frenleme ve sürünme kontrolü koşullarında simüle ederek bakım stratejilerini iyileştirmiştir; değişken eşikli sürünme kontrolü ıslak koşullarda aşınmayı azaltmıştır [22]. Ren ve ark. metro trenlerinde optimize tekerlek profiliyle flanş kalınlığı kaybını %55,7 azalttığını, USFD aşınma fonksiyonuyla uzun vadeli tahminler yaparak bakım maliyetlerini düşürdüğünü göstermiştir [23]. Li ve ark., oluklu rayların aşınma indeksini 1.17 kat artırdığını, 30-60 mm dalga boylarına odaklanan taşlama stratejilerinin bakım süreçlerini optimize edebileceğini önermiştir [24]. Bu çalışmalar, simülasyon temelli bakım optimizasyonunun aşınma yönetiminde kritik olduğunu ve bakım aralıklarını uzatarak maliyetleri düşürebileceğini ortaya koymaktadır.

Yuvarlanma temas yorgunluğu (RCF) ve çatlak oluşumu hem aşınmayı artıran hem de tekerlek ve ray ömrünü kısaltan temel faktörlerden biridir. Hardwick ve ark. çift disk testleriyle su ve gres gibi üçüncü cisim malzemelerinin aşınmayı azaltarak kademeli plastik deformasyonu önlediğini ve geri dönebilen elastik deformasyonların olduğu bölgede kaldığını göstermiştir [25]. Dirks ve ark. Archard aşınma modelini ve yorgunluk temelli çatlak büyüme modelini birleştirerek Stockholm banliyö trenlerinde tekerlek ömrü tahmin aracı geliştirmiş, sırt bölgesindeki çatlakları doğru tahmin etmişlerdir [26]. Sun ve ark., oyuk aşınmış tekerleklerin ray aşınma alanını %60-80 artırdığını, çok noktalı temasla RCF'yi yükselttiğini rapor etmiştir [27]. Hou ve ark. oyuk aşınmanın keskin kavislerde

RCF'yi artırdığını, düzgün aşınmanın ise bunu azalttığını belirtmiştir [28]. Bu çalışmalar, RCF ve çatlak oluşumunu azaltmak için tekerlek ve ray profillerinin optimize edilmesi gerektiğini, özellikle ray düzensizliklerine yönelik bakım stratejilerinin kritik olduğunu vurgulamaktadır.

Enerji verimliliği, demiryolu işletmeciliğinde sürdürülebilirlik ve maliyet azaltımı için önemli bir hedeftir. Enerji verimliliği üzerine araştırma yapmanın etkili bir yolu, tekerlek-ray ara yüzündeki aşınmayı en aza indirmektir. Alp ve arkadaşları 1996, laboratuvar testleri yoluyla çeşitli yağlayıcıların tekerlek-ray sürtünme katsayısını ve aşınma oranlarını nasıl etkilediğini incelemiştir. Bu yağlayıcıların enerji verimliliğini önemli ölçüde artırdığını bulmuşlardır[29]. Magel ve ark. Amtrak'ın Kuzeydoğu Koridoru'nda AMTK-NRCC tekerlek profilinin tek noktalı temas sağlayarak flanş aşınmasını ve sürtünme işini azalttığını, tekerlek-ray avcılığını önleyerek enerji verimliliğini artırdığını göstermiştir[30]. Pu ve Liang'a göre, profil optimizasyonları hem başlangıç geometrisini hem de profil evrimini hesaba katmalıdır çünkü özellikle ağır yük taşımacılığı hatlarında, flanş alanındaki artan kayma oranları ve temas kuvvetleri malzeme ve enerji kayıplarını artırır[31]. Benzer şekilde Medellin metrosunda yürütülen saha araştırmalarında Alarcon ve arkadaşları ray yağlamasının aşınma oranları, sürtünme güç kayıpları ve enerji tüketimi üzerindeki etkisini araştırmıştır. Yağlamanın enerji tasarrufu sağladığını ve aşınmayı azalttığını göstermiştir[32]. Meli ve Ridolfi (2015), düşük yapışma koşullarında Polach teorisiyle bütünleşmiş bir yapışma modeli geliştirerek enerji kaybını azaltmış, Trenitalia'nın saha testleriyle modelin güvenilirliğini doğrulamıştır[33]. Pradhan ve diğerleri (2020), Yeni Delhi metro hattında aktif yönlendirme sistemiyle yanal kayma kuvvetlerini azaltarak aşınmayı homojenleştirmiş, enerji tüketimini optimize etmiş ve yolcu konforunu iyileştirmiştir. Zhang ve ark., VI-Rail simülasyonlarıyla kıyı sürme fazında[1] süspansiyon sönüm katsayılarının ayarlanmasıyla %4 enerji tasarrufu sağladığını rapor etmiştir [34]. Bu çalışmalar, tekerlek profili, yapışma koşulları ve süspansiyon parametrelerinin enerji verimliliğini artırmada kritik olduğunu göstermektedir.

[1] Kıyı sürme fazı, trenin motor gücü uygulanmaksızın kendi ivmesiyle ilerlediği hareketsel safhadır.

Hat özelinde aşınma ve dinamik performans analizi, yerel koşullara özgü optimizasyonlar için önemlidir. Qi ve ark. yüksek hızlı hatlarda asimetrik ray aşınma profilinin eşdeğer konikliği artırarak kritik hızı düşürdüğünü, 7-8 Hz frekanslı avlanma titreşimlerine neden olduğunu göstermiştir[35]. Li ve ark. metro araçlarında profil aşınmasının basitleştirilmesinin yanal kuvvetlerde %21,12'ye varan ve aşınma derinliğinde %70'e varan hatalara yol açtığını, erken aşınmada kritik hızın %13,43 azaldığını rapor etmiştir[36]. Bu çalışmalar, hat özelinde gerçek profil verilerinin kullanılmasının aşınma tahminlerindeki önemini vurgulamaktadır.

Literatür, tekerlek profili optimizasyonu, bakım stratejileri, RCF azaltımı, enerji verimliliği ve temas modellemesi üzerine kapsamlı çalışmalar sunmaktadır. Erken dönemde Sawley ve ark. ve Wu'nun çalışmaları gibi çalışmalar, temel profil optimizasyonu ve aşınma etkilerini ele alırken, Ignesti ve ark., Shi ve ark., Li ve ark. gibi daha yeni çalışmalar, gelişmiş simülasyon teknikleri ve hat özelinde optimizasyonlarla literatüre katkı sağlamıştır. Ancak, yük ve yolcu taşımacılığının birlikte yapıldığı çift fonksiyonlu bir hat olan Konya-Karaman hızlı tren hattı gibi spesifik bir hat ve örnek bir hızlı tren aracı özelinde tekerlek aşınması, dinamik performans ve bakım optimizasyonu üzerine bir çalışma bulunmamaktadır. Bu çalışma, hat özelinde ölçülmüş gerçek düşey yük verilerini Archard aşınma teorisiyle birleştirerek tekerlek aşınma karakteristiğini ortaya koymayı, dinamik simülasyonlarla aşınma tahmin modeli geliştirmeyi ve bakım optimizasyonu için pratik bir çerçeve sunmayı amaçlamaktadır. Literatürdeki yöntemleri birleştirmeyi amaçlayan bu yaklaşım, hat koşullarına özgü aşınma tahminleri üreterek demiryolu işletmeciliğinde sürdürülebilir ve maliyet etkin çözümler sunmayı hedeflemektedir.

2
TEKERLEK VE RAY AŞINMALARI VE HESAPLAMA YÖNTEMLERİNE BAKIŞ

Demiryolu sistemlerinin güvenli ve verimli çalışabilmesi için tekerlek- ray aşınması hayati önem taşır. İki yüzey arasındaki mekanik etkileşimler, tekerlek- ray yüzeylerinde aşınmaya neden olur[37]. Yüzey aşınmaları sürüş güvenliğini, araç performansını olumsuz etkilerken bakım masraflarını da artıran rol oynar. Özellikle yüksek hızlı tren hatlarında, aşınma karakteristikleri diğer hatlara kıyasla farklılık gösterir[38]. Dolayısıyla sürdürülebilir bakım stratejileri kritik hale gelmiştir.

Mikro aşınmalar ve makro yüzey profili değişimleri, tekerlek ve ray temasındaki aşınmadan kaynaklanmaktadır. Tekerlek- ray aşınmasını belirleyen birincil faktörler temas basıncı ve kayma hareketlerinin boyutudur[39]. Bu nedenle aşınma hesaplarında bu faktörlerin doğru hesaplanması, aşınma tespitinde dikkate değer bir yere sahiptir. Günümüzde, MATLAB gibi platformlar aşınma miktarlarının tahmini için ve SIMPACK gibi çoklu gövde dinamiği programları da temas koşullarını modellemek için kullanılabilir.

Yüksek hızlı trenler için, tekerlek ve ray aşınması diğer raylı sistem türlerine kıyasla daha ciddi bir araştırma konusudur. Bunun nedeni daha yüksek kayma oranları, karmaşık dinamik yükler ve yüksek hıza bağlı yüksek temas kuvveti değerlerinin ortaya çıkmasıdır. Yüksek hızlar, tekerlek- ray temas kuvvetlerini ve kayma oranlarını artırarak aşınma için özellikle adezyon ve abrasif mekanizmaları artırır. Ayrıca yüksek hızlı trenlerde, tekerlek veya ray profillerinde meydana gelen en ufak bir aşınma veya hasar, araç titreşimlerinin artmasına, yolcu konforunun azalmasına ve rutin bakım gerekliliklerinin tetiklenmesine neden olur.

Güvenli ve sürdürülebilir raylı sistemler için aşınma tahmin modellerinden yararlanmak, yüksek hızlı tren hatlarında tekerlek ve ray profillerinin aşınma davranışını izlemek ve bakımı optimal şekilde planlamak kayda değer bir çalışma sunar.

Tezin bu kısmında ilk olarak tekerlek ve ray aşınması mekanizmaları ele alınacak, ardından aşınma hesabı yöntemlerinden bahsedilecektir. Bu sayede tezin yöntem

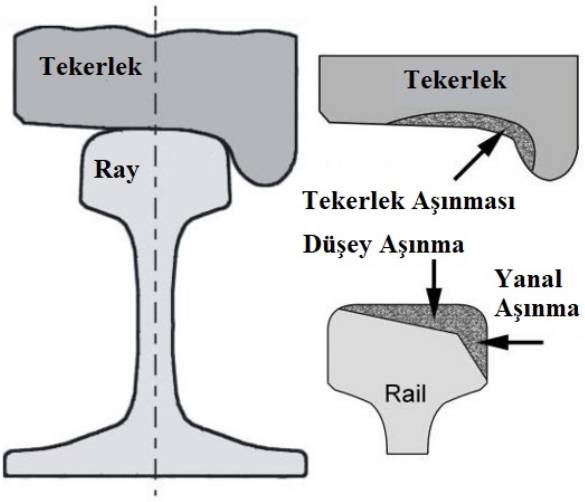
kısmında kullanılmış olan aşınma hesabı metodolojisinin temelleri paylaşılmış olacaktır.

2.1 Ray Aşınması

Raylarda aşınma doğal olarak tekerlek- ray temasının bulunduğu temas yüzeyinde meydana gelmektedir ve başlıca üç farklı şekilde ortaya çıkabilir:

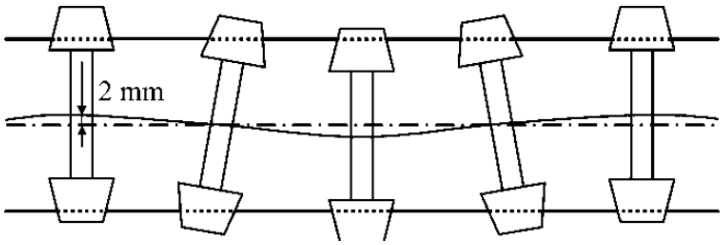
- Ray mantarı yan yüzeyinin aşınması
- Ray mantarı yuvarlanma yüzeyinin düşey yönde aşınması
- Ray mantarı yuvarlanma yüzeyinin ondülasyonlu yani oluklu şekilde aşınması.

Ray mantarı yan yüzeyinin aşınması neredeyse yalnızca kurplarda bulunan dış raylarda meydana gelmektedir dolayısıyla doğrudan kurp dinamiği ile ilişkilidir. Tekerlek ve ray profillerinin geometrik tasarımı, kurplu bölgelerde tekerlek ile ray arasındaki temas yüzeyinin konumu ve boyutları üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Hem yuvarlanma hem de flanş bölgelerinde, bu temas genellikle çift temas şeklini alır. Kullanılan malzemelerin mekanik mukavemetine bağlı olarak hem tekerlek hem de ray yüzeyleri aynı anda aşınma yaşayabilir. Bu durumda, tekerlek ve ray profilleri birbirine uyum sağlar ve zamanla geometrik uyumlarını iyileştirir. Aşınma dinamikleri, temas alanını genişleten ve temas basınçlarını yeniden dağıtan bu değiştirilmiş temas geometrisi sonucunda zamanla değişmektedir (Şekil 2.1). Bu aşınma tipini etkileyen faktörler kısaca; kurp yarıçapı, dever eksikliği, hücum açısı, sürünme kuvvetleri ve normal kuvvetler, tekerlek- ray teması uyumsuzluğu olarak sıralanabilir.



Şekil 2. 1 Ray aşınması [40]

Ray mantarı yuvarlanma yüzeyinin düşey aşınması ise ağırlıklı olarak aligmanda görülmektedir. Aslında tekerlek profilinin konik olmasından dolayı aligmanda tekerlek setleri doğrusal bir hareket sergilemezler. Tekerlek ileriye doğru hareket ederken ray yuvarlanma bölgesinde gezinerek yanal hareket de (± 2 mm) sergiler (Şekil 2.2). Bu davranışa avlanma (hunting) hareketi denir.



Şekil 2. 2 Avlanma hareketi yapan tekerlek seti [41]

Rayın yuvarlanma yüzeyinde ondülasyonlu aşınma ise rayın boylamsal yüzeyinde periyodik dalga benzeri düzensizliklerdir Ondülasyon hem konfor hem de araç dinamikleri açısından oldukça riskli bir aşınma tipidir. Bu aşınma tipi tekerlek- ray dinamik etkileşimleri sonucu oluşan rezonans nedeniyle ortaya çıkabilir. Yüksek hızlı ve ağır yüklü raylı sistemlerde ve rijitliği yüksek hatlarda daha sık görülür.

Ondülasyonlu aşınmış raylardan geçerken araç yüksek titreşimlere maruz kalır. Yüksek titreşimler sürüş güvenliğini tehlikeye atabilir ve işletme maliyetlerini artırır [42]. Ayrıca raylı taşıt seyahatinin neden olduğu gürültüyü artırır, hat bileşenlerinin ömrünü kısaltır ve yolcu konforunu maalesef olumsuz yönde etkiler [43] [44].

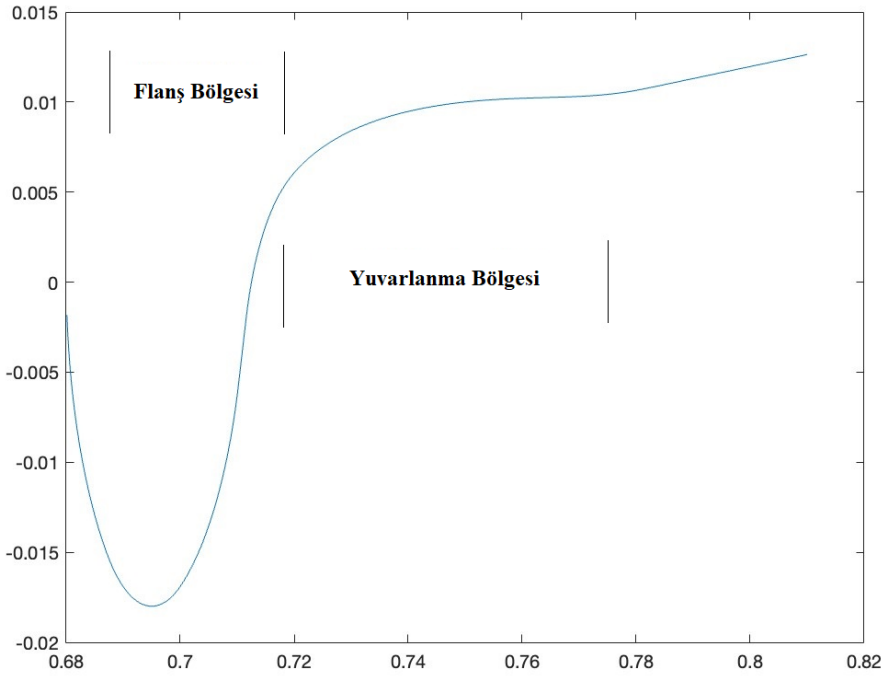
2.2 Tekerlek Aşınması

Raylı sistemlerde tekerlek aşınması bakım maliyetlerini artıran ve işletme güvenliğini tehlikeye atan önemli bir sorundur. Sürekli temas halinde olan tekerlek ve ray farklı aşınma mekanizmalarına neden olur. Farklı tekerlek aşınma türlerini ve aşınmanın nasıl oluştuğunu saptamak hem profil optimizasyonu hem de bakım planlamaları için kayda değer bir önem taşır. Tekerlek aşınma karakteristiklerini; malzeme özellikleri, yükleme koşulları, tekerlek ve ray geometrisi vb. koşullar etkiler.

Başlıca görülen tekerlek aşınma tipleri şu şekilde sıralanabilir:

- Yuvarlanma bölgesinde aşınma
- Flanş bölgesinde aşınma
- Oyuk aşınma
- Dengeli aşınma

Şekil 2.3'te tekerlek yuvarlanma yüzeyi ve flanş bölgeleri gösterilmiştir. Bahsedilen aşınmalar bu alanlarda ortaya çıkmaktadır.



Şekil 2. 3 Tekerlek profilinde flanş ve yuvarlanma bölgesi

Aşağıda başlıca belirtilen tekerlek profili aşınma tiplerine kısaca değinilmiştir.

2.2.1. Tekerlek Profili Yuvarlanma Bölgesinde Aşınma

Tekerleğin ray ile doğrudan temas ettiği yuvarlanma bölgesinde meydana gelen aşınmalara yuvarlanma yüzeyi aşınması (tread wear) denir. İşletme koşullarında bu aşınma tipi kaçınılmazdır. Yuvarlanma yüzeyinde meydana gelen aşınmalar zamanla tekerlek profilini değiştirerek araç dinamiklerini etkileyebilir. Yuvarlanma yüzeyi aşınması ile tekerlek konikliği değişerek araç kararlılığını olumsuz yönde etkileyebilir ve yüksek hızlı trenlerde tren seyahatinde ortaya çıkan titreşimleri artırabilir. Bunun sonucunda yolcu konforu düşer ve sürüş güvenliği tehlikeye girebilir [45]. Ayrıca hem tekerek hem de ray olumsuz koşullar dolayısıyla hasar görebilir.

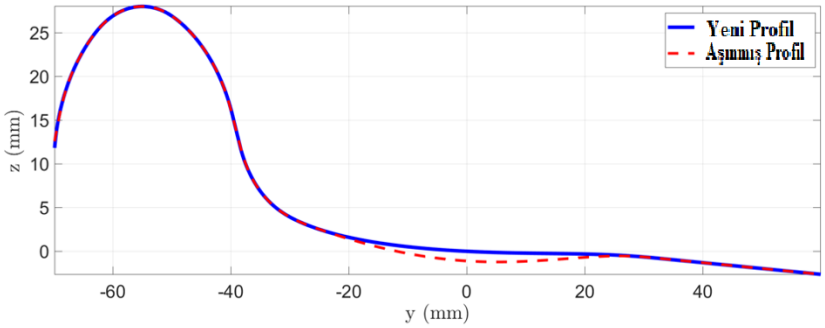
Tekerlek profili düzenli olarak incelenerek, aşınma sınırları belirlenerek bakım planlaması yapılarak hem tekerlek ömrü uzatılabilir hem de sürüş konforu ve emniyeti korunabilir.

2.2.2. Tekerlek Profili Flanş Bölgesinde Aşınma

Tekerleğin flanş kısmında ortaya çıkan aşınmalar (flange wear) tekerleğin servis ömrünü kısaltır, bakım ve tekerlek değiştirme maliyetlerini artırır. Düşük konikliğe sahip tekerlek profilleri, yetersiz ray eğimi, yetersiz yağlama, uyumsuz tekerlek ve ray profili eşleşmesi ve özellikle dar kurpların bulunduğu hatlar flanş aşınmasının başlıca nedenleri olarak gösterilebilir. Örneğin, Şanghay Metrosunda yapılan bir çalışma, flanş aşınmasının birincil nedenlerinin düşük koniklik ve yetersiz ray flanş yağlaması olduğunu ortaya koymuştur[46]. Aşırı flanş aşınmaları özellikle kurplarda raydan çıkma riskini artırabilir. Ayrıca değişen tekerlek- ray dinamiği sonucu daha fazla tekerlek ve ray aşınmasına yol açar.

2.2.3. Tekerlek Profilinde Oyuk Aşınma

Oyuk aşınma (hollow wear) tekerlek yuvarlanma yüzeyinde meydana gelen çukurlaşma şeklindeki aşınmadır (Şekil 2.4). Oyuk aşınmanın başlıca nedenleri olarak; tekerlek malzemesinin ray malzemesinden daha yumuşak olması, tekerlek konikliğinin az olması, tekerlek ve ray arası yüksek sürtünme durumları ve frenleme gösterilebilir. Oyuk aşınma, temas yüzeyinin daralmasına yol açarak temas basıncını, yuvarlanma direncini ve tekerlek- ray arayüz gerilmelerini artıran rol oynar [47]. Bu tür profiller daha sık tornalama gerektirir.



Şekil 2. 4 Yeni ve oyuk aşınmış tekerlek profilleri [47]

Oyuk aşınma, tekerlek konikliğinin artmasına neden olur ve bunun sonucunda avlanma hareketinde ve yüksek hızlarda titreşimlerde artış meydana gelir. Oyuk aşınma sonucu artan temas basınçları sonucu oluşan mikro çatlaklar yuvarlanma temas yorulmasına (YTY) dönüşebilir [48]

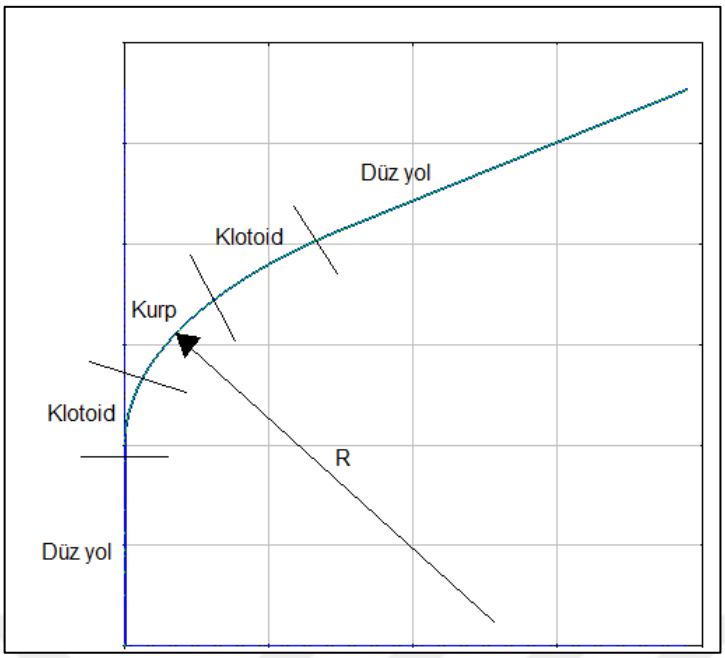
2.2.4. Yuvarlanma Temas Yorulması (YTY)

Yuvarlanma temas yorulması (YTY), tekerlek- ray temasında tekrarlayan yükler altında yüzeyde veya yüzeye yakın bölgelerde mikro çatlak oluşması ve bu çatlakların zamanla büyüyerek yorgunluk hasarına yol açmasıdır. Tekerlek ray arası temas dinamiği; temas koşularına, sürtünme katsayısına, tekerlek ve ray rijitliğine bağlı olabilir. Yüksek hızlı trenlerde ve ağır yük taşıyan tren hatlarında daha sık rastlanır ve tekerlek ve ray ömrünü önemli derecede kısaltır. Yorulma çatlakları yüksek temas basıncının olduğu yerlerde, genellikle yüzeyin hemen altında, başlar ve ilerleyerek yüzeye ulaşır. Bunun sonucunda parçacık dökülmesine, yüzey bozulmasına ve daha derin çatlaklara neden olur. Yorulma çatlakları ve parçacık kopmaları aşınmayı artırır ve araç kararlılığını bozar [49], [50].

2.3 Ray ve Tekerlek Aşınmasını Etkileyen Faktörler

2.3.1. Kurp Dinamiği ve Aşınmaya Etkisi

Bir raylı taşıt hattında kurp beş kısımdan oluşmaktadır; düz yol, giriş klotoid eğrisi, kurp eğrisi, çıkış klotoid eğrisi, düz yol (Şekil 2.5). Bir kurp modeline dair bilinmesi gereken en önemli parametreler kurp yarıçapı ve deverdir.



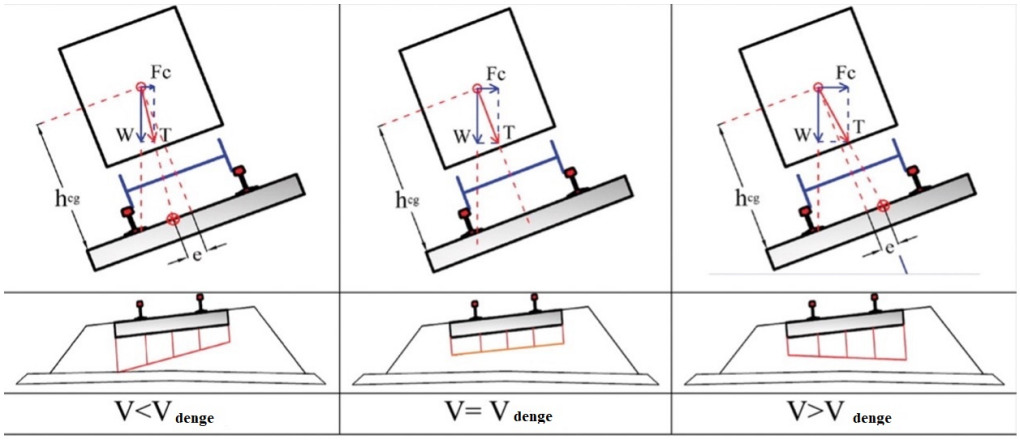
Şekil 2. 5 Kurp geometrisi

Bir raylı taşıt kurba girdiği zaman tekerlek ve ray arasında önemli büyüklüklerde yanal kuvvetler oluşur. Kurpta büyük yanal kuvvetlerin ortaya çıkmasına araç-yol arası dinamik etkileşimden kaynaklanan kuvvetler ve çekiş (traction) kuvvetleri neden olur. Etkileşim kuvvetleri, tekerlek profilinin oluşturduğu kinematik etki ve yerçekimsel ve merkezkaç kuvvetlerinin dengelenememesi nedeniyle büyür. Süspansiyon sistemlerinin tasarımı ve tekerlek-ray arasında oluşan yanal kuvvetlerin değişimine neden olan operasyonel parametrelerin tasarımı için kurp dinamiğinin incelenmesi ayrı bir önem taşır. Ortaya çıkan yanal kuvvetler, tekerlek ve rayda meydana gelen aşınmaların temel sebebidir. Ayrıca, büyük yanal kuvvetlerle birlikte ortaya çıkacak küçük düşey kuvvetler ray üzerinde tekerlek tırmanmasına veya ray devrilmesine sebep olur. Bu nedenle, kurp dinamiğinin incelenmesi hem süspansiyon tasarımı ve operasyonel parametrelerin optimizasyonu hem de sürüş güvenliği ve verimli raylı sistem işletmeciliği açısından önemlidir [51].

2.3.1.1 Dever Eksikliği

Dever miktarı, sabit kurp yarıçapı ve sabit araç hızı için hesaplanır. Dever eksikliği ise durumu araç kurp bölgesinde ilerlerken oluşan merkezkaç kuvvetlerinin dever ile dengelenemediği durumlar için geçerlidir (Şekil 2.6). Araç, hesaplanan

dengelenmiş dever miktarı olan kurp bölgesini dengeleme hızıyla dönerken merkezkaç kuvveti ile yerçekimsel kuvvet birbirine eşit olur.



Şekil 2. 6 Dengeleyici hız ve dever ilişkisi [52]

Dengeleyici durum için yanal eksende merkezkaç kuvveti bileşkesi ile yerçekimsel ağırlık kuvveti bileşkesi birbirine eşit olmaktadır (Denklem 2.1, 2.2, 2.3).

$$F_{mk} = \frac{mv^2}{R}, \qquad F_{denge} = \frac{mv^2}{R}\cos\alpha \tag{2.1}$$

$$W = mg, \qquad W_{denge} = mg\ \sin\alpha \tag{2.2}$$

$$F_{denge} = W_{denge} \rightarrow \frac{v^2}{R}\cos\alpha = g\ \sin\alpha \tag{2.3}$$

Elde edilen denklemden dengeleyici hız bulunmak istenirse aşağıdaki gibi bir düzenleme uygulanabilir (Denklem 2.4).

$$V_{denge} = \sqrt{R\ g\ \tan\alpha} \tag{2.4}$$

Araç, kurp bölgesindeyken çeşitli nedenlerle denge hızından daha yüksek hızlarda seyredebilir. Dever eksikliği, bir raylı taşıtın rotasından çıkmadan denge hızından ne kadar daha hızlı gidebileceğini gösterir. Ray açıklığı (L_R), kurp yarıçapı (R), yerçekimi ivmesi (g), araç hızı (V) ve dever miktarı (d), dever eksikliğini etkiler (Denklem 2.5).

$$DE = \frac{L_R}{\sqrt{1 + \frac{R^2 g^2}{v^4}}} - d \tag{2.5}$$

Raylı taşıtın raydan çıkmadan kurp bölgesinden geçebileceği maksimum hız ise Denklem 2.6'da gösterildiği gibi hesaplanır.

$$v_{max} = \sqrt{\frac{DE + d}{0.007\alpha}} \tag{2.6}$$

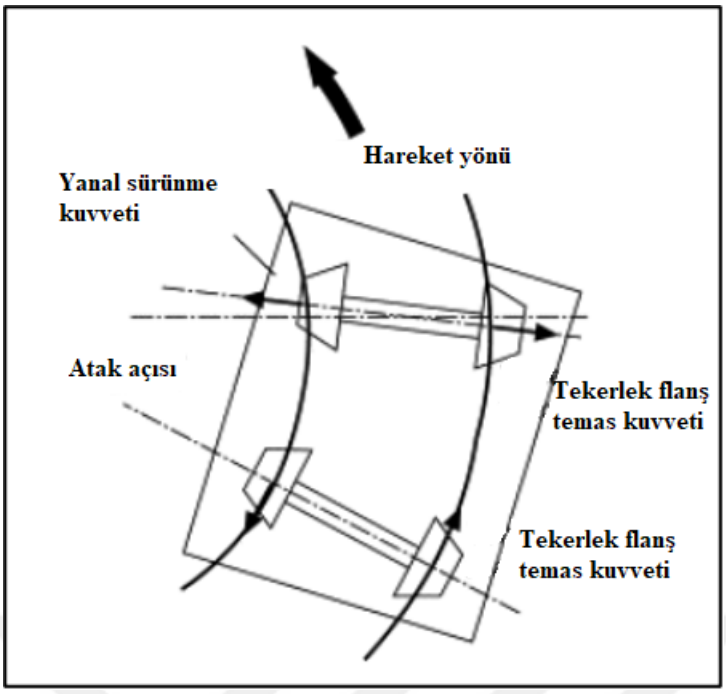
Yukarıda verilen denklemlerden yola çıkılarak, dever eksikliği nedeni ile oluşabilecek merkezkaç kuvvetleri;

- Ray açıklığına
- Kurp yarıçapına
- Yerçekimi ivmesine
- Araç hızına
- Dever miktarına veya dever açısına bağlıdır.

Kurp yarıçapı azaldıkça, kurp daralır ve daha keskin bir geçişe sahip olur. bu dar kurplarda merkezkaç kuvvetleri artar. Bu nedenle dar kurplarda araç dengeleyici hızı daha da düşecektir. Araç dengeleyici hızı artırmak istenirse dever miktarı belirli seyir standartları altında hıza oranla artırılmalıdır.

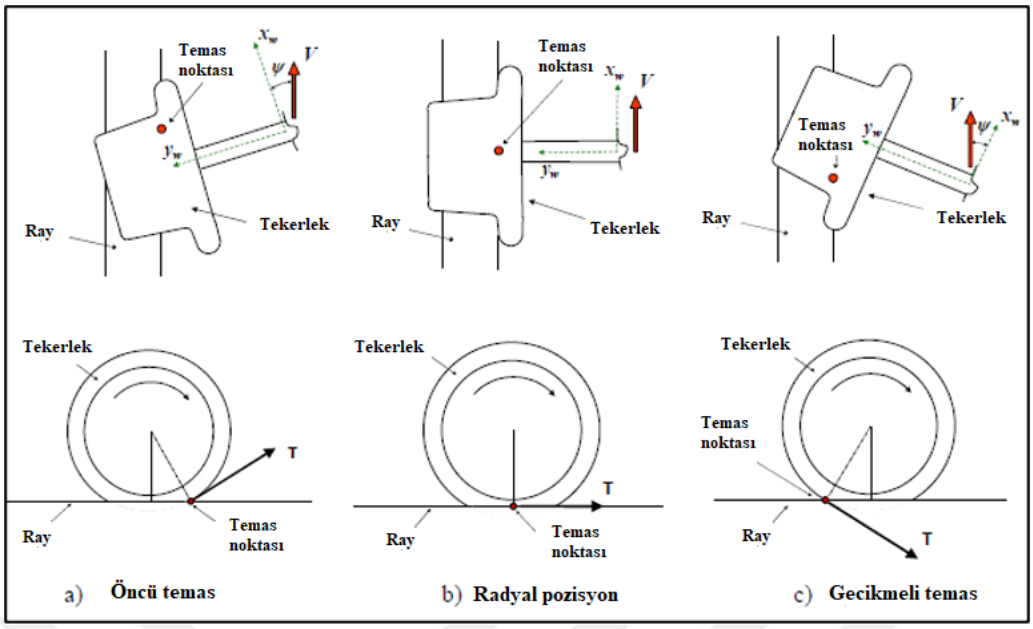
2.3.1.2 Atak (Hücum) Açısı

Ray ve tekerleğin iki farklı eğrilikte (koniklik) olmasından dolayı kurplardaki iç ve dış tekerlekler farklı yuvarlanma dairelerine sahiptir. İç tekerlek daha küçük bir yuvarlanma dairesine sahipken, dış tekerlek daha büyük bir yuvarlanma dairesine sahiptir. Tekerlekler ile ray arasında da sürünme (creep) kuvvetleri oluşacaktır. Sürünme kuvvetleri hem boylamsal doğrultuda (x), hem yanalda (y) oluşurken hem de düşey doğrultu (z) etrafında bir moment meydana getirir. Bu sebeple akstaki kuvvet dengesi için aks bir miktar dönme (yaw) yapacaktır. Bu dönme hareketi aracın. Birincil süspansiyonuna ait x yönündeki boyuna (longitudinal) rijitlik değeri ile ilgili olup atak açısını etkileyecektir (Şekil 2.7).



Şekil 2. 7 Bir bojide atak açısının oluşması

Kurpta ilerleyen bir demiryolu aracının bojisinde yer alan tekerleklerin her birinde farklı bölgelerde tekerlek-ray temasları ortaya çıkacaktır. Şekil 2.8'de görüldüğü gibi raylardaki yanal aşınmaya en fazla neden olan tekerlek en önde bulunan dış tekerlektir.



Şekil 2. 8 Kurpta ilerleyen bir bojide tekerlek-ray temasları a) pozitif atak açısı, b) sıfır atak açısı, c) negatif atak açısı [53]

Düz yol ile kurplarda ortaya çıkan boji dinamik davranışları farklılık gösterir. Kurp dinamiğinde boji davranışına etki eden en önemli parametreler:

- Koniklik
- Birincil süspansiyon boylamsal rijitliği
- İki aks arası mesafe

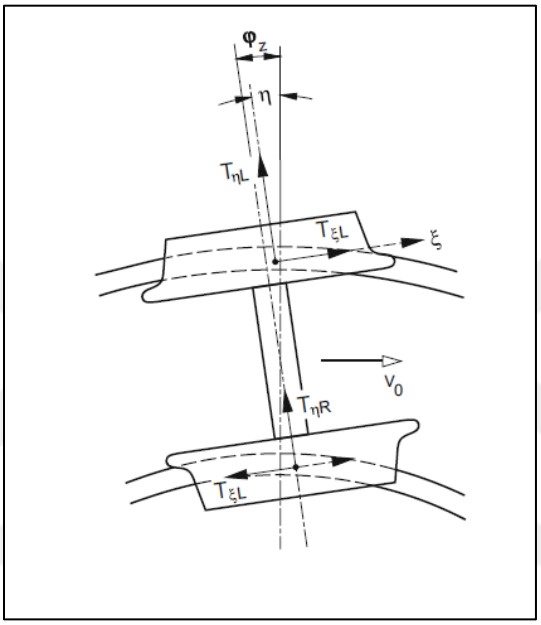
Düz yol ve kurp bölgelerinde iyi dinamik davranış gösteren bir boji için uygun parametreler Tablo 2.1'de verilmiştir.

Tablo 2. 1 Düz yolda ve kurpta iyi dinamik davranış için parametreler

Parametre	Düz yolda	Kurpta
Koniklik	**Düşük**	**Yüksek**
Yatay birincil süspansiyon	**Yüksek**	**Düşük**
Akslar arası mesafe	**Uzun**	**Kısa**

Kurptaki bojinin dinamik davranışı aşınmayı doğrudan etkiler. Yüksek aks yüküne nazaran yüksek atak açısı aşınmayı etkileyen daha büyük bir etkendir. Sert bojiden yumuşak bojiye geçmek aşınma ve yorulma çatlakları oluşumunu azaltacaktır.

Şekil 2.9'da kurp bölgesinde bir aksın dinamik davranışına etki eden elemanları verilmiştir. Denklem 2.7'den görüleceği üzere aks mesafesi arttıkça atak açısı da artacaktır. Yüksek atak açısı aşınmaya sebebiyet vermesinin yanında yüksek flanş kuvvetleri sebebiyle deraymana da sebep olabilir.



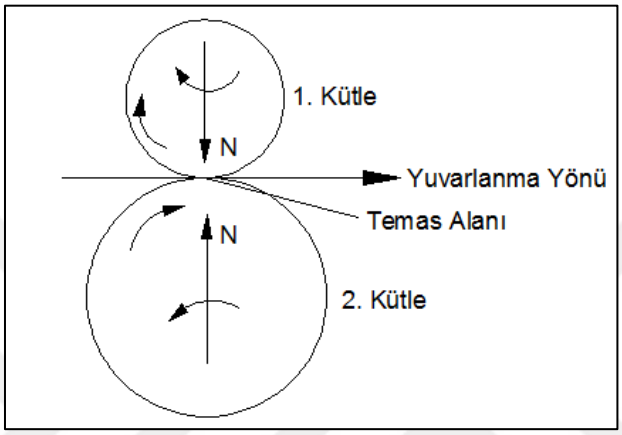
Şekil 2. 9 Kurp bölgesinde aksta meydana gelen sürünme kuvvetleri ve atak açısı [54]

2.3.1.3 Sürünme ve Aşınma İlişkisi

Kurp bölgesinde, dış tekerlek iç tekerlekten daha fazla yol kat edecektir. Bu yuvarlanma farkı, serbest hareket halinde tekerlek setinin yüksek raya yaklaşmasına neden olur. Tekerlek setinin dış raya doğru hareketine "raydal yönelme" veya "kendiliğinden yönelme" ismi verilmektedir. Bu tekerlek seti süspansiyon ile bojiye bağlıdır. Bu senaryoda, süspansiyon aksın "kendiliğinden yönelme" hareketi yapmasını engelleyecek ve tekerlek- ray etkileşiminin sonucunda sürünme kuvvetleri ortaya çıkacaktır. Ray- tekerlek temasındaki büyük sürünme kuvvetleri ve kaymaların oluşmasıyla aşınmanın yanında yuvarlanma temas yorulması (YTY) ve buna bağlı olarak hasarlar meydana gelir.

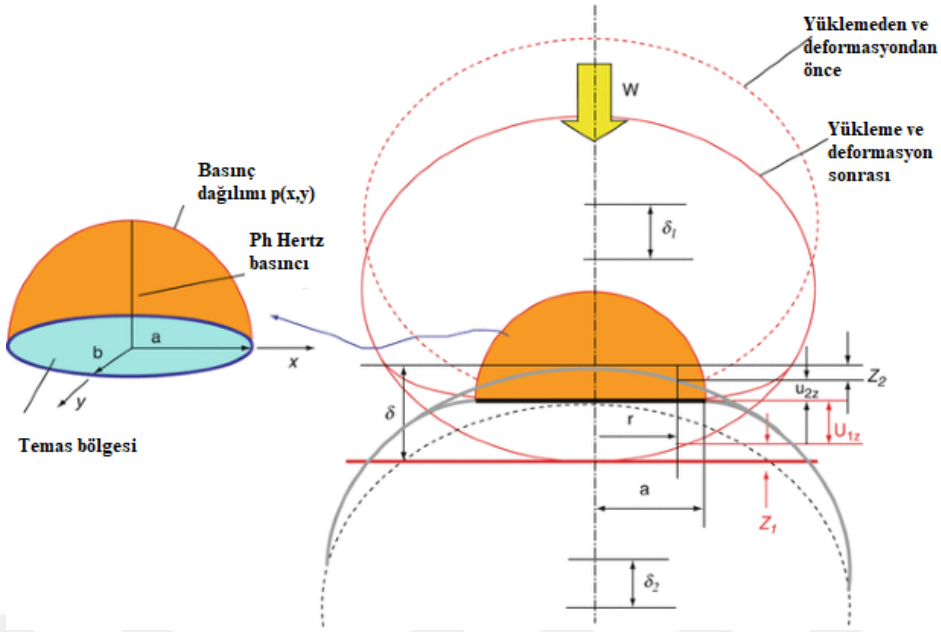
Sürünme kuvvetleri, temas eden yüzeyler arasında oluşan temas alanı ve temas gerilmelerinden önemli ölçüde etkilenir. Yüzeyin su, yağ, kirlilik vb. çevresel şartlardan etkilenmesi gibi yüzey pürüzlülüğü de adezyon, sürünme, aşınma karakteristiklerini her zaman etkiler. Bu çerçevede, tekerlek ve ray malzemeleri de etkin rol oynar[51].

Sürünme hadisesi, iki rijit kütle birbirleri üzerine bir kuvvet ile baskı uygulayarak bir dönme meydana getirdiğinde ortaya çıkar (Şekil 2.10).



Şekil 2. 10 İki kütleye ait yuvarlanma hadisesi

Hertz temas teorisine göre temas alanı eliptiktir ve eliptik yarıçapların oranı (a/b) birbirinin üzerinde yuvarlanan cisimlerin yarı çaplarına göre hesaplanır. Normal kuvvet kullanılarak a ve b yarıçapları hesaplanır (Şekil 2.11).



Şekil 2. 11 İki farklı yarıçaptaki cismin temas anında oluşan eliptik temas alanı gösterimi [55]

Eksenel büyüklükler olan a ve b'nin bulunabilmesi için normal kuvvetin bilinmesi gerekmektedir. Eğer birbiri üzerinde yuvarlanan bu iki kütle küreselse ya da biri küresel diğeri düz yüzey ise temas alanı daire olarak ortaya çıkar[51].

Genel olarak, birbiri üzerinde yuvarlanan iki kütlenin çevresel hızları birbirine eşit değildir. Birimsiz bir terim olan sürünme, yalnızca yuvarlanma hareketi yapan iki kütlenin hız değişimlerini tanımlamak için kullanılır. Sürünme terimleri boylamsal ve yanal yönlerde tanımlıdırlar. Raylı sistemler dinamiğinde sürünme hadisesinin önemi ilk defa Carter tarafından ortaya konulmuştur[56]. Carter 1926 yılında sürünme terimlerini boylamsal (ξx), yanal (ξy) ve dönme (ξsp) olarak Denklem 2.7'deki gibi tanımlamıştır.

$$\xi x = \frac{v_x - v_x^*}{v_x^*}, \qquad \xi y = \frac{v_y - v_y^*}{v_x^*}, \qquad \xi sp = \frac{\omega_a - \omega_{ü}}{v_x^*} \tag{2.7}$$

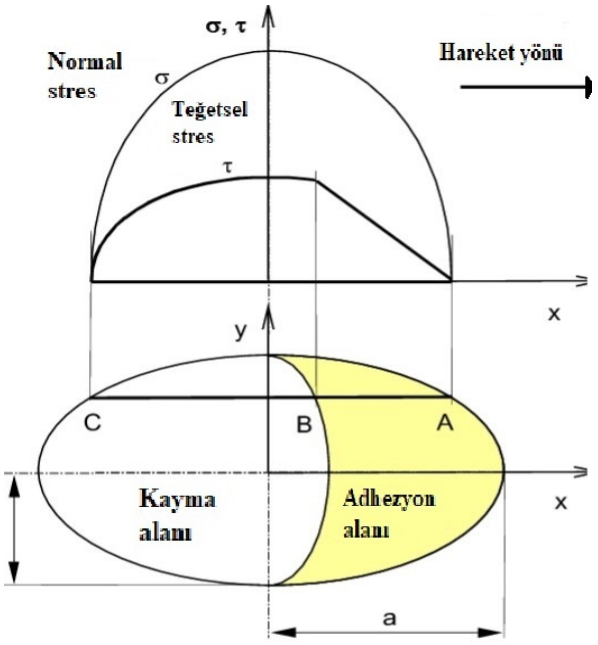
Burada; v_x ve v_x^* sırasıyla mevcut ileri yöndeki hızı ve yalnızca yuvarlanmaktan oluşan ileri yöndeki hızı, v_y ve v_y^* sırasıyla mevcut yanal yöndeki hızı ve yalnızca yuvarlanmaktan oluşan yanal yöndeki hızı, ω_a ve $\omega_{ü}$ ise sırasıyla alt ve üst elastik kütlelerin temas yüzeyi normali etrafındaki açısal hızlarını tarif etmektedir.

Sürünme hadisesi ile oluşan kuvvetler korunumlu kuvvetler değildir ve sistemi dinamik olarak kararsızlığa götürebilir. Boylamsal, yanal ve dönme sürüme terimleri kullanılarak boylamsal ve yanal sürülme kuvvetleri ile dönme sürünme momenti elde edilir.

Sürünme kuvvetlerini etkileyen faktörler aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Ray ve tekerlek malzeme özellikleri (Poison oranı, Young modülü vb.),
- Ray ve tekerlek temas noktalarının yarıçapları,
- Temas bölgesindeki kayma ve aderans miktarları,
- Aracın doğrusal hızı,
- Tekerlek setinin açısal hızı,
- Tekerlek setinin doğrusal ve açısal dinamik hareketleri (atak açısı dahil)
- Tekerlek profili koniklik açısı.

Tekerlek-ray temasında tribolojik nedenlerden ötürü oluşan sürünme kuvvetlerinin yanında temas noktasına dik gelen normal kuvvet ve sürünme nedeni ile teğetsel çeki kuvvetleri oluşacaktır. Temas düzeyinde genelde aderans ve kayma durumları birlikte cereyan eder bu durumda da sürünme kuvvetleri ile teğetsel kuvvetler birlikte oluşacaktır. Tekerleğin patinaj yapması gibi yalnızca kaymanın görüldüğü durumda ise sürüme kuvvetleri maksimum değerine ulaşır ve çeki kuvvetleri oluşmaz, adezyon tamamen kaybolur (Şekil 2.12).



Şekil 2. 12 Temas alanında normal ve teğetsel gerilmelerin dağılımının varsayımı [57]

2.3.2 Tekerlek- Ray Temasında Normal ve Teğetsel Kuvvetlerin Aşınmaya Etkisi

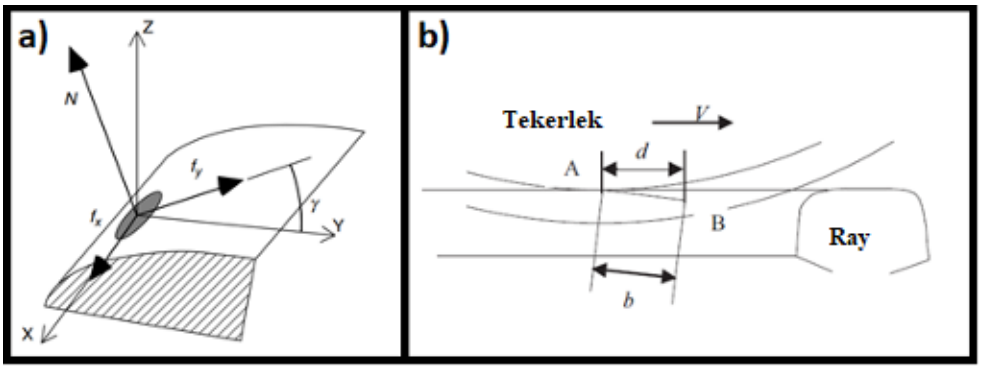
Temas yüzeyinde meydana gelen teğetsel kuvvetler (fx, fy) (Şekil 2.13 a), yatay (Y), düşey (Q) kuvvetler, çekiş katsayısı (μ) ve temas açısı (γ) ile normal kuvvet (N) arasında Denklem 2.8, 2.9, 2.10'daki gibi bir ilişki vardır [58].

$$Y = f_y \cos\gamma - N \sin\gamma \tag{2.8}$$

$$Q = f_y \sin\gamma + N \cos\gamma \tag{2.9}$$

$$f_x{}^2 + f_y{}^2 = (\mu N)^2 \tag{2.10}$$

Aşınan malzeme hacmi Archard teorisi ile hesaplanacak ise normal kuvvetin bulunması gereklidir. Archard aşınma teorisi ayrıntılı olarak 2.4.2. Archard Aşınma Teorisi başlığında anlatılacaktır.



Şekil 2. 13 Tekerlek- ray temasında oluşan a) normal ve teğetsel kuvvetler [58], b) kayma mesafesi [59]

Aşınmaya etki eden diğer bir faktör ise teğetsel kuvvetlerin (T) normal kuvvete (N) oranıdır. Şekil 2.13'te; f_x ve f_y teğetsel kuvvetleri, A tekerlek, B ray, d mesafesi alınan yol, b mesafesi kayma miktarı ve V araç hızıdır.

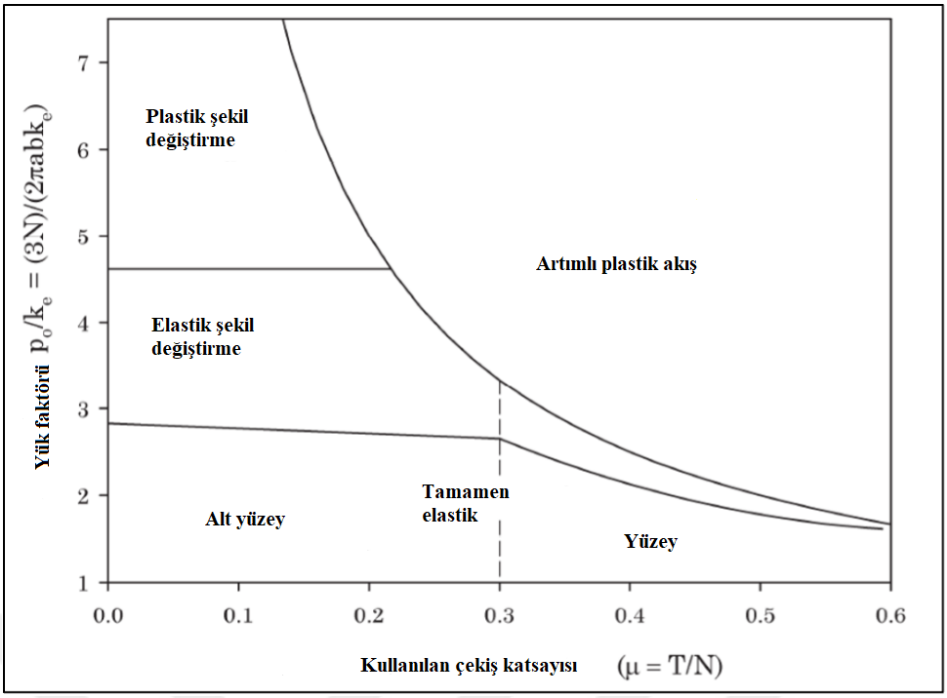
Denklem 2.11'de verilen T/N oranı (μ - çekiş katsayısı) Denklem 2.10'dan çıkartılmıştır ve Denklem 2.12'deki yük faktörü ile arasındaki ilişki aşınma davranışını vermektedir. Yüksek teğetsel kuvvetler yüksek çekiş katsayısı oluşturur.

$$\mu = \frac{T}{N} = \frac{\sqrt{{f_x}^2 + {f_y}^2}}{N} \tag{2.11}$$

$$Yük\ Faktörü = \frac{3\ N}{2\ \pi\ a\ b\ k_e} \tag{2.12}$$

Denklem 2.12'te N normal kuvveti, a-b temas anında oluşan eliptik alanın yarıçapları, k_e ise yumuşak malzemenin akma dayanımına bağlı olarak hesaplanan bir değeri temsil etmektedir.

Literatürde çokça kullanılan Şekil 2.14'teki diyagramda x ekseninde kuvvetler oranı yer alırken y ekseninde yük faktörü bulunmaktadır. Bu diyagram temas kuvvetleri sonucu oluşabilecek dört çeşit durumu göstermektedir. Burada yük faktörü arttıkça, ray davranışı elastik davranıştan plastik davranışa geçmektedir. Elastik kısımların üstünde plastik gerilmeler dolayısıyla aşınmalar olmaktadır.



Şekil 2. 14 T/N oranı ve yük faktörü ilişkisi [60]

YTY çatlaklarının oluşumuna dair yapılan çeşitli araştırmalarda temas yüzeyinde ortaya çıkan kuvvetler incelendi. Bu çalışmalar sonucu hasar fonksiyonunun bağlı olduğu "Aşınma Numarası (Wear Number)" adı verilen bir parametre tespit edildi [61]. Şekil 2.14'te verilen plastik şekil değiştirme (shakedown diagram) diyagramı sürünme kuvvetlerini içermediği için anlamlı bir hasar parametresinin türetilmesinde yetersiz kalır. Aşınma Numarası (AN) parametresi bu eksikliği gidermek için türetilmiştir. Bununla birlikte plastik şekil değiştirme diyagramı yorulma kaynaklı, sünme tipli periyodik şekil değişmeleri (ratcheting) gösterir. Burstow'un yaptığı araştırma sonucunda, AN'nin teğetsel kuvvetler ile sürünme terimlerinin çarpımı sonucu ortaya çıktığı anlaşılmıştır (Denklem 2.13).

$$Aşınma\ Numarası = AN = f_x\zeta_x + f_y\zeta_y \tag{2.13}$$

Hasar parametresi olarak da bilinen AN'nin ray üzerinde yapılacak ölçümlerle tespit edilmesi oldukça zordur. Bunun yerine daha pratik bir çalışma olan ve tekerlek-ray temasının iyi modellendiği dinamik simülasyonlar kullanılır.

2004 yılında Burstow [62] ve sonrasında 2009 yılında Iwnicki [63] tarafından yapılan çalışmalarla AN'yi temel alan bir hasar fonksiyonu tanımlanmıştır. Bu fonksiyona göre;

- Eğer 0<AN<15 N ise, yüzeyde çatlak başlangıcı için yetersiz bir enerjinin bulunduğu ve dolayısıyla bir hasar ya da aşınmanın ortaya çıkmayacağı öngörülür,
- Eğer 15≤AN<65 N ise, çatlaklar için yeterli enerji yüzeyde oluşur ve YTY başlangıçları görülebilir,
- Eğer 65≤AN<175 N ise, yüzeyde aşınmayı tetikleyecek bir enerjinin birikmiş olduğu anlaşılır. AN değerinin bu aralıkta ortaya çıkması ile yüzeyde hem aşınma hem de çatlaklar rekabet içinde ortaya çıkma eğilimi gösterirler.
- Eğer 175 N≤AN ise, rayda görülen baskın hasar yalnızca aşınma olacaktır ve artık yüzey çatlakları vb. YTY hasarlarına rastlanmayacaktır.

2.3.3. Yuvarlanma Temas Yorulması (YTY) ve Nedenleri

Tekerlek-ray temas bölgesinde oluşabilecek yüksek kesme gerilmeleri ray malzemesi için izin verilen sınırları aştığında hem ray mantarı köşesinde hem de yuvarlanma yüzeyinde aşınma, kabuklanma ve çatlaklar meydana getirebilir.

Aşağıdaki faktörler yüksek kesme gerilmelerinin sebepleri arasında sayılırlar:

- Dinamik tekerlek yükleri. Yol geometrisi, boji karakteristiği, tekerlek ve raydaki düşey düzensizlikler, dever bu yükleri artırıcı yönde etki edebilir.
- Tekerlek ve ray profil karakteristikleri. Temas bölgesindeki tekerlek ve ray eğrilik yarıçapları dinamik yükleri etkileyebilir.
- Tekerleklerin yuvarlanma çapları. Daha küçük çaplar daha yüksek gerilmelere neden olur. Bu nedenle tekerlekler aşındıkça temas bölgesinde oluşturdukları kesme gerilmeleri de artacaktır.
- Çekiş/sürünme kuvvetleri. Bu kuvvetler yanal (y) ve boylamsal (x) yönünde ortaya çıkarken düşey eksen (z) etrafında da sürünme momenti oluşur. Dinamik sürünme etkileri temas bölgesi geometrisi ile birlikte temas bölgesine etki eden normal kuvvete bağlı olarak değişirler. Bu konu ilerleyen bölümlerde daha detaylı ele alınacaktır.

Ray kusurunun yüzeysel aşıma mı yoksa yüzeyin hemen altında bir kabuklanma şeklinde mi başlayacağını etkileyen en önemli faktör çekiş katsayısının (μ - çekiş katsayısı) (yani teğetsel kuvvetlerin normal kuvvetlere oranı, T/N) sonuç olarak ortaya çıkan kesme gerilmeleri üzerindeki etkileridir. Düşük T/N değerlerinde

(yaklaşık 0,2'ye kadar) maksimum kesme gerilmelerinin, genel olarak bombeleşmenin geliştiği bölgeye karşılık gelen ray-temas yüzeyinin bir miktar altında ortaya çıktığı görülmektedir. Bu durum tam olarak şu anlama gelmektedir: Aks yükleri arttıkça temas bölgesinde oluşan normal kuvvet (N) artacaktır ve buna bağlı olarak T/N değeri düşecektir, böylece yüzey altı çatlak başlangıçları da artacaktır. Bu da "yüzey soyulması (shelling)" denen yüzey altı kabuklaşmayı ve buna bağlı olan ray soyulmalarını ortaya çıkaracaktır.

Diğer taraftan, görece daha keskin kurplarda veya görece daha sığ deverlere sahip büyük yarıçaplı kurplarda ve düz yolda "hunting" fenomeninin ortaya çıkması ya da tekerlek ve ray arasındaki atak açısının artması gibi araç dinamik etkileri nedeniyle teğetsel kuvvetlerinde görülen artış sonucu T/N değerinin yükselmesi ile ray yüzeyine daha yakın bölgelerde maksimum kesme gerilmeleri ortaya çıkar. Bunun sonucu olarak da ray yüzeyinde aşınma ve kırıklar meydana gelir.

Ayrıca, literatürde "yüzey çatlağı (checking)" ve "yüzey soyulması (shelling)" diye adlandırılan ve yüzeysel ve yüzey altı çatlaklar anlamına gelen ray hasarlarının oluşumunda etkili ana unsurun ray malzemesinin plastik deformasyonu nedeniyle oluşan sertleşme (pekleşme) olduğu da ileri sürülmektedir. Pekleşmiş katmandaki plastik olarak şekil değiştirmiş olan malzeme yüksek bası art gerilmeleri barındırır. Bu tür gerilmeler, yorulma çatlaklarının büyümesini engeller ve böylece ray mantarındaki yüzeysel çatlakların büyümesini de önlemiş olur. Diğer taraftan, daha derin kabuk çatlakları pekleşmiş katman içinde penetre olarak enine düzlemde büyümeye devam edebilir, böylece ray bükülmesi, termal gerilmeler, imalat kaynaklı artık gerilmeler ve diğer gerilmelerin etkisi altında enine kusurlara dönüşebilir.

Benzer nedenlerden ötürü ray yüzeyi çatlak aşınmalarının (checking) ray mantarının içine doğru ilerlemesi ve bazen ray hasarlarına yol açması düşük aks yüklerine rağmen ortaya çıkabilir. Aks yüklerinin dışında, demiryolu araç dinamiğinden raya etkiye büyük sürünme kuvvetleri ve hunting fenomeni gibi dinamik unsurlar bu tip ray hasarlarının baskın sebepleri olacaktır. Bu tip etkiler zamanla ray mantarının içinde pekleşmeye de sebebiyet verebilir ve bu da ray mantarının içinde kabuklaşma çatlaklarına (shelling) sebebiyet verecektir.

Tüm bunların yanında, tekerlek-ray temasının zayıf olması durumunda (aşırı kesme gerilmelerine neden olur) yeni ve yüksek mukavemetli raylar yüzey çatlaklarının büyümesine daha duyarlı olabilir. Çünkü yeni ve yüksek mukavemetli raylar plastik akmaya daha dirençli olacağı için ray içerisinde sertleşmeye (pekleşme) ve derinde bir artık bası gerilim tabakasının oluşmasına neden olurlar.

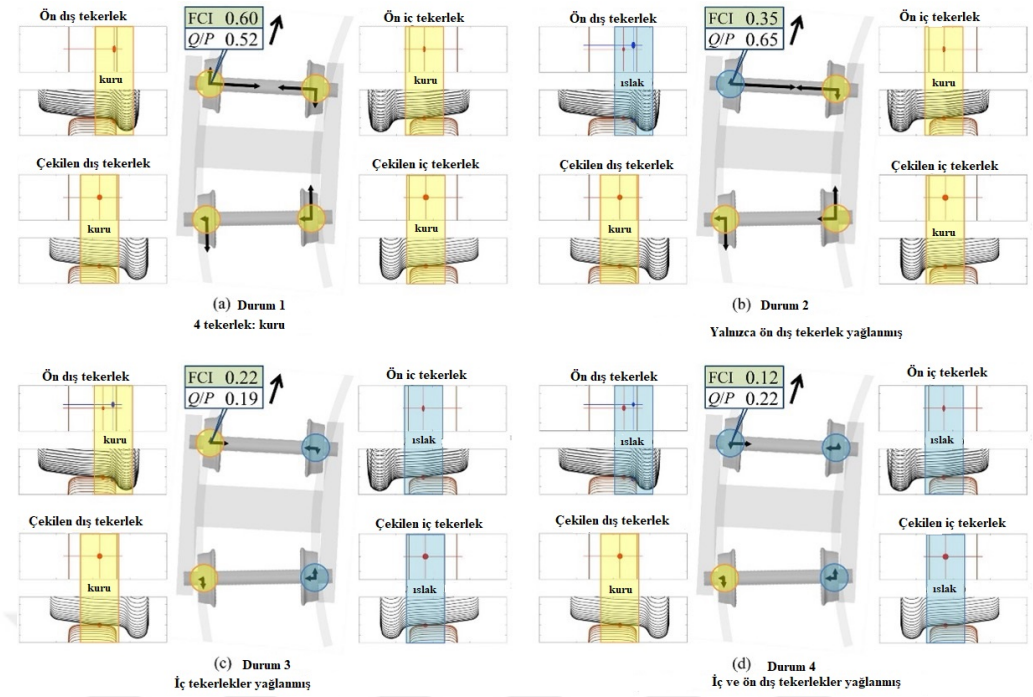
Çatlakların baş gösterdiği ray yüzeyinin su ya da gres yağı ile kontamine olması, çatlak içerisinde oluşacak hidrolik basınçlar (kama etkisi) sebebiyle yüzey çatlaklarının büyümesini ve derinleşmesini ivmelendirebilir.

Ray yüzey çatlak (checking) hasarlarının gelişiminin ray aşınmasını azaltan ve aşağıda sıralanan bir dizi faktör tarafından daha da kötüleştirilebileceğini (azdırılabileceğini) ve sonuç olarak aşınmayı azaltmaktan ziyade yorulma çatlaklarının büyümesine hizmet edeceğini özellikle belirtmek gerekir:

- Kurp eğriliğinin (1/R) azaltılması,
- Çok etkili yağlama,
- Daha yüksek sertlikli (mukavemetli) ray kullanımı,
- Aşınmayı azaltma amacıyla tasarlanmış tekerlek ve ray profilleri.

Sonuç olarak, raylarda aşınmanın hiç olmamasından ziyade bir miktar kontrollü şekilde meydana gelmesi tercih edilir. Bu şekilde daha büyük ray hasarlarının meydana gerilmesinin önüne geçilmiş olunur.

Ayrıca raylarda oluşacak aşınmayı ve diğer ray hasarlarını azaltmak için dış ray yerine iç rayın yağlanması daha etkili bir sonuç ortaya çıkaracaktır [64]. Şekil 2.15'te yağlama durumlarının karşılaştırılması sonucu oluşan aşınma etkileri sayısal olarak ortaya konmuştur.



Şekil 2. 15 Yağlama çeşitlerinin tekerlek tırmanması ve aşınmaya etkisi [64]

Şekil 2.15'e göre dış raylar yerine yalnızca iç ray-tekerlek ilişkisinin yağlanması ile flanş tırmanma değerleri (FCI) ve yanal yük (Q) etkileri ciddi anlamda düşmektedir. Daha önce bahsedildiği gibi enine oluşan ray kusurları, ray eğilmesi, termal ve artık gerilmelerin birleşik etkileri sonucunda ortaya çıkar. Buna rağmen, neden yalnızca bazı yüzey altı çatlakların (shelling) enine bir düzlemde ilerleme gösterdiği ve enine kusurlar oluşturduğu hala kesin olarak ortaya konmamıştır.

YTY kusurları iki ana nedenden dolayı önem arz eder:

- Özellikle enine kusurlar zamanında tespit edilmezlerse önemli ray arızalarına neden olabilir.
- YTY kusurları rutin bakım sırasında ultrasonik sinyalleri maskeleyebilir. Ultrasonik muayene sırasında bu tip yüzeysel çatlaklar ray mantarının alt yüzeyinde bulunabilecek daha derin ve büyük kusurların tespitini önleyebilir.

Ray mantarı köşesinde ve yuvarlanma yüzeyinde oluşan çatlaklar gibi YTY kusurları kapsamlı bir taşlama işlemi ile ortadan kaldırılabilir.

2.4 Aşınma Hesaplamaları

Aşınma teorileri, malzeme yüzeylerinde meydana gelen madde kaybı ve deformasyon süreçlerini anlamak ve tahmin etmek için geliştirilmiş bilimsel modellerdir. Mühendislik ve malzeme biliminde önemli bir yere sahip olan bu teoriler, çeşitli çalışma koşullarında malzemelerin performansını optimize etmeyi sağlar. İlk olarak J.F. Archard tarafından 1953 yılında geliştirilen adezif aşınma teorisi, aşınma hacminin normal kuvvet, kayma mesafesi ve malzeme sertliği ile ilişkili olduğunu ortaya koyar [39]. Bu teoriyi takiben, Rabinowicz, Greenwood-Williamson, Bowden-Tabor gibi diğer teoriler ve Krause-Poll gibi modeller, aşınma mekanizmalarını daha ayrıntılı açıklamak için geliştirilmiştir. Her biri, malzeme çiftlerinin ve çalışma koşullarının özgül özelliklerini dikkate alarak yüzeyde meydana gelen aşınma miktarını ve türünü belirlemeyi hedefler. Bu teoriler, mühendislik uygulamalarında aşınma problemlerini anlamak, önlemek ve yönetmek için vazgeçilmez araçlar olarak kabul edilir. Aşınma hesabından önce aşınma mekanizmalarına hâkim olmak ve incelenen senaryoda aşınma mekanizmasını belirlemek gerekir.

2.4.1. Aşınma Mekanizmaları

1950'lerde aşınma mekanizmaları adezyon, abrazyon, korozyon, yüzey yorulması ve küçük kategoriler olarak sınıflandırılmıştır. Bilimsel araştırmaların artışı ile bu kategoriler daha detaylandırılmış olsa da bu sınıflandırma terimleri hala kullanılabilmektedir. Ancak daha kapsamlı bir sınıflandırma grubu daha uygun olacaktır.

Genel olarak aşınma davranışı sekiz farklı mekanizma ile sınıflandırılabilir. Bunlar; adezyon, tek-çevrim deformasyon, tekrarlı-çevrim deformasyon, oksidasyon (korozyon, kimyasal), termal, tribofilm, atomik, abrazyon. Aşınma davranışı bu mekanizmalardan biri veya birkaç tanesinin kombinasyonu olacak şekilde anlaşılabilir. Bir farklı detay sınıflandırma da farklı hareket tipleri için yapılabilir. Kayma hareketi halindeki aşınma için adezyon mekanizması incelenirken yuvarlanma için tekrarlı-çevrim deformasyon, çarpma (impact) hareketi için tek-çevrim veya tekrarlı-çevrim mekanizmaları incelenebilir.

Yapışma (Adezyon) aşınma mekanizması temel olarak iki yüzey teması halinde yerel bölgelerin birbirine yapışmasını anlatır. Bu iki yüzey hareketi halinde bir yüzey diğer yüzeydeki malzemeyi çekerek aşınmayı meydana getirir [65].

2.4.2. Archard Aşınma Teorisi

1953 yılında Archard, pürüzlü yüzeylerin temasını analiz ettiği ve yapışmayla aşınma (adezyon) yasasını formüle ettiği "Düz Yüzeylerin Teması ve Sürtünmesi" başlıklı mütevazı bir makale yayınladı [39]. Bu yasa, aşınan malzemenin hacminin V'nin, normal kuvvet F ve kayma mesafesi s ile orantılı, malzemenin sertliği ile ters orantılı olduğunu belirtir. Bu yasa, malzemenin içinde veya ara yüzeyde malzemelerin "yapışmasını" veya ayrılma işini karakterize eden herhangi bir özelliği içermez.

Archard tarafından ortaya atılan bu teori, aşınma olaylarını tahmin etmek ve anlamak için geniş bir kabul görmüştür. Archard aşınma teorisi üç ana prensibe dayanır:

- Aşınma Hacmi ve Kuvvet: Aşınan malzeme hacmi (V), yüzeyler arasındaki normal kuvvet (F) ile doğru orantılıdır.
- Aşınma Hacmi ve Kayma Mesafesi: Aşınan malzeme hacmi (V), yüzeyler arasındaki kayma mesafesi (s) ile doğru orantılıdır.
- Aşınma Hacmi ve Sertlik: Aşınan malzeme hacmi (V), malzemenin sertliği (H) ile ters orantılıdır.

Matematiksel ifadesi Denklem 2.14'te verildiği gibidir. Denklemde yer alan parametreler:

$$V = K\frac{N\,d}{H} \tag{2.14}$$

- V: Aşınma hacmi (aşınan malzeme miktarı)
- K: Aşınma katsayısı (malzemeye özgü bir katsayı)
- N: Normal kuvvet (yüzeyler arasındaki normal kuvvet)
- d: Kayma mesafesi (yüzeyler arasındaki kayma mesafesi)
- H: Malzemenin sertliği (daha yumuşak olan malzemenin sertliği)

2.4.2.1. K Katsayısı

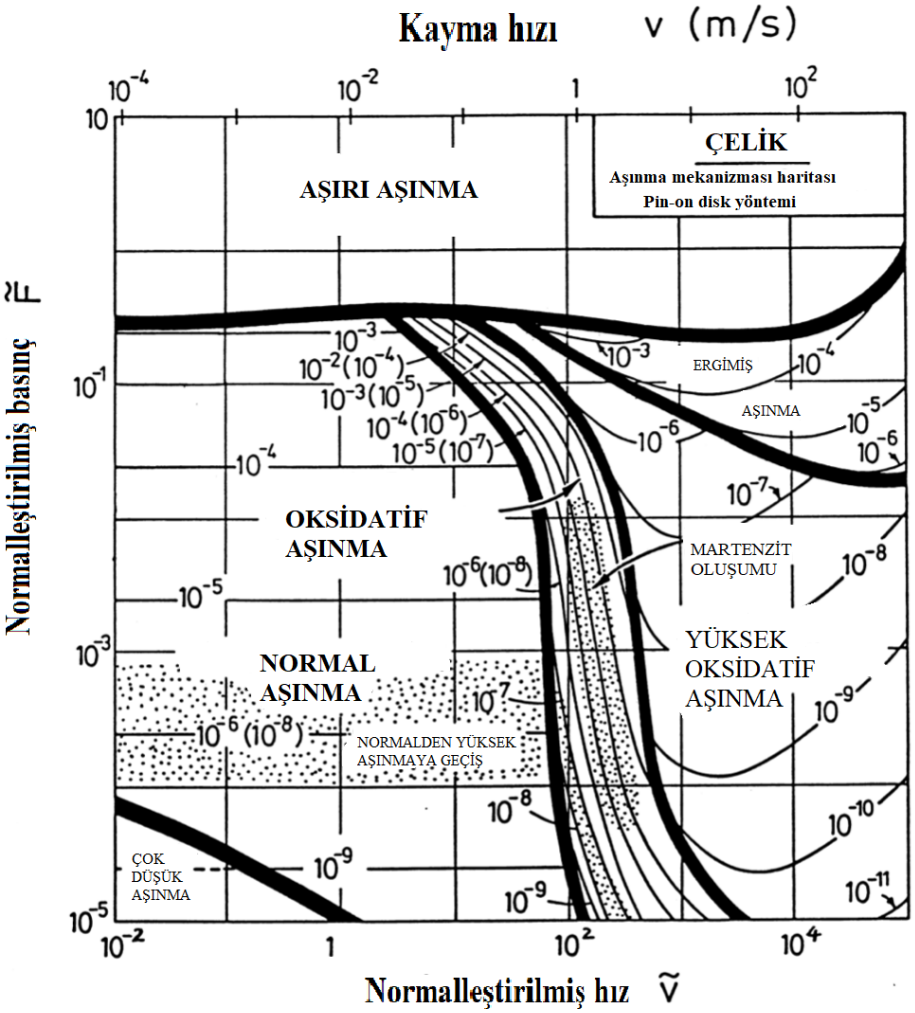
Aşınma katsayısı K, malzemeye özgü bir parametredir ve genellikle deneysel olarak belirlenir. Bu katsayı, malzeme çiftine, yüzeyin pürüzlülüğüne, ortam koşullarına ve diğer faktörlere bağlı olarak değişir. Archard katsayısı, aşınma oranının tahmin edilmesinde önemli bir rol oynar ve malzeme kombinasyonlarının

karşılaştırılmasında kullanılır [65]. Tablo 2.2'de adezyon aşınması görülen durumlarda malzeme türüne göre yaklaşık k katsayıları gösterilmiştir.

Tablo 2. 2 Malzeme türüne göre K katsayıları [65]

Kombinasyon	**K**
Aynı iki metal arası temas	
Kuru	**2.10^{-4} – 0.2**
Yağlanmış	**9.10^{-7} – 9.10^{-4}**
Farklı iki metal arası temas	
Kuru	**6.10^{-4} – 2.10^{-3}**
Yağlanmış	**9.10^{-8} – 3.10^{-4}**
Plastik-metal arasında	
Kuru	**3.10^{-7} – 8.10^{-5}**
Yağlanmış	**1.10^{-6} – 5.10^{-6}**

Aşınma katsayısı kayma durumuna ve normalize edilmiş temas alanı basıncına göre de seçilebilir. Şekil 2.16'da kayma hızları ve normalize edilmiş basınç değerlerine göre aşınma mekanizmaları ve buna karşılık gelen K değerleri için bir aşınma haritası verilmiştir.



Şekil 2. 16 Metaller için aşınma mekanizması haritası [66]

2.4.3. Greenwood- Williamson Aşınma Teorisi

Greenwood- Williamson modeli, temasın aşınma ve sürtünme üzerindeki etkilerini ve pürüzlü yüzeyler arasındaki elastik teması araştırmak için kullanılan bir modeldir. Bu model, aşağıdaki temel prensiplere dayanır:

- Elastik Temas Alanı: İki pürüzlü yüzey arasındaki temas alanı, genellikle Hertz temas teorisi temel alınarak hesaplanır. Hertz teorisi, iki silindir veya küre gibi şekillerin elastik deformasyonunu inceler ve temas altındaki gerçek temas alanını tahmin eder.
- Temas Basıncı: Temas yüzeylerindeki temas basıncı da hesaplanır. Bu basınç, yüzeyler arasındaki elastik deformasyon ve gerçek temas alanıyla ilişkilidir.

- Elastik Deformasyon Enerjisi: Model, temas yüzeylerindeki elastik deformasyon enerjisini ve bu enerjinin aşınma sürecine olan etkisini matematiksel olarak ifade eder.

Greenwood-Williamson modeli, pürüzlü yüzeyler arasındaki elastik teması ve sürtünmeyi anlamak için; yüzeylerin pürüzlülüğü, elastik davranışı ve temas altındaki basınç dağılımı gibi unsurları matematiksel olarak hesaba katar. Triboloji (sürtünme, aşınma ve yağlama) alanında çalışan mühendisler, bu matematiksel ifadeleri kullanarak spesifik uygulamalarda aşınma miktarını tahmin edebilirler [67].

2.4.4. Bolton ve Clayton Aşınma Teorisi

Bolton ve Clayton'un teorisi, özellikle endüstriyel sürtünme ve aşınma problemlerini analiz etmek ve malzeme seçimi ile sürtünme yüzeylerinin tasarımını optimize etmek için kullanılır. Matematiksel olarak, teorinin spesifik denklemleri ve modelleri literatürde detaylı olarak sunulmaktadır ve bu modeller, malzeme mühendisleri ve triboloji uzmanları tarafından çeşitli uygulamalarda kullanılmaktadır.

- Yüzey Pürüzlülüğü ve Deformasyon: Teori, temas yüzeylerinin pürüzlülüğünün ve malzeme deformasyonunun aşınma süreçlerini nasıl etkilediğini inceler. Pürüzlü yüzeyler, temas altında elastik ve plastik deformasyonlara neden olabilir, bu da aşınma miktarını etkiler.
- Sürtünme ve Kayma: Aşınma sürecinde sürtünme ve kayma önemli rol oynar. Bolton ve Clayton, sürtünme katsayıları ve temas yüzeylerindeki kayma miktarını hesaplamak için matematiksel modeller geliştirmişlerdir.
- Aşınma Hacmi ve Aşınma Oranı: Teori, aşınma hacminin ve aşınma oranının, temas yüzeylerindeki normal kuvvet, kayma mesafesi ve malzeme özellikleriyle ilişkili olduğunu belirtir. Bu parametreler, aşınma miktarını tahmin etmek için temel oluşturur

Bu aşınma teorileri hesabı için üç tip aşınma olduğu söylenebilir:

- Tip-I Aşınma: Düşük temas gerilmeleri altında meydana gelen aşınma, genellikle büyük ve ince yassı taneli metal ve oksit bileşikleriyle belirginleşir. Bu aşınma tipi, sürtünme katsayısının sınır değerlerine ulaşıldıktan sonra başlar ve bu sınır değer, temas gerilimi ile yuvarlanma mesafesinin çarpımıyla ilişkilidir. Aşınma mekanizması, bağımsız olarak çalışır.
- Tip-II Aşınma: Orta şiddetteki temas gerilmeleri altında oluşan aşınma, genellikle ince, düzensiz yapıda ve sıkıştırılmış yapıya sahip metallerle karakterizedir. Bu aşınma ürünleri, Tip-I aşınmasında görülenlere kıyasla daha küçük ve daha düzensiz yapıdadır.
- Tip-III Aşınma: Yüksek temas gerilmeleri altında meydana gelen aşınma, genellikle daha pürüzlü bir yüzeye sahiptir; yüzey, pullukla işlenmiş veya yırtılmış gibi görünür, yüzeydeki partiküllerin dağılımı bunu gösterir. Aşınma partikülleri düzensiz morfolojiye sahiptir ve bazıları gözle dahi kolayca seçilebilir. Aşınma hızları, diğer iki durumdan çok daha yüksektir.

Bolton ve Clayton Tip-II aşınma modu için aşınma oranı, WR (Wear Rate)'nin, yuvarlanma mesafesi başına düşen temas alanında ortaya çıkan ağırlık kaybı ile orantılı olduğunu göstermiştir. WR, temas alanındaki teğet kuvvetine (T), sürünme miktarına ve temas alanına (A) bağlıdır (Denklem 2.15) [68].

$$WR = \frac{T_{Sx}}{A} \tag{2.15}$$

Burada, T_{Sx} terimi, sürünme sırasında açığa çıkan enerji miktarını ifade etmektedir. Genel olarak, ray üzerinde yuvarlanan tekerleklerin gerçek koşullarında meydana gelen aşınma, boyuna, yanal ve çevrimsel sürünmelerin her biriyle ilişkili enerji miktarıyla ilgilidir (Denklem 2.16). Denklemdeki M3 çevrimsel momenti ifade eder.

$$WR = T_{1Sx} + \ T_{2Sy} + M_3\,\omega_z \tag{2.16}$$

Tekerlekler ve raylar arasında oluşan aşınmalar genellikle triboloji alanında incelenir ve çeşitli faktörler tarafından etkilenir. Bu tür uygulamalarda yukarıda bahsedilen teoriler uygulanabilir. Hangi teorinin veya modelin tercih edileceği, spesifik uygulama koşullarına, malzeme özelliklerine ve çalışma parametrelerine bağlı olarak değişebilir. Tekerlek-ray aşınması gibi karmaşık sistemlerde genellikle

deneysel verilerle desteklenmiş modeller ve teoriler kullanılarak aşınma miktarı tahmin edilir ve önlenmeye çalışılır.

2.4.5. Krause- Poll Aşınma Teorisi

Krause- Poll teorisi, aşınma olaylarını termal etkiler ve mikro yapı değişiklikleri bağlamında ele alır. Bu teori, temas yüzeylerindeki malzeme değişimlerini ve deformasyon süreçlerini termal etkilerle birlikte inceler. Aşağıda Krause- Poll teorisinin önemli ifadeleri bulunmaktadır:

- Termal Etkiler: Krause- Poll teorisi, temas yüzeylerindeki aşınmanın büyük ölçüde termal etkilerden etkilendiğini öne sürer. Yüksek sıcaklık, malzemelerin yumuşamasına ve akışkan hale gelmesine neden olur, bu da aşınmayı hızlandırır.
- Mikro Yapı Değişiklikleri: Teori, malzemelerin mikro yapısındaki değişikliklerin aşınmayı nasıl etkilediğini inceler. Yüksek sıcaklık ve yük altında çalışan malzemeler, mikro yapı değişiklikleri ve faz dönüşümleri yaşayabilir, bu da aşınma direncini etkiler.
- Yüzey Deformasyonu: Krause- Poll teorisi, temas yüzeylerindeki plastik deformasyon süreçlerini analiz eder. Bu deformasyonlar, yüzeydeki malzemenin akışını ve aşınma süreçlerini etkiler.

Özet olarak Krause- Poll teorisi, aşınmayı termal etkiler ve mikro yapı değişikliklerini ele alan bir teoridir. Yüksek sıcaklık altında çalışan malzemelerde aşınma süreçlerini anlamak için geliştirilmiştir. Bu teori, özellikle termal etkiler ve malzeme özelliklerinin aşınma üzerindeki etkilerini inceleyen karmaşık matematiksel modeller içerir. Krause- Poll teorisi, jet motorları, gaz türbinleri ve içten yanmalı motorlar gibi yüksek sıcaklık ve yük uygulamalarında yaygın olarak kullanılır [69].

Raylı sistemlerde en çok görülen termal aşınma türü termal yorgunluktur. Isı değişimleri nedeniyle malzeme yüzeyinde mikro çatlaklar oluşur. Bu hasar tipi temas yüzeylerinde yorulma adı altında incelenir. Krause- Poll yöntemi bu çalışmanın araştıracağı ve çalışacağı parametreler ile örtüşmediğinden bu çalışmada kullanılmayacaktır.

Bu çalışmada, hesaplama yönteminde işleme katılacak parametreler tekerlek- ray kontağında açığa çıkan kuvvetler olduğundan ve aşınma teorisinin temelini oluşturduğu için Archard aşınma teorisi kullanılacaktır.

3
ARCHARD AŞINMA TEORİSİ İLE TEKERLEK AŞINMASI HESABI

3.1 Archard Aşınma Teorisi

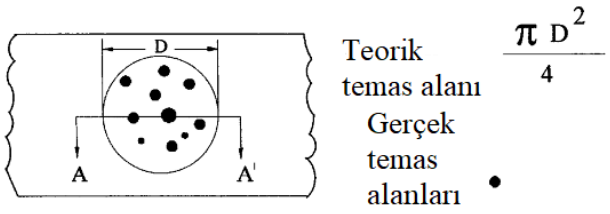
Archard aşınma modelinde adezyon aşınma mekanizmasının temel alındığından bahsedilmişti. Adezyon yani yapışma durumunda oluşan malzeme kaybı; kayma miktarına, temas yüklerine, temas eden yumuşak malzeme sertliğine ve K aşınma katsayısına bağlıdır. Archard aşınma teorisi Denklem 2.11'de gösterilmiştir[39].

Adezyon aşınma türünde K katsayısı sabit olmalıdır. Adezyon aşınmada daha önce belirtildiği gibi kayma ve tutunma söz konusudur. İdeal bir yuvarlanma durumunda K katsayısı sıfırdır. Aşınma genelde aynı tür malzemeler arasında daha fazladır. Malzeme yüzey enerjisi düşükse K katsayısı da düşük kalır [65].

Adezyon aşınma tipini anlayabilmek için öncelikle iki yüzey arası temas teorisi tartışılmalıdır. Yüzeyler arası temas modeli; sık kullanılması, uygulanabilirliği ve ileride yapılacak simülasyonda simülasyon hızı için daha verimli olması nedeniyle HERTZ temas modeli olarak seçilmiştir.

3.2 Tekerlek- Ray Teması

Raylı sistemlerde, elastik temas koşulları için Hertzian temas teorisi temel alınabilir. Hertz temas modeli, temas alanındaki davranışı incelemek için kullanılması ile temas alanı büyüklüğünü hesaplamak için de kullanılır. Bu yaklaşımda yüzey pürüzsüz olarak ele alınır. Öte yandan gerçek yüzeyler pürüzlülük sergiler. Dolayısıyla gerçek temas alanı geleneksel yöntemlerin gösterdiğinden farklıdır.



Şekil 3. 1 Görünen ve gerçek temas alanı [65]

Gerçek temas alanı daha küçük ve daha dağınıktır. Teorik alan görüntüde (Şekil 3.1) tasvir edilmiştir. Yüzey pürüzlülüğü bu bağlamda önemli bir parametredir. Hertz temas modelinde pürüzsüz bir yüzey ele alındığı için gerçek ve teorik temas alanları birbirine eşittir. Bu iki yüzey arasında pürüzlülük arttıkça temas alanları arasındaki fark da artar. Bu farkı yalnızca pürüzlülük değil yüzeye gelen normal kuvvet ve yüzeylerin birbirine nüfusu da etkiler. Sonuç olarak gerçek temas yüzeyi teorik temas yüzeyinden her zaman daha küçüktür ve bu oran yaklaşık 10^{-4} civarındadır.

Bu teori iki gövdenin temasını aşağıdaki şartlarda ele alır:

- Cisimler elastik davranır (Hooke yasası)
- Küresel/ silindirik gövdelere göre temas alanı çok küçüktür
- Temas alanı eliptik bir alandır
- Temas yüzeyi düzdür

Bu teori ile temas alanı boyutu, temas basıncı ve iki cismin yakınsama miktarı hesaplanır.

Küre-küre teması düşünüldüğünde temas yarıçapı (a_0) Denklem 2.17'de gösterildiği gibidir. Burada; F normal kuvveti, R' efektif yarıçapı, E' efektif elastisite modülünü simgelemektedir [70].

$$a_0 = \left(\frac{3\,F\,R'}{4E'}\right)^{\frac{1}{3}} \tag{2.17}$$

Maksimum temas basıncı:

$$p_0 = \frac{3\,F}{2\,\pi a^2} \tag{2.18}$$

Yaklaşma miktarı:

$$\delta = \frac{a^2}{R'} \tag{2.19}$$

Raylı taşıtlarda tekerlek- ray teması biraz daha farklı olacaktır ve teorinin uyarlanması gereklidir. Tekerlek- ray teması küre- düzlem teması gibi düşünülebilir ve yine temas alanı eliptiktir. Burada eliptik temas eksenleri a ve b olacaktır. Temas alanı büyüklüğü ise π.a.b olacaktır. Burada; a boylamsal uzunluğu, b yanal uzunluğu, R_x ve tekerlek ve rayın eğrilik yarıçaplarını vermektedir (Denklem 2.20) [58].

$$a = \left(\frac{3\ F\ R_x}{4\ E'}\right)^{\frac{1}{3}}, \qquad b = \left(\frac{3\ F\ R_y}{4\ E'}\right)^{\frac{1}{3}} \tag{2.20}$$

Maksimum temas basıncı;

$$p_0 = \frac{3\ F}{2\pi ab} \tag{2.18}$$

Hertz temas teorisinin tekerlek-ray teması için küre- düzlem temas modeli, yukarıda verilen denklemler ile hesaplanır. Temas modeli yardımıyla aşınma analizi için düşey yükler elde edilir.

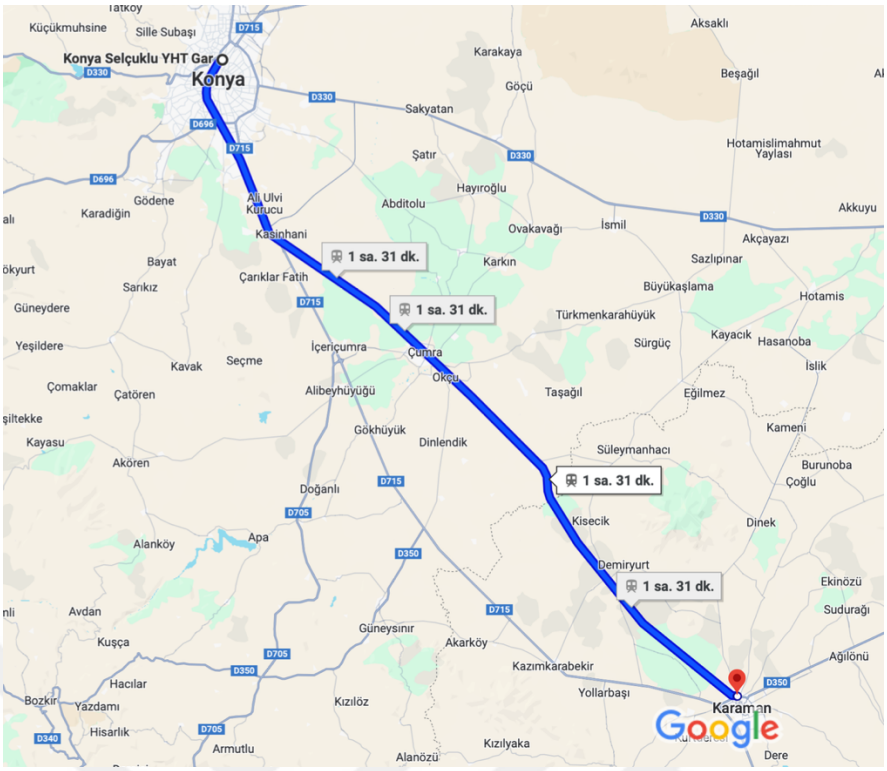
Bu çalışmada Simpack yazılımında temas alanı ve temas basıncı hesaplamaları için Hertzian temas modeli seçilmiştir.

4
ARAÇ VE HAT MODELİ

Çalışmanın bu bölümünde simülasyonlarda kullanılan araç ve yolun, TCDD'den alınan gerçek araç ve hat parametreleri ile Simpack MBS yazılımında modelleme detayları verilmiştir. Çalışma kapsamında TCDD Konya- Karaman hızlı tren hattı ve bu hatta hali hazırda seyahat eden örnek bir TCDD hızlı tren modeli ele alınmıştır (Şekil 4.1). Şekil 4.2'de Konya Karaman hızlı tren hattının Google Maps görüntüsü verilmiştir.



Şekil 4. 1 TCDD araç görüntüsü [71]



Şekil 4. 2 Konya Karaman hızlı tren hattının Google Maps Görüntüsü [72]

Araç hızı ve hızlanma koşulları, tekerlek-ray temasındaki aşınma miktarı üzerinde doğrudan bir etkiye sahiptir. Tekerlek, araç hızlandığında (pozitif hızlanma) çekiş gücü sonucunda ray üzerinde daha fazla sürtünme enerjisi üretir ve bu da tekerlek ile ray arasındaki kaymayı artırır. Sonuç olarak aşınma etkisi, özellikle kalkış sırasında artar. Buna benzer şekilde, araç yavaşladığında veya fren yaptığında (negatif hızlanma), frenleme kuvvetleri kayma yönünün değişmesine neden olur ve tekerlek-ray temasında diğer yönde yüksek sürtünme kuvvetleri oluşur. Archard aşınma modeline göre, kayma oranı her iki durumda da artar ve bu, kayma enerjisi ve temas basıncıyla birleştiğinde daha fazla malzeme kaybına neden olur. Gerçek çalışma durumlarını temsil etmek için çalışma; kalkış-hızlanma, seyir, frenleme ve yeniden ivmelenme bölümlerini içerir. Tekerlek aşınmasının dağılımı, bu dinamik ivme-zaman değişiminden güçlü bir şekilde etkilenir ve bu nedenle bakım planlaması için hayati bilgiler sunar.

4.1 Simpack Yazılımı

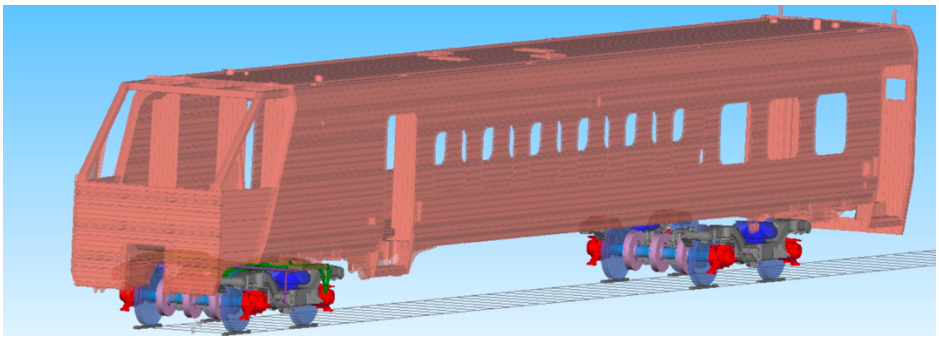
Simpack yazılımı, karmaşık doğrusal olmayan problemlerin çözümünde, esnek elemanların dinamik analizlerinde, temas problemlerinin çözümlenmesinde büyük

avantaj sağlamaktadır. Simpack yazılımı temel olarak, önişlemci, çözücü ve son işlemci çekirdek modüllerinden oluşur. Ön işlemci vasıtasıyla yazılımda üç boyutlu model oluşturulur, çözücü ön işlemcide oluşturulan modelin matematik modelini otomatik olarak çıkarır ve burada yapılması istenen analizler yapılarak sonuçlar son işlemciye gönderilir. Son işlemcide ise, analiz sonuçları animasyon şekline oynatılabilir ya da grafiksel olarak incelenebilir.

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

4.2 Araç Modeli

Simpack yazılımında, incelenecek bir hızlı tren aracının dinamik modeli Simpack yazılımında Şekil 4.3'te görüldüğü gibi kurulmuştur. Tez kapsamında tekerlek profili aşınması inceleneceği nedeniyle Simpack modeli yalnızca 1 vagon (car) için oluşturulmuştur. Simpack yazılımında kurulmuş olan dinamik model ana olarak 2 aynı boji, 4 tekerlek seti, birincil ve ikincil süspansiyonlar ve disk fren elemanlarından oluşur.



Şekil 4. 3 Simpack araç modeli

Araç topolojisi aracın dinamik bağlantılarını, yük aktarımlarını, serbestlik derecelerini vs, gösteren bir haritadır. Çalışmada ele alınan dinamik model, vagon ve boji topolojilerine göre oluşturulmuştur. Vagona ait parametreler, topolojide görünen her bir model elemanına ait kütleler aşağıda Tablo 4.1'de verilmiştir. Tabloda verilen "Araç Çalışma Düzenindeki Toplam Kütle" ifadesi, teknik donanımların çalışır durumda olduğunu, gerekli sıvı kütlelerinin doldurulduğunu

ve mürettebatın var olduğunu fakat yolcusuz halde olduğunu ifade eder. Bojiye ait geometrik parametreler, süspansiyonların rijitlik ve sönüm değerleri ise Tablo 4.2'de verilmiştir. Şekil 4.4'te ise tekerlek profili görünüşü ve Şekil 4.5'te tekerlek profili teknik çizimi verilmiştir.

Tablo 4. 1 Vagon kütle parametreleri

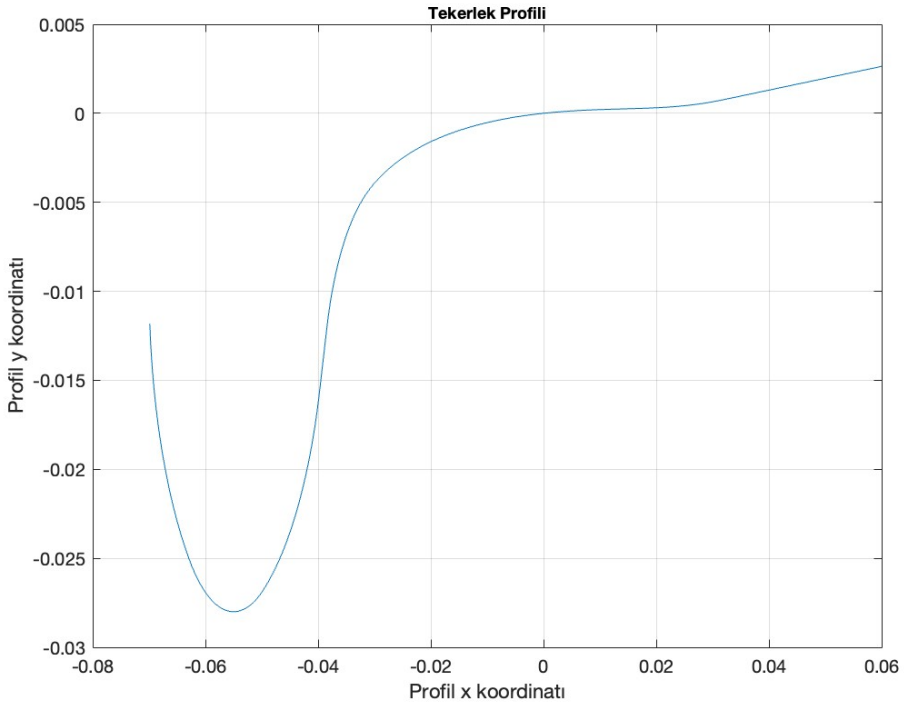
Tekerlek seti kütlesi (kg)	**1000**
Aks kutusu kütlesi (kg)	**160**
Disk fren kütlesi (kg)	**400**
Toplam taşıyıcı tekerlek seti kütlesi (kg)	**1720**
Boji iskeleti kütlesi (kg)	**2176**
Bolster kütlesi (kg)	**848**
Bağlantı elemanları kütlesi (kg) [Bir boji modeli için]	**230**
Vagon kütlesi (kg)	**39600**
Araç çalışma düzenindeki kütlesi (kg)	**53000**

Tablo 4. 2 Boji parametreleri

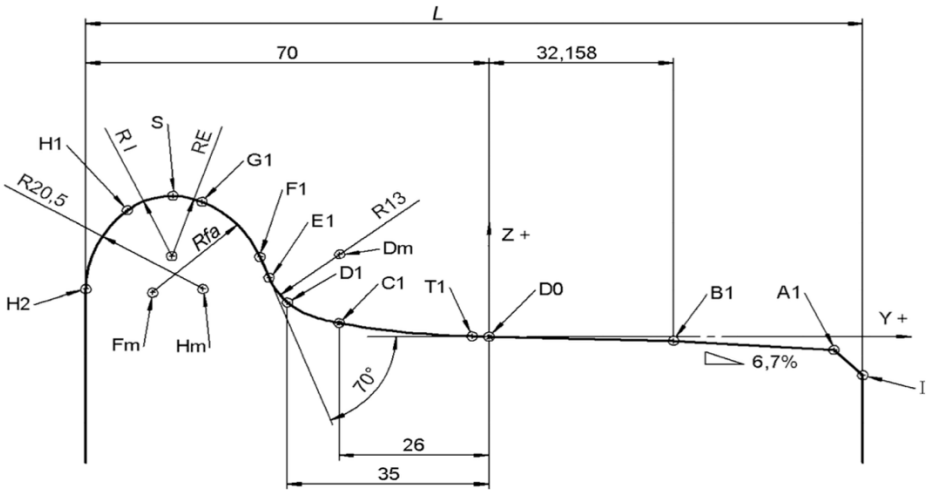
Boji tipi	**Motorsuz (taşıyıcı) boji**
Bojiler arası mesafe (m)	**17,375**
Tekerlek setleri arasındaki mesafe (m)	**2,5**
Nominal tekerlek çapı (m)	**0,92**

Tablo 4. 3 Boji parametreleri (devamı)

Tekerlek profili	**S1002**
Birincil süspansiyon düşey rijitlik (kN/m)	**871,755**
Aks boji arası burç bağlantısı doğrusal rijitlik (kN/m)	**24500**
Aks boji arası burç bağlantısı doğrusal sönüm oranı (kNs/m)	**24,5**
İkincil süspansiyon düşey rijitlik (kN/m)	**380**

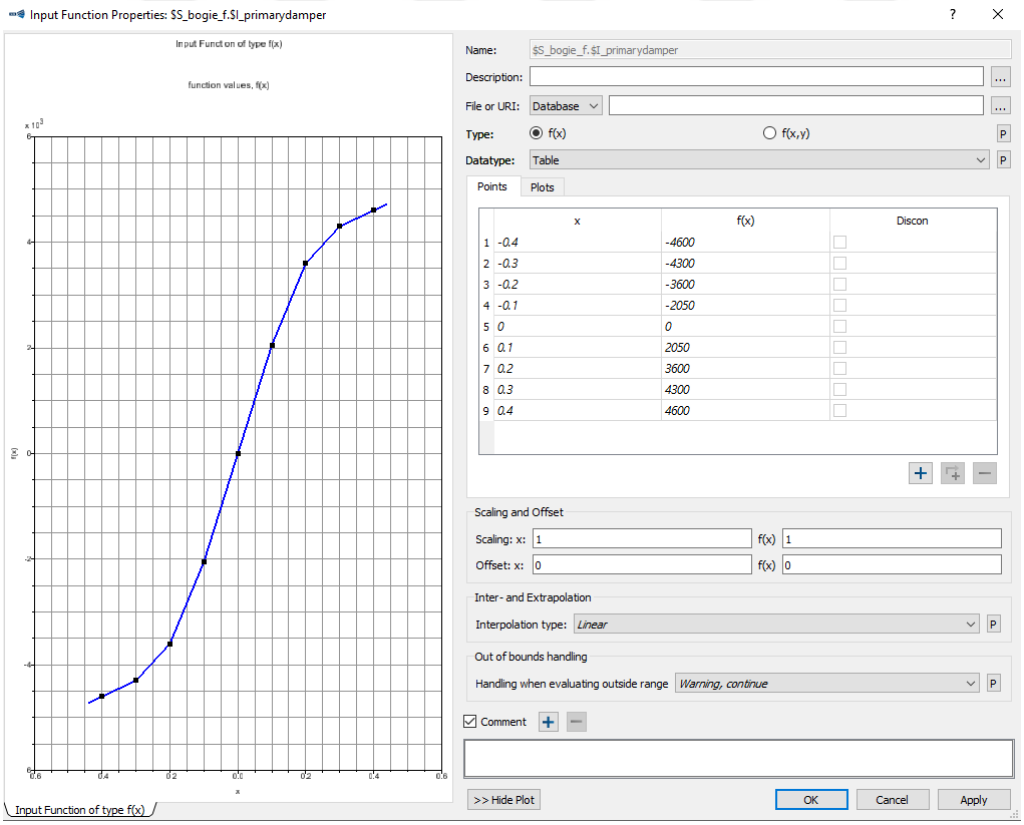


Şekil 4. 4 S1002 tekerlek profili

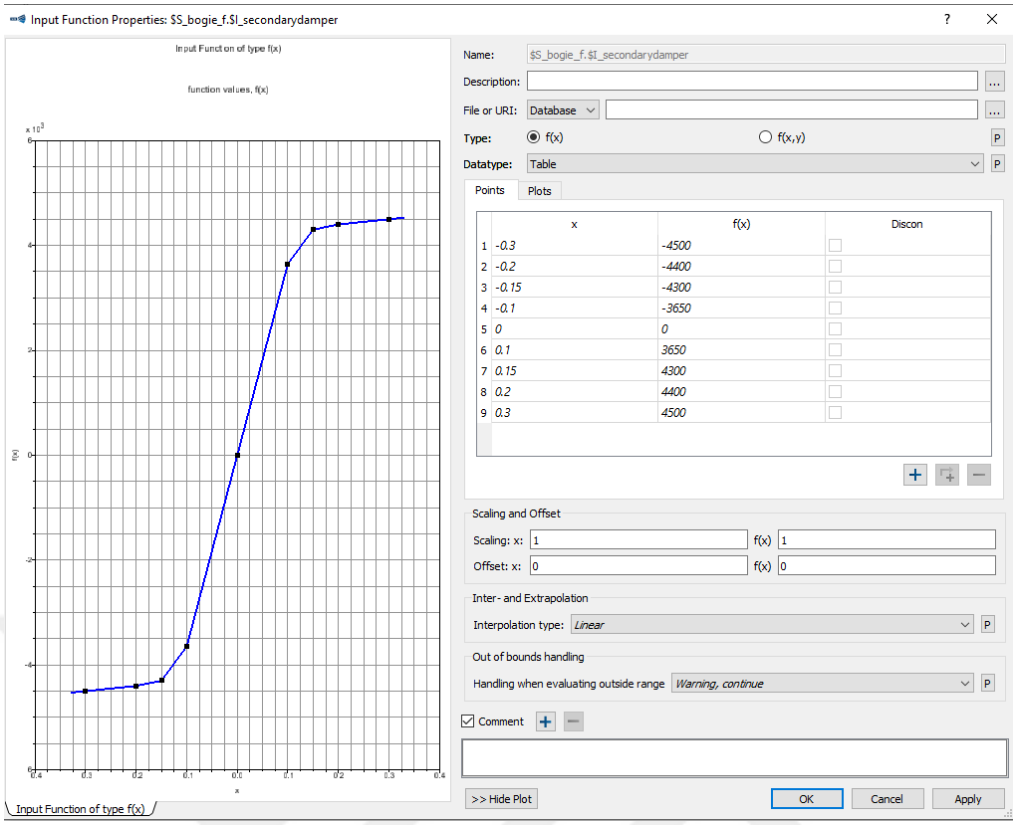


Şekil 4. 5 S1002 tekerlek profili teknik çizim [73]

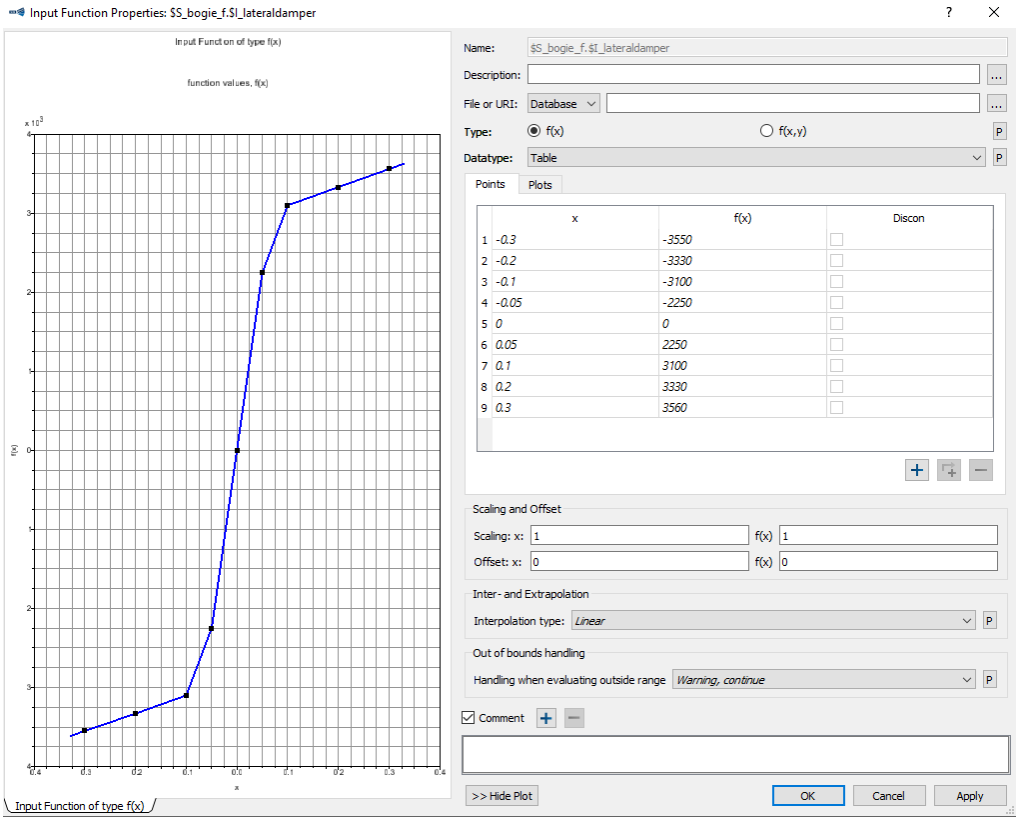
Araç modelinde bazı süspansiyon parametreleri fonksiyon olarak girilmiştir. Bu fonksiyonlar Simpack yazılımında "Input Function" olarak tanımlanmıştır. Aşağıda verilen Şekil 4.6, 4.7, 4.8, 4.9 'de sırasıyla; birincil süspansiyon düşey, ikincil süspansiyon düşey, ikincil süspansiyon yanal ve anti-yaw sönümleyici fonksiyonları gösterilmiştir.



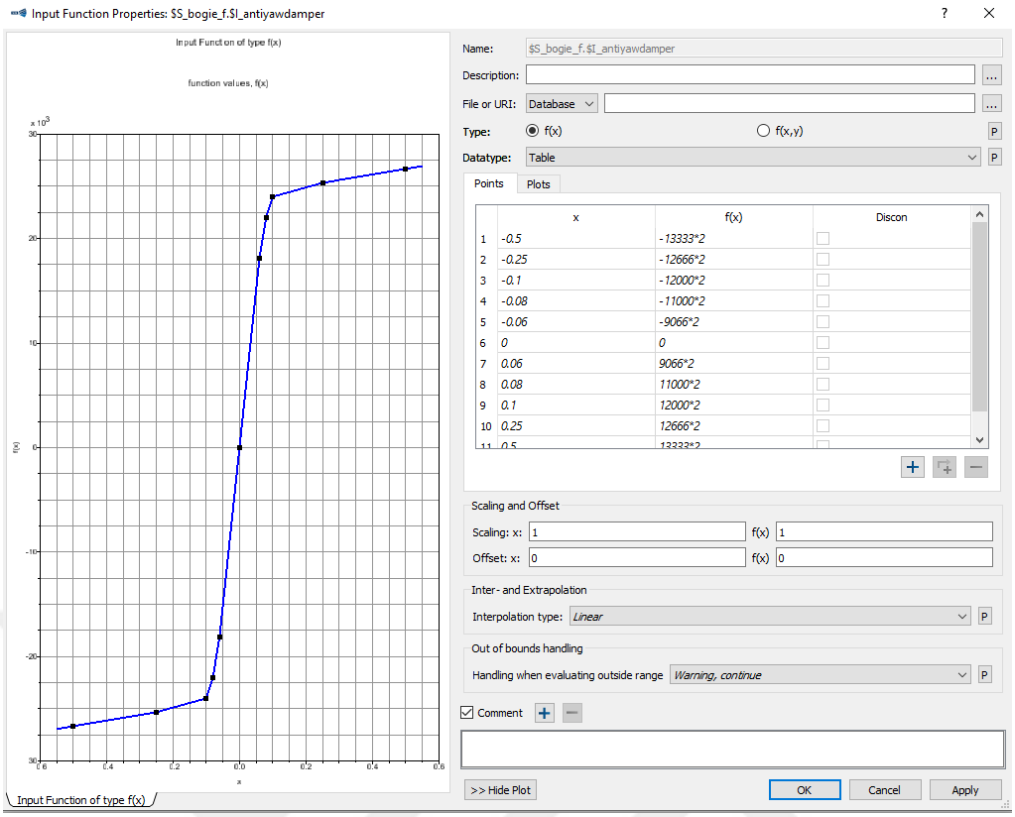
Şekil 4. 6 Birincil süspansiyon düşey doğrultuda sönüm fonksiyonu



Şekil 4. 7 İkincil süspansiyon düşey doğrultuda sönüm fonksiyonu



Şekil 4. 8 İkincil süspansiyon yanal doğrultuda sönüm fonksiyonu



Şekil 4. 9 İkincil süspansiyon anti-yaw sönüm fonksiyonu

Araç modeli oluşturulduktan sonra Simpack yazılımında bulunan "Özdeğer Hesaplayıcı" ile sistemin öz değerleri (doğal frekansları), modları, sönüm oranları ve aracın serbestlik derecesi hesaplanmış ve simüle edilmiştir. Araç derayman durumu ve düz yol dinamiği için önemli olan on titreşim modu ve doğal frekans değerleri Tablo 4.3'te verilmiştir. Araç 248 serbestlik dereceli olarak modellenmiştir.

Tablo 4. 4 Mod analizi sonuç tablosu

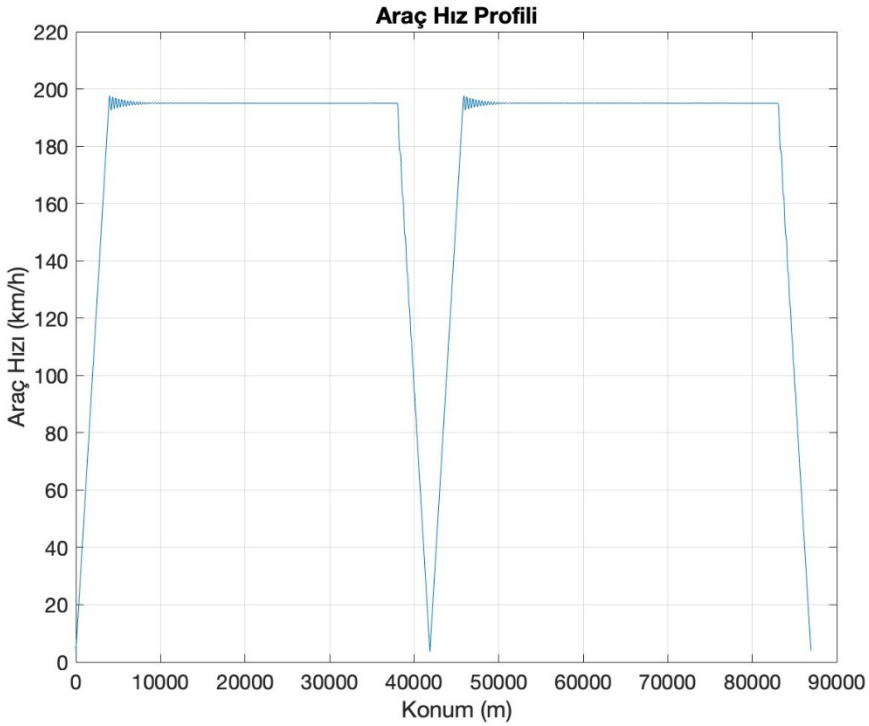
Mod Şekli	Sönümlü Doğal Frekans (Hz)	Sönüm Oranı	Sönümsüz Doğal Frekans (Hz)
Araç gövdesi rolling	**0,57**	**0,23**	**0,588**
Araç gövdesi yawing	**1**	**0,47**	**1,1365**

Araç gövdesi zıplama	**1,08**	**0,25**	**1,11**
Araç gövdesi kafa vurma pitching	**1,31**	**0,308**	**1,38**
Araç gövdesi ve bojiler yawing	**4,65**	**0,31**	**4,9**
Ön boji yawing	**8,55**	**0,17**	**8,68**
Arka boji yawing	**8,63**	**0,17**	**8,77**
Bojiler ileri geri, zıt yönde	**14,7**	**0,08**	**14,78**
Tekerlek setleri yawing	**23,9**	**0,065**	**23,9**

Tablo 4. 5 Mod analizi sonuç tablosu (devamı)

Bojiler kafa vurma pitching	**34**	**0,43**	**37,8**

Aşınma davranışında ivmelenmenin önemli bir etkisi olduğundan bahsedilmişti (Bkz. Syf. 40). Bu nedenle araç için bir hız profili tanımlanmıştır (Şekil 4.10). Gerçek hat koşuluna göre Konya ile Karaman durakları arasındaki Çumra durağında aracın durduğu ardından seyahate devam ettiği göz önüne alınmıştır. Simülasyon sürelerinin artmaması nedeniyle aracın durakta yalnızca anlık olarak durduğu ardından hemen hızlandığı kabul edilmiştir. Yazılıma değişken hız profilinin hız/konum grafiği olarak girilmesi nedeniyle hızın sıfır oluğu anlarda bir süreksizlik olduğu ve yazılımın türev alamadığı saptanmıştır. Bu nedenle, hız/konum grafiğinde durur halde araç hızı 1 km/h olarak girilmiştir.



Şekil 4. 10 Araç hız profili

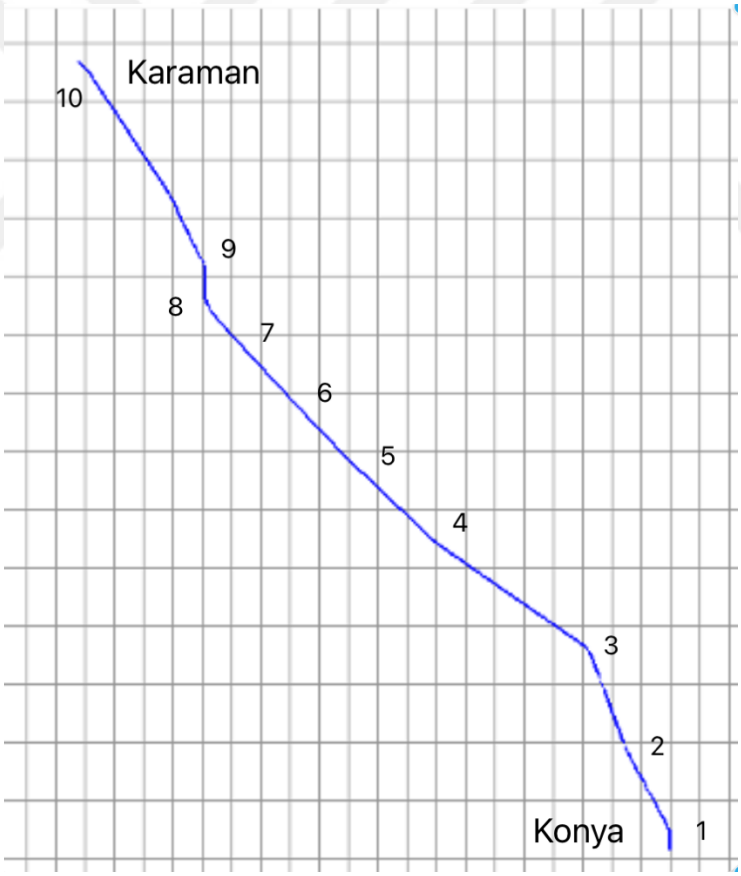
4.3 Hat ve Ray Modeli

Gerçek Konya- Karaman hızlı tren hattı, toplam 86937 m hat uzunluğu olacak şekilde aşağıda Tablo 4.4'te verilen ilgili kurplar da göz önüne alınarak modellenmiştir (Şekil 4.11).

Tablo 4. 6 Demiryolu hattında bulunan kurp bölgelerinin bilgilerini içeren tablo

Kurp numarası	Kurp Yarıçapı (m)	Dever Miktarı (m)
1	**1950**	**0,04**
2	**3500**	**0,055**
3	**2150**	**0**
4	**2400**	**0,09**

5	**8000**	**0,03**
6	**5500**	**0,045**
7	**8000**	**0,005**
8	**2900**	**0,075**
9	**3000**	**0,075**
10	**2150**	**0,09**

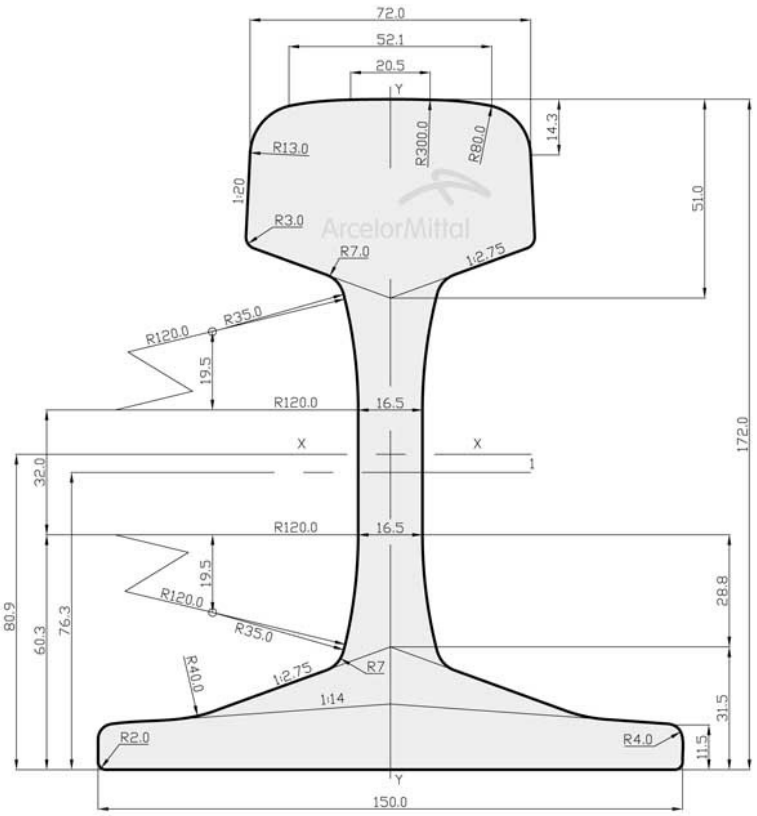


Şekil 4. 11 Konya- Karaman hızlı tren hattı ve hat üzerindeki kurp bölgeleri

Ray modeline ait bazı parametre ve ray profili bilgisi aşağıda Tablo 4.5'te verilmiştir. Ray profili görüntüsü Şekil 4.12'te verilmiştir.

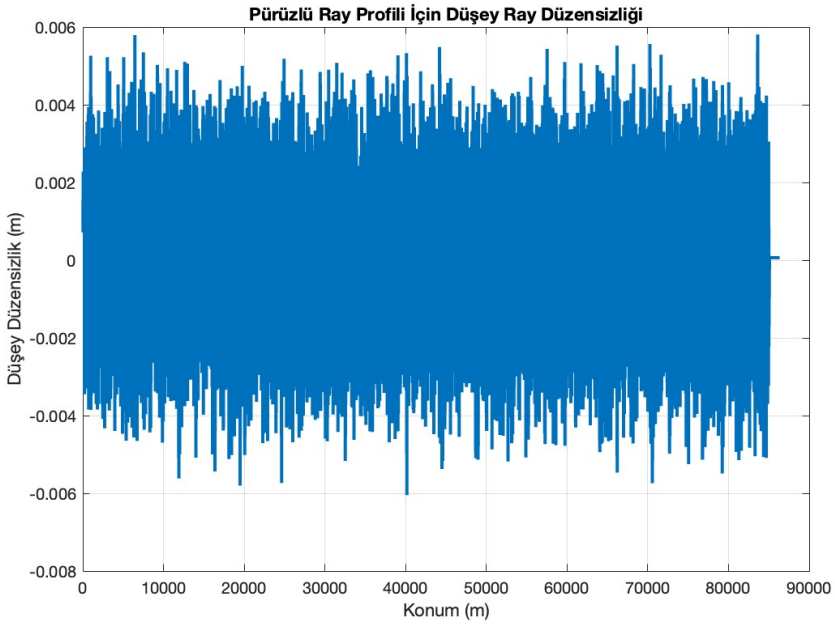
Tablo 4. 7 Ray parametreleri

Ray profili	UIC60
Ray eğimi (Rail cant)	1/40
Ray açıklığı (m)	1,435



Şekil 4. 12 UIC60 ray profili teknik resmi [74]

Tez kapsamında pürüzlü ve pürüzsüz raylarda aşınma karakteristikleri incelenecektir. Pürüzlü ray modelinde aşınmayı incelemek amacıyla Simpack yazılımında Avrupa Demiryolu Araştırma Enstitüsü (ERRI) tarafından uluslararası standartlara göre ray pürüzlülüğü modellenmiştir (Şekil 4.13). Pürüzlülük, düşey yönde ve yüksek derecede olacak şekilde standartlar kullanılarak tanımlanmıştır. Pürüzsüz ray modeli için herhangi bir ray pürüzlülüğü girilmemiş, rayın işletmeye açılmış hali kabul edilmiştir.



Şekil 4. 13 Pürüzlü ray profili için düşey ray düzensizliği miktarı

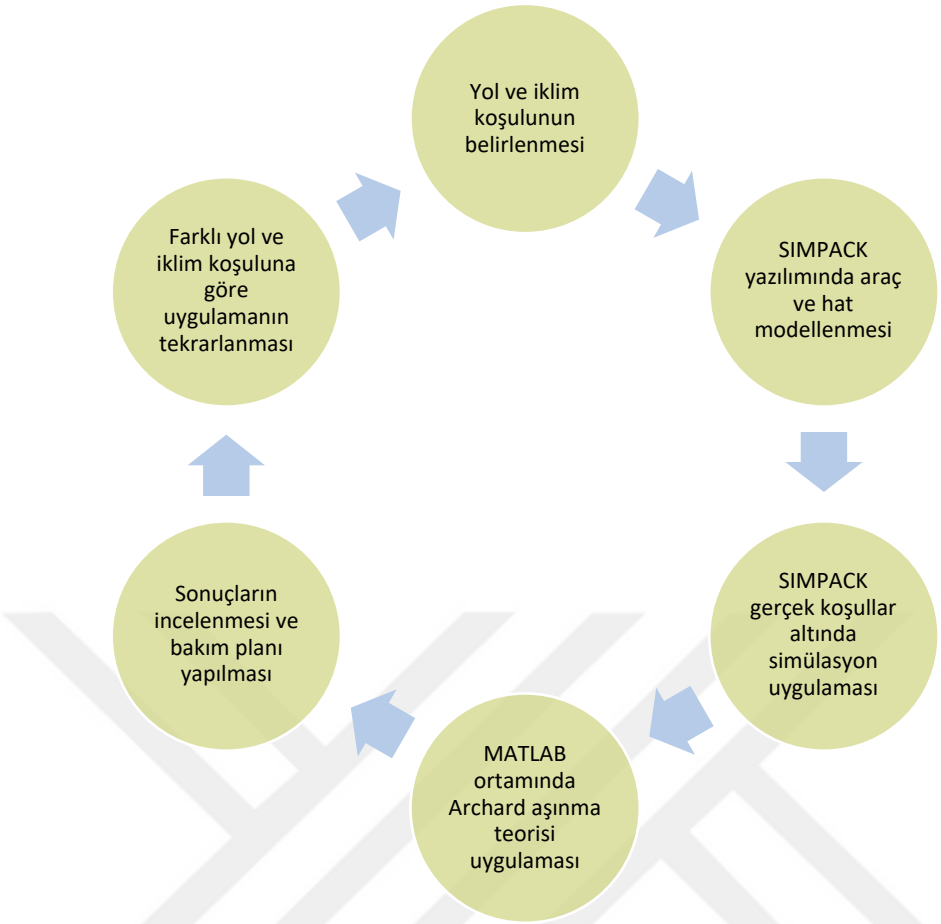
Simpack yazılımında pürüzlü ray modeli için ray pürüzlülüğünü ray profiline tanımlama basamakları şu şekildedir;

I. Uluslararası standartlara göre Güç Spektral Yoğunluğu (PSD) oluşturulur.
II. Oluşturulan PSD ele alınarak ile bir tahrik elemanı (Excitation) oluşturulur.
III. Modelde hat elemanı içerisine sağ ve sol ray için ray düzensizliği olarak bu tahrik verileri tanımlanır. Tahrik çeşidi için "Rail-related" yani "Raya bağlı tahrik" seçeneği seçilir.

Çalışmada incelenecek ıslak yol modeli için tekerlek- ray malzemesi arası sürtünme katsayısı 0.15, kuru yol modeli için ise 0.4 seçilmiştir [76].

5
SİMÜLASYONLAR VE AŞINMA ANALİZİ

Bu bölümde, farklı yol koşulları ve iklim şartları ile aşınma analizi incelenmesi prosedürü açıklanmıştır. Aşınma hesabı için, daha önce sunulan araç ve hat modelleri ile SIMPACK yazılımı yardımıyla tekerlek- ray temas dinamiği hesaplanmıştır. MATLAB yazılımında tekerlek profili aşınma haritası çıkarılmıştır. Bu uygulama, aşınma temas alanı normal kuvvetleri, temas yüzey alanı, kayma miktarları, temas koordinatları gibi toplanan veriler kullanılarak Archard aşınma teorisi ile yapılmıştır. Bu hesap süreci, farklı yol (ray) ve iklim koşulları için tekrarlanarak gerçek koşullar altında tekerlek profil aşınmasının değişimi ve buna bağlı olarak bakım planlamaları karşılaştırılmıştır. Sonuçlar, kritik olan en ön aksın sağ tekerleği için incelenmiştir. Aşağıda bu analizler serisinin prosedürünü gösteren bir akış diyagramı sunulmuştur (Şekil 5.1).



Şekil 5. 1 Simülasyon uygulaması akış diyagramı

5.1 SIMPACK Simülasyon Uygulaması

Farklı tekerlek- ray dinamikleri altında incelenecek aşınma davranışı için öncelikle gerekli koşullar altında bir dizi simülasyon yapılması gerekli görülmüştür. Bu simülasyonların amacı, aşınma hesabı için gerekli olan parametrelerin belirlenmesidir. Archard aşınma denklemi (Denklem 2.11) için öncelikle temas alanı basıncı ve kayma mesafesi hesaplanmalıdır.

Tekerlek- ray temas bölgesindeki temas alanı basıncı (P), normal temas kuvvetinin (F_N) aynı anda hesaplanan temas yüzey alanına (A) bölünmesiyle hesaplanmıştır. Temas yüzey alanı 3. bölümde bahsedilen HERTZIAN temas teorisi kullanılarak hesaplanmıştır.

Simpack yazılımının zaman integrasyonunda kayma mesafesini hesaplamadığından dolayı anlık kayma mesafesi değeri kayma hızından elde edilmiştir. Kayma hızı

grafiği, her bir örnekleme adımındaki kayma miktarını bulmak amacıyla, örnekleme frekansının (20 Hz) zaman adımı (1/20 s) ile çarpılmıştır.

Bu koşullar doğrultusunda Simpack yazılımında yapılmış olan zaman integrasyonu sonucu SIMPACK Post Processor yazılımından çekilen sonuç verileri aşağıda verilmiştir:

- Temas alanı normal kuvveti
- Temas yüzeyi maksimum basıncı
- Temas yüzey alanı
- Kayma hızı
- Temas noktaları koordinatları

Bu veriler kullanılarak hesaplanan ve aşınma hesabı için Matlab uygulamasında kullanılacak veriler ise aşağıda verilmiştir:

- Temas alanı basıncı
- Kayma miktarı
- Temas noktaları koordinatları

Yapılacak simülasyonların numaraları simülasyon koşullarına göre aşağıda Tablo 5.1'de verilmiştir.

Tablo 5. 1 Simülasyon koşullarına göre numaralandırma

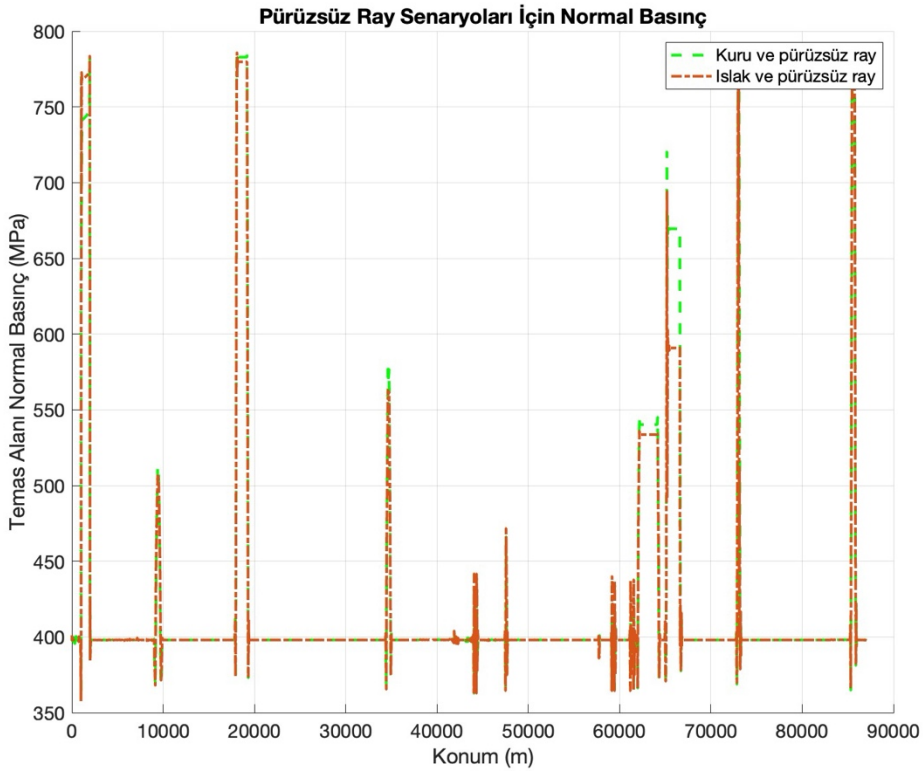
Ray ve İklim Koşulları	**Islak yol**	**Kuru yol**
Pürüzsüz ray	**1**	**2**
Pürüzlü ray	**3**	**4**

Yağışlı hava durumu temsili olarak Islak Yol, yağışsız hava durumu temsili olarak Kuru Yol isimleri verilmiştir.

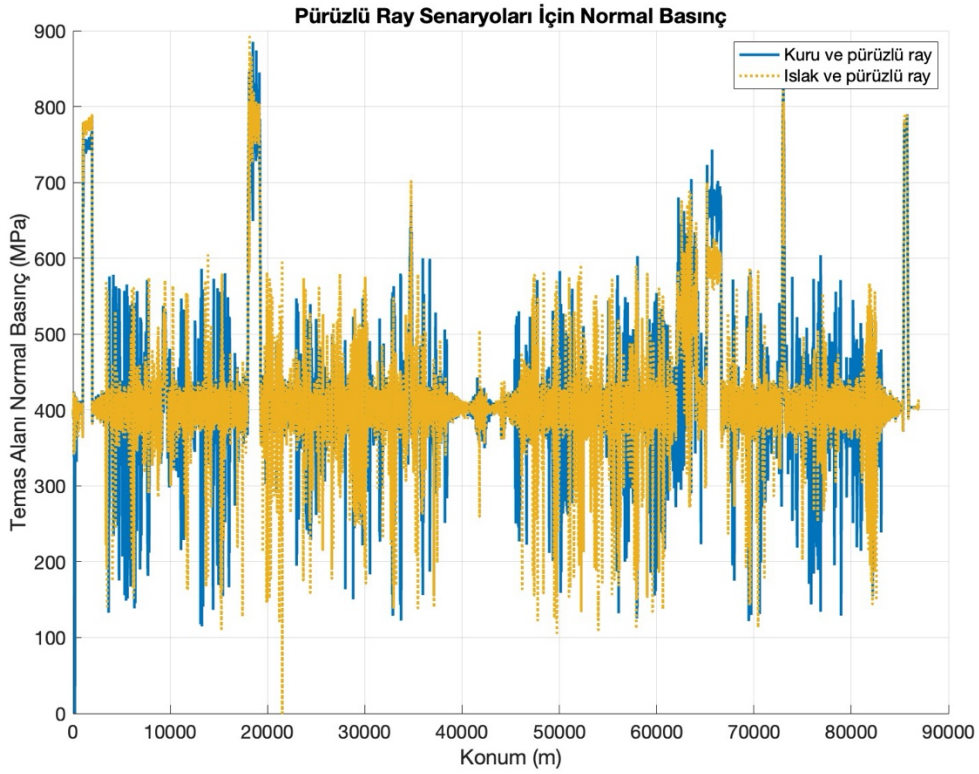
Simpack yazılımında analiz sonuçları için 20 Hz örnekleme frekansı alınmıştır.

5.1.1. Archard Aşınma Hesabında Kullanılacak Veriler

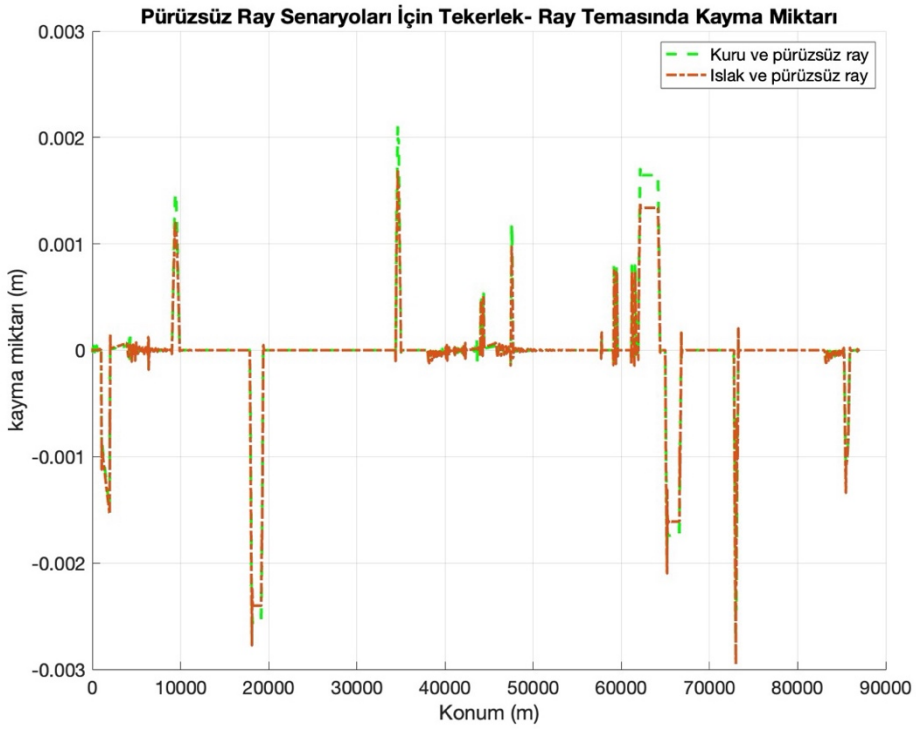
Aşağıda Matlab yazılımında yürütülecek olan Archard aşınma teorisi için gerekli olan ve Simpack Post Pocesor'dan alınmış olan parametre grafikleri gösterilmiştir (Şekil 5.2- 5.7).



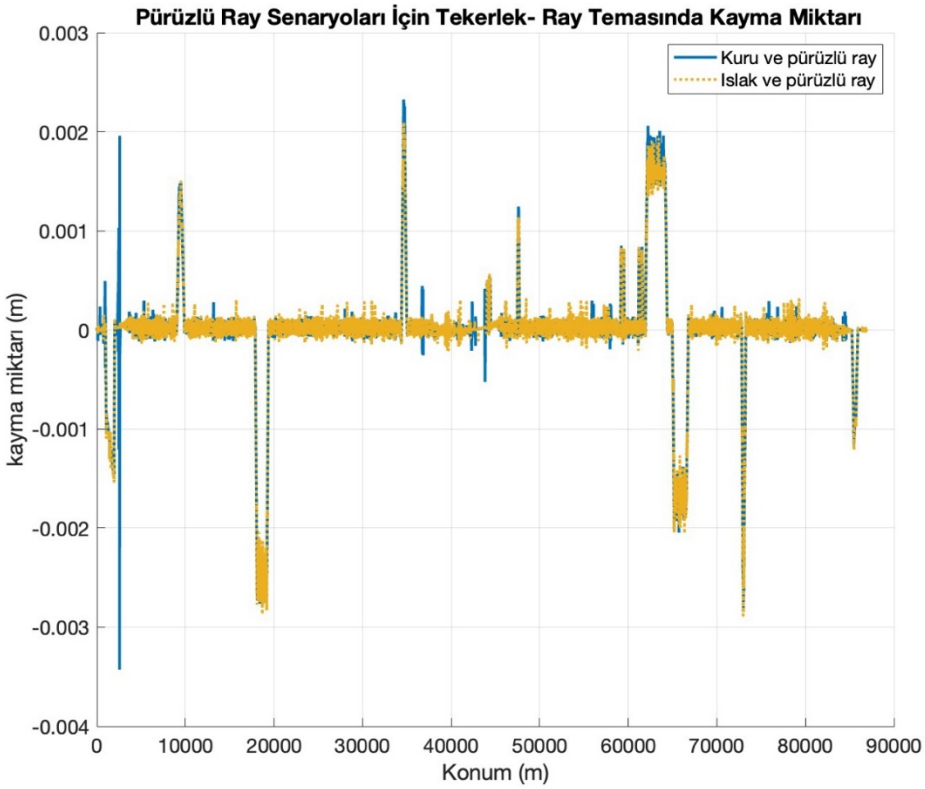
Şekil 5. 2 Senaryo No 1 ve 2 için temas alanı normal basınç değerleri



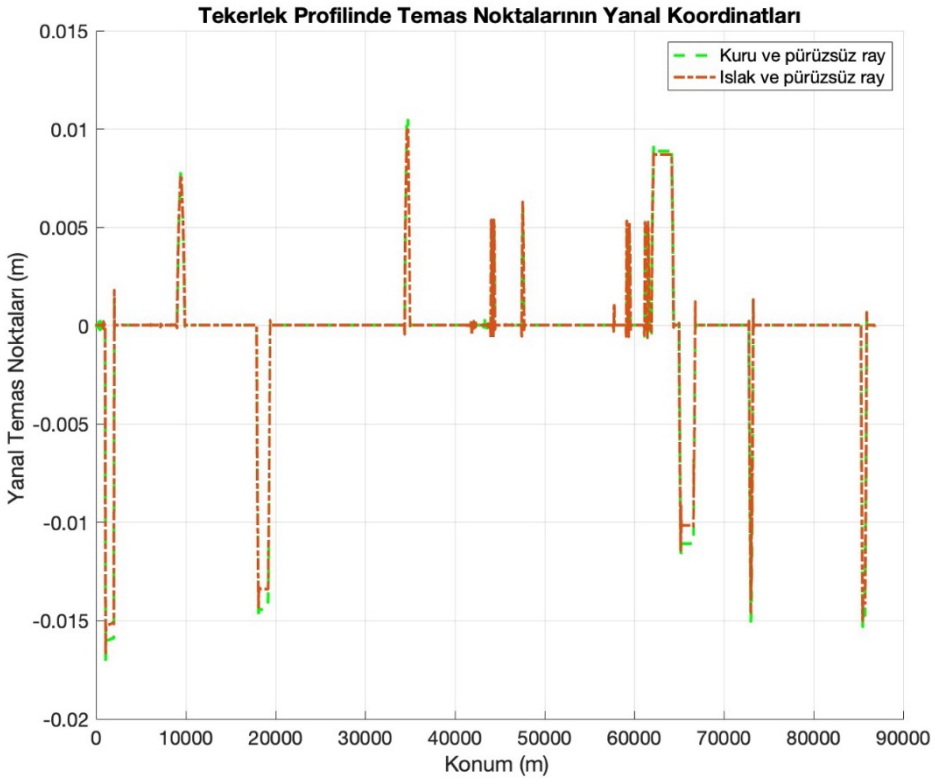
Şekil 5. 3 Senaryo No 3 ve 4 için temas alanı normal basınç değerleri



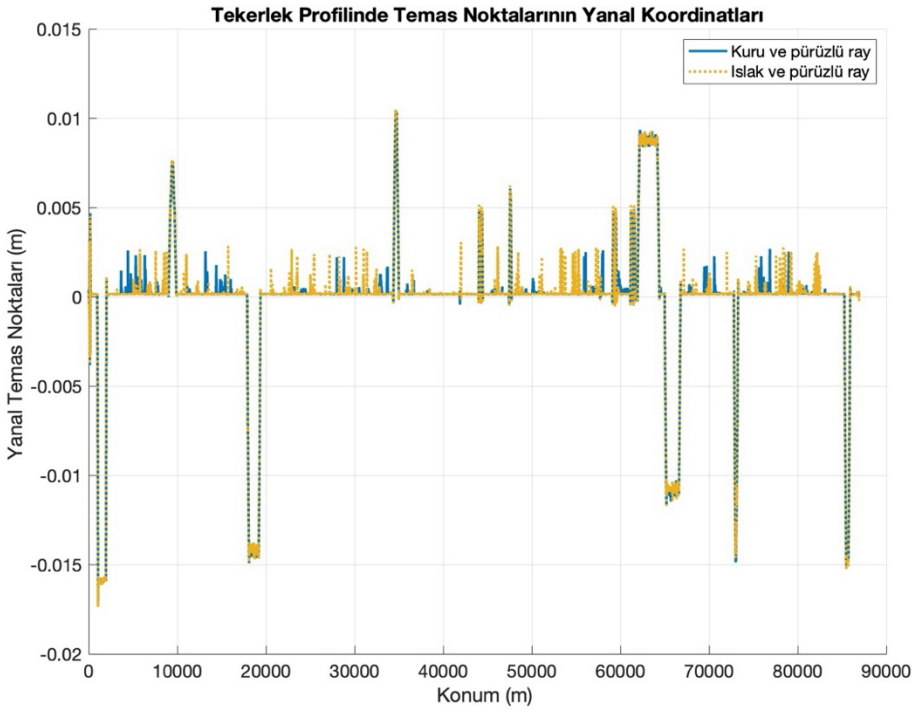
Şekil 5. 4 Senaryo No 1 ve 2 için kayma değerleri



Şekil 5. 5 Senaryo No 3 ve 4 için kayma değerleri



Şekil 5. 6 Senaryo No 1 ve 2 için tekerlek profilinde yanal temas noktaları



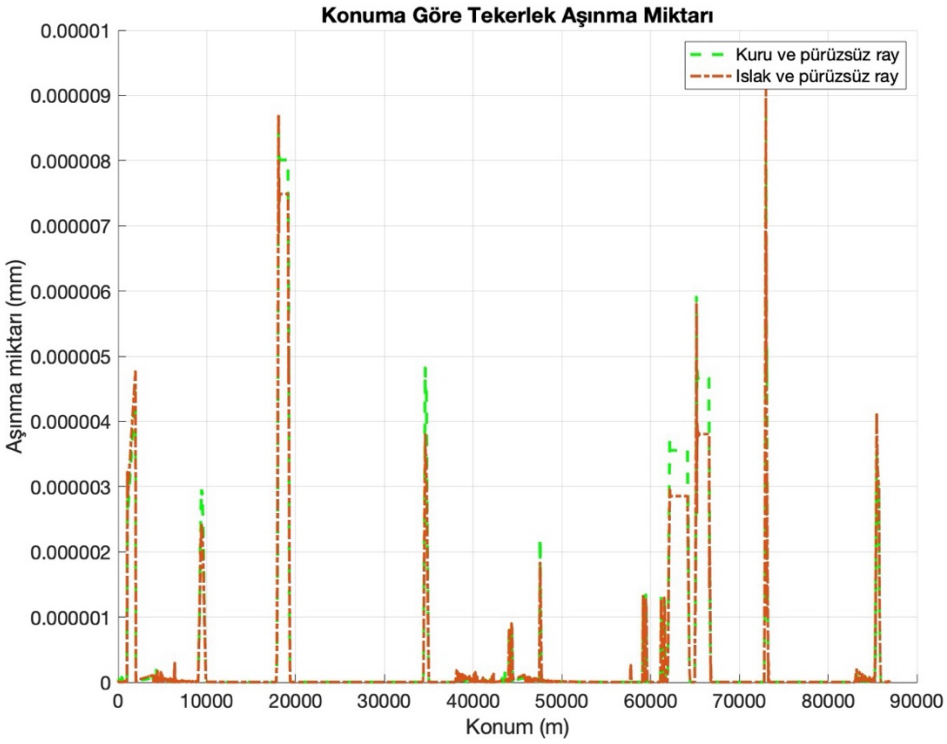
Şekil 5. 7 Senaryo No 3 ve 4 için tekerlek profilinde yanal temas noktaları

5.2 MATLAB Yazılımında Archard Aşınma Teorisi Uygulaması

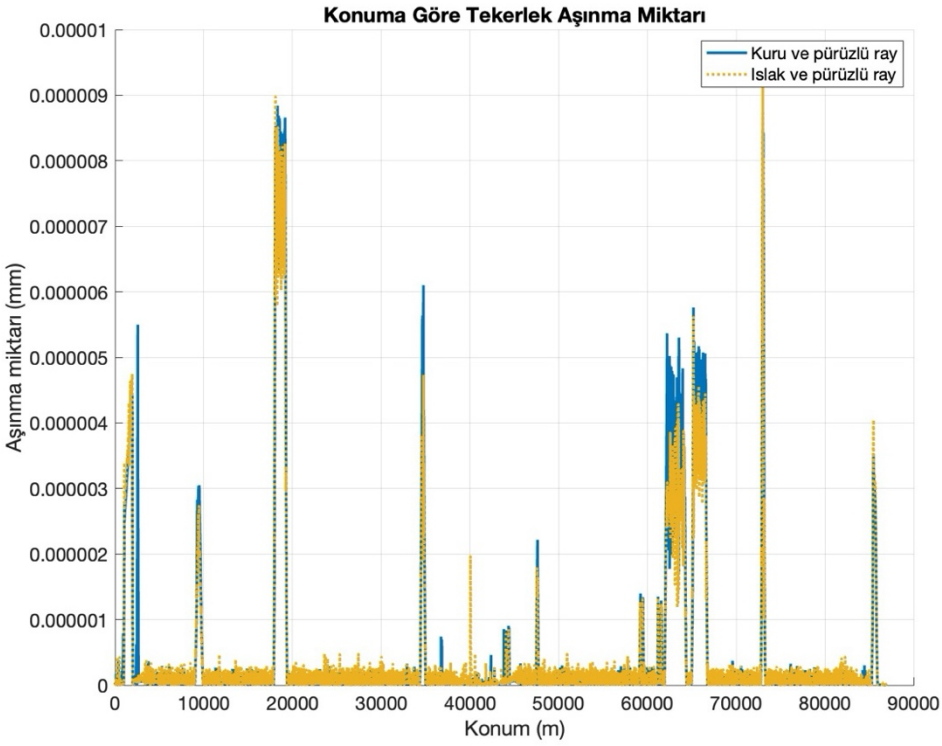
Bu bölümde SIMPACK simülasyonlarından kayma mesafesi ve temas alanı basıncı verileri kullanılarak MATLAB yazılımında Archard aşınma teorisi uygulaması gösterilmiştir. Demiryolu taşıtları için kabul görmüş standartlara göre, yüksek hızlı tren tekerleği işletme şartlarında ER8 malzemesi için Archard denkleminde Brinell sertliği H, 250-300 HB (~2,5 GPa) olarak belirlenmiştir [76].

Temas yüzeyi basıncı ve kayma hızı değerlerine göre, aşınmanın daha yoğunlukta adezyon kaynaklı olduğu, plastik deformasyonun düşük olduğu belirlenmiştir. Aşınmanın aynı iki metal arasında olduğu da göz önünde bulundurulduğunda K değeri, kuru raylar için $2*10^{-5}$ ve ıslak raylar için $2*10^{-6}$ olarak seçildi [65], [66].

Matlab yazılımında elde edilen ve seçilen parametreler ışığında, Konya'dan Karaman'a bir sefer için konuma göre aşınma miktarı Archard denklemi (Denklem 2.14) yardımıyla Şekil 5.8 ve 5.9'da görüldüğü şekilde hesaplandı.

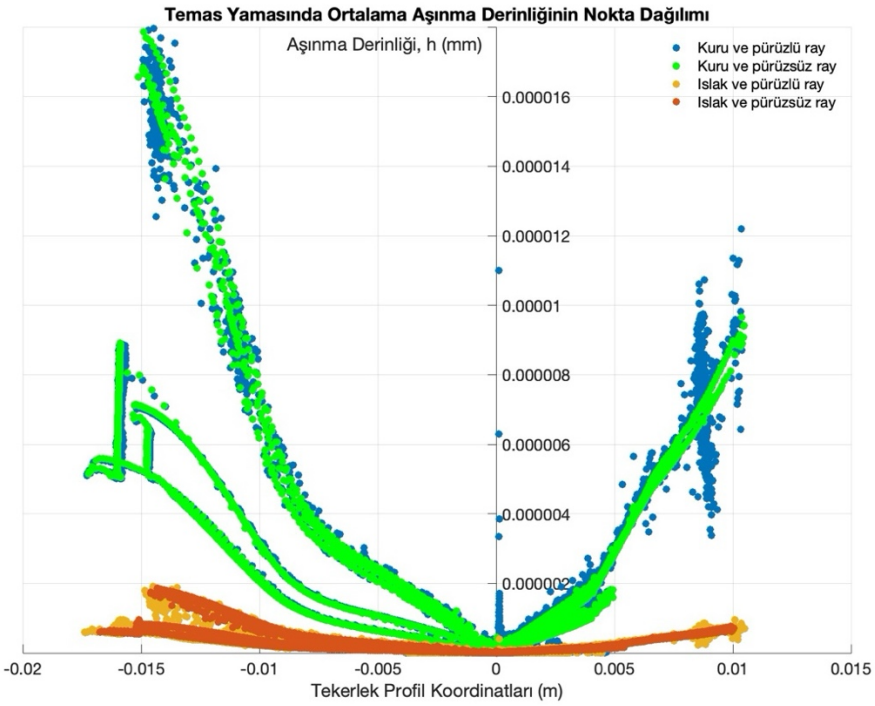


Şekil 5. 8 Senaryo No 1 ve 2 için konuma göre tekerlek aşınma derinliği



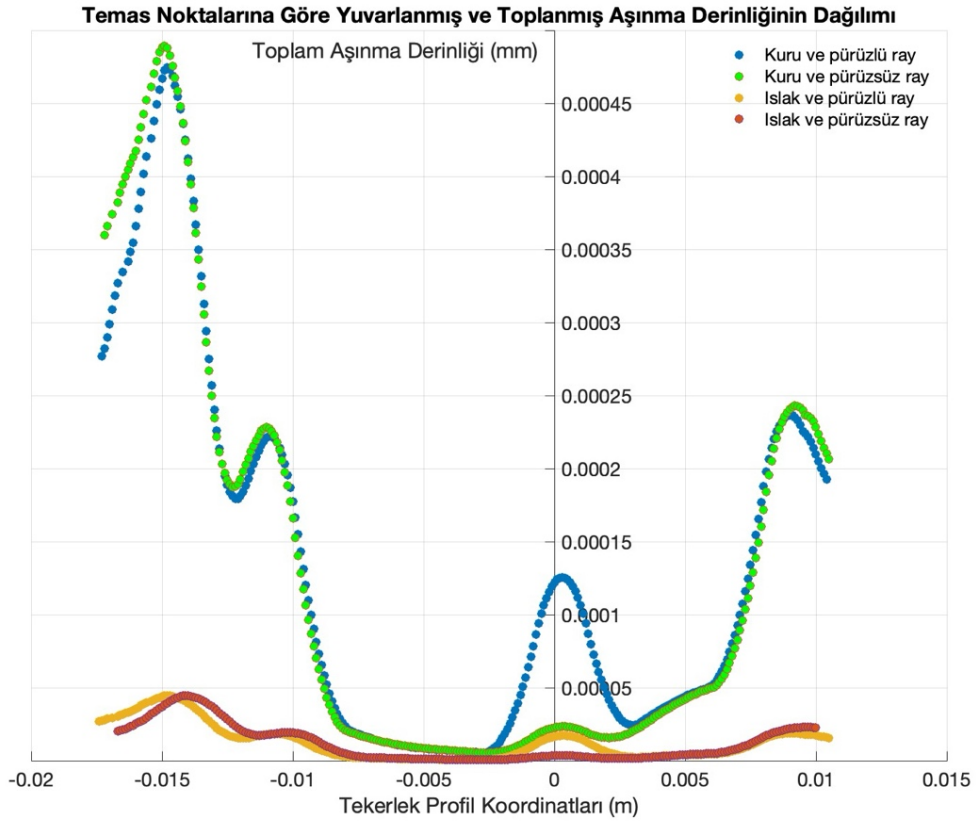
Şekil 5. 9 Senaryo No 3 ve 4 için konuma göre tekerlek aşınma derinliği

Ardından tekerlek profilinde temas noktalarının yanal koordinatları ile aşına miktarı grafikleri birleştirilip, her temas noktasındaki aşınma miktarı mm cinsinden nokta tabanlı bir dağılım grafiği şeklinde elde edilmiştir (Şekil 5.10).



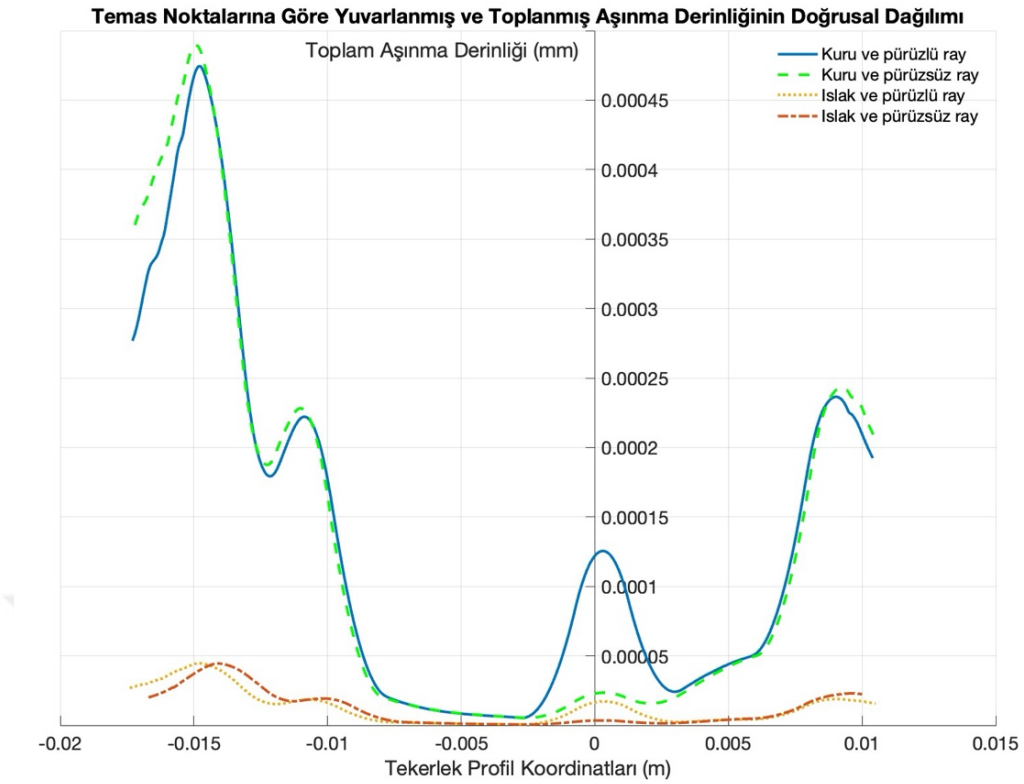
Şekil 5. 10 Temas yamasında aşınma derinliğinin noktasal dağılım grafiği

Nokta yoğunluğunu azaltarak daha anlamlı bir grafik elde edebilmek için, tekerlek profil boyutları da gözetilerek seçilen, belli bir eşik değerindeki (10^{-4}) temas noktalarında meydana gelen aşınma miktarları yuvarlanarak daha az yoğunlukta bir aşınma grafiği elde edildi (Şekil 5.11).



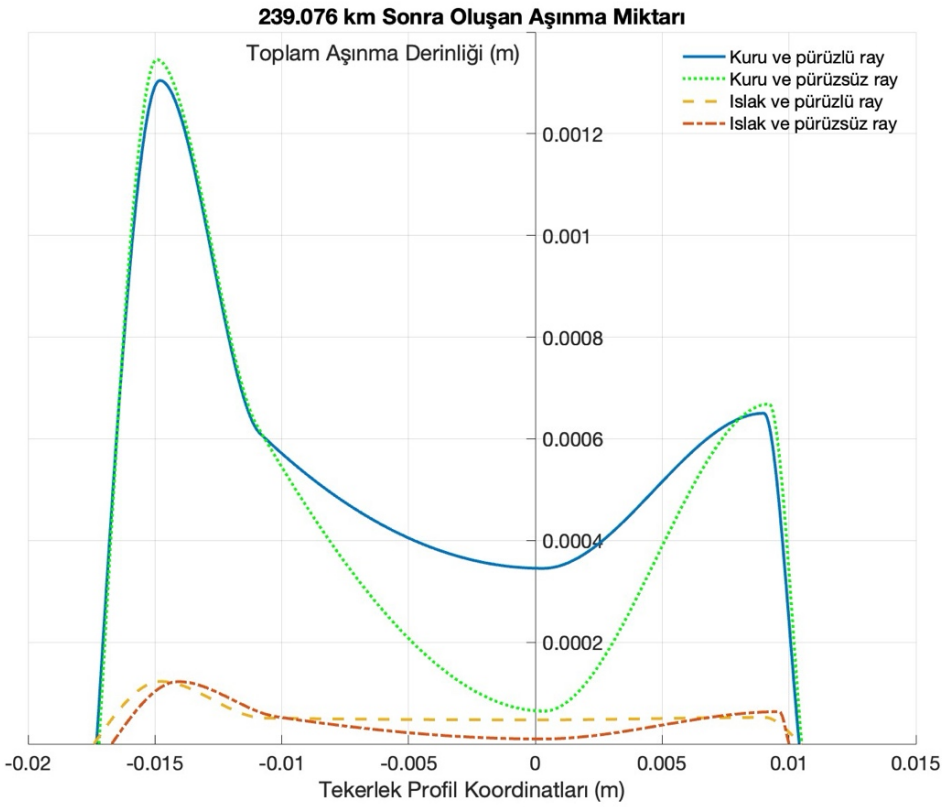
Şekil 5. 11 Temas noktalarına göre 10^{-4} hassasiyette yuvarlanarak elde edilmiş nokta dağılım grafiği

Tekerlek profilindeki aşınmayı görselleştirmek adına nokta aşınma grafiği, tekerlek profiline entegre edilebilecek şekilde doğrusal bir grafiğe dönüştürülmüştür (Şekil 5.12).



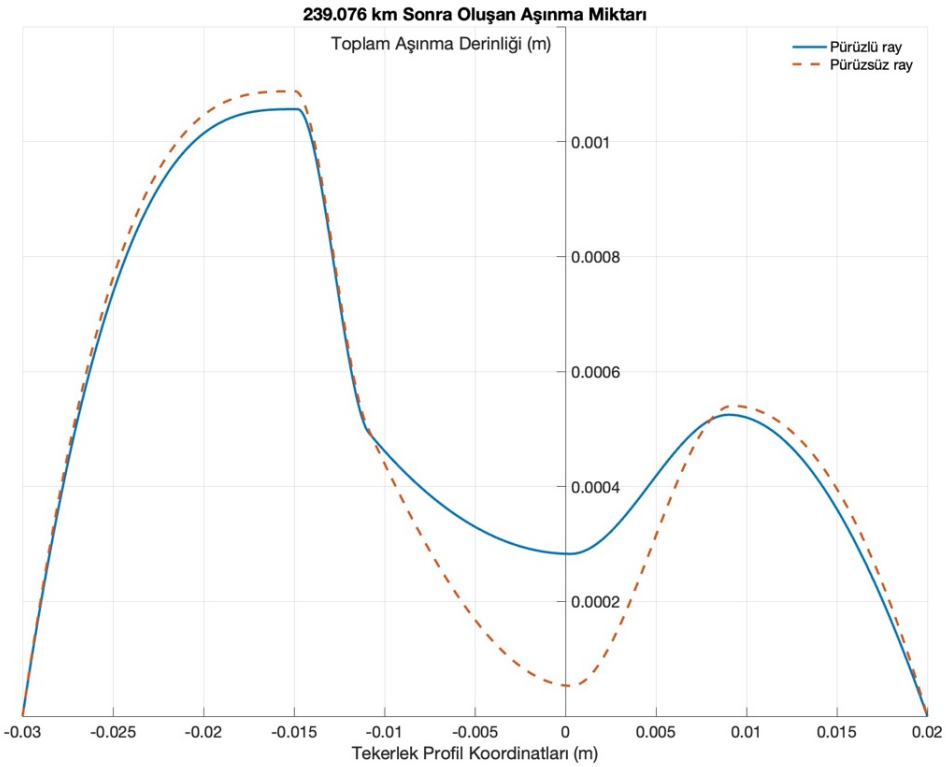
Şekil 5. 12 Temas noktalarına göre 10^{-4} hassasiyette yuvarlanarak elde edilmiş doğrusal dağılım grafiği

TCDD Taşımacılık A.Ş. Teknik Birim'den alınan bilgilere göre yaklaşık 1 milimetre aşınma durumunda torna işlemi uygulanmaktadır (Bkz. Ek A, Tablo A.1). Bu nedenle 1 milimetre aşınmanın olduğu yani tekerlek bakımının yapılması gerektiği duruma ulaşabilmek için bu sistemde adaptif bir yaklaşım kullanılmıştır (Şekil 5.13).



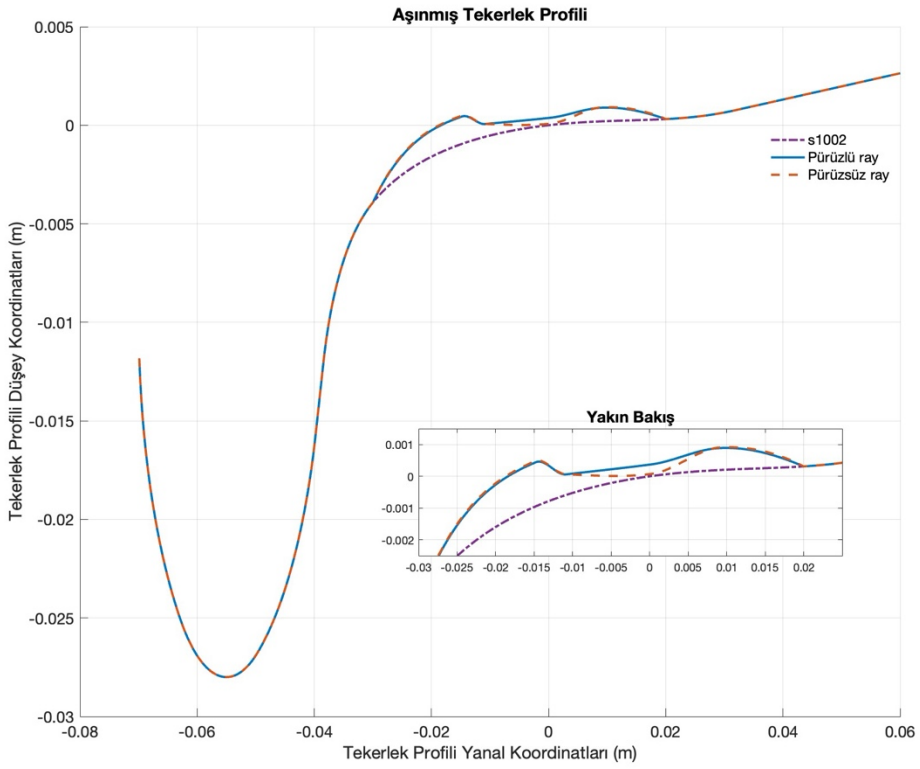
Şekil 5. 13 239.076 km sonunda oluşan tekerlek aşınma derinliği

Meteoroloji Bakanlığına göre Karaman'da yılın ortalama 77 günü yağışlı geçmektedir [77]. Islak ray durumu için yıldaki yağışlı gün oranı ve kuru ray durumu için de yıldaki yağışsız gün oranı göz önünde bulundurularak, 239.076 kilometre için hem pürüzlü hem pürüzsüz raylarda ortaya çıkan tekerlek profili aşınma miktarları bulunmuştur (Şekil 5.14).



Şekil 5. 14 %21 Yağış oranına göre elde edilen aşınma miktarı

Yukarıda hesaplanan aşınma grafiğinin S1002 tekerlek profiline entegre edilmesi ile aşınmış tekerlek profili elde edilmiştir (Şekil 5.15).



Şekil 5. 15 Aşınmış tekerlek profili tahmini

Şekil 5.16'da verilen şekilde maksimum aşınma miktarının 2 senaryo için de yaklaşık 1 mm olduğu görülmektedir. Tekerlek profillerine maksimum aşınma miktarı kadar torna yapılmalıdır.

6
BAKIM PLANLAMASI

Tekerleklerin aşınma nedeniyle tornalama periyodunu belirlerken, aşınma miktarı, aşınmanın düzensizliği, daireselliğin kaybı, flanş aşınması, titreşim veya gürültü sorunları ve işletmenin bakım stratejileri dikkate alınır. Genellikle tornalama miktarı standartlarda belli bir sayısal veri olarak sunulmamaktadır. İşletmeler pratik ve deneysel yaklaşımlarıyla, önceden sayılan durumların ortaya çıkmasıyla birlikte değerlendirme yaparak gerekli koşullarda tornalama işlemi uygular.

TCDD- Türkiye Cumhuriyeti Devlet Demiryolları, DB – Deutsche Bahn (Almanya), SBB – Schweizerische Bundesbahnen (İsviçre) gibi ulusal demiryolu şirketleri, uluslararası standartlarda bulunan tekerlek profili tolerans değerlerini göz önün bulundurarak bakım prosedürlerini uygular [73].

Bakım periyodunu etkileyen çok sayıda parametre olmasına rağmen, bu araştırma bakım periyodunu aşınmanın derinliği için belirlemiştir.

EN 15313 standardına göre minimum torna sınırı için nominal tekerlek çapı 840 milimetredir. Aynı akstaki tekerleklerin çapları d_2 ve d_2 arasındaki farkı maksimum 0,3 milimetre kabul edilebilir (Tablo 6.1).

Tablo 6. 1 Aynı aks üzerindeki tekerlekler arasındaki çap farkı [78]

V (km/h)	**V≤200**	**200<V**
$\lvert d_1 - d_2 \rvert$ maksimum (mm)	**0,5**	**0,3**

Operasyonel etkinlik ve güvenlik için tekerlek bakımı, demiryolu ekipmanları için hayati önem taşımaktadır. Bu doğrultuda, Türkiye Devlet Demiryolları'nın (TCDD) Taşımacılık A.Ş. Teknik Birimi bakım süreçlerini gerçekleştirmek için belirlenen periyotlarda takip etmektedir. Haftalık, aylık, üç aylık, altı aylık ve yıllık olarak bakım görevleri planlanır. Bu rutin bakım prosedürleri sırasında tekerlek profilleri çeşitli teknikler kullanılarak incelenir ve aşınma, hasar veya kusurlar bulunur.

Tekerlek profilleri aylık bakım süreçlerinde göz ile muayene edilmekte ve çatlak, deformasyon ve başka yüzey hasarları tespit edilmeye çalışılmaktadır. Ayrıca, lazer tabanlı ölçüm cihazları ile başta tekerlek çapı olmak üzere tekerlek geometrik ölçüleri kaydedilir. Bu işlem tekerlek profillerindeki olası erken aşınmaları veya geometrik deformasyonların aktif olarak izlenmesine olanak sağlamaktadır. Bu aylık kontrollerde herhangi bir hasar çıkmadığı sürece torna işlemine gerek duyulmaz (Bkz. Ek A, Tablo A.1).

Tekerlekler, faydalı ömürleri boyunca belirli bir kilometre sınırına ulaştığında bakım planına göre bir tornalama işlemine tabii tutulmaktadır. TCDD Taşımacılık A.Ş. Teknik Birim ‘den alınan bilgilere göre işletmeye yeni alınmış bir S1002 tekerlek ortalama 170.000 kilometre sonra tornalama işlemine alınmıştır. TCDD hızlı trenleri ayda ortalama 35.000 kilometre seyahat eder. Dolayısıyla tekerlek ortalama 5 ay sonra torna işlemine alınmıştır (Bkz. Ek A, Tablo A.1).

Ancak, periyodik bakım günü dışında ara muayeneler sırasında beklenmeyen arızalar olması durumunda, mikro çatlaklar ve yüzey hasarları gibi, beklenmeden tornalama işlemi yapılabilir. Önleyici bakım çalışmalarıyla operasyonel güvenlik sağlanmış olur.

Alınan bilgiler yardımıyla, hesaplanan aşınma miktarları mevcut bakım prosedürleriyle karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma ile, tornalama periyotlarının en optimal şekilde planlanması ve profil bozulma eğilimlerinin daha doğru şekilde değerlendirilmesi için yeni bir yeni bir bakış açısı kazanılması amaçlanmaktadır.

Yapılan hesaplamalara göre ray pürüzlülüğünün aşınma miktarını, yağış durumundan daha yüksek miktarlarda etkilediği görülmüştür. Ancak bu çalışmada, toplam aşınma hesabı yapılırken aşınma oranı sabit kabul edilmiştir ve 86937 metrelik güzergâh üzerinden ölçekleme yapılmıştır. Gerçekte ise aşınma oranı, tekerlek aşındıkça temas koşulları ve yük dağılımının değişmesi nedeniyle zamanla artış gösterebilir. Bu sebeple, bu ölçeklemede sapmalar olabileceği ve aşınma miktarının daha yüksek çıkabileceği göz önünde bulundurulmalıdır.

6.1 Tekerlek Torna Bakımı

Tekerlek profillerinin rutin torna bakımı 170.000 kilometre için incelenmiştir. Ek A, Tablo A.1’de TCDD Taşımacılık A.Ş. Teknik Birimden alınan tekerlek ölçüm

bilgileri verilmiştir. Tekerlek çapı ölçümleri flanşın 70 mm içerisinden yapılmıştır. 09.03.2025 tarihinde alınan ölçüm ve incelemelerden sonra tekerlek tornaya alınmıştır. Tekerlek çapı yaklaşık 0,75 milimetre torna işlemi görmüştür.

Torna işlemine kadar olan tekerlek profili çap değişiminin 1,4 milimetre olduğu Ek A, Tablo A.1'de görülmektedir. Bu bilgi, tekerlek profili düşey aşınma miktarının 0,7 milimetre olduğunu göstermektedir. Ardından profil toleranslar da hesaba katılarak 0,75 milimetrelik tornaya alınmıştır.

Genel olarak, 1 milimetre derinlikte oyuk aşınma görüldüğünde torna uygulaması yapılmaktadır. Dolayısıyla tekerlek yuvarlanma bölgesinde ortalama 1 milimetrelik aşınmanın görüldüğü mesafe belirlenmelidir. TCDD'den alınan verilere göre 166.789 kilometrede tekerlek çapı 1,4 milimetre düşüş yaşamış, sonuç olarak 0,7 milimetre düşey aşınma gerçekleşmiştir (Bkz. Ek A, Tablo A.1).

Tez çalışması kapsamında Archard aşınma teorisi ile hesaplanan tekerlek profilinin düşey aşınma miktarı 166.789 kilometrede yaklaşık 0,9 milimetre, 239.076 kilometrede ise yaklaşık 1 milimetre bulunmuştur. Analitik elde edilen değer, Teknik Birim'den alınan aşınma değerleriyle örtüşmektedir fakat bakım planlaması için kilometre güncellemesi yapılması gereklidir.

7
SONUÇ

Bu çalışmada, farklı ray koşulları altında Konya Karaman yüksek hızlı tren hattında seyahat eden bir yüksek hızlı tren aracının tekerlek profili aşınma miktarı Archard Aşınma Teorisi ile hesaplanmıştır. Tekerlek- ray temas koşulu için Hertz temas modeli seçilmiştir. Aracın Konya – Karaman hattında seyahatinin simülasyonu SIMPACK yazılımında yürütülmüştür ve elde edilen çıktılar ile aşınma miktarı MATLAB yazılımında hesaplanmıştır. Hesaplanan aşınma miktarları ile bakım optimizasyonunun incelenebilmesi için TCDD Taşımacılık A.Ş. Teknik Birim 'den bakım planı bilgileri edinilmiştir (Bkz. Ek A, Tablo A.1). Bu bilgiler ışığında yüksek hızlı tren tekerlek profillerinin aşınma karakteristiği ortaya konmuş, bakım planlaması tekrar gözden geçirilmiş ve optimize edilmesi için gerekli şartlar sunulmuştur.

Aşınma derinliği, ıslak ve kuru ray koşulları düşünülerek hesaplanmıştır. Meteoroloji Genel Müdürlüğü'nden alınan bilgilere göre Karaman'ın senelik yağış oranı %21'dir . Bu yağış oranı göz önünde bulundurularak yağışlı havalar için ıslak rayda aşınma ve yağışsız havalar için kuru rayda aşınma miktarları hesaplanmıştır.

Konya- Karaman arasındaki yüksek hızlı tren hattında işletilen 195 km/h hız ile seyreden aracın; yılda %21 yağış durumunda, S1002 profilindeki tekerleklerinin aşınma karakterizasyonu bu çalışma ile ortaya konmuştur. Analitik çalışmalara göre bakım planı değerlendirilmiş ve 239.076 kilometre yol alan aracın tekerleklerinde yaklaşık 1 milimetre aşınmanın ortaya çıktığı, bu nedenle torna bakımına alınması gerektiği saptanmıştır.

Aşınma miktarı 239.076 kilometre için aşınma oranı sabit kabul edilerek hesaplanmıştır. Gerçek durumda aşınan tekerlekler, değişen temas geometrisi ve yük dağılımı nedeniyle aşınmanın artmasına sebep olabilir. Ayrıca ısıl işlem sonrası işletmeye alınan tekerlek malzemesinin sertliği malzeme aşındıkça azalmaktadır, bu durum da aşınmanın artışına neden olabilir. Bu nedenle belli aralıklarla aşınma oranı yeniden hesaplanarak ve malzeme sertlik değişimi göz önünde

bulundurularak toplam aşınma yeniden hesaplanmalıdır. Bu durumun daha gerçekçi bakım optimizasyonlarına zemin hazırlayacağı beklenmektedir.

Aşağıda bu çalışma kapsamında elde edilen sonuçlar ve bu sonuçlardan çıkarılan öneriler verilmiştir.

- Aşınma analizleri sonucunda aşınmanın yalnızca yuvarlanma yüzeyinde ve oyuk aşınma şeklinde gerçekleştiği görülmüştür.
- Pürüzlü ray koşulunun aşınmayı, yağış koşulundan daha büyük ölçüde etkilediği saptanmıştır.
- Yüksek hızlı tren aracının tekerlek aşınmasının 239.076 kilometre sonra 1 milimetreye ulaştığı ve bu mesafeden sonra tornaya girmesi gerektiği belirlenmiştir. Bu mesafe yaklaşık 7 aya tekabül etmektedir.
- Pürüzlü rayların saptanan bakım aralığını kısaltacağı yorumu yapılmış ve ray pürüzsüzleştirme işlemlerinin önemi vurgulanmıştır.
- Ayrıca devem eden çalışmalarda belirlenen torna bakım süresinin artırılması için yalnızca aşınma odaklı değil aynı zaman da enerji sarfiyatı odaklı da bir tekerlek profil optimizasyonu çalışılması önerilmiştir.
- Daha hassas aşınma hesaplamaları için aşınmış tekerlek geometrisinin simülasyonlarda sürekli olarak değiştirilmesinin gerekli olduğu görülmüştür.
- Bu çalışmanın devamında aşınan tekerleklerin araç dinamiğinde, güvenlik ve konfor bakımından etkilerinin incelenmesi önerilmektedir. Bu kapsamda araç kritik hızındaki değişimler ve kurp geçiş hızları incelenmeli, konfor analizleri yürütülmelidir.

Bu çalışmada elde edilen bulgular, ele alınan koşullar altında bir yüksek hızlı tren aracının tekerlek aşınma karakteristiğini ortaya koyarak hem bakım maliyeti hem enerji sarfiyatı hem de araç dinamiği iyileştirmeleri düşünülerek daha verimli bir tekerlek bakım planı oluşturulmasına katkı sağlamaktadır.

REFERANSLAR

[1] A. Rovira, A. Roda, M. B. Marshall, H. Brunskill, ve R. Lewis, "Experimental and numerical modelling of wheel–rail contact and wear", *Wear*, c. 271, sy 5-6, ss. 911-924, 2011.

[2] G. Tao, Z. Wen, X. Zhao, ve X. Jin, "Effects of wheel–rail contact modelling on wheel wear simulation", *Wear*, c. 366, ss. 146-156, 2016.

[3] N. Kuka, R. Verardi, C. Ariaudo, ve J. Pombo, "Impact of maintenance conditions of vehicle components on the vehicle–track interaction loads", *Proc Inst Mech Eng C J Mech Eng Sci*, c. 232, sy 15, ss. 2626-2641, 2018.

[4] Y. Yang, R. Wang, J. Wang, L. Ling, K. Wang, ve W. Zhai, "Comparison of wheel/rail contact modelling in prediction of wheel tread wear under changeable friction conditions", *Vehicle System Dynamics*, ss. 1-30, 2024.

[5] I. Y. Shevtsov, V. L. Markine, ve C. Esveld, "Optimal design of wheel profile for railway vehicles", *Wear*, c. 258, sy 7-8, ss. 1022-1030, 2005.

[6] H. Wu, "Effects of wheel and rail profiles on vehicle performance", *Vehicle System Dynamics*, c. 44, sy sup1, ss. 541-550, 2006.

[7] Y. J. Wang ve J. Zeng, "Effect of wheel-rail contact geometry relationship on vehicle dynamic performance", *Adv Mat Res*, c. 712, ss. 1541-1544, 2013.

[8] O. Polach ve D. Nicklisch, "Wheel/rail contact geometry parameters in regard to vehicle behaviour and their alteration with wear", *Wear*, c. 366, ss. 200-208, 2016.

[9] J. Shi, Y. Gao, X. Long, ve Y. Wang, "Optimizing rail profiles to improve metro vehicle-rail dynamic performance considering worn wheel profiles and curved tracks", *Structural and Multidisciplinary Optimization*, c. 63, ss. 419-438, 2021.

[10] Y. Li, Z. Ren, R. Enblom, S. Stichel, ve G. Li, "Wheel wear prediction on a high-speed train in China", *Vehicle System Dynamics*, c. 58, sy 12, ss. 1839-1858, 2020.

[11] M. Hou, B. Chen, ve D. Cheng, "Study on the evolution of wheel wear and its impact on vehicle dynamics of high-speed trains", *Coatings*, c. 12, sy 9, s. 1333, 2022.

[12] K. Sawley, C. Urban, ve R. Walker, “The effect of hollow-worn wheels on vehicle stability in straight track”, *Wear*, c. 258, sy 7-8, ss. 1100-1108, 2005.

[13] G. Xie ve S. D. Iwnicki, “Simulation of wear on a rough rail using a time-domain wheel–track interaction model”, *Wear*, c. 265, sy 11-12, ss. 1572-1583, 2008.

[14] J. Santamaria, E. G. Vadillo, ve O. Oyarzabal, “Wheel–rail wear index prediction considering multiple contact patches”, *Wear*, c. 267, sy 5-8, ss. 1100-1104, 2009.

[15] M. A. Rezvani, A. Owhadi, ve F. Niksai, “The effect of worn profile on wear progress of rail vehicle steel wheels over curved tracks”, *Vehicle System Dynamics*, c. 47, sy 3, ss. 325-342, 2009.

[16] J. Pombo *vd.*, “Development of a wear prediction tool for steel railway wheels using three alternative wear functions”, *Wear*, c. 271, sy 1-2, ss. 238-245, 2011.

[17] J. Auciello, M. Ignesti, M. Malvezzi, E. Meli, ve A. Rindi, “Development and validation of a wear model for the analysis of the wheel profile evolution in railway vehicles”, *Vehicle System Dynamics*, c. 50, sy 11, ss. 1707-1734, 2012.

[18] H. Yamashita *vd.*, “Wheel profile optimization procedure to minimize flange wear considering profile wear evolution”, *Proc Inst Mech Eng F J Rail Rapid Transit*, c. 236, sy 6, ss. 672-683, 2022.

[19] M. Ignesti, M. Malvezzi, L. Marini, E. Meli, ve A. Rindi, “Development of a wear model for the prediction of wheel and rail profile evolution in railway systems”, *Wear*, c. 284, ss. 1-17, 2012.

[20] M. Ignesti, A. Innocenti, L. Marini, E. Meli, A. Rindi, ve P. Toni, “Wheel profile optimization on railway vehicles from the wear viewpoint”, *Int J Non Linear Mech*, c. 53, ss. 41-54, 2013.

[21] M. Ignesti, A. Innocenti, L. Marini, E. Meli, ve A. Rindi, “Development of a model for the simultaneous analysis of wheel and rail wear in railway systems”, *Multibody Syst Dyn*, c. 31, ss. 191-240, 2014.

[22] G. Tao, Z. Wen, Q. Guan, X. Zhao, Y. Luo, ve X. Jin, “Locomotive wheel wear simulation in complex environment of wheel-rail interface”, *Wear*, c. 430, ss. 214-221, 2019.

[23] D. Ren, G. Tao, Z. Wen, ve X. Jin, “Wheel profile optimisation for mitigating flange wear on metro wheels and verification through wear prediction”, *Vehicle System Dynamics*, c. 59, sy 12, ss. 1894-1915, 2021.

[24] X. Li, Y. Wang, G. Pu, ve K. Wang, “Research on the Wheel Wear and Rolling Contact Fatigue of Metro Vehicle Induced by Rail Corrugation”, *Tribology Transactions*, c. 67, sy 6, ss. 1168-1179, 2024.

[25] C. Hardwick, R. Lewis, ve D. T. Eadie, “Wheel and rail wear—Understanding the effects of water and grease”, *Wear*, c. 314, sy 1-2, ss. 198-204, 2014.

[26] B. Dirks, R. Enblom, ve M. Berg, “Prediction of wheel profile wear and crack growth–comparisons with measurements”, *Wear*, c. 366, ss. 84-94, 2016.

[27] Y. Sun, Y. Guo, K. Lv, M. Chen, ve W. Zhai, “Effect of hollow-worn wheels on the evolution of rail wear”, *Wear*, c. 436, s. 203032, 2019.

[28] M. Hou, B. Chen, ve D. Cheng, “Study on the evolution of wheel wear and its impact on vehicle dynamics of high-speed trains”, *Coatings*, c. 12, sy 9, s. 1333, 2022.

[29] A. Alp, A. Erdemir, ve S. Kumar, “Energy and wear analysis in lubricated sliding contact”, *Wear*, c. 191, sy 1-2, ss. 261-264, 1996.

[30] E. Magel, J. Kalousek, ve R. Caldwell, “A numerical simulation of wheel wear”, *Wear*, c. 258, sy 7-8, ss. 1245-1254, 2005.

[31] W. Pu ve G. A. O. Liang, “Numerical simulation of wheel wear evolution for heavy haul railway”, *J Cent South Univ*, c. 22, sy 1, ss. 196-207, 2015.

[32] G. I. Alarcón, N. Burgelman, J. M. Meza, A. Toro, ve Z. Li, “The influence of rail lubrication on energy dissipation in the wheel/rail contact: a comparison of simulation results with field measurements”, *Wear*, c. 330, ss. 533-539, 2015.

[33] E. Meli ve A. Ridolfi, “An innovative wheel–rail contact model for railway vehicles under degraded adhesion conditions”, *Multibody Syst Dyn*, c. 33, ss. 285-313, 2015.

[34] D. Zhang, Y.-Y. Tang, ve Q.-Y. Peng, “A novel approach for decreasing driving energy consumption during coasting and cruise for the railway vehicle”, *Energy*, c. 263, s. 125615, 2023.

[35] Y. Qi, S. Li, Z. Chen, ve R. Wang, "Effect of rail profile wear on vehicle operation performance in high-speed line", *Industrial Lubrication and Tribology*, c. 75, sy 10, ss. 1188-1198, 2023.

[36] H. Li, L. Li, X. Yu, Z. Li, ve Y. Sun, "Research on the influence of time-varying wear of wheel-rail profile on vehicle dynamic response", *Tribol Int*, c. 200, s. 110095, 2024.

[37] J. J. Kalker ve J. J. Kalker, "The rolling contact problem", *Three-Dimensional Elastic Bodies in Rolling Contact*, ss. 1-45, 1990.

[38] P. Wang, S. Wang, ve L. Gao, "Numerical prediction of the development of rail wear on high-speed railways", *Proc Inst Mech Eng F J Rail Rapid Transit*, c. 234, sy 9, ss. 927-944, 2020.

[39] J. Archard, "Contact and rubbing of flat surfaces", *J Appl Phys*, c. 24, sy 8, ss. 981-988, 1953.

[40] "Wear life characterization and enhancement for rails and wheels performance", Erişim Tarihi: 05.02.2021, Erişim: https://smrt-ntu-smarturbanrail.ntu.edu.sg/Research/Pages/Wear-Life-Characterization-and-Enhancement-for-Rails-and-Wheels-Performance.aspx

[41] J. Pombo, J. Ambrósio, ve M. Silva, "A new wheel–rail contact model for railway dynamics", *Vehicle System Dynamics*, c. 45, sy 2, ss. 165-189, 2007.

[42] L. Ling, W. Li, E. Foo, L. Wu, Z. Wen, ve X. Jin, "Investigation into the vibration of metro bogies induced by rail corrugation", *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, c. 30, sy 1, ss. 93-102, 2017.

[43] P. Wang, J. Lu, C. Zhao, M. Chen, ve M. Xing, "Numerical investigation of the fatigue performance of elastic rail clips considering rail corrugation and dynamic axle load", *Proc Inst Mech Eng F J Rail Rapid Transit*, c. 235, sy 3, ss. 339-352, 2021.

[44] J. Han, X. Xiao, Y. Wu, Z. Wen, ve G. Zhao, "Effect of rail corrugation on metro interior noise and its control", *Applied Acoustics*, c. 130, ss. 63-70, 2018.

[45] W. Zhai, X. Jin, Z. Wen, ve X. Zhao, "Wear problems of high-speed wheel/rail systems: observations, causes, and countermeasures in China", *Appl Mech Rev*, c. 72, sy 6, s. 060801, 2020.

[46] G. Tao, S. Wang, D. Ren, J. Li, ve Z. Wen, "Understanding and treatment of severe flange wear of metro train wheels", *Vehicle System Dynamics*, c. 61, sy 9, ss. 2415-2431, 2023.

[47] N. Kaliorakis, J. S. Sakellariou, ve S. D. Fassois, "On-Board Random Vibration-Based Robust Detection of Railway Hollow Worn Wheels under Varying Traveling Speeds", *Machines*, c. 11, sy 10, s. 933, 2023.

[48] L. Zhang, J. Hu, C. Wang, ve Z. Liu, "The Impact of Hollow Wear on the Stability of High-Speed Railway Vehicles", *Applied Sciences*, c. 15, sy 7, s. 4060, 2025.

[49] G. Tao, M. Tan, X. Yuan, B. Wen, ve Z. Wen, "Influence of wheel wear on the rolling contact fatigue of metro wheels in the central area of the wheel tread", *Wear*, s. 205777, 2025.

[50] R. M. Nejad, "Numerical study on rolling contact fatigue in rail steel under the influence of periodic overload", *Eng Fail Anal*, c. 115, s. 104624, 2020.

[51] V. Garg, *Dynamics of railway vehicle systems*, London: Academic Press (Elsevier), 2012.

[52] J. Sadeghi ve H. Shoja, "Impact of superelevation deficiencies on the loading pattern of railway sleepers", *Proc Inst Mech Eng F J Rail Rapid Transit*, c. 227, sy 3, ss. 286-295, 2013.

[53] J. Santamaria, E. G. Vadillo, ve J. Gomez, "Influence of creep forces on the risk of derailment of railway vehicles", *Vehicle System Dynamics*, c. 47, sy 6, ss. 721-752, 2009.

[54] K. Knothe ve S. Stichel, *Rail vehicle Dynamics*, Cham: Springer, 2017.

[55] A. Martini, *Encyclopedia of Tribology*, Boston, MA: Springer US, 2013. doi: 10.1007/978-0-387-92897-5.

[56] F. W. Carter, "On the action of a locomotive driving wheel", *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, containing papers of a mathematical and physical character*, c. 112, sy 760, ss. 151-157, 1926.

[57] O. Polach, "A fast wheel-rail forces calculation computer code", içinde *The Dynamics of Vehicles on Roads and on Tracks*, CRC Press, 2021, ss. 728-739.

[58] S. Iwnicki, *Handbook of railway vehicle Dynamics*, Boca Raton, FL: CRC press, 2006.

[59] D. Cui, W. Zhang, G. Tian, L. Li, Z. Wen, ve X. Jin, "Designing the key parameters of EMU bogie to reduce side wear of rail", *Wear*, c. 366, ss. 49-59, 2016.

[60] U. Spangenberg, *Reduction of rolling contact fatigue through the control of the wheel wear shape*, University of Pretoria (South Africa), 2016.

[61] M. C. Burstow, "Whole life rail model application and development for RSSB–continued development of an RCF damage parameter", *Rail standards and safety board, London*, 2004.

[62] M. Burstow, "Whole life rail model application and development–Continued development of an RCF damage parameter", *T115 project report, RSSB*, 2004.

[63] S. Iwnicki, "The effect of profiles on wheel and rail damage", *International Journal of Vehicle Structures & Systems*, c. 1, sy 4, ss. 99-104, 2009.

[64] A. Matsumoto *vd.*, "Safety measures against flange-climb derailment in sharp curve-considering friction coefficient between wheel and rail–", *Wear*, c. 432, s. 202931, 2019.

[65] R. J. Bayer, *Mechanical Wear Fundamentals and Testing, revised and expanded*, New York: CRC Press, 2004.

[66] S. C. Lim, "Recent developments in wear-mechanism maps", *Tribol Int*, c. 31, sy 1-3, ss. 87-97, 1998.

[67] J. A. Greenwood ve J. B. P. Williamson, "Contact of nominally flat surfaces", *Proc R Soc Lond A Math Phys Sci*, c. 295, sy 1442, ss. 300-319, 1966.

[68] P. J. Bolton ve P. Clayton, "Rolling—sliding wear damage in rail and tyre steels", *Wear*, c. 93, sy 2, ss. 145-165, 1984.

[69] H. Krause ve G. Poll, "Wear of wheel-rail surfaces", *Wear*, c. 113, sy 1, ss. 103-122, 1986.

[70] J. R. Barber, *Contact mechanics*, vol. 20. Springer International Publishing, 2018.

[71] TCDD, "TCDD Taşımacılık A.Ş." Erişim Tarihi: 10.06.2025, Erişim: https://www.tcdd.gov.tr

[72] GOOGLE, "Google Haritalar, Konya- Karaman Hattı" Erişim Tarihi: 09.06.2025, Erişim: https://www.google.com/maps

[73] European Committee for Standardization (CEN), “EN 13715: Railway applications — Wheelsets and bogies — Wheels — Tread profile”, Brussels, 2020.

[74] European Committee for Standardization (CEN), “ EN 13674-1: Railway applications - Track - Rail - Part 1: Vignole railway rails 46 kg/m and above”, Brussels, 2019.

[75] G. M. Ay ve O. N. Çelik, “Inspection of friction and wear properties of railway rails”, *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 2013.

[76] European Committee for Standardization (CEN), “EN 13262: Railway applications — Wheelsets and bogies — Wheels — Product requirements”, Brussels, 2020.

[77] Türkiye Cumhuriyeti Meteoroloji Genel Müdürlüğü, “Karaman İli Yıllık Yağış Verileri”. Erişim Tarihi: 25.06.2025 Erişim: https://www.mgm.gov.tr/veridegerlendirme/il-ve-ilceler-istatistik.aspx?m=KARAMAN

[78] European Committee for Standardization (CEN), “ EN 15313 - Railway applications — In-service wheelset operation requirements — Wheels”, Brussels, 2024.

A
TCDD TEKNİK BİRİM'DEN ALINAN TEKERLEK ÇAPI ÖLÇÜM TABLOSU

Tren No	Tarih	Kilometre	AKS Numarası	Vagon	Çap Sağ
80104	8.10.2024	2.646.871	25		919,75
80104	1.11.2024	2.677.092	25		919,78
80104	21.11.2024	2.703.344	25		919,36
80104	10.12.2024	2.731.892	25		919,19
80104	30.12.2024	2.760.444	25		918,68
80104	17.02.2025	2.784.196	25		918,33
80104	9.03.2025	2.813.660	25		918,6
80104	13.03.2025	2.817.296	25		916,99
80104	1.04.2025	2.842.045	25		916,59
80104	24.04.2025	2.873.336	25		917,15
80104	18.05.2025	2.901.168	25		916,07
80104	11.06.2025	2.928.881	25		916,19

Tablo A. 1 TCDD sağ tekerlek çap ölçüm tablosu

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Konferans Bildirileri

1. D. Marabaoğlu, M. Metin, "Examination of The Impact of Rail Roughness on The Wear of Wheel Profiles, Energy Consumption, and CO_2 Emissions in Railway Sytems", International Conference on Energy Systems- ICES'25, 2025, pp 217- 221

Projeler

1. Yıldız Teknik Üniversitesi, Bilimsel Araştırma Proje Koordinatörlüğü, Araştırma Üniversiteleri Destek Programı (ADEP), "Demiryollarında Tekerlek Yüklerine Bağlı Olarak Hat Boyu Ray Aşınma Karakteristiğinin İncelenmesi", Proje No: 5322.