

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TEKERLEK PROFİLLERİNİN RAYLI TAŞIT DİNAMİĞİNE ETKİSİNİN
İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ahmet Ubeydullah ÖZER

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Katı Cisimler Mekaniği Programı

HAZİRAN 2012

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TEKERLEK PROFİLLERİNİN RAYLI TAŞIT DİNAMİĞİNE ETKİSİNİN
İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Ahmet Ubeydullah ÖZER
503081518**

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 04 Mayıs 2012

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Zahit MECİTOĞLU

HAZİRAN 2012

ÖNSÖZ

Raylı taşıt dinamiği önemli mühendislik problemlerindendir. Yıllar boyu süren araştırmalar, testler ve tecrübeler ile günümüz modern araçları geliştirilmiştir. Raylı taşıt dinamiğinde önemli etkiye sahip tekerlek-ray teması nonlineer bir davranış göstermektedir. Bu sebeple tekerlek profili dünden bugüne süregelen bir sorun olarak karşımıza çıkmaktadır. Son dönemde gelişen bilgisayar yazılımları ile tasarım sürecinde araç davranışı hakkında bilgi edinilebilmektedir. Bu çalışmada tekerlek profilinin taşıt davranışına etkisi incelenmiştir.

Çalışma süresince yardımlarını esirgemeyen Prof. Dr. Zahit MECİTOĞLU ve Ar. Gör. Muzaffer METİN'e, bilgi ve tecrübe paylaşımında sürekli yardım aldığım yöneticilerim Kazım CAN, Mahmut Selami KORKMAZ ve Muhsin ERTÜRK'e, öğrenim hayatım boyunca maddi-manevi desteklerini üzerimden eksik etmeyen annem ve babama çok teşekkür ederim.

Mayıs 2012

Ahmet Ubeydullah ÖZER
Makine Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı.....	1
1.2 Literatür Özeti	1
1.3 Hipotez.....	4
2. TEKERLEK-RAY TEMASI.....	7
2.1 Tekerlek Seti	7
2.2 Raylar.....	8
2.3 Temas Bölgesi.....	9
2.3.1 Sürünme kuvvetleri	12
2.3.2 Düz yolda tekerlek setinin salınımı	13
2.3.3 Yuvarlanma yarıçapı farkı	15
2.3.4 Eşdeğer koniklik.....	16
2.3.5 Tekerlek setinin kurptaki hareketi	17
2.4 Raydan Çıkma Durumu	18
2.4.1 Flanş tırmanması	18
2.4.2 Flanş tırmanma kriterleri	19
2.4.2.1 Nadal kriteri.....	19
2.4.2.2 Weinstock kriteri.....	19
2.4.2.3 Süreye bağlı raydan çıkma kriteri.....	20
2.4.2.4 Mesafeye bağlı raydan çıkma kriteri.....	21
2.4.3 Raydan çıkma riskini etkileyen faktörler.....	21
2.4.3.1 Flanş açısı.....	21
2.4.3.2 Flanş uzunluğu.....	22
2.4.3.3 Sürtünme kuvveti.....	22
2.4.3.4 Ray devrilmesi ve ray ekseninin kayması.....	23
2.4.3.5 Ray devrilme kriteri.....	24
2.4.3.6 Ekartman genişlemesi kriteri.....	25
2.4.3.7 Düzensiz aşınmış tekerlek.....	26
2.4.3.8 Yanal dengenin kaybolması.....	27
2.4.4 Raydan çıkmanın engellenmesi.....	28
3. RAYLI TAŞITLAR HAKKINDA GENEL BİLGİ	31
3.1 Genel.....	31
3.1.1 Metro	31
3.1.2 Hafif metro.....	31
3.1.3 Cadde tramvayı	32
3.2 Modellenen Tramvay ve Özellikleri.....	32
3.2.1 Temel boyutlar	32
3.2.2 Araç karoseri	33
3.2.3 Bogiler	35
3.2.4 Birinci süspansiyon	36
3.2.5 İkinci süspansiyon	36

3.2.6 Tekerlek seti.....	37
4. DİNAMİK MODEL OLUŞTURULMASI.....	39
4.1 Giriş.....	39
4.2 Yol Düzensizliği	39
4.2.1 Ekartman.....	40
4.2.2 Fleş	40
4.2.3 Burulma	40
4.2.4 Nivelman	40
4.3 Araç Modelleri.....	40
4.4 Gövde Bileşenleri.....	42
4.5 Süspansiyon Bileşenleri	45
4.6 Yol Modelleri.....	46
4.7 Çoklu Gövde Simülasyon Programları	47
4.7.1 Adams.....	47
4.7.2 Gensys	48
4.7.3 Medyna.....	48
4.7.4 Nucars.....	48
4.7.5 Simpack	48
4.7.6 Vampire	48
4.7.7 Voco	48
4.8 Simpack Yazılımda Araç Dinamik Modelinin Kurulması	49
4.8.1 Model topolojisi	49
4.8.2 Model kurulumu.....	49
4.8.2.1 Yol girişi.....	50
Yanal basamak girişi.....	50
ORE B176 standardının belirlediği yol düzensizliği.....	50
Kritik kurp.....	51
4.8.2.2 Tekerlek profilinin oluşturulması.....	52
TTP1.....	53
TTP2.....	54
TTP3.....	55
4.8.2.3 Ray profilinin oluşturulması.....	56
4.8.2.4 Aks, bogi, bolster ve gövdenin modele eklenmesi.....	57
5. ANALİZLER	59
5.1 Sistem Kararlılığının İncelenmesi.....	59
5.1.1 Modal analiz	59
5.1.2 Kök-yer eğrilerinin incelenmesi	64
5.1.3 Yanal kararlılık analizi	65
5.2 Konfor Analizi	66
5.2.1 ISO 2631.....	66
5.2.2 Sperling konfor indeksi	67
5.3 Kurp Analizi	70
6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	75
7. KAYNAKLAR.....	77
8. EKLER.....	81
9. ÖZGEÇMİŞ.....	84

KISALTMALAR

AAR	: Association of American Railroads
EN	: European Norms
ISO	: International Organization for Standardization
TTP1	: İstanbul tramvay hattında kullanılan ABB araçlarının tekerlek profili
TTP2	: İstanbul tramvay hattında kullanılan ALSTOM araçlarının tekerlek profili
TTP3	: İstanbul tramvay hattında kullanılan ROTEM araçlarının tekerlek profili
UIC	: International Union of Railways

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 3.1 : Modelin genel özellikleri	33
Çizelge 4.1 : Kurp modeli	52
Çizelge 4.2 : Atalet ve ağırlık değerleri.	57
Çizelge 4.3 : Yay ve sönüm katsayıları.....	58
Çizelge 5.1 : Mod şekilleri	64
Çizelge 5.2 : Konfor sınıflandırılması.....	67
Çizelge 5.3 : Sperling konfor sınıflandırılması.....	67

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Tekerlek seti	7
Şekil 2.2 : Tekerlek profilinin bölgelere ayrılması	7
Şekil 2.3 : Aşınmış tekerlek	7
Şekil 2.4 : (a) Oluklu ray (b) Mantar ray	9
Şekil 2.5 : Tekerlek-ray profile	10
Şekil 2.6 : Tekerlek-ray etkileşimini temsilen kullanılan Hertz yayı	10
Şekil 2.7 : Tekerlek profilinin rayaki durumu	11
Şekil 2.8 : Farklı temas modelleri	11
Şekil 2.9 : Temas elipsi	12
Şekil 2.10 : Tekerlek setinin gezinme hareketi	14
Şekil 2.11 : Yalpa hareketi	14
Şekil 2.12 : İki tekerlek arasında oluşan çap farkı	15
Şekil 2.13 : Çap farkının tekerlek profili boyunca değişimi	16
Şekil 2.14 : Tekerlek setinin kurptaki hareketi	17
Şekil 2.15 : Nadal kriteri	19
Şekil 2.16 : Weinstock kriteri	20
Şekil 2.17 : Süreye bağlı raydan çıkma kriteri	20
Şekil 2.18 : Mesafeye bağlı raydan çıkma kriteri	21
Şekil 2.19 : Farklı flanş açılarına sahip tekerlek profilleri	21
Şekil 2.20 : Flanş uzunluğu F_L	22
Şekil 2.21 : (a) Freze sonrası (b) Torna sonrası (c) Apletli tekerlek	22
Şekil 2.22 : Kontak açısı ve sürtünme katsayısına bağlı Nadal L/V kriteri değişimi	23
Şekil 2.23 : Ray devrilmesi veya ekartman genişlemesi sonucu raydan çıkma	23
Şekil 2.24 : Ray devrilme kriteri	24
Şekil 2.25 : Ekartman genişlemesi senaryosunda tekerlek-ray geometrisi	25
Şekil 2.26 : Ray 8 mm aşınması sebebiyle ekartman genişlemesi	25
Şekil 2.27 : Tekerlekte oluşan oyuk sonrası oluşacak muhtemel temas	26
Şekil 2.28 : Ray bağlantı elemanlarında meydana gelen deformasyon	27
Şekil 2.29 : Kontray uygulaması	28
Şekil 3.1 : Aracın genel görünüşü	33
Şekil 3.2 : Döner halka	34
Şekil 3.3 : İki gövdenin birleştiği bölge	35
Şekil 3.4 : Motorlu bogi	36
Şekil 3.5 : Birinci süspaniyon	36
Şekil 3.6 : İkinci süspaniyon	37
Şekil 3.7 : Cer motoru ve dişli kutusu	37
Şekil 4.1 : Yol düzensizlikleri	33
Şekil 4.2 : Referans koordinat sistemi	33
Şekil 4.3 : (a) Esnek gövde (b) Rijit gövde	40
Şekil 4.4 : Gövdenin öz modları	41
Şekil 4.5 : Aks setin öz modları	33

Şekil 4.6 : Esnek yol modeli	45
Şekil 4.7 : Model topolojisi	47
Şekil 4.8 : Yanal düzensizlik girişi	48
Şekil 4.9 : ORE B176 standardının belirlediği yol düzensizliği.....	49
Şekil 4.10 : Kritik kurp analizi	50
Şekil 4.11 : (a) Kritik kurp modeli ve (b) dever	50
Şekil 4.12 : Tekerlek profillerinin karşılaştırılması	51
Şekil 4.13 : TTP1 tekerlek profili	51
Şekil 4.14 : TTP1 tekerlek profilinin Simpack yazılımında ray ile teması	52
Şekil 4.15 : TTP2 tekerlek profili	52
Şekil 4.16 : TTP2 tekerlek profilinin Simpack yazılımında ray ile teması	53
Şekil 4.17 : TTP3 tekerlek profili	53
Şekil 4.18 : TTP3 tekerlek profilinin Simpack yazılımında ray ile teması	54
Şekil 4.19 : Ri59 ray profili.....	54
Şekil 4.20 : CATIA programından kütle ve atalet verilerinin elde edilmesi.....	55
Şekil 5.1 : Araçta oluşan titreşim modları.....	57
Şekil 5.2 : Gövde Yuvarlanma (0,96 Hz.).....	58
Şekil 5.3 : Gövde yalpa (1,53 ve 1,7 Hz.)	58
Şekil 5.4 : Gövde kafa vurma (2,37 Hz.)	58
Şekil 5.5 : Gövde zıplama (2,4 Hz.).....	59
Şekil 5.6 : Motorlu bogi zıplama ve kafa vurma (8,87 ve 8,97 Hz.)	59
Şekil 5.7 : Motorlu bogi yuvarlanma ve taşıyıcı bogi zıplama (13,63 Hz.)	59
Şekil 5.8 : Motorlu bogi yalpa (7,53 Hz.)	59
Şekil 5.9 : Taşıyıcı bogi yanal	60
Şekil 5.10 : Taşıyıcı bogi yalpa (9,81 Hz.).....	60
Şekil 5.11 : Taşıyıcı bogi yuvarlanma ve kafa vurma (13,63 Hz.).....	60
Şekil 5.12 : Modelin kök-yer eğrileri.....	62
Şekil 5.13 : Lineer kararlılık analizi.....	62
Şekil 5.14 : Yanal kararlılık analizi	63
Şekil 5.15 : Konfor için kullanılan filtreler	65
Şekil 5.16 : Yanal konfor	66
Şekil 5.17 : Düşey konfor.....	66
Şekil 5.18 : Kurp analizi.....	68
Şekil 5.19 : Sürünme kuvvetlerinin yönleri.....	69
Şekil 5.20 : Yanal sürünme kuvvetleri.....	69
Şekil 5.21 : Kurpta meydana gelen yanal kuvvetler.....	70

SEMBOLLER LİSTESİ

A	: Kontak yüzey alanı
a	: Temas alanın asal eksen
a'	: Adezyon alanın asal eksen
b	: Temas alanın yedek eksen
b'	: Adezyon alanın yedek eksen
ch	: Malzeme özelliklerine bağlı parametre
F	: Kontak kuvveti
F₂	: Kurpta oluşan teğetsel kuvvet
F₃	: Kurpta oluşan normal kuvvet
F_L	: Tekerleğin flanş uzunluğu
F_{xR}, F_{yR}, M_{zR}	: Sağ tekerleğe ait sırasıyla boylamsal, yanal sürünme kuvveti ve dönme momenti
F_{xL}, F_{yL}, M_{zL}	: Sol tekerleğe ait sırasıyla boylamsal, yanal sürünme kuvveti ve dönme momenti
f	: Gezinmenin frekansı
f₁₁, f₁₂, f₂₂, f₃₃	: Sürünme katsayıları
K	: Tekerlek ile ray arasındaki kontak açısı
kh	: Hertz yaya katsayısı
L	: Dalga boyu
l	: Tekerlek temas noktaları arası mesafe
R	: Kurp yarıçapı
r	: Tekerlek çapı
Δr	: İki tekerlek arasındaki yarıçap farkı
r_R	: Sağ tekerlek çapı
r_L	: Sol tekerlek çapı
V	: Kurpta oluşan düşey kuvvet
v	: Araç hızı
y	: "y" yönündeki yer değiştirme
ζ_{xL}, ζ_{yL}, ζ_{SPL}	: Sol tekerleğe ait sırasıyla boylamsal, yanal ve dönme sürünme terimi
ζ_{xR}, ζ_{yR}, ζ_{SPR}	: Sağ tekerleğe ait sırasıyla boylamsal, yanal ve dönme sürünme terimi
θ	: Tekerleğin dönme açısı
ψ	: Yalpa açısı
φ	: Yuvarlanma açısı
δ	: Tekerleğin flanş açısı
γ	: Tekerlek konikliği
γ_{eş}	: Eşdeğer koniklik

TEKERLEK PROFİLLERİNİN RAYLI TAŞIT DİNAMİĞİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

ÖZET

Raylı taşıt dinamiği demiryolu mühendisliğinin temel konularından biridir. Farklı fiziksel koşullar altında aracın davranışı yapılan dinamik analizler sonucu belirlenir. Aracın dinamiğini etkileyen temel parametreler taşıtın boyutları, kütle ve atalet değerleridir. Ayrıca süspansiyon elemanlarının yay ve sönüm katsayıları ve bu elemanların bağlantı noktalarının konumları da taşıt dinamiğini etkilemektedir.

Taşıtın davranışını belirleyen bir diğer önemli parametre ise tekerlek ve ray profilidir. Tekerlek profilinin yuvarlanma düzlemi aracın düz yoldaki davranışını, flanş bölgesi ise kurptaki davranışını belirlemektedir.

Metro ve hafif metro sistemlerinde tekerlek profili standartlar tarafından belirlenirken tramvay hatlarında ise işletmeci tarafından hat karakteristikleri ve işletme hızı gibi parametreler göz önünde bulundurularak belirlenmektedir. Tekerlek profili tasarımında dikkat edilmesi gereken ana husus konfor-güvenlik ilişkisinin doğru bir şekilde kurulmasıdır.

Bu tez kapsamında raylı taşıt dinamiğinde önemli bir etkiye sahip olan tekerlek-ray teması üzerinde durulmuştur. Öncelikle Simpack yazılımında bir tramvay aracına ait 52 serbestlik dereceli dinamik model oluşturulmuştur. Daha sonra üç farklı tekerlek profili (TTP1, TTP2 ve TTP3) modele eklenerek performansları incelenmiş ve karşılaştırılmıştır. Yapılan kararlılık, konfor ve kurp analizleri sonucunda TTP2 ve TTP3 profilleri konfor, yanal kararlılık açısından daha iyi sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir. Kurp analizinde ise her üç profilinde güvenlik sınırlarını aşmamakla birlikte TTP1 profilinin deray oranı daha düşük çıkmıştır. Yapılan bu tez ile modellenen tramvay aracının dinamik sürüş performansı bakımından en uygun tekerlek profili belirlenmiştir. Önerilen tekerlek profili ile konfor iyileştirilirken güvenlik standartlar tarafından belirlenen sınırlar içerisinde tutulmuştur.

INVESTIGATION OF THE EFFECT OF WHEEL PROFILE ON RAILWAY VEHICLE DYNAMICS

SUMMARY

Metro and trams are one of the most cost effective vehicles in urban transportation. This is due to the low energy loss of metal on metal contact between wheels and rail. The advantageous characteristics in passenger carrying capacity and punctual operation make them more preferable than other urban transportation vehicles. They also offer a secure and comfortable trip for passengers.

Metro and trams differ from other railway vehicles in operating conditions. Some main differences are the distance between stations, passenger capacity, braking and acceleration. Especially tram vehicles' design inputs vary considerably since they are operated within the motorway traffic and with respect to city's weather condition and geological specification.

The selection of railway wheel and rail profiles is a challenge that has faced engineers since the dawn of the railway age. This thesis is mainly focused on rail-wheel profile contact which has a very important effect on railway vehicle dynamics. Metro and light rail vehicle wheel profiles are determined with respect to the predefined standards. However in tramways, it is determined by the operator considering the parameters such as line characteristics and operating speeds. Increasing axle loads, the presence of tight curves and light vehicles causes more complexity for wheel/rail interface. These differing requirements are all oriented toward same targets; increased durability and comfort, reduction of maintenance costs, and increased safety.

First of all, the dynamic model is created in Simpack software. The dynamic behaviour of a railway vehicle can be analysed using three types of analysis:

- linear analysis, for the evaluation of the vehicle model eigenvalues;
- stability analysis, used for the evaluation of the critical speed of the vehicle;

- dynamic analysis, to simulate the actual behaviour of the railway system in operating conditions.

The complete vehicle–track system can be split up into three subsystems: vehicle, wheel–rail contact, and track. The first step in every vehicle computer simulation is to set up a mechanical model appropriate to fulfil the desired simulation task. The multibody system (MBS) approach is a powerful and widely used method for this procedure, especially if the vehicle’s running behaviour is to be analyzed. The typical model of a railway vehicle is composed of the three sub-assemblies: the car body, the front bogie, trailer bogie and the rear bogie. Each bogie consists of the bogie frame, bolster, and two wheelsets. In this research, the car body and bogie frames, as well as the wheelsets are treated as rigid bodies and are defined by their mass–inertia characteristics (mass, moments of inertia, and the position of the centre of gravity), and by the relative position of the bogies with respect to the car body itself. Each rigid body has six degrees of freedom; three translations and three rotations.

All bodies are connected by linear and non-linear springs and dampers, representing the primary and secondary suspensions. Primary and secondary suspensions are often used to support the carbody components and to provide vibration isolation. The primary suspension is connected between the wheelset and the side frame, while the secondary suspension is connected between the bolster and the side frame. The primary and secondary suspensions consist of spring, damper, bump stop and trailer arm.

Difference between contact areas is presented by creating contact models for these three wheel profiles. Mode frequencies and dampings are investigated by applying the modal analysis to investigate the stability of the system. Resonance characteristics of components such as carbody, bogie and bolster are observed with the aid of their mode shapes. Stability of the system indicated by investigating the damping values and root-loci figures for a speed range of 0-70 km/h.

On the other hand, after the analysis of the most critical curve area under operating conditions, equivalent conicity did not exceed the limits. Lateral irregularity is applied to the straight track to see the lateral movement of the carbody during maximum velocity of 70 km/h.

Lateral movement of the carbody is absorbed in time after the analysis and stability of the vehicle is proved for these conditions. Superiority of the TTP2 and TTP3 wheel profiles is shown by the lateral stability analysis results.

Comfort index from EN 12299 standard is compared between three wheel profiles by using a track irregularity which is defined in ORE B176 and also superiority of the TTP2 and TTP3 is investigated with respect to comfort for passengers.

L/V ratio, creepages, creep forces and lateral forces are compared for each wheel profile by curve analysis for the most critical curve in the line. As a result, although none of the wheel profiles exceed the safety limit, TTP1 profile yields much safer results. On the other hand, TTP2 and TTP3 generates lower lateral forces during the curve than TTP1 profile. Therefore, TTP2 and TTP3 profiles have superior characteristics for maintenance costs and irregularities on wheel and rail profile.

To sum up, TTP1 profile is safer for curve analysis and TTP2 and TTP3 profiles have superior lateral stability and comfort characteristics and less lateral forces generated acting on the rail.

Basic principle for wheel profile design process is building the relation between comfort and safety in a proper way. Comfort should be improved while safety limits should not be exceeded for designed wheel profile.

With respect to these informations, optimization can be done on the wheel tread and flange area to get better results for safety and comfort. Additionally, profiles can be compared for wear conditions.

1. GİRİŞ

Raylı taşımacılık, hem yolcu hem de yük taşımacılığında hala en ekonomik yöntem olarak görülmektedir. Bunun temel sebebi metalin metale temasının getirdiği düşük enerji kaybıdır. Temasın bu kadar önemli olduğu bir durumda, tekerlek-ray teması üzerine yapılacak çalışmanın değeri bir kat daha artmaktadır. Özellikle artan yolcu yükleri, dar kurplar ve artan hızlar sebebiyle tekerlek-ray teması üzerine çalışma yapılması ihtiyaç haline gelmiştir. Güvenlik, konfor ve bakım maliyetlerinin azaltılması gibi temel hedefler çerçevesinde çalışmanın yol haritası belirlenmiştir.

1.1 Tezin Amacı

İstanbul şehiriçi taşımacılığında kullanılan tramvayların tekerlek profilleri mevcut üstyapıya, işletme hızına ve diğer işletme koşullarına bakılarak belirlenmektedir. Bu sebeple her işletmecisi firma kullandığı tekerlek ve ray profilini işletme koşullarına bakarak değiştirebilmektedir. Yapılan çalışmada tekerlek profilinin iyileştirilmesi amaçlanmıştır. Güvenlik ve kararlılıktan taviz vermeden konfor üzerine çalışılmıştır.

1.2 Literatür Özeti

Araç dinamiği, demiryolu mühendisliğinde önemli problemlerden birisidir. Çok serbestlik derecesine sahip gövdelerin bir arada hareketi dinamik sistemin karmaşıklığını artırmaktadır. Bunun üzerine tekerlek ve ray kontak yapısı eklendiğinde problem daha kompleks hale gelmektedir.

Tekerlek-ray teması problemine ait ilk çalışmalar 17.yy'ın başlarına dayanmaktadır. Yapılan çalışmalarda kılavuzun sağlanması için kullanılan flanşlı tekerlekler sayesinde daha yüksek hızlara ulaşılmıştır. Fakat meydana gelen dinamik yükler hala sorun olmaya devam etmiştir. Özellikle ağırlığı artan buharlı lokomotiflerde bu etki daha sık görünmüş ve buna bağlı olarak raylarda kırılmalar meydana gelmiştir. Hızın artması ile konfor düşmüş ve gezinme problemi ortaya çıkmıştır.

Bu ve benzer kaza risklerinin artması probleme bilimsel yaklaşım ihtiyacını doğurmuştur. 1960 yılından sonra gelişen yazılım-donanım teknolojisi ve deney ortamları ile mühendislik yaklaşımları artmıştır.

Tekerleğe verilen koniklik ile flanş teması azaltılıp kurplardan daha rahat dönüş sağlanabilmektedir. Koniklik, kurplarda meydana getirdiği bu olumlu etkiye rağmen düz yolda gezinmeye sebep olmaktadır. 1883'te Klingel [1] yanıl salınımına ait matematiksel veriler ortaya koymuştur. Klingel çalışmasında dalga boyunu (L), tekerlek konikliği (γ), yarıçapı (r_0) ve temas noktaları arasındaki mesafe (l) ile ifade etmiştir. İfadeden anlaşılacağı gibi hız arttıkça gezinmenin frekansı da artmaktadır.

$$L = 2\pi(r_0 l / \gamma)^{1/2} \quad (1.1)$$

Winans [2], aks setinin kurplardaki radial pozisyonu üzerine yaptığı çalışma ile patent almıştır ve bu patent bilgileri hala tahrik sistemi üreticileri tarafından kullanılmaktadır. Adams [3] ise kurplarda olması gereken konikliğin limitlerini belirlemiştir. Redtenbacher [4] tekerleğin kurptaki hareketi hakkında ilk teorik analizi gerçekleştirmiştir. Mackenzie [5] dar kurplarda yaylar vasıtasıyla adezyonu artırarak tekerleğin kayarak döndüğünü analitik olarak göstermiştir.

Markine ve Shevtsov [6], yuvarlanma yarıçapı değişimini esas alarak tekerlek profilinin optimizasyonuna gitmişlerdir. Monte Carlo yöntemini kullanarak hata kriteri oluşturulmuş, ray ve tekerleklerde meydana gelen yorulmalar azaltılmıştır.

Bieker ve arkadaşları [7] çalışmasında, artan yolcu yükleri sebebiyle oluşan gürültü ve aşınmaları azaltmak için tekerlek profilinde optimizasyon uygulamıştır. Yapılan çalışma sonucunda yeni profil ile aşınmaların tekerlek profili boyunca dağılacağı gözlemlenmiştir. İki noktadan temas olduğunda temaslar arasında çevresel hız farkı oluşmakta ve bu fark sebebiyle aşınmalar artmaktadır. Yeni profil ile iki noktadan oluşan temas tek noktaya indirilmiştir. Evans ve Iwnicki [8], tekerlek profillerinin kullanılan hatlara uygun olmadığı durumlarda teknik ve ekonomik sorunlar meydana geldiğini belirtmiştir. Yaptıkları çalışmada konikliğin aşınmaya etkisini incelemişlerdir.

Hollis [9], İngiltere’de farklı şehir hatlarında kullanılan tekerlek ve ray profillerini incelemiştir. Çalışmasında hat karakteristiği, raydan çıkma ve aşınma gibi etkenleri gözden geçirerek profiler üzerinden karşılaştırma yapmıştır. Wolf [10], tekerlek profilinin optimizasyonu için önce ray ve tekerlek profillerini ölçmüştür. Daha sonra, tekerlek ray arasındaki temas gerilmelerinin azaltıldığında kurplarda meydana gelen zorlanmaların azaldığını gözlemlemiştir. Kurptan dönerken yeterli yarıçap farkı oluşması için yanal hareketin ne kadar olması gerektiği üzerine çalışma yapmıştır.

Heinsch ve arkadaşları [11], asimetrik ray profili kullanarak kurp çınlmasının azaltılması üzerine çalışmıştır. Bu çalışma ile yanal sürünmeler azalmakta ve temas noktası mümkün olduğunca flanş tarafına kaymaktadır, boylamsal sürünmeler ise mümkün olduğunca yüksek tutulmaktadır. Enblom [12], tekerlek profilinin temas modelini geliştirerek bakım sürelerinin azaltılması yönünde çalışma yapmıştır. Ayrıca disk fren uygulandığında tekerlekte meydana gelen aşınmayı incelemiştir.

Yine Shevtsov [13], artan yolcu ağırlıkları ve araç hızı durumunda tekerlek profilinin optimizasyonu üzerine çalışmıştır. Tekerlek ray temasını; kontak mekaniği, ekonomi ve aşınma gibi farklı konularda ele almıştır. Esveld ve arkadaşları [14], metro araçlarında meydana gelen aşınma ve kararsızlık durumlarının giderilmesi için yuvarlanma yarıçapı farkının fonksiyonu üzerine çalışma yapmıştır. Fonksiyonda yapılan iyileştirmeler sonucu tekerlek bakım ömrünü 25,000 km’den 114,000 km’ye çıkarmışlardır. Saurenman [15], seyir kalitesini artırmak ve bakım maliyetlerini azaltmak için hafif metro araçlarında tekerlek ray profilinde iyileştirmeler yapmıştır.

Persson ve Iwnicki [16], genetik algoritma kullanarak tekerlek profilinin optimizasyonunu yapmıştır. Yapılan çalışmada Novel metodunu kullanılarak tekerlek profili tasarlanmıştır. İki tekerlek profili seçilmiştir ve bunlara uygun genler oluşturulmuştur. Bu iki gen birleştirilerek yeni bir profil oluşturmuş ve elde edilen profil yumuşak ve sert olmak üzere iki farklı süspansiyon sisteminde test edilmiştir.

Polach [17], tekerlek profilinin konikliğinin kritik hıza etkisini incelemiştir. Konikliğin değişmesinin stabiliteye etkisini bifurkasyon diyagramı üzerinden değerlendirmiştir. Shen ve Zhong [18], yuvarlanma yarıçapı değişimine bağlı olarak tekerlek profilinin dizaynını gerçekleştirmiştir. Yeni tekerlek profili dizaynı ile stabilite ve kurp performansı artmış, temas gerilmeleri azalmıştır.

Garg ve Dukipati [19], tekerlek-ray temasını incelemiştir ve çok serbestlik dereceli sistemleri modellemişlerdir. Kurulan modellerde yanal stabilite incelenmiştir. Meirovitch [20], tek ve çok serbestlik dereceli sistemlerin analitik ifadelerinin kurulması ve frekans cevaplarının elde edilmesi üzerine çalışmıştır. Iwnicki [21], raylı sistemlerin dinamiği kapsamında yapılan birçok araştırmayı kitabında bir araya getirmiştir. Kitap; tekerlek-ray temasını, aşınma, gabari, raydan çıkma, gürültü ve titreşim gibi birçok konu hakkında detaylı bilgi vermektedir. Aba [22], bir yolcu vagonunun kütlelerini sonlu elemanlar yöntemi ile modellemiş ve aracın dinamik davranışını incelemiştir. Elde ettiği sonuçları konfor açısından değerlendirmiştir. Shen ve Pratt [23], demiryolu araçlarının dinamik davranışlarını Matlab&Simulink yazılımında incelemiştir. Elde ettiği verileri test sonuçları ile karşılaştırmıştır.

Metin [24], raylı sistem araçlarının modellenmesi üzerine çalışma yapmıştır. Zamana ve frekansa bağlı olarak yapılan simülasyonların sonucu elde edilen titreşimlerin yer değişim ve ivmelerinin, minimuma indirilmesi için Bulanık Mantıklı Kontrolör tasarımı ile aktif kontrol simülasyon ortamında gerçekleştirilmiştir.

1.3 Hipotez

Tramvay hatları diğer raylı sistem hatları ile karşılaştırıldığında, işletme hızları daha düşük olmasına rağmen dar kurplar sebebiyle flanş temasının sıkça görüldüğü söylenebilir. Her ne kadar tekerlek-ray teması ile ilgili birçok çalışma yapılmış olsa da süreç içerisinde yeni sorunlar meydana gelmektedir. Kalousek [25], bu sorunları güvenlik, ekonomi ve çevre olmak üzere 3 ana başlık halinde açıklamaktadır. Güvenlikte en önemli etken raydan çıkma durumudur. Raydan çıkma durumunu birçok etken olmasına rağmen en önemlileri temas açısı ve sürtünme katsayısıdır. Ekonomi kısmında en göze çarpan nokta ise tekerlek flanşında meydana gelen aşınmalardır. Bu aşınmalar sebebiyle tekerlek eski formuna getirmek için yuvarlanma düzleminden çok fazla metal alınması gerekmektedir. Çevresel problemler ise, gürültü ve düşük konfor olarak ifade edilebilir. Tekerlek-ray profillerine uygulanacak iyileştirmeler ile bu üç temel sorunun üstesinden gelinebilir.

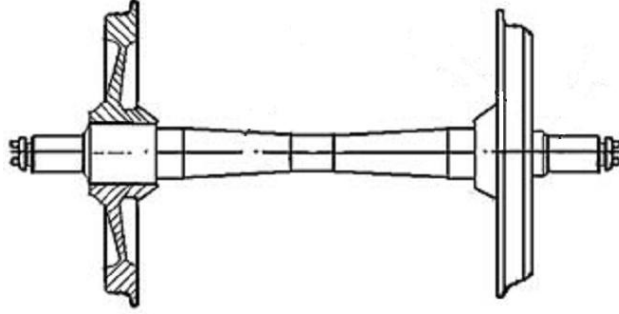
Bu çalışmada tekerlek-ray profilinin detaylı incelenebilmesi için öncelikle mevcut tramvay aracının dinamik modeli Simpack programı ile oluşturulmuştur. Daha sonra mevcut işletmede kullanılan TTP1, TTP2 ve TTP3 tekerlek profilleri ayrı ayrı analiz edilmiş ve güvenlik ve konfor açısından değerlendirilmiştir.

Kullanılan profiller yuvarlanma bölgesi ve flanş yarıçapı açısından farklılık göstermektedir. Yapılan analizler sonucu önerilen profiller TTP2 ve TTP3 güvenlik açısından herhangi bir sorun teşkil etmemekle birlikte yolcu konforuna önemli bir katkı yapmıştır. Ayrıca bu iyileştirme hem mevcut tramvay hatlarındaki altyapı ve üstyapıların hem de tekerleklerin bakım sürelerini uzatmaktadır.

2. TEKERLEK-RAY TEMASI

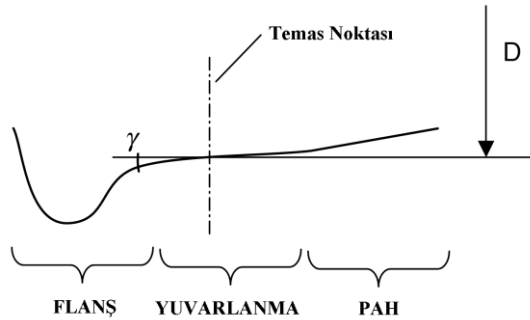
2.1 Tekerlek Seti

Tekerlek seti (Şekil 2.1) iki adet tekerleğin aksa rijit bağlanması ile elde edilir. Tekerlek seti ile ivmelenme ve frenleme ihtiyacı raya iletilir ve klavuzlanmayı sağlar. Ayrıca araç ile yol arasındaki mesafeyi belirler.



Şekil 2.1 : Tekerlek seti. [21]

Tekerlek setinin hareketini belirleyen etkenlerin başında tekerlek profili gelmektedir. Tekerlek profili; araç işletme hızı, araç ağırlığı, işletilen hattın ray profili, kurp yarıçapı gibi kriterler esas alınarak tasarlanır. Tekerlek profili Şekil 2.2’de verildiği gibi flanş, yuvarlanma ve pah bölgelerinden oluşmaktadır.



Şekil 2.2 : Tekerlek profilinin bölgelere ayrılması. [21]

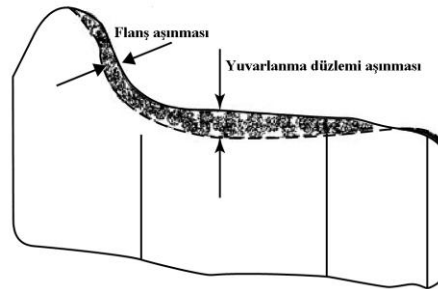
Tekerlek profilinin yuvarlanma yarıçapı farkındaki eğim, koniklik (γ) ile ifade edilmektedir. Profile uygulanan koniklik ile kurplarda iki tekerlek arasında çap farkı oluşur ve bu çap farkı sayesinde kurptan rahat dönüş gerçekleşir. Tekerleğin iç

tarafında bulunan flanş ise raydan çıkmayı önler ve klavuzlamayı sağlar. Eşdeğer koniklik ($\gamma_{eş}$); iki tekerlek arasındaki çap farkının (Δr), aks uzunluğuna ($2y$) oranıdır. 2.1'deki eşitlikten de anlaşılacağı gibi eşdeğer koniklik hem tekerlek hem de ray profiline bağlı bir değişkendir.

$$\gamma_{eş} = \frac{\Delta r}{2y} \quad (2.1)$$

Tekerlek profilini belirleyen birçok parametre olmasına karşın yapılan çalışmalar sonucu tekerlek genişliğinin 125-135 mm, flanş yüksekliğinin 28-30 mm, flanş açısının $65-75^\circ$, konikliğin 1:10-1:20 (yüksek hızlı araçlarda 1:40-1:50) arasında değiştiği görülmüştür [26]. Tekerlek dışına verilen pah ile makas geçişlerinin kolaylaştırılması amaçlanmıştır.

Tekerlek profilinin yuvarlanma düzleminde meydana gelen aşınma flanş yüksekliğini artırır ve sert flanşlama gözlenir. Ayrıca ray bağlantı elemanlarına fazla yük uygulanır. Flanşta meydana gelen aşınma ise (Şekil 2.3) flanş açısının artmasına ve flanş kalınlığının azalmasına sebep olur. Bu sebeple tekerlek profili periyodik olarak tornalanmalıdır.



Şekil 2.3 : Aşınmış tekerlek profili. [21]

2.2 Raylar

Demiryolu vasıtaları ile direk temasta bulunan tekerleklere yuvarlanma yüzeyi sağlayan, aşınmaya dayanıklı ve yüksek mukavemetli çelikten özel profilde imal edilmiş üstyapı elemanına ray denilmektedir. Şekil bakımından başlıca iki ray tipi sıkça kullanılmaktadır. Oluklu ve tek mantarlı (vinyol) raylar sıklıkla kullanılan raylardır.

Oluklu raylar (Şekil 2.4a) daha çok tramvay hatlarından kullanılırlar. Ayrıca demiryolu ve karayolunun kesiştiği yerlerde (hemzemin ve rıhtım hatlarında) kullanılırlar.



(a)



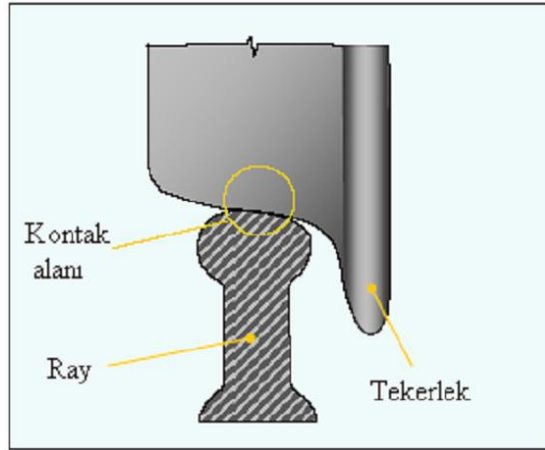
(b)

Şekil 2.4 : (a) Oluklu ray. (b) Mantar ray.

Mantar raylar (Şekil 2.4b) ilk defa 1832 yılında Amerika’lı Stevens tarafından yapılmış, ancak yapanın değil geniş anlamda kullanımını sağlayan İngiliz mühendis Vinyol’un ismi verilmiştir. Ülkemizde ve dünyada şehiriçi ve şehirdışı hatlarda kullanılan ray tipidir.

2.3 Temas Bölgesi

Esveld [27] tarafından 2001’de literatüre sunulan kitapta, tekerlek-ray etkileşiminin lineerleştirilmesi konusunun Hertz yayı kullanmak vasıtasıyla kolaylaştırılmasını anlatmıştır. Bu problem, normal yol taşıtlarındaki tekerlek yol etkileşim probleminin çözümüne benzer tarzda, düşeyde düzgün dağılımlı eşit katılığa sahip yay seti bulunduğu farzedilerek çözülmektedir. Böylece, yaylar herhangi bir yol düzensizliğine adapte edilebilmektedirler. Bu nedenle bu metoda Adaptif Kontak Metodu’da denilir. Ray üzerindeki bu çok noktalı kontak, bu modelle kolaylıkla simüle edilebilir. Normal taşıtlarda, bu yay katılığı yalnızca tekerleğin iç özelliklerine bağlı olarak ifade edilebilirken, burada yay katılığı tekerlek ve rayın her ikisinin materyal özellikleri ve geometrisine bağlı olarak değişir.



Şekil 2.5 : Tekerlek-ray profili. [24]

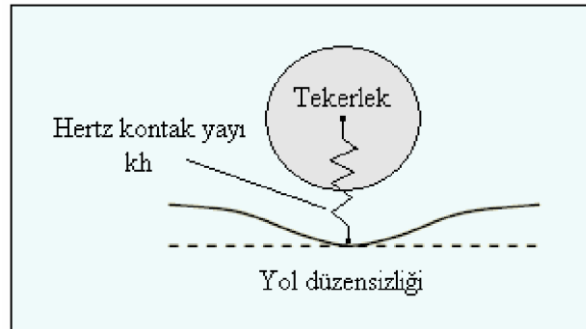
Tekerlek-ray etkileşimi süresince kuvvetler, kontak alanı vasıtasıyla aktarılmaktadırlar (Şekil 2.5). Burada, kontak kuvveti olan F ve kontak yüzey alanı y arasındaki bağıntı şu şekilde yazılabilir:

$$F = ch.y^{3/2} \quad (2.2)$$

Burada; ch [$N.m^{-3/2}$] materyal özellikleri ve yarıçapa bağlı olan bir sabittir. Lineer bir model kurabilmek adına tekerlek-ray etkileşimi de lineer olarak tanımlanabilmelidir. Bu nedenle, statik tekerlek yüküne bağlı yer değişimi artımı ve kontak kuvvetine bağlı olan bir Hertz yayı kullanılarak (Şekil 2.6), bu kontak problemi lineerleştirilir. Böylece kh Hertz yay katsayısı;

$$kh = \frac{dF}{dy} = \frac{3(ch^{2/3}.F^{1/3})}{2} \quad (2.2)$$

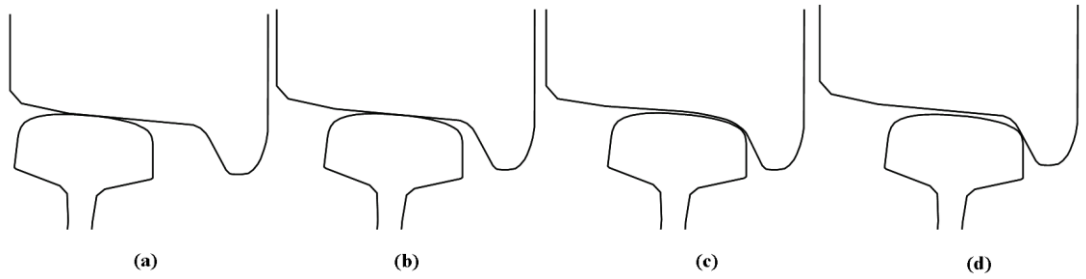
olarak yazılabilir.



Şekil 2.6 : Tekerlek-ray etkileşimini temsilen kullanılan Hertz yayı. [24]

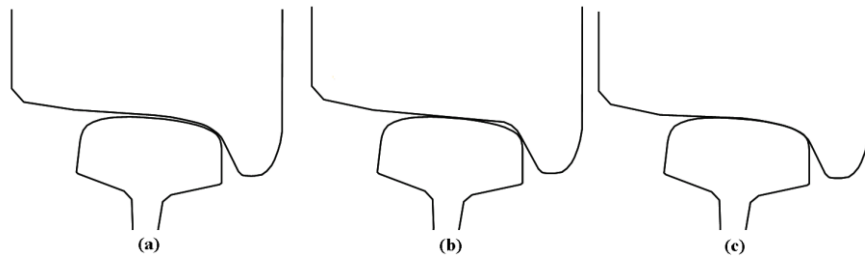
Tekerleğin ray üzerindeki hareketi incelendiğinde 4 farklı temas bölgesi vardır (Şekil 2.7).

- a) Tekerlek pah bölgesi-ray mantarı
- b) Tekerlek yuvarlanma düzlemi-ray mantarı
- c) Flanş geçişi-ray köşesi
- d) Flanş-ray köşesi



Şekil 2.7 : Tekerlek profilinin rayaki durumu. [13]

Tekerlek-ray teması ise (a) tek nokta, (b) iki nokta ve (c) uygun temas olmak üzere 3 şekilde incelenebilir (Şekil 2.8). Tek noktadan temasta tekerlek profili hızlı bir şekilde aşınır. İki noktadan temasta ise tek noktaya ilaveten flanş teması gerçekleşir. Temas iki farklı yarıçap üzerinden olduğu için sık kayma gözlenir ve flanş hızlı bir şekilde aşınır. Uygun temasta ise tekerlek ve ray boyunca aşınma gözlenir ve tekerlek formu korunmuş olur.

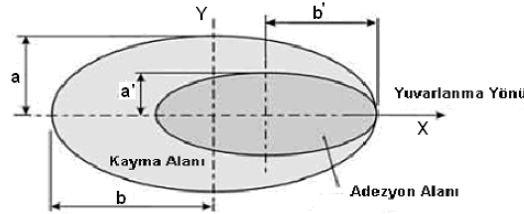


Şekil 2.8 : Farklı temas modelleri. [13]

Flanş yarıçapı, ray köşesinin yarıçapından büyükse tek noktadan temas, küçükse iki noktadan temas ve aynıysa uygun temas oluşur.

2.3.1 Sürünme kuvvetleri

Tekerlek ile ray arasında oluşan temas sonucu tekerlek-ray profilinden kaynaklanan sürünme kuvvetleri ortaya çıkmaktadır. Raylı taşıt dinamiğinde, taşıtın boylamsal yöndeki hızı ile tekerleklerin boylamsal yöndeki hızı birbirinden farklıdır. Bu durum, tekerleklerin dönme esnasında küçük kaymalara da maruz kalmakta olduğunu göstermektedir. Yani yuvarlanma esnasında kayma da yaşanmaktadır.



Şekil 2.9 : Temas elipsi. [33]

Şekil 2.9'da görüldüğü gibi tekerlek-ray teması sırasında oluşan temas elipsinin adezyon ve kayma olmak üzere 2 çeşit alanı vardır. Bu kayma ve adezyon alanlarının büyüklüğü sürünme kuvvetlerine ve dolayısıyla raylı taşıtın dinamiğine etki etmektedir. Bu alanların yapılarını ve boyutlarını ise tekerlek ile ray arasındaki temas şekli ve tekerlek-ray profilleri belirler. Örneğin küresel iki cisim birbiri üzerinde yuvarlanmaya başlarsa oluşacak temas elipsi daire formunda olur. Bir tanesi düzlem diğeri küre olursa oluşan temas alanının formu ise elips olur [33].

Sürünme kuvvetlerinin hesaplanmasında birçok parametre kullanılır. Aşağıdaki eşitliklerde sağ ve sol tekerlek için oluşan sürünme terimlerinin denklemleri verilmiştir.

$$\zeta_{XL} = \frac{1}{V} (V - r_L \dot{\theta}_w - a \dot{\psi}_w) \quad (2.3)$$

$$\zeta_{YL} = \frac{1}{V} (\dot{y}_w + r_L (\dot{\phi}_w - \dot{\theta}_w \psi_w) - \dot{y}_{rail,L}) / \cos(\kappa_L + \phi_w) \quad (2.4)$$

$$\zeta_{SPL} = \frac{1}{V} (-\dot{\theta}_w \sin(\kappa_L + \phi_w) + (\dot{\psi}_w + \dot{\phi}_w \dot{\theta}_w) \cos(\kappa_L + \phi_w)) \quad (2.5)$$

$$\zeta_{XR} = \frac{1}{V} (V - r_R \dot{\theta}_w + a \dot{\psi}_w) \quad (2.6)$$

$$\zeta_{YR} = \frac{1}{V} (\dot{y}_w + r_R (\dot{\phi}_w - \dot{\theta}_w \psi_w) - \dot{y}_{rail,R}) / \cos(\kappa_R + \phi_w) \quad (2.7)$$

$$\zeta_{SPR} = \frac{1}{V} (\dot{\theta}_w \sin(\kappa_R - \phi_w) + (\dot{\psi}_w + \phi_w \dot{\theta}_w) \cos(\kappa_R + \phi_w)) \quad (2.8)$$

Burada ζ_{xR} , ζ_{yR} , ζ_{spr} sağ tekerlek için sırasıyla boylamsal yanal ve yalpa hareketi doğrultusunda oluşan sürünme terimleridir. Bu terimlerde V , trenin boylamsal yöndeki hızını; y , yanal yöndeki yerdeğiştirmeyi; r , sağ ve sol tekerlek için yarıçapı; θ , tekerleğin dönme açısını; ψ , yalpa açısını; ϕ , yuvarlanma açısını; K , tekerlek ile ray arasındaki kontak açısını ifade eder.

Yukarıda denklemleri verilen sürünme terimleri sürünme katsayıları ile çarpılarak sürünme kuvvetleri elde edilir. Sürünme katsayıları f_{11} , f_{12} , f_{22} , f_{33} ile gösterilmiştir ve temas elipsinin boyutlarına, ray ve tekerlek malzeme özelliklerine ve yuvarlanma çaplarına göre belirlenen katsayılardır.

$$F_x = -f_{33}\zeta_x \quad (2.9)$$

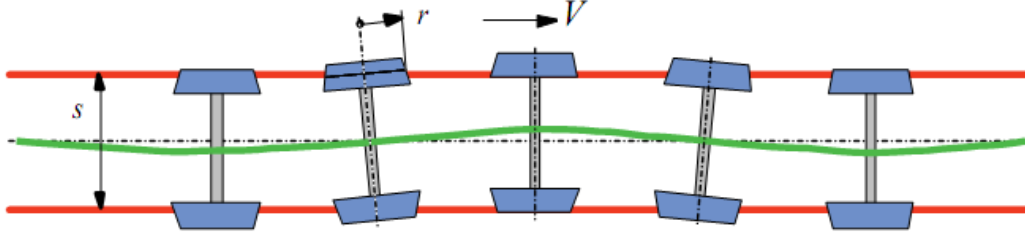
$$F_y = -f_{11}\zeta_y - f_{12}\zeta_{SP} \quad (2.10)$$

$$M_z = f_{12}\zeta_y - f_{22}\zeta_{SP} \quad (2.11)$$

Yukarıdaki eşitliklerde sürünme kuvvetlerinin elde edilişi görülmektedir. 2.9, 2.10 ve 2.11 nolu eşitlikler, sağ (F_{xR} , F_{yR} , M_{zR}) ve sol (F_{xL} , F_{yL} , M_{zL}) tekerlek için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Burada boylamsal ve yanal yönde kuvvet, dikey yönde ise moment oluşmaktadır. Dolayısıyla sürünme iki yönde kuvvet ve bir yönde de moment oluşturacak şekilde raylı taşıt dinamiğine etki etmektedir.

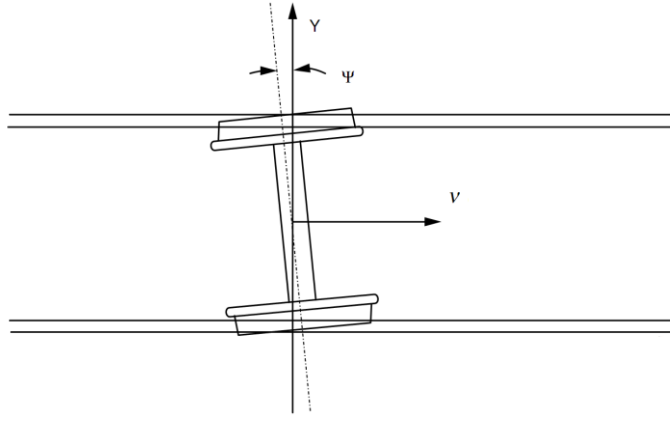
2.3.2 Düz yolda tekerlek setinin salınımı

Tekerlek seti düz yolda tekerlek profilinin konikliği, yol düzensizliği ve geometrik kaçıklıklar gibi etkiler sebebiyle gezinme hareketi gerçekleştirir (Şekil 2.10).



Şekil 2.10 : Tekerlek setinin gezinme hareketi. [13]

Bu hareket yanal yer değiştirme (y) ve yalpa (ψ) serbestlik dereceleri ile tanımlanır (Şekil 2.11).



Şekil 2.11 : Yalpa hareketi. [21]

Gezinme hareketi ilk defa 1883 yılında Klingel tarafından matematiksel ifadeyle tanımlanmıştır. İfadede dalga boyu L , tekerlek setinin konikliği γ , tekerlek yarıçapı R , temas noktaları arasındaki mesafe $2l$ ile tanımlanmıştır.

$$L = 2\pi \sqrt{\frac{Rl}{\gamma}} \quad (2.12)$$

Araç hızı v , gezinmenin frekansı (f) ile dalga boyunun (L) çarpımına eşittir. Bu durumda hız arttıkça gezinme artacaktır.

$$f = \frac{v}{L} \quad (2.13)$$

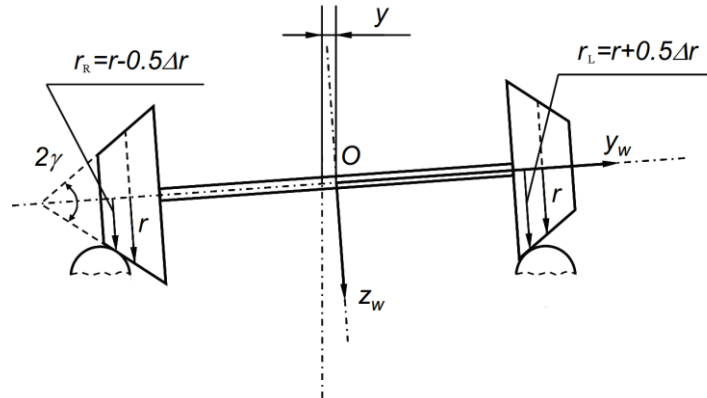
Tekerlek setinin yanal ivmesi Klingel'in ifadesi kullanılarak elde edildiğinde;

$$\ddot{y} = 4\pi^2 y \left(\frac{v}{L} \right)^2 \quad (2.14)$$

Yanal yer değiştirmenin genliğini y ifade edilmektedir. Yukarıdaki eşitlikler dikkate alındığında aynı hızda koniklik azladığında dalga boyu artarken yanal ivmeler azalmaktadır. Klingel gezinme hareketini sürünme kuvvetlerinin etkisini dikkate almadan tanımlamıştır. Temasın fiziğinde sürünme kuvvetleri meydana geldiği için tekerlek setinin hareketi değişmektedir.

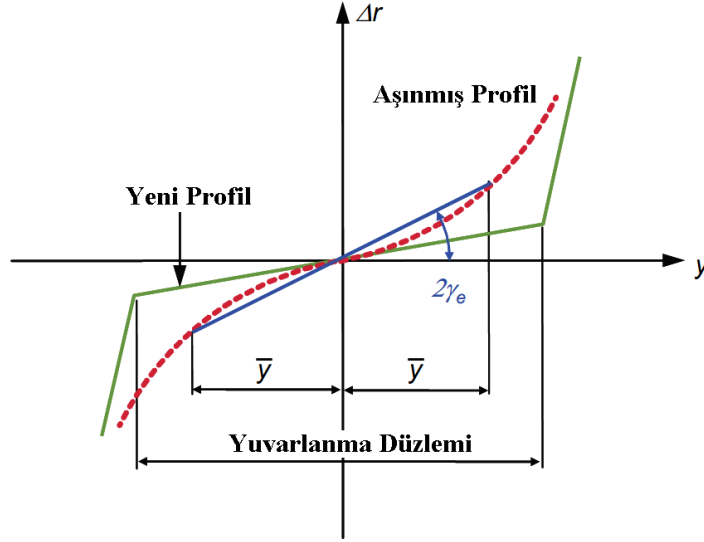
2.3.3 Yuvarlanma yarıçapı farkı

Terkerlek setinin y yönündeki hareketi esnasında oluşan çap farkı (Şekil 2.12) hem tekerlek profilinin konikliğine hem de ray profiline bağlıdır. Eğer flanş teması yoksa tekerlekler tek noktadan raya temas ederler. Tekerlek setinin yanal hareketi y , r_R ve r_L sağ ve sol tekerlek yarıçaplarını temsil etmektedir.



Şekil 2.12 : İki tekerlek arasında oluşan çap farkı. [21]

Bu temas noktası yuvarlanma yarıçapını belirler. İki tekerlek arasında meydana gelen yarıçap farkına yuvarlanma yarıçap farkı (Şekil 2.13) denir ve tekerlek setinin hareketi fonksiyon olarak tanımlanır.



Şekil 2.13 : Çap farkının tekerlek profili boyunca değişimi. [13]

S1002 tekerlek profili ve UIC54 ray proflinin temas noktaları Şekil 2.13'te verilmiştir.

2.3.4 Eşdeğer koniklik

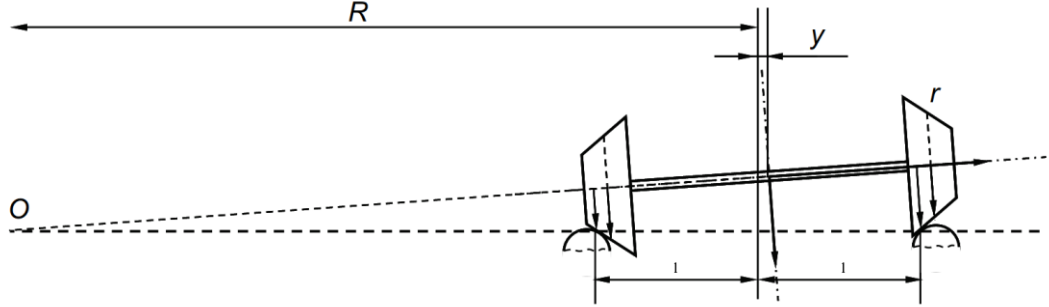
Tekerlek konikliği tekerlek-ray temasını belirler. Eğer koniklik yüksekse kurplarda merkezkaç kuvvetinin etkisi fazla hissedilmez fakat düz yolda salınımına sebep olduğu için konfor düşer. Koniklik düşük olduğunda ise konfor iyileşmek ile birlikte kurplarda flanş etkisiyle tekerlek-ray aşınmaları artmaktadır.

Modern tekerlek profilleri konik profilden çok ray profili ile uyumlu olan eğrisel profil kullanmaktadır. Tekerlek-ray temasının tanımlanması için eşdeğer koniklik ifadesi kullanılmaktadır. Eşdeğer koniklik sağ ve sol tekerleğin yarıçap farkının yanal harekete oranıdır.

Eşdeğer konikliğin limit değerleri UIC 518 [28] belirtilmiştir. Hız arttıkça eşdeğer konikliğin azalması gerekmektedir. Sistemin kararlı bir şekilde hareketine devam edebilmesi için eşdeğer konikliğin 0,5 değerini aşmaması gerekir. Geri çağırıcı kuvvetlerin oluşması için koniklik 0,1'den büyük olmalıdır.

2.3.5 Tekerlek setinin kurptaki hareketi

Tekerlek setinin kurpta kaymadan dönmesi için gerekli çap farkının oluşması gerekmektedir. Bu sebeple aracın çalışacağı hattaki kurp yarıçapları tekerlek setinin konikliğini etkilemektedir.



Şekil 2.14 : Tekerlek setinin kurptaki hareketi. [21]

Kurp yarıçapı R , sağ-sol tekerleğin temas noktaları arasındaki mesafe $2b$, tekerlek yarıçapı r , tekerlek yarıçapındaki değişim dr , arasında geometrik bağıntı vardır (Şekil 2.14).

$$\frac{r + dr}{r - dr} = \frac{R + l}{R - l} \quad (2.16)$$

Bu eşitliğe bakarak çap farkı;

$$dr = \frac{br}{R} \quad (2.17)$$

Yukarıdaki denklemden de anlaşılacağı gibi tekerlek çapı azaldıkça kurpta kaymadan dönme için gerekli olan çap farkı da azalmaktadır. Yani tekerlek yarıçapı düşük olan tramvaylar dar kurplardan daha rahat dönerler. Koniklik ise aşağıdaki gibi elde edilir;

$$\gamma = \frac{r_1 - r_2}{2y} = \frac{\Delta r}{2y} = \frac{br}{2yR} \quad (2.18)$$

2.4 Raydan Çıkma Durumu

Raydan çıkma durumu demiryolu işletmeciliğinin ilk gününden günümüze kadar en önemli endişesi olmuştur. Tren kazaları ana sebepleri şu şekilde sıralanabilir [21]:

- Ray, bağlantı elemanı, ankraj
- Yol geometri hatası
- Genel manevra kuralları
- Tekerlekler
- Akslar ve rulmanlar
- Makaslar
- Makas elemanları
- Bogi bileşenleri
- Araç yapısı
- Hemzemin geçit

Raydan çıkma, yanıl kılavuzlamanın kaybolduğı durumdur ve 4 gruba ayrılır [21]:

- Tekerlek flanşının tırmanması
- Ekartman genişlemesi
- Rayın devrilmesi
- Yol altyapısının kayması

2.4.1 Flanş tırmanması

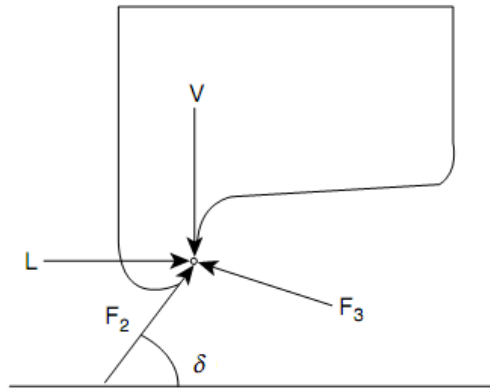
Flanş tırmanması genellikle kurplarda meydana gelmektedir. Tırmanma ise, genellikle tekerleğin dış raya çarpması ve kılavuzlamayı kaybetmesi sonucu oluşur. Bu durumda tekerlekteki yanıl kuvvetin dikey kuvvete oranı (L/V) kurp yarıçapına, tekerlek-ray profiline, süspansiyon karakteristiğine ve araç hızına bağlıdır. Yüksek yanıl kuvvetler atak açısının fazla olduğu durumlarda oluşur. Düşük dikey kuvvetler ise, yük dağılımının eşit olmadığı, çeşitli yol düzensizliği altında veya yuvarlanma

rezonansı gibi durumlarda meydana gelir. Bu koşullar altında L/V oranı artar. Ayrıca raydan çıkma durumu, gezinme veya agresif frenleme gibi durumlarda düz yolda da gerçekleşebilir.

2.4.2 Flaş tırmanma kriterleri

2.4.2.1 Nadal kriteri

Nadal'ın tek tekerlek için Fransa Demiryollarına önerdiği L/V kriteri demiryolu komitesi [29] tarafından kullanılmaktadır. Nadal, aracın raydan çıkma riskinin belirlenmesi için L/V oranını geliştirmiştir. Bu oran, tekerlek-ray arasında oluşan sürtünme katsayısına ve tekerleğin flaş açısına bağlı olarak değişmektedir. Sürtünme kuvveti arttıkça ve flaş açısı küçüldükçe raydan çıkma riski artmaktadır.



Şekil 2.15 : Nadal kriteri. [21]

$$\frac{L}{V} = \frac{\tan \delta - \frac{F_2}{F_3}}{1 + \frac{F_2}{F_3} \tan \delta} \quad (2.19)$$

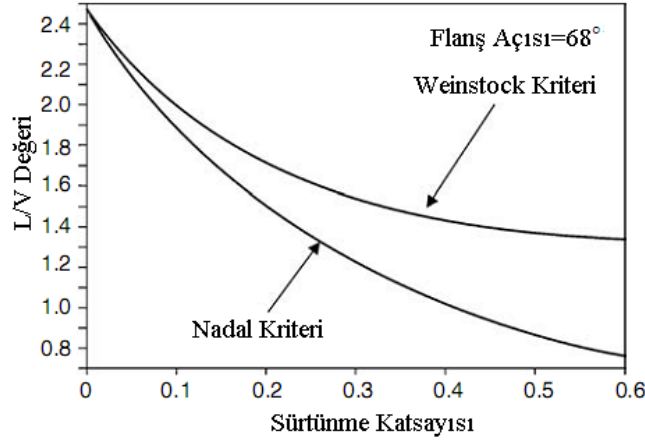
$$\frac{F_2}{F_3} = \mu \quad (2.20)$$

$$\frac{L}{V} = \frac{\tan \delta - \mu}{1 + \mu \tan \delta} \quad (2.21)$$

2.4.2.2 Weinstock kriteri

Weinstock aynı akstaki 2 tekerleğin L/V oranlarını toplayarak bir değer bulmuştur. Böylece tüm tekerlek setini incelemiştir. Flaşlama yapan tekerlekteki L/V oranı

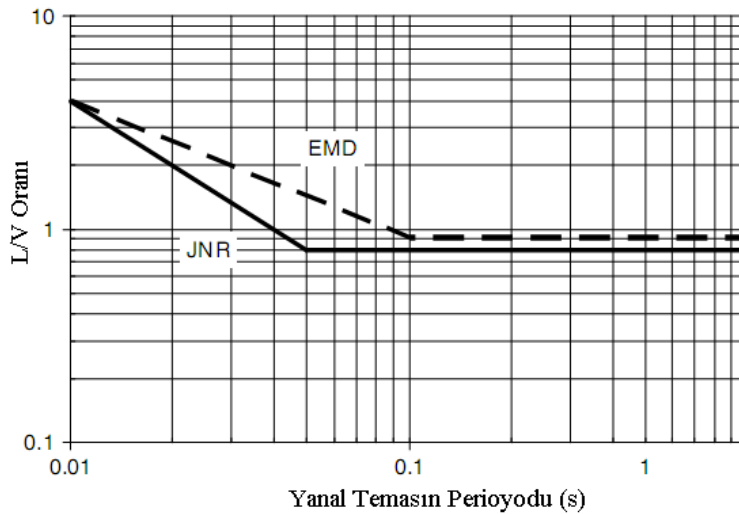
Nadal'dan alınmaktadır, flanşlama yapmayan tekerlekte temas yuvarlanma yüzeyindedir ve temas açısının küçük olması sebebiyle (0-3 derece) Eşitlik 2.21'deki $\tan \delta$ terimi sıfır kabul edilir ve sadece sürtünme katsayısı kullanılır. Daha sonra flanşlama yapan tekerlekten elde edilen L/V limit değeri ile flanşlama yapmayan tekerlekten elde edilen L/V limit değeri toplanır. Böylelikle Şekil 2.16'da görüldüğü gibi toplam L/V limit değeri artmış olur.



Şekil 2.16 : Weinstock kriteri. [21]

2.4.2.3 Süreye bağlı raydan çıkma kriteri

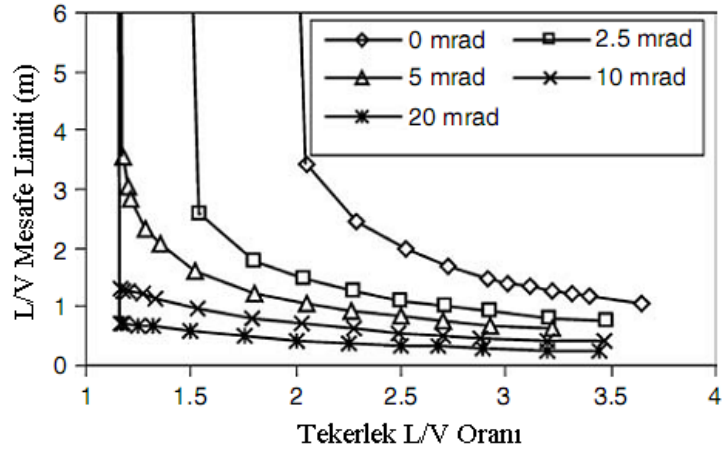
Bu kriter gereğince tekerlek flanşının ray ile teması 50 ms' den az ise (salınım hareketi esnasında meydana gelen temas) L/V limit değeri artması gerekir. Süreye bağlı L/V oranının limiti üzerine Japonya Demir Yolları (JNR) ve General Motor firmasının (EMD) yaptığı çalışma Şekil 2.17'de gösterilmektedir.



Şekil 2.17 : Süreye bağlı raydan çıkma kriteri. [21]

2.4.2.4 Mesafeye bağlı raydan çıkma kriteri

Bu kriter; tek tekerlek için L/V oranının aşılması durumunda, belirli bir sürtünme katsayısı ve atak açısına göre raydan çıkmamak için limit mesafeyi belirler. 80 km/h hızın altında, 75° flanş açısı ve 0,5 sürtünme katsayısı için limit mesafe Şekil 2.18’de gösterilmiştir.

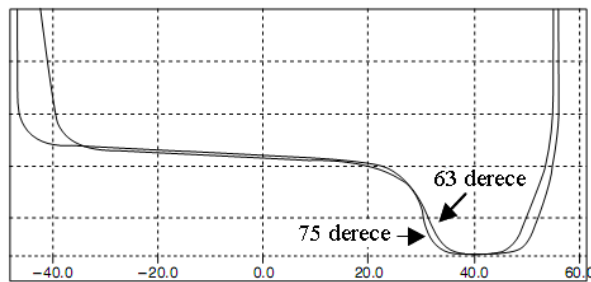


Şekil 2.18 : Mesafeye bağlı raydan çıkma kriteri. [21]

2.4.3 Raydan çıkma riskini etkileyen faktörler

2.4.3.1 Flanş açısı

Düşük flanş açısı raydan çıkma riskini artırır. Şekil 2.19’da görülen 63° flanş açısına sahip tekerleklerdeki L/V oranı 0.73 iken 75° flanş açısına sahip tekerleklerdeki L/V oranı 1.13’tür.

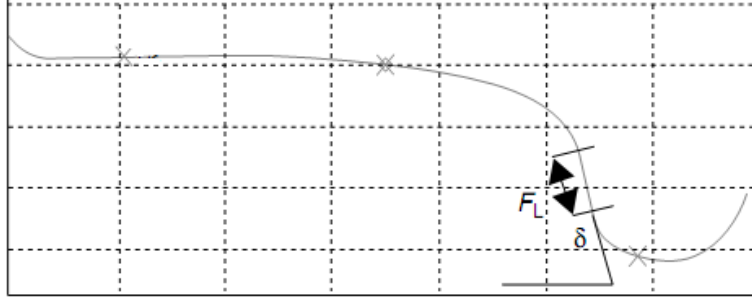


Şekil 2.19 : Farklı flanş açılarına sahip tekerlek profilleri. [21]

Eski demiryolu sistemlerinde kullanılan 63°-65° flanş açısı yeni sistemlerde yerini 70°-75° flanş açısına bırakmıştır. Artan L/V limit değeri yol düzensizliklerine karşı daha güvenli hale gelmiştir.

2.4.3.2 Flanş uzunluğu

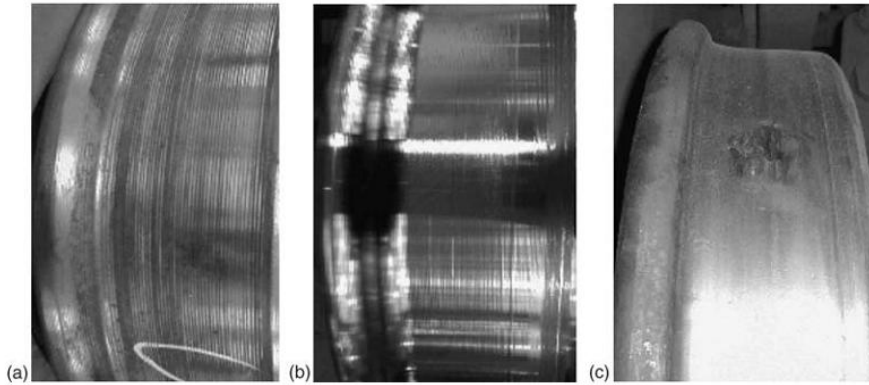
Flanş uzunluğunun artması raydan çıkma riskini azaltır. Flanş uzunluğu F_L 'nin (Şekil 2.20) artması ile flanş tırmanma mesafesi artar. Özellikle küçük atak açılarında raydan çıkmayı önlemede önemli katkı sağlar.



Şekil 2.20 : Flanş uzunluğu F_L . [21]

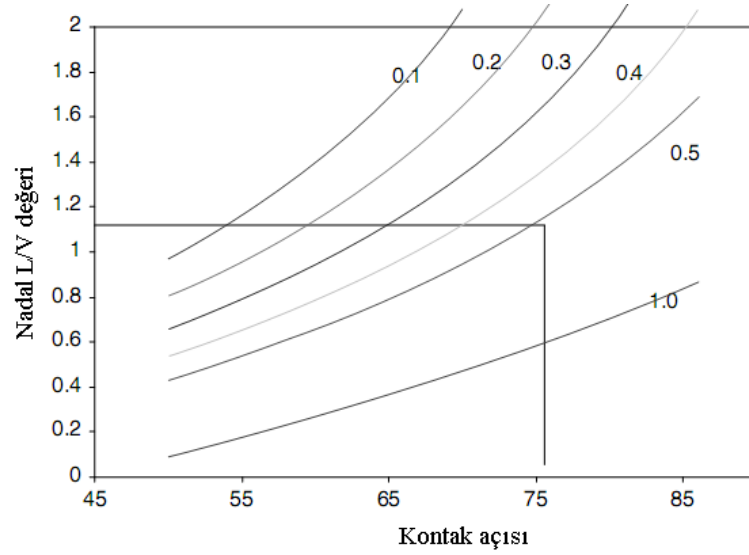
2.4.3.3 Sürtünme kuvveti

Sürtünme kuvvetinin artması raydan çıkma riskini artırmaktadır. Flanş tırmanması kurplarda, makas geçişlerinde ve özellikle tekerlek tornalandıktan sonra atölye sahasında daha fazla gözlemlenmektedir. Bu duruma, tekerlek tornasından sonra oluşan pürüzlü yüzeyin sebep olduğu düşünülmektedir (Şekil 2.21). Genellikle kuru ve düzgün metel-metal kontakta sürtünme katsayısı 0,5'tir. Pürüzlü yüzey için sürtünme katsayısı daha da fazla olabilir. Sürtünme katsayısının artması ile raydan çıkma riski de artar. Tekerlek yüzeyin belli bir toleransta tutulması veya tekerlek-ray arasına yağlama uygulanması torna sonrası yüzeyin iyileştirilmesi için çözüm oluşturmaktadır.



Şekil 2.21 : (a) Freze sonrası tekerlek yüzeyi. (b) Torna sonrası tekerlek yüzeyi. (c) Apletli tekerlek. [21]

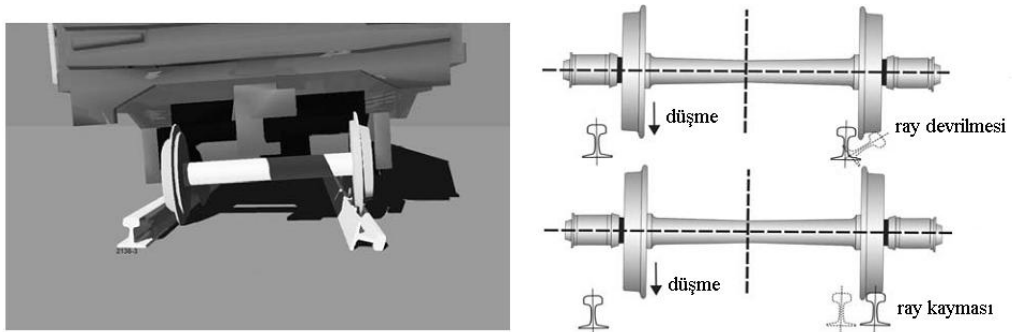
Belirli bir sürtünme katsayısında kontak açısı arttıkça L/V limit değeri de artmaktadır. Şekil 2.22 de görüldüğü gibi sabit kontak açısında sürtünme katsayısı arttıkça L/V limit değeri düşer ve raydan çıkma riski artar. Kurplarda meydana gelen L/V oranı yapılan dinamik simülasyonlar yardımıyla bulunur. Elde edilen oran L/V limit değerinin üzerindeyse aracın raydan çıktığı, üstündeyse güvenli bir şekilde kuru geçtiği kabul edilir.



Şekil 2.22 : Kontak açısı ve sürtünme katsayısına bağlı Nadal L/V kriteri [21]

2.4.3.4 Ray devrilmesi ve ray ekseninin kayması

Ray devrilmesi ve ray ekseninin kayması raydan çıkmaya sebep olur. Yanal kuvvetlerin yüksek olması ekartman genişlemesine veya rayın devrilmesine sebep olur. Bu durumda flanşlama yapamayan tekerlek raydan düşer (Şekil 2.23).



Şekil 2.23 : Ray devrilmesi veya ekartman genişlemesi sonucu raydan çıkma. [21]

Bogi, kurplarda dönmede zorlanırsa yüksek atak açıları meydana gelir ve sonuçta raylar üzerine yüksek yanal kuvvetler uygulanmış olur. Genellikle bogi süspansiyon

kuvvetlerinin yüksek olması, yanlış hizalanmış akslar, uygun olmayan tekerlek-ray profilleri ve aşınmalar gibi sebeplerle dönme direnci artar. Ayrıca yanal yol düzensizlikleri ve kurp giriş ve çıkışlarındaki yanlış eğriler yanal kuvvetleri artırır ve raylara zarar verir.

2.4.3.5 Ray devrilme kriteri

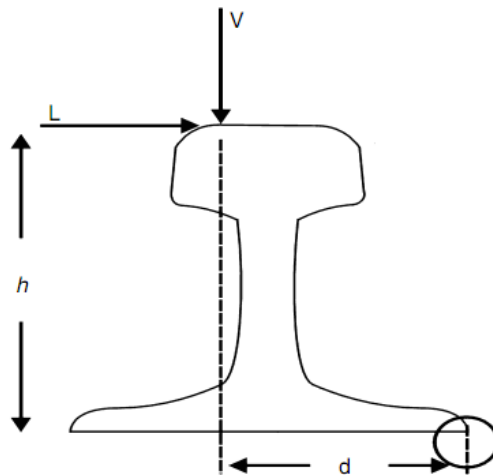
Association of American Railroads (AAR) tarafından ray devrilme kriteri geliştirilmiştir. Rayın dış taraftan döndüğü esas alınarak bu nokta etrafında moment denkliği kurulmuştur.

$$M = Vd - Lh \quad (2.22)$$

Denge durumunda ray dönmeye başlamadan hemen önce moment M sıfıra

yaklaşmaktadır. Bu durumda; $\frac{L}{V} = \frac{d}{h}$ olur. Kurulan denklikte bağlantı elamanları ve rayın burulma elemanlarının desteği dikkate alınmamıştır. Bunlarla beraber diğer akstaki tekerleğin uyguladığı düşey kuvveti de hesaba katarsak denklem fazla güvenli görünmektedir. Bu sebeple L/V oranı için bir bogideki flanşlama yapan yanal kuvvetlerin toplamının yine aynı taraftaki tekerleklere gelen düşey kuvvetlerin toplamına oranı alınmıştır (Şekil 2.24).

$$\frac{L}{V} = \frac{\text{Bir yöndeki yanal kuvvetlerin toplamı}}{\text{Bir yöndeki düşey kuvvetlerin toplamı}} \quad (2.23)$$



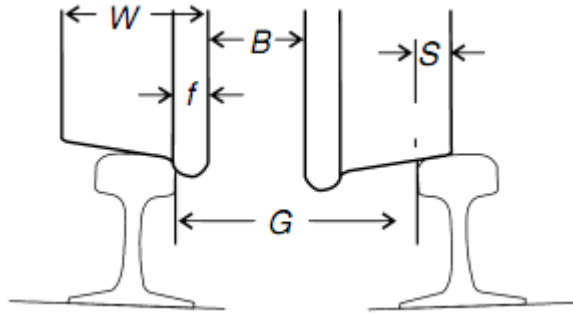
Şekil 2.24 : Ray devrilme kriteri. [21]

AAR ray devrilmesi için kullanılan L/V oranını yalpa ve yuvarlanma testleri sonucu 0,6 olarak sınırlandırmıştır.

2.4.3.6 Ekartman genişlemesi kriteri

Ekartman genişlemesi tekerlek ve ray geometrisi ve bunların birbirine göre durumu ile ilgilidir. Tekerlek düşmesi senaryosunu (Şekil 2.25) gösteren eşitlik şu şekildedir:

$$G \geq B + W + f \quad (2.24)$$

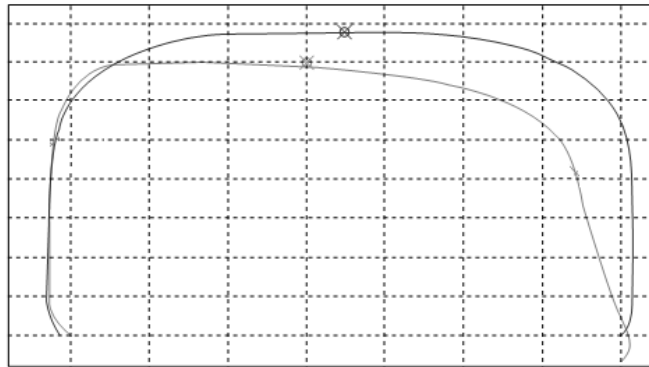


Şekil 2.25 : Ekartman genişlemesi senaryosunda tekerlek-ray geometrisi. [21]

“S” flanşlama yapmayan tekerlekteki güvenlik payını temsil etmektedir. Flanşlama yapan tekerlek ile ray arasındaki boşluğun sıfır olduğu kabul edilmiştir.

$$(B + W + F) - G > S \quad (2.25)$$

Ayrıca tekerlekteki flanş bölgesinin kalınlığının azalması, ray bağlantı elemanlarının zayıflaması, tekerlek-ray aşınması (Şekil 2.26) gibi durumlar ekartman genişlemesine sebep olur.



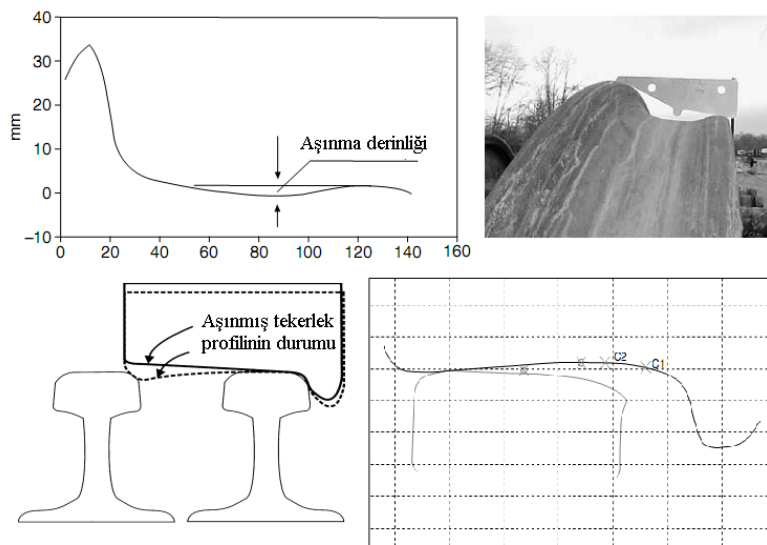
Şekil 2.26 : Ray 8 mm aşınması sebebiyle ekartman genişlemesi. [21]

AAR tarafından yapılan bir çalışmada ortalama hızı 40-60 km/s olan boş bir araçta tekerlek sırtları arası mesafesi 1350 mm, tekerlek genişliği 145 mm, flanş kalınlığı 35 mm ve ekartman 1435 mm alındığında güvenlik payı 95 mm olarak bulunmuştur. Tekerlek-ray aşınmaları çıkarıldığında 31,5 mm ekartman genişlemesi limiti bulunmuş ve yeterli görülmüştür.

Zayıf döşenmiş , yeni döşenmiş veya yeni bakım yapılmış rayların yanıl kuvvetlere direnci azdır ve genellikle balast ve ray panelinin (ray ve travers) birbirinden ayrıldığı gözlenir. Yol panelinin yanıl kuvvete direnci, yol yanıl dayanımına bakılarak ölçülür. Bu sebeple yumuşak altyapı, ray panelinin serbestçe kaymasına sebep olur. Ray panelinin kayması hızın ve yükün arttığı durumlarda ve rayların kaynaklı birleşimlerinde daha önemli hale gelmektedir. Hızın artması, yükün dengesiz dağılımı ve agresif ivmelenme-frenleme durumlarında dengelenmeyen kuvvetlerin artmasına sebep olur ve ray panel kayması olur.

2.4.3.7 Düzensiz aşınmış tekerlek

Düzensiz aşınmış tekerlek raydan çıkma riskini artırır. Tekerlekte oluşan oyuk dönme yarıçapında oluşan düşey mesafe farkıdır. Şekil 2.27 böyle bir durumda oluşacak tekerlek ray temasını göstermektedir. Bu durumda ray devrilmesi senaryosunda yer alan d/h oranındaki d mesafesinin azalması ile L/V limit değeri düşecektir.



Şekil 2.27 : Tekerlekte oluşan oyuk sonrası tekerlek-ray arasında oluşacak muhtemel temas. [21]

Tekerlek üzerinde oluşan oyuklar sonucu kurplarda dönme yarıçaplarında ciddi fark oluşur. Bu durum tekerlek-ray yağlaması ile birlikte tekerlek seti dönme yönünü terse çevirebilir ve atak açısının artmasına sebep olur. Artan yanal kuvvetler ekartman genişlemesi ve ray devrilmesine sebep olur.

Ayrıca oyuk şeklinde aşınan tekerlekler kurplarda kılavuzlama yaparken ray bağlantı elemanlarını zorlar (Şekil 2.28) ve bu durumda ray panel kayması veya ray devrilmesine neden olur.



Şekil 2.28 : Ray bağlantı elemanlarında meydana gelen deformasyon. [21]

Yol kaynaklı raydan çıkma durumlarında özellikle makaslarda oyuk tekerleğin etkisi büyüktür. Basamaklı olmayan makaslarda tekerlek profili sebebiyle makas geçişinde diğer raya temas sonrası raydan çıkma meydana gelebilir.

2.4.3.8 Yanal dengenin kaybolması

Yanal dengenin kaybolması ile raydan çıkma meydana gelir. Düz yolda tekerlek seti yol bozuklukları sebebiyle gezinir çünkü hiçbir zaman araç ve yol düzgün ve simetrik değildir. Tekerlek setinin merkezlemesi tekerlek profili ile sağlanır.

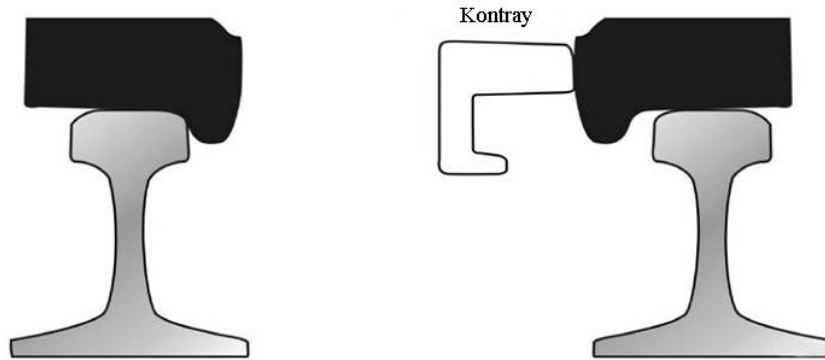
Konikliğin artması yanal salınım için kritik hızının düşmesine sebep olur. Koniklik yüksekse ve hız artmaktaysa tekerlek seti, bogi ve gövde yüksek genlikte ve dalga boyunda salınım yapmaya başlar. Bu hareket tekerlek flanşının raya teması ile sınırlandırılmıştır. Bu hareket yüksek yanal kuvvetlere ve ray aşınmalarına sebep olur ve raydan çıkmaya neden olur. Boş aracın raya etkiyen düşey kuvvetleri de az olacağından yanal salınım genelde araç boşken meydana gelir. Kritik salınım hızı araç-yol karakteristiğine bağlıdır. Bu sebeple tekerlek ray profili tasarımı

yapılırken gezinme hızının işletme hızından yüksek olmasına dikkat edilmelidir. Tekerlek- ray teması ve sürünme kuvvetleri ele alındığında gezinme durumunun lineer olmadığı görülecektir. Bu sebeple kritik hız bulunması için belirli bir yol bozukluğu altında aracın dinamik cevabı sayısal yöntemler ile incelenmelidir.

2.4.4 Raydan çıkmanın engellenmesi

Raydan çıkmanın engellenmesi için alınacak önlemler aşağıdaki gibidir [21]:

- Flanş tırmanmasının engellenmesi için L/V oranını artıracak maksimum flanş açısı kullanılmalıdır. Genellikle 70-75 derece arasında flanş açısı tavsiye edilmektedir.
- Tekerlekte oluşan oyuklar kurpta gerekli olan tekerlek yarıçap farkının azalmasına ve düz yolda yanıl kararlılığın kaybolmasına sebep olur. Oyuk üst limiti 4 mm olarak belirtilmiştir.
- Keskin kurplarda kontray (guard rail) uygulanmalıdır. Genellikle iç raya uygulanır ama bazı keskin kurplarda her iki tarafa da uygulanabilir.



Şekil 2.29 : Kontray uygulaması. [21]

- Bogi süspansiyon tasarımı bogi dönme kapasitesini etkiler. Kurp esnasında oluşan yanıl kuvvetler daha yumuşak birinci süspansiyonlara sahip bogilerde daha sert süspansiyonlara sahip bogilere göre azdır. Fakat birinci süspansiyonlar çok yumuşaksa yüksek hızlarda stabilite düşebilir. Bu sebeple yol durumu ve işletme şartlarına göre bogi süspansiyon parametreleri optimize edilmelidir.

- Sürtünme tekerlek-ray temasında önemli yere sahiptir ve birçok tekerlek-ray temas senaryosunu etkiler. Uygun yağlama ile tekerlek-ray arasındaki yanal kuvvetler azaltılabilir çünkü yanal sürünme kuvvetleri daha düşük düzeyde aşılmış olur. Bu sebeple tekerlek tırmanma potansiyeli ve ekartman genişlemesi azaltılmış olur.
- Yanal ve düşey yol bozuklularının fazla olması ve ekartman genişlemesi raydan çıkmanın önemli sebeplerindendir. Birçok raylı sistemde yol geometrisi ölçüm vagonları ile düzenli olarak takip edilmektedir. Yol durumuna göre takip sıklığı aylık veya yıllık gibi değişmektedir. Yollar maksimum hız ve yıllık taşınan yüke göre sınıflandırılmaktadır. Gözle kontroller daha sıklıkla yapılmaktadır. Yol geometrisi üzerinde yapılan düzenlemeler bölgeye göre değişebilmektedir fakat limitlerin aşılması durumunda bakımlar yapılmalıdır. Yeni kurulan veya bakım yapılan hatlar düşük yanal dayanıma sahip olduğu için daha dikkatli olunmalıdır. Bu sebeple hat yerleşene kadar hız limiti uygulanmalıdır.
- Sistem izleme göstergeleri sayesinde raydan çıkma ile ilgili araç veya yol parametreleri takip edilebilir. Tekerlek-ray profillerinde meydana gelen kusurlar erken safhada tespit edilip düzeltici uygulama yapılmalıdır.

3. RAYLI TAŞITLAR HAKKINDA GENEL BİLGİ

3.1 Genel

Kent içi raylı sistemler sınıflandırılırken en önemli kriter sistemin yolcu kapasitesidir. Ticari hız, bir dizindeki vagon sayısı, aracın ivmesi, yolun geometrik özellikleri, sinyal sistemi, karayolu ile kesişme noktalarının varlığı veya karayolundan korunma oranı, istasyon uzunlukları, istasyonlar arasındaki mesafe, zirve saatinde dizin çalıştırma sıklığı gibi parametreler kapasite ile ilişkili olan faktörlerdir.

3.1.1 Metro

Tek yönde saatteki yolcu kapasitesi 60.000 - 70.000 arasında olan kent içi raylı toplu taşıma sistemidir. Genellikle 1435 mm ray açıklığına ve 6 veya 8 araçlı diziler halinde yolcu taşıma kapasitesine sahip, kataner veya 3.ray hattından beslenen, sinyalizasyon sistemine tabi olarak işletilen ve ortalama hızı 70-90 km/sa olan kent için raylı sistemlerdir. Metro sistemlerinde genellikle istasyonların büyük çoğunluğu yer altı istasyonlarından oluşur, dolayısıyla altyapı yatırım maliyeti diğer kent içi raylı sistemlere göre yüksektir.

3.1.2 Hafif metro

Tek yönde saatteki yolcu taşıma kapasitesi 30.000-35.000 civarında olan kent içi raylı sistemlerdir. Ray açıklığı genellikle 1435 mm olan, 750 V DC veya 1500 V AC ile üçüncü raydan veya katanerden enerji alan, bir sürücü tarafından sinyalizasyon sistemine uygun olarak kumanda edilen (bazı sistemlerde bütün operasyonlar sinyalizasyon sistemi tarafından gerçekleştirilmekte), 600-1000 m aralıklarla özel istasyonlarda yolcu indirip bindiren, yaklaşık 300 yolcu kapasiteli araçlardan oluşan diziler halinde, ortalama 60-80 km/h hız ile kendine ait hatlarda işletilen raylı toplu taşıma sistemidir. Kendine ait hatlar genellikle zemin seviyesinde olmasına karşın

fiziki duruma göre aç-kapa tünel, yarma, viyadük ve kısa tünellerden geçmektedir. Sinyalizasyonun önemi büyüktür.

3.1.3 Cadde tramvayı

Karayolu ulaşım araçları ile aynı alanı kullanan, yol ve trafik durumuna göre bir sürücü tarafından kumanda edilen, elektrik enerjisini katanerden alan, daha çok inip binmenin olduğu, günümüzde daha çok bir adım atılarak binilebilen alçak zeminli araçların kullanıldığı, en düşük yolcu kapasiteli (saatte 10.000-15.000 taşıma kapasitesi) raylı toplu taşıma sistemidir. Karayoluna aynı seviyede döşenen raylar üzerinde hareket ettiğinden, mevcut karayolu trafik düzenine uymak zorunda olup bu araçlara geçit ve kavşaklarda karayolu araçlarına göre geçiş üstünlüğü sağlanmaktadır.

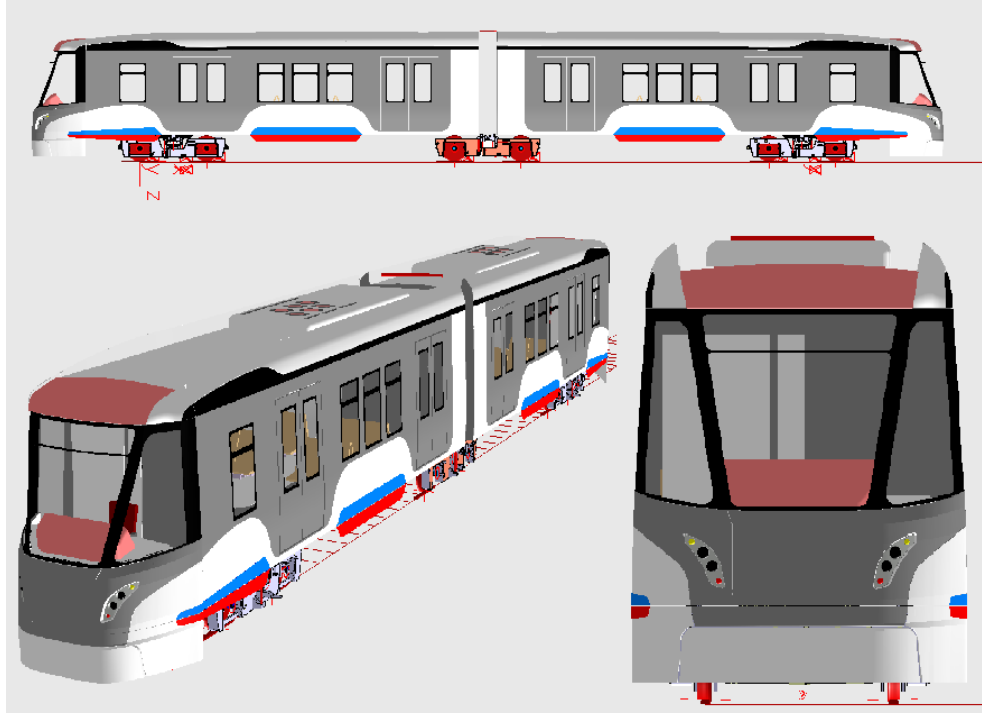
Cadde tramvayı sisteminde peronlar arası mesafe diğer raylı toplu taşıma sistemlerine göre daha kısadır. Bunların da ray açıklığı genelde 1435 mm olmakta ve 750 V DC ile beslenmektedir. Cadde tramvayı sistemi, metro ve hafif metro sistemlerine göre maliyeti en düşük, yolcu taşımacılığı bakımından inşası en kolay sistemdir.

3.2 Modellenen Tramvay ve Özellikleri

Araç üç bogi ve altı akstan oluşan bir ünitedir. İlk ve son bogilerin her biri iki adet cer motoru ile tahrik edilir. Orta bogide motor bulunmaz. Tüm akslarda birer adet ters yay fren silindirlerinin pnömatik olarak kontrol edildiği disk frenler vardır. Her bir disk fren, aksların üzerine monte edilmiştir. Tahrik, alternatif akım motorları ile sağlanır.

3.2.1 Temel boyutlar

Şekil 3.1’de görülen modelin genel özellikleri Çizelge 3.1’de verilmiştir.



Şekil 3.1 : Aracın genel görünüşü.

Çizelge 3.1 : Modelin genel özellikleri.

Araç Uzunluğu	23500 mm
Araç Genişliği	2650 mm
Ray Açıklığı	1435 mm
Platform Yüksekliği	900 mm
Bogi Merkezleri Arası Mesafe	8500 mm
Aks Merkezleri Arası Mesafe	1800 mm
Araç Yüksekliği	3360 mm
Katener Yüksekliği	4000-5500 mm
Araç Boş Ağırlığı	32000 kg
Araç Dolu Ağırlığı	49000 kg
Tekerlek Çapı	600-680 mm
Maksimum Hız	80 km/h
Hızlanma İvmesi	1.1 m/s ²
Frenleme İvmesi	1.3m/s ²
Acil Frenleme İvmesi	2.5 m/s ²
Yolcu Kapasitesi	300

3.2.2 Araç karoseri

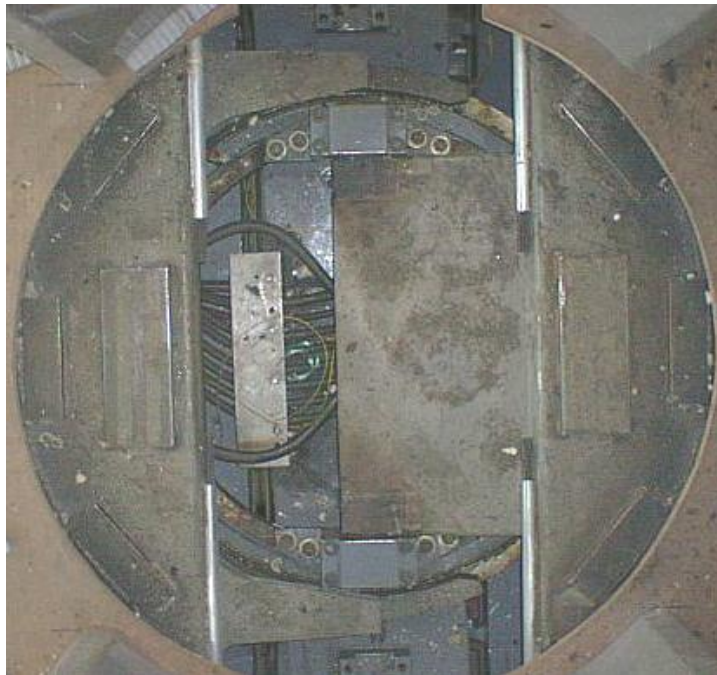
Minimum ağırlık, maksimum mukavemet prensibine dayalı araç karoseri, çelik (St 52) konstrüksiyona göre dizayn edilmiştir. Araç zemini, 2mm'lik trapez sac üzerine inşa edilmiştir. Yan duvar profili 4°'lik bir eğime sahiptir. Araç iskeletine yalıtım için bitüm uygulanmış, iskelet ile iç kaplama arasına ısı ve ses izolasyonu için yalıtımı sağlayan maddeler yerleştirilmiştir.

Araçta 6 aks üzerinde toplam 8 kapı, 16 pencere vardır. Isıtma, havalandırma ve aydınlatma yolcular ve makinist için ayrı ayrı sağlanmıştır.

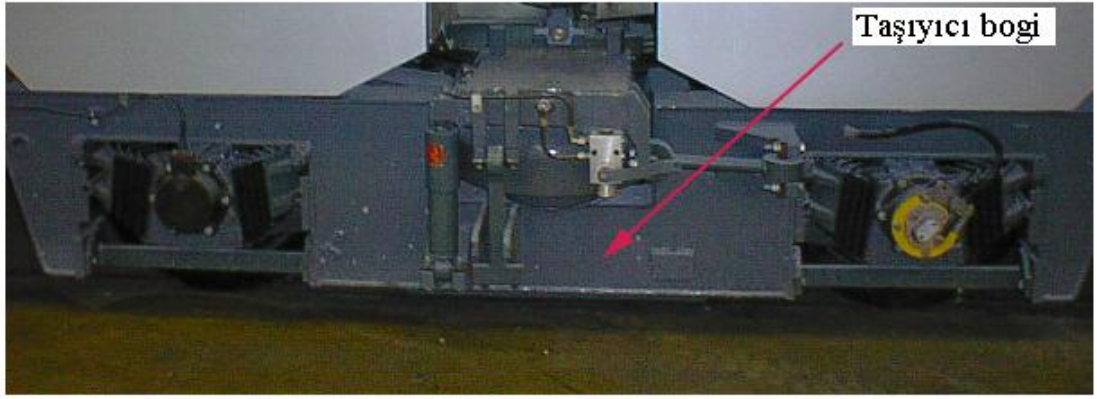
Araç iskeleti az sayıda kiriş modeli kullanılarak 30 yıllık bir ömre göre tasarlanmıştır. Tasarım kriterleri olarak da 30 yıllık ömür, güvenilirlik, üretilebilirlik, maliyet ve mukavemet seçilmiştir.

Araç karoseri genel itibariyle A ve B bölümünden oluşur. Bölümler arasındaki bağlantı körük bölgesi olarak adlandırılır. Bogiler ve araç karoseri arasındaki mekanik bağlantı, 1m çapında ve yatay olarak yönlendirilmiş, rulmanlı bir döner halka (Şekil 3.2) tarafından sağlanır A ve B bölümleri arasındaki birleşim mafsallı bölüm olarak adlandırılır. Motor bogilerdeki döner halkalar, iki adet rulman halkaları ile gerçekleştirilir. Araç karoseri, motor bogisine bir halka ile birleştirilmiştir. Motorlu bogiler yatay düzlem üzerinde kabloların ve esnek hava hortumlarının müsaade ettiği ölçüde rahatlıkla hareket edebilir. Araç bir kavisten geçerken, bir bölüm diğer bölümle bağlantılı olarak hareket eder. Bu hareket, taşıyıcı bogilere (Şekil 3.3) ait döner halkalar tarafından sağlanır.

Araç, dikey bir kurptan geçerken bölümler arasındaki hareket, lastik bir yatak tarafından sağlanır. Burada A ve B bölümleri arasında bir küçük bir açı farkı oluşur.



Şekil 3.2 : Döner halka.



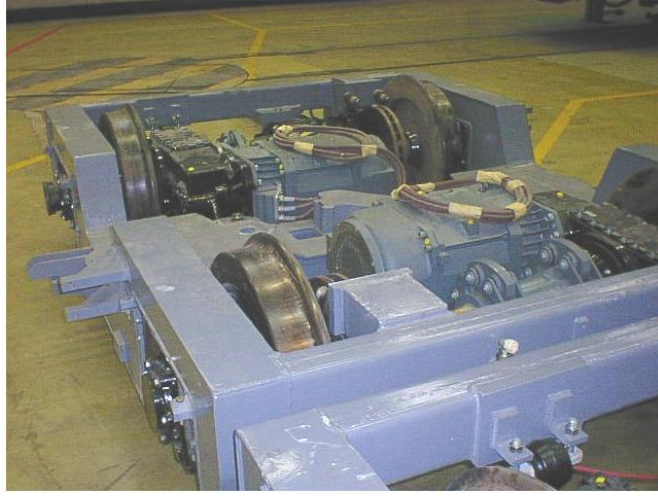
Şekil 3.3 : İki gövdenin birleştiği bölge.

Araç, yatay ve dikey kurplardan geçerken, bölümler arası maksimum sınır açısı, yatay ve dikey kurplar için sırasıyla 30 m ve 300m kurp yarıçapıyla tanımlanır. Araç bölümleri, taşıyıcı bogi üzerine yerleştirilmiş iki adet lastik körükle bağlanmıştır.

Güç ve kontrol kabloları, iç ve dış paneller arasından mafsallı bölüm üzerinden geçirilir. Kontrol kabloları konnektörler yardımıyla geçirilirken güç kabloları döner bölüm alt kısmından geçirilir. Aracın A ve B bölümündeki mafsallı bölüm ve kablolar farklı bir yöntemle dizayn edilmiştir. Yolcular iki bölüm arasından döner halka bölümünden diğer bölüme geçebilirler. Bu yüzden bu alan için iyi bir ses yalıtımı sağlamak gerekir. Bogiden gelen bu ses, lastik körükler tarafından tam olarak emilir.

3.2.3 Bogiler

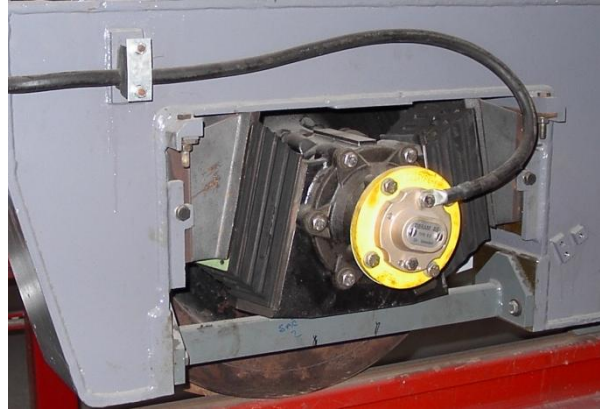
Her araç iki motor ve bir taşıyıcı bogi olmak üzere üç bogiden oluşur. Motor bogileri (Şekil 3.4) aracın başında ve sonundadır. Taşıyıcı bogi mafsallı bölümün altına ortaya yerleştirilmiştir. Her motorlu bogide çift motor vardır ve her motor tekerlek eksenine paralel bir şekilde monte edilmiş ve motor bogi iskeletine direkt olarak civatalanmıştır. Motor momenti, kaplinle ve dişli kutusuyla aksa iletilir. Cer sistemi hariç, motor bogiler ve taşıyıcı bogiler aynı dizayndadır. Motor boginin aksları arasındaki mesafe taşıyıcı bogiden daha fazladır ve orta giriş taşıyıcı bogiden farklıdır. Bogi iskeleti iki tekerlek sistemi üzerine oturur. Hava yastıkları bogiler üzerinde ikinci bir süspansiyon olarak kullanılır. Araç karoseri döner halkalar vasıtasıyla bogilere bağlanır. Tüm akslarda disk fren vardır.



Şekil 3.4 : Motorlu bogi.

3.2.4 Birinci süspansiyon

Birinci süspansiyon aks kutularının her tarafında bulunan çevron yaylarından oluşur (Şekil 3.5). Yoldan gelen darbeler çevronlar tarafından sönmölenerek bogi iskeletine ve araç gövdesine iletilmesinin önüne geçilmiştir.

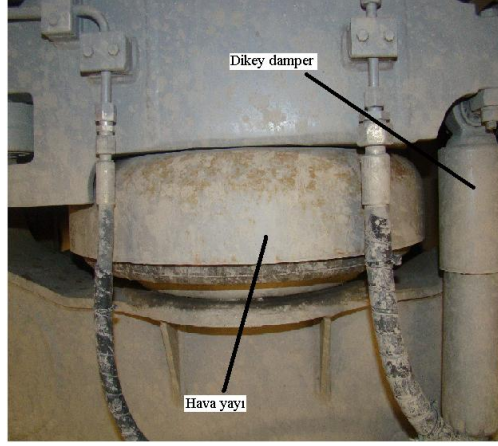


Şekil 3.5 : Birinci süspaniyon.

3.2.5 İkinci süspansiyon

İkinci süspansiyonun temeli olan hava yayları (Şekil 3.6), aracın konforunu iyileştirmekle beraber, platformu sabit bir zemin yüksekliği sağlar. İlk süspansiyonda, yolcu yükünde, platform seviyesinde ve tekerlekteki aşınma neticesinde oluşacak seviye ayarsızlığı bu tertibatla giderilir. Hava yaylarına hava, aracın A bölümündeki alt iskelette bulunan kompresörlerden sağlanır. Pnömatik seviye valfleri, hava yaylarının basınçlarını ayarlamasıyla zemin yüksekliğini kontrol eder. Ayrıca ikinci

süspansiyonda kullanılan yatay ve dikey damperler, mekaniksel titreşimleri sönmölemek için konulmuştur.



Şekil 3.6 : İkinci süspansiyon.

3.2.6 Tekerlek seti

Tekerlek seti aksın üzerine 2 adet tekerleğin sıkı geçmesi ile elde edilir (Şekil 3.7). Ayrıca aksın üzerine bağlanan cer ve fren sistemleri ile araç hareketi sağlanır. Aks üzerine yerleştirilen aks kutularına birinci süspansiyon elemanları konumlandırılır.



Şekil 3.7 : Cer motoru ve dişli kutusu.

4. DİNAMİK MODEL OLUŞTURULMASI

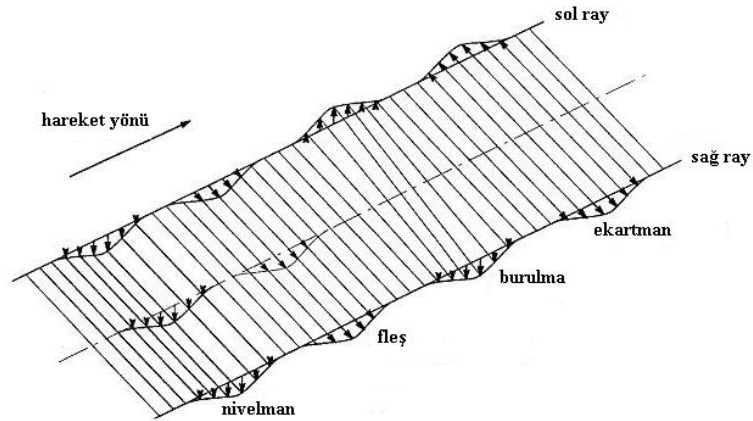
4.1 Giriş

Güçlü bilgisayar simülasyonu programları sayesinde kompleks mekanik sistemlerin modellenmesi mümkün hale gelmiştir. Kurulan raylı taşıt bilgisayar modeli ile geniş dizayn imkanına ve parametre değişimine imkan doğmaktadır. Model çıktıları sayesinde aracın dinamik davranışı ve araç-yol etkileşimi hakkında bilgi edinilebilmektedir. Süspansiyonların veya diğer bileşenlerin optimizasyonu yapılabilir. Güvenli işletme şartları için incelenen kuvvetlerin ve ivmelerin mertebelerine bakılabilir.

Dinamik modele ait bozucu etkiler genelde yol girdilerinden oluşur ve aşağıdaki gibidir;

4.2 Yol Düzensizlikleri

Hat geometrisinde meydana gelen yol düzensizlikleri genel olarak 4 kategoriye ayrılır (Şekil 4.1). Bunlar; ekartman, fleş, burulma ve nivelmandır.



Şekil 4.1 : Yol düzensizlikleri.

4.2.1 Ekartman

Ekartman bozukluğunda, yani hat açıklığının toleranslar dışında olması durumunda, üst yapıda kullanılan bağlantı elemanının tipine göre ekartman hatası bakım ile düzeltilebilir.

4.2.2 Fleş

Fleş, yatay kurplarda veya geçiş eğrilerinde belli bir kiriş uzunluğu alarak, kirişin herhangi bir noktasından alınan dikmenin yayı kestiği mesafeye denir. Yatay düzensizlik olarak da ifade edilir.

4.2.3 Burulma

Burulma yoldaki nivelman ve deyer hatalarından, düz yolda ise iki ray arasındaki kot farklarından, gizli boşluklardan meydana gelir. Burulma değerlerinin hesabında, boji üzerindeki dingillerin aksları arasındaki mesafe ve diğer bojinin aksı ile olan mesafe önemlidir.

4.2.4 Nivelman

Ray boyunca mantar yüzeyinden yapılan ölçümler sonucu tespit edilen hatalardır. Ölçüm sağ ve sol ray için ayrı ayrı yapılır. Sağ ve sol rayların nivelmanının ölçümü ile; ray yüzeyindeki hatalar, kaynakların yüksek veya düşük olma durumları ve ölçüm cihazının büyük tonajlı olması durumunda transvers altındaki gizli boşluklar tespit edilir.

4.3 Araç Modelleri

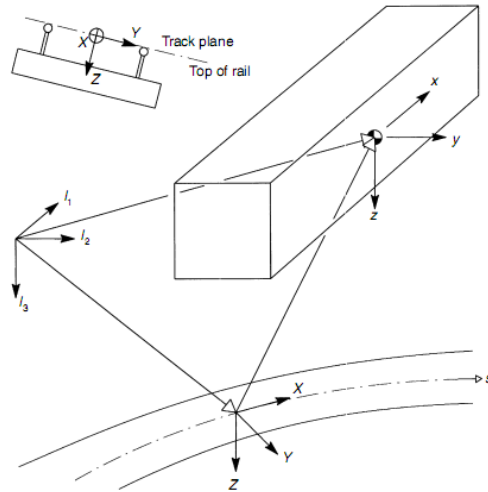
Araç-yol dinamik simülasyonunda temel bileşenlerin mekanik özellikleri kullanılmaktadır. Bileşenler; gövde bileşenleri ve süspansiyon bileşenleri olmak üzere ikiye ayrılmıştır. Gövde bileşenleri; araç gövdesi, bogi şasesi ve tekerlek setleridir. İlk gerekli bilgi, bu bileşenlerin atalet ve kütle değerleridir. Ayrıca bazı demiryolu uygulamalarında araç gövdenin yapısal esnekliği de kullanılarak dinamik model oluşturumaktadır.

Süspansiyon bileşenleri genellikle yaylar ve damperlerden oluşmaktadır. Cer kolları, lastik takozlar, devrilme çubukları, taşıyıcı kollar ve mafsallar da bu bileşen sınıfına dâhildir.

Araç bileşenlerinin gerçeğe uygun şekilde birbirleriyle ilişkilendirilmesi, bağlantı şekilleri ve kısıtlarının doğru bir şekilde belirlenmesiyle sisteme ait serbestlik derecesi ortaya çıkar. Serbestlik derecesinin belirlenmesinde bileşenlerin gerçekte hangi hareketleri birbirlerinden bağımlı yada bağımsız bir şekilde yapabildiklerinin doğru tespit edilmesi önemlidir. Modelleme için öncelikle sisteme ait fiziksel model kurularak topoğrafyası çıkarılır. Daha sonra uygun yöntem kullanılarak sistemin matematiksel modeli çıkartılır. Bu modelleme tekniği çoklu gövde dinamiği (ÇGD) veya çoklu gövde sistemleri (ÇGS) olarak adlandırılır.

Demiryolu araçlarında gövdenin hareketleri büyük hareketler (topografyadaki değişim) ve küçük hareketler (titreşimler) olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Verilen yol geometrisi ve araç hızı büyük hareketler olarak bilinir.

Düz yolda giden araçlarda hareketin sınıflandırılması kolaydır çünkü büyük hareketler sadece araç hızına bağlı olarak verilmiştir. Fakat kurpta kinematik daha karışıktır. Gövdenin kinematikının nasıl ele alınacağı Şekil 4.2’de gösterilmiştir.



Şekil 4.2 : Referans koordinat sistemi. [21]

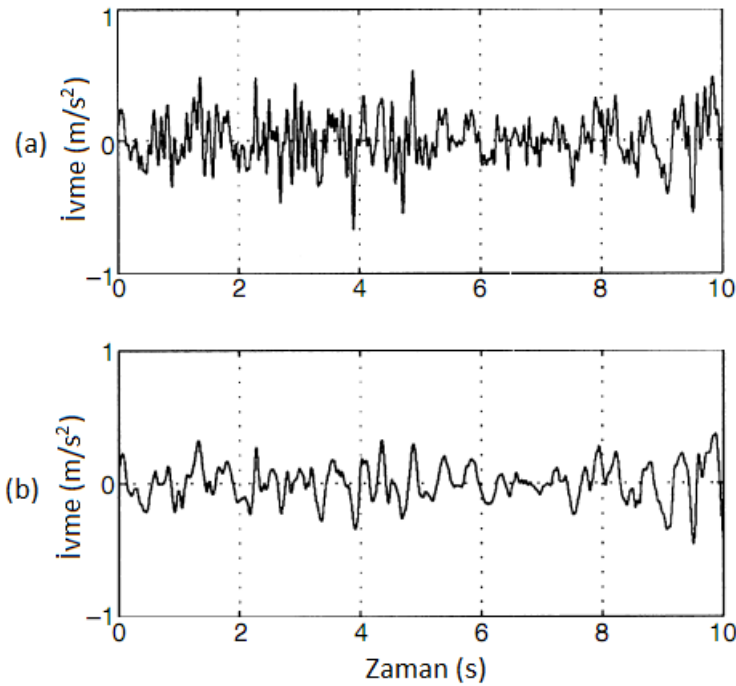
Sabit arz referansı I_1 , I_2 ve I_3 olarak gösterilmiştir. Büyük gövde hareketleri, araç hızına bağlı olarak yolun merkezinde X, Y ve Z eksen takımında gösterilmiştir.

Yoldaki deyer de bu eksen takımına dâhildir. Küçük hareketler ise gövdenin ağırlık merkezinde ve yol eksen takımı ile aynı oryantasyonda x, y ve z eksen takımı olarak gösterilmiştir.

4.4 Gövde Bileşenleri

Araç gövdesinin kütle, ağırlık merkezi, kütle atalet momenti gibi kütle özelliklerini CAD'den elde edebiliriz. Gövdenin şasisi genellikle araç ağırlığının yarısından azdır. Bu nedenle iç kaplama, dış kaplama, ekipman ve yolcu ağırlığı araç gövdesine eklenmelidir.

Yolcu vagonu uygulamalarında esnek gövde modelinde gövdede oluşan ivmelerin genlikleri ve frekansları artmakta ve yolcu konforu negatif etkilenmektedir. Esnek ve rijit gövdede ivmelerin değişimi Şekil 4.3'te görülmektedir.

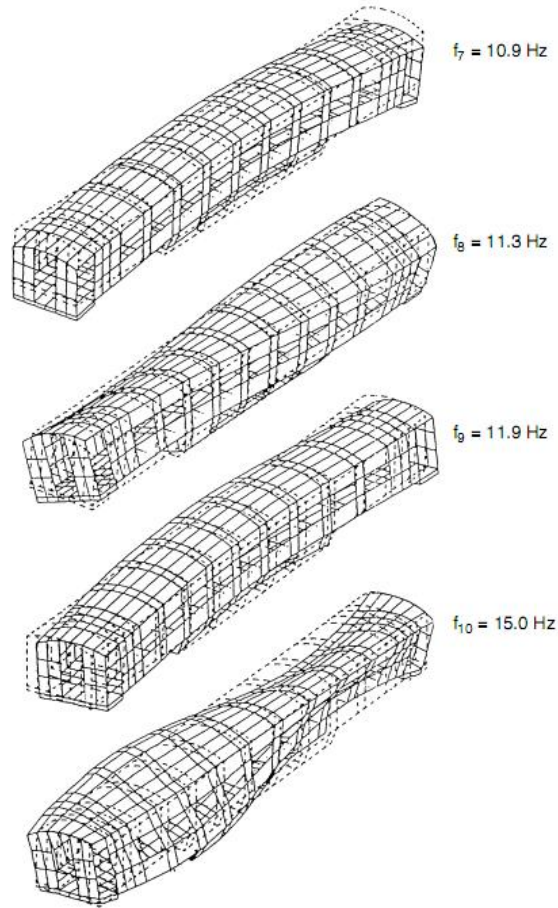


Şekil 4.3 : (a) Esnek gövde. (b) Rijit gövde. [21]

Düşey ivmelerde 10 Hz civarındaki frekanslar genellikle baskındır. ISO 2631'de [30] belirtildiği gib insan vücudu 8-10 Hz.'e daha duyarlı olduğu için düşey ivmeler konforsuzluğa sebep olmaktadır. Esnek gövde modeliyle konfor ağırlıklı düşey ivmelerin RMS değerleri ikiye katlanmaktadır. Araç genişliği az, hızı yüksek ve yol

düzensizliğinin fazla olduğu durumlarda ivme genliklerinin artması daha çok gözlenir.

Demiryolu araç dinamiğinde, gövdenin esnek modellenmesi ile 6 temel serbestliğe ek serbestlikler tanımlanır. Esneklik ile ilave olan bu serbestliklerin hareketi doğru tanımlaması için yeter sayıda olması gerekir fakat analiz sürelerini gereğinden fazla uzatmaması içinse minimum sayıda tutulmalıdır. Bu serbestlik derecelerini bulmanın en genel yolu, serbest cismin özdeğer analizi ile öz modlarının bulunmasıdır. Buradan 6 temel mod ve diğer yapısal modları elde edilir (En düşük öz frekanslar tercih edilir). İlk 4 yapısal mod Şekil 4.4'te görülmektedir. Yapısal moddaki ilk öz frekans 10 Hz civarındadır.



Şekil 4.4 : Gövdenin öz modları. [21]

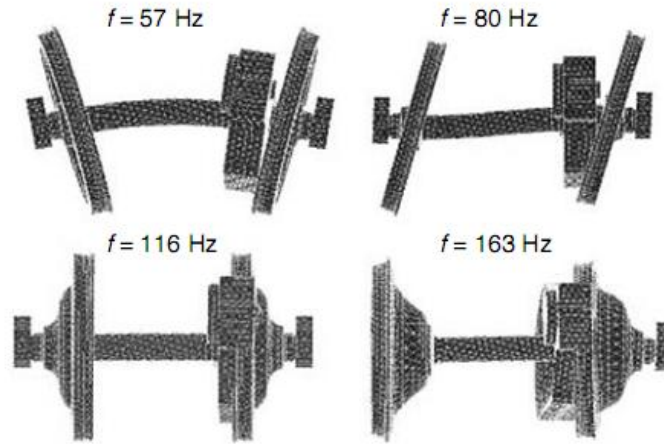
Araç gövdesindeki titreşimler düşük sönümleme ile daha da artar. Diğer taraftan, iç giydirmeler (metal olmayan malzemeler) yaklaşık olarak sönümlemeyi %2 oranında artırır. Yolcular ek olarak %4 sönümlemeyi artırır [21]. Yapısal modlarda sönümleme mümkünse laboratuvar testlerinde yapılmalıdır. Ekipmanlar ve yolcular

ayrı ayrı gövdeler halinde araç gövdesine asma şeklinde modellenmelidir. Koltukların ve yolcuların açıkça modelde belirtilmesi hem araç zemininde hem de koltuktaki seyir konforunun hesaplanmasını sağlar.

Bogi şasesinin modellenmesinde ise en yaygın kullanım bogi tipi 3 parçalı bogidir ve 3 gövde şeklinde modellenir. Ayrıca bazı bogilerde araç gövdesine yalpa serbestliği vermek için bolster bulunur ve ayrı bir gövde şeklinde modellenir. Tek parçalı bogi şasesi, tek gövde olarak modellenir. Burulmanın fazla olduğu yollarda x eksenine göre bogi gövdesinin burulma esnekliği dikkate alınmalıdır. Klasik tekerlek seti bulundurmayan düşük tabanlı tramvaylarda özellikle düşük hızlar için bogi şasesinin esnekliği incelenmelidir. Bogi şasesinin esnekliği sonlu elemanlar programları vasıtasıyla belirlenebilir.

Farklı fren ekipmanları bogi şasesine eklenebilir. Modelleme sürecinde bu ekipmanlar bogi şasesiyle birleştirilebilir. Motorlar ve dişli kutuları ayrı gövdeler olarak bogi şasesine asılırlar.

Tekerlek setleri 2 tekerlek ve bir aksın oluşur. Tekerlek çapları genellikle 0,7-1,5 m arasında değişmektedir. Aks çapları 0,15-0,2 m arasında değişir. Genellikle tekerlek seti kütlesi 1000-1500 kg arasındadır. Fren diskleri ve dişliler gibi ek kütleler de tekerlek setine eklenir. Aks kutularının ve rulmanların ağırlığı tekerlek setine eklenebilir fakat tekerlek setinin kafa vurma hareketi hesaplanırken ayrı gövde olarak ele alınmalıdır. Tekerlek setleri genellikle rijit olarak modellenir fakat aksın esnekliği araç-yol etkileşimini değiştirmektedir. Örneğin aksın burulması stabilitenin kaybolmasına ve eğilmesi tekerlek ray kuvvetlerinin dinamik kısmının önemli ölçüde değişmesine neden olur. Serbest tekerlek setinin en düşük öz frekansları burulma ve eğilme için sırasıyla 50 Hz ve 60 Hz altında olabilir (Şekil 4.5). Genellikle en düşük öz frekanslar 60-80 Hz arasındadır. Tekerlek çapının 1 m 'den fazla olduğu durumlarda ve 100 Hz frekansın altında; tekerleklerin, tekerlek setlerinin esnekliğine etkisi yüksektir.



Şekil 4.5 : Aks setin öz modları. [43]

4.5 Süspansiyon Bileşenleri

Demiryolu araçlarında genel süspansiyon bileşenleri helezon yay, yaprak yay, kauçuk yay, hava yayı, sürtünme damperi ve hidrolik damperlerdir. Süspansiyonlar bogi ile gövde arasındaki ivmelerin ve tekerlek-ray arasındaki dinamik kuvvetlerin azaltılmasında önemli role sahiptir. Ayrıca aracın kurpta dönmesine izin verirler. Fakat çok yumuşak süspansiyonlar, araçta gabari problemi oluştururlar. Devrilme çubukları ve lastik takozlar araç gövdesindeki yanal ivmeleri azaltırlar. Her ne kadar cer kollarının görevi eksenel yöndeki ivmelenme ve frenlemeyi iletmek olsa da, bu kollar süspansiyon elemanı olarak modellenirler.

Statik yükler, ön yüklemeler veya ölü ağırlıklar süspansiyon bileşenleri tarafından taşınır. Bu yükler helezon yaylarını ve hava yaylarını sıkıştırmaya zorlar fakat yaprak yayları ve kauçuk yayları kesmeye zorlar. Araç-yol simülasyonunda araç gövdesinin hareketleri düz yoldaki statik denge durumuna göre tanımlanır.

Bahsi geçen yayların statik davranışı yükün yavaşça indirilip kaldırılmasıyla belirlenir. Helezon yayın düşey yay katsayısı yüke bağımlı değildir fakat hava yayı, yaprak yay ve kauçuk yayın yay katsayısı yüke göre doğrusal artmaktadır. Helezon yayın üzerinden yükü kaldırırken oluşan kuvvet-yer değiştirme grafiği ile yükleme esnasında oluşan grafik çakışmaktadır çünkü açığa çıkan enerji ve histerisiz durumu çok küçüktür. Yaprak yayda ise tam tersine yapraklar arası hareket sebebiyle yüksek seviyede histerisiz meydana gelir. Hava yaylarında ve kauçuk yaylarda da iç

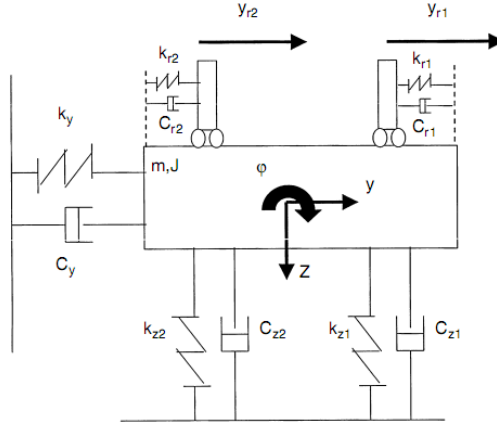
sürtünmeler sebebiyle histerisiz meydana gelir. Histerisiz viskoz etkilerden ziyade sürtünmeden kaynaklanmaktadır çünkü yükleme-boşaltma hızına bağlı bir değişim değildir. Helezon yaylarda ve hava yayında önyüklemeye yatay düzlemde (kesme düzleminde) stabiliteyi bozan etkilerin artmasında sebep olur. Ön yüklemenin artması helezon yaylarda kesme düzlemindeki yay katsayısının düşmesine, hava yaylarında az miktarda artmasına sebep olur. Helezon yaylarda stabiliteyi bozan etkilerin azaltılması için yan yana veya iç içe 2-3 adet yay kullanılmaktadır. İç içe yay kullanımı durumunda iç yaylar, düşük ön yüklemelerde aktif olmayabilir. Bu yöntem genellikle yük vagonlarında kullanılmaktadır ve aşamalı düşey yay katsayısı sağlamaktadır.

Her simülasyonda süspansiyon ön yüklemeleri sabit kabul edilir. Yaylarda statik yay katsayısı uygun hesap yöntemi veya testler vasıtasıyla belirlenmelidir. Kurplardan dönerken veya yoldaki düzensizlikler gibi sebeplerin sonucu olarak yaylar deforme olurlar.

Yayların modellenmesinde en mantıklı yaklaşım lineer yay modelinin kullanılmasıdır. En basit 3 boyutlu model; 3 adet eksenlere dik lineer yay kullanmaktır fakat helezon yayların ve hava yaylarının yüksekliği ve ön yükleme sebebiyle oluşan sıkışma düşünüldüğünde kesme etkileri de gerekmektedir. Helezon yayların yer değiştirmesi ve lastik takozlar gibi lineer olmayan karakteristikler sebebiyle özel değerlendirme gerekmektedir.

4.6 Yol Modelleri

Yol esnekliği, yolun nominal geometrisi ve yol düzensizlikleri modellenmelidir. Şekil 4.6.'da yolun yanal, düşey ve yuvarlanma hareketlerini içeren model verilmiştir.



Şekil 4.6 : Esnek yol modeli. [21]

Böyle basit bir yol modeli araç-yol etkileşiminin analiz edilmesi için yeterlidir. Fakat yolun davranışının detaylı incelendiği birçok durum için model çok basit kalmaktadır. Yay katsayısı ve sönüm lineer veya nonlinear karakteristik gösterebilir. Gerçek sayısal veriler ray tipini, bağlantı elemanlarını, ray pedini, traversleri, balastı ve aks yükünü yansıtmalıdır. Yolun esnek modellenmesi, yoldan gelen kuvvetleri değiştireceği için bu şartlar altındaki yanal stabilite de etkilenecektir. Yol geometrisi karp yarıçapı ve boyu, geçiş eğrilerinin tipi ve boyu ve dever ile tanımlanır.

Yol düzensizlikleri; yol merkezine göre yanal ve düşey sapma, dever ve ray açıklığındaki sapma olarak tanımlanır. Yol düzensizlikleri ve en kötü yol durumu uzun yol bölgeleri içinde gösterilmesi daha doğru olur. Bu sebeple yol verilerinin istatistiksel analizi sıkça gerekmektedir.

4.7 Çoklu Gövde Simülasyon Programları

Demiryolu uygulamalarında, süspansiyon dizaynı, araç ve yol parametrelerinin optimizasyonu için birçok farklı bilgisayar yazılımı kullanılmaktadır. Bunlardan bazıları aşağıdaki gibidir. Bu tezin gerçekleştirilmesinde Simpack yazılımı kullanılmıştır.

4.7.1 Adams

1995'te Adams/Rail olarak sektöre katılmıştır. Tekerlek-ray kontağında Medyana'dan faydalanmaktadır.

4.7.2 Gensys

İsveç'teki ASEA firması tarafından geliştirilmiştir. Daha sonra DEsolver firmasına devredilmiştir.

4.7.3 Medyna

Alman Uzay Araştırma Organizasyonu DLR, MAN ve Berlin Teknik Üniversitesi tarafından geliştirilmiştir. Medyna, çoklu gövde sisteminin hareketinin referans eksene göre küçük hareketler yaptığını kabul eder. Her gövdenin lineerleştirilmiş hareket denklemi, global referans eksene göre formülleştirilir.

4.7.4 Nucars

Amerika'da AAR (Association of American Railroads) tarafından demiryolu araçlarının kurp davranışının incelenmesi için geliştirilmiştir.

4.7.5 Simpack

DLR tarafından nonlinear kinematik analiz yapabilen Simpack programı geliştirilmiştir. Hareket denklemleri, koordinatlara göre formülleştirilmiş ve sembolik ve sayısal olarak implicit ve explicit formda oluşturulmuştur. Elastik gövdelerin kinematiğe etkisi hesaba katılmıştır.

4.7.6 Vampire

İngiliz raylı sistem araştırma enstitüsü tarafından geliştirilmiştir. AEA Technology Rail tarafından desteklenmektedir.

4.7.7 Voco

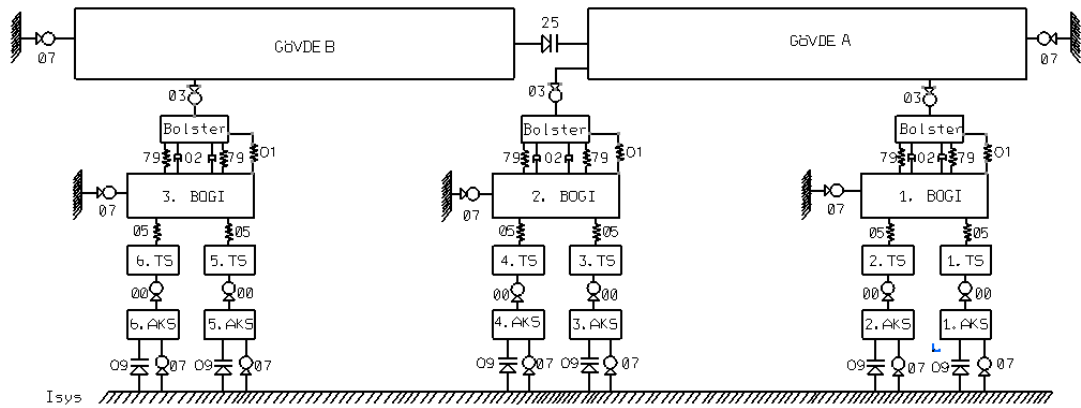
1987'de Fransa Transport Araştırma Enstitüsü (INRETS) tarafından geliştirilmiştir. Ticari versiyonu Vocolin ve Vocodym'dır.

4.8 Simpack Yazılımında Araç Dinamik Modelinin Kurulması

4.8.1 Model topolojisi

Topoloji, modelin her bileşeninin serbestlik derecesi ve kısıtlarını belirler. Model oluşturulmadan önce sistemin çalışması göz önünde bulundurularak topoloji oluşturulur. Şekil 4.7’de bir tramvay aracının topolojisi görülmektedir. Öncelikle tekerlek-ray teması için “07” numaralı mafsal ve tek nokta temas için “09” numaralı kısıt kullanılmıştır (Temas modeline göre kısıt modeli değiştirilebilir). Akslar ise “00” numaralı mafsal ile sıkı geçme şeklinde bağlanmıştır. Tekerlek seti ile bogi arasında birincil süspansiyon elemanları modellenmiştir. Bogi ise “07” numaralı mafsal ile 6 serbestlik derecesi ile bağlanmıştır. Yine bogi ile bolster arasında ikinci süspansiyon bileşenleri yerleştirilmiştir. Bolster gövdeye z yönünde dönmeye izin veren “03” numaralı mafsal ile bağlanmıştır. Gövdeler “07” numaralı mafsal kullanılarak 6 serbestlik derecesi ile zemine bağlanmış olup, iki gövde birbirine z ekseninde dönmeye izin veren 25 numaralı mafsal ile bağlanmıştır.

Kurulan model 52 serbestlik derecesine sahiptir.



Şekil 4.7 : Model topolojisi.

4.8.2 Model kurulumu

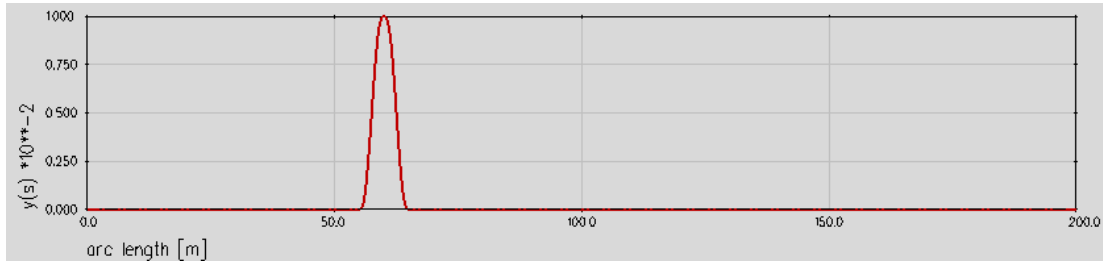
Simpack V8.9 yazılımında aracın dinamik modeli oluşturuldu. Öncelikle tekerlek setleri raydaki uygun konumlarına yerleştirildi. Daha sonra farklı bir model içerisinde alt sistemler olarak kurulan bogi ve gövde bileşenleri modele eklendi. Tekerlek-ray profili, yol girdisi, hız değeri gibi değişkenler atanarak model kurulum safhası tamamlandı.

4.8.2.1 Yol girişi

Tekerlek profili analizleri üç farklı yol modelinde uygulanmaktadır. İlkinde düz yolda yanal bozuntu uygulanmıştır, ikincisinde ORE B176 standardının belirlediği yol düzensizliği kullanılmıştır, üçüncüsünde ise aracın çalışacağı hattaki en dar kurp değeri dikkate alınarak analizler gerçekleştirilmiştir.

Yanal basamak girişi

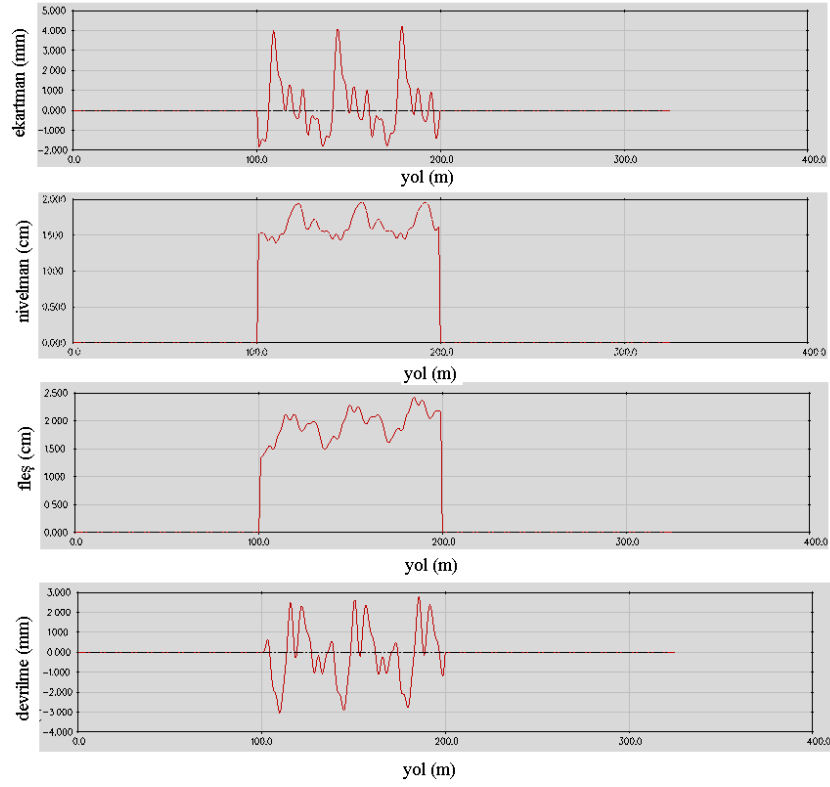
Aracın düz yolda gezinme hareketinin incelenmesi için yola 10 mm yanal düzensizlik verilmiştir (şekil 4.8).



şekil 4.8 : Yanal düzensizlik girişi.

ORE B176 standardının belirlediği yol düzensizliği

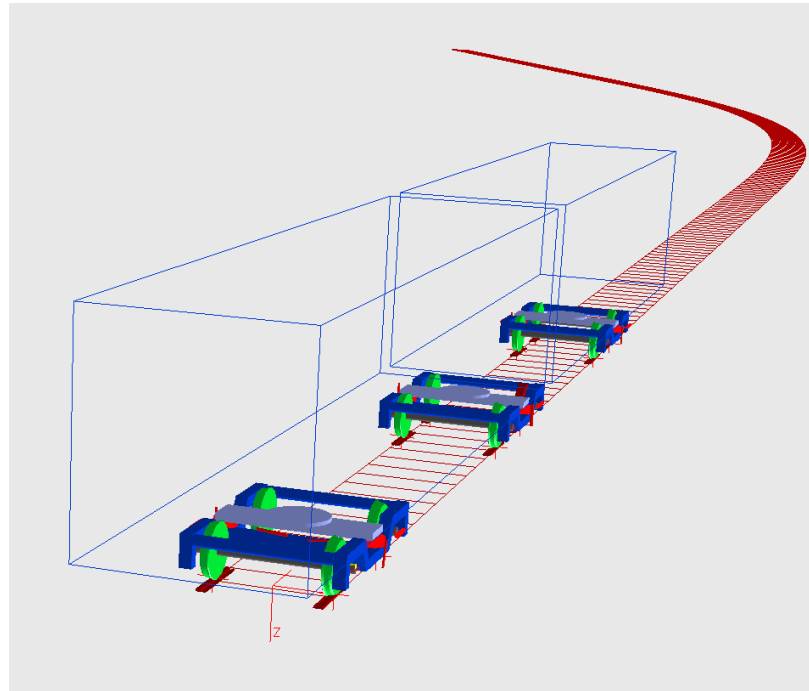
ORE B176 [31] standardı fleş, ekartman, nivelman ve devrilme şeklinde yol düzensizliği vermiştir (şekil 4.9). Tekerlek profilinin araç konforuna etkisini incelemek için ORE B176 standardı kullanılmıştır.



Şekil 4.9 : ORE B176 standardının belirlediği yol düzensizliği.

Kritik kurp

Aracın çalıştığı tramvay hattında yer alan en dar kurp yarıçapı 120 m'dir (Şekil 4.10).

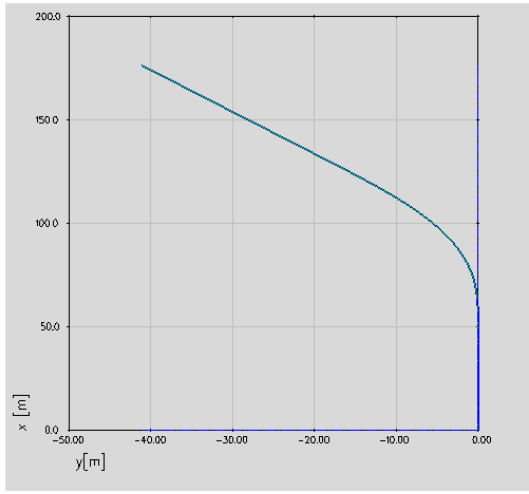


Şekil 4.10 : Kritik kurp analizi.

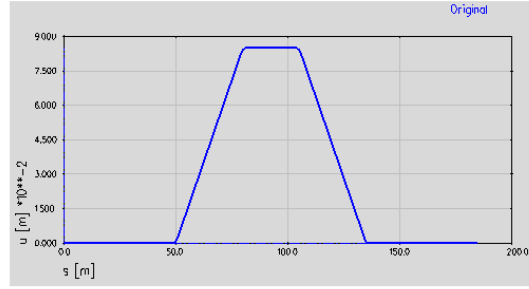
Kurp geçişine ise 85 mm dever uygulanmıştır (şekil 4.11). Kurp giriş ve çıkışlarında klotoid (geçiş eğrisi) uygulanmıştır (izelge 4.1).

Çizelge 4.1 : Kurp modeli.

1	Düz yol	L	50				
2	Klotoid	L	30	R1	0	R2	120
3	Kurp	L	25	R	120		
4	Klotoid	L	30	R1	120	R2	0
5	Düz yol	L	50				



(a)

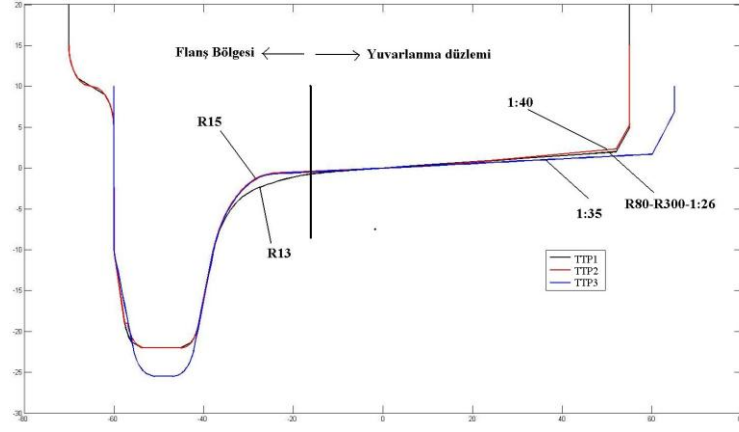


(b)

şekil 4.11 : (a) Kritik kurp modeli. (b) Dever.

4.8.2.2 Tekerlek profilinin oluşturulması

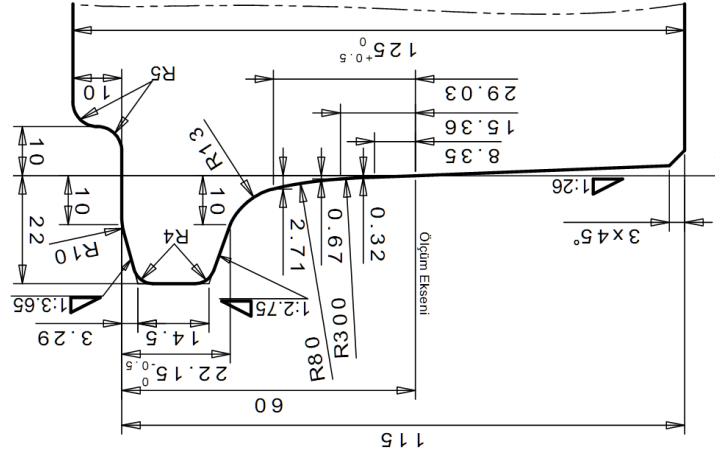
Tekerlek profili taşıtın dinamik davranışını etkileyen önemli bileşenlerdendir. Metro ve hafif metro sistemlerinde tekerlek profili standartlar tarafından belirlenirken tramvay hatlarında her işletmeci hat ve işletme durumuna bakarak tekerlek profilini belirlemektedir. Bu sebeple 3 farklı tekerlek profili modellenerek karşılaştırma yapılmıştır. TTP1 ABB, Siemens-Deuwig, Bombardier ve RTE araçlarında kullanılan modeldir. TTP2 Alstom ve TTP3 Rotem tramvay araçlarında kullanılan modeldir.



Şekil 4.12 : Tekerlek profillerinin karşılaştırılması.

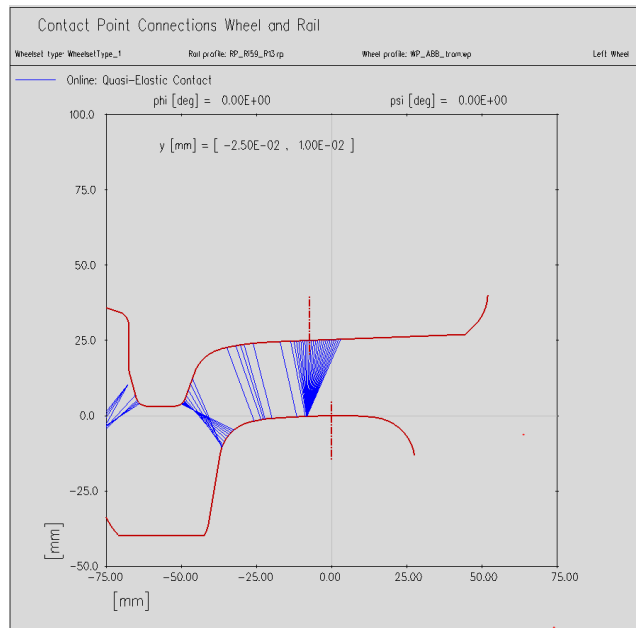
TTP1

T1 ve T4 hattında kullanılan TTP1 tekerler profili Şekil 4.13'teki gibidir. Profilin temel özelliği mevcut Ri59 ray profilinin mantar profili ile benzer olmasıdır.

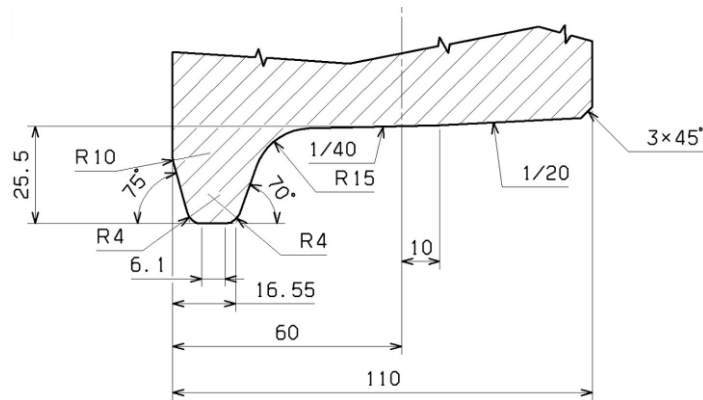


Şekil 4.13 : TTP1 tekerlek profili.

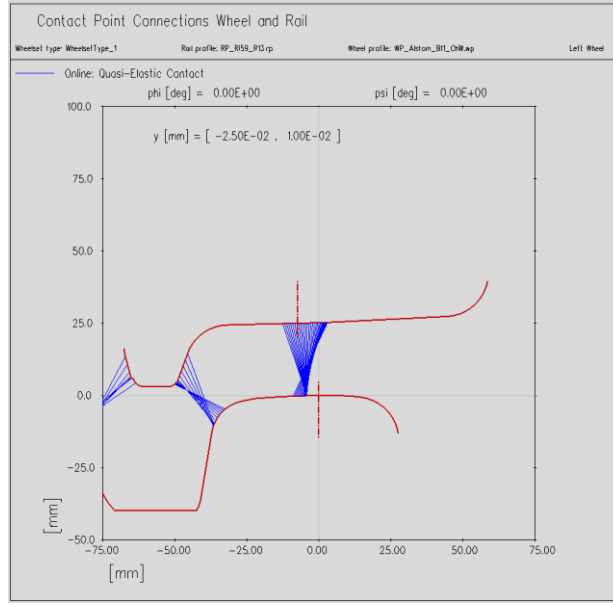
Simpack programına tanıtılan bu tekerlek profilinin temas alanı Şekil 4.14'te görülmektedir.

**TTP2**

Alstom tramvay araçlarında kullanılan TTP2 tekerler profili Şekil 4.15'teki gibidir. Profilin temel özelliği flanş yarıçapının 15 mm ve yuvarlanma bölgesinin eğiminin 1/40 olmasıdır.



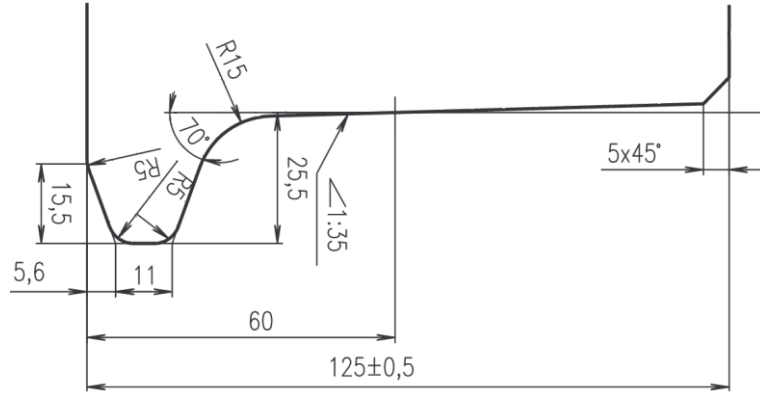
Simpack programına tanıtılan bu tekerlek profilinin temas alanı Şekil 4.15'te görülmektedir.



Şekil 4.16 : TTP2 tekerlek profilinin Simpack yazılımında ray ile teması.

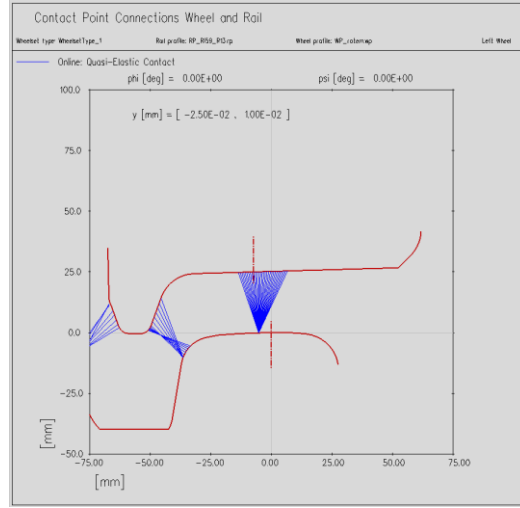
TTP3

Alstom tramvay araçlarında kullanılan TTP3 tekerler profili Şekil 4.17'deki gibidir. Profilin temel özelliği flanş yarıçapının 15 mm ve yuvarlanma bölgesinin eğiminin 1/35 olmasıdır.



Şekil 4.17 : TTP3 tekerlek profili.

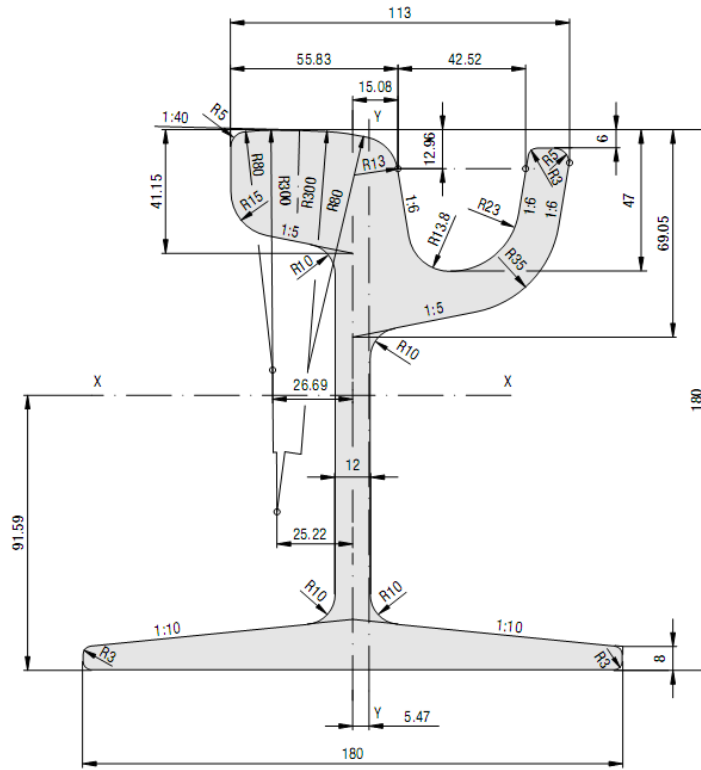
Simpack programına tanıtılan bu tekerlek profilinin temas alanı Şekil 4.18'de görülmektedir.



Şekil 4.18 : TTP3 tekerlek profili.

4.8.2.3 Ray profilinin oluşturulması

Tramvay hattında kullanılan ray profili (Ri59) Şekil 4.19’ da verilmiştir. Bu profil, hafif metro hatlarında kullanılan S49 ray profili ile aynı mantar profiline sahiptir. Ek olarak hemzemin geçitlerde araç trafiğine müsaade eden ray dudağına sahiptir. Böylece araçlar, atölye sahası gibi farklı rayların olduğu alanlarda güvenlik problemi oluşturmadan seyahatine devam edebilmektedir.

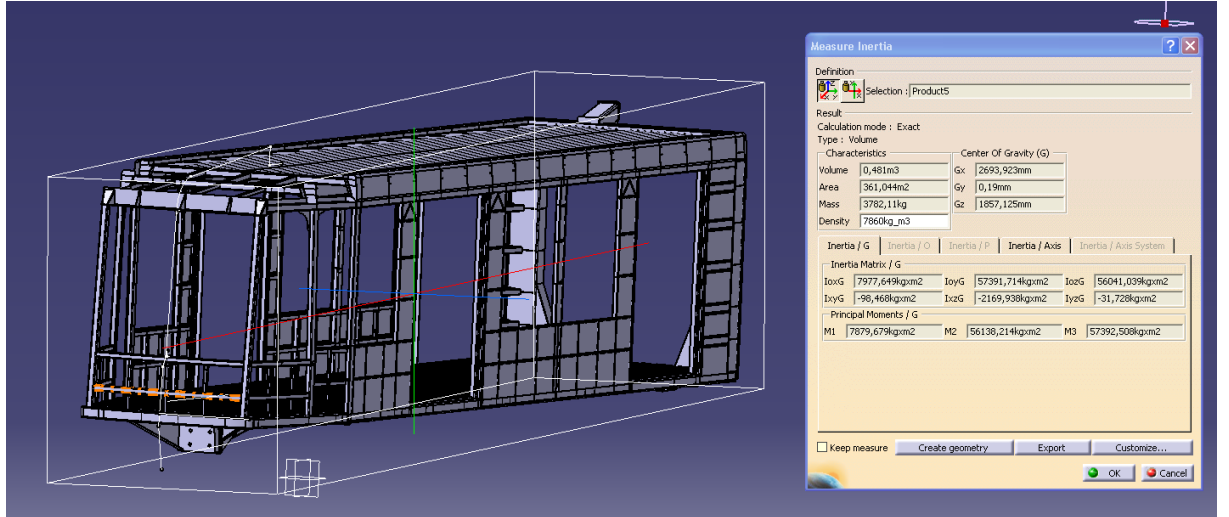


Şekil 4.19 : Ri59 ray profili.

4.8.2.4 Aks, bogi, bolster ve gövdenin modele eklenmesi

Araç, 2 adet motorlu bogi ve 1 adet taşıyıcı bogi sisteminden oluştuğu için aks, bogi ve bolster ayrı bir model içerisinde modellenip kütle ve atalet değerleri eklenmiştir. Ayrıca 1. ve 2. süspansiyon parametreleri girilmiştir. Aynı şekilde gövdeye ait değerlerde ayrı bir model içerisinde hazırlanmıştır. Daha sonra programın veritabanına yüklenen gövde ve bogi modelleri sırasıyla çağırılarak modelde uygun konuma yerleştirildi.

Modele ait kütle ve atalet verileri CATIA yazılımında yapılmış olan katı modelden elde edilmiştir. Yay ve sönüm parametreleri ise mevcut aracın nominal parametreleri alınarak modele eklenmiştir [Ek A.1].



Şekil 4.20 : CATIA programından kütle ve atalet verilerinin elde edilmesi.

Aracın parametreleri atalet ve ağırlık değerleri aşağıdaki Çizelge 4.2’de verilmiştir.

Çizelge 4.2 : Atalet ve ağırlık değerleri.

	Kütle (kg)	Ağırlık Merkezi (m)			Atalet (kg.m ²)		
Motorlu Aks	710	0	0,04	0	367	37	367
Motorlu Bogi	2690	0	0	0,34	886	1745	2538
Motorlu Bolster	440	0	0	0,68	214	23	228
Taşıyıcı Aks	594	0	0,05	0	290	32	290
Taşıyıcı Bogi	950	0	0	0,33	563	442	955
Taşıyıcı Bolster	302	0	0	0,53	158	9	160
Gövde	7987	2,66	0,04	1,82	16792	106728	102788

Modele eklenen yay ve sönüm katsayıları aşağıdaki Çizelge 4.3'te verilmiştir.

Çizelge 4.3 : Yay ve sönüm katsayıları.

	Yay Katsayısı (N/mm)			Sönüm Katsayısı (N.s/m)		
	Kx	Ky	Kz	Cx	Cy	Cz
Çevron	13350000	4400000	780000	133500	44000	7800
Hava Yayı	232000	232000	206000	11600	11600	10300
Dikey Damper	-	-	-	-	-	50000
Yanal Damper	-	-	-	-	50000	-

5. ANALİZLER

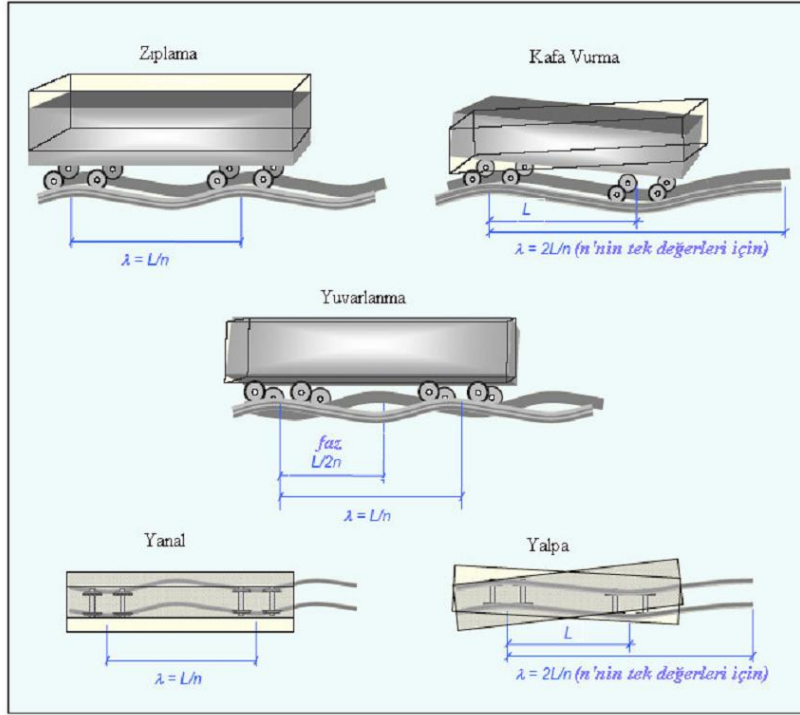
Simpack programında yapılan analizlerde uygun tekerlek profilinin seçimi amaçlanmıştır. Bu bilgiler ışığında iyileştirmeler de yapılabilecektir. Öncelikle kurulan modelin doğruluğunun kontrolü için mod şekillerine ve kök-yer eğrilerine bakılmıştır. Daha sonra 3 farklı tekerlek profili kullanılarak koniklik, düz yolda yanıl kararlılık ve kurp davranışı incelenmiştir.

5.1 Sistem Kararlılığının İncelenmesi

Kurulan modelin doğruluğundan emin olunması için sistemin kararlı olduğunun gösterilmesi gerekmektedir. Bu sebeple modal analiz ve yanıl kararlılık analizi yapılmış, sistemin kök-yer eğrileri incelenmiştir.

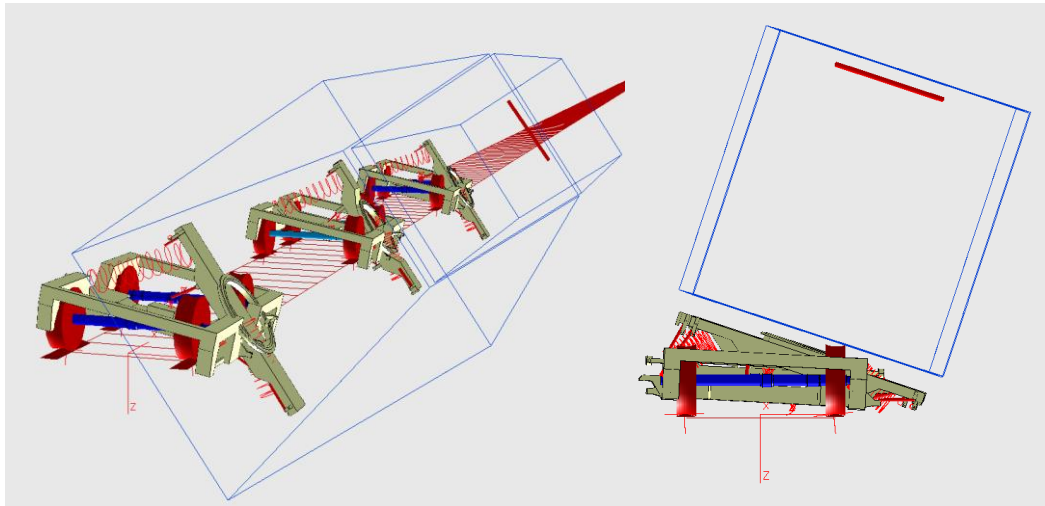
5.1.1 Modal analiz

Yol düzensizliğine karşı araç cevabı, her zaman düzensizliğin genliği ile orantılı olmaz. Çeşitli yol düzensizliklerine ait dalga boyları, değişik raylı taşıt hızları ile birleşince, taşıtta farklı rezonans modları oluşabilmektedir. Şekil 5.1’de çeşitli yol düzensizlik formlarının neden olduğu raylı sistem aracına ait titreşim modları gösterilmektedir. Şekil 5.1’de, L ön boji merkezi ile arka boji merkezi arasındaki mesafeyi, n pozitif bir tamsayıyı, λ dalga boyunu ve faz ise her iki ray üzerindeki sinüzoidal düzensizliğe ait rölâtif farkı temsil etmektedir. Raylı sistem aracına ait titreşim rezonans modlarının hangi frekanslarda ortaya çıktıkları ancak lineer dinamik modelin modal analizi ile belirlenebilir. Demiryolu düzensizliklerine karşı raylı sistem aracının cevabı, büyük oranda fiziksel ayarlamalara ve aracın süspansiyon karakteristiğine bağlıdır.

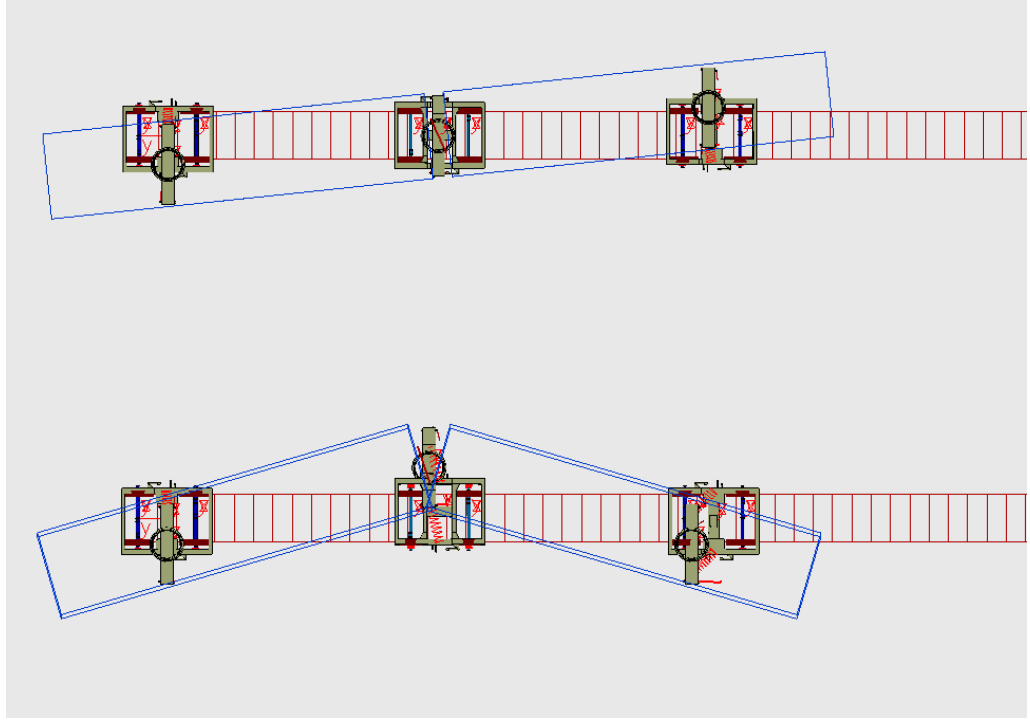


Şekil 5.1 : Araçta oluşan titreşim modları.

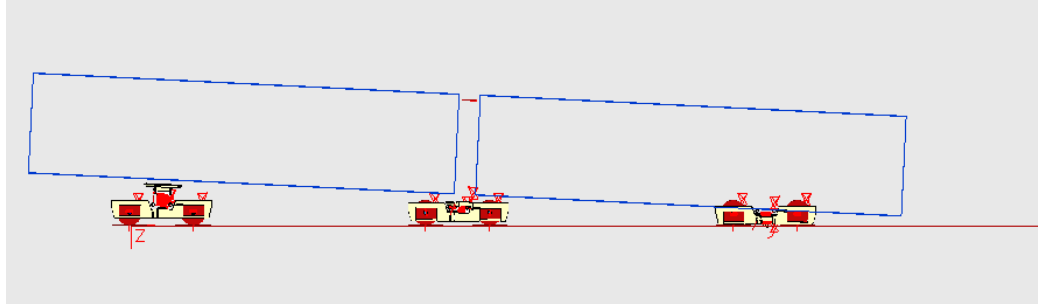
Modal analiz aracın dinamik davranışını en fazla etkileyen bileşenin bulunması açısından önemlidir. Yapılan analiz sonucu aracın mod şekilleri Çizelge 5.2’de verilmiştir.



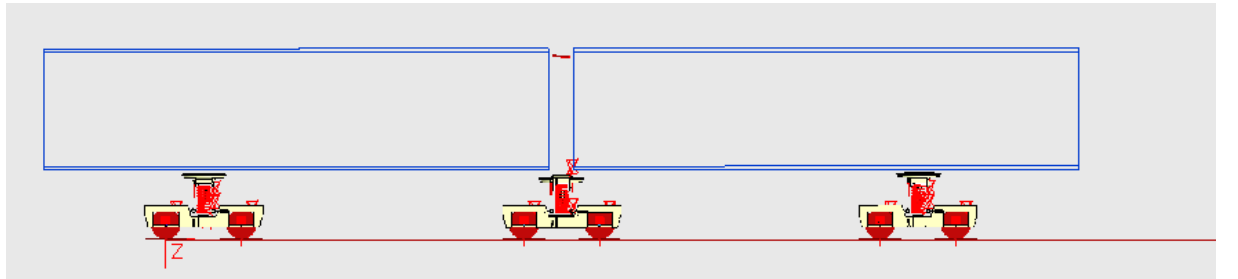
Şekil 5.2 : Gövde Yuvarlanma (0,96 Hz.).



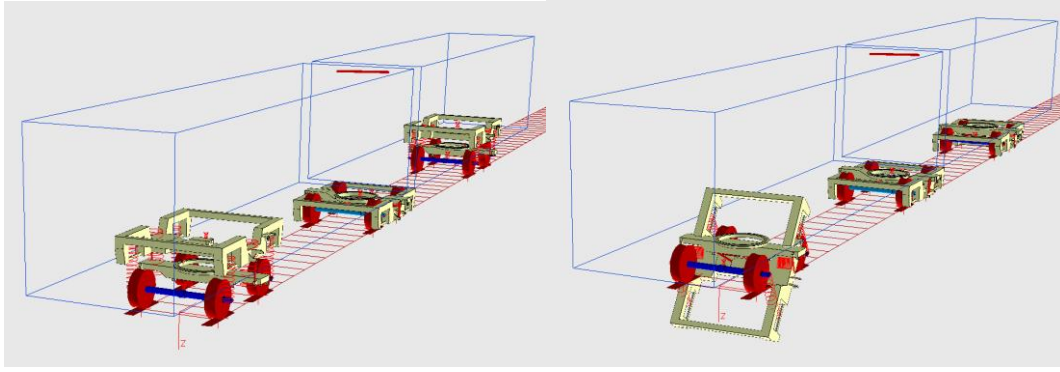
Şekil 5.3 : Gövde yalpa (1,53 ve 1,7 Hz.).



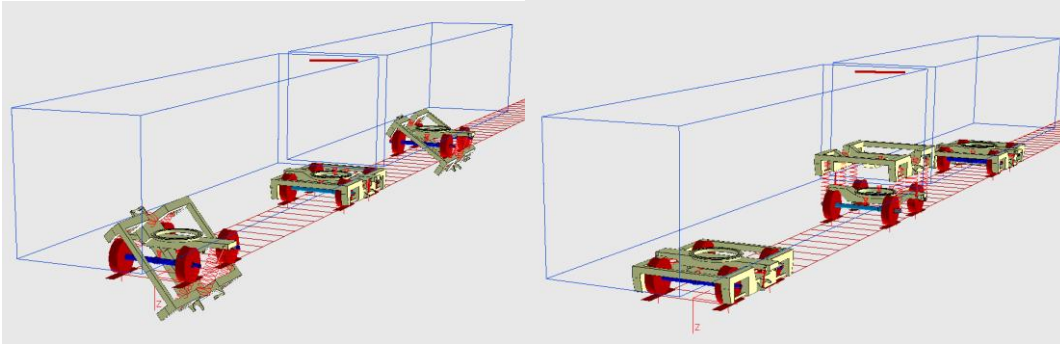
Şekil 5.4 : Gövde kafa vurma (2,37 Hz.).



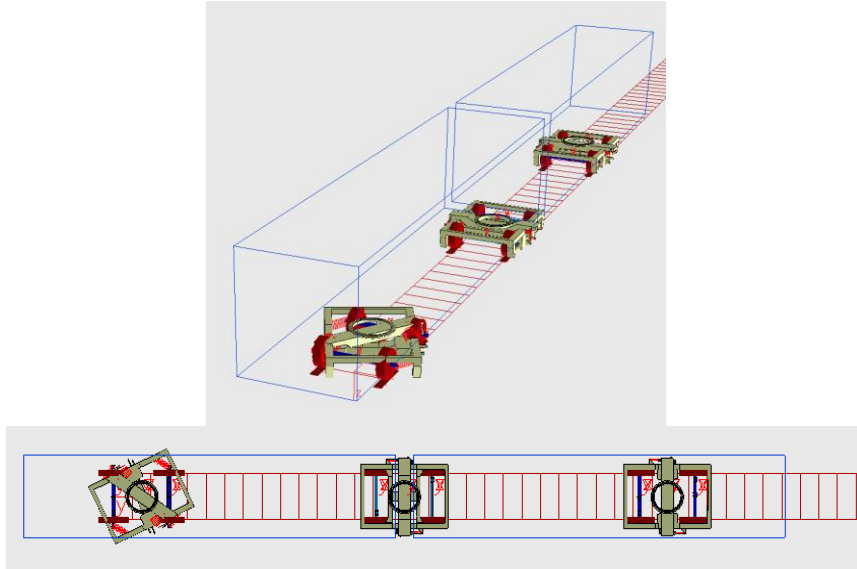
Şekil 5.5 : Gövde zıplama (2,4 Hz.).



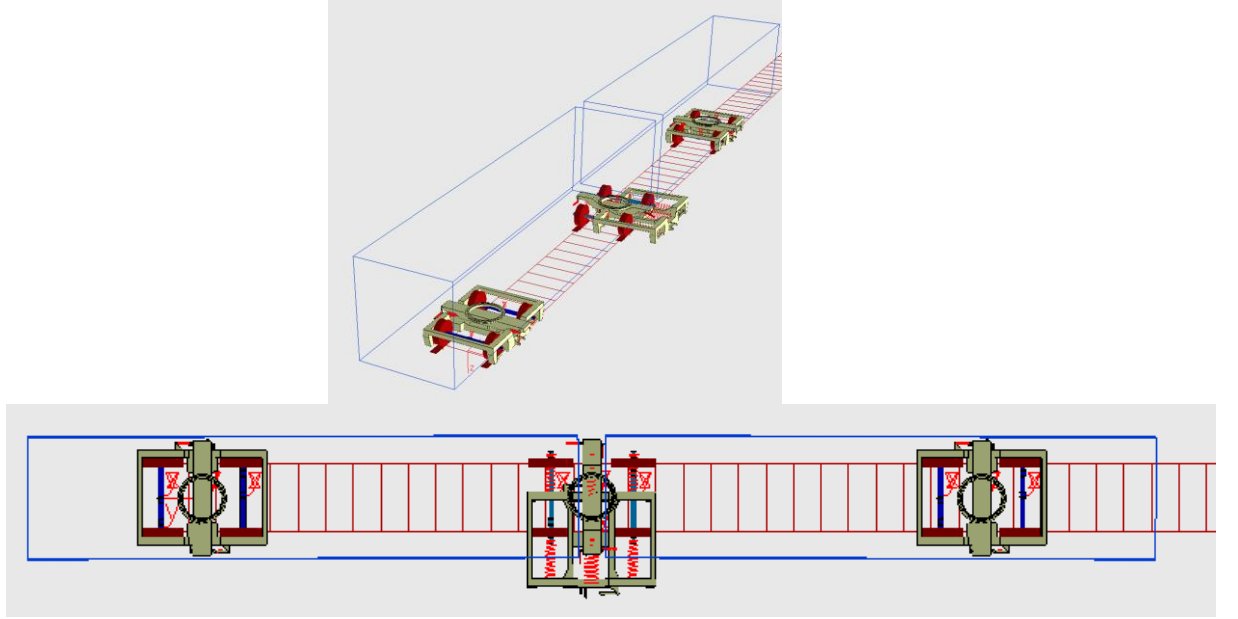
Şekil 5.6 : Motorlu bogi zıplama ve kafa vurma (8,87 ve 8,97 Hz.).



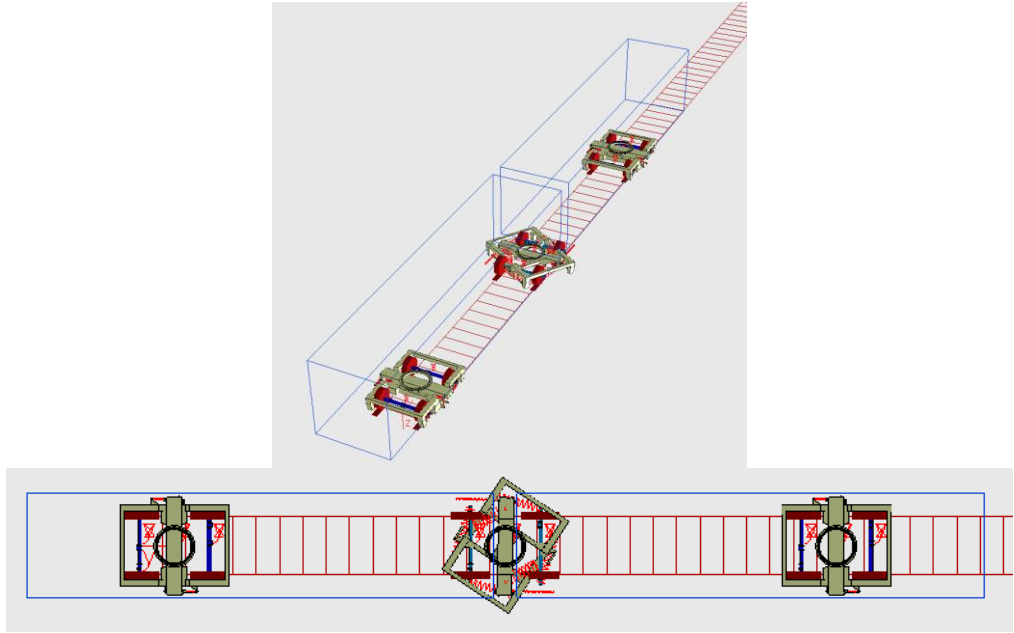
Şekil 5.7 : Motorlu bogi yuvarlanma ve taşıyıcı bogi zıplama (13,63 Hz.).



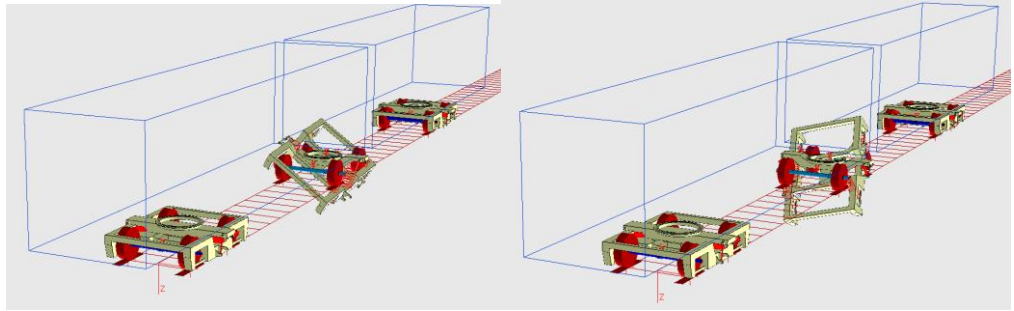
Şekil 5.8 : Motorlu bogi yalpa (7,53 Hz.).



Şekil 5.9 : Taşıyıcı bogi yanal.



Şekil 5.10 : Taşıyıcı bogi yalpa (9,81 Hz.).



Şekil 5.11 : Taşıyıcı bogi yuvarlanma ve kafa vurma (13,63 Hz.).

Çizelge 5.1 : Mod şekilleri.

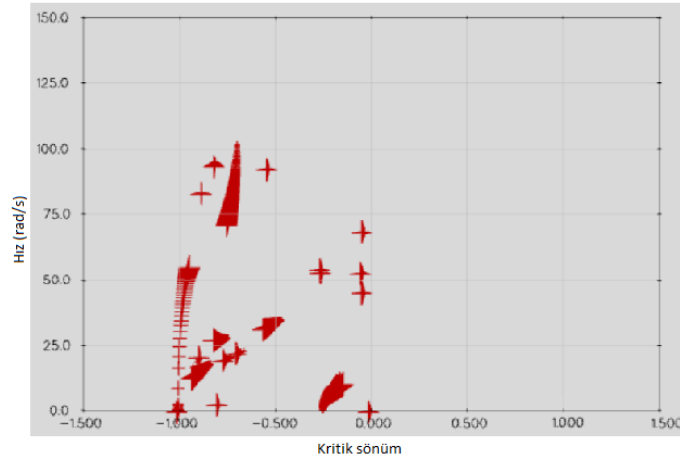
Mod Şekilleri	Sönümleme Oranı %	Fekans [Hz]
Gövde Yuvarlanma	5,81	0,96
Gövde Yalpa	14,15	1,53
Gövde Yalpa	15,55	1,70
Gövde Kafa Vurma	6,54	2,37
Gövde Zıplama	8,41	2,40
Gövde Yanal	19,60	2,43
Bogi Boylamsal	0,47	3,03
Motorlu Bogi Yanal	28,70	6,33
Taşıyıcı Bogi Yanal	46,26	9,81
M. Bogi Kafa Vurma	16,80	8,97
Bogi Zıplama	20,25	8,87
Motorlu Bogi Yalpa	19,76	7,53
Taşıyıcı Bogi Yalpa	34,03	13,17
T. Bogi Kafa Vurma	37,95	13,66
Bogi Yuvarlanma	37,95	13,63
Bogi Düşey	33,45	14,30

5.1.2 Kök-yer eğrilerinin incelenmesi

Bir sistemde parametre değişiminin, sistemi kararlılığa ya da kararsızlığa götürdüğünü analiz etmek için sistemin kökleri root locus analizi yardımıyla çizdirilmiştir. Kompleks köklerin sinüzoidal salınımına sebep olduğu bilinmektedir. Eğer kökler gerçek ise sistem salınım yapmaz, kökler negatif ise sistem zamanla sönümlenir, bu da kararlı olduğunu gösterir. Eğer sistem kökleri pozitif ise sistem cevabına ait genlikler zamanla artış gösterecektir, bu da sistemin kararsız olduğunu gösterir.

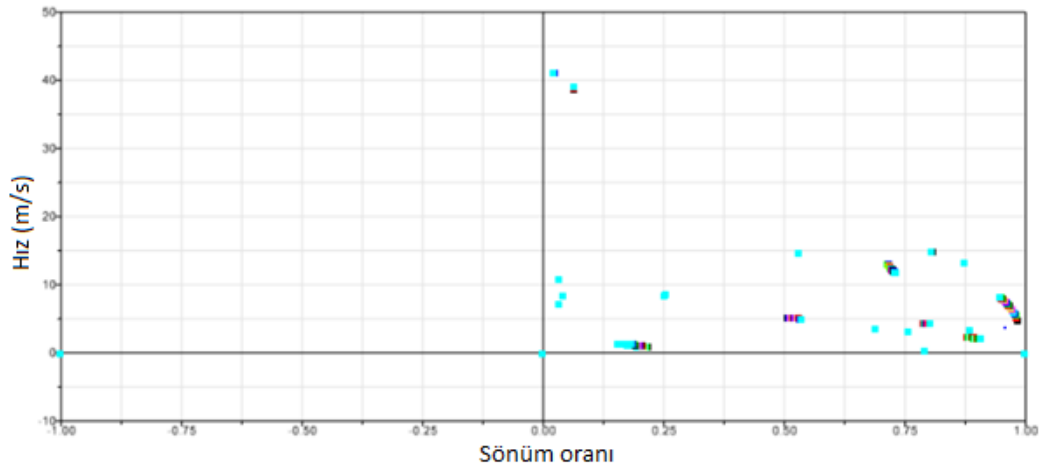
Modellenen araç için kök-yer eğrilerinin incelenmesinde hıza göre kritik sönümlerin değişimine ve sisteme ait köklerin imajiner ve reel eksenindeki konumlarına root-locus analizi ile bakılmıştır. Simülasyonlar, işletme hız aralığı olan 0-70 km/sa hızlarında gerçekleştirilmiştir. Analizlerden önce tekerlek-ray teması gibi nonlinear kısımlar lineerleştirilmiştir. Şekil 5.12’de görüldüğü gibi sisteme ait bütün kökler imajiner

ekseni sol tarafında bulunmaktadır. Bu analize göre 0-70 km/sa hız aralığında araç kararlılığını korumaktadır.



Şekil 5.12 : Modelin kök-yer eğrileri.

Şekil 5.13'te lineer kararlılık analizine ait sonuç gösterilmektedir. Yatay eksen sisteme ait sönümleri ve dikey eksen ise hız değişimini vermektedir. Sistemin kararlı olması için lineer kararlılık analizinde tüm sönümlerin pozitif olması gerekir, sönümün negatif çıkması sistemin kararsız olduğunu gösterir. Şekilde tüm sönüm değerleri pozitif bölgede bulunduğu için sistem kararlıdır.

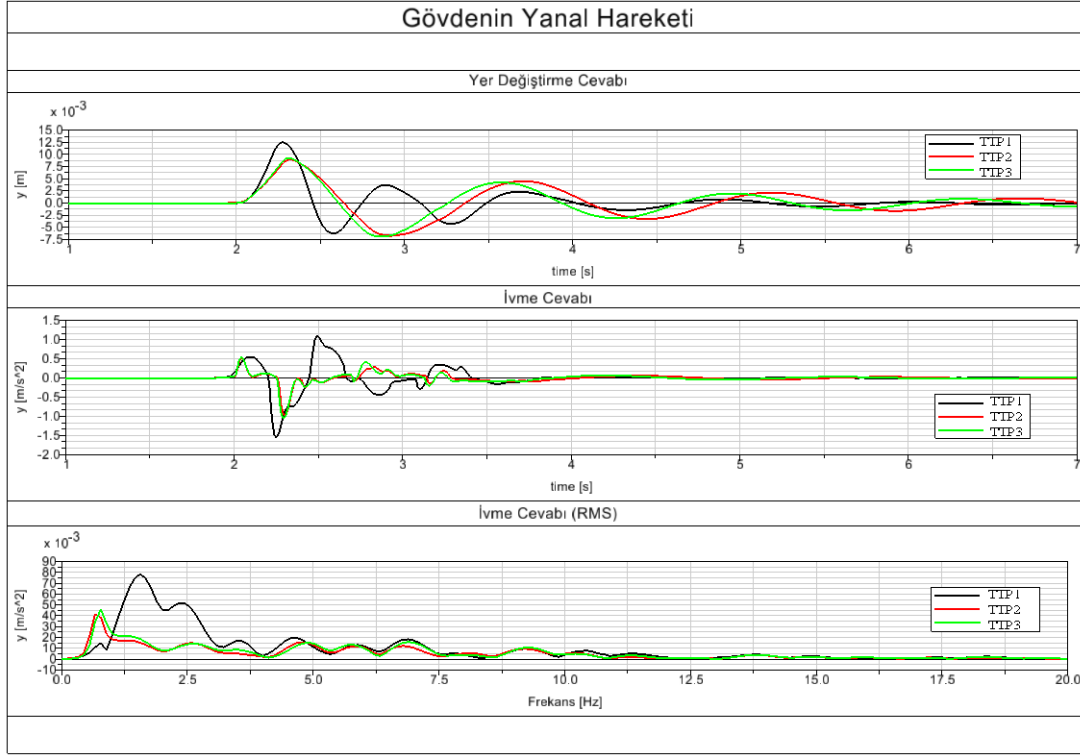


Şekil 5.13 : Lineer kararlılık analizi.

5.1.3 Yanal kararlılık analizi

Şekil 4.8'de belirtilen yanal düzensizlik düz yolda ve maksimum hızda (70 km/sa) sisteme uygulanarak aracın yanal kararlılığı incelenmiştir. Şekil 5.14'te 3 farklı tekerlek profili için yanal cevapların yer değişimi, ivmesi ve ivmelerin rms değerleri

gösterilmektedir. Burada TTP2 ve TTP3 profilleri birbirine yakın sonuçlar görülmektedir. TTP1 profili ise yanal yer değiştirme ve ivme cevapları açısından diğer profillere göre daha yüksek genlikli cevaplar vermiştir. Yanal kararlılık açısından TTP2 ve TTP3 profilleri üstünlük göstermektedir.



Şekil 5.14 : Yanal kararlılık analizi.

5.2 Konfor Analizi

Konfor analizi zemindeki ivmelerin ölçülmesi ve ağırlıklandırılması ile elde edilir. Konforun hesaplanmasında iki farklı değerlendirme yöntemi kullanılmıştır. İlki ISO 2631 ve ikincisi Sperling kriteridir. İki yöntem arasındaki fark değerlendirdiği frekans aralığı ve ağırlıklandırma yöntemidir. Modele, ORE B176 standardında belirtilen yol düzensiliği eklenmiştir.

5.2.1 ISO 2631

ISO 2631'e göre konfor, EN 12299 [32] standardında kapsamlı bir şekilde izah edilmiştir. Gövde zeminindeki titreşimlerin frekansa göre ağırlıklandırılan rms değerleri şu şekilde bulunur:

$$a^{wrms} = \left[\frac{1}{T} \int_0^T [a^w(t)]^2 dt \right]^{0.5} \quad (5.1)$$

$a^w(t)$ frekansa göre ağırlıklandırılmış ivmelerin zamana bağlı fonksiyonudur. Ölçüm süresi T, 5 saniyedir. Yanal konfor hesaplanmak için kullanılan filtre, limit bant filtre ile geçiş filtresinin çarpımından elde edilir. ISO 2631'e göre insanın en hassas olduğu frekans aralığı yatay yönde 0,5-2 Hz. ve düşeyde 4-10 Hz. aralığında değerlendirilmektedir. ISO 2631'e göre yatay ve düşeydeki konfor sınıflandırılması Çizelge 5.2'de verilmiştir.

Çizelge 5.2 : Konfor sınıflandırılması.

Değer	Tanımlama
$a^{wrms} < 0,2$	Çok konforlu
$0,2 < a^{wrms} < 0,3$	Konforlu
$0,3 < a^{wrms} < 0,4$	Orta
$0,4 < a^{wrms}$	Az konforlu

5.2.2 Sperling konfor indeksi

Konfor indeksi Wz, Alman araştırmacılar Sperling ve Betzhold [34] tarafından geliştirilmiştir. Wz, gövde zeminindeki yatay ve düşey ivmelerin ağırlıklandırılmış frekanslarının rms değerlerinin bir kilometre boyunca değerlendirilmesidir.

$$Wz = 4342(a^{wrms})^{0,3} \quad (5.2)$$

Yatay (B_l) ve düşey (B_v) filtre fonksiyonları aşağıda verilmiştir.

$$B_l(s) = 0,737 \frac{\frac{0,25}{(2\pi)^2} s^2 + \frac{\sqrt{1,911}}{2\pi} s}{\frac{0,0368}{(2\pi)^3} + \frac{0,277}{(2\pi)^2} s^2 + \frac{1,563}{2\pi} s + 1} \quad (5.3)$$

$$B_v(s) = 0,737 \frac{\frac{0,25}{(2\pi)^2} s^2 + \frac{\sqrt{1,911}}{2\pi} s}{\frac{0,0368}{(2\pi)^3} + \frac{0,277}{(2\pi)^2} s^2 + \frac{1,563}{2\pi} s + 1} \quad (5.4)$$

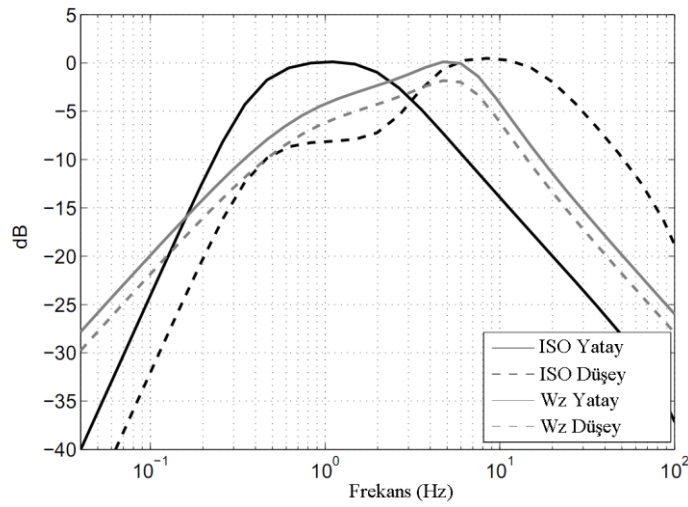
$$B_v(s) = \frac{0,588}{0,737} B_l(s) \quad (5.5)$$

Wz'e göre insanın hassas olduđu frekans aralıđı yatay ve dűşeyde 4-7 Hz. aralıđındadır ve konfor indeksi Çizelge 5.3'te görűldűđű gibi sınıflandırılmıştır.

Çizelge 5.3 : Sperling konfor sınıflandırması.

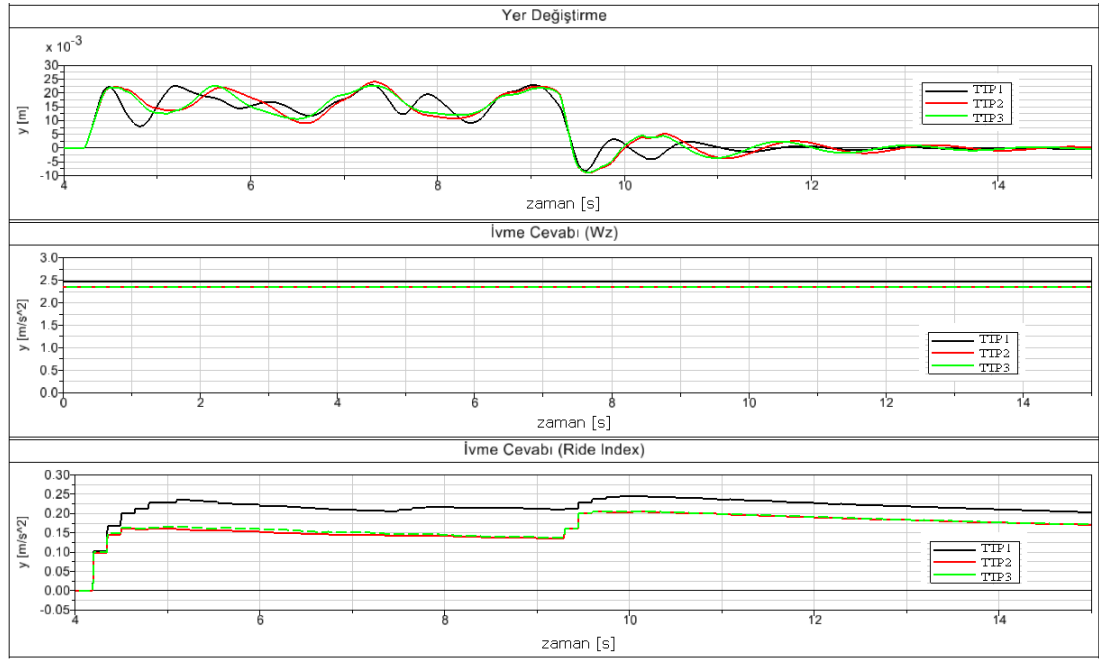
Değer	Tanımlama
1,0-2,0	Çok konforlu
2,0-2,5	Konforlu
2,5-3,0	Az konforlu
>3,0	Konforsuz

ISO 2631 ile Sperling konfor hesaplarında kullanılan filtreler Şekil 5.15'te verilmiştir.



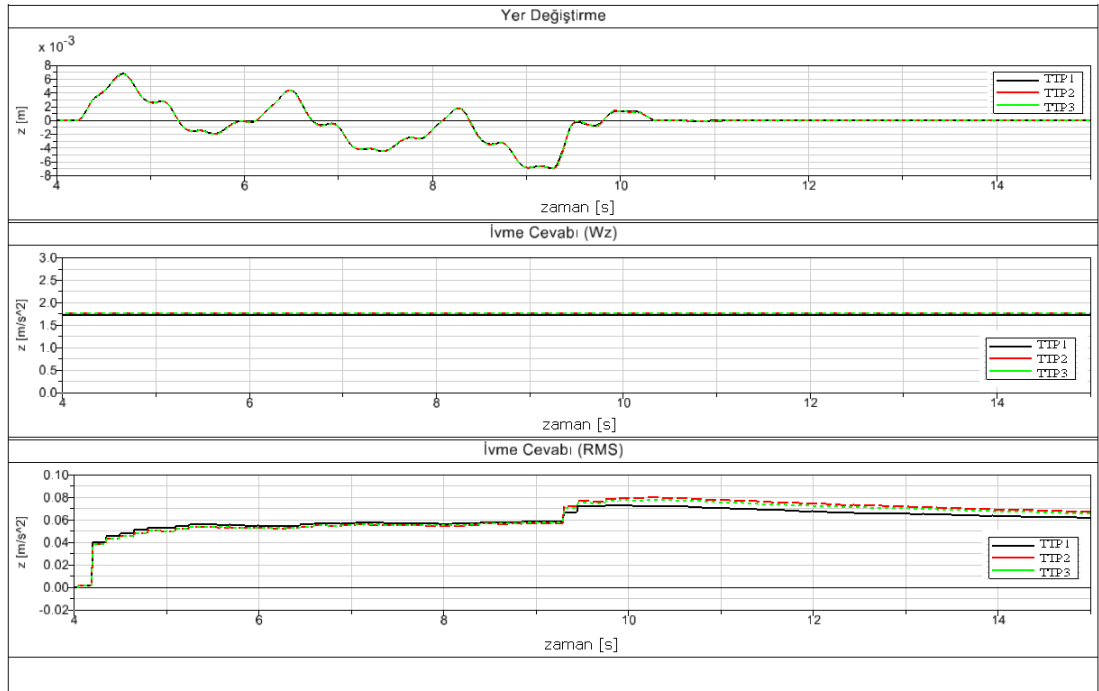
Şekil 5.15 : Konfor için kullanılan filtreler.

Şekil 5.16 ve 5.17'de EN12299 standardına göre yapılan konfor analizinde 3 farklı tekerlek profilinin konfora etkisi konfor indeksi (a^{rms}) ve sperling kriteri (Wz) göz önüne alınarak incelenmiştir. Modele, ORE B176 standardına yer alan yatay ve dűşey yol düzensizliği birlikte girilmiştir (Şekil 4.9).



Şekil 5.16 : Yanal konfor.

Şekil 5.16’da görüldüğü gibi yanal konfor açısından W_z değerleri TTP1 için 2,2, TTP2 için 2,1 ve TTP3 için 2,1 dir. Maksimum a_{rms} değerleri ise TTP1 için 2,2, TTP2 için 2,1 ve TTP3 için 2,1 dir. Standartta göre w_z değerlerine bakıldığında her üç profile ait sonuçlar konforlu olarak değerlendirilmektedir. Buna karşılık a_{rms} değerleri göz önüne alındığında TTP2 ve TTP3 profilleri çok konforlu sınıfında, TTP1 profili ise konforlu sınıfında değerlendirilmektedir.



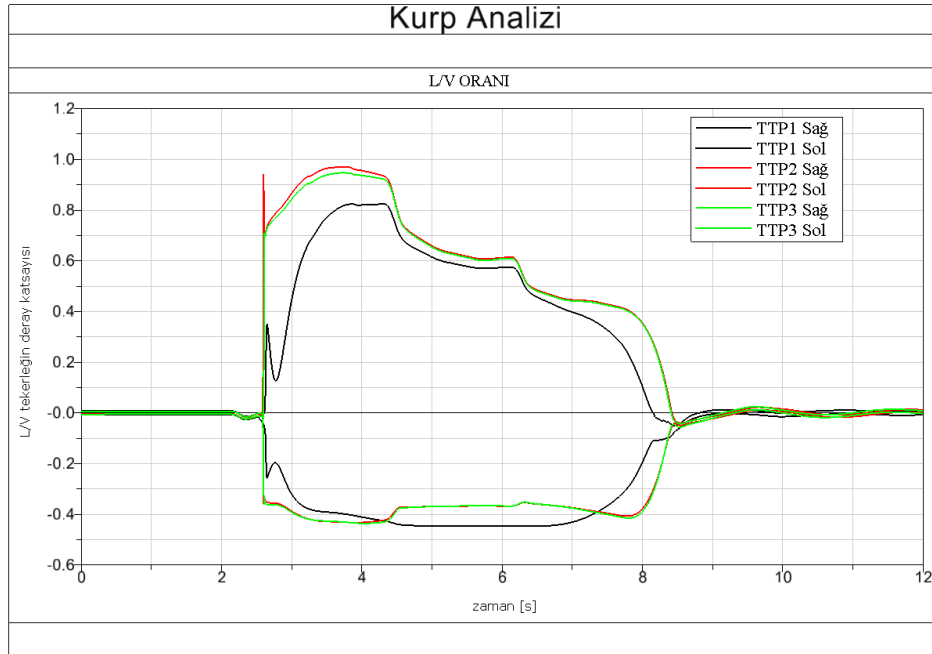
Şekil 5.17 : Düşey konfor.

Şekil 5.17’de görüldüğü gibi düşey konfor açısından Wz değerleri TTP1 için 2,2, TTP2 için 2,1 ve TTP3 için 2,1 dir. Maksimum arms değerleri ise TTP1 için 2,2, TTP2 için 2,1 ve TTP3 için 2,1 dir. Standartta göre wz değerlerine bakıldığında her üç profile ait sonuçlar konforlu olarak değerlendirilmektedir. Buna karşılık arms değerleri göz önüne alındığında her üç profilde çok konforlu sınıfta değerlendirilmektedir. Konfor düzeylerinde belirgin bir fark görülmektedir. Bu durum tekerlek profillerinin asıl etkisinin yanal konfor üzerinde olduğunu göstermektedir.

5.3 Kurp Analizi

İşletme koşullarında aracın çalışacağı en dar kurp yarıçapı belirlenmesi ve maksimum işletme hızı altında aracın davranışı incelenmesi gerekir. Bu analizde tekerlek temasında oluşan yanal kuvvetin düşey kuvvete oranı (L/V) dikkate alınmaktadır.

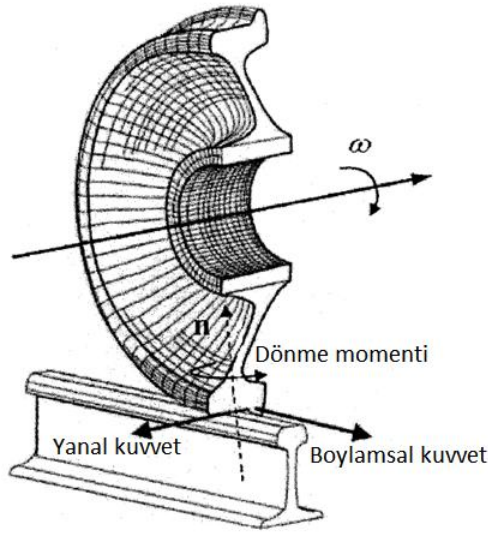
UIC518 ve EN14363 standartları beraber değerlendirildiğinde yarıçapı 250 m üzerinde olan kurplarda $L/V < 0,8$ olması gerekirken, 250 m ve altındaki kurplarda $L/V < 1,2$ olması gerekmektedir. (1,2 değeri standartta yer alan formül kullanılarak elde edilmiştir.) L/V oranı standartlarda belirtilen limit değeri aştığında raydan çıkma durumu gerçekleşmektedir.



Şekil 5.18 : Kurp analizi.

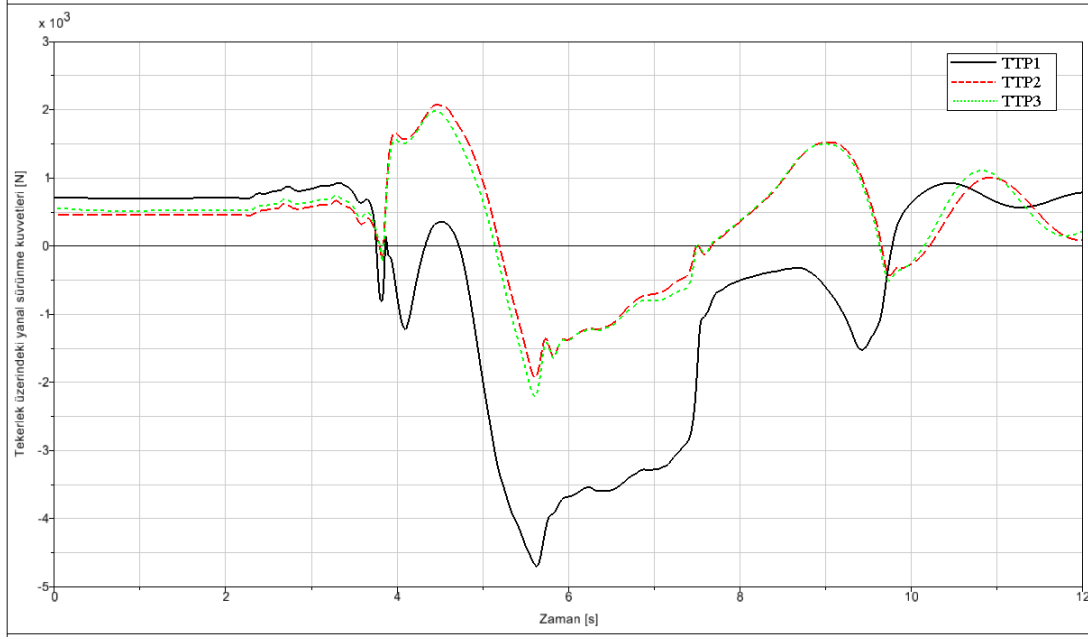
Şekil 4.11 de yer alan kurp modeli ve dever kullanılarak yapılan kurp analizi 50 km/sa araç hızında gerçekleştirilmiştir. Şekile 5.18’de göre TTP1 tekerlek profili kullanıldığında Y/Q oranı 0,83 iken TTP2 tekerlek profilinde 0,97 ve TTP3 tekerlek profilinde 0,95 çıkmaktadır. Bu sonuçlara göre TTP1 tekerlek profili daha güvenli bir seyir ortaya çıkarmaktadır. Bununla beraber tüm tekerlek profilleri limit değer olan 1,2’yi aşmadığı için güvenlidir.

Bir diğer önemli nokta ise, sürünme kuvvetlerinin aracın dinamiğine olan etkisidir. Sürünme kuvvetleri; boylamsal, yanal ve dikey olmak üzere 3 farklı yönde ortaya çıkar (Şekil 5.19).



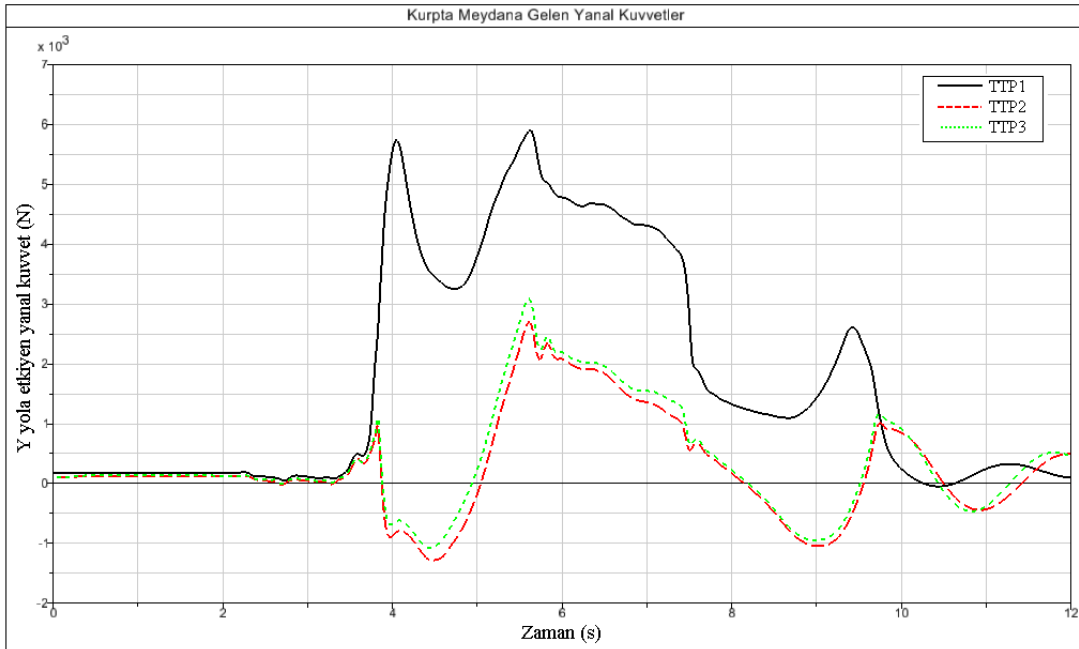
Şekil 5.19 : Sürünme kuvvetlerinin yönleri.

Boylamsal ve yanal yönde olanları kuvvet oluştururken, dikey yönde olanı ise moment oluşturur. Dolayısıyla bu etkilerin araç üzerinde de bir değişime yol açtığı aşikârdır. Şekil 5.20’de yanal sürünme kuvvetleri görülmektedir.



Şekil 5.20 : Yanal sürünme kuvvetleri.

Kurpta meydana gelen yanıl kuvvetler tekerleğin raya uyguladığı kuvvetlerdir ve hattın üstyapısını önemli şekilde etkilemektedir. Yanıl salınım veya kurptan dönüş esnasında oluşan bu kuvvetler ray bağlantı elemanlarını zorlamakta, bakım periyodunun artmasına sebep olmaktadır.



Şekil 5.21 : Kurpta meydana gelen yanıl kuvvetler.

Şekil 5.21’de kurpta meydana gelen kuvvetler görülmektedir. Maksimum yanal kuvvetler TTP1 tekerlek profili için 5900 N, TTP2 tekerlek profili için 2670 N, TTP3 tekerlek profili için 3000 N olark görülmektedir. TTP1 tekerlek profili kullanıldığında raya uygulanan kuvvetler iki kat düzeyinde artmaktadır. Bu durum tekerlek aşınmasına ve yol üstyapısında yıpranmalara sebep olmaktadır. En önemlisi ise yüksek yanal kuvvetler sebebiyle raylarda çatlaklar meydana gelmektedir ve bakım maliyetleri de artmaktadır.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Hafif metro ve metro sistemlerinde tekerlek profili standartlar tarafından belirlenirken tramvay hatlarına ise işletmeci tarafından hat karakteristikleri ve işletme hızı gibi parametreler göz önünde bulundurularak belirlenmektedir. Bu amaçla yola çıkılan bu tez çalışmasında bir tramvay aracında TTP1, TTP2 ve TTP3 olarak adlandırılan 3 farklı tekerlek modeli analiz edilerek sonuçları karşılaştırılmıştır. Öncelikle araca ait dinamik parametreler tespit edilmiştir ve SIMPACK yazılımı kullanılarak modellenmiştir. Yine aynı yazılımda lineer kararlılık, konfor ve kurp analizleri gerçekleştirilmiştir.

Bu üç tekerlek profiline ait temas modelleri oluşturularak temas alanları arasındaki fark ortaya konulmuştur. İlk olarak kurulan sisteme ait kararlılığın ortaya konulması için modal analiz yapılarak sisteme ait mod frekanslarının ve sönümlerin hangi değerlerde olduğu incelenmiştir. Mod şekillerine bakılarak gövde, bogi gibi araç bileşenlerinin rezonans durumlarındaki hareketleri gözlemlenmiştir. Hız değişimine göre (0-70 km/sa) sisteme ait sönüm değerlerinin değişimi ve kök-yer cevapları incelenerek sistemin kararlı olduğu gösterilmiştir. Diğer taraftan işletme şartlarında en kritik kurp bölgesinde yapılan analizler sonucunda eşdeğer koniklik limit değerlerin altında olduğu gösterilerek eşdeğer koniklik açısından sistemin kararlılığına bakılmıştır. Daha sonra sistem düz yolda maksimum hızda (70 km/sa) hareket ederken anlık yanal düzensizlik sisteme uygulanarak gövdenin yanal hareketine bakılmıştır. Analiz sonucunda gövdenin yanal hareketinin zamanla sönümlendiği gösterilerek bu şartlar altında aracın kararlılığını koruduğu sonucuna varılmıştır. Yanal kararlılık analizi sonuçlarına göre TTP2 ve TTP3 tekerlek profillerinin üstünlüğü görülmüştür.

EN12299 standardına göre yapılan konfor analizinde ORE B176 standardında belirtilen yol düzensizliği kullanılarak konfor indeksi her üç tekerlek modeli için karşılaştırılmış ve yine TTP2 ve TTP3 tekerlek profillerinin üstünlüğü gözlemlenmiştir.

Yapılan kurp analizlerinde, işletme şartlarındaki en kritik kurp dikkate alınarak derayman analizi yapıp, L/V oranı, sürünme değerleri ve kuvvetleri ve kurpta meydana gelen yanal kuvvetler her üç tekerlek modeli için karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak her üç tekerlek güvenlik için gereken limitler içerisinde kalmasına rağmen TTP1 tekerlek profili diğerlerine göre daha güvenli bir kurp geçişi sunmaktadır. Diğer taraftan, kurpta meydana gelen yanal kuvvetler bakımından diğer iki profil daha düşük kuvvet oluşumuna sebep olmaktadır. Bu sebeple TTP2 ve TTP3 tekerlek profilleri yol ve tekerlekte oluşabilecek bozulmalar ve bakım maliyeti bakımından diğer profile üstünlük sağlamaktadır.

Sonuç olarak TTP1 profili kurp geçişinde derayman bakımından daha güvenli bir seyahat sunarken TTP2 ve TTP3 profilleri yanal kararlılık, konfor ve yola etkiyen yanal kuvvetler bakımından üstünlük göstermektedir.

Tekerlek profili tasarımında dikkat edilmesi gereken ana husus konfor-güvenlik ilişkisinin doğru bir şekilde kurulmasıdır. Tasarlanan tekerlek profili ile konfor iyileştirilirken güvenlik sınırları içerisinde kalınması gerekmektedir.

Bu bilgiler ışığında, sonraki çalışmalar için yuvarlanma düzlemi ve flanş bölgesinde yapılabilecek optimizasyonlar ile konfor ve güvenlik açısından daha iyi sonuçlar veren tekerlek profili tasarlanabilir. Ayrıca aşınma bakımından tekerlek profillerinin karşılaştırılması da faydalı olacaktır.

7. KAYNAKLAR

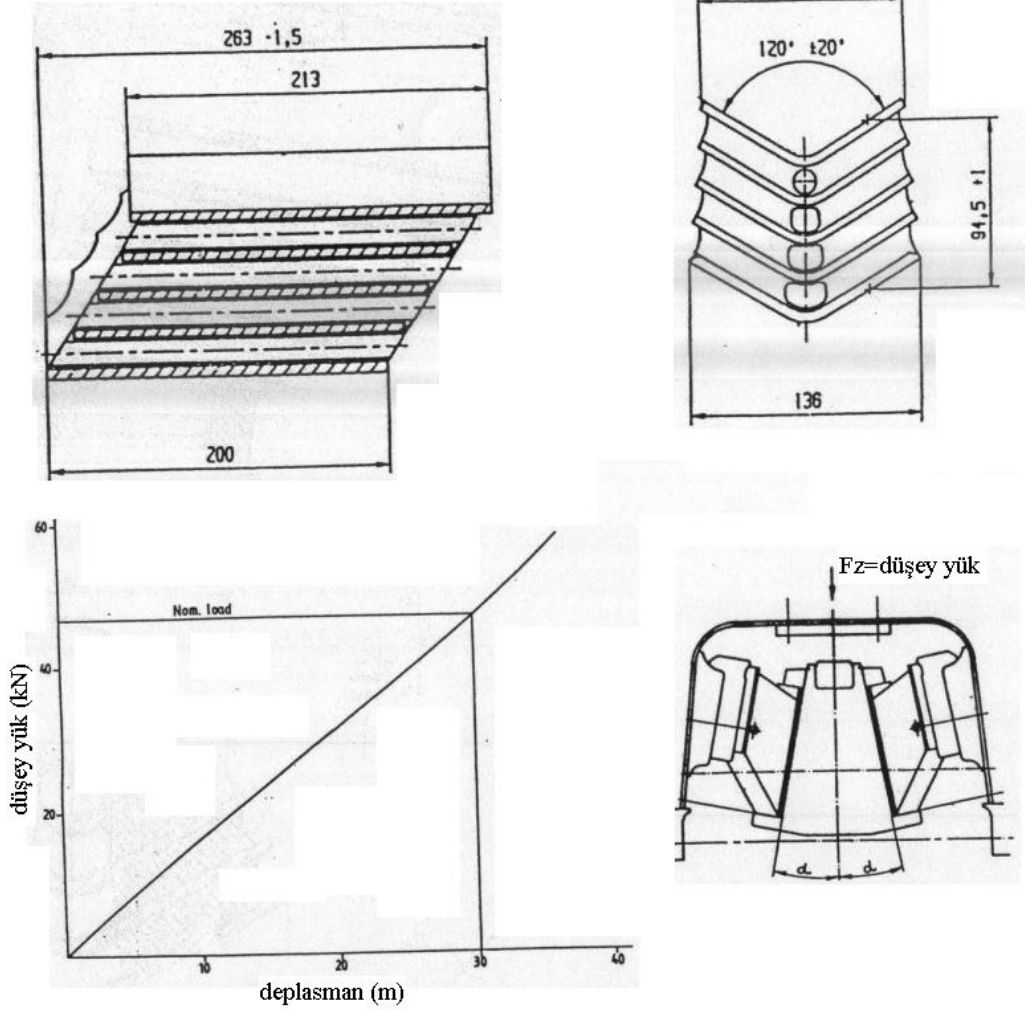
- [1] **Klingel, W.**, 1883. Über den Lauf der Eisenbahnwagen auf Gerader Bahn, Organ Fortsch. Eisenb.-wes, 38,113-123.
- [2] **Winans, R.**, 1829. British Patent 5796.
- [3] **Adams, W. B.**, 1863-1864. On the impedimental friction etween wheel tire and the rails with plans for improvement, Proc. Instn. Civ. Engrs., 23, 411.
- [4] **Redtenbacher, F. J.**, 1855. Die Gesetze des Locomotive-Baues, Verlag von Friedrich Bassermann, Mannheim, p.22.
- [5] **Mackenzie, J.**, 1883. Resistance on railway curves as an element of danger, Proc. Instn. Civ. Engrs., 74, 1-57..
- [6] **Markine, V. L. ve Shevtsov, I. Y.**, 2011. Optimization of a wheel profile accounting for design robustness, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit 2011 225: 433.
- [7] **Bieker, M., Dede, J. ve Retting M.**, 2010. Flexity 2 Blackpool Wheel Profile Optimization, Technical Report, Bombardier Transportation.
- [8] **Iwnicki, S. D. ve Evans J.**, 2002. Vehicle Dynamics and Wheel/Rail Interface, Rail Technology Unit, Manchester Metropolitan University.
- [9] **Hollis, E. J.**, 2006. A survey of UK tram and light railway systems relating to the wheel/rail interface, FE/04/14.
- [10] **Wolf, G.**, 2011. Tools and Techniques for Optimizing the Wheel/Rail Interface, President, Rail Sciences, Inc., 411 Clarendon Avenue, Scottsdale, GA 30079.
- [11] **Hiensch, M., Weeda, G. J. ve Dirks B.**, 2006. Measuring design IPG ‘Sustainable solution Curve squeal’, AEAT/06/50279/004.
- [12] **Enblom, R.**, 2004. Simulationof Wheel and Rail Profile Evolution Wear Modelling and Validaiton, Licentiate Thesis.
- [13] **Shevtsov, I. Y.**, 2008. Wheel/rail Interface Optimisation, Technische Universiteit Delft.
- [14] **Esvel, C., Markine, V. L. ve Shevtsov, I. Y.**, 2006. Shape Optimization of a Railway Wheel Profile, Railway Engineering department, TU Delft.
- [15] **Saurenman, H.**, 1883. Implementing Optimized Wheel and Rail Profiles on the Sacramento LRT System Centre for Surface Transportation Technology, National Research Council of Canada.

- [16] **Persson, I. ve Iwnicki, S.D.**, 2004. Optimization of Railway Wheel Profiles using a Genetic Algorithm, Rail Technology Unit, Manchester Metropolitan University, United Kingdom.
- [17] **Polach, O.**, 2005. Influence of Wheel/Rail Contact Geometry on the Behaviour of a Railway Vehicle at Stability Limit, Bombardier Transportation, Winterthur, Switzerland.
- [18] **Shen, G. ve Zhong X.**, 2010. A Design Method for Wheel Profiles According to the Rolling Radius Difference Function, Tongji University, Shanghai, People's Republic of China.
- [19] **Garg, V.K. ve Dukkipati, R.V.**, 1984. Dynamics of Railway Vehicle Systems, Academic Pres Inc., Orlando-Florida.
- [20] **Meirovitch, L.**, 2001. Fundamentals of Vibration, Mc Graw Hill Book Company, International Edition.
- [21] **Iwnicki, S.**, 2006: Handbook Railway Vehicle Dynamics, Taylor and Francis Group, London.
- [22] **Aba, E.**, 1994. Bir Yolcu Vagonun Dinamik Tasarımı ve Titreşim Konforunun Analizi Üzerine Bir Yaklaşım, Doktora Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [23] **Shen, G. Ve Pratt, I.**, 2001. The Devolopment of a Railway Dynamics Modelling and Simulation Package to Carter For Current Industrial Trends, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 215;3 ProQuest Science Journals, 167.
- [24] **Metin, M.**, 2007. Raylı Sistem Araçlarının Modellenmesi ve Titreşimlerinin , Yüksek Lisans Tezi, Y.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [25] **Kalousek, J.J.**, 2002. Keynote adres: Light to Heavy, Snail to Rocket, Wear 253, Issue 1-2, Elsevier, pp. 1-8.
- [26] **Orlova, A., Boronenko, Y.**, 2006: Handbook Railway Vehicle Dynamics, The Anatomy of Railway Vehicle Running Gear.
- [27] **Esveld, C.**, 2001: Modern Railway Track, Second Edition, TU Delf University, Netherlands.
- [28] **Standard UIC 518**, 2003: Testing and Approval of Railway Vehicles From The Point of Viwe of Their Dynamic Behaviour.
- [29] **Nadal, M. J.**, 1908: Collection Encyclopedie Scientifique, Biblioteque de Mecanique Appliquee et Genie, Vol. 186, Paris.
- [30] **Standard ISO 2631**, 1997: Mechanical Vibration and Shock, Evaluation of Human Exposure to Whole Body Vibration.
- [31] **Standard ORE B176**, 1989: Bogies with steered or steering wheelsets, Report No. 1: Specifications and preliminary studies, Vol. 2, Specification for a bogie with improved curving characteristics, ORE.
- [32] **Standard EN 12299**, 2009: Railway Applications, Ride Comfort for Passengers, Measurement and Evaluation.

- [33] **Metin, M., GÜÇLÜ, R., KESKİN, G.,** 2011. Bir Hafif Metro Aracında Tekerlek-Ray Etkileşiminin Boji Üzerindeki Etkisi, 15. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu, Niğde Üniversitesi.
- [34] **Orvnas, A.,** 2011. On Active Secondary Suspension in Rail Vehicles to Improve Ride Comfort, Doctoral Thesis in Railway Technology Stockholm, Sweden 2011.

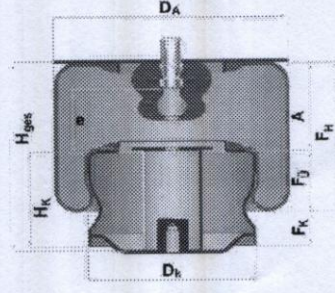
8. EKLER

EK A.1 : Çevron yayının düşey yay katsayısının değişimi

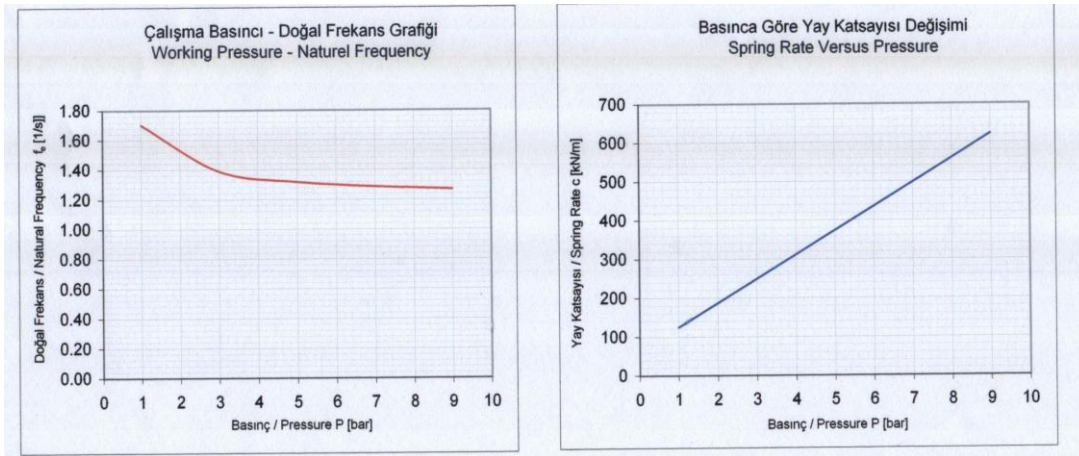


EK A.2 : Hava yayının karakteristik özellikleri

Körük Verileri	
Çalışma Yüksekliği	H_{ges} 300 mm
Çalışma Basıncındaki Çap	D_A 450 mm
Piston Çapı	D_K 294 mm
Metal Parçalar Arasındaki Mesafe	A 150 mm
Konuslar Hariç Metal Parçalar Arası Mesafe	H_K 145 mm
Körüğün Pistona Sıvandığı (Sarktığı) Mesafe	F_U 71 mm
Çalışma Basıncı	p 5 bar
Toplam Piston Hacmi	V_Z 0 cm ³
Sarma Malafası Çapı	D_T 230 mm
Kordbezi tipi	Standard
Taşıma kapasitesi	F 54,53 kN
Etkili Alan	A_w 1091 cm ²
effektive diameter:	D_w 373 mm
Çalışma basıncındaki körük iç hacmi	V_F 26742 cm ³
Toplam Hacim	V_{ges} 26742 cm ³
Yaylanma yolundaki her 1 cm'ye düşen hacim	v 1043 cm ³ / cm
Yukarıya açılma yolu	a 30 mm
Aşağıya kapanma yolu	e 30 mm
Yay katsayısı	c 373605 N/m
Doğal Frekans	f_o 1,32 1/s
En alt yaylanma noktasındaki iç basınç	p_{max} 6 bar
İpler arasındaki mesafe	d_{rel} see diagr. -
her ipin taşıyacağı kuvvet	F_F see diagr. -
kordbezinin kesme açısı	α 59,5°
İp başına düşen kuv. göre emniyet kat.	S 5,7 -
Çalışma basıncında kordipi arasındaki açısı	γ 19,4°



EK A.3 : Hava yayının doğal frekansı ve düşey yay katsayısının değişimi



9. ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Ahmet Ubeydullah ÖZER

Doğum Yeri ve Tarihi: Bolu, 23.10.1985

Adres: Fatih, İstanbul

E-Posta: ahmetuozer@gmail.com

Lisans: Marmara Üniversitesi Makine Mühendisliği, 2008

Mesleki Deneyim ve Ödüller: 2008 Aralık'tan bu yana İstanbul Ulaşım A.Ş. Ar-Ge Müdürlüğünde çalışmaktayım. Yerli tramvay projesi kapsamında dinamik simülasyon, konfor ve kararlılık analizleri yapmaktayım.

Yayın ve Patent Listesi:

UMTS, Niğde 2011

Bir Hafif Metro Aracına Ait Hava Yayının Matematik Modelinin Çıkartılması

UMTS, Niğde 2011

Bir Hafif Metro Aracına Ait Bojinin Dinamik Davranışının İncelenmesi