

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**RAYLI SİSTEMLERDE ADEZYONUN ÖNEMİ
E5000 ÜZERİNDEN BİR ANALİZ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Yasin ERTAŞ

Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı

Mekatronik Mühendisliği Programı

ŞUBAT 2025

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**RAYLI SİSTEMLERDE ADEZYONUN ÖNEMİ
E5000 ÜZERİNDEN BİR ANALİZ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Yasin ERTAŞ
(518211032)**

Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı

Mekatronik Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Metin GÖKAŞAN

ŞUBAT 2025

ISTANBUL TECHNICAL UNIVERSITY ★ GRADUATE SCHOOL

**IMPORTANCE OF ADHESION ON ROLLING STOCK
AN ANALYSIS ON E5000**

M.Sc. THESIS

**Yasin ERTAŞ
(518211032)**

Department of Mechatronics Engineering

Mechatronics Engineering Programme

Thesis Advisor: Prof. Dr. Metin GÖKAŞAN

FEBRUARY 2025

İTÜ, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü'nün 518211032 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Yasin ERTAŞ, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "RAYLI SİSTEMLERDE ADEZYONUN ÖNEMİ E5000 ÜZERİNDEN BİR ANALİZ" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Metin GÖKAŞAN**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Muammer KALYON**

İstanbul Ticaret Üniversitesi

Doç. Dr. İlker ÜSTOĞLU

İstanbul Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : 8 Ocak 2025
Savunma Tarihi : 11 Şubat 2025





Aileme,



ÖNSÖZ

2022 yılı itibariyle İstanbul Teknik Üniversitesi Mekatronik Mühendisliği yüksek lisans programında başlamış olduğum akademik çalışmalarımın sonucunu bu tezle taçlandırıyorum.

Öncelikle, beni öğrencisi olarak kabul edip, çalışmalarımda bana yol gösteren, eksik yanlarımı belirten Sayın Prof. Dr. Metin GÖKAŞAN'a teşekkürlerimi borç bilirim.

TÜBİTAK RUTE'den Dr. Öncü ARARAT'ın çalışmalarım esnasında bana vermiş olduğu tavsiyeler sayesinde demiryolu alanındaki çalışmalarım öncelik kazanmıştır. Kendilerinin fikirleri sayesinde bu çalışma zenginleşmiştir. Vermiş olduğu bilgiler için buradan kendilerine teşekkür ediyorum.

TÜBİTAK RUTE'den ekip arkadaşlarıma tez çalışmalarım esnasında bana katmış oldukları bilgiler kelimeler ile anlatılamaz. Her birine, çalışmamı başarılı ile tamamlama hususundaki katkısından dolayı teşekkür ederim.

Son olarak, çalışmalarım esnasında her zaman yanımda olup bana destek çıkan aileme katkılarından dolayı müteşekkirim. Onların hayatımdaki desteği olmasaydı, bu seviyelere gelmem mümkün değildi. Değerli aile üyelerimin hepsine bana sağladıkları destekten ötürü teşekkür ederim.

Şubat 2025

Yasin ERTAŞ
Mekatronik Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	ix
İÇİNDEKİLER	xi
KISALTMALAR	xiii
SEMBOLLER	xv
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xvii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xix
ÖZET.....	xxi
SUMMARY	xxiii
1. GİRİŞ....	1
1.1 Tezin Amacı	5
1.2 Literatür Araştırması	7
2. TEKER RAY KONTAĞI	9
2.1 Normal Kontak	10
2.2 Teğetsel Kontak.....	13
3. ARAÇ MODELİ	19
3.1 E5000 Genel Karakteristiği.....	20
3.2 Boji	21
3.3 Teker-Ray Kontakları.....	23
3.4 Teker Bilgileri	24
3.5 Sanal Yollar ve Yol Düzensizlikleri.....	25
3.6 Filtreleme	29
3.7 Program Ana Ayarları	29
4. DEĞERLENDİRME KRİTERLERİ.....	31
4.1 Boylamsal Kayma Kuvvet Sonuçları	31
4.1.1 Bölge 1 boylamsal kayma kuvveti sonuçları	31
4.1.2 Bölge 3 boylamsal kayma kuvveti sonuçları	36
4.2 Deray Oranları.....	40
4.2.1 Bölge 3 deray oranı sonuçları	40
5. SONUÇ... ..	45
KAYNAKLAR	47
ÖZGEÇMİŞ.....	51



KISALTMALAR

AB	: Avrupa Birliği
EN	: Avrupa Normları (European Norm)
ÇCP	: Çoklu Cisim Programı
UIC	: Uluslararası Demiryolu Birliği (International Union of Railways)
TCDD	: Türkiye Cumhuriyeti Devlet Demiryolları
TSI	: Birlikte Çalışabilirlik için Teknik Özellikler (Technical Specifications for Interoperability)



SEMBOLLER

μ, μ_0	: Adezyon katsayısı
F_t	: Boylamsal yönde teğetsel kuvvet
F_N	: Kontak noktasındaki normal kuvvet
Q	: Tekerlek yükü
ω	: Tekerleğin açısal hızı
A, B	: Kontak noktasındaki eğriler
r_n	: Kontak noktasında tekerleğin boylamsal yarıçapı
R_{rt}	: Ray profilinin yanal yarıçapı
R_{tt}	: Tekerlek profilinin yanak yarıçapı
a, b	: Eliptik kontak bölgesinin boylamsal ve yanal yöndeki yarı eksenleri
m, n	: Hertz parametreleri
ν	: Tekerlek ve ray malzemesinin Poisson oranı
E	: Tekerlek ve ray malzemesinin elastisite katsayısı
MX, MY	: FASTSIM yönteminde boylamsal ve yanal yöndeki parça sayısı
p_x, p_y	: Boylamsal ve yanal yöndeki kontak basınçları
L_1, L_2, L_3	: Kalker elastik katsayıları
φ	: Spin kayması
C_{11}, C_{22}, C_{23}	: Kalker katsayıları
G	: Malzemenin kesme modülü
F_x, F_y	: Boylamsal ve yanal kuvvet
τ	: Kayma gerilmesi
σ	: Normal gerilme
ϵ	: Teğetsel gerilme ile adezyon arasındaki gradyan
s, s_x, s_y	: Toplam, boylamsal ve yanal yöndeki kayma
V	: Hız
A_p	: Sonsuz kaymadaki limit sürtünme katsayısı
B_p	: Üstel sürtünme azalma katsayısı
k_A, k_S	: Adezyon ve kayma bölgelerindeki faktör



ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Adezyon katsayısı ve model parametreleri [26].....	18
Çizelge 3.1 : E5000 lokomotifinin genel özellikleri.....	20
Çizelge 3.2 : E5000 süspansiyon ekipmanları ve yönleri.....	23
Çizelge 3.3 : Simpack simülasyon parametreleri.	30





ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Yük taşımacılığı göstergesi [2].	2
Şekil 1.2 : Tekerleğe etki eden kuvvetler.	4
Şekil 1.3 : Adezyon kuvveti-kayma eğrisi [15].	5
Şekil 2.1 : Tekerlek-ray etkileşimdeki eliptik kontak bölgesi [23].	11
Şekil 2.2 : Tekerlek-ray etkileşimindeki radyüsler [23].	12
Şekil 2.3 : FASTSIM teorisinin gösterimi [25].	14
Şekil 2.4 : POLACH yönteminin gösterimi [26].	16
Şekil 3.1 : Sanal araç modeli.	19
Şekil 3.2 : E5000 lokomotifi.	21
Şekil 3.3 : E5000 lokomotif bojisi.	22
Şekil 3.4 : E5000 lokomotif bojisinin sanal modeli.	23
Şekil 3.5 : Demiryolu araç tekerleği temel boyutları [28].	25
Şekil 3.6 : Örnek bir sanal hattın kuşbakışı görünümü [18].	27
Şekil 3.7 : Örnek bir hattın yol parametreleri [18].	28
Şekil 3.8 : Yol düzensizliklerinin standart üzerinde gösterimi.	28
Şekil 4.1 : Bölge 1 için boylamsal kayma kuvvet sonuçları.	32
Şekil 4.2 : Bölge 1 60 km/h boylamsal kayma kuvveti sonuçları.	33
Şekil 4.3 : Bölge 1 90 km/h boylamsal kayma kuvveti sonuçları.	33
Şekil 4.4 : Bölge 1 120 km/h boylamsal kayma kuvveti sonuçları.	34
Şekil 4.5 : Bölge 1 FASTSIM boylamsal kayma kuvveti sonuçları.	35
Şekil 4.6 : Bölge 1 POLACH boylamsal kayma kuvveti sonuçları.	35
Şekil 4.7 : Bölge 3 için boylamsal kayma kuvveti sonuçları.	36
Şekil 4.8 : Bölge 3 60 km/h boylamsal kayma kuvveti sonuçları.	37
Şekil 4.9 : Bölge 3 90 km/h boylamsal kayma kuvveti sonuçları.	37
Şekil 4.10 : Bölge 3 120 km/h boylamsal kayma kuvveti sonuçları.	38
Şekil 4.11 : Bölge 3 FASTSIM boylamsal kayma kuvveti sonuçları.	39
Şekil 4.12 : Bölge 3 POLACH boylamsal kayma kuvveti sonuçları.	39
Şekil 4.13 : Bölge 3 deray oranları.	41
Şekil 4.14 : Bölge 3 60 km/h deray oranları.	42
Şekil 4.15 : Bölge 3 90 km/h deray oranları.	42
Şekil 4.16 : Bölge 3 120 km/h deray oranları.	43
Şekil 4.17 : Bölge 3 FASTSIM deray oranları.	43
Şekil 4.18 : Bölge 3 POLACH deray oranları.	44



RAYLI SİSTEMLERDE ADEZYONUN ÖNEMİ E5000 ÜZERİNDEN BİR ANALİZ

ÖZET

Demiryolu taşımacılığı, dünyada ekonomik ve çevresel hedeflerin sağlanmasında kritik bir rol oynamaktadır. Kilometre başına düşen karbon salınımının demiryolu taşımacılığında düşük olması bu tip taşımacılığı ön plana çıkarmaktadır. Bu sayede iklim değişikliğine bağlı olan etkilerin azalmasında demiryolu taşımacılığının tercih edilmesi, Avrupa Birliği gibi kuruluşlar tarafından hazırlanan White Paper gibi raporlarda önerilmektedir.

Demiryolu taşımacılığındaki avantajlar ve bu alana yapılan yatırım ve teşvikler sayesinde hem ülkemizde hem de dünyada yatırımlar hız kazanmaktadır. Avrupa Birliği tarafından belirlenen bir hedefte 2050 yılına kadar birlik içerisinde yer alan yüksek hızlı tren ağının üç katına çıkarılması hedeflenmektedir. Türkiye’de ise bu yatırımlar hem altyapı alanında hem de raylı sistem araçlarının tasarımı ve üretimi konusunda hız kazanmaktadır.

Demiryolu araçlarında performansı etkileyen birçok etmen bulunmaktadır. Bu etkenler bir tanesi de teker-ray arasında meydana gelen adezyondur. Teker-ray arası etkileşim açık bir sistem olup, dış etmenlerden kolaylıkla etkilenmektedir. Özellikle yağmur, kar, buzlanma, çığ gibi doğal etmenler teker-ray arasında adezyonu düşürerek demiryolu araçlarının çekiş performansı etkilemektedir. Doğal etmenler haricinde araç üzerindeki yakıt ve yağ kaçağı gibi durumlar da adezyon düşürücü etki göstermektedir. Demiryolu araçlarında düşen adezyonu arttırmak için kum uygulaması yapılmaktadır. Teker-ray arasına basınçlı bir sistemle püskürtülen kum tanecikleri sayesinde, adezyon etkisi artırılarak güvenli bir sürüş sağlanmaya çalışılır.

Adezyona bağlı olarak teker-ray aralarında oluşan etkilerin anlaşılmasında bazı modeller kullanılmaktadır. Genel olarak bu modeller normal ve teğetsel kontak olarak ikiye ayrılmaktadır. Normal kontakta teker-ray etkileşiminde oluşan kontak yüzeyinin şekli, basınç dağılımı incelenir. Bu inceleme genellikle Hertz teorisi kullanılarak yapılmaktadır. Teğetsel kontak durumunda ise adezyon durumuna ve normal kontak durumunda oluşan kontak yüzeyine bağlı olarak teker-ray temasında açığa çıkan boylamsal ve yanal kuvvetlerin hesaplanması yapılmaktadır. Kullanılan yöntemler arasında, nümerik olarak Kalker tarafından geliştirilmiş olan FASTSIM ve Polach tarafından geliştirilen yarı nümerik yarı deneysel POLACH modeli araştırmacılar ve benzetim programları tarafından kullanılmaktadır.

Bu yüksek lisans çalışması ile Türkiye’de araştırması ve üretimi yapılan E5000 lokomotifinin adezyona bağlı olarak davranışı incelenmiştir. EN 14363 standardına göre belirtilen yol geometrisi ve yol düzensizlikleri, standartta belirtilen sınır değerler içerisinde kalacak şekilde iki ayrı bölge oluşturulmuştur. Simpack programında oluşturulan bu bölgeler ile program içerisinde oluşturulan model aracın farklı hız ve adezyon koşullarındaki teker-ray etkileşimleri incelenmiştir.

Elde edilen değerlerin incelenmesinde çeşitli filtreleme yöntemlerinden yararlanılmıştır. Filtreleme yöntemlerinde EN 14363 standardında belirtilen alçak-geçiş filtresi ile kayan ortalamalar yöntemidir. Bu yöntemler sayesinde hesaplama sonuçlarındaki dikkate değer olmayan sapma değerler filtrelenmiştir.

İncelenen sonuçlardan bir tanesi teker-ray arasında oluşan boylamsal kayma kuvvetleridir. Bu kuvvet değerinin büyüklüğü aracın çekiş performansı ile doğru orantılıdır. Değerin düşük olması durumunda teker-ray arasında kuvvetin iyi iletilmediği aracın kayma/kızaklama durumunda olabileceği düşünülebilir. Boylamsal kayma kuvvetlerinin farklı adezyon ve hız koşullarında kullanılan yöntemlere göre farklılık gösterdiği gözlemlenmiştir.

İncelenen sonuçlardan bir diğeri EN 14363 standardında belirtilen deray (raydan çıkma) şartıdır. Bu ifade çoğu araştırmada Y/Q oranı (yanal kuvvet/düşey kuvvet) olarak da görülmektedir. Bu değerin standart içerisindeki hesaplamalar sonucunda belirtilen değerden yüksek olması, demiryolu aracının o durumda raydan çıkacağını göstermektedir. Deray durumunun, farklı hız ve adezyon koşullarında kullanılan yöntemlere göre farklılık gösterdiği gözlemlenmiştir.

Bu tez çalışması bir demiryolu aracının farklı yollarda adezyon ve hıza bağlı olarak dinamik değişimlerini sunan önemli konuyu ele almıştır. Yapılan çalışma sayesinde, değişken etkilerin araç performansı ve sürüş güvenliğine olan etkisi ortaya konmuştur.

Elde edilen sonuçlar neticesinde FASTSIM ve POLACH yöntemleri arasında kesin bir farklılık vardır. Gerçek dünyadaki kullanımlarda hangi yöntemin daha tutarlı olduğunun gözlemlenebilmesi için dinamik testlerin gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Test sonuçlarına göre uygun simülasyon parametreleri daha kolay bir şekilde belirlenebilecektir. Bu sayede tekerlek-ray aşınmaları, araç performansı ve güvenlik konuları daha detaylı bir şekilde incelenebilecektir.

IMPORTANCE OF ADHESION ON ROLLING STOCK AN ANALYSIS ON E5000

SUMMARY

Rail transportation plays a critical role in meeting economic and environmental goals in the world. The low carbon emission per kilometer in rail transportation brings this type of transportation to the forefront. A study has shown that carbon emissions in rail transportation are 50-70% lower than road transportation. In this way, it is recommended in reports such as the White Paper prepared by organizations such as the European Union to prefer railway transportation in reducing the effects of climate change.

Thanks to the advantages of rail transportation and the investments and incentives made in this field, investments are accelerating both in our country and in the world. A target set by the European Union is to triple the high-speed rail network in the Union by 2050. Another target is to transfer 30% of road transportation up to 300 km to rail and waterway transportation by 2030 and 50% by 2050. In Turkey, these investments are accelerating both in infrastructure and in the design and production of rail system vehicles.

There are many factors affecting the performance of railway vehicles. One of these factors is the adhesion between the wheel and rail. The interaction between wheel and rail is an open system and is easily affected by external factors. Especially natural factors such as rain, snow, icing, dew reduce the adhesion between the wheel-rail and affect the traction performance of the railway vehicles. Apart from natural factors, situations such as fuel and oil leakage on the vehicle also have an adhesion reducing effect. Sand is applied to increase the adhesion in railway vehicles. Thanks to the sand particles sprayed between the wheel-rail with a pressurized system, the adhesion effect is increased and a safe driving is tried to be provided. As a result of the classifications, researchers have classified the factors affecting adhesion under three main headings:

- Environmental and meteorological factors;
- Vehicle and operational based factors;
- Artificial factors that increase or decrease adhesion.

Especially in the autumn months, when the trees shed their leaves, the leaves on the rail are crushed during the passage of the train. It was observed that the layer formed as a result of crushing significantly decreased the adhesion. It was observed that the adhesion, which decreased as a result of leaf crushing, increased back to dry rail values with sand application. In another study, it was observed that water droplets entering between the wheel-rail reduced the adhesion by 30-65% compared to dry conditions.

Some models are used to understand the effects that occur between the wheel-rail due to adhesion. In general, these models are divided into normal and tangential contact. In normal contact, the shape of the contact surface and the pressure distribution in the

wheel-rail interaction are examined. This examination is usually done using Hertz theory. In the case of tangential contact, the longitudinal and lateral forces generated in wheel-rail contact are calculated depending on the adhesion state and the contact surface formed in the normal contact state. Among the methods used, the numerical FASTSIM developed by Kalker and the semi-numerical semi-experimental POLACH model developed by Polach are used by researchers and simulation programs.

In the FASTSIM method, the contact region is modeled as elliptical and according to the algorithm, this region is divided into small parts and an approximate stress field is obtained. The tangential forces are calculated by integrating this stress field. In the POLACH method, the contact region is also modeled elliptically. In this method, tangential forces are calculated according to the parameter sets.

In this master's study, the behavior of the E5000 locomotive, which is researched and manufactured in Turkey, was investigated due to adhesion. According to the EN 14363 standard, two separate regions were created so that the specified track geometry and track irregularities are within the limit values specified in the standard. The first region represents a straight line, while the other region represents a line with 400-600 m curve radii. The wheel-rail interactions of these regions created in the Simpack program and the model vehicle created in the program under different speed and adhesion conditions were examined.

Various filtering methods were used to analyze the obtained values. The filtering methods are the low-pass filter and the sliding averages method specified in EN 14363 standard. Thanks to these methods, unremarkable deviations in the calculation results were filtered out.

One of the results analyzed is the longitudinal slip forces between the wheel-rail. The magnitude of this force value is directly proportional to the traction performance of the vehicle. If the value is low, it can be considered that the force is not transmitted well between the wheel-rail and the vehicle may be in a sliding / skidding state. It was observed that the longitudinal slip forces differed according to the methods used under different adhesion and speed conditions.

In the first region, the modeling using the FASTSIM method showed that the force values between the wheel-rail are independent of adhesion and speed. In the POLACH method, it was observed that there was a decrease in the longitudinal sliding forces of the vehicle in the case of low adhesion. In the other region, it was observed that the force value changed in both methods depending on the adhesion conditions. In this region, it was observed that the speed had an effect of 10% on the forces. As a result, it was observed that the longitudinal slip forces differed according to the methods used under different adhesion and speed conditions.

Another result analyzed is the derailment condition specified in EN 14363 standard. This expression is also seen as Y/Q ratio (lateral force/vertical force) in most studies. If this value is higher than the value specified as a result of the calculations in the standard, it indicates that the rolling stock will derail in that situation.

Since the first region represents a straight line, derailment was not analyzed in this region. In the other region, the highest derailment rates were obtained in the calculations using the FASTSIM method. Decreases in the derailment rate on the curves were observed with increasing speed. Similar results were observed with the POLACH method, but there are differences according to the curve radius. As a result,

it was observed that the longitudinal slip forces differed according to the methods used under different adhesion and speed conditions.

This thesis has addressed the important issue of the dynamical changes of a railroad vehicle in relation to adhesion and speed in different tracks. Through this study, the impact of variable effects on vehicle performance and driving safety has been demonstrated.

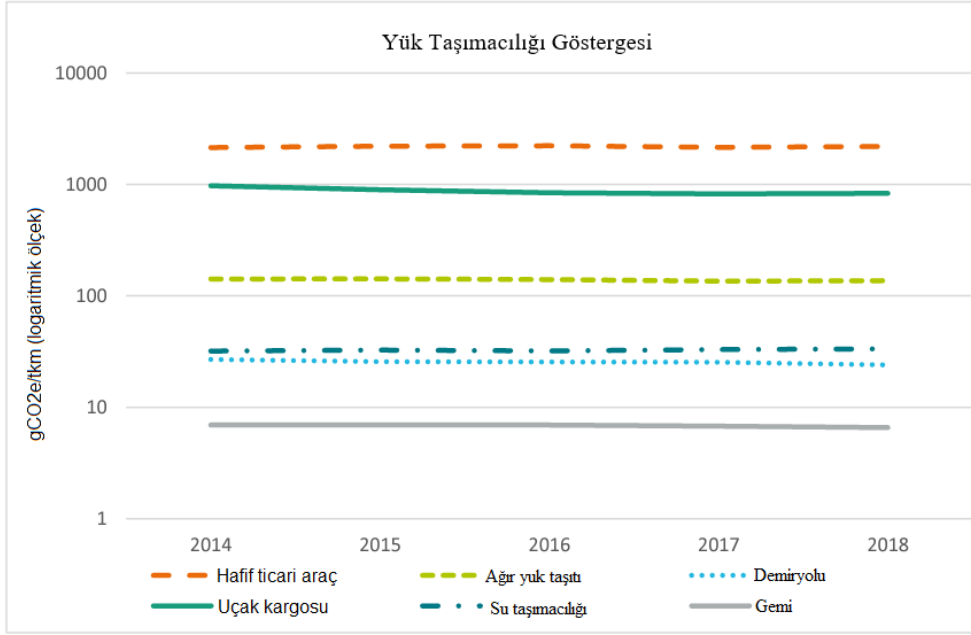
As a result of the results obtained, there is a clear difference between FASTSIM and POLACH methods. In order to observe which method is more consistent in real world applications, dynamic tests shall be performed. According to the test results, the appropriate simulation parameter can be determined more easily. In this way, wheel-rail wear, vehicle performance and safety issues can be examined in more detail.



1. GİRİŞ

Demiryolu taşımacılığı, dünya genelinde ekonomik ve çevresel sürdürülebilirlik hedeflerine önemli katkılar sunan kritik bir lojistik sistemdir. Yüksek taşıma kapasiteleri, enerji verimliliği ve güvenilirliği sayesinde karayolu ve havayolu taşımacılığına güçlü bir alternatif oluşturmaktadır. Özellikle Avrupa Birliği (AB) tarafından 2011 yılında hazırlanan White Paper [1] ile demiryolu taşımacılığının önemi bir kez daha ortaya konmuştur. Özellikle iklim krizin artmasıyla birlikte demiryolu taşımacılığının çevre dostu yönü ortaya çıkmaktadır. Bu amaç doğrultusunda 300 km kadar olan karayolu taşımacılığının %30'u 2030 yılına kadar, %50 ise 2050 yılına kadar demiryolu ve su yolu taşımacılığına aktarılması hedeflenmektedir. Raporda ayrıca 2050 yılına kadar mevcut olan hızlı tren ağının üç katına çıkarılması da hedeflenmektedir. Bu yüzden demiryolu taşımacılığında yatırımlar büyük bir önem arz etmektedir.

Demiryolu araçlarına ve demiryolu altyapısına ülkemizde yapılan yatırım son yıllarda artmaktadır ve artarak devam etmektedir. Hem yerel yönetimler hem de bakanlıklar bu anlamda çalışmalarına devam etmektedirler. Demiryolu araçları şehirler arası yolcu ve yük taşımacılığında kullanılırken, şehir içerisinde genellikle yolcu taşımacılığında kullanılmaktadır. Bu araçların en büyük yararı az enerji tüketmesi ve taşıt trafiklerinden etkilenmemeleridir. Bu özellikleri sayesinde, büyük miktarlarda yük ve yolcu, güvenli ve zamanında taşınabilmektedir. Bir ton yükün km başına taşınması esnasında salınan CO₂ oranı, demiryolu taşımacılığında karayolu taşımacılığı göre %50-70 daha düşük olması [2], demiryolu taşımacılığını daha çevre dostu ve ekonomik bir seçenek haline getirmektedir. Şekil 1.1'de yük taşımacılığında km başına karbon salınımı gösterilmektedir. Demiryolu taşımacılığının gemi taşımacılığı haricinde bu kadar düşük miktarda salınıma sahip olması bu tip taşımacılığı ön plana çıkarmaktadır. Ancak, demiryolu sistemlerinin bu avantajını sürdürebilmesi için hem demiryolu araçlarının hem de altyapının planlı bir şekilde bakımdan geçirilmesine ve kontrol edilmesine bağlıdır.



Şekil 1.1 : Yük taşımacılığı göstergesi [2].

Demiryolu araçlarının bir noktaya varabilmesi bazı zamanlarda gecikebilmektedir. Bu duruma sebep olan birçok etmen sebep olabilmektedir. Bunlardan bir tanesi tekerlek ve ray arasında oluşan adezyon etkisidir. Bu etkiye bağlı olarak, demiryolu araçlarının performansı önemli ölçülerde etkilenebilmektedir. Yağ ve su karışımı bir etkileşim sonucunda düşmüş olan performansın, kum uygulaması ile artırılarak artığı gözlemlenmiştir [3]. Bu etkinin düşük veya çok düşük seviyelerde olması durumunda, demiryolu aracının ivmelenme ve frenleme zamanlarında problemler ortaya çıkabilmektedir. İvmelenme durumunda meydana gelen tekerlek kayması neticesinde demiryolu aracı tekerlek dönüş hızına göre boylamsal bir hıza sahip olamaz. Bu durumda hem fazladan enerji kullanılır hem de aracın istenilen yere varmasında gecikmeye sebep olur. Enerji tüketimiyle birlikte gücün etkili bir şekilde kullanılamaması tekerlek-ray arasındaki adezyona doğrudan bağlıdır [4]. Frenleme durumunda meydana gelen kızaklama etkisiyle de demiryolu aracının tekerlek dönüş hızı aracın boylamsal hızından küçük olur. Bu durumun neticesinde araç istenilen zaman ve mesafede durmayı gerçekleştiremeyerek ihlallere ve kazalara sebebiyet verebilmektedir. Özellikle dış ortamda bulunan istasyonlarda, demiryolu aracının adezyon düşüklüğüne bağlı olarak belirlenen bölgede duramaması oldukça yaygın karşılaşılan bir durumdur [5]. İvmelenme ve frenleme durumunda meydana gelen etkilerden dolayı hem tekerlekte hem de rayda bazı yüzey bozulmaları meydana gelebilmektedir [6]. Tekerlek düzleşmesi, teker yanması ve patinaj izleri bunlardan

bazılarıdır. Bu etkilerin sonucu olarak tekerlek ve rayın ömrü ciddi ölçüde azalabilmektedir.

Tekerlek ve ray arasında meydana gelen adezyon etkisi, yapısı itibariyle açık bir sistemdir [7]. Örneğin, yağmur, kar, çığ, yaprak ezilimi ve ray yüzeyindeki yağ ve toz birikintileri adezyonu önemli ölçüde etkileyen faktörlerdendir [8]. Ayrıca, nemli raylardaki suyun sıcaklığı ve tekerlek ray gövdelerindeki yüzey pürüzlülüğü de adezyonu etkileyen diğer faktörlerdendir [6]. Dış etmenlerce rahatlıkla etkilenen bu sistem, birçok faktörden dolayı düşük veya çok düşük seviyelere gelebilmektedir. Yapılan incelemeler sonucunda araştırmacılar bu duruma sebep olan birçok etmeni belirlemişlerdir. Bu etmenler genel olarak üç sınıfta tanımlanmaktadır [9]:

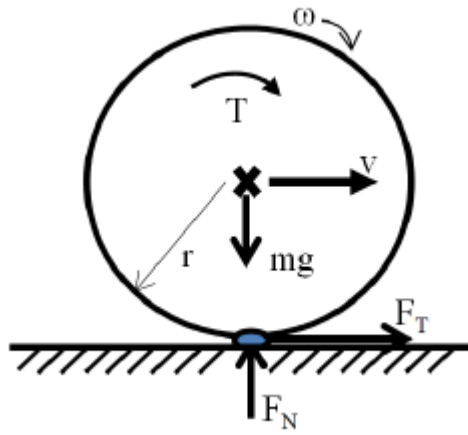
- i) Çevresel ve meteorolojik etmenler,
- ii) Araç ve operasyonel bazlı etmenler,
- iii) Adezyon artırıcı veya düşürücü yapay etmenlerdir.

Yapılan bir çalışmada sonbahar ile birlikte ray üzerine düşen yaprakların üzerinden demiryolu aracının geçmesi sonucunda adezyonu düşürdüğü gözlemlenmiştir [10]. Belirtilen bu etmen doğal olarak çoğunlukla meydana gelebilmektedir. Bu durumların önlenmesinde hat etrafında bulunan ağaçların budanması veya bariyerler kullanılması çoğunlukla tercih edilmektedir. Bir test düzeneğinde su damlacıkları ile yapılan çalışmada adezyon katsayısını kuru koşullara göre %30-65 arasında düşüş gösterdiği gözlemlenmiştir [11]. Bu durum özellikle sabahın erken saatlerinde meydana gelen çığ yağında veya hafif şekilde yağın yağmur durumunda gözlemlenmektedir. Özellikle frenleme esnasında kullanılan kum uygulaması adezyon etkisini artırarak demiryolu aracının daha kısa mesafede durmasını sağlar. Yaprak etkisi sonucunda düşüş yaşanan adezyon etkisini artırmak amacıyla kum uygulaması yapılmaktadır; sonucunda yaprak etkisi olmadan önceki seviyelere adezyonun tekrardan çıktığını gösterilmektedir [12]. Sürekli olarak kum kullanılması durumunda ise tekerlek ve rayda aşınma meydana gelecektir [13].

Adezyonun tanımı, UIC 541-05 [14] standardında yapılmaktadır. Bu tanıma göre adezyon, ivmelenme ve frenleme esnasında teker ray etkileşimde meydana çıkan kuvvettir. Adezyon katsayısı ise birimsiz bir katsayı olup teker ray arasında ivmelenme ve frenleme kuvvetinin teker ray etkileşimde oluşan düşey kuvvete oranıdır. Bu durum demiryolu haricindeki literatürde sürtünme katsayısı olarak da adlandırılmaktadır.

Şekil 1.2’de görüldüğü üzere kuru bir zeminde V hızında hareket eden silindirik bir parça gözükmektedir. Raylı sistemlerin modellerinde bu şekildeki yaklaşım yer almaktadır. Demiryolu araçlarında hem tekerleğin hem de rayın çelik olmasından dolayı bu sistemle yuvarlanma direnci oldukça düşüktür. Bu sayede düşük miktardaki kuvvetle yüksek miktarda ürün rahatlıkla taşınabilmektedir. Burada tekere araç ağırlığından dolayı F_N normal kuvveti etki etmektedir. Elektrik motorları sayesinde uygulanan T torku ile aracın açısal ω hızı sağlanmaktadır ve F_t teğetsel kuvvetini oluşturmaktadır. Adezyonun genel tanımı denklem 1.1 ile gösterilmektedir.

$$\mu = \frac{F_t}{F_N} \quad (1.1)$$

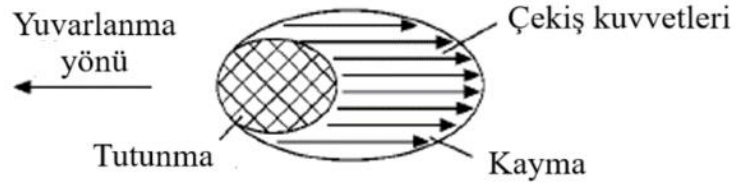
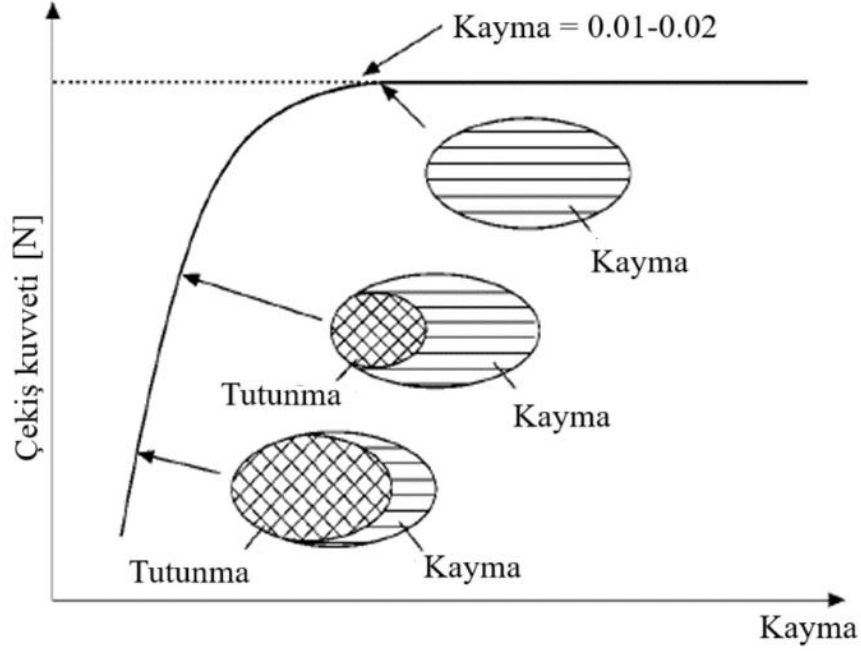


Şekil 1.2 : Tekerleğe etki eden kuvvetler.

Araştırmacılar adezyon katsayısını hesapladıktan sonra, bu değeri aracın veya test ekipmanın o esnadaki kayma değeri göre grafiklere aktarmaktadır. Bu grafiklere adezyon-kayma eğrileri adı verilmektedir. Örnek bir adezyon-kayma eğrisi Şekil 1.3’te gösterilmektedir. Şekilden anlaşılacağı üzere kaymanın sıfır olduğu durumda teğetsel kuvvet yoktur. Bu durumda, tekerlek saf yuvarlanma durumundadır ve kontak alanı üzerinde herhangi bir teğetsel kuvvet iletimi bulunmamaktadır. Bir diğer durumda, boylamsal kuvvetin sürtünme katsayısına bağlı olarak sınırlandırılmasıdır. Kayma kuvvetlerinin ulaşabileceği en yüksek değerdir; daha fazla kayma olması sistem kararsız hale geçer ve kontrol edilebilmesi zorlaşır. Bu gibi durumların yaşanmaması için hem çekiş hem de fren sistemlerinde kontrol algoritmaları sıklıkla kullanılmaktadır. Kayma ve kızıklama oranının hesabını yapmada kullanılan yöntem denklem 1.2’deki gibidir. İvmelenme durumunda tekerlek hızı araç hızından fazla olur ve araç tekerleğinin kayma durumuna geçtiği anlaşılır. Frenleme durumunda ise araç

hızı tekerlek dönüş hızından daha fazladır ve araç tekerleğinin kızaklama durumuna geçtiği anlaşılır.

$$s = \begin{cases} \frac{\omega r - v}{\omega r}, & \text{ivmelenme} \\ \frac{v - \omega r}{v}, & \text{frenleme} \end{cases} \quad (1.2)$$



Şekil 1.3 : Adezyon kuvveti-kayma eğrisi [15].

1.1 Tezin Amacı

Bu tez kapsamında, Türkiye'nin yerli tasarım ve üretimi olan elektrikli Eskişehir5000 (E5000) lokomotifinin benzetim programında oluşturulan sanal modeli sayesinde, farklı adezyon ve hız koşullarında teker-ray arasında meydana gelen kuvvetler incelenmesi amaçlanmıştır. Çalışma, hem ulusal raylı sistem projelerinin geliştirilmesine katkı sağlamak hem de uluslararası standartlara uyumlu tasarım ve analiz süreçlerini belirmede Türkiye için kritik bir öneme sahiptir.

Bunun için, çalışmada aşağıdaki hedeflerin başarılması hedeflenmiştir:

- E5000 lokomotifinin Simpack çoklu cisim programı kullanılarak sanal modeli, lokomotifin mekanik özellikleri girilerek oluşturulacaktır. Modelleme sürecinde E5000 lokomotifinin gerçek ölçüleri ve kullanılan ekipmanları mekanik özelleri gibi veriler dikkate alınacaktır;
- Oluşturulan modelin farklı adezyon ve hız koşullarında, farklı tipteki sanal hatlarda sanal modelin benzetim çalışmalarının yapılması gerçekleştirilecektir. Bu testlerde ray geometrisi, eğim ve deyer gibi parametrelerin dikkate alınması hedeflenmektedir. Oluşturulacak sanal hatların ilgili standartlardaki yol özelliklerini sağlamasında çalışılacaktır;
- Benzetim çalışmaları sonucunda elde edilen veriler detaylı bir şekilde incelenecektir. Tekerlek ve ray arasında oluşan kuvvetler ve deray şartları gibi kritik parametrelerin incelenmesi hedeflenmektedir. Bu analizler sayesinde, E5000 lokomotifinin farklı adezyon koşullarındaki performansı anlaşılacaktır.

Bu çalışmanın akademik yönünün yanında, sektördeki uygulamalara pratik faydalar sunması da amaçlanmaktadır. Çalışmanın ilgili müşteri isterleri ve ilgili TSI ve EN normları ve standartları esas alınarak gerçekleştirilmesi standartlara uygunluğun değerlendirilmesinde imkan sağlayacaktır. Buna göre lokomotifin hız durumları ve yolların bakımının önemi gösterilecektir. Çalışma, yerli projeler için kullanılabilecek bir referans olup, Türkiye'nin raylı sistem teknolojisi alanında bilgisine katkı sağlayacaktır.

Çalışma neticesinde, oluşturulan sanal E5000 modeli ile EN standartlarında belirtilen belirli yol tiplerinin farklı hız ve adezyon koşullarında benzetimi gerçekleştirilecektir. Bu sayede farklı adezyon ve hız koşullarında E5000 lokomotifinin davranışı incelenecektir. Elde edilen sonuçlara göre raylı sistemlerin güvenlik ve verimlilik açısından iyileştirilecek alanlarına ışık tutulacaktır.

Bu doğrultuda, gerçekleştirilecek çalışma sayesinde ulusal raylı sistem teknolojileri alanında literatürde önemli bir referansa sahip olunacaktır.

1.2 Literatür Araştırması

Demiryolu araçlarının dinamik tepkisi/cevabı, gerek UIC gerek EN tarafından incelenmesi gereken bir konudur. Kuruluşlar tarafında belirlenen limitler içerisinde demiryolu araçlarının dinamik cevabının bulunması gerekmektedir. Farklı tipteki demiryolu araçlarında araştırmacılar ve mühendisler, farklı tip yollarda bu etkileri incelemişlerdir. Bu bölümde, yapılan çalışmaların bir özeti gösterilecektir.

Chala H. tarafından gerçekleştirilen bir modelde [16], X4K tipindeki konteyner taşıma vagonunu 48 SD ile modelleyerek 1.8 km uzunluğundaki bir hatta benzetim çalışmalarını gerçekleştirmiştir. Benzetim çalışmalarını 100 km/h hızda ve 93 ton ağırlığında bir yük ile gerçekleştirmiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda yük vagonunu UIC 518 standardındaki deray şartlarını ve yanal kuvvetleri sağladığı görülmüştür. Ayrıca araştırmacı aşınma indeksini de incelemiştir. Aracın 100 km/h hızda kurplarda hareket ettiğinde teker-ray arasında meydana oluşan aşınmanın limit seviyenin üzerinde olduğunu göstermiştir. Bunun için kurplardaki hızın 70 km/h olacak şekilde güncelleyerek aşınmanın daha düşük olduğunu göstermiştir.

Bertilsson M. tarafından gerçekleştirilen çalışmada [17] ise benzetim çalışmalarından elde edilen değerler ile aracın hat üzerindeki davranışı sonucunda elde edilen değerler karşılaştırılmıştır. Bombardier tarafından tasarlanan elektrikli çoklu ünite, Regina 250 hızlı tren modelinin gerçekçi haline benzer olarak tasarlanan çeşitli kurpları bulunan dokuz farklı test senaryosunda benzetim çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Çalışmada hat geometrisi ve hat düzensizlikleri detaylı bir şekilde filtrelenerek dikkate alınmıştır. Benzetim çalışmalarında elde edilen değerler ile ölçüm değerlerinin 5-10 Hz frekans aralığında uyumlu olduğu gözlemlenmiştir.

Manso F. tarafından gerçekleştirilen çalışmada [18] Y25 bojiye sahip Sgrs 80 tipindeki yük vagonunu dinamik modeli simülasyon programında oluşturulmuştur. Çalışma kapsamında iki senaryo incelenmiş olup; bunlar, Coimbra şehrinin yakınlarında yer alan bir hat üzerindeki bölgede raydan çıkma durumu incelenirken, diğeri EN 14363 standardında belirtilen burulmuş ray üzerindeki test senaryosuna dayanan güvenlik durumudur. Çalışma ile herhangi bir titreşim sorunu ve raydan çıkma durumu gözlemlenmeden en yüksek verimlikle yük vagonunun gövde dinamikleri incelenmiştir. Gerçekçi bir hat üzerinde yapılan çalışmada durumun incelenmesi birden fazla kriter ile gerçekleştirilmiştir. Deplasman, Nadal kriteri,

Prud'homme kriteri, teker boşalması ve farklı sürtünme katsayısı bu kriterlerdendir. Deray koşulu olarak EN 14363 standardından gelen Y/Q şartı incelenmiştir. Sonuç olarak limit değeri geçen minor farklar olduğu belirtilmiştir.

Martins J. tarafında gerçekleştirilen çalışmada [19] Portekiz demiryolları tarafından kullanılan ARCO demiryolu yolcu vagonunun dinamik modeli oluşturulmuştur. Benzetim çalışmaları EN 14363 standardına göre gerçekleştirilmiştir. Düz bir hat üzerinde yolcu vagonu hareket ederken yol düzensizliklerine bağlı olarak aracın konforu incelenmiştir. Linha do Norte (Lizbon ve Porto'yu birbirine bağlayan hat) hattı üzerindeki bir bölgede meydana gelen bir kaza esas alınarak, demiryolu aracının yalpalama damperi varken ve yalpalama damper olmadığı durumdaki kritik hızı belirlemek için çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Yapılan benzetim çalışmaları sonucunda yalpalama damper kullanıldığı durumda kritik hız 390 km/h olarak hesaplanırken, yalpalama damper kullanılmadığı durumda kritik hızın 120 km/h olduğuna ulaşılmıştır. Araç sürül konforu açısından incelendiğinde "çok konforlu" olduğu belirtilmiştir.

Araştırmacılar tarafından gerçekleştirilen diğer bir çalışmada [20] teker-ray kontağına bağlı olarak tekerlek ve rayda meydana gelen aşınma incelenmiştir. Aşınmanın belirlenmesi hem aracın kararlılığı hem de altyapı ve araç için ekonomik bir değer arz etmektedir. Çalışma kapsamında E.464 lokomotifin modeli ve Vivalto yolcu aracı modellenmiştir. Aşınma hesabının yapılmasında benzetim programlarındaki model haricinde araştırmacılar yeni bir model oluşturmuştur. Çalışmanın ilk kısmında program içerisindeki teker-ray kontak modeli kullanılarak kontak noktaları ve teker-ray kontak kuvvetleri elde edilmiştir. Sonrasında benzetim programından alınan çıktılar ile araştırmacılar tarafında oluşturulan aşınma modeline aktararak, aşınmaya bağlı malzeme azalımı hesaplanmıştır. Nihayetinde hesaplanan değerler ile program içerisinde var olan sonuçlar karşılaştırılmıştır. Sonuçlar birbirine yakın olmakla birlikte, oluşturulan yeni model program içerisindeki modelden hesaplama zamanı olarak daha iyi performans gösterdiği belirtilmiştir.

2. TEKER RAY KONTAĞI

Demiryolu araçları yüksek miktarlarda yük taşıdığından, taşımacılıkta önemli bir yer tutmaktadır. Demiryolu taşımacılığı hem ekonomik hem de çevresel açıdan büyük avantajlar sağlamaktadır. Ancak bu avantajlardan, teker ve ray arasında meydana gelen etkileşimler dolayı tam olarak yararlanılabılır. Bu yüzden teker-ray arası etkileşimlerin iyi bir şekilde belirlenmesi kritik bir önem arz etmektedir.

TCDD tarafından işletilen altyapılarda demiryolu araçlarının aks yükünün 22.5 t olması istenmektedir. Aks başına düşen bu yük o kadar yüksektir ki, bunu her evde olan bir otomobillerle karşılaştırmak daha doğru olacaktır. Binek bir otomobilin ağırlığı yaklaşık olarak 2 t civarındadır. Bu durumda, bir demiryolu aracının tek bir aksı yaklaşık olarak 11 adet binek araç taşıyabilecek güçtedir. Demiryolu araçları genellikle Bo-Bo tipinde boji tertibatına sahip olduğundan, bu tip araçlarda toplamda dört adet aks bulunmaktadır. TCDD gibi altyapı işletmesinin 22.5 t olduğu yerlerde bir demiryolu aracının toplam ağırlığı 90 t olabilmektedir.

Bu kadar büyük bir yük ağırlığı ise teker-ray arasında oluşan ufak bir kontak noktasından tekerden raya aktarılır. Demiryolu araçlarında tekerlek ve ray arasında meydana gelen temas bölgesi 1 cm² büyüklüğünde bir alana denk gelmektedir [15]. Böyle olunca çok küçük bir alanda yüksek miktarlarda bir kuvvet aktarımı söz konusudur. Bu kuvvetler neticesinde: raylarda deformasyon, tekerleklerde aşınma ve temas bölgelerinde malzemedeki yorulmaya sebep olabilir. Bu kuvvet etkisini tanımlayabilmek için araştırmacılar uzun yıllar boyunca çalışmaktadır ve çalışmalarını günümüzde hala devam ettirmektedir. Teker-ray arasında meydana gelen bu etkileşim iki kategoriye ayrılmaktadır. Bunlar, normal ve teğetsel kontak olarak adlandırılmaktadır.

Normal kontak, tekerlek ve ray arasında meydana gelen dikey kuvvetler neticesinde oluşan deformasyon, basınç gibi konuları inceler. Teğetsel kontak ise sürtünme kuvvetinin etkisinin incelendiği kontak tipidir. Demiryolu aracının hızlanması, yavaşlaması ve yanal hareketlerinde teğetsel kontak modellerinden yararlanılır.

Teker-ray arasındaki etkileşimin belirlenmesi hem araç güvenliği hem de maliyet açısından kritik bir öneme sahiptir. Kontak modelleri sayesinde demiryolu sistemlerinin daha verimli hale gelmesi sağlanır. Gelişen modelleme teknikleri ve bilgisayarın hesaplama gücü sayesinde daha karmaşık modeller geliştirilmektedir. Özellikle sonlu elemanlar yöntemi (SEY) kullanılarak geliştirilen modellerde kontak bölgesinde gerilme ve deformasyon belirlenebilmektedir.

Bu bölümde ÇCP tercih edilen normal ve teğetsel kontak çalışmaları hakkında bilgiler verilecektir. Normal kontakta hesaplamasında kullanılan Hertz teorisi; teğetsel kontakta kullanılan FASTSIM ve POLACH teorileri açıklanacaktır.

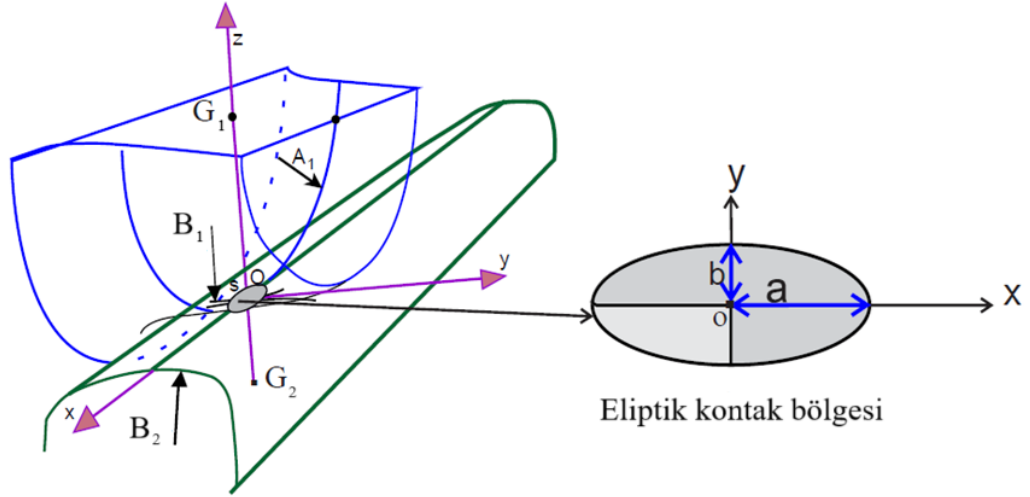
2.1 Normal Kontak

Normal kontak sayesinde, iki gövde arasında meydana gelen normal kuvvete bağlı olarak gövdeler arasındaki etkileşimler hesaplanmaktadır. Deplasman, basınç dağılımı, kontak alanı ve boyutu teker-ray etkileşiminde incelenen konulardandır [21].

Normal kontak yöntemleri genellikle iki başlık altında incelenmektedir. Bunlar, Hertz kontak teorisi ve Hertz-olmayan teoriler olarak ikiye ayrılmaktadır. Benzetim programlarındaki en çok kullanılan yöntem Hertz tarafından ortaya atılmış olan teoridir [22].

Hertz yasasına göre iki gövde birbirine bastırıldığında oluşan kontak alanı elips şeklini alır; kontak yüzeyi hemen hemen düz bir şekil oluşturur; kontak basıncı yarı eliptir. Bu durumun gerçekleşmesi için Hertz tarafından ortaya konulan koşullar ise şöyledir: etkileşimde olan gövdeler elastik davranış gösterir, kontak alanının boyutu temas eden gövdelerin eğri radyüslerine göre küçüktür ve kontak alanının içerisindeki eğriler sabittir.

Demiryolu araçlarında teker-ray kontağı incelenirken Şekil 2.1'deki gibi yaklaşım söz konusudur. Şekilde A_1 ve B_1 ifadeleri kontak noktasının tekerlek üzerindeki eğrilerini ifade etmektedir. B_2 ifadesi ise kontak noktasının ray üzerindeki eğrisini ifade eder. A_2 ifadesi şekilde bulunmamaktadır. Çünkü ray sonsuz bir eğri olarak düşünülür.



Şekil 2.1 : Tekerlek-ray etkileşimindeki eliptik kontak bölgesi [23].

Oluşan bu eğriler ile iki gözde üzerindeki yüzey şekillerinin denklemi ikinci dereceden bir polinom olarak yazılabilmektedir. Denklem 3.1'de yüzey şekillerinin denklemi gösterilmektedir.

$$\begin{aligned} z_1 &= A_1x^2 + B_1y^2 \\ z_2 &= A_2x^2 + B_2y^2 \end{aligned} \quad (3.1)$$

z_1 ve z_2 sırasıyla birinci ve ikinci gövdenin üçüncü kordinatını temsil etmektedir. İfadelerin ikinci dereceden parçalı diferansiyel sonucu bizlere A ve B katsayılarının değerleri denklem 3.2'deki gibi olacaktır.

$$\begin{aligned} A_1 &\approx \frac{1}{2r_n} \\ B_1 &\approx \frac{1}{2R_{tt}} \\ B_2 &\approx \frac{1}{2R_{rt}} \end{aligned} \quad (3.2)$$

Burada, r_n ifadesi kontak noktasındaki tekerlerin boylamsal yönde tekerlek üzerindeki eğri yarıçapını, R_{tt} ifadesi kontak noktasındaki yanal yönde tekerlek üzerindeki eğrinin yarıçapını ve R_{rt} ifadesi kontak noktasındaki yanal yönde ray üzerindeki eğri yarıçapını belirtmektedir. Bu ifadelerin gösterimi Şekil 2.2'de gösterilmektedir. Kontak bölgesinin elips şeklinde olduğu Hertz teorisinin temelidir. Buna göre kontak

noktasındaki elips şeklinin yarı eksen uzunlukları a ve b denklem 3.3'teki gibi hesaplanır.

$$a = m \left(\frac{3 F_N}{4 E^*} \frac{1}{A + B} \right)^{\frac{1}{3}}$$

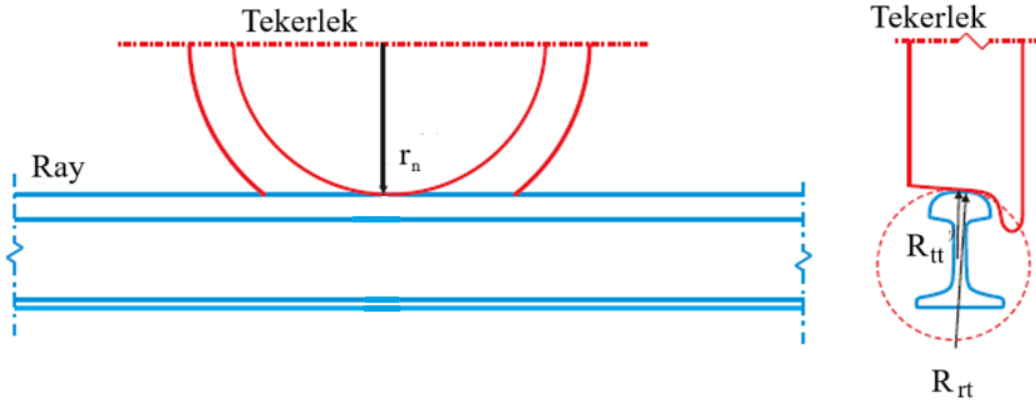
$$b = n \left(\frac{3 F_N}{4 E^*} \frac{1}{A + B} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.3)$$

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \nu_t^2}{E_t} + \frac{1 - \nu_r^2}{E_r}$$

F_N ifadesi kontak alanında oluşan normal kuvveti ifade etmektedir. E ifadesi teker-ray malzemesinin elastisite katsayısını ifade ederken, ν malzemelerin poisson oranını ifade eder. Denklem 3.3'te belirtilen A ve B ifadeleri kontak noktasındaki eğrileri göstermektedir. Bu değerler kontak bölgesindeki yüzey şekilleri ile hesaplanmaktadır. İki gövde arasındaki düşey mesafe $d(x, y)$ olarak tanımlandığında denklem 3.4 elde edilir.

$$z_1 + z_2 = d(x, y) = Ax^2 + By^2$$

$$A = \frac{1}{2r_n}, B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_{tt}} + \frac{1}{R_{rt}} \right) \quad (3.4)$$



Şekil 2.2 : Tekerlek-ray etkileşimindeki radyüsler [23].

Denklem 3.3'te belirtilen m ve n ifadeleri elipsin yarı eksen uzunluklarını belirleyen Hertz katsayıları olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu değerlerin belirlenmesinde Hertz

tarafından belirlenmiş bir oran $g = n/m$ oranı kullanılmaktadır. İfadeler arasındaki ilişki geometrik bir ara parametre olan denklem 3.5'te gösterilen θ ile tanımlanır:

$$\cos\theta = \frac{|B - A|}{B + A} \quad (3.5)$$

Hertz tarafından bu katsayılar bir tablo formuna getirilmiştir. Tablodaki değerlere göre katsayılar belirlenmektedir.

2.2 Teğetsel Kontak

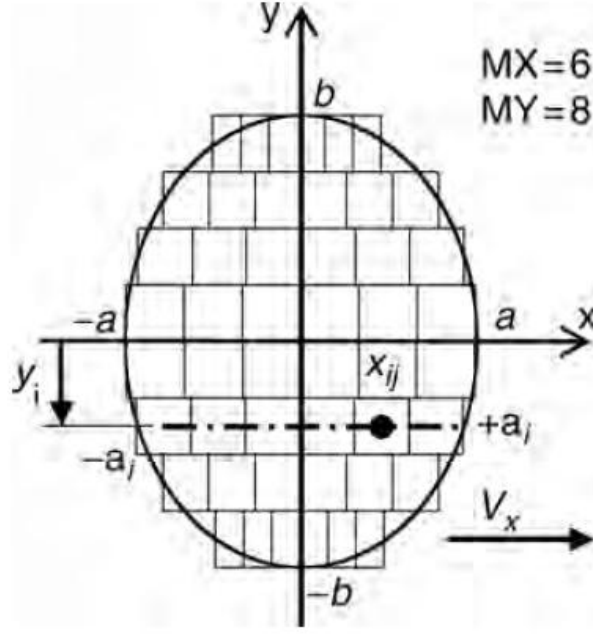
İki tane elastik gövdenin temas halinde olduğu durumda, gövdelerden bir tanesine tork uygulanırsa; kontak alanı üzerindeki sürtünmenin etkisine bağlı olarak teğetsel kuvvetler bir gövdeden ötekine aktarılır ve gövdeler birbiri üzerinde yuvarlanma etkisi gösterir [21]. Bu etkinin bağlı olarak kuvvet hesabının yapılması için farklı modeller geliştirilmiştir. Modellerin ana amacı kontak alanı üzerindeki teğetsel gerilim dağılımı, teğetsel yer değiştirme, teğetsel kuvvet gibi değerlerin hesaplanmasıdır.

Demiryolu araçlarında çelik teker-ray arasında meydana gelen yuvarlanma direnci oldukça düşük seviyelerdedir. Bu sayede yüksek miktarlarda ürün/insan taşınabilmektedir. Ama bu yapı sadece yuvarlanma etkisi görülmez. Yuvarlanmanın haricinde tekerlek ve ray arasında kayma etkisi de gözlemlenmektedir. Yüzeydeki adezyona bağlı olarak bu kayma etkisindeki değerler farklılık göstermektedir. İşte oluşturulan modellerin amacı bu kaymaya bağlı olarak kayma kuvvetlerinin yaklaşık bir şekilde hesaplanmasıdır.

Teorik ve deneysel çalışmalar sonucunda, teker-ray arasında meydana gelen teğetsel kuvvetlerin hesaplanmasında iki yöntem araştırmacılar ve demiryolu araçlarına özgü benzetim programlarında kullanılmaktadır. Bu yöntemlerden bir tanesi nümerik bir yöntem olup, diğeri ise hem nümerik hem de deneysel bir yaklaşım içermektedir.

Kalker tarafından geliştirilen FASTSIM (A Fast Algorithm for the Simplified Non-Linear Contact Theory) teğetsel kuvvetlerin hesaplanmasında kullanılan bir yöntemdir [24]. Bu yöntemde teker ray arasında oluşan kontak eliptik olarak modellenmektedir. Algoritmaya göre eliptik kontak Şekil 2.3'teki gibi ufak parçalara bölünerek yaklaşık bir gerilme alanı elde edilir. Teğetsel kuvvetler de bu elde edilen gerilme alanlarının integralinin alınması sonucunda elde edilmektedir. Alanın x ve y yönünde belirli

parçalara bölünmesi kullanıcıya bağlıdır. Matris hesaplarını basitleştirilmesi için hem x hem de y'de bu değerlerinin aynı ve tek sayı olması gerekmektedir. Benzetim programı tarafından yapılan öneriye göre bu değerlerin 11-51 arasında olması yeterlidir. Fazlası hesapla sürecini uzatırken, az olması kabul edilebilir sonuçlar elde edilmesini zorlaştırmaktadır.



Şekil 2.3 : FASTSIM teorisinin gösterimi [25].

Bölünen eliptik alandaki elemanların boyu şekilde görüldüğü gibi aynı değildir. $\Delta x_i = a_i/MX$ olarak eleman boyutu değişiklik göstermektedir. [24] teoriye göre boylamsal ve yanal yönlerdeki gerilme dağılımı şu şekildedir:

$$p_x(x, y) = \left(\frac{s_x}{L_1} - y \frac{\varphi}{L_3} \right) (x - a_i)$$

$$p_y(x, y) = \frac{s_y}{L_2} (x - a_i) + \frac{\varphi}{2L_3} (x^2 - a_i^2) \quad (3.6)$$

$$a_i = a \sqrt{1 - (y/b)^2}$$

p_x ve p_y boylamsal ve yanal yönlerdeki kontak basınçlarını ifade etmektedir. s_x ve s_y ifadeleri teker-ray arasında meydana gelen boylamsal ve yanal yönlerdeki kayma hızlarını ifade ederken; φ sembolü spin etkisini ifade etmektedir. Buradaki ilk ifade boylamsal kaymayı ifade ederken ikinci ifade spin etkisini ifade etmektedir. a_i x

yönündeki öncü kenarı ifade etmektedir. L_1, L_2 ve L_3 değerleri Kalker tarafından geliştirilmiş bir modelin parametreleridir.

$$L_1 = \frac{8a}{3GC_{11}}, L_2 = \frac{8a}{3GC_{22}}, L_3 = \frac{\pi a \sqrt{a/b}}{4GC_{23}} \quad (3.7)$$

C_{11}, C_{22} ve C_{23} değeri de yine Kalker tarafından belirlenmiş olan parametrelerdir. p_x ve p_y ifadelerinin integralinin alınması sonucunda kontak kuvvetlerine ulaşılmaktadır.

$$F_x = \iint p_x dS = -\frac{8a^2b}{3L_1} s_x \quad (3.8)$$

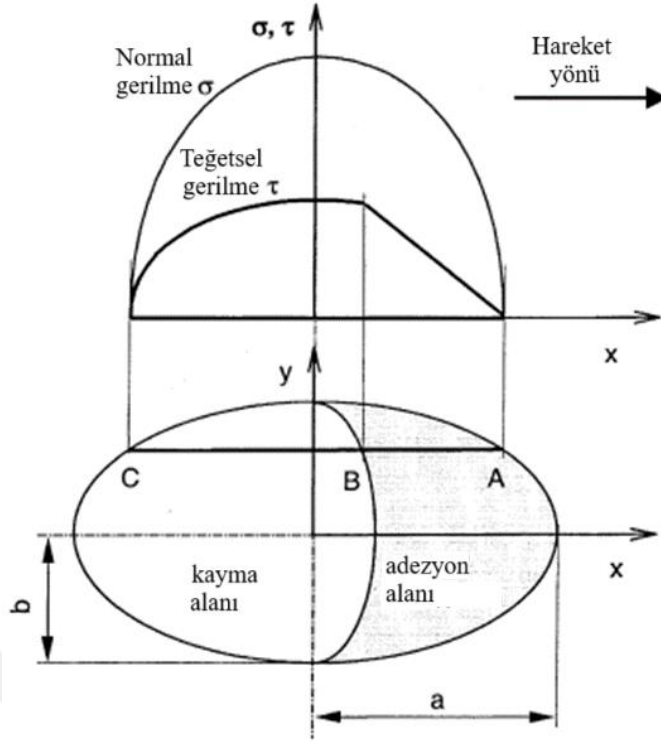
$$F_y = \iint p_y dS = -\frac{8a^2b}{3L_2} - \frac{\pi a^3 b \varphi}{4L_3}$$

FASTSIM algoritması ÇCP tarafından doğrulu defalarca kez kanıtlanmış bir yöntemdir. Yöntemin en zayıf yanı gerçek zamanlı bir adezyon tahmini için hesaplama süresinin yüksek olmasıdır.

ÇCP tarafından kullanılan diğer bir yöntem ise Polach tarafından geliştirilen modeldir [26]. Deneysel bir çalışma sonucunda geliştirilen Polach modeli ÇCP tarafından ve araştırmacılarının modellerini karşılaştırmada kullandığı diğer bir yöntemdir. Bu yöntemde parametre setlerine göre kuvvet değeri elde edilmektedir. Parametre setleri farklı koşullardaki ölçüm sonuçlarına göre ayarlanabilir veya yazar tarafından sunulan tipik değerler kullanılabilir. Polach tarafından oluşturulan modelin şematik gösterimi Şekil 2.4'te gösterilmektedir. Bu yöntemde göre:

- Sürtünme katsayısının kontak bölgesi boyunca sabit olduğu;
- A (ön nokta) ve C (arka nokta) noktaları arasında yer değiştirme doğrusal olarak büyüdüğü varsayılır.

Yöntemde iki gövde birbirine yapışır ve gövdelerin yer değiştirmesi adezyon bölgesine bağlıdır. Teğetsel gerilme τ kaymaya karşı etki eder ve değeri A noktasından itibaren doğrusal olarak artar. Denklem 3.9'a göre adezyon bölgesindeki en yüksek değere ulaşıldığında, temas yüzeyinde göreceli hareket oluşmaya başlar. Kontak bölgesindeki bu yere kayma bölgesi denir.



Şekil 2.4 : POLACH yönteminin gösterimi [26].

Geliştirilen modelde kontak bölgesi eliptik olarak modellenmiş olup, normal gerilme dağılımı Hertz yasasına göre dir. Kontak alanındaki en yüksek teğetsel gerilme τ_{max} ise

$$\tau_{max} = \mu\sigma \quad (3.9)$$

Burada μ sürtünme katsayısını, σ kontak alanındaki normal gerilmeyi ifade etmektedir. Teğetsel adezyon kuvveti denklem 3.10'daki gibi hesaplanmaktadır.

$$F = \frac{2Q\mu}{\pi} \left(\frac{\epsilon}{1 + \epsilon^2} + \arctan\epsilon \right) \quad (3.10)$$

$$\epsilon = \frac{2}{3} \frac{C\pi a^2 b}{Q\mu} s$$

Denklemd e Q teğ et noktasından oluşan tekerlek yükünü, ϵ teğetsel gerilmenin adezyon alanındaki gradyanını temsil etmektedir. a ve b ifadeleri Hertz yasasından elde edilen kontak elipsinin yarı eksenleridir. C olarak tanımlanan ifade Kalker'in lineer teorisinden gelmektedir. Boylamsal yönde formül revize edildiğinde gradyan değeri denklem 3.11'deki gibi olmaktadır.

$$\epsilon_x = \frac{1}{4} \frac{G\pi ab C_{11}}{Q\mu} s_x \quad (3.11)$$

G malzemenin kesme modülünü ifade etmektedir. s_x toplam kayma değeri olan s 'in boylamsal yöndeki kayma değerini ifade eder. Toplam kayma değeri ve boylamsal ile yanal yöndeki kayma değerlerinin ifadesi denklem 3.12'de gösterilmektedir.

$$s = \sqrt{s_x^2 + s_y^2} \quad (3.12)$$

$$s_i = \frac{\omega_i}{V}, i = x, y$$

$\omega_{x,y}$ olarak ifade edilen boylamsal ve yanal yönde meydana gelen kayma hızlarıdır. Boylamsal ve yanal yöndeki kuvvetlerin hesabı denklem 3.13'e göre gerçekleştirilir.

$$F_i = F \frac{S_i}{S}, \quad i = x, y \quad (3.13)$$

Boylamsal ve yanal yöndeki adezyon katsayısını hesaplamak için kuvvet değerlerinin denklem 14'teki gibi normal yüke oranlanması gerekmektedir.

$$f_i = \frac{F_i}{Q}, \quad i = x, y \quad (3.14)$$

Kayma hızı arttıkça sürtünme katsayısı düşmektedir. Sürtünme katsayısının kayma hızına göre bağıntısı denklem 3.15'te olduğu gibi ifade edilir:

$$\mu = \mu_0 [(1 - A_p)e^{-B_p\omega} + A_p] \quad (3.15)$$

Buradaki A_p ifadesi sonsuz kaymadaki limit sürtünme katsayısının, maksimum sürtünme katsayısına oranıdır, B_p (s/m) ifadesi ise üstsel sürtünme azalma katsayısıdır.

Farklı koşullardaki durumları daha iyi hesaplayabilmek için yazar iki tane indirgeme faktörü tanımlanmıştır. k_A adezyon bölgesindeki faktörken, k_S kayma bölgesindeki faktördür. Kuvvet formülüne eklenen bu indirgeme katsayılarından sonra elde edilen yeni kuvvet formülü denklem 3.16'da gösterilmektedir.

$$F = \frac{2Q\mu}{\pi} \left(\frac{k_A \epsilon}{1 + (k_A \epsilon)^2} + \arctan(k_S \epsilon) \right) \quad (3.16)$$

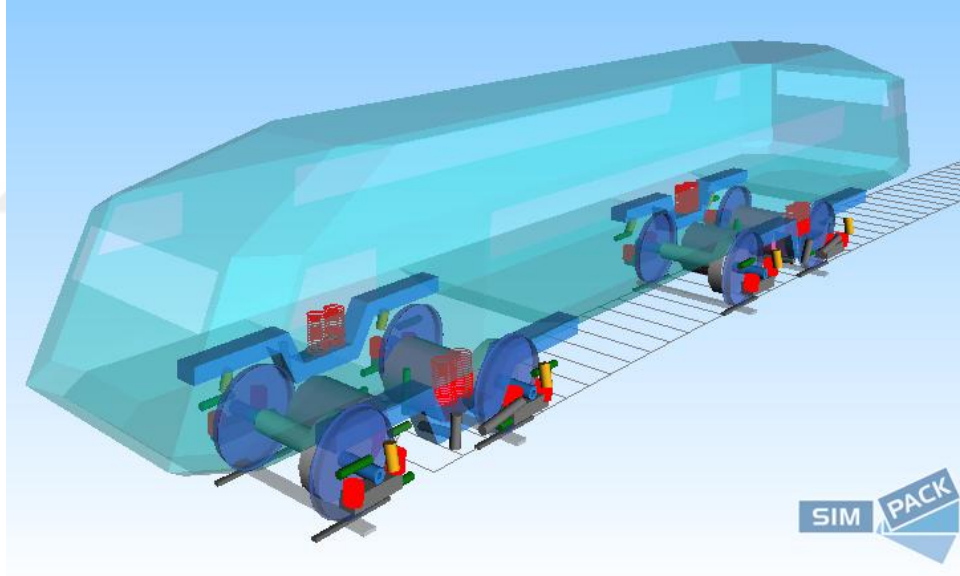
Belirtilen parametreler ölçüm sonuçlarına göre değiştirilerek yapılabilirken, ölçüm olmadığı durumlarda yazar tarafından belirlenen ana model parametreleri kullanılabilir. Polach tarafından kuru ve ıslanmış ray durumları için belirtilen model parametreleri Çizelge 2.1’de listelenmektedir.

Çizelge 2.1 : Adezyon katsayısı ve model parametreleri [26].

Model Parametreleri	Kuru Ray	Nemli Ray
k_A	1.00	0.30
k_S	0.40	0.10
μ_0	0.55	0.30
A_p	0.40	0.40
B_p	0.60	0.20

3. ARAÇ MODELİ

Demiryolu araçlarının dinamik performans özelliklerini anlamak için ÇCP oldukça yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Bu sayede araçlar daha tasarım aşamasındayken, tasarım üzerinde iyileştirme yapılması gereken yerler erkenden belirlenebilir. Tezin ana kapsamında, E5000 lokomotifinin sanal araç modelini standartlarca belirtilen belirli bölgelerde simule ederek, teker-ray kuvvetlerini hesaplayarak; güvenilir sürüş koşullarını belirlemektir. Araç modeli oluşturulurken birçok parametreden faydalanması gerekmektedir. Çalışma kapsamında Simpack benzetim programında oluşturulan E5000 sanal modeli Şekil 3.1’de görülmektedir.



Şekil 3.1 : Sanal araç modeli.

EN 14363 standardına göre araç modeli teker seti, boji, araç gövdesi gibi tüm ana bileşenleri ve bu bileşen arasındaki geometrik, doğrusal/doğrusal olmayan, rijitlik ve sönüm bileşenlerini içermelidir. Araç özelliklerini taşıyan kütle, eylemsizlik, ağırlık merkezi gibi aracın dinamik özelliklerini etkileyen etmelerin değerlerine dikkat edilmelidir. Bu sayede gerçek aracın gerçek dünyada koşullarında maruz kalabileceği etkilere göre, aracın dinamik davranışları rahatlıkla incelenebilmektedir.

Araç modelinin oluşturmak için araç üzerinde dinamik etkisi olan ekipmanların, araç üzerindeki konumlarına göre kütle elemanları kullanılarak özelliklerinin girilmesi gerekmektedir. Girilen kütle elemanları sonrasında birbirlerine jointler aracılığıyla bağlanılarak kuvvet etkilerinin birbirleri üzerinden aktarılması sağlanmaktadır. Benzer şekilde araç üzerinde kullanılan yaylar ve damperler de jointler yardımıyla kütle elemanlarına veya birbirlerine bağlanmaktadır.

Demiryolu araçlarında etkili bir sürüşü sağlayan, aksların bağlı olduğu yapıya boji adı verilmektedir. Teker-ray etkileşimleri sonucunda meydana gelen titreşim gibi unsurlar boji yapısı sayesinde sönmülenererek konforlu bir sürüş sağlanır. Bjiler içerisinde aks, aks kutusu, yay, damper, pivo, cer motoru, dişli kutusu ve fren tertibatını bulundurmaktadır. Bjiler aks yerleşimlerine göre farklı isimlendirmeler almaktadırlar. İki aks ve iki bojiden oluşan lokomotifler Bo-Bo olarak adlandırılırken; üç aks iki bojiden oluşan lokomotifler Co-Co olarak adlandırılmaktadır.

3.1 E5000 Genel Karakteristiği

E5000 projesi 2017 yılında bir KAMAG projesi olarak İTÜ, TÜRASAS ve TÜBİTAK iş birliği ile başlamıştır. E5000 lokomotifi sayesinde, Türkiye'nin demiryolu sektöründe dışa bağımlılığı azaltılacak olup, yerli sanayinin üretim kabiliyeti ve teknolojisi gelişecektir. 2024 yılı itibariyle genel tasarımı bitmiş olan lokomotifin, TSI sertifikasyonu alabilmesi için test çalışmaları devam etmektedir. Tasarlanan lokomotif Şekil 3.2'de gösterilmektedir.

İki adet motorlu aksa sahip iki adet boji tertibatına sahip olan E5000 lokomotifinin genel özellikleri Çizelge 3.1'de listelenmiştir. Tasarlanacak lokomotifin TSI LOC&PAS [27] tarafından belirlenen testleri ve şartları sağlaması gerekmektedir. Bu şartlar genel olarak aracın dayanımı, dinamik analizleri, EMC/EMI koşulları, elektriksel koşullar gibi birçok parametreyi içermektedir.

Çizelge 3.1 : E5000 lokomotifinin genel özellikleri.

E5000 özellikleri			
Yol açıklığı	1435 mm	Dingil mesafesi	3000 mm
Araç uzunluğu	19700 mm	Max. aks yükü	22.5 t
Gabari	G2	Max. ağırlık	88 t
Pivo açıklığı	9900 mm	Max. hız	140 km/h



Şekil 3.2 : E5000 lokomotifi.

E5000 lokomotifi Simpack programında modellenirken, lokomotifin bojiler hariç ağırlığı tek bir kütle olarak alınmıştır. E5000 lokomotifinin ağırlık merkezinin konumu ve eylemsizlik momentleri gibi mekanik bilgileri içeren veriler 3 boyutlu CAD programında hesaplanan değerlere göre Simpack programına aktarılmıştır.

3.2 Boji

Boji yapıları farklı şekil ve büyüklüklerde tasarlanabilmektedir. Hafif raylı sistem araçları olan tramvay ile yüksek hızlı trenlerin boji yapıları arasında büyük farklılıklar mevcuttur. Bu farklılıklardan kaynaklı olarak aracın dinamik cevabı da farklılık gösterir. Bojiler birçok amaca hizmet etmektedir:

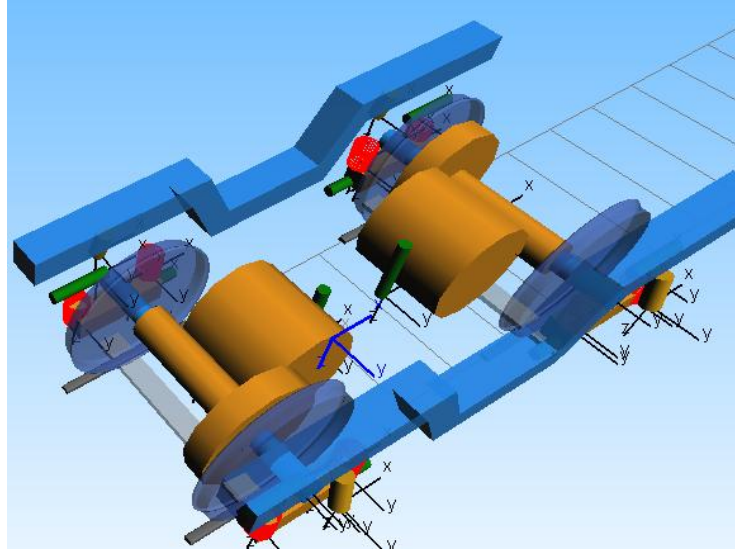
- Demiryolu aracı gövdesini desteklemek;
- Hem düz hem de kurplu yollarda kararlılığı sağlamak;
- Titreşim etkisini emerek sürüş konforu sağlamak;
- Ray aşınmasını önlemek bunlardan bazılarıdır.

Benzetim programlarında boji modellemesi kritik bir öneme sahiptir. Araç gövdesi tek bir kütle elemanı olarak modellenirken, boji yapıları içerisinde bulundurduğu elemanlardan dolayı daha karmaşık bir hal alır.

E5000 lokomotifi, iki adet çift akslı motorlu bojiler ile hareketini sağlamaktadır. Lokomotif ve bojiler arasındaki bağlantı düşey, yanal ve boylamsal yöndeki yay ve damperlerle sağlanmaktadır. Ayrıca yalpalama yönünde damperler bulunmaktadır. Buraya kadar belirtilenler lokomotif ve boji arasındaki doğrudan bağlantılar olup ikinci derece süspansiyon elemanları olarak adlandırılmaktadır. Bunların haricinde tekerlek seti ve boji yapısı arasında her bir aks kutusuna ikişer adet gelecek şekilde birincil yaylar bulunmaktadır. Yayların haricinde aks kutusu ve boji karkas yapısı arasında boylamsal yönde her bir aks kutusunda iki adet olmak üzere toplamda boji başına sekiz adet çekiş çubuğu (ing. traction rod) bulunmaktadır. Şekil 3.3'te lokomotif projesi geliştirilmesi kapsamında tasarlanan boji gösterilmektedir. Benzetim programında oluşturulan boji sanal modeli Şekil 3.4'te gösterilmektedir. Tasarlanan boji üzerinde bulunan süspansiyon ekipmanları ve yönleri ise Çizelge 3.2'de listelenmektedir.



Şekil 3.3 : E5000 lokomotif bojisi.



Şekil 3.4 : E5000 lokomotif bojisinin sanal modeli.

Çizelge 3.2 : E5000 süspansiyon ekipmanları ve yönleri.

Yön	Özellikler
Düşey	Her bir yanda ikişer adet olmak üzere toplamda dört adet yay, iki adet damper
Yanal	Bir adet yanıl damper
Boylamsal	Pivo ve boji arasında yer olan iki adet çekiş çubuğu
Yalpalama	Her bir yanda birer adet damper

3.3 Teker-Ray Kontakları

Tekerlek ve ray arasındaki kontak şeklinin belirlenmesi normal ve teğetsel kuvvetlerin hesaplanması açısından kritik bir rol oynar. Doğru bir kontak şekli tanımlı yapılamadan, kuvvetlerin doğru bir şekilde hesaplanması beklenmemelidir. Simpack programında her bir kontak için hesap aşağıdaki gibi yapılmaktadır [17]:

- Kontak şekli ve eğriler gibi profil geometrilerinin hesaplanması ve kontak konumunun belirlenmesi;
- Kaymanın hesaplanması;
- Hertz yasasına göre normal kuvvetin hesaplanması;
- Teğetsel tork değerlerinin hesaplanmasıdır.

Simpack programında kontak araması eşdeğer elastik ve ayrık elastik adı verilen iki farklı yöntemle yapılabilmektedir.

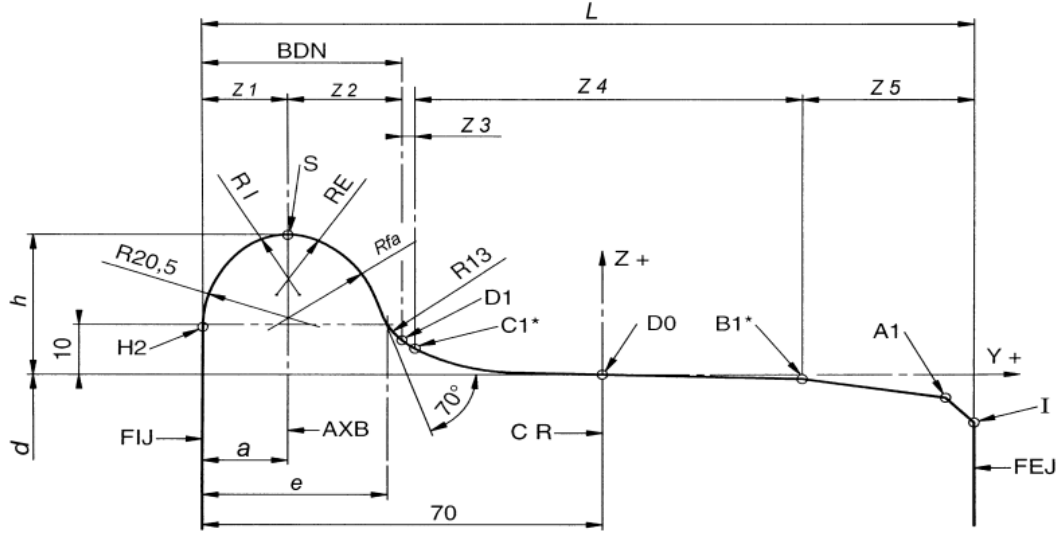
3.4 Teker Bilgileri

Nümerik simülasyonlarda kullanılacak tekerlek profilleri, değerlendirilecek aracın operasyonel koşullarına uygun olması gerekmektedir. Araç ömrü boyunca sürekli yeni tekerleklerle hareket halinde olmayacağından, yapılacak benzetim çalışmalarının aşınmış tekerleklerle yapılması daha doğru olacaktır.

Modelleme çalışmalarında kullanılmak üzere S1002 tekerlek bilgileri programa tanımlanmıştır. Demiryolu araçlarının dinamik testleri gerçekleştirilirken tekerleklerle alakalı koşullardan bir tanesi boden açısının 70° 'ye eşit veya küçük olmasıdır.

Demiryolu araçlarında farklı çaplarda tekerlekler kullanılmaktadır. Yüksek hızlı trenlerde, elektrikli çoklu ünitelerde (EMU) ve yolcu vagonlarında 750-900 mm çapında tekerlekler kullanılırken; lokomotifler kullanılan tekerleklerin çapı 1000-1300 mm arasında değişiklik göstermektedir. E5000 projesi kapsamında kullanılacak yeni tekerleklerin çapı 1250 mm olarak tasarlanmış olup, aşınmalar sonucunda kabul edilebilir en düşük çap 1170 mm olarak belirlenmiştir. Benzetim çalışmaları esnasında yarı aşınmış tekerlek esas alınacağından, model üzerinde bu değer 1210 mm olarak seçilmiştir.

E5000 lokomotifinde kullanılacak olan tekerlek EN 13715 [28] standardında ölçüleri belirtilen S1002 tekerleğidir. Kullanılan tekerleğin ilgili ölçüleri Şekil 3.5'te gösterilmektedir. Buradaki ölçülerden bilinmesi gerekenler, çapı 760 mm'den büyük olan tekerleklerde boden yüksekliğinin minimum (h) 27.5 mm olması gerekliliğidir. Bodan kalınlığı (e) 28.5 mm ile 32.5 mm arasında farklılık göstermektedir. Tekerlek üzerindeki ters eğim değeri %6.7'dir. Kullanılan tekerlek tanımları ise şu şekilde yapılmaktadır: "EN 13715 – teker tipi / bodan yüksekliği / bodan kalınlığı / ters eğim".



Şekil 3.5 : Demiryolu araç tekerleği temel boyutları [28].

3.5 Sanal Yollar ve Yol Düzensizlikleri

Bu çalışmada sanal yollar ve yol düzensizlikleri oluşturulurken EN 14363 [29] standardından faydalanılmıştır. Standart demiryolu araçlarının 1435 mm olan standart yollardaki sürüş karakteristiklerinin değerlendirilmesinde kullanılan işlem sırasını tanımlamaktadır.

Standart içerisinde standart tarafından belirlenmiş test bölgeleri bulunmaktadır. Her bir bölgenin kendi içerisinde ayrı karakteristiği bulunmaktadır. Toplamda beş adet farklı test senaryosu bulunan standartta bu çalışmada kullanılmak üzere bölge 1 ve bölge 3 seçilmiştir.

Standart içerisinde denklemlerde çokça kullanılan iki terim vardır. Bunlar V_{adm} , kabul edilebilir hız ve I_{adm} kabul edilebilir deyer eksikliğidir. Kabul edilebilir hız değeri tasarlanacak aracın en yüksek operasyonel hızını belirtir. Kabul edilebilir deyer eksikliği ise farklı tipteki araçlara göre farklılık gösteren bir değerdir. Yük vagonlarında bu değer 130 mm'den küçük olması istenirken, geleneksel yolcu katarlarında değer 150 mm'den küçük olması gerekmektedir.

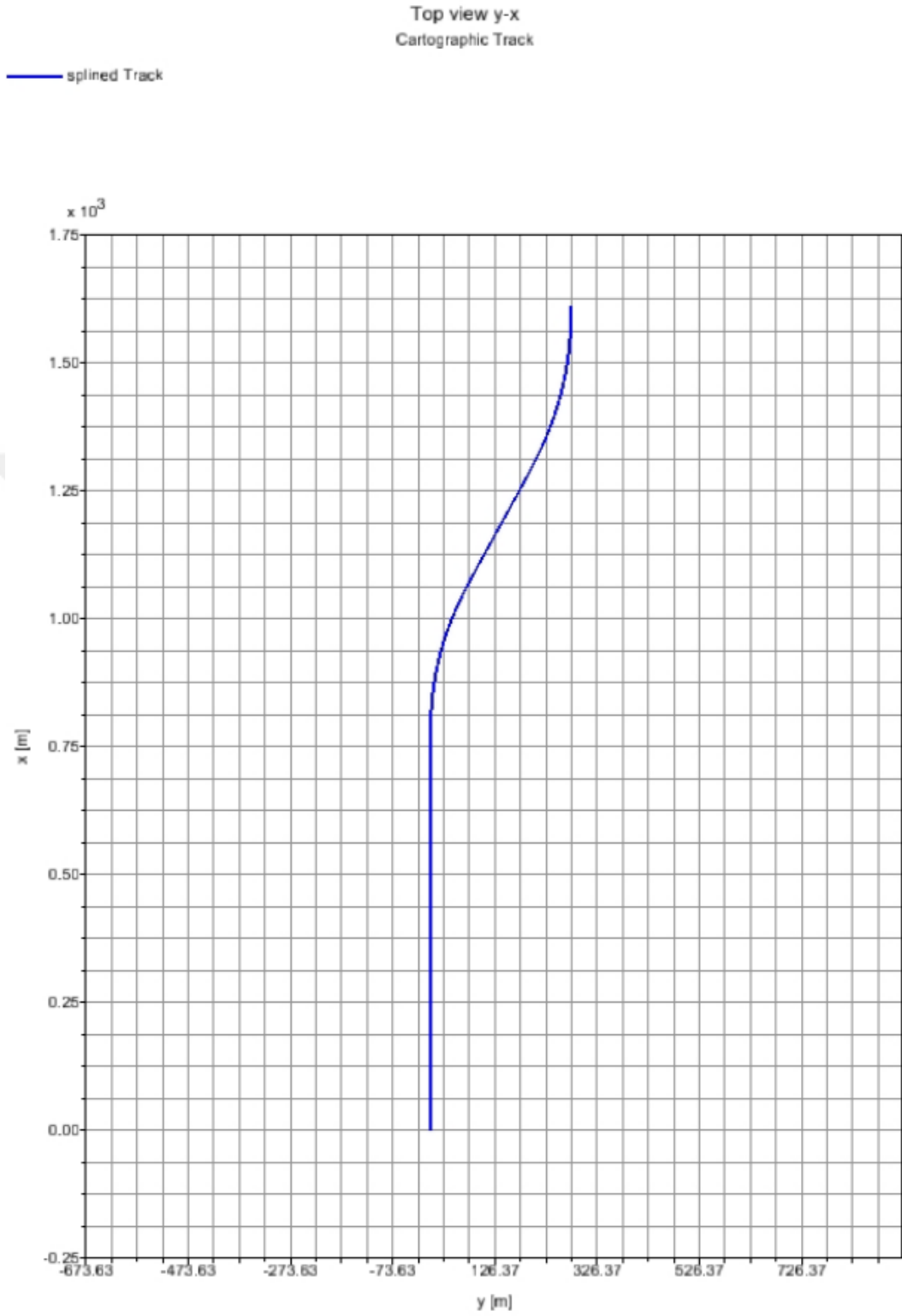
Bölge 1, birleşim eğrileri ve çok büyük yarıçaplı kurpları barındıran hemen hemen düz bir hat olan bir bölgedir. Bu bölgede tasarlanan aracın en yüksek operasyonel hızı test edilmektedir. Hat uzunluğunun en az 10 km olması gereken bu bölgede, her bir yol bölgesinin standartta belirtilen aracın operasyonel hızına bağlı olan uzunlukta olması

gerekmektedir. Örneğin, 160 km/h ve 220 km/h hızla hareket edecek olan araçlarda bu her bir yolun 250 m olması gerekmektedir. Hat üzerinde olması gereken diğer bir durum dever eksikliğidir. Bölge 1 gibi düz hatlarda bu değer 40 mm'ye eşit veya küçük olması gerekmektedir.

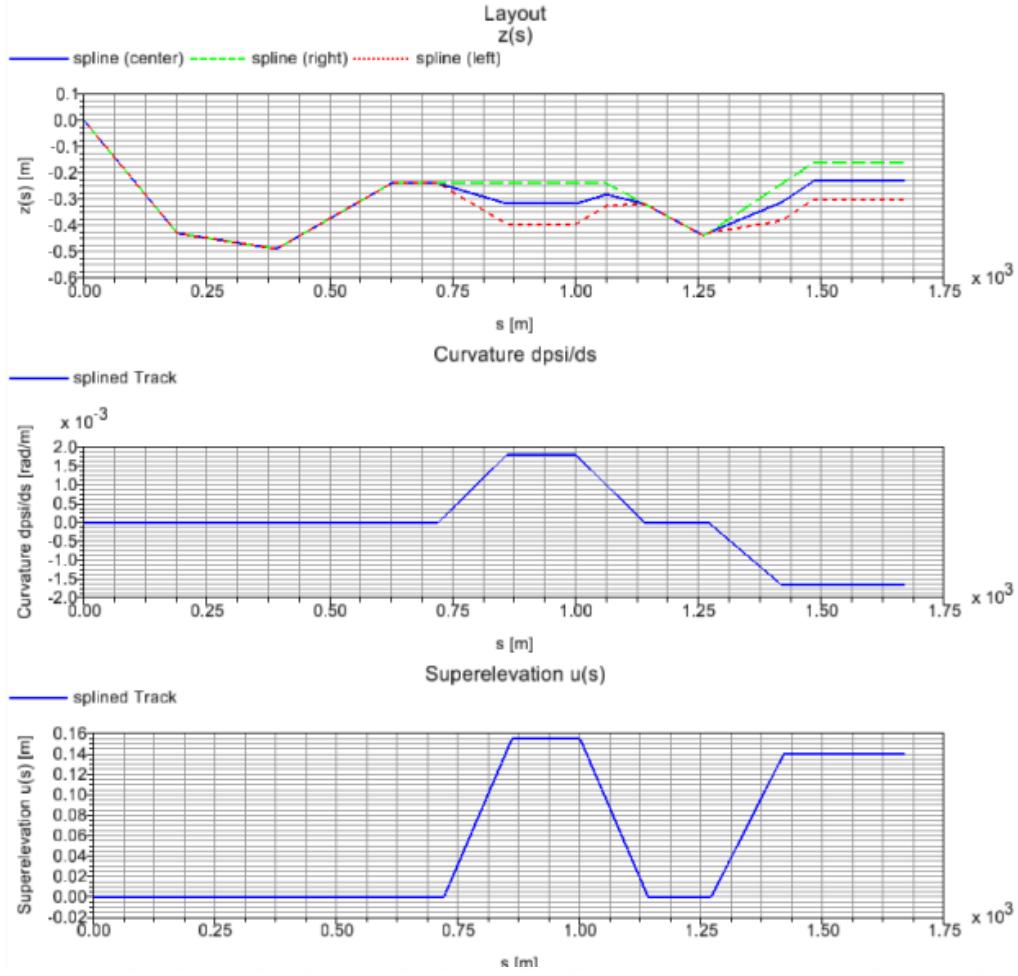
Bir diğer bölge olan bölge 3, küçük yarıçaplı kurplardan meydana gelmektedir. Kurp yarıçapının 400-600 m arasındaki değiştiği bu bölgede ortalama kurp yarıçapının 500 m olması gerekmektedir. Bölge 3 sayesinde aracın dever durumuna verdiği tepki incelenmektedir. Bu bölgede oluşturulan her bir ayrı kurp uzunluğunun 100 m olması gerekmektedir. Bölge 3 üzerindeki dever yükseklikleri farklılıklar gösterecek şekilde olmalıdır. Bu bölge üzerinde dever eksikliği yüksekliği kabul edilebilir seviyenin %70-115 arasında bulunması gerekmektedir. Bir boyutlu hesaplama durumunda, bölgenin %20'sinde bu değer kabul edilebilir deverin eksikliğinin %105-115 arasında bulunması gerekmektedir.

Şekil 3.6'da Manso F. [18] tarafından yüksek lisans çalışması kapsamında incelediği yük vagonunun benzetim programında oluşturulduğu hattın xy düzleminde / kuşbakışı görünümü gösterilmektedir. Şekilden anlaşılacağı üzere hat ilk başlarda düz olarak modellenirken, sonrasında iki adet kurba gelmektedir. Kurplar hakkındaki bilgiler dever ve kurp yarıçapı gibi bilgiler Şekil 3.7'de gösterilmektedir.

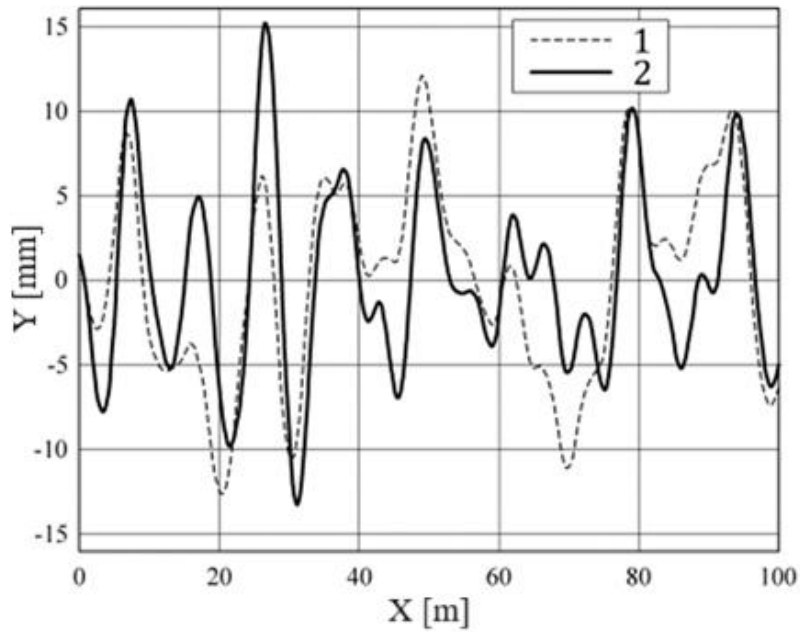
Benzetim çalışmaları esnasında yol düzensizliklerini oluşturmak için PSD (Power Spectrum Density) yöntemi kullanılmıştır. Metot ile oluşturulan yol düzensizliğinin standartta belirtilen kriterleri sağlaması gerekmektedir. Yol düzensizlikleri her bir test senaryosunun şartlarını sağlamalıdır. Bölge 1 gibi düz hattın olduğu alanlarda düzensizlik hesabında iki raydaki en yüksek değer alınırken, Bölge 3 gibi kurpların olduğu yollarda, yükseltinin olduğu rayın değerleri esas alınmaktadır. Oluşturulacak sanal yol düzensizlikleri standartlarca belirtilen sınırların %90 içerisinde kalmalıdır. Hızın en fazla 120 km/h hızdaki raylı taşıtlarda yol düzensizliğinin yanal yönde en düşük 1.05 mm ve en yüksek 1.45 mm olması istenirken; düşey yönde bu değerler en düşük 1.80 mm ve en yüksek 2.50 mm olmalıdır. Oluşturulacak olan sanal hatlardaki yol düzensizlikleri EN 14363 Ek-M'de belirtilen yol düzensizlik şartlarını sağlamalıdır.



Şekil 3.6 : Örnek bir sanal hattın kuşbakışı görünümü [18].



Şekil 3.7 : Örnek bir hattın yol parametreleri [18].



Şekil 3.8 : Yol düzensizliklerinin standart üzerinde gösterimi.

Demiryolunda yol düzensizliklerinin EN 13848-1'e göre yapılması gerekmektedir. Standart üzerinde hat üzerinde yanal yönde olan yol düzensizliği Şekil 3.8'de gösterilmektedir. Bu düzensizlik değerinin bir önceki paragrafta belirtildiği gibi belirli bir aralıkta olması gerekmektedir.

3.6 Filtreleme

Filtreleme işlemi, ölçüm kayıtları alındıktan sonra elde edilen verilerin istatistiksel yöntemler kullanılarak okunabilir bir hale getirilmesine olanak sağlamaktadır. EN 14363 standardı tarafından test sonuçlarının hesaplanmasının nasıl yapılması gerektiği belirtilmektedir. Filtreleme yönteminin uygulanması için örnekleme oranının en düşük 200 Hz olması gerekmektedir. Oluşturulan modelde çözüme geçilmeden önce programın çözücü ayarlarında örnekleme oranının buna göre belirlenmesi gerekmektedir.

Standart tarafından belirlenen filtreleme yöntemlerinden bir tanesi ölçüm sonuçlarına alçak geçiş (low-pass) filtre uygulanmasıdır. Bu filtrenin frekans değeri standartta ölçümü alınması gereken değerler için farklılık göstermektedir. Teker-ray etkileşimindeki yanal ve düşey kuvvetler için bu değer 20 Hz olarak belirlenmiştir. Alçak geçiş filtresi haricinde uygulanabilecek diğer bir istatistiksel yöntemde kayan ortalamadır. Bu filtreleme yönteminde, giriş sinyaline aritmetik ortalama değerleri belirli bir pencere aralığında belirli bir kayma uzunluğuna göre hesaplanır. Yöntemin tanımlanması yapılırken pencere uzunluğu (x_m) ve örnekleme aralığı (x_s) değerleri girilmelidir. Standart tarafından bu değerler pencere uzunluğu için 2.0 m, örnekleme süresi için ise 0.5 m'ye eşit veya küçük olmalıdır. Standartta belirtilen yöntemler ilgili değerlere uygulandıktan sonra, belirli yüzdeler aralığında sonuçların bulunması gerekmektedir.

Uygulanacak olan istatistiksel yöntemler süreç sonrası veya süreç öncesinde de uygulanabilmektedir. Çalışma kapsamında yöntemlerdeki farklı durumları denemek amacıyla, yöntemler süreç sonrasında uygulanacaktır.

3.7 Program Ana Ayarları

Oluşturulan modelin kontak araması, normal kuvvet hesabının nasıl yapılacağına dair temel bilgiler program kontak ayarları tarafından girilmektedir. Simpack programı

zamana bağlı bir çözücü olduğun, çözücü ayarları buna göre girilmelidir. Çizelge 3.3'te model için belirlenmiş olan kontak ve çözücü ayarları gösterilmektedir.

Çizelge 3.3 : Simpack simülasyon parametreleri.

Kontak ayarları	
Kontak arama	Eşdeğer elastik
Normal kuvvet	Hertz
Young katsayısı	210 GPa
Poisson oranı	0.277
Sürtünme katsayısı	0.55 / 0.30

Çözücü ayarları	
İntegrasyon yöntemi	SODASRT (Varsayılan ayar)
Örnekleme oranı	300 Hz

4. DEĞERLENDİRME KRİTERLERİ

Bu bölümde oluşturulan sanal modelin sanal hatlar üzerinden hesaplanan dinamik performans değerleri ve değerlendirme kriterleri gösterilmektedir.

4.1 Boylamsal Kayma Kuvvet Sonuçları

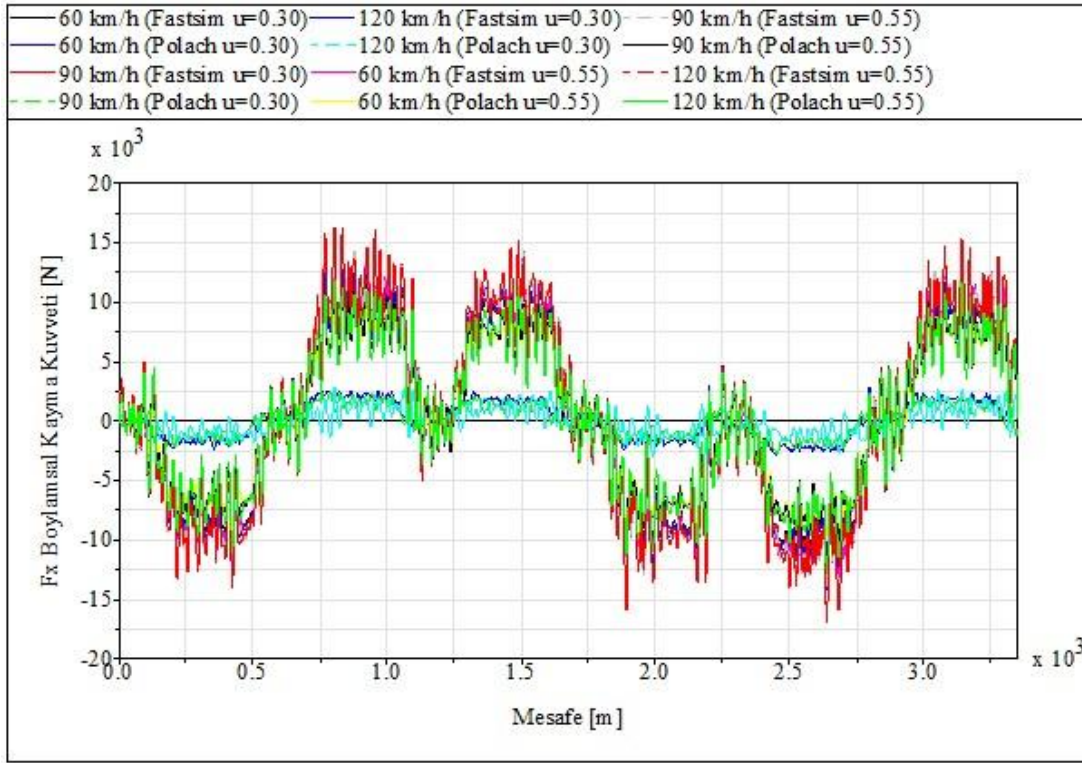
Kayma kuvvetleri sayesinde demiryolu araçlarının kılavuzlanması sağlanmaktadır [30]. Özellikle çekiş/fren kontrol uygulamalarında boylamsal kuvvet etkileri ön plana çıkmaktadır. Kontrol uygulamalarında boylamsal kuvvet değerinin en yüksek olduğu kayma değeri çeşitli kontrol algoritmalarıyla sağlanmaktadır. Optimum kayma değerinin aşılması durumunda demiryolu araç tekerlerinin kayma/kızaklama durumuna gireceği açıktır.

Güvenlik açısından incelendiğinde motor tarafından üretilen torkun kontak noktasına aktarılması gerekmektedir. Eğer bu durum gerçekleşemezse aracın çekiş performansı düşmektedir. Özellikle araç uzun süreli bir kayma/kızaklama durumuna maruz kalırsa, bu durumda hem tekerlek hem de ray üzerinde aşırı aşınma meydana gelebilir. Bu sebeplerden ötürü boylamsal kuvvetlerin hat üzerindeki limitlerinin belirlenmesi kritik bir önem taşımaktadır.

EN 14363 standardı tarafından boylamsal kuvvet değerinin herhangi bir tanımı bulunmamaktadır. Bu durumun sebebi ilgili standardın sadece sürüş güvenliği ile alakalı değerlendirme yöntemlerini içermesidir. Oysa ki, boylamsal tekerlek kuvvetleri daha çok araç performansı ile alakalıdır. Ayrıca boylamsal kuvvetler etkisiyle ray yüzeyi hasarları oluşmaktadır.

4.1.1 Bölge 1 boylamsal kayma kuvveti sonuçları

EN 14363 standardına göre belirlenen bölge 1, düz bir hat olarak tanımlanmaktadır. Bu bölgede hesaplanan farklı hız, adezyon durumu ve teğetsel yonteme göre boylamsal kayma kuvvetlerinin değişimi Şekil 4.1'de gösterilmektedir. Görselden anlaşılacağı üzere FASTSIM yöntemiyle elde edilen kuvvet değerleri daha yüksektir.

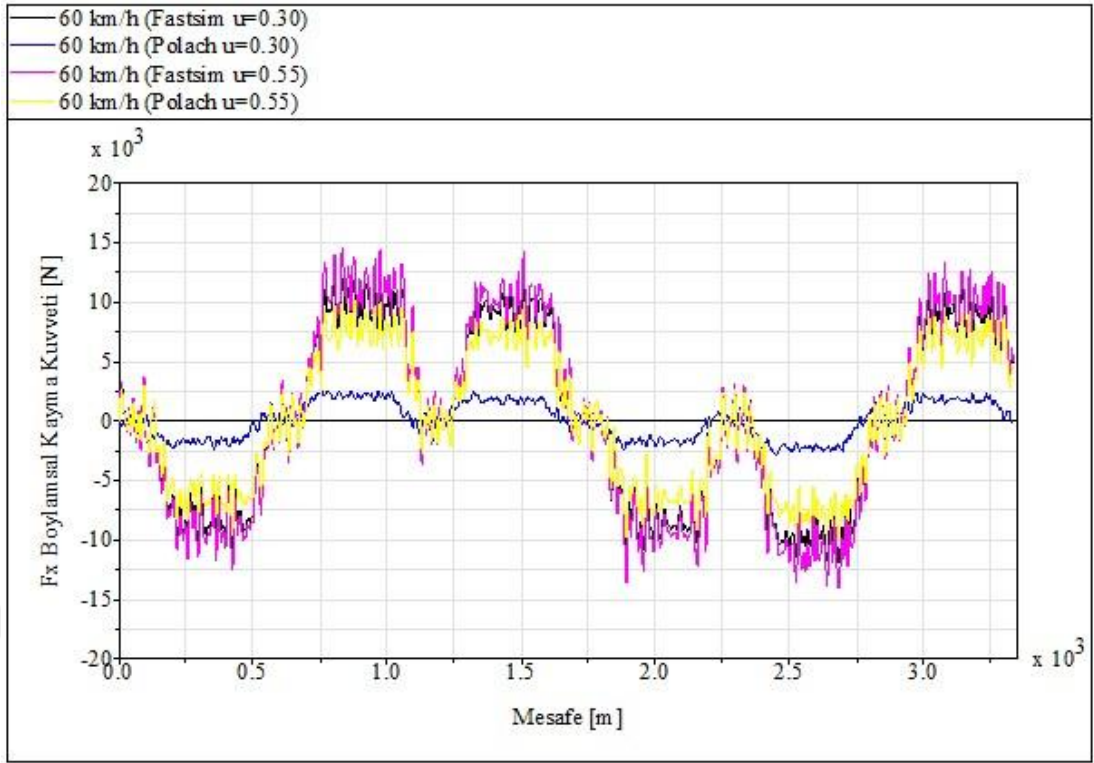


Şekil 4.1 : Bölge 1 için boylamsal kayma kuvvet sonuçları.

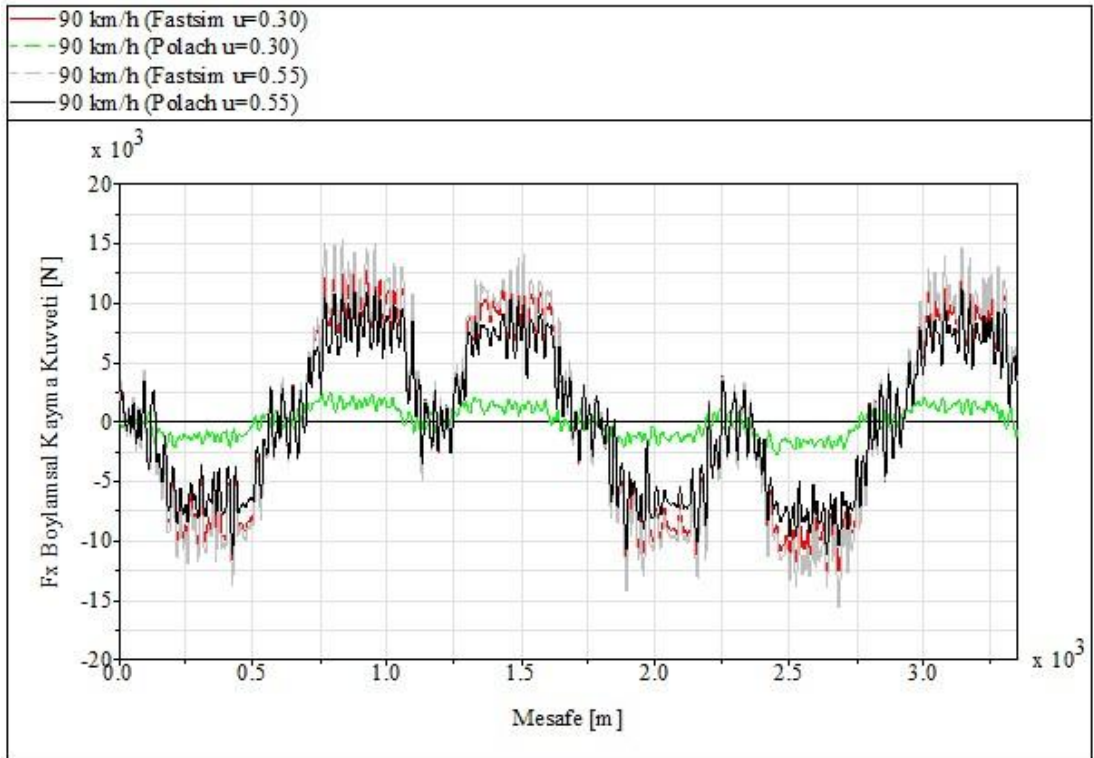
60 km/h hızda farklı adezyon durumu ve farklı yöntemler incelendiğinde, FASTSIM yöntemiyle hesaplanan sonuçların daha yüksek çıktığı görülmüştür (Şekil 4.2). Nemli ray (0.30 adezyon) üzerinde POLACH sonuçlar 2.5 kN olarak hesaplanırken, FASTSIM yönteminde bu değer 10 kN hesaplandığı görülmüştür. Kuru ray (0.55 adezyon) üzerinde POLACH yönteminde 8kN sonucuna ulaşılırken, FASTSIM yöntemiyle 11 kN değerine ulaşıldığı görülmüştür.

90 km/h hızlara çıkıldığında boylamsal kayma kuvvetlerinde %10-15 aralığında düşüşler olduğu görülmektedir (Şekil 4.3). Bir önceki duruma benzer şekilde FASTSIM yöntemiyle hesaplanan sonuçlarının daha yüksek çıktığı gözlemlenmiştir.

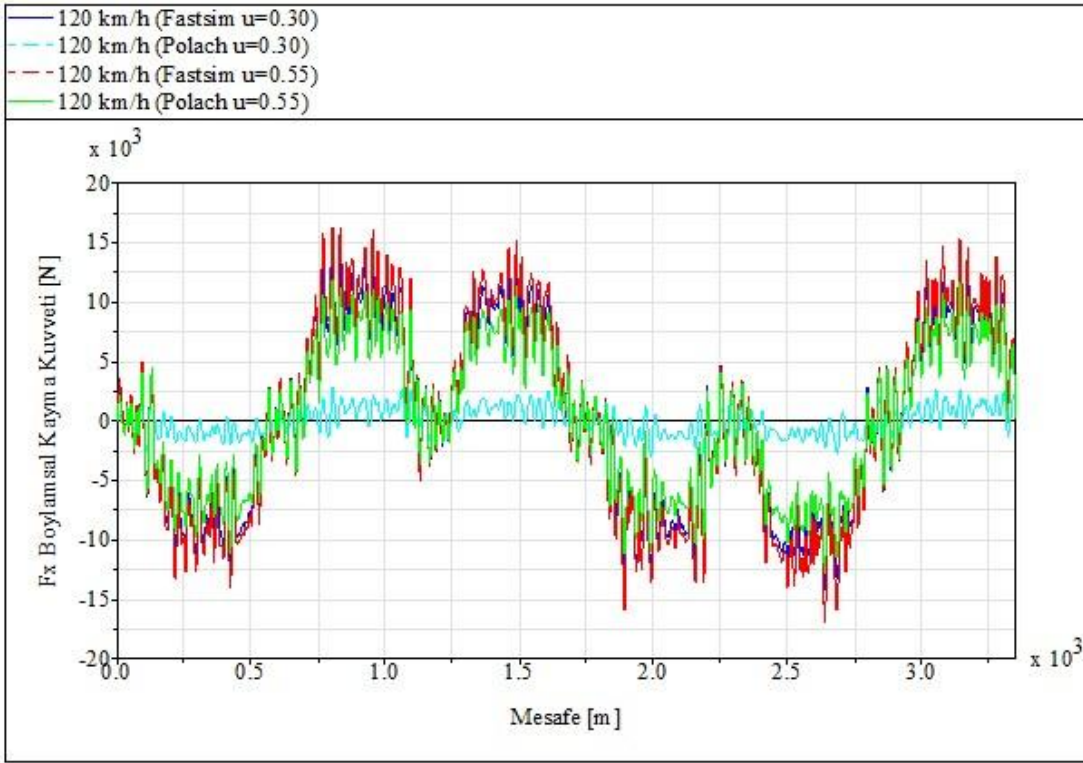
120 km/h hızlara ulaşıldığında ise elde edilen sonuçların 90 km/h hızlarla benzerlik gösterdiği gözlemlenmiştir (Şekil 4.4).



Şekil 4.2 : Bölge 1 60 km/h boylamsal kayma kuvveti sonuçları.



Şekil 4.3 : Bölge 1 90 km/h boylamsal kayma kuvveti sonuçları.

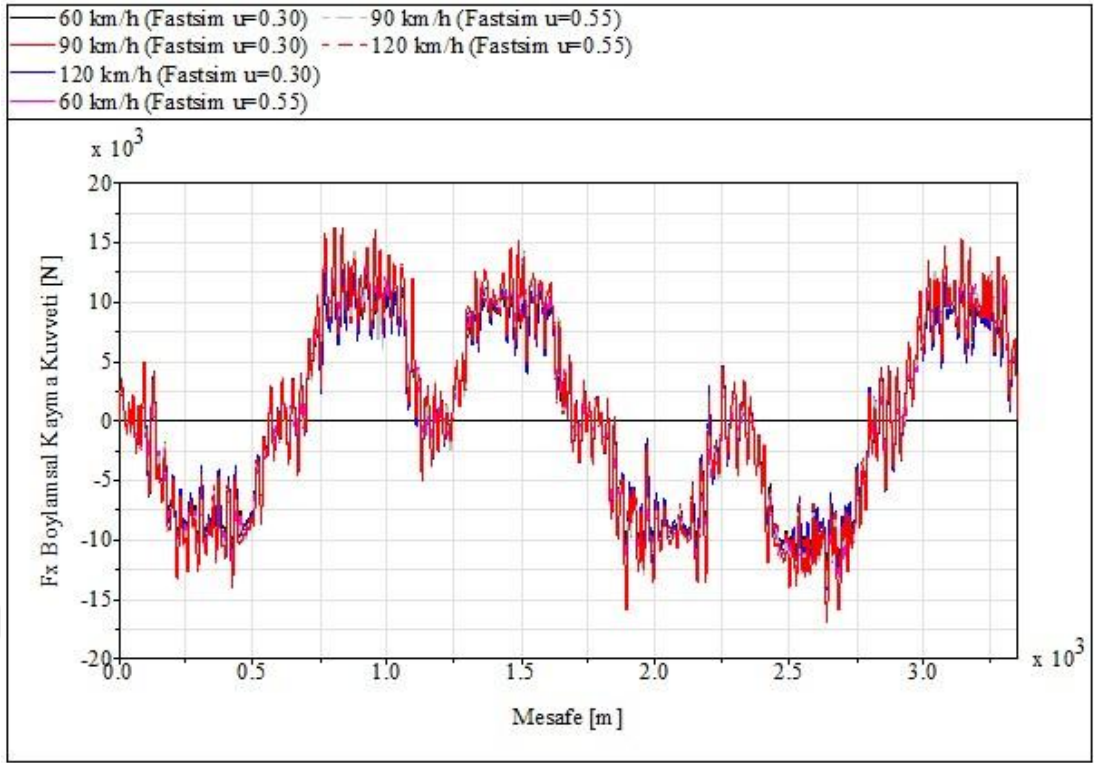


Şekil 4.4 : Bölge 1 120 km/h boylamsal kayma kuvveti sonuçları.

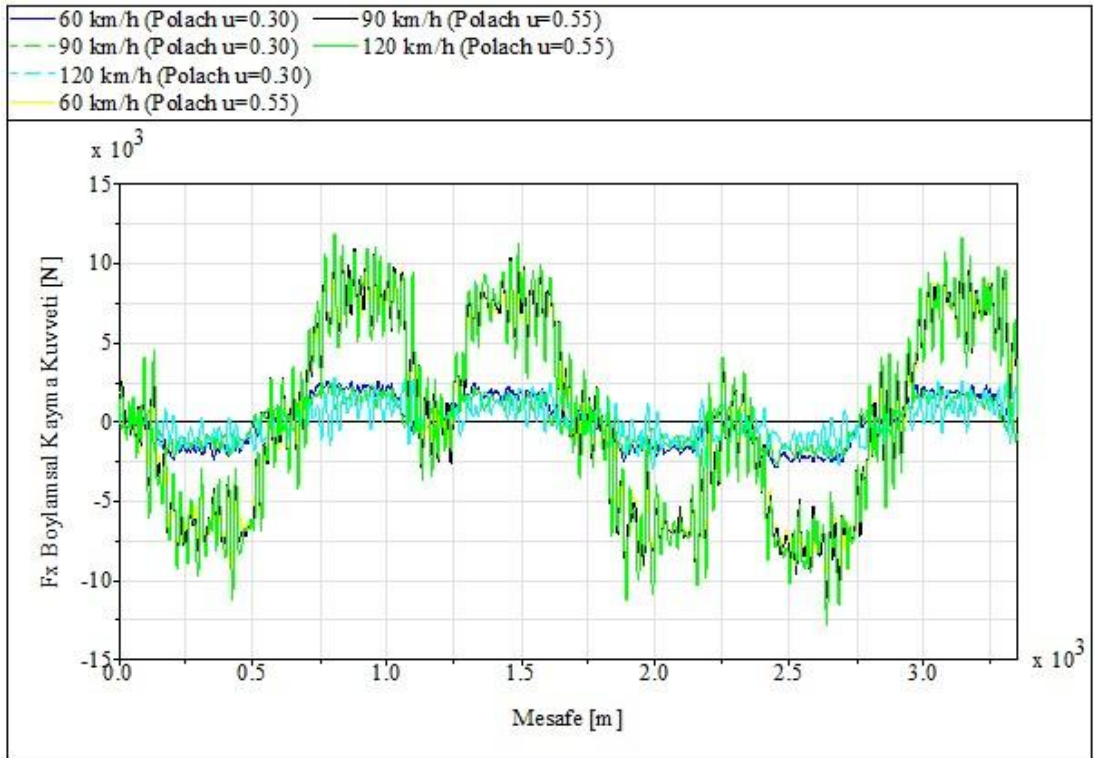
Yöntemlere göre yapılan karşılaştırma neticesinde FASTSIM yöntemiyle hesaplanan boylamsal kuvvet değerinin POLACH yöntemine göre daha yüksek çıktığı gözlemlenmiştir.

Şekil 4.5'te FASTSIM yöntemiyle elde edilen sonuçlar incelendiğinde, farklı hız ve adezyon koşullarında hesaplanan boylamsal kayma kuvveti değerinin dinamik yapıya etki edecek kadar değişmediği gözlenmiştir.

Şekil 4.6'da gösterilen POLACH yönteminde, nemli ve kuru raylar için hesaplanan boylamsal kayma kuvvetleri arasında yaklaşık 3 katlık bir fark olduğu görülmektedir. Özellikle nemli raylarda artan hızla birlikte hesaplanan boylamsal kayma kuvvetinin düştüğü görülmüştür. Kuru raylarda ise böyle bir düşüştüden bahsedilememektedir.



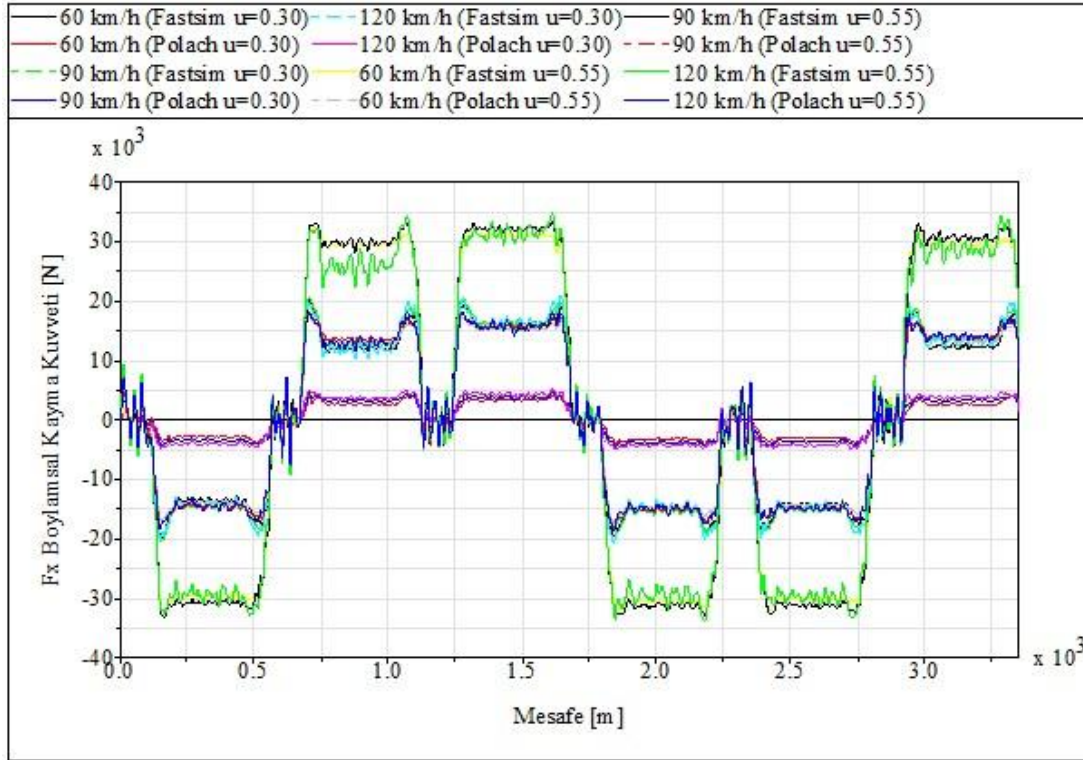
Şekil 4.5 : Bölge 1 FASTSIM boylamsal kayma kuvveti sonuçları.



Şekil 4.6 : Bölge 1 POLACH boylamsal kayma kuvveti sonuçları.

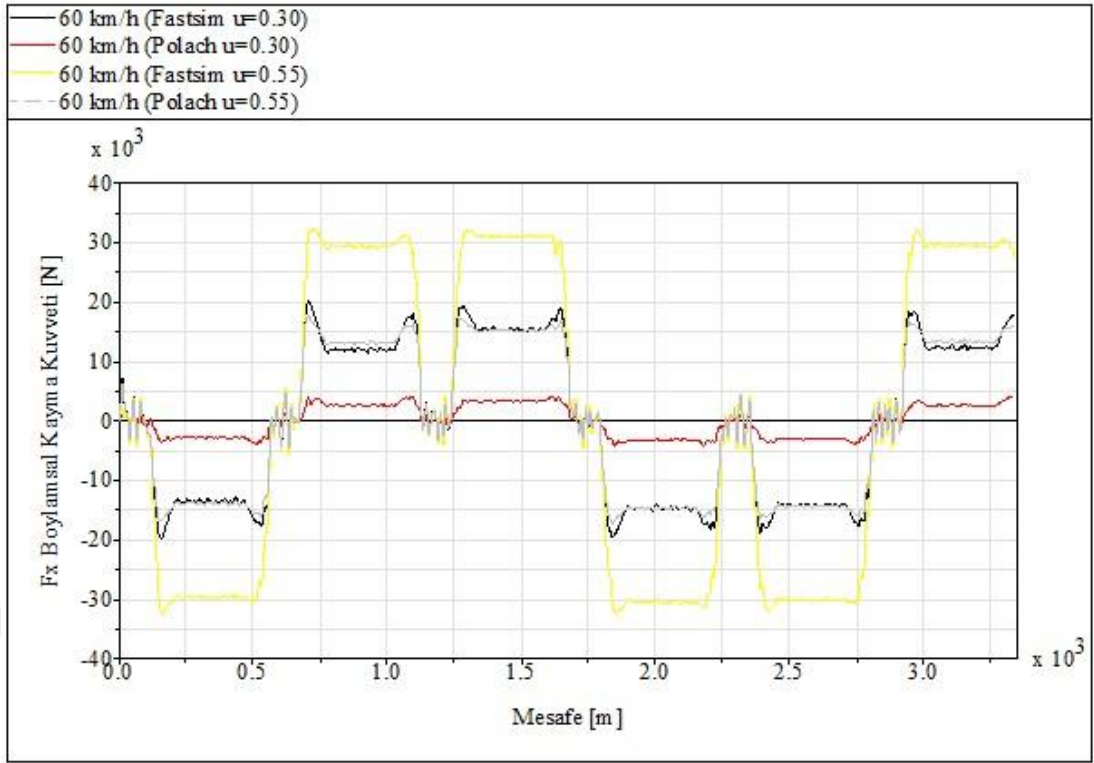
4.1.2 Bölge 3 boylamsal kayma kuvveti sonuçları

EN 14363 standardına göre belirlenen bölge 3, 400-600 m kurp yarıçapına sahip kurplardan oluşan bir hat olarak tanımlanmaktadır. Bu bölgede hesaplanan farklı hız, adezyon durumu ve teğetsel yönetime göre boylamsal kayma kuvvetlerinin değişimi Şekil 4.7’de gösterilmektedir. Görselden anlaşılacağı üzere FASTSIM yöntemiyle elde edilen kuvvet değerleri daha yüksektir.

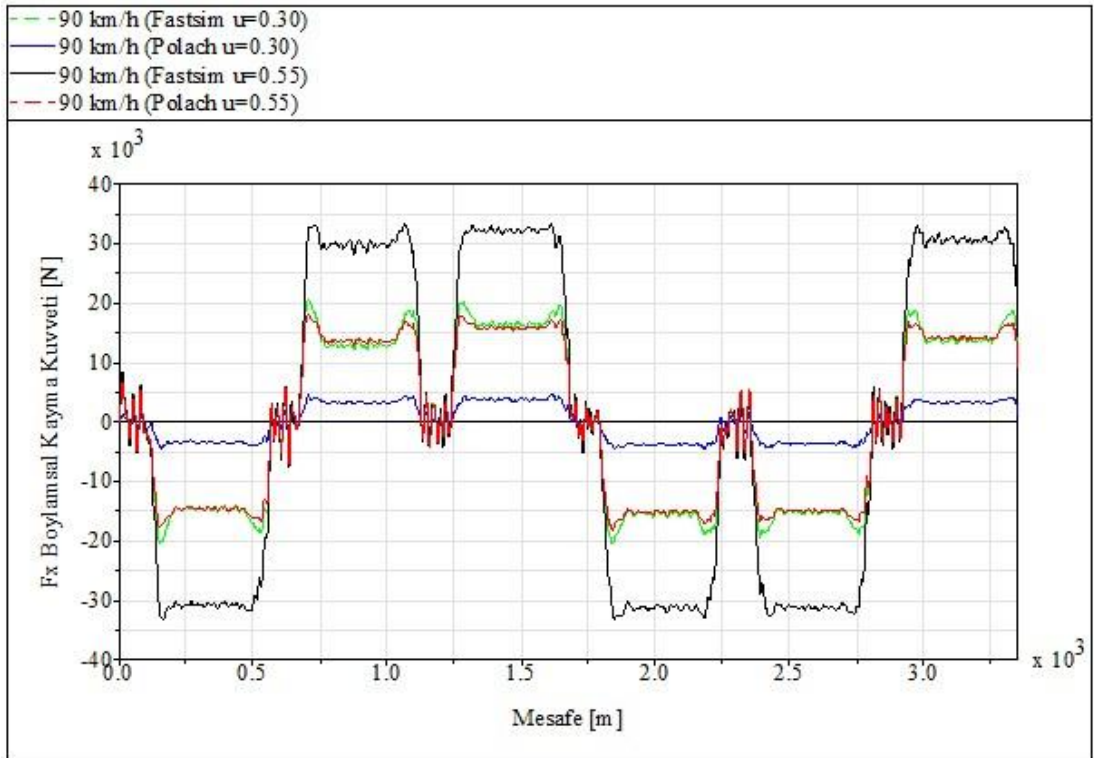


Şekil 4.7 : Bölge 3 için boylamsal kayma kuvveti sonuçları.

60 km/h hızda farklı adezyon koşulu ve yöntemlerde sonuçlar incelendiğinde, FASTSIM yöntemiyle hesaplanan kuvvet değerinin daha POLACH'a göre yüksek olduğu gözlemlenmiştir (Şekil 4.8). Nemli raylarda POLACH yöntemiyle hesaplanan sonuçlar 3 kN olarak hesaplanırken, FASTSIM yönteminde 12.5-15 kN aralığında değişiklik gösterdiği gözlemlenmiştir. Yöntem sonuçları arasında 4-5 katlık fark vardır. Kuru raylarda ise POLACH yönteminde 13-15 kN aralığında sonuçlar hesaplanırken, FASTSIM yönteminde 30-32 kN olarak hesaplanmıştır.



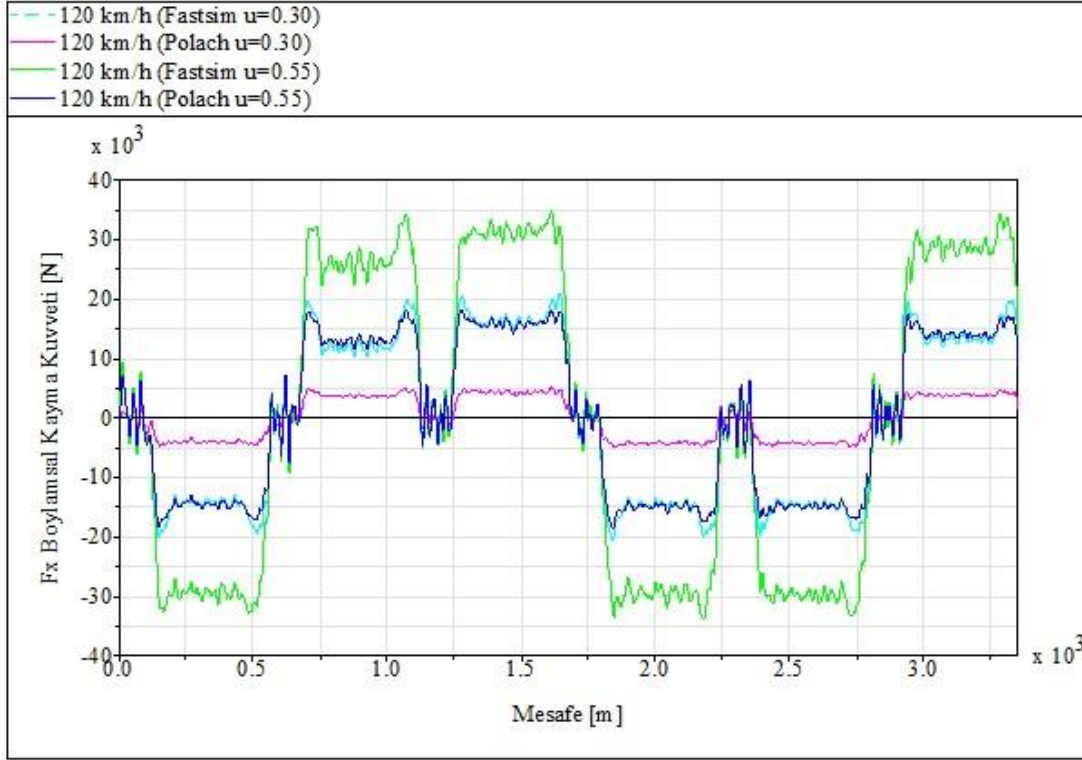
Şekil 4.8 : Bölge 3 60 km/h boylamsal kayma kuvveti sonuçları.



Şekil 4.9 : Bölge 3 90 km/h boylamsal kayma kuvveti sonuçları.

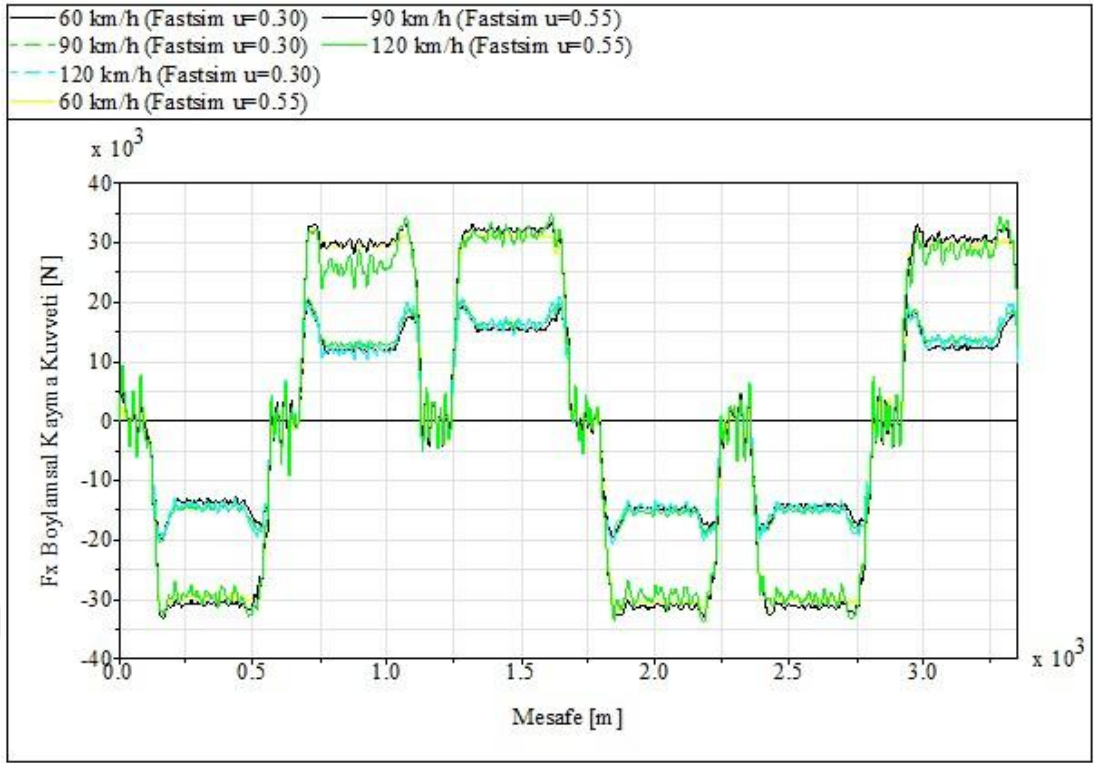
Hızın 90 km/h çıkmasıyla birlikte hesaplanan sonuçlarda bir miktar farklılık gözlemlenmiştir (Şekil 4.9). Boylamsal kuvvet açısından incelendiğinde bu farkın 60 km/h hıza göre kayda değer bir değişiklik gösterdiği gözlemlenmemiştir.

Araç hızı 120 km/h olduğunda, ikinci kurpta meydana gelen %10'luk bir düşüş gözlemlenmiştir (Şekil 4.10). Diğer kurplarda ise hesaplanan sonuçların 60 ve 90 km/h hızlarla benzer sonuçlar gösterdiği gözlemlenmiştir.

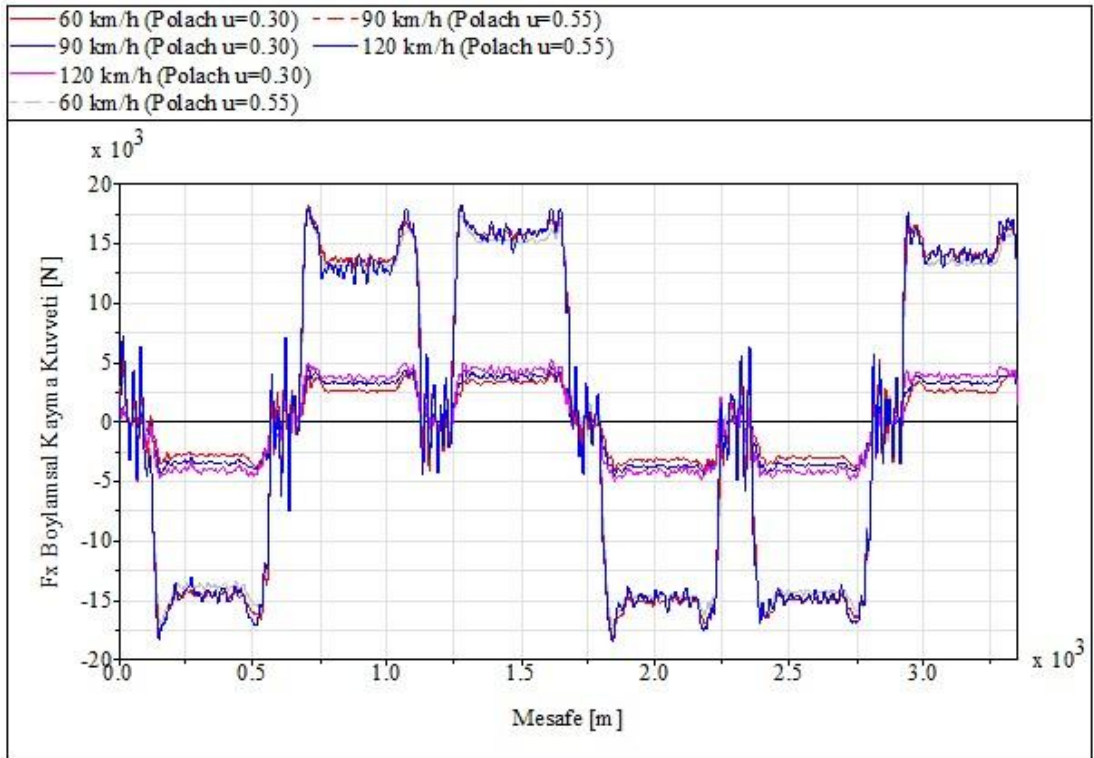


Şekil 4.10 : Bölge 3 120 km/h boylamsal kayma kuvveti sonuçları.

Sonuçlar yöntemler arasında karşılaştırıldığında, Şekil 4.11'de FASTSIM yöntemiyle hesaplanan sonuçlar ve Şekil 4.12'de POLACH yöntemiyle hesaplanan sonuçlar gösterilmektedir. Nemli raylarda FASTSIM yöntemi kullanılarak yapılan hesaplamalarda hıza bağlı bir değişiklik gözlemlenmemiştir. Kuru raylarda ise 120 km/h hızlarda bir miktar düşüş gözlemlenmektedir. POLACH yönteminde ise nemli raylarda hız arttıkça boylamsal kayma kuvvetini arttığı gözlemlenmiştir. Kuru raylardaki durum incelendiğinde ise sonuçların birbirine yakın olmasına karşın düşük hızlarda daha düşük olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 4.11 : Bölge 3 FASTSIM boylamsal kayma kuvveti sonuçları.



Şekil 4.12 : Bölge 3 POLACH boylamsal kayma kuvveti sonuçları.

4.2 Deray Oranları

Deray oranlarının incelenmesin Y/Q oranına bakılmaktadır. Y/Q oranı dinamik analizlerde araç tekerleğinin tırmanması bağılı olarak deray olma durumuna karşı olan güvenliğini göstermektedir. Hesaplaması araç üzerindeki tekerlek setleri üzerinden yapılmaktadır. Y/Q oranının limit hesaplanmasında Nadal tarafından geliştirilen denklem 4.1 kullanılmaktadır.

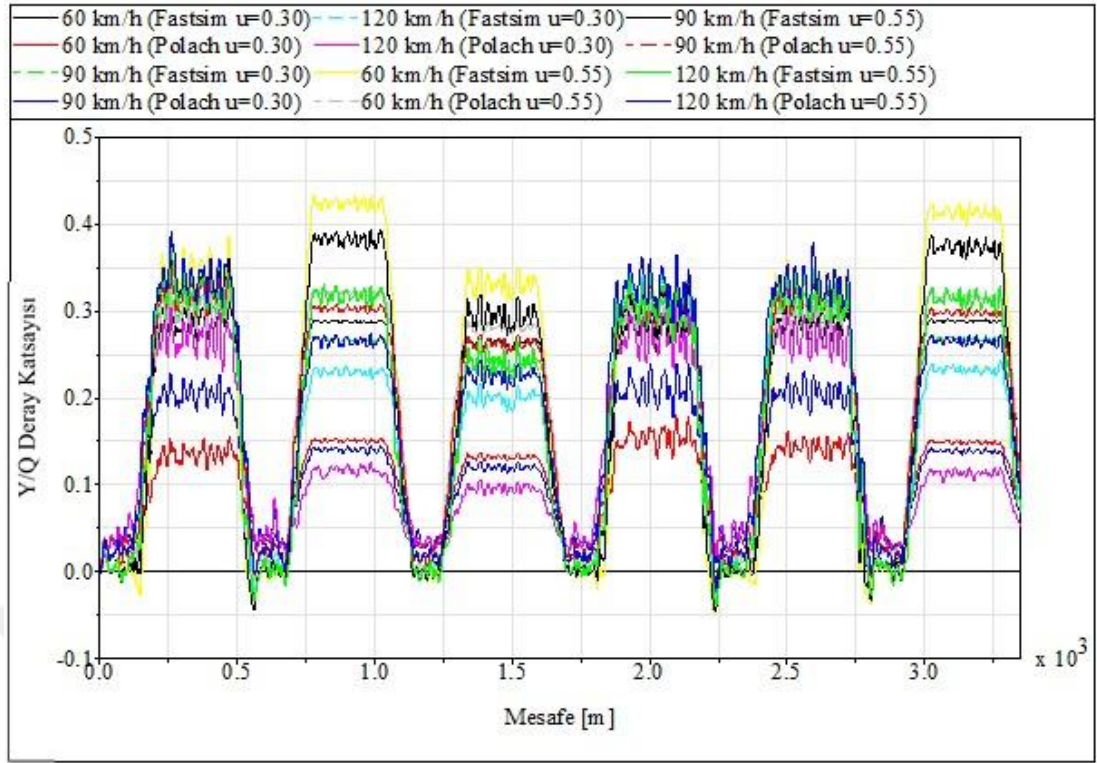
$$\frac{Y}{Q} = \frac{\tan\beta - \mu}{1 + \mu\tan\beta} \quad (4.1)$$

Burada, Y kontak noktasındaki yanal kayma kuvvetini, Q kontak noktasındaki düşey kuvveti, β ifadesi tekerleğin flanş açısını, μ tekerlek ile ray arasındaki sürtünme katsayısı, yani adezyondur. Değerin farklı sürtünme koşullarında değişiklik gösterdiği görülmektedir. Buna göre kuru ve nemli raylardaki değerlendirme bu eşitliğe göre yapılmalıdır. Y/Q oranının standart tarafından limit değeri 0.8 olarak belirlenmiştir. Ancak, birleşim eğrilerinde bu değer geçilebilmektedir. EN 14363 standardında belirtildiği üzere Y/Q oranının hiçbir şekilde 1.2 değerini aşmaması lazımdır. Çalışma kapsamında hareket yönünde bulunan ilk tekerlek setinin değeri incelenecektir. Viraj dönülürken tekerlek boşalması (düşey kuvvetin olmaması) ve yatay kuvvetin belli bir mesafe boyunca aynı anda ortaya çıkması aracın deray olmasına sebep olabilmektedir. Çalışma kapsamında bu durum incelenmemiştir.

Bölge 1 düz bir hat olarak tanımlandığından yanal kuvvet değerleri yüksek çıkmamaktadır. Bu yüzde Y/Q oranının incelenmesi bölge 3'te hesaplanan sonuçların incelenmesi yapılacaktır.

4.2.1 Bölge 3 deray oranı sonuçları

Bölge 3'te elde edilen sonuçlara göre farklı kurplarda Y/Q oranının değişiklik gösterdiği gözlemlenmiştir. Deray oranını incelendiğinde, boylamsal kayma kuvvetindeki gibi birbirine yakın sonuçlar olmadığı görülmektedir. Farklı hız, adezyon durumu ve yöntemde hesaplanan değerlerde kesin bir farklılık mevcuttur. Şekil 4.13'te görüleceği üzere kuru raylarda deray oranının daha yüksek çıktığı görülmüştür. FASTSIM yönteminde hesaplanan değerlerin POLACH'a göre daha yüksek olduğu görülmektedir.

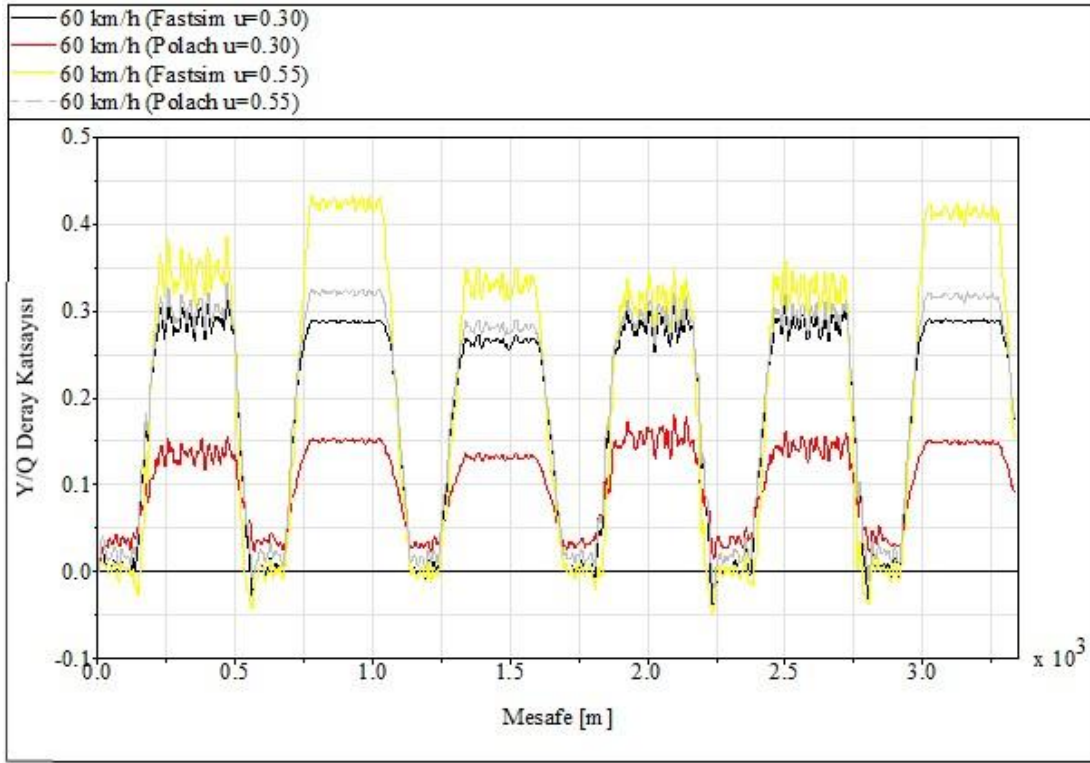


Şekil 4.13 : Bölge 3 deray oranları.

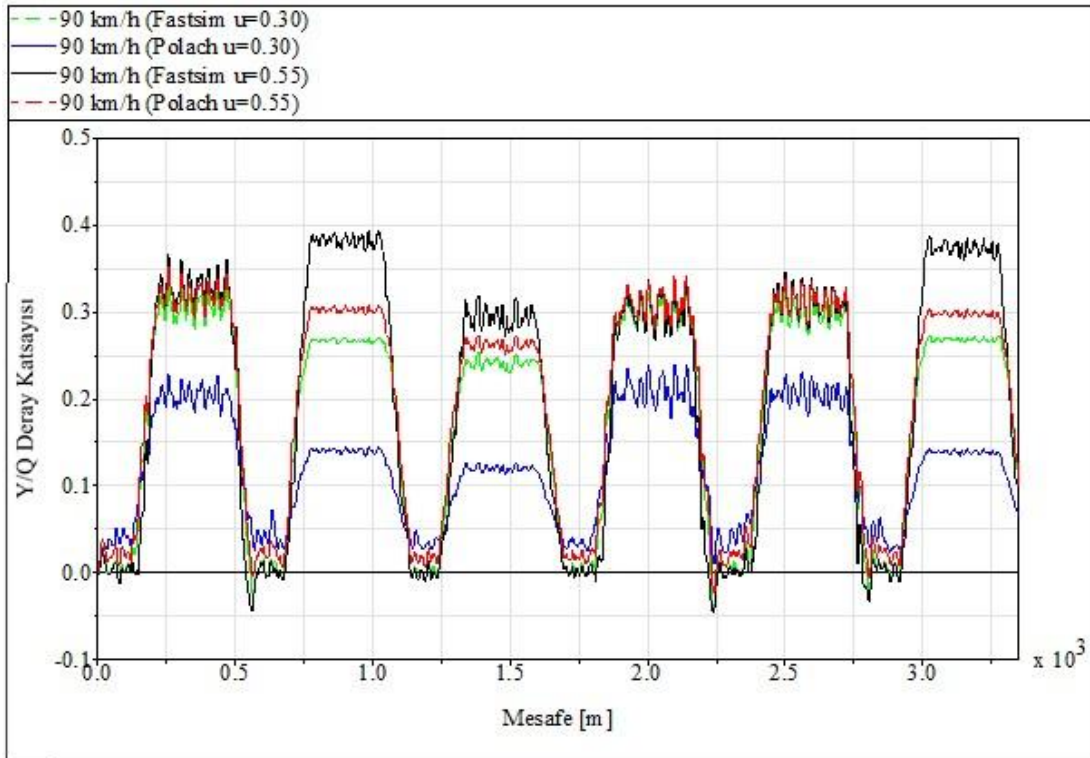
60 km/h hızda farklı adezyon koşulu ve yöntemler kullanılarak hesaplanan deray oranları Şekil 4.14’de gösterilmektedir. Kuru raylarda hesaplanan deray oranı en yüksek hesaplanan değerlerdir. Bu durum 2. ve 6. Kurplarda daha keskin bir şekilde gözlemlenmektedir. FASTSIM yöntemiyle hesaplanan değerlerin POLACH yöntemine göre daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. 1., 4. ve 5. kurpların kuru ray sonuçlarında ise yöntem sonuçlarındaki değerlerin yakın olduğu görülmektedir.

Şekil 4.15’te ise hızın 90 km/h olduğundaki sonuçlar gösterilmektedir. Benzer şekilde Fastsim yöntemiyle elde edilen sonuçların en yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Artan hızla birlikte deray oranlarının iki yöntemde de düştüğü görülmüştür.

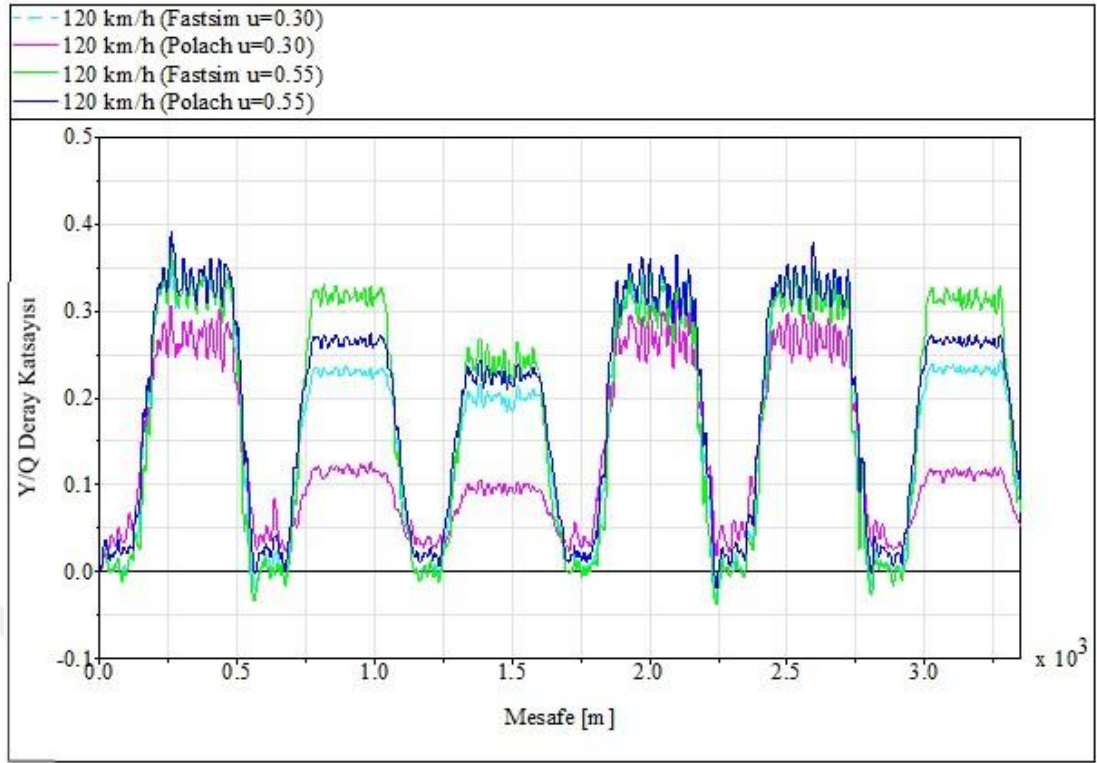
120 km/h hızlara çıkıldığından kurplarda hesaplanan deray oranlarında ciddi miktarlarda değişiklikler olduğu gözlemlenmiştir (Şekil 4.16). Artan hızla birlikte 2., 3. ve 5. kurplarda oran düşerken; 1. ve 4. kurplarda deray oranı artmıştır.



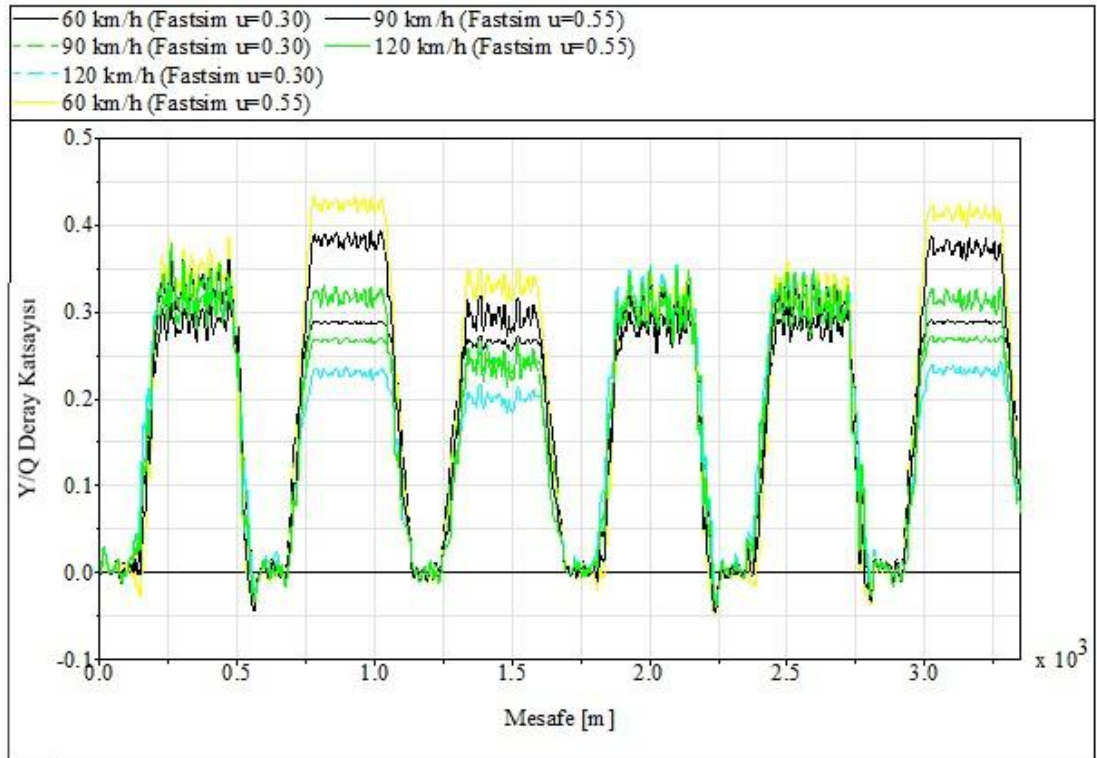
Şekil 4.14 : Bölge 3 60 km/h deray oranları.



Şekil 4.15 : Bölge 3 90 km/h deray oranları.



Şekil 4.16 : Bölge 3 120 km/h deray oranları.

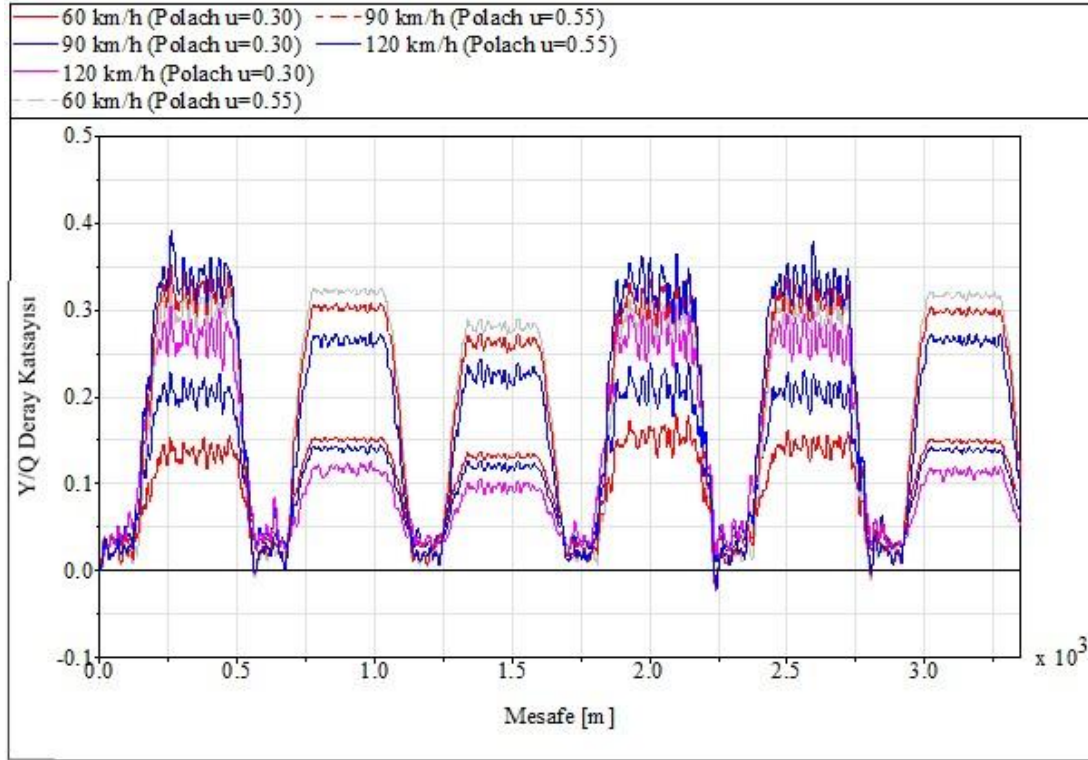


Şekil 4.17 : Bölge 3 FASTSIM deray oranları.

Şekil 4.17’de ise FASTSIM yöntemiyle elde edilen sonuçların farklı hız ve adezyon durumundaki değerleri gösterilmektedir. Buna göre artan hızla birlikte hem nemli hem

de kuru raylarda deray oranının düştüğü gözlemlenmiştir. Bu bahsedilen durum 2., 3. ve 6. kurplar için geçerlidir. Diğer kurplarda ise sonuçlar benzerlik göstermektedir.

Şekil 4.18’de ise POLACH yöntemi kullanılarak hesaplanan deray oranlarının karşılaştırılması gösterilmektedir. Benzer şekilde 2., 3. ve 6. kurplarda artan hızla birlikte deray oranında düşüş gözlemlenmiştir. Diğer kurplarda ise nemli raylar üzerinde artan hızla birlikte deray oranında artış gözlemlenmektedir.



Şekil 4.18 : Bölge 3 POLACH deray oranları.

5. SONUÇ

Raylı sistem altyapısını yaygınlaşmasıyla birlikte, bu sistemde kullanılan araçların dinamik performansı ve güvenliği daha ön plana çıkmaktadır. Bu sistemler birçok etmenlerden kolaylıkla etkilenebilmektedir. Özellikle tekerlek-ray kontağı açık bir sistem olmasında dolayı, farklı operasyonel koşullarda raylı sistem aracının dinamiğinde değişiklikler gözlemlenmesi beklenmektedir.

Çalışma amaçları doğrultusunda bir raylı sistem aracının farklı hızlarda adezyon koşullarına bağlı olarak dinamik davranışı incelenmiştir. Bu inceleme ile hesaplanan boylamsal kayma kuvvetleri ve Y/Q deray oranlarının sonuçları elde edilmiştir. Tekerlek-ray arasında meydana gelen bu kuvvet ve oranların hesaplanmasında FASTSIM ve POLACH teğetsel kontak yöntemleri kullanılmıştır. Her bir yöntemdeki teğetsel yaklaşım farklı olduğundan sonuçlar üzerinde büyük farklılıklar gözlemlenmiştir. Bölge 1 için boylamsal kayma kuvvetleri incelendiğinde, FASTSIM yöntemiyle hesaplanan değerleri daha yüksek olduğu görülmüştür. FASTSIM yönteminde olan hesaplamalarda boylamsal kayma kuvvetinin farklı hızlarda değişik göstermediği görülmüştür. POLACH yönteminde ise düşük adezyon durumunda aracın boylamsal kuvvetinin düştüğü görülmüştür. Özellikle artan adezyon katsayısı ile birlikte aracın boylamsal kuvvetinde artış görülmüştür. Bu demektir ki, tekerlek-ray arasındaki temasın yüksek olduğu ve cer gücünün iyi bir şekilde aktarıldığıdır.

400-600 m kurpların olduğu bölge 3 için incelendiğinde FASTSIM yöntemiyle yapılan hesaplamaların daha yüksek sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir. FASTSIM yöntemi açısından incelendiğinde, hızlara bağlı olarak bu bölgede de bir değişiklik meydana gelmediği ama adezyona bağlı olarak artan adezyon ile birlikte boylamsal kayma kuvvetinin arttığı gözlemlenmiştir. POLACH yöntemin hıza bağlı olarak kısmı değişiklikler olmakla beraber; adezyon durumuna göre ciddi farklılıklar mevcuttur.

Bölge 1 düz bir hat olarak tanımlandığından deray oranlarının etkisi düşük seviyededir ve bu bölgede Y/Q oranı incelenmemiştir. Bölge 3 içerisindeki kurplardan dolayı farklı seviyelerde deray oranlarına sahiptir. Deray oranları incelendiğinde FASTSIM

yöntemiyle hesaplanan sonuçların daha yüksek çıktığı görülmüştür. Hızın artmasıyla birlikte kurplarda deray oranının düştüğü görülmüştür. Buradaki sebebin, dönüşlerde verilen deyer etkisine bağılı düştüğü düşünölmektedir. Düşük hızlarda merkezci kuvvet etkisinin az olması raya tutunmayı zorlaştıracaktır ve buna bağılı olarak oran artacaktır. POLACH yöntemi kullanılarak yapılan hesaplamalarda kurplara bağılı olarak değışkenlik olduğı görölmüştür. Yüksek adezyon durumunda artan hızla birlikte deray oranı düşerken, düşük adezyon durumunda kurplara bağılı olarak farklılar olduğı gözlemlenmiştir.

Kullanılan yöntemlere ve adezyon durumuna bağılı olarak hesaplanan değerlerin birbirinden farklı seviyelerde olduğı görölmüştür. Bu farklı seviyelerin oluşu, tekerlek ve raylardaki aşınmanın ve hasarın doğru tahmin edilebilmesinde zorluk çıkarmaktadır. Yöntemler arasındaki en doğru seğimin veya parametre tahmininin yapılabilmesi için araç dinamik testlerinin yapılması gerekmektedir. Bunun için testlerin gerçekleştirildiğı hat üzerinden yol ve yol düzensizlik verilerinin programa girilmesi ve testler sonucunda hesaplanan değerlere göre parametrelerin düzenlenmesi gerekmektedir.

Sonuçlar göstermektedir ki, kullanılan yöntemlerdeki yetersizlik hala devam etmektedir. Dinamik bir parametre olan adezyonun hat üzerinde bu kadar çok değışkenlik göstermesi araştırmacılar tarafından bir modelleme sorunudur. Şimdiye kadar oluşturulan modellerin hepsi, adezyon durumunu sabit ve kayma göre değişecek şekilde almaktadır. Oysaki gerçek dünyada bu değer anlık olarak değişmektedir.

KAYNAKLAR

- [1]Avrupa Birliği. (2011). White Paper - Roadmap to a Single European Transport Area – Towards a competitive and resource efficient transport system (52011DC0144). Belçika: Avrupa Birliği.
- [2]Scholten P., Otten M., Schrotten A., Doll C., Brauer C., Köhler J. (2020). Methodology for GHG Efficiency of Transport Modes. Karlsruhe, Almanya: Fraunhofer-Institute for Systems and Innovation Research ISI.
- [3]Wang W., Zhang H., Wang H., Liu Q., ve Zhu M. (2011). Study on the adhesion behavior of wheel/rail under oil, water and sanding conditions. *Wear*, 271 (9-10), 2693-2698.
- [4]Spiryagin M., Lee K. S., ve Yoo H. H. (2008). Control system for maximum use of adhesive forces of a railway vehicle in a tractive mode. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 22 (3), 709-720.
- [5]White B., Watson M., ve Lewis R. (2023). A year-round analysis of railway station overruns due to low adhesion conditions. *Proceedings of the Institution Mechanical Engineers Part F J. Rail Rapid Transit*, 237 (4), 458-469.
- [6]Chen H., Ban T., Ishida M., ve Nakahara T. (2008). Experimental investigation of influential factors on adhesion between wheel and rail under wet conditions. *Wear*, 265 (9-10), 1504-1511.
- [7]Shrestha S., Wu Q., ve Spiryagin M. (2019). Review of adhesion estimation approaches for rail vehicles. *International Journal of Rail Transportation*, 7 (2), 79-102.
- [8]Wang W., Wang H., Wang H.Y., Guo J., Liu Q.Y., Zhu M.H. ve Jin X.S. (2013). Sub-scale simulation and measurement of railroad wheel/rail adhesion under dry and wet conditions. *Wear*, 302 (1-2), 1461-1467.
- [9]Chen H. (2024). Review of various influencing factors and improvement measures on wheel-rail adhesion. *Wear*, 550-551, 205-283.
- [10]Chen H., Furuya T., Fukagai S., Saga S., Murakimi K., ve Ban T. (2018). Influence of leaves on the adhesion between wheel and rail. *Quarterly Report of RTRI*, 59 (1), 65-71.
- [11]Arias-Cuveas O. (2010). Low adhesion in the wheel rail contact (Doktora Tezi). Delft University of Technology, Hollanda.
- [12]Gallardo-Hernandez E. A. ve Lewis R. (2008). Twin disc assessment of wheel/rail adhesion. *Wear*, 265 (9-10), 1309-1316.

- [13]**Lewis R. ve Dwyer-Joyce R.** (2006). Wear at the wheel/rail interface when sanding is used to increase adhesion. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part F J. Rail Rapid Transit*, c. 220, sy 1, ss. 29-41, 2006.
- [14]**UIC** (2005). *Brakes - Specifications for the construction of various brake parts - Wheel Slide Protection device (WSP) (UIC 541-05)*.
- [15]**Lewis R. ve Olofsson U.** (2009). *Wheel-rail interface handbook*. Elsevier.
- [16]**Chala H.** (2015). Analyzing Dynamic Performance of Freight Rail Wagon Using Multibody Simulation (SIMPACK) (Yüksek Lisans Tezi), Addis Abbaba University, Etiyopya.
- [17]**Bertilsson M. J.** (2015). *Verification of Simulated Wheel-Rail Forces with Measured Data* (Yüksek Lisans Tezi). KTH Royal Institute of Technology, İsveç.
- [18]**Manso F. C.** (2023). *Multibody Dynamic Analysis of a Freight Wagon* (Yüksek Lisans Tezi). Universidade do Porto, Portekiz.
- [19]**Martins J. A. H. de C.** (2023). *Multi-body Dynamic Analysis of a Railway Passenger Car* (Yüksek Lisans Tezi). Universidade do Porto, Portekiz.
- [20]**Ignesti M., Innocenti A., Marini L., Meli E., ve Rindi A.** (2014). Development of a model for the simultaneous analysis of wheel and rail wear in railway systems. *Multibody System Dynamics*, c. 31, ss. 191-240, 2014.
- [21]**Fang C., Jaafar S. A., Zhou W., Yan H., Chen J., ve Meng X.** (2023). Wheel-rail contact and friction models: A review of recent advances. *Proceedings of the Institution Mechanical Engineers Part F J. Rail Rapid Transit*, 237 (10), 1245-1259.
- [22]**Hertz H.** (1881). Über die Berührung fester elastischer Körper. *Journal für Reine und Angewandte Mathematik*, 92, 156-171.
- [23]**Sirata G., Lemu H. G., Waclawiak K., ve Jelila Y. D.** (2021). Study of rail-wheel contact problem by analytical and numerical approaches. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, (s. 12-35).
- [24]**Kalker J. J.** (1982). A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact. *Vehicle System Dynamics*, 11 (1), 1-13.
- [25]**Iwnicki S., Spiriyagin M., Cole C., ve McSweeney T.** (2019). *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*. Boca Raton, ABD: CRC Press.
- [26]**Polach O.** (2005). Creep forces in simulations of traction vehicles running on adhesion limit. *Wear*, 258 (7-8), 992-1000.
- [27]**European Commission** (2014) *Concerning a technical specification for interoperability relating to the 'rolling stock — locomotives and passenger rolling stock' subsystem of the rail system in the European Union (TSI LOC & PAS)*.
- [28]**EN** (2020). *Railway applications - Wheelsets and bogies - Wheels - Tread profile (EN 13715)*.
- [29]**EN** (2016). *Railway applications - Testing and simulation for the acceptance of running characteristics of railway vehicles - Running behaviour and stationary tests (EN 14363)*.

- [30] **Zhao, Y., Shen, L., Jiang, Z., Zhang, B., Liu, G., Shu, Y., ve Peng, B.** (2023). Real-time wheel–rail friction coefficient estimation and its application. *Vehicle System Dynamics*, 61 (10), 2598–2612.





ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Yasin Ertaş

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2020, YTÜ, Makine Fakültesi, Mekatronik Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2021 – günümüz: TÜBİTAK

YÜKSEK LİSANS TEZİNDEN TÜRETİLEN YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- **Ertaş, Y., Gökaşan M.** (2024). Bir Elektrikli Lokomotifte Adezyonun Önemi. *14. Uluslararası Mühendislik, Mimarlık ve Tasarım Kongresi*, Aralık 28-29, 2024 İstanbul, Türkiye.

DİĞER YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- Yurtsever, C., **Ertaş, Y.**, Sustam, O., & Ulu, C. (2020). Development of an Agriculture Robot for Row-type Seed Sowing Applications. *Selcuk University Journal of Engineering Sciences*, 19(4), 228-242.