

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**RAYLI TAŞITLARDA BAKIM PLANLAMASI, DERAY ŞARTLARI VE
EMNİYET DEĞERLENDİRMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Cem ARSLAN**

Anabilim Dalı : Makina Mühendisliği

Programı : Konstrüksiyon

TEMMUZ 2011

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**RAYLI TAŞITLARDA BAKIM PLANLAMASI, DERAY ŞARTLARI VE
EMNİYET DEĞERLENDİRMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Cem ARSLAN
(503081202)**

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 06 Mayıs 2011

Tezin Savunulduğu Tarih : 04 Temmuz 2011

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. Tuncer TOPRAK (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Doç. Dr. Vedat Z. DOĞAN (İTÜ)
Öğr. Gör. Dr. S. Ergün BOZDAĞ (İTÜ)**

TEMMUZ 2011

Babama,

ÖNSÖZ

Raylı taşıma sistemleri hem yolcu hem yük taşımacılığında endüstri devriminden beri önemli bir rol üstlenmiş olup son yıllarda dünya üzerindeki teknolojik atılımlar ve bilimsel çalışmalar ile her geçen gün daha hızlı ve güvenilir bir yol olmaktadır. Çalışmamızda bu sistemlerin güvenliğinin sağlanmasında bakım işlemlerinin ve bakım planlamasının rolü ile beraber tren kazalarının başlıca nedenlerinden biri olan deray mekanizması işlenmiştir.

Raylı taşıma sistemleri üzerinde bir uzman olan ve benim de bu konuya ilgimi arttırarak doğru bir şekilde çalışmaya teşvik eden, ayrıca hiç bir yardımını benden esirgemedi her türlü soruma cevap veren tez danışmanım ve değerli hocam Prof.Dr.Tuncer Toprak'a teşekkürü bir borç bilirim. Ayrıca hayatımın her döneminde olduğu gibi, tez çalışması döneminde de yanımda olarak maddi ve manevi her türlü desteği gösteren anneme sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Haziran 2011

Cem ARSLAN
(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
KISALTMALAR	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
SEMBOL LİSTESİ	xv
ÖZET.....	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti	5
2. DEMİRYOLLARINDA GÜVENLİK VE BAKIM	7
2.1 Bakım Yöntemleri	7
2.1.1 Hasara kadar çalıştırma	8
2.1.2 Periyodik koruyucu bakım yöntemi	9
2.1.3 İzleme yöntemiyle bakım.....	10
2.1.3.1 Demiryollarında izleme yöntemiyle bakım	12
Hatlarda ölçüm ile vagonların performansının izlenmesi	13
Raydan çıkma tespiti (deray tespiti):	15
Düşey kuvvet (ağırlık) testi ray ve tekerlek hasarları	15
Kurbllarda deray emniyeti için yapılan ölçümler	16
2.2 Bakım Planlaması.....	16
2.2.1 Güvenlik ve demiryolu uygulamaları	18
2.2.1.1 Demiryolu güvenlik ve RAMS	18
2.2.1.2 RAMS parametreleri	20
Güvenilirlik	20
Bakım yapılabilirlik	21
Kullanılabilirlik	22
Emniyet	24
2.2.1.3 Demiryolu RAMS ve servis kalitesi	25
2.2.1.4 RAMS'i etkileyen faktörler	26
2.2.1.5 RAMS yönetimi	27
2.2.1.6 Sistem ömür çevrimi	29
3. RAYLI TAŞITLARDA MEYDANA GELEN KAZALAR	31
3.1 Raylı Taşıtlardaki Kaza Çeşitleri ve Nedenleri	31
4. RAY TEKERLEK ETKİLEŞİMİ	35
4.1 Demiryolu Tekerleği Profili ve Trenin Seyrindeki Etkisi	36
4.2 Trenin Kinematik Salınım Hareketi ve Klingel Formülü.....	39
5. RAYLI TAŞITLARDA DERAY	41
5.1 Deray Çeşitleri.....	42
5.1.1 Tekerlek tırmanma derayı ve analizi.....	42
5.1.1.1 Tekerlek tırmanma derayını önleme çalışmaları-örnek kaza analizi	50

Tekerlek tırmanma tipi deray faktörleri	50
5.1.2 Tekerlek sıçrama derayı	52
5.2 Deray Değerlendirmesinde Değişik ve Yeni Kriterler	55
6. DERAY KRİTERLERİNİN DEĞİŞİK PARAMETRELER KULLANARAK	
GRAFİK ANALİZLERİ.....	65
6.1 Tekerlek Boşalma Oranına Göre Deray Değerlendirmesi.....	66
6.1.1 Tekerlek boşalma oranına göre deray katsayısını incelerken tekerlek	
yüklerinin etkisi.....	68
6.2 Hücüm Açısı Değişiminin Deray Kriterine Etkisinin İncelenmesi	79
6.3 Deray Kriterlerinin Sınır Değerleri ve Standartlar	82
7. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME	85
KAYNAKLAR.....	87
EKLER.....	89

KISALTMALAR

GSM	: Mobil iletişim için küresel sistem
GSM-R	: Demiryolu mobil iletişim için küresel sistem
ETACS	: Geliştirilmiş toplam erişim haberleşme sistemi
ISO	: Uluslararası standardizasyon teşkilatı
MTBF	: Arızalar arasındaki ortalama uzaklık
MTBSF	: Hizmet arızaları arasındaki ortalama süre
MTBHF	: Tehlikeli arızalar arasındaki ortalama süre
MDBHF	: Tehlikeli arızalar arasındaki ortalama uzaklık
SIL	: Emniyet bütünlüğü derecesi
MTTR	: Restorasyon için harcanan ortalama süre
MTBM	: Bakımlar arasında geçen ortalama süre
Mct	: Ortalama düzeltici bakım süresi
MDT	: Ortalama gecikme süresi
LDT	: Lojistik gecikme süresi
JNR	: Japon Devlet Demiryolları
CRH	: Çin Hızlı Tren Hattı
ABD	: Amerika Birleşik Devletleri
AOA	: Hücum Açısı
AAR	: Amerikan Demiryolları Kuruluşu

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Güvenilirlik parametresine göre arıza kategorileri.....	21
Çizelge 5.1 : Flanş açısı ve deray katsayısı için referans değerleri	49
Çizelge 5.2 : Tekerlek yükü oranları örneği	51
Çizelge A.1 : Sürtünme katsayısı 0,15 kabul edilerek kullanılan parametreler	90
Çizelge A.2 : Sürtünme katsayısı 0,25 kabul edilerek kullanılan parametreler	90
Çizelge A.3 : Sürtünme Katsayısı 0,35 kabul edilerek kullanılan parametreler	91
Çizelge A.4 : Temas açısı 65° kabul edilerek kullanılan parametreler.....	92
Çizelge A.5 : Temas açısı 70° kabul edilerek kullanılan parametreler.....	92
Çizelge A.6 : Temas açısı 75° kabul edilerek kullanılan parametreler.....	93
Çizelge A.7 : Temas açısı 80° kabul edilerek kullanılan parametreler.....	93
Çizelge A.8 : Temas açısı 85° kabul edilerek kullanılan parametreler.....	94
Çizelge A.9 : Tekerlek yüklerinin değişimini incelerken kullanılan parametreler....	95
Çizelge A.10 : Tekerlek yüklerinin değişimini incelerken kullanılan parametreler..	97
Çizelge A.11 : Lv - Q/P grafiğinde kullanılan parametreler ($\eta=0,1$)	98
Çizelge A.12 : Lv - Q/P grafiğinde kullanılan parametreler ($\eta=0,2$)	99
Çizelge A.13 : Lv - Q/P grafiğinde kullanılan parametreler ($\eta=0,3$)	99
Çizelge A.14 : Nadal değerlendirmesi için oluşturulan grafiğin parametreleri.....	101
Çizelge A.15 : Aks toplam Q/P oranı kriterinde kullanılan parametreler	102
Çizelge A.16 : Fs kuvveti ve tekerlek boşalma oranı grafiği parametreleri	103
Çizelge A.17 : Değişen temas açıları ve sabit Fs kuvveti ile tekerlek boşalma oranı grafiği parametreleri.....	104

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Trevitchik'in tasarladığı ray üzerinde giden ilk buharlı taşıt	1
Şekil 1.2 : Blenkinsop'un dişli tekerlek kullandığı lokomotif.....	2
Şekil 1.3 : Osmanlı Devleti'nde demiryolu ağı	4
Şekil 1.4 : Türkiye'deki demiryolları projeleri.....	4
Şekil 2.1 : Amaçlarına göre bakım şekilleri	8
Şekil 2.2 : Hasara kadar çalıştırma yöntemi – zaman ilişkisi	8
Şekil 2.3 : Periyodik koruyucu bakım yöntemi – zaman ilişkisi	9
Şekil 2.4 : İzleme yöntemiyle bakım – zaman ilişkisi	11
Şekil 2.5 : Traverslerin üzerine monte edilen kuvvet algılayıcı sensörler.....	15
Şekil 2.6 : Bakım planlamasının akım şeması	17
Şekil 2.7 : Bakım performansı için yönetime etki eden faktörler.....	17
Şekil 2.8 : Esas kullanılabilirlik parametreleri	23
Şekil 2.9 : Güvenilirlik ve bakım arasındaki ilişki	23
Şekil 2.10 : Erişilen kullanılabilirlik parametreleri	24
Şekil 2.11 : İşletimsel kullanılabilirlik parametreleri	24
Şekil 2.12 : Hizmet kalitesi ve RAMS arasındaki ilişki	26
Şekil 2.13 : RAMS'in etkilendiği şartlar	26
Şekil 2.14 : RAMS'i etkileyen faktörler.....	28
Şekil 2.15 : RAMS uygulamasında sistem ömür çevrimi	30
Şekil 3.1 : Bir tren - araba çarpışması kazası.....	33
Şekil 4.1: Basit demiryolu teker setinin formu.....	37
Şekil 4.2: Konik tekerlek setinin virajdaki dönmesi.....	38
Şekil 4.3: Vagonun ray üzerindeki kinematik salınım hareketi.....	40
Şekil 5.1: Ray tekerlek etkileşiminde teker setine etki eden kuvvetler	42
Şekil 5.2: Sağ ve sol temas noktalarına etki eden kuvvetler	43
Şekil 5.3: Flanşın raya tırmanma prosesi.....	46
Şekil 5.4 : Flanş temas noktasındaki kuvvetler	47
Şekil 5.5 : Flanş açısı - kritik deray katsayısı arasındaki ilişki.....	49
Şekil 5.6 : Flanşın raya çarpması.....	53
Şekil 5.7 : Standart teker profili.....	57
Şekil 5.8 : Deray durumunda teker – ray göreceli pozisyonları	58
Şekil 5.9 : Basit teker seti modeli	59
Şekil 5.10 : CAN-BUS Sync GYRO-IMU-GPS sistem ölçüm cihazı	64
Şekil 6.1: Tekerlek seti koordinat sistemine etki eden dış kuvvetler	72
Şekil 6.2 : Nadal ve Weinstock kriterlerinin karşılaştırılması.....	74
Şekil 6.3 : Yuvarlanma direnci	81
Şekil A.1 : Farklı sürtünme katsayılarındaki η -Lv grafiği	91
Şekil A.2 : Farklı temas açıları ile η -Lv ilişkisi	94
Şekil A.3 : Farklı temas açıları ile η –Lv değişiminin beraber gösterilmesi	95
Şekil A.4 : Tekerlek yüklerindeki değişimin tekerlek boşalma oranına etkisi.....	96

Şekil A.5 : Tekerlek yüklerindeki değişimin deray katsayısına etkisi.....	96
Şekil A.6 : Tekerlek boşalma oranı ve deray katsayısı ilişkisi	97
Şekil A.7 : Tekerlek boşalma oranı ve deray katsayısı ilişkisi	98
Şekil A.8 : Q/P - Lv deray katsayısı ilişkisi ($\eta=0,1$).....	99
Şekil A.9 : Q/P – Lv deray katsayısı ilişkisi ($\eta=0,2$)	100
Şekil A.10 : Q/P – Lv deray katsayısı ilişkisi ($\eta=0,3$)	100
Şekil A.11 : Nadal formülüne göre Q/P oranının limit değerleri.....	102
Şekil A.12 : Temas açısı ve aks toplam Q/P oranı sınır değerleri grafiği.....	103
Şekil A.13 : Fs kuvveti - tekerlek yükü azalma oranı sınır değeri grafiği	104
Şekil A.14 : Değişen temas açıları ile tekerlek boşalma oranı sınır değerleri	105
Şekil A.15 : Nadal değeri ve tekerlek boşalma oranı sınır değerleri	105
Şekil A.16 : Q/P oranı sınır değerleri ve tekerlek hücum açısı grafiği	106

SEMBOL LİSTESİ

y	: Tekerlek setinin virajdaki yanal hareketi
r_0	: Tekerleğin yarıçapı
$2l$	: Tekerleklerin raya temas noktaları arasındaki mesafe
Λ	: Tekerleklerin koniklik oranı
S	: Hat üzerinde alınan yol
V	: Hız
t	: Zaman
Λ	: Dalga boyu
P_L, P_R	: Tekerlek seti üzerindeki dikey yükleri
P_1, P_2	: Sağ ve sol tekerlek-ray dikey yükleri
Q_1, Q_2	: Sağ ve sol tekerlek-ray yanal yükleri
mg	: Tekerlek setinin ağırlığı
F_n, F_{cy}	: Tekerlek-ray temas noktasındaki normal kuvvet ve sürtünme kuvveti
δ_R, δ_L	: Tekerlek-ray temas noktasındaki temas açıları
r_0	: Tekerlek nominal dönme yarıçapı
r_R, r_L	: Sağ ve sol teker temas yarıçapları
a	: Tekerlek-ray temas noktaları arasındaki yatay uzaklığın yarısı,
b	: aks süspansiyon yüklerinin uygulandığı noktalar arasındaki yatay uzaklığın yarısı
μ_L, μ_R	: Sol ve sağ tekerlek için sürtünme katsayıları
L_V	: Tekerlek seti deray katsayısı
η	: Tekerlek boşalma oranı
P_0	: Tekerlek-ray nominal dik yükü
α	: Tekerleğin maksimum temas açısı
M_w	: Tekerlek seti kütlesi
φ_{se}	: Dever açısı
R	: Viraj yarıçapı
F_S	: Yatay süspansiyon kuvveti
M_S	: Süspansiyon momenti
I_{wx}	: Tekerlek seti kütlesinin x aksisi etrafındaki eylemsizlik momenti
Ω	: Açısal hız
P_t, P_n	: Momentum
e	: Geri sıçrama katsayısı
P_0	: Statik tekerlek yükü
ΔP	: Statik tekerlek yüküne göre tekerlek yükümdeki azalma
φ	: Yalpa açısı
$\ddot{\varphi}$	: Yalpa ivmesi
ψ	: Sapma açısı
$\dot{\psi}$	: Sapma hızı
$\ddot{\psi}$	: Sapma ivmesi

RAYLI TAŞITLARDA BAKIM PLANLAMASI, DERAY ŞARTLARI VE EMNİYET DEĞERLENDİRMESİ

ÖZET

Sanayi devrimi ile birlikte İngiltere'nin başını çektiği demiryolu taşımacılığı sektörü bugün dünyada en önemli ulaşım sistemlerinden biridir. Her ulaşım sisteminde olduğu gibi demiryollarında da kazalar meydana gelmekte ve bu kazaları önceden tahmin etmeye yönelik önleyici çalışmalar yapılmaktadır. Demiryollarındaki emniyeti sağlamada büyük önem arz eden bakım işlemleri yöntemlerine göre sınıflandırılarak tanımlanmıştır. Bunların arasında son yıllarda daha sık kullanılmaya başlanan performansla dayalı bir bakım yöntemi olarak performans izleme yöntemiyle bakım yöntemi ve demiryolundaki uygulamaları ayrıca ele alınmıştır. Demiryollarında izleme yöntemi ile birlikte elde edilen verilerin değerlendirilmesi ve bu verilerin öneminin derayı önceden tahmin etmeye ve bakım planlaması oluşturmaya etkileri ve faydaları belirtilmiştir. Ayrıca demiryollarında bakım planlamasında kullanılan ve EN 50126 Avrupa standartlarının içeriğinde tanımlanmış RAMS teknikleri ve RAMS'i etkileyen faktörler belirtilerek incelenmiştir.

Demiryollarında meydana gelen kazalar sınıflandırılarak çeşitleri ve nedenleri belirtilmiştir ve bu kazalarda direk veya dolaylı olarak rol oynayan deray olayı ve mekanizması incelenmiştir. Raydan çıkma yani deray olayının ele alınmasından önce trenin ray ile olan bağlantısı tekerleğin ray ile etkileşimi açıklanmıştır. Tekerlek ray etkileşiminde tekerleğin ve rayın profili ve bu profil sonucu vagonun ray üzerinde yaptığı kinematik salınım hareketi ve dalga boyu Klingel formülü ile analitik olarak açıklanmıştır.

Raydan çıkma mekanizmaları nedenlerine göre sınıflandırılmış. Tekerlek tırmanma derayı ve yüksek yanıl hızlar ile tekerleğin rayı çarpması sonucu oluşan tekerlek sıçrama deray mekanizmaları incelenerek analitik olarak açıklanmıştır. Raydan çıkma kazalarında en sık karşılaşılan tip olan ve hala üzerinde hala çalışmalar yapılan tekerlek tırmanma tipi gelişen derayının değerlendirilmesinde kullanılan en yaygın yöntem olan Nadal Kriterinin bir tekerlek seti kullanılarak elde edilen kuvvet ve moment denklemleri ile çıkarımı yapılmıştır. Teorik olarak açıklanan bu deray mekanizması üzerine Japonya'da Hibiya hattı üzerinde gerçekleşen tekerlek tırmanma tipi deray sonucu oluşan kaza için oluşturulan rapor değerlendirilerek raydan çıkmaya neden olan faktörler ve raydan çıkmayı önlemeye yönelik çıkartılan sonuçlar belirtilmiştir.

Son olarak tanımlanan deray kriterlerini değerlendirmeye almak için bazı grafikler çıkartıldı. Tekerlek yükü azalma oranına bağlı bir deray katsayısı tanımlanarak bu deray katsayısının değişik sürtünme katsayılarında ve değişik flanş temas açılarında tekerlek boşalma oranına göre değişimi incelendi ve bu değişimler hem ayrı olarak hem de aynı grafik içinde gösterildi. Daha sonra tekerlek yükü azalması oranında etkili olan sağ ve sol tekerlek yüklerinin normal statik yükleri açıklandı ve bu yükler

için belli değerler belirlenerek değişimleri ile beraber tekerlek boşalma oranının nasıl değiştiği grafikte incelendi. Bu arada tüm bu grafikler çıkarılırken kullanılan parametreler sabit ve değişen değerleri ile birlikte çizelgelerde açıklandı. Tekerlek yüklerinin değişiminin tekerlek boşalma oranına etkisinin yanında tekerlek boşalma oranına bağlı deray katsayısı L_v 'ye olan etkileri yine çizelge ve grafiklerle açıklandı. Deray katsayısı L_v 'ye karşılık gelen Nadal oranı değerleri belirlenerek aralarındaki lineer bağıntı grafik ile açıklandı ve farklı tekerlek boşalma oranları için farklı grafikler oluşturuldu. Tekerlek boşalma oranının bir fonksiyonu olarak aks kütle merkezine etkileyen yanal yükü değiştirerek tekerlek yükü azalma oranının sınır değerlerine etkisi incelendi. Aks statik yüküne göre belli bir oranla kabul edilen tekerlek merkezindeki yanal yükün tekerlek değişim oranının sınır değerlerini belirlemesi ve güvenli bölgenin hangi sınır değerler ile kısıtlandığı görüldü. Yardımcı deray kriterlerinden biri Weinstock kriteri de tanımlanarak sınır değerlerinin farklı flanş açıları ve sürtünme katsayılarındaki değişimi incelendi. Son olarak ise deray değerlendirilmesi için tanımlanan ve parametrelerinde bazı oynamalar yaparak sınır değerlerinin değişimi incelenen deray kriterlerinin değişik ülkelerde kullanılan farklı izin verilen ve tehlike limit değerleri standartları verildi. Her bir kriterin sınır değerlerinin oynama yapılan parametreler ile grafiklerdeki değişim eğrileri bize göstermiştir ki bunlardan hiçbirisi Nadal'ın kriteri ile ters düşmemektedir. Dünya üzerinde kabul edilmiş en yaygın kullanılan Nadal kriterinin doğruluğu farklı çalışmalarla karşılaştırılıp bir kez daha kanıtlanmıştır.

EVALUATION ON SAFETY AND MAINTENANCE PLANNING ON RAILWAY VEHICLES AND DERAILMENT CONDITIONS AND SAFETY ASSESSMENT

SUMMARY

Railway transportation has become one of the most important transport systems following the industrial revolution, which started in Britain. Like every other transport system, accidents will still happen on these railways but many researches are being carried out to prevent these accidents. Because of the accidents maintenance methods that are being defined. Among these maintenance methods there is a detailed definition based on the system performance. The Condition Monitoring maintenance method is being used more often and it's becoming a common method. There are benefits from evaluating the results gained from the condition monitoring in railways. Also RAMS techniques which are defined in EN 50216 standards, had been used for making the maintenance planning as described. RAMS elements and the factors affecting the RAMS are also described within these specifications.

The accidents which happen on railways are classified by their types and reasons. Derailment mechanisms that might play a role in these accidents, whether directly or indirectly are studied. Also wheel rail interactions and the movement of the train on the rail are studied to understand the contact mechanism between wheel and rail. Defined form of the railway wheel and the rail provides a movement with kinematic oscillation while the train runs on the rail, and this kinematic oscillation is formulized with the Klingel's formula.

Derailment mechanisms are also categorized by their reasons of malfunction. Wheel climbing derailment and wheel jumping derailment which occurs by the impact of the wheel to the rail are described analytically because of the high lateral velocity. The most common derailment type would be wheel climbing, and there are many studies about this type. Nadal produced the criteria for this study in 1908. It is still used commonly around the world for evaluating the wheel climbing derailment. By using the force and moment equations on the railway wheel set, Nadal's criteria is met.

There is an example of an accident caused by wheel climb derailment on Hibiya Line in Japan. The given report was composed by the committee for the survey. The study for this derailment accident is explained in the end of the report. It specifically includes the factors that caused the derailment and the prevention for these types of accidents.

Finally, some graphics were created to evaluate the derailment criterions. A derailment coefficient was defined and this coefficient has been observed by graphics with different flange angles and frictions coefficient parameters. Also these variations were shown both in different and the same graphics. Then wheel normal static forces were defined which affect wheel force reduction ratio and the accepted

normal forces for left and right wheels were changed by wheel load reduction ratio, and these variations were observed by graphics again. All these graphics were explained by given tables of parameters by the way. Affects of the changes in the wheel normal forces to derailment coefficient L_v , which is also a function of wheel load reduction ratio, were researched in the graphics and tables. Nadal values were determined which corresponds to L_v derailment coefficients in some constant parameters, and the linear relation between Nadal values and L_v derailment coefficient were observed in graphics. The lateral force affects to the mass center of axle which is one of the functions of the wheel rail reduction ratio were changed and the variations of the limit values of wheel rail reduction ratio were observed again by tables and graphics. There is also an auxiliary criterion which Weinstock suggested were defined and the limit variations of this criterion were investigated. Lastly, some different limit values in the applications of these variable derailment criterions were given for the different countries, and the safe regions were determined. In conclusion, Nadal's criterion which was accepted by the whole world for the use of prediction and evaluation of derailment, was compared to the variation curves of different given criterions. Then these comparison showed us that none of these criterions is contrary to Nadal's criterion, by this way the accuracy of Nadal's criterion was proved again.

1. GİRİŞ

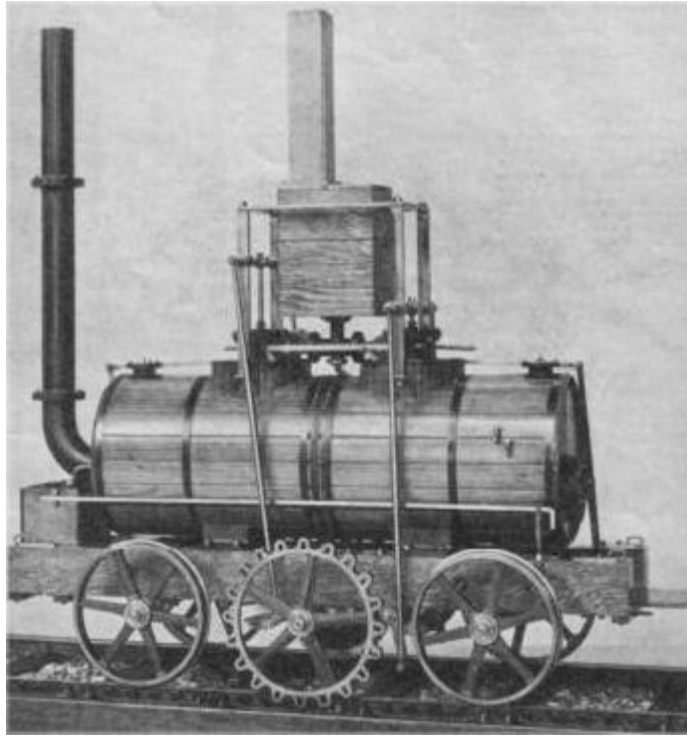
Lokomotifin mucidi Trevithick 1801 yılında inşa ettiği fakat pek başarılı sonuçlar alamadığı buharlı arabasını bir süre sonra ray üzerinde denemeyi madencilere teklif ettiğinde acaba modern demiryolu ulaşımının bu günkü geleceği konumu öngörmüş müydü. Trevithick'in icadını (Şekil 1.1) Merthyr-Tydvil firması kabul etti (1804), fakat bu atılımda da pek bir başarı sağlanamadı. Araç beygirin yerini tutmadığı gibi hızlı ve güvenli de değildi. Yük taşımacılığında belli bir ağırlık aşıldığı zaman kayma artıyordu. Bu problemin giderilmesi için çeşitli çalışmalar da ortaya konulmuştur. Trevithick ve Vivian lokomotif diyebileceğimiz bu makinenin tekerleklerine çıkıntılar işlemeyi önerdiler. 1811'de ise John Blenkinsop (1783-1831), ray ve tekerlekleri bir dişli bindirmelik şeklinde imal etmenin gerektiğini öne sürdü (Şekil 1.2). William Chapman ise lokomotif fikrinden vazgeçip, yol boyunca sabit makineler kurulmasını ve yükün kablolar yardımı ile bu makineler tarafından çekilmesi fikrini savundu [1,2].



Şekil 1.1 : Trevithick'in tasarladığı ray üzerinde giden ilk buharlı taşıt

Maden ocaklarında bir mühendis olan William Hedley ise lokomotifte belli bir ağırlık yüklendiğinde tekerleğin raya yapıştığını ve kayma yapamadığını gözlemlemiştir. Bunun üzerine Hedley bütün ağırlığın yük çekmeye harcanması için çift dingilli bir lokomotif tasarladı. Hedley'in lokomotifi Wylam'da ve Blenkinsop'un ki ise Middleton'da başarılı bir şekilde işleyince gözler bu yeni yük taşıma aracına çevrilmiş oldu. Bu heyecan uyandıran makine o zamanlarda kömür ocağında bir teknisyen olan George Stephenson'un da dikkatini çekmiştir. Daha sonra Stephenson Hedley'in makinesini inceleyip kendine bir prototip oluşturdu ve bu prototipi ise zamanla geliştirerek Newcastle'da bir lokomotif fabrikası açacak kadar işi büyüttü.

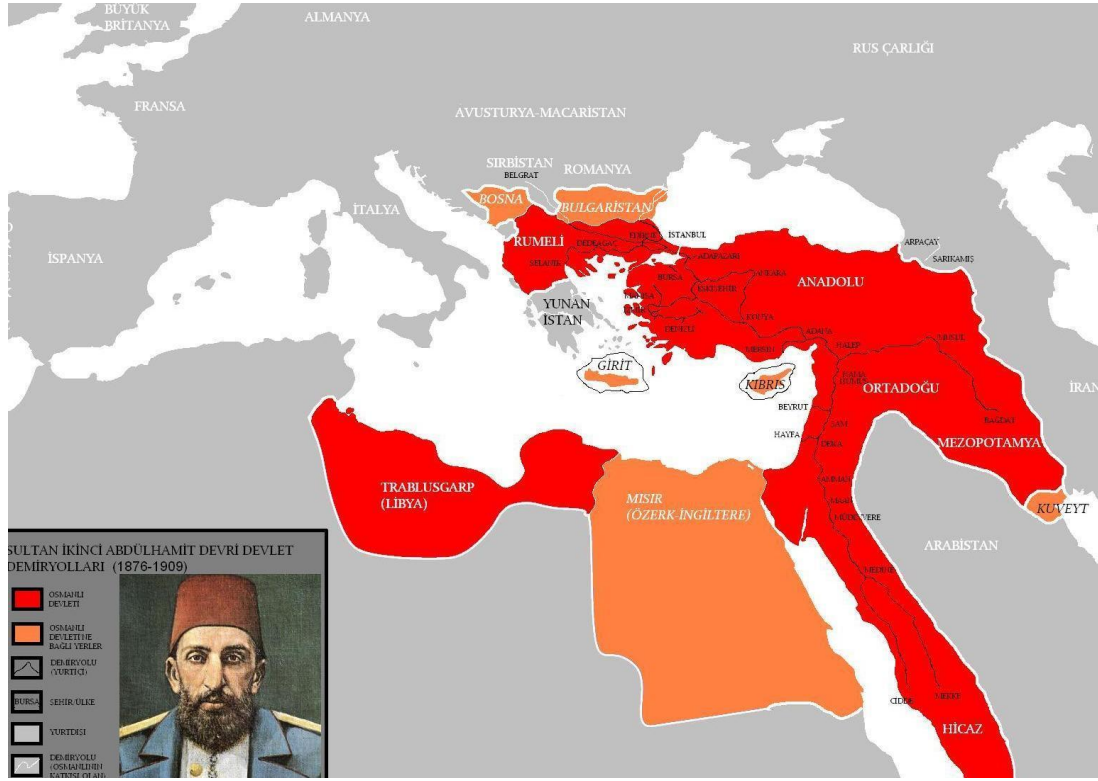
Dünya üzerindeki demiryolları büyük yüklerin daha düşük güçler ile nasıl taşınabileceği düşüncesinden yola çıkarak geliştirilen modeller ile bu günkü halini almıştır. Ray ve vagon daha önce çeşitli işlerde kullanılmasına rağmen bir buhar makinesi olan lokomotif daha sonra bulunmuş olup bu günkü anlamıyla İngiliz George Stephenson tarafından etkin bir şekilde işletmeye konulmuştur. Görüleceği gibi lokomotifin gelişmesinde birçok mühendis ve kendini bu işe adayan insanın katkıları vardır, tarihin yazdığı karşımıza çıkan isimler ise bu makineye hep yeni düşünceler ile yaklaşmış yenilikler katmış olanlardır [1,2].



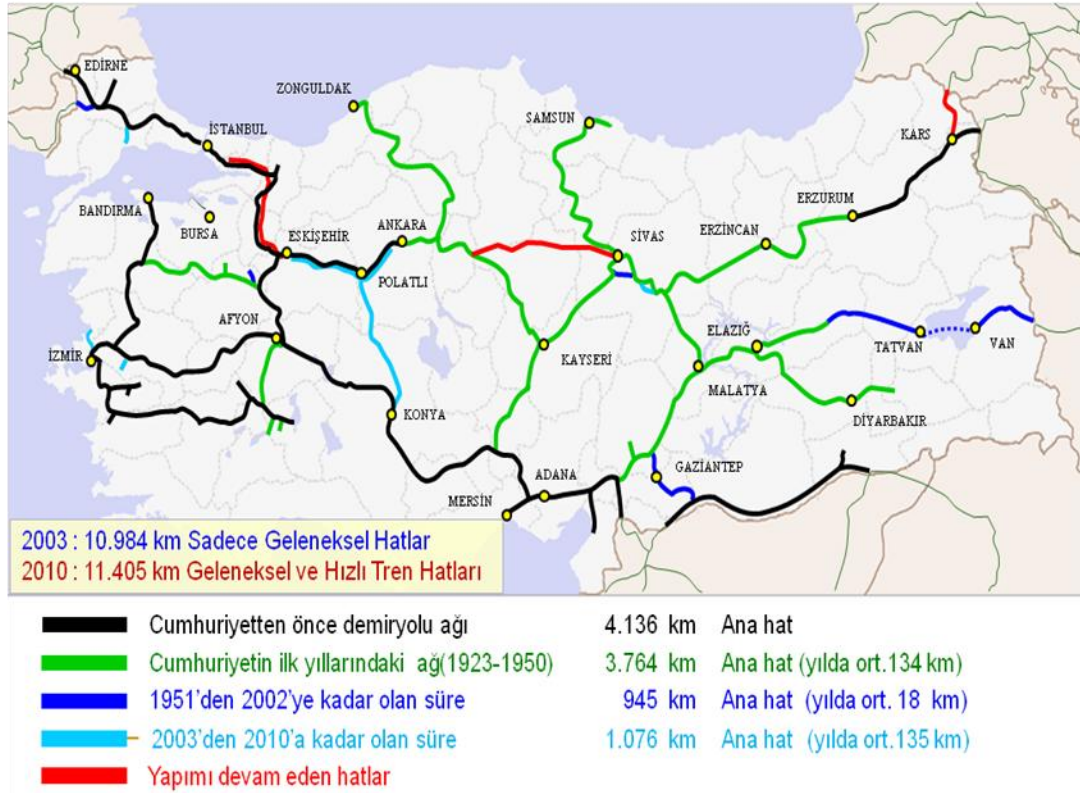
Şekil 1.2 : Blenkinsop'un dişli Tekerlek kullandığı lokomotifi [2]

Türkiyede demiryolu tarihi ise 1856 yılında başlar. İlk demiryolu hattı olan 130 km'lik İzmir – Aydın hattının yapımına bir İngiliz şirketine verilen imtiyaz ile birlikte başlanmıştır. Bu hattın seçiminin nedeni ise diğer yörelere göre nüfus bakımından kalabalık ticari potansiyeli yüksek, İngiliz pazarı olmaya elverişli etnik unsurların yaşadığı, İngiliz sanayisinin gereksinim duyduğu ham maddeye kolay ulaşılabilir bir yöre olmasıydı. Osmanlı Devleti'nde demiryolunun yaygınlaştığı ve demiryolu yatırımının en çok yapıldığı dönem II.Abdülhamit dönemidir (Şekil 1.3). 1876'dan 1909'a kadar 33 yıl Osmanlı Padişahı olan Sultan II. Abdülhamit hatıralarında bu konu ile ilgili şunları ifade etmektedir; “Bütün kuvvetimle Anadolu Demiryollarının inşasına hız verdim. Bu yolun gayesi Mezopotamya ve Bağdat'ı, Anadolu'ya bağlamak, İran Körfezine kadar ulaşmaktır. Alman yardımı sayesinde bu başarılmıştır. Eskiden tarlalarda çürüyen hububat şimdi iyi sürüm bulmaktadır, madenlerimiz dünya piyasasına arz edilmektedir. Anadolu için iyi bir istikbal hazırlanmıştır. İmparatorluğumuz dahilindeki demiryollarının inşaatı mevzuunda büyük devletler arasındaki rekabet çok garip ve şüphe davet edicidir. Her ne kadar büyük devletler itiraf etmek istemiyorlarsa da bu demiryollarının ehemmiyeti yalnızca iktisadi değil, aynı zamanda siyasiidir [3]”.

Cumhuriyetten sonra da 1950'lere kadar demiryolu yatırımlarına ağırlık verildiyse de o dönemden günümüze kadar uzun yıllar boyunca demiryolları adeta Türkiye'nin unutulmuş damarları gibiydi (Şekil 1.4). 1950 – 1980 arası dönemde sadece 30 km'lik yeni hat yapılmıştır. Her planlama döneminde sanayinin artan taşıma talebini karşılamak için demiryollarında yeniden düzenleme ve modernizasyon çalışmalarına ağırlık verilmesi öngörülmüş olmasına rağmen hedeflenen noktalara bir türlü ulaşamamıştır. Son dönemlerde karayollarına öncelikli yapılan yatırımlar da demiryolundaki taşıma yükünün büyük kısmının karayollarına kaymasını sağlamıştır. Ülkemiz ulaşım sistemi içerisinde karayolu-demiryolu yük taşıma paylarına bakıldığında karayolu ile yük taşıma oranı % 94, demiryolu yük taşıma payı ise % 4'dür. Demiryollarının yük taşımacılığındaki payı son 50 yılda % 60 oranında gerilemiştir. Neyse ki son yıllarda Türkiye demiryolları adeta yeniden canlanmıştır ve Türkiye 2009 yılında ilk olarak Ankara – Eskişehir arasında yüksek hızlı tren teknolojisi ile tanışmıştır. Yüksek hızlı tren yatırımlarına ise Ankara - İstanbul başta olmak üzere çeşitli illere ulaşımı sağlama yönünde çalışmalar ile son hızıyla devam edilmektedir [3].



Şekil 1.3 : Osmanlı Devleti'nde demiryolu ağı



Şekil 1.4 : Türkiye'deki demiryolları projeleri

1.1 Literatür Özeti

Demiryollarında emniyet , kazaları önlemeye yönelik geliştirilen bakım planlamaları üzerine ve kazaların en büyük nedenlerinden biri olan deray mekanizması üzerine çok sayıda bilimsel çalışma yapılmıştır. Gabriella Budai, Dennis Huisman ve Rommert Dekker koruyucu demiryolu bakım işlemlerini tanımlayıp ayrıca bazı matematiksel yaklaşımlar ile birlikte tahminler yürütmüşlerdir [4]. Ambika Prasad Patra ise demiryolu bakımında uygulanan sistem ömür çevrimi ve RAMS tekniklerini EN 50126 standartlarının ışığında tez olarak sunmuştur. Burada yol için bakım planlaması oluşturulurken RAMS teknikleri ve ömür çevrimi kullanılmıştır ve RAMS parametreleri RAMS'i etkileyen faktörler ile birlikte demiryolunda ömür çevrimi hesaplamaları yapılarak bakım masrafları modellemesi oluşturulmuştur [5]. Bir diğer benzer tez çalışmasında ise Gonçalo Medeiros Pais Simoes bir demiryolunda ray odaklı bakım yönetimi için kullanılan RAMS tekniklerini içerir ve toplanan veriler ışığında yapılan öngörüler ve ayrıca ömür çevrimi masrafını saptamak için öne sürülen bazı teoriler sunar [6].

A.H.Wickens derlediği kitapta tren dinamiğini işlemiştir. Demiryolu tekerlek setinin gelişimi incelenmiş olup, tekerlek seti ve ray profili belirtilerek bu profillerin trenin ray üzerinde yaptığı harekete etkilerini incelemiştir. Wickens burada Carter'ın çalışmalarından faydalanmıştır. Trenin bir viraji dönerken yaptığı yanal hareketi tekerlek setinin virajdaki geometrisi ele alınarak incelenmiş ve yanal hareket Redtenbacher'in formülü ile formülize edilmiştir. Redtenbacher'in formülü ile tutarlı olarak trenin rayda seyir halinde iken konikliğinden kaynaklı yaptığı kinematik salınım hareketi Klingel'in dalga boyuna ulaşmasını sağlayan formülü ile analitik olarak çözülmüştür [7].

Jing Zeng ve Pingbo Wu tekerlek setlerini kullanarak bir tekerlek üzerinde meydana gelen derayın değerlendirmesinde matematik modellemeler ortaya koymuştur. Kuvvet ve moment denge denklemleri ile tekerlek tırmanma tipi deray değerlendirilmesinde en yaygın ve geleneksel hale gelen Nadal Kriterine ulaşip, diğer bir yaklaşım yöntemi ile hesaplar yapıp bu numerik analiz sonucunda buldukları sonuçları karşılaştırmışlar ve Nadal kriteri ile tutarlı sonuçlar elde etmişlerdir [8].

Kiyoshi Ohno ise Nadal oranını ve bu oranı direk etkileyen parametreleri tanımlayıp flanş açısı ile bağlantılı kritik deray katsayısı için referans değerler hesaplamıştır. Tekerlek tırmanma tipi deray sonucu meydana gelen kazaların önlenmesi için Japonya Hibiya hattındaki kaza araştırma komitesinin raporunu sunarak tren ve ray ile ayrı olarak ilgili kaza nedeni sayılacak faktörleri belirtmiştir [9].

W Wang ise hızlı trenlerde deray mekanizmasının simülasyonu aracın tekerlek ve süspansiyonlarının matematik modellerini çıkararak bir model geliştirmiştir. Ayrıca tekerlek sıçrama derayı için Japon Ulusal Demiryolları tarafından geleneksel olarak kullanılan Nadal Kriteri baz alınarak hazırlanan bir formülizasyon sunulmuştur [10].

Durali ve Jalili ise tren derayının saptanması için yürütülen yeni çalışmaların bir derlemesini yapmışlardır ve bir tekerlek seti için koordinat sistemleri geliştirerek Garg ve Dukkupati'nin denge denklemlerini kullanarak yatay harekete ve sapma hareketine bağlı olarak yeni bir deray kriteri oluşturmuşlardır [11,12].

2. DEMİRYOLLARINDA GÜVENLİK VE BAKIM

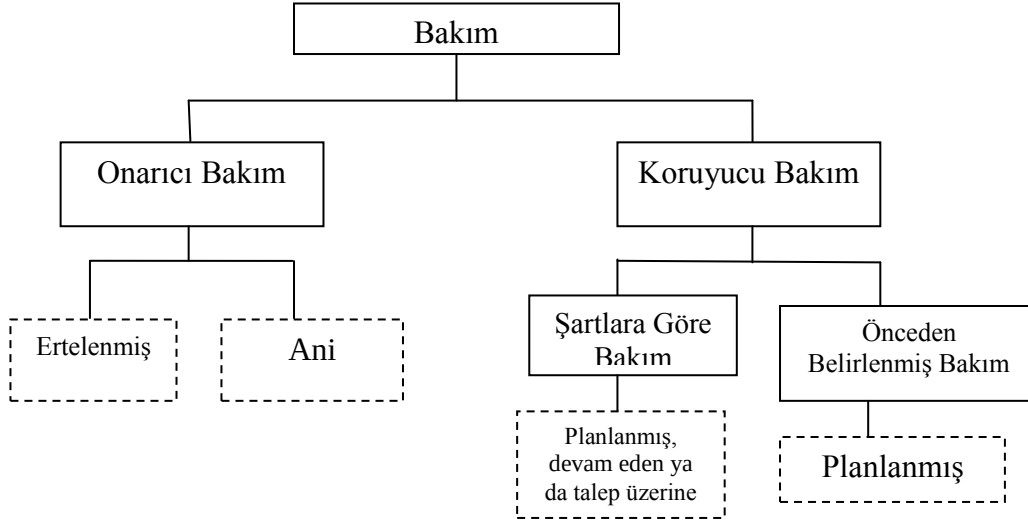
2.1 Bakım Yöntemleri

Günümüzün modern endüstrisinde yüksek verimli makina ve bu makinaları efektif kullanacak tesisler gerekmektedir. Herhangi oluşacak bir arızada üretim planı veya işletmelerin süreklilikleri etkilenecektir ve bu aksaklıklar mali kayıplara yol açmakla birlikte meydana gelecek beklenmedik ani kazalar insan sağlığını da etkileyebilecektir. Bir tesisin düzenli ve sürekli çalışması, bir başka deyişle elde edilecek karı, bakım onarım departmanının çalışma sistemine, efektifliği ve tecrübeleri ile doğrudan ilişkilidir. Bilindiği gibi gelişmiş her endüstriyel tesiste bakım onarım departmanları ve bu departmanlarda çalışan mühendisler mevcuttur. Bakım işlemleri bir işletmede ne denli önemli ise bakım işlemlerinin belli bir plana göre sistematik şekilde düzenlenmesi de zaman ve efektiflik açısından önemlidir. Bu konu ile ilgili alanında uzman kişiler verim ve çeşitli çalışmalar yürütmekte olup ayrıca endüstri mühendisliğinin de ana çalışma alanlarından birisidir. Şekil 2.1’de amaçlarına göre bakım şekilleri ile ilgili bir şema görülebilir.

Bu bakımdan endüstriyel tesislerde zamanla çeşitli bakım yöntemleri gelişmiştir. Ana hatları ile inceleyecek olursak bunlar 3 ayrı başlıkta incelenebilir [13].

- Hasara Kadar Çalıştırma (Run to Breakdown Maintenance)
- Periyodik Koruyucu Bakım (Periodic Preventive Maintenance)
- İzleme Yöntemiyle Bakım (On Condition Monitoring)

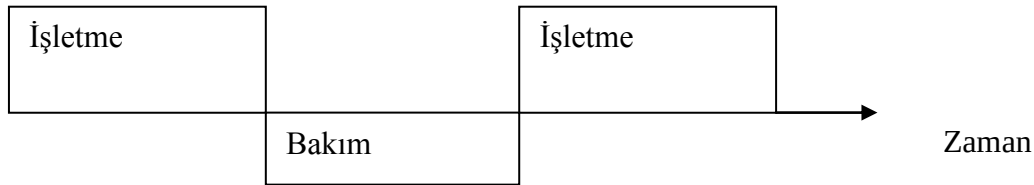
Ayrıca Şekil 2.2, Şekil 2.3 ve Şekil 2.4 incelendiğinde bu yöntemlerin işletme ve bakım zamanları arasındaki değişim hakkında genel bir bilgi alınabilir.



Şekil 2.1 : Amaçlarına göre bakım şekilleri [13]

2.1.1 Hasara kadar çalıştırma

Bu yöntem geleneksel bakım yöntemlerinden biridir ve artık deyim yerinde ise modası geçmiş bir bakım yöntemidir. Böyle olmakla beraber hala bu yöntemin kullanıldığı tesisler vardır. Örnek olarak bir işletmede kullanılan bir makinanın hasar görmesi durumunda yerine hali hazırda devreye girebilecek yedek makinaların olduğu sistemlerde kullanılabilir. Fakat bu yöntemi kullanan işletmeler hem yedekte boşta bekleyen makina için yapılan yatırım sebebiyle hem de hem de arızalanan makinanın bakımı sebebiyle yüksek maliyetler ile karşılaşabilirler. Anlaşılacağı gibi bu yöntem ek maliyetler gerektirdiğinden ekonomik bir yöntem olmamakla birlikte arızalanması beklenen makinanın doğuracağı tahmin edilemeyen hasarlar dolayısı ile de güvenli bir yöntem de değildir [13].

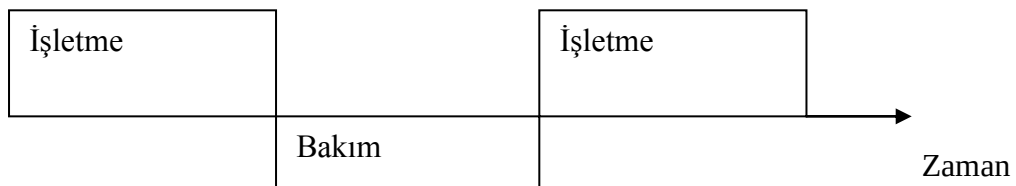


Şekil 2.2 : Hasara kadar çalıştırma yöntemi – zaman ilişkisi [13]

2.1.2 Periyodik koruyucu bakım yöntemi

Burada periyodik koruyucu bakım geleneksel bakım yöntemlerinden biridir. İşletmedeki makinalar bakım planlamasına göre belli aralıklarda bakıma girerler. Bu yöntem hasara kadar çalıştırma yöntemine göre makinada hasar meydana gelmeden önlem alınmasını sağlar, fakat bu yöntemin de bazı dezavantajları vardır. Bu dezavantajlar şu şekilde sıralanabilir [13].

- Üretimde beklenmedik duruşlar
- Bakım ekibinin zaman kaybı
- Program gereği değişmesi gereken, ancak hala daha fazla kullanabilir olan parçaların ıskartaya çıkarılması
- Bakım sırasında sökülüp tekrar takılan parçalarda meydana gelebilecek ayar ve kalibrasyon bozuklukları.
- Bakım programı gereği değiştirilmesi gereken parçaların devamlı hazır stoklarda bulunması gerekliliği.
- Her ne kadar dikkat edilirse edilsin ve düzenli bir şekilde periyodik bakım yapılırsa yapılsın yine de bakım periyodu arasında beklenmedik arızalar meydana gelebilecektir.



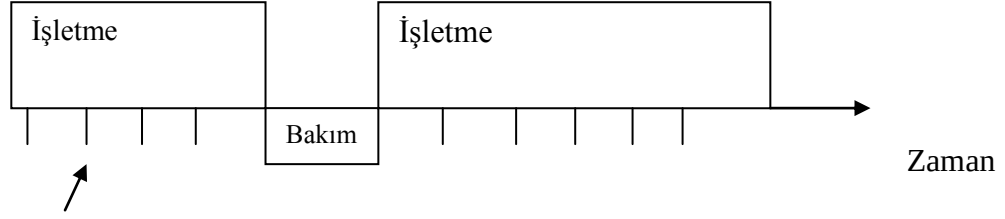
Şekil 2.3 : Periyodik koruyucu bakım yöntemi – zaman ilişkisi [13]

2.1.3 İzleme yöntemiyle bakım

İzleme yöntemiyle bakım metodu son yıllarda kullanılmaya başlanan bir yöntem olup performansa dayalı bir bakım yöntemidir. Bu yöntemde makina veya sistem işletme süresi boyunca çeşitli yollarla izlenir ve belli parametrelerin değişimi gözlenir. Bu ölçümler sonucu izlenen parametreler derlenip mutlaka bu konuda uzman ve tecrübeli bir ekip tarafından yorumlanmalıdır. Eğer parametrelerde ciddi bir sapma, emniyet sınırına yaklaşan veya aşan değerler gibi değişiklikler gözlenirse sisteme müdahale etmek için en yakın ve uygun zamana göre bakım programı planlanır. Bu şekilde sistemin tam olarak hangi kısmında veya parçasında problem olduğu da belirlenir ve bakım programında zaman kaybı önlenir.

İzleme Yoluyla Bakımın Aşamaları:

- Üretim devam ederken makinalar normal şartlarda çalışırken periyodik ölçümler yapılır.
- Makina veya sistem iyi şartlarda iken kaydedilen ölçüm sonuçları referans olarak kaydedilirler.
- Yapılan ölçümlerin aralıkları makina veya sistemin karakterine göre belirlenir.
- Hangi parametrelerin hangi sıklıkta ölçüleceği önceden belirlenerek planlanır.
- Ölçüm şartları belirlenir.
- Yapılan her yeni ölçüm değerleri, aynı konumdan ve aynı şartlarda kaydedilen referans ölçüm değerleri ile karşılaştırılır.
- Bu karşılaştırmalarda bir fark yok ise prosese devam edilir. Eğer ciddi derecede bir fark tespit edilirse ölçümlerin diagnostik analizleri yapılarak teşhis konulur.
- Yakın olan en uygun zamanda bakım programı yapılarak teşhis sonucuna göre bakım gerçekleştirilerek sistemin normal şartlarına dönmesi sağlanır.



Belli aralıklarla veya sürekli ölçümler

Şekil 2.4 : İzleme yöntemiyle bakım – zaman ilişkisi [13]

İzleme Yöntemiyle Bakım metodunun diğer geleneksel metodlara göre avantajları vardır. Bu avantajları maddeler halinde sıralayacak olursak:

- Değişik parametrelerin ölçümleri ile bir makinanın ilerleyen zamanlarda oluşturacağı problemler işletme sırasında teşhis ederek beklenmedik zamanlarda oluşacak aksaklıkları ve işletmenin durmasını eleyerek güvenilirliği ve verimi artırır.
- Birçok problemin önemli hasarlar oluşturmaya olanak vermeden giderilmesi sağlanır.
- Makinedeki bir parçada oluşan hasarın diğer parçalara iletilerek onları da etkilemesi engellenir.
- Makinaların arıza durumunda ve bakım amaçlı işletmelerinin durmaları arasında zaman arttırılır. Bu işletmede kaldığı süreyi arttırır ve bakım masraflarını da azaltır.
- İşletme veya üretim planının düzenli bir şekilde yürütülmesini sağlar.
- İzleme yöntemiyle bakımda makinanın hangi bölümünde hatta hangi parçasında problemin olduğu teşhis edildiği için bakım süresi azalır.
- Böylelikle periyodik bakımda devamlı stokta bulunacak malzemeler azalacağından yedek parça stoğu da azalır.
- Oluşacak hasarları önceden tespit edip bu hasarların daha da büyük problemler yaratması önleniği için makinaların da ömrü artmış olur.

2.1.3.1 Demiryollarında izleme yöntemiyle bakım

İzleme yolu ile bakım yönteminin daha önce de değinildiği gibi değişik endüstriyel tesislerde uygulaması giderek artmakta olup başarılı sonuçlar elde edilmektedir. Bununla birlikte bizim ele almamız gereken raylı sistemlerdeki uygulamalarıdır. Gelişmiş raylı sistem teknolojisi kullanan haliyle gelişmiş ülkelerde bu yöntem uygulanmaktadır. Güvenilirlik ve emniyet kriterleri açısından daha sağlıklı sonuçlar elde edilen izleme yolu ile bakım yöntemleri, gelişmiş ülkelerdeki demiryollarında zaman/km'ye bağlı geleneksel bakım yöntemlerinin yerine uygulanmaya başlanmıştır. İzleme yolu ile bakım yöntemi işletme maliyetini azaltmak ile kalmayıp sistemin arıza durumunda ve bakım amaçlı durmaları arasındaki zamanı yani işletme zamanını arttırarak sistemin uzun süreli ve güvenilir bir şekilde çalışmasına olanak verir. Demiryollarında izleme yolu ile bakım planlaması için diğer sistemlerde olduğu gibi değişik parametrelerin sürekli veya belirli periyotlarla ölçülmesi gerekmektedir. Ölçümlerde verilerin toplanması ve özellikle bu verilerin değerlendirilerek olası hasar ve bozuklukların teşhis edilerek bakım planlamasını yapmak için deneyimli uzman personele gerek vardır. Verilerin toplanması işine bakacak olursak bu iş tahmin edileceği gibi test sonuçlarının derlemesi olacaktır ve bunun için uzman personel olmazsa olmaz bir kriter değildir, asıl anlaşılması gereken önemli nokta bu test sonuçlarından gelen verilerin mutlaka demiryollarını bilen, tecrübeli uzmanlar tarafından değerlendirilip bakım planlaması yapılmasıdır.

Bilindiği gibi demiryolları interdisipliner bir sektör olup çeşitli mühendislik bilgilerini içinde barındıran bir yapısı vardır. Bu sektörde uzmanlaşmak ve tecrübe sahibi olmak için de belli bir süre demiryolları üzerine teorik ve pratik çalışmalarda bulunmuş olmak gerekmektedir.

Çeken ve çekilen araçlar ve üzerinde giden hatların kontrol altına alınması için ölçüm sistemi ile ekonomik modeller kullanılarak uzun vadeli işletme maliyetini ekonomik hale getirecek bakım stratejisi belirlenir. Tabi ki bu yöntem uzun vadede işletme maliyetlerini düşürmek ve ekonomik hale getirmek için önemli bir kriterdir ama çok daha önemli bir kriter olarak sistemin güvenilir bir şekilde sürekli işlemesidir. Araçların ve hatların durumu ile birlikte mümkün olabilecek hasar ve bozuklukların belirlenebilmesi için doğru ölçüm sistemi ile birlikte doğru ölçüm parametrelerinin belirlenmesi ve ölçüm konumlarının doğru tespit edilmesi gerekir.

İzleme yönteminin de kendi içerisinde bir çok varyasyonu vardır. Bir demiryolunda ray hatları izlenebilir ve hat geometrisi gibi parametreler hakkında veri toplanabilir, ya da ray üzerinde giden araç izlenerek tekerleğin ve bojinin durumu ile ilgili veriler alınabilir, veya her ikisi birlikte izlenir. Ray hatlarının izlenmesi ile hat geometrisi, ray profili, ray bozuklukları ve zemin bozuklukları hakkında veri toplanabilir. Katener sisteminin izlenmesi ile gerilim hattının geometrisi, gerilim kablosundaki aşınma, katener/pantograf etkileşimi, elektrik arkı ve voltaj, güç, akım gibi elektriksel parametreler hakkında veri elde edilir. Eğer seyir konforu için bir izleme yapılacaksa kuvvet iletiminin gerçekleştiği yer olan ray ve tekerlek teması öncelikle dikkat edilmesi gereken noktadır. Ray/tekerlek temas kuvvetlerinin belirlenmesi için sensör bir tekerlek seti kullanılır. Seyir konforunun iyileştirmek için diğer taraftan aks ve gövde titreşim ivmeleri ve tekerlek ray temas geometrisi hakkında da verilere ihtiyaç duyulur. Ayrıca telekomünikasyonda kullanılan GSM, GSM-R ve ETACS sistemleri, enkoder, doppler, radar gibi yüksek hassasiyetli konum sistemleri ile hat ve katanerin video görüntüleri ile de izleme gerçekleştirilebilir.

Demiryollarında alışlagelen bakım yöntemi geleneksel yöntem olan kilometre veya zamana bağlı periyodik bakım yöntemidir. Bu bakım yöntemi özellikle aşınmalar ile ilgili bilgiler gerçekçi ise efektiftir. Fakat günümüzde elektronikteki ve bilgisayar teknolojilerindeki gelişmeler ile birlikte işletmede güvenilirlik ve kullanılabilirlik beklentilerinin artması sebebiyle gelişmiş ülkelerde izleme yöntemi ile bakım planlaması (condition based maintenance) uygulamaları artmıştır.

Güvenilirlik ve emniyet kriterlerinin sağlanması açısından izleme yöntemi ile bakım planlaması daha iyi sonuçlar vermektedir ve bu şekilde bakım maliyetlerinde de büyük ölçüde tasarruf sağlanır. Şöyle bir bakacak olursak demiryolu sektöründe yük taşımacılığında, tekerlek/ray etkileşimi sonucu ortaya çıkan arıza ve hasarların bakım maliyeti toplam maliyetinin yaklaşık yarısı kadardır ve demiryolu sektöründe işletme maliyetlerini azaltmak için yeni teknolojik uygulamalara gereksinim vardır.

Hatlarda ölçüm ile vagonların performansının izlenmesi

Raylı bir taşımacılık sisteminde hatların en iyi şartlar altında çalışabilmesi için üzerinde hareket eden aracın da iyi şartlarda olması gerekir. Bu nedenle hatların üzerinde seyir edecek araçların yani vagonların imalatı sonrasında performans belirlemeleri için uluslararası standartların tanımladığı statik ve seyir testleri

gerçekleştirilip vagon kabulleri yapılır. İmalat sonrası yapılan bu gibi testlerden sonra işletme sırasında da vagonun belirli periyotlarda bakıma girmesi gerekir. Bu testleri gerçekleştirmek için çeşitli metodlar vardır. Hat üzerine yerleştirilmiş ve üzerinde belirli sensörler olan bir platformdan vagonun değişik şartlarda geçmesi ile birlikte ölçümler yapılır ve bu ölçümler daha sonra analiz edilerek vagonun performansı hakkında bilgi sahibi olunur. Yapılan bu testlerde vagon yükü ve yükün akslara, sağ ve sol tekerleklerle dağılımı kontrol edilir. Hat üzerine yerleştirilen bu platformlar ölçüm istasyonlarıdır ve bu istasyonlar tek bir vagon haricinde katarın da performansı hakkında bilgi verir. Bu test istasyonu verilerinin bilgisayarda değerlendirilmesi ve raporlanması için çeşitli yazılımlar kullanılır. Ayrıca bu ölçüm istasyonlarında kullanılan ekipmanların trafiğin normal akışına bir etkisi yoktur ve katarlara ek bir ekipman eklenmesine gerek kalmaz.

Diğer bir yöntem ise performansı test edilecek vagon veya katarı sensörlerin tespit edilmesi ve belirli bir hat güzergahında seyir testi yaparak vagon veya katar performansı hakkında veri toplamaktır. Bu yöntem için test edilecek her bir sisteme sensör ve kablo donatımı uygulanacağından hem zaman açısından hem de ekonomik bakımdan pahalı bir yöntemdir.

İlk yöntemde sensörlerin kullanıldığı hat(yerel ölçüm istasyonu) normal işletmeler için de kullanıma hazırdır ve bakım gerektiğinde bakımı diğer hatlar gibi yapılabilmektedir.

Yerel ölçüm istasyonlarında yapılan testlerde deray tespitine yönelik ve vagon dinamik performansı ile ilgili testler gerçekleştirmek mümkündür, düşey kuvvet, deray emniyetinin ölçümü yanında kurlarda standartlara uygunluk ölçümü (EN 14363) de yapılabilir.

İzleme ile bakım planlamasında önemli bir yer tutan yerel ölçüm istasyonlarının avantajları arasında altyapı kullanım ömrünü arttırması, çalışma güvenliğinin sağlanması, araçları kapsamlı olarak teknik izlemeye olanak sağlaması ve uygulanan testlerin standart işletim şartlarında yapılması ve ekstra bir bakım gerektirmemesi gibi önemli faktörler vardır ve bu ekonomik yönden üstünlük sağlar [13].

Raydan çıkma tespiti (deray tespiti):

Hatlarda yapılan ölçüm ve vagonların dinamik performansının izlenmesi ile deray tespitinin mümkün olduğu belirtilmişti. Daha sonraki bölümlerde detaylı şekilde değineceğim deray şartlarının oluşmasında çeşitli nedenleri bulunmaktadır. Bunların bir kısmı hatlarda ray veya zemin bozukluklarından meydana gelen deraylar bir kısmı da vagon ve lokomotifin durumundan kaynaklı deraylardır. Aşırı hız da deray için bir sebep olabilir. Araç şartlarından ve aracın hızından kaynaklı meydana gelen deray durumu yerel ölçüm istasyonunda seyir halinde ölçüm yapılarak tespit edilebilir. Bu şekilde deray şartlarını tespit etmek için ray tekerlek temas noktasındaki kuvvet bileşenleri sürekli ölçülür ve bu ölçümlerden alınan verilerin değerlendirilmesi ile yapılan analizlerin sonucunda değişik hızlar ve kurp yarıçapları oluşturulabilir. Kuvvet ölçümleri, traversler üzerine monte edilmiş metal elemanlar üzerine yerleştirilen özel kuvvet algılayıcı sensörler ile gerçekleştirilir (Şekil 2.5). Bu ekipmanlar daha önce de belirtildiği gibi normal işletmede bir aksamaya neden olmaz ve sistemin bakımı basittir [13].



Şekil 2.5 : Traverslerin üzerine monte edilen kuvvet algılayıcı sensörler [13]

Düşey kuvvet (ağırlık) testi ray ve tekerlek hasarları

Yük durumu ile birlikte tekerlek yükünü ve tekerlek şekil bozuklukları gibi çeşitli hasarlara sebep olan etkenleri ve risk faktörlerinin belirlenmesi raylarda yapılan düşey kuvvet testleri ile mümkündür.

Bu amaçla oluşturulan sensör donanımı sayesinde normal trafiği sürekli olarak izleyerek tekerlek yükü, aks yükü, yük durumu, tekerlek boşalması, dinamik tekerlek yükü gibi değerlerin devamlı olarak izlenmesi mümkündür.

Kurblarda deray emniyeti için yapılan ölçümler

Kurblarda deray emniyeti için yapılan ölçümler, deray durumunu ve yüklemekten doğan risk faktörlerini emniyet sınırlarını maliyeti faktörünü de göz önünde bulundurarak değerlendirmemize olanak tanır. Bu ölçümler farklı parametreler hakkında veri toplamamızı sağlar. Bunlar Q ve P kuvvetleri, deray faktörü, yük dağılımı, kurblara uygunluk, bojiye etki eden dönme kuvvetleri ve ray deformasyonu gibi maddeler olarak sıralanabilir. Kurblarda yapılan bu ölçümler kurblardaki trafiği teknik olarak izleme imkanı verir. Bu sayede parametrelerde aşılacak limit değerleri erken tespit edilir. Ayrıca dingilin yoldan çıkma açısı, boji dönme kuvveti, ağırlık merkezi yüksekliği gibi değerler de ölçülür [13].

2.2 Bakım Planlaması

Bir demiryolu sistemi için önemli ölçüde bakıma gereksinim vardır. Normal trafiğin aksamaması ve beklenmedik arızalarda sistemin hizmet verememesi gibi durumların olabildiğince önüne geçilmesi için ise önleyici bakım şarttır.

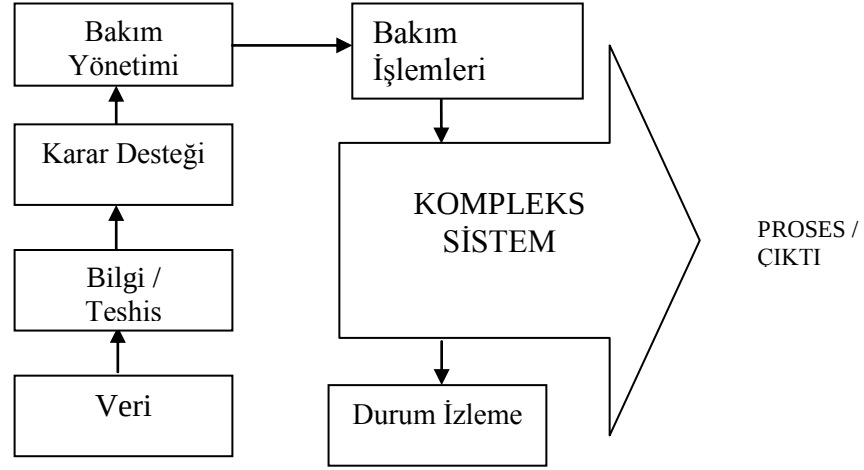
Önleyici bakım işlemleri demiryolu yapısının bileşenlerinde meydana gelebilecek arıza ihtimallerini düşürme ve işletimsel faydayı maksimize etmek için uygulanır. Bu işlemlerin sıklığı takvimsel, işletimsel ya da demiryolu yapısındaki bileşenlerin gerçek şartlarına göre belirlenebilir.

Demiryollarında önleyici bakım küçük rutin işler ve projeler olarak alt dallara ayrılabilir. Rutin bakım işlemleri kontroller, küçük tamiratlar, ray kontrolü, makas, katener sistemi, sinyalizasyon sistemi ve makas yağı kontrolü gibi işleri kapsar. Bu tip işler çok fazla zaman almamakla birlikte yılda birkaç kere uygulanır. Projeler ise yenileme çalışmaları adı altında balast temizliği, ray taşıma ve ray altı sıkıştırma işlemlerini kapsar ve yılda bir veya iki defa tekrarlanır.

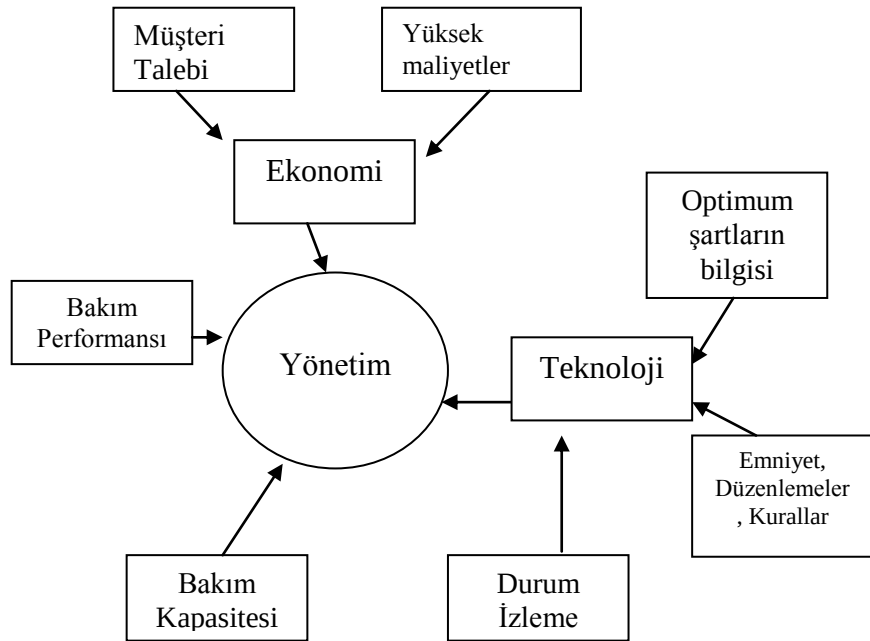
Önleyici demiryolu bakım çalışmaları çoğu ülkede tren hizmet durumundayken gerçekleştirilir. Tren zaman çizelgesinde olası hat kapamalarında bakım işlemleri için bir süre ayrılmıştır ve bu trenin normal hizmette kalma zamanını çok fazla

etkilememelidir. Birçok ülkede zaman planlaması için Viriato, Opentrack gibi yazılımlar kullanılır. Bu sayede tren operatörlerini en az etkileyecek serbest zaman aralıklarını saptamak kolaylaşır. Bakım işlemlerini tren seferleri sürerken gerçekleştirmek bakım ekibi için emniyetli bir durum değildir. Bu sebepten ötürü bazı ülkelerde bakım operasyonları gece tren seferlerinin seyrek olduğu zamanlarda veya gün içinde tren seferlerinin arasında gerçekleştirilir. Güvenlik sebebiyle tren seferleri iptal edildiğinden yolcular bu süre zarfında alternatif transport yolları bulmak zorundadırlar [4].

Aşağıdaki şekillerde bakım planlamasının akım şeması ve bakım performansı için yönetime etki eden faktörlerin şeması verilmiştir [13].



Şekil 2.6 : Bakım planlamasının akım şeması [13]



Şekil 2.7 : Bakım performansı için yönetime etki eden faktörler [13]

2.2.1 Güvenlik ve demiryolu uygulamaları

2.2.1.1 Demiryolu güvenlik ve RAMS

Dört ayrı kelimenin bir kısaltması olan RAMS'i oluşturan kelimeler ve anlamları aşağıdaki gibidir, bunlara madde madde ileride değinilecektir:

- **R**eliability - Güvenilirlik
- **A**vailability - Kullanılabilirlik
- **M**aintainability – Bakım Yapılabilirlik
- **S**afety - Emniyet

Demiryolları ile birlikte demiryolu yan sanayisini kapsayan RAMS teknikleri belli bir prosese göre tutarlı yaklaşımlarla güvenilir olma, işler durumda bulunma, bakım ve emniyet gibi elzem 4 ana madde üzerine kurulmuştur. RAMS bir sistemin sistem kalitesi ve performansı için bir performans indikatörü görevi gören sistem karakteristiği olarak tanımlanabilir. Endüstri devriminin başlangıcından beri, mühendisler gerçekleştirebilir ve dayanıklı ekipmanlar ve sistemler geliştirmek için çabalamaktadır. O zamanlarda tasarım prosesinde yapılan gelişmeler deneme yanılma prosesine dayanmaktaydı. Bütün gelişmelere rağmen, hala kusursuz hatasız risksiz bir insan aktivitesi ummak imkansızdır. Sistem veya ekipmanlardaki karışıklığın azalmasına ve teslim sürelerinin kısalmasına bağlı olarak arızaların sebep olduğu maliyet ve risk büyümektedir ve tasarım aşamasında en erken şekilde öngörülerin yapılması için arızaların değerlendirilmesi çok daha önemli bir hale gelmiştir.

Bu tekniklerin uygulamasının temelinde arızaları önleme amaçlı öngörüler yatar, bir nevi modern bakım araçlarıdır. Biliyoruz ki günümüzde zaman çok önemli bir kavramdır. Bu modern bakım teknikleriyle günümüz teknolojisinde bir yandan ulaşımda harcanan zamanı azaltmaya yönelik çalışmalar yapılırken bir yandan da bakım prosesinde harcanan zamanı azaltmaya yönelik çalışmalar yapılmaktadır. Burada da en önemli konulardan birisi işletmenin veya aracın güvenli bir şekilde sürekli hizmet durumunda olmasını sağlamaktır. Bunu sağlamak için de geleneksel bakım yöntemleri artık yerini daha önce de bahsedildiği gibi şartları izlemeye dayalı

bu tip modern bakım yöntemlerine bırakmaktadır. Bununla birlikte bu standartlar değişik stratejiler üzerinde demiryolu ve yan sanayii arasındaki ekonomik ilişkiyi de optimize etmeye yönelik çalışmalar üretir ve kalite yönetimi gereksinimlerine uygun olarak uluslararası ISO 9000 standartlarını da bünyesinde bulundurur.

Günümüzde zaman elbette ki çok önemli bir kavramdır, fakat daha önemlisi olan insan hayatını unutmamak gerekir. Teknikleri geliştirmede uygulanan her ne çalışma olursa olsun insan sağlığı en önemli faktördür ve burada devreye daha önce belirtilen dört ana maddeden biri olan işin emniyet kısmı girmektedir. Bir sistem tasarımında en önemli ana kriterlerden biri her zaman emniyet faktörü olduğu gibi burada da can ve mal kaybını engellemeye yönelik öngörüler ve çalışmalarda emniyet faktörü vardır. Fakat bundan sonraki paragrafta anlatılacağı gibi özel bir sistem tasarımı söz konusu olmadığından ötürü net bir emniyet katsayısı gibi durumlardan söz edilemez. Her sistem kendi başına özgündür ve uygulaması ve pratiği gerekir [13].

EN50126 standartları demiryolu uygulamalarında RAMS tekniklerini içerir. Bu standartlar içerisinde her hangi bir özel uygulama için parametreler bulundurmaz ve ayrıca sistem emniyetini garanti edecek gereksinimleri özellikle belirtmez ve de bunun için onay veren kurumların onay proses işlemlerini de içermez. Kendine özel sistematığe sahip olan modern bir bakım aracı olarak tanımlayabileceğimiz RAMS'i uygularken başvurulması gereken bu standartların çeşitli uygulama alanları vardır, bunlar standartlardan sonra kurulan yeni sistemler olmak ile birlikte bu standartların oluşumdan önce üretilen mevcut sistemlere entegre edilen yeni sistemlerin işletmelerini de kapsar.

Kelime bilgisi olarak RAMS'i incelersek aslında daha önce de değinilen dört ana maddenin ingilizce karşılıklarının baş harflerinden oluşan bir akronim olduğunu görebiliriz. RAMS maddelerinin sözlük anlamlarını bir cümlelik sorular ile birlikte daha da anlamlı hale getirebilir ve bu kavramın amaç ve hedeflerinin daha kolay algılatmasını sağlayabiliriz.

Reliability (Güvenilirlik): Ne kadar sıklıkla arızalanıyor?

Availability (Kullanılabilirlik): Ne kadar sistem çalışır durumda?

Maintenance (Bakım): Yeniden yapılanma ne kadar zaman almakta?

Safety (Emniyet): Arızalar ile ilintili riskler nelerdir?

Bu maddeleri niceliksel olarak ve belli sayısal ölçütler ile tanımlamak anlaşılmasını kolaylaştıracaktır.

2.2.1.2 RAMS parametreleri

Sistemin teknik tanımlamasının tam olarak anlaşılması için RAMS analizini uygulamak gereklidir. Bir demiryolunu ele aldığımızda demiryolu sistemi ray, makas, bağlama elemanları, traversler, bağlama levhaları, ray ankrajı, balast ve yol alt tabakası gibi bileşenleri içerir. Her bir yol bileşeni diğer yol bileşenlerinin bozukluğundan ve çeşitli iç ve dış faktörlerden etkilenir. Bir yol sisteminin RAMS hesaplamasını daha kompleks bir hale getiren bütün bu durumlar hesaba katılmalıdır [14].

Güvenilirlik

Sistemin güvenilirlik hedefleri örnek olarak Çizelge 2.1’de her arıza kategorisi için tanımlanmıştır. Bir demiryolu sistemi için gereken performansa ulaşmak için yolun arıza modları tanımlanıp kategorize edilmelidir. Bunun için bir örnek çizelge 3.1 de verilmiştir. Önemli bir arıza kategorisi için yüksek bir güvenilirlik hedefi konulurken, küçük çapta bir arıza için o kadar yüksek bir güvenilirlik hedefi konulmamıştır. Tabi ki uzmanlar ve yöneticiler sistem seviyesinde güvenilirliği sağlamak ve hata ve arızalardan kaynaklı masrafları düşürmek için hangi hata modlara ne kadar dikkat göstermeleri gerektiğini bilmelidirler.

Niteliksel güvenilirlik: Bir bileşenin verilen şartlar altında ve belirli bir zamanda gereken fonksiyonu sağlama kapasitesidir.

Niceliksel güvenilirlik: Bir maddenin gereken fonksiyonunu verilen şartlar altında ve belli bir zaman aralığında (t_1 , t_2) sağlama olasılığıdır [15].

Ölçüt: MTBF/MDBF : Mean Time Between Failures(Arızalar arasında geçen ortalama süre) / Mean Distance Between Failures.(Arızalar arasında geçen ortalama uzaklık)

MTBSF/MDBSF : Mean Time Between Service Failures (Hizmet arızaları arasında geçen ortalama süre) / Main Distance Between Service Failures (Hizmet arızaları arasındaki ortalama uzaklık)

Burada MTBF/MDBF lojistik güvenilirliğini, MTBSF/MDBSF ise servis güvenilirliğini belirtir. Servis güvenilirliği ile lojistik güvenilirliği karşılaştıracak olursak servis güvenilirliği ekipmanların hizmetteki görevlerini sağlayabilmesini yansıtır. Lojistik güvenilirliği ise ekipmanların bakım gereksinimlerini ölçer. Sayısal olacak irdeleyecek olursak servis güvenilirliği her zaman lojistik güvenilirlikten daha büyük veya eşittir.

Çizelge 2.1 : Güvenilirlik parametresine göre arıza kategorileri

Arıza Kategorisi	Tanım
Önemli (durduran arıza)	Tren hareketini engelleyen ya da seferlerde belirtilen gecikmelerden daha büyük gecikmelere neden olan ve/veya belirtilen masraflardan daha büyük masraflara sebep olan arızalar
Büyük (sefer arızası)	Sistemin istenen performansa erişmesi için mutlaka düzeltilmesi gereken bir hatadır ve önemli arıza kategorisindeki minimum sınırını geçecek gecikme zamanına veya masraf miktarına sebep olmaz.
Küçük	Sistemin belirlenen performansı sağlamasını engellemeyen ve önemli ya da büyük arıza kategorisindeki kriterleri karşılamaz.

Bakım yapılabilirlik

Bakım kolaylığı tasarım ile ilişkili bir fonksiyondur ve tasarım başlangıcında, tanımlamada, ve ömür çevriminin ilerlemesinde mutlaka tasarlanmalı ve mühendisliği yapılmalıdır. Bakım mühendisliği tasarım boyunca bakım zaman ve maliyetlerini düşürerek bakım kolaylığına ulaşılması için, bakımda geçen süreyi ve sistemin çalışmadığı zamanda geçen süreyi hesaplamak için ve de düzgün bir bakım için gerekli zamanı, iş gücünü ve diğer kaynakları hesaplamak için kullanılır.

Niteliksel bakım: Bir sistemin verilen şartlar altında gereken fonksiyonu sağlamayabilmesi için bulunduğu konumu muhafaza etmesi veya yeniden yapılandırılması için gerekli bakımın verilen şartlar altında ve belli prosesler ve kaynakları kullanarak uygulanmasıdır.

Niceliksel bakım: Belli bir bakım aktivitesinin yine verilen şartlar altında ve belli bir zaman aralığında, belli proses ve kaynaklar kullanılarak yürütülen bakım zamanında uygulanabilme olasılığıdır.

Ölçüt: MTTR: Mean Time To Restoration (Restorasyon için gerekli ortalama süre) [15].

Kullanılabilirlik

Güvenilirlik ve bakım yapılabilirlik sistemin hizmet durumunda bulunma parametresini belirler. Sistemin hazır yani işler durumda bulunabilmesi 3 ayrı yolla ölçülebilir.

- Esas kullanılabilirlik durumu
- Erişilen kullanılabilirlik durumu
- İşletimsel kullanılabilirlik durumu

Niteliksel Kullanılabilirlik: Bir sistemin gerekli fonksiyonunu sağlayabilmesi durumunda olmasıdır.

Niceliksel Kullanılabilirlik: Bir sistemin belli şartlarda, belli bir anda ya da belli bir zaman aralığında gerekli dış kaynakların sağlandığı göz önünde tutularak gerekli fonksiyonu sağlayabilme durumunda olmasıdır.

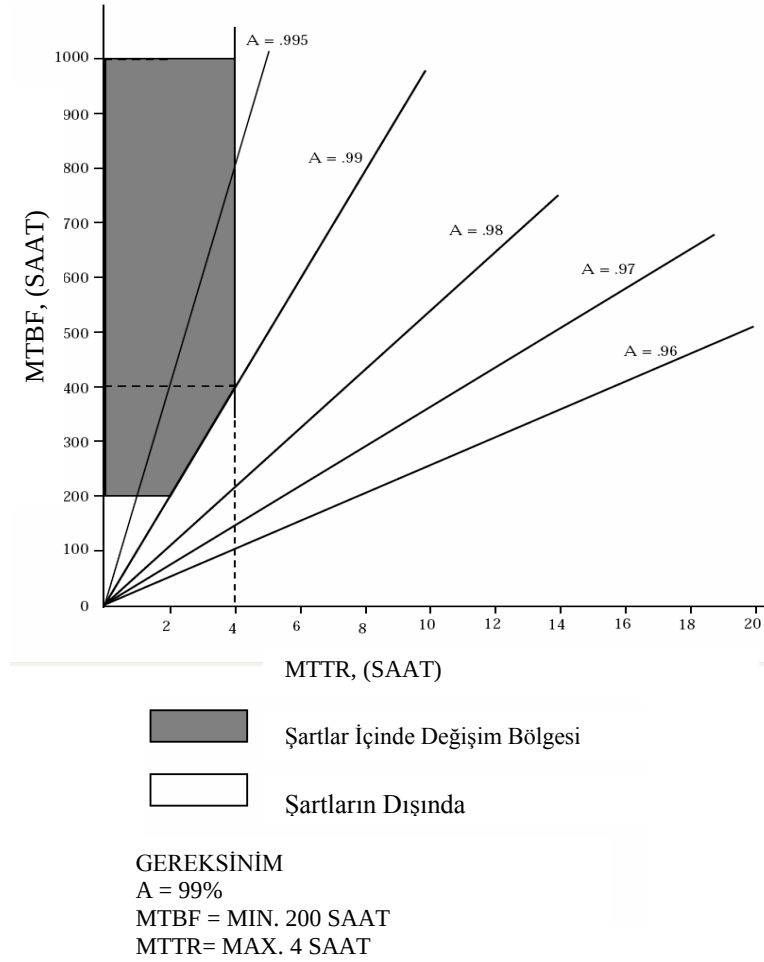
Ölçüt: Kullanılabilirlik: $\text{Hizmette kaldığı süre} / (\text{hizmette kaldığı süre} + \text{arızalı kaldığı süre})$

Esas Kullanılabilirlik (Inherent Availability) (Ai): Sistem dizaynındaki esas karakteristikleri ve ideal çevre desteğini düşünecek olursak her ilgili arıza için MTBF ve MTTR gereklidir. Bazı zamanlarda küçük bir miktar arıza riski kabul ederek ve bakım oranından kısarak sistemin hizmette kalması geliştirilebilir [15].



Şekil 2.8 : Esas kullanılabilirlik parametreleri [15]

$$A_i = \frac{MTBF}{MTBF + MTTR} \quad (2.1)$$



Şekil 2.9 : Güvenilirlik ve bakım arasındaki ilişki [15]

Erişilen Kullanılabilirlik (Aa): Esas kullanılabilirlik (Ai) benzerdir fakat bütün önleyici ve düzeltici bakımları(Mct & Mpt) içerir. Gerçek sistem işletiminin ideal bir çevredeki karakteristiğidir.

MTBM	(Arızalı süre)
(Hizmetteki süre)	Mct & Mpt

Şekil 2.10 : Erişilen kullanılabilirlik parametreleri [15]

$$A_a = \frac{MTBM}{MTBM + Mct + Mpt} \quad (2.2)$$

İşletimsel Kullanılabilirlik (Ao): Bütün gerçek çevre karakteristiklerini yansıttığından belirlenmesi en zor kullanılabilirlik ölçütüdür. Arızada geçen ortalama zamanı(MDT), ve lojistik gecikme zamanını içerir (LDT). LDT değerlerinin öngörülmesi imkansız değilse bile çoğu zaman çok zordur[15].

İşletimde	Beklemede	(Arızalı süre)		
Hizmetteki süre		Düzeltilici	Önleyici	A&LDT

MTBM	(Arızalı süre)	
(Hizmetteki Süre)	MTTR düzeltici ve önleyici	A&LDT

Şekil 2.11 : İşletimsel Kullanılabilirlik Parametreleri [15]

$$A_o = \frac{MTBM}{MTBM + MDT} = \frac{MUT}{MUT + MDT} \quad (2.3)$$

Emniyet

Emniyet analizleri demiryolunda gerçekleşebilecek ciddi seviyedeki tehlikeli olaylar ile ilgilenir. Risk tanımlaması emniyet analizinin ilk adımıdır. Riskli olaylar sık olan, olması muhtemel, nadiren gerçekleşen, pek az gerçekleşen, beklenmeyen ve olağanüstü olarak kategorize edilebilir. Aynı şekilde şiddet seviyesine göre de

kategorize edilebilir. Bunları yıkımsal, ciddi seviyede, düşük seviyede ve önemsiz olarak dört ayrı kategoriye ayırabiliriz.

Emniyet parametresi tanım olarak kabul edilemez kaza riskini, ölüm, yaralanma, meslek hastalıklarına sebep verebilecek, ekipman ve malın hasarına veya yitirilmesine olanak sağlayacak veya çevreye zarar verecek tüm koşullardan arınmaktır. Yolu ele alırsak çeşitli emniyet parametreleri kullanılır [15].

Ölçüt:

Mean Time Between Hazardous Failure (MTBHF)

Mean Time Between Safety System Failure (MTBSF)

Hazard rate $H(t)$

Mean Time Between Safety Failures(emniyetli hasarlar arasında geçen süre)

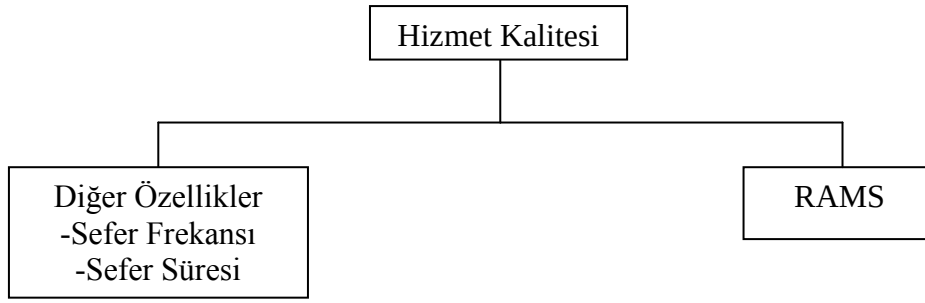
SIL: Safety Integrity Level(emniyet bütünlüğü derecesi)

SIL (EN50126): Güvenlik fonksiyonlarının güvenlik gereksinimlerini belirtmek için ayrı ayrı tanımlanmış güvenlik bütünlüğü derecelerinden biridir. En yüksek sayıdaki güvenlik bütünlüğü derecesi güvenlik bütünlüğünün de en yüksek seviyesidir [4,14].

2.2.1.3 Demiryolu RAMS ve servis kalitesi

RAMS bir sistemin uzun vadeli işletilmesinin karakteristiğidir ve yerleşmiş mühendislik konseptlerinin, metodlarının, araç ve tekniklerinin sistemin ömrü boyunca uygulanması ile ulaşılır. Bir sistemin RAMS'i sistemin hem emniyetli hem de hizmet durumunda olması için niceliksel ve niteliksel sistem derecelerinin, ya da alt sistemlerinin ve onunla bağlantılı bileşenlerinin derecelerinin indikatörleri olarak aynı zamanda da belirtilen özel bir fonksiyona bağlı olarak karakterize edilebilir [4].

Bir demiryolu sisteminin hedefi güvenli bir şekilde ve belirli bir zaman diliminde demiryolu trafiğini belli bir seviyeye çıkarmaktır. Demiryolu RAMS, bu hedefi sağlayabilmesini garanti edebilen bir sistem ile beraber bu güveni tanımlar.RAMS'in müşteriye ulaştırılan servisin kalitesinde net bir etkisi vardır. Servis Kalitesi fonksiyonel ve performans bakımından servis frekansı, servis ve yol ücreti yapısının düzenlenmesi gibi başka karakteristiklerle de etkileşimlidir. Bu ilişki Şekil 2.12'de gösterilmiştir.

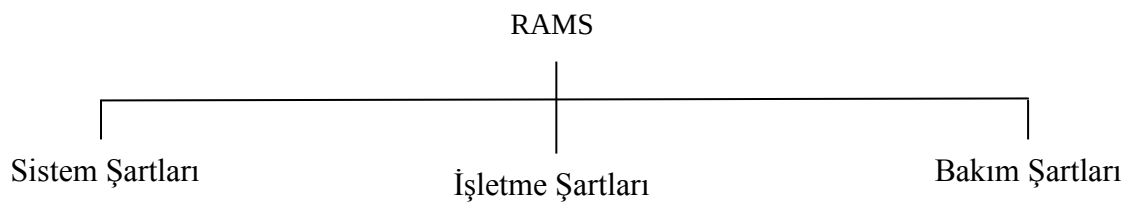


Şekil 2.12 : Hizmet kalitesi ve RAMS arasındaki ilişki [15]

2.2.1.4 RAMS'i etkileyen faktörler

Burada insan faktörüne verilen özel önem ile birlikte demiryolu RAMS'i etkileyen faktörleri belirlemeye yardımcı olmak için bir proses tanımlanır. Bu faktörler ve bunların etkileri sistemin RAMS gereksinimleri verilerine bir girdi oluşturur.

Bir demiryolu sistemi RAMS'i üç yoldan etkilenir; sistemin ömür çevriminin her hangi bir fazındaki sistemin dahili arızalarından kaynaklı nedenlerden, sistemin işletme şartlarında işletiminde arızalardan ötürü nedenlerden, sistemin bakım şartlarında bakım işlemleri sırasındaki arızalardan ötürü nedenlerden. Arızaların bu nedenleri birbirlerini etkileyebilir. Bu ilişki aşağıdaki şekilde ve bir sonraki şekilde gösterilmiştir.



Şekil 2.13 : RAMS'in etkilendiği şartlar [14]

Güvenilir sistemleri gerçekleştirmek için RAMS'in etkilenebileceği faktörleri belirlemek gerekir. Sistem performansını optimize etmek için bu faktörlerin etkilerini değerlendirmek ve bu etkilerin sebeplerini uygulamada sistem ömür çevriminde uygun kontrollerle yönetmek gerekir [14].

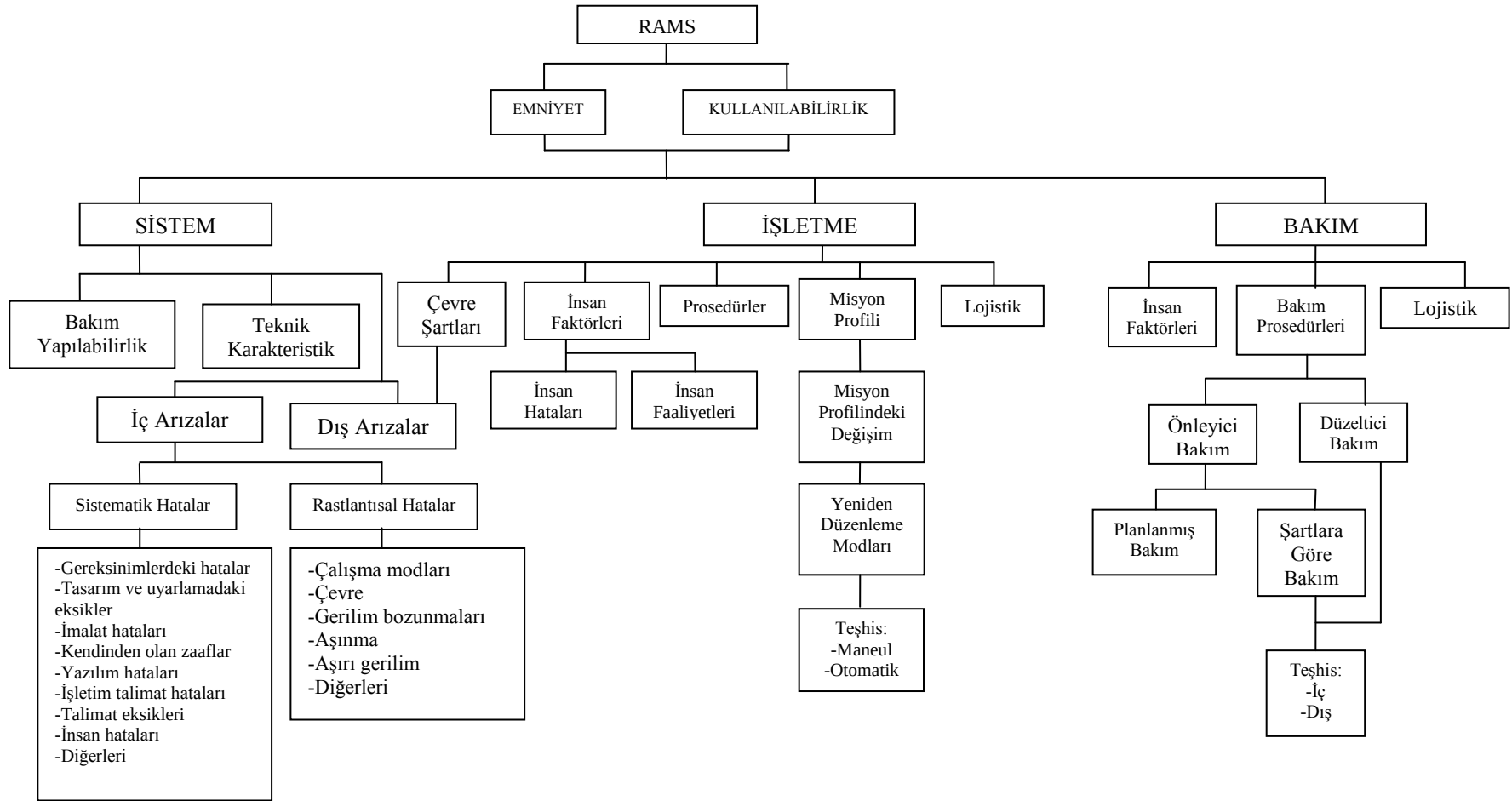
Faktörlerin kategorileri: Burada belirtilen RAMS gereksinimlerine uyumlu olarak başarılı bir sisteme ulaşmayı etkileyen faktörlerin tanımı için prosesi detaylandırılır.

Yüksek bir oranda, RAMS'i etkileyen faktörler geneldir ve bütün endüstri uygulamalarında tatbik edilir. Aşağıdaki şekilde taşımacılık sistemleri için RAMS'i etkileyen bazı genel faktörleri içerir. Demiryolu RAMS'i etkileyen detaylı faktörleri belirlemek için her bir genel etki faktörü spesifik bir sistemin içeriğinde düşünülmelidir.

Örnek olarak insan faktörleri insan karakteristiğinin etkileri, beklentileri ve sistem üzerindeki davranışları olarak tanımlanır. Bu faktörler insanların anatomik, psikolojik vaziyetlerini kapsar. Bu kavramlar insanların verimli bir şekilde çalışmasına olanak vermek için, insanların sağlık, emniyet, iş memnuniyeti gibi konularda gereksinimlerine uygun olarak kullanılır. Demiryolu uygulamaları tipik olarak yolculardan, operasyonel personele ve demiryolu işletimi tarafından etkilenen diğer sistemlerden (örneğin demiryolu geçişlerindeki karayolu araç şoförleri) sorumlu personele kadar geniş insan gruplarını içerir. Her biri durumlara farklı yollardan tepki göstermeye muktedirdir. Açık olarak, insanların demiryolu RAMS üzerine potansiyel etkileri çok büyüktür. Sonuç olarak sistem ömür çevrimi boyunca RAMS'i başarı ile uygulamada insan faktörlerinin kontrolü diğer birçok endüstri uygulamasına göre daha titiz ve dikkatli bir çalışma gerektirir [14].

2.2.1.5 RAMS yönetimi

RAMS standartlarının yönetimi, bir sistem ömrü üzerine kurulmuş prosesi tanımlar ve RAMS faktörlerini özel uygulamalarda denetleme imkanı verir. Bu demek oluyor ki RAMS aynı zamanda RAMS yönetimi kavramı ile birlikte kendi kendini denetleyen bir sisteme sahip bir modern bakım aracıdır. Genel olarak da RAMS yönetimi bu standartların gereksinimlerini tanımlar, değerlendirerek bu standartlara karşı tehdit oluşturacak unsurları kontrol eder, standartların hedeflerini belirleyerek planlama ve uygulamasını yapar, daha sonra önceden tanımlanan gereksinimler ile senkronize olarak uyuma ulaşır ve böylece bu ulaşılan uyum sistem ömrü boyunca sürekli izlemeye tabi tutulur.



Şekil 2.14 : RAMS'i etkileyen faktörler [14]

Bu proses aşağıdaki maddeler ile tanımlanabilir.

- RAMS gereksinimlerinin tanımı
- Değerlendirme ve RAMS'e karşı tehditlere karşı kontrol
- RAMS hedeflerini planlama ve uygulama
- RAMS gereksinimleri ile uyuma ulaşma
- Uyumu sistem ömrü boyunca sürekli izleme

EN 50126 Avrupa Standartlarında tanımlanan RAMS bu standartların odağı olsa bile bütün bir demiryolu sisteminin bir çok elemanından biridir. Standartlarda RAMS yönetimi için sistematik bir proses tanımlanır ve bu proses entegre bir yönetim anlayışının bileşenlerinden biridir ve direk olarak bütün bir demiryolu sistemine hitap eder [14].

Bir demiryolu sisteminin tolare edilebilir emniyet katsayısı Emniyet Düzenleme Kurulu(Safety Regulatory Authority) tarafından belirlenen emniyet kriterlerine bağlıdır. Değerlendirmede, denetlemede ve riskleri minimize etmede ilk sorumluluk Demiryolu Yetkilisidir. Bazı durumlarda sistem güvenliğinin yeterliliğini kanıtlamak adına bazı yasal sunumlar gerekebilir.

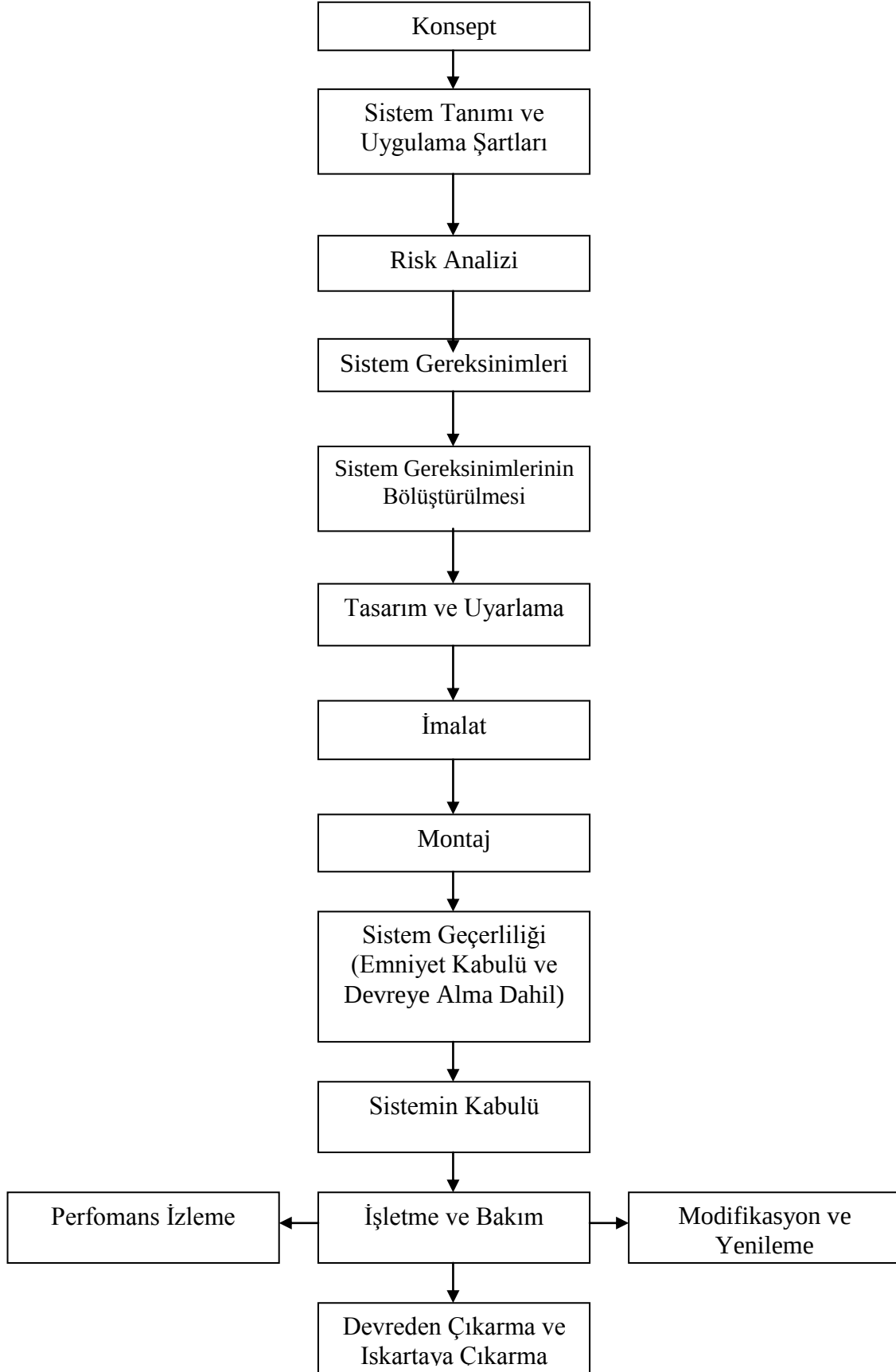
Güvenilebilir bir demiryolu sistemi ancak RAMS elemanlarının sistemin içinde birbirleri ile arasındaki ilişkiler ile göz önüne alınıp, spesifikasyonlar ve RAMS kombinasyonunun optimum seviyeye ulaştığı zaman realize edilebilir [4].

2.2.1.6 Sistem ömür çevrimi

Sistem ömrü her biri hedefler içeren fazların dizilişi olup, ve bütün bir sistemi devreden çıkarma ve imha etmeye kadar giden süreyi içerir. Ömür çevrimi sistemin her durumunun planlama, yönetim, kontrol ve izleme için bir yapı oluşturur. Ömür çevrimi konsepti bu standartın başarılı olarak uygulamasından temeldir.

Aşağıdaki Şekil 2.15'de ömür çevriminin 14 adet fazının bir demiryolu uygulaması durumuna uygun olarak dizilimi görülebilir.

Burada sistemin her ömür çevrimi fazında, hedefleri, gereksinimleri, çıktısı mümkün olanları, doğrulama ve geçerlilik hareketleri incelenmektedir. Gereksinimlerin kapsam ve uygulamaları sistemin birtakım özel gereksinimleri dikkate alınarak değerlendirilmektedir [14].



Şekil 2.15 : Rams uygulamasında sistem ömür çevrimi [14]

3. RAYLI TAŞITLARDA MEYDANA GELEN KAZALAR

3.1 Raylı Taşıtlardaki Kaza Çeşitleri ve Nedenleri

Dünya üzerindeki demiryollarında halen ciddi kazalar meydana gelmekte olup her sene birçok insan bu kazalar sonucu canını yitirmektedir. Bu kazalar çeşitli nedenlerden dolayı pek çok şekilde meydana gelirler. Direkt olarak veya dolaylı yollardan insan hataları demiryolu kazalarında çok büyük bir etken oluşturur. Demiryollarındaki kazaların çeşitlerini genel olarak maddelere ayıracak olursak [16].

- Deray sonucu trenin raydan çıkması
- Tren-tren çarpışması
- Tren-karayolu aracı çarpışması (Şekil 3.1)
- Tren-insan çarpışması
- Trenin bir yapı ile çarpışması

Burada mekanizmasını, çeşitleri ve nedenleri ile birlikte daha sonra detaylı olarak ele alacağımız deray önemli bir kaza nedenidir. Trenin deray sonucu devrilmesi sonucu ve diğer yapılara, insanlara çarpması sonucu mal ve can kaybı yaşanır. Ayrıca diğer yandan sonucu tren derayına sebep olan nedenler de kaza nedenidir. Sinyalizasyon hataları sonucu trenin karşıdan gelen bir trenle çarpışması keza çok ciddi can ve mal kaybına yol açar. Hemzemin geçitlerde görülen trenin bir otobüs veya herhangi bir karayolu aracı ile çarpışması sonucunda da şekilde can kaybı görülür. Tren insan çarpışması daha doğrusu trenin insana çarpması sonucu yine yaya geçitlerinde çeşitli kontrolsüzlükler ve ihmaller sonucu meydana gelerek tahmin edilmesi de zor olmayacağı gibi can kayıplarına sebep olur. Öte yandan trenin bir yapıya çarpması deray sonucu yakınlardaki bir mülke veya bir köprünün yıkılması sonucu olabileceği gibi, bir deprem veya afet sonucunda da mümkün olabilir. Çeşitli doğa olayları ve afetler sonucunda da demiryollarında önemli mal ve can kayıpları meydana gelebilir.

Genel olarak tren kazalarını maddelere ayırdık. Şimdi bu tren kazalarının nedenlerini genel olarak maddelersek aşağıdaki gibi nedenler önümüze çıkacaktır [17].

- İnsan hatası
- İhmalkarlık
- Deray
- Tren veya demiryolu çalışanının alkol veya uyuşturucu kullanması
- Köprü çökmesi
- Hatalı demiryolu veya ray muayenesi
- Trende patlama
- Bir karayolu aracı ile çarpışma
- Makinist yorulması
- Yetersiz tren kontrolleri
- Uygun bakım yapılmayan yollar
- Sinyalizasyon hataları
- Ekipman hataları
- Demiryollarındaki çöpler zararlı kimyasallar
- Hatalı makas değiştirme
- Lokomotif kornasının kullanımında hata
- Korumasız demiryolu geçişleri
- Makinist tarafından yapılan aşırı hız
- Çeşitli başka nedenler

Görüldüğü gibi çeşitli nedenlerden kaynaklı bir çok raylı ulaşım sistemi kazası meydana gelmektedir ve ülkemizde de bu raylı ulaşım sistemi ile ilişkili kazalarda her yıl ortalama 165 kişi yaşamını yitirmektedir [18].



Şekil 3.1 : Bir tren - araba çarpışması kazası [17]

4. RAY TEKERLEK ETKİLEŞİMİ

Raylı taşımacılık sistemi ile ilişkili kazalarda hem etken hem de sonuç olarak çok büyük rol oynayan raydan çıkma olayını daha detaylı incelemek için bir trenin üzerinde gittiği yol olan ray ile olan etkileşimi ve daha sonra deray şartları incelenecektir. Burada bir trenin ray ile tek bağlantı noktası olan tren tekerleklerinin ve tekerlek setlerinin karakteristiği ve ray üzerindeki seyri hakkında bilgi verilecektir.

Trenin ray üzerindeki seyri mühendislik olarak en kompleks dinamik sistemlerden biridir. Bu sistem birçok serbestlik derecesine sahip olup tekerlek ray etkileşiminde tekerleğin ve rayın karışık geometrisi ile birlikte ray tekerlek temas alanındaki göreceli kuvvetlerden kaynaklı korunumsuz kuvvetleri ve bir çok lineer olmayan durumu içerir [7].

Çeken ve çekilen araçların ve bunların üzerinde gideceği hatların tasarımı ve imalatı, tren katarının seyir stabilitesi, olası deray şartları ve ayrıca bakım onarım planlaması konularında tekerlek ray etkileşiminin çok iyi anlaşılıp analizinin yapılması gereklidir [13].

Demiryolu mühendisliğinde performansı ve güvenliği olumsuz yönde etkileyecek dinamik problemlere bir çok örnek vardır. Virajlardaki yetersiz yol alma durumu, daha doğrusu virajlarda rayın trene iyi kılavuzluk yapamaması sonucu tekerlek ve ray arasında yüksek yanıl kuvvetler meydana getirir ve bu da rayların ve tekerleklerin hızlı bir şekilde aşınmasını ve daha sonra da deraya sebebiyet verebilir. Dinamik ve statik dengesizlikler, ray bozukluklarına ve ray geometrisine karşı oluşan büyük tepki kuvvetleri düşük bir seyir kalitesi ile birlikte derayı oluşturabilecek çok büyük gerilimler yaratırlar. Bir trenin çalışmasında trenin tepelerden ve vadilerden geçerken vagonların arasında meydana gelen itici kuvvetler ve fren kuvvetleri oluşur. Trenin işletmesi bu kuvvetlerin de kontrolünü içerir. Tekerlek ray arasında yüksek frekanstaki etkileşim temas yüzeylerinde hasara, raylarda olukların açılmasına, aşırı ses ve titreşime neden olur.

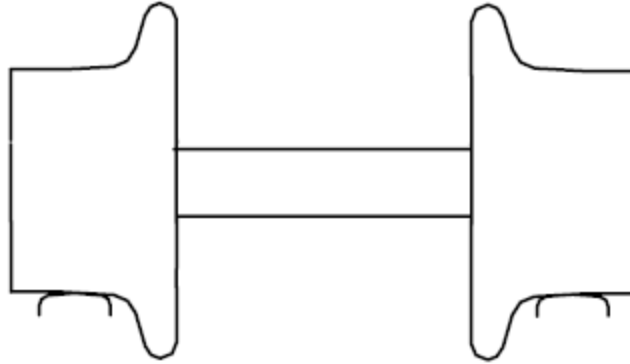
Bir trenin dinamiği tekerleklerin ve rayların arasında etki eden kuvvetlerin, atalet kuvvetlerinin, süspansiyon ve eklem yerlerindeki kuvvetlerin arasındaki dengeyi tanımlar. Bunlardan tekerlek ray arasındaki yüzeydeki sürtünme, geometri ve temas alanındaki elastisite gibi temel karakteristikler tasarımcının çok zor hakim olabileceği konulardır, fakat konfigürasyon, süspansiyon ve ray üzerindeki olukların şekilleri için çok farklı olasılıklar mümkündür ve her uygulama için sistemin karmaşıklık derecesi tarafından sınırlandırılarak kabul edilebilir değerler seçilir. Süspansiyon tasarımının amacı trenin ekonomik olarak kabul edilebilir bir geometri ile ray üzerinde giderken dinamik yükler ve deray eğilimini kabul edilebilir değerlere düşürerek hareketini kontrol altında tutarak iyi bir seyir kalitesine ulaşmasını sağlamaktır.

Bir trenin tam bir dinamik modelini oluştururken trenin tekerleklerinden, gövdeye, esnek ara elemanlara ray ve damper gibi bileşenlerle bağlı olduğu düşünülmelidir. Benzer olarak da trenin ray üzerinde giden elastik ve sönümleyici özelliklere sahip kompleks bir yapısının olduğu düşünülmelidir. Her ana bileşen altı adet serbestlik derecesi ile birlikte elastik bozulmasını gösteren ek serbestlik derecelerine sahiptir. Ray ise tekerlek ray etkileşimi olan yerlerde göreceli hareketlere bağlı olarak temas noktalarında hareket eden arayüze sahip devamlılığı olan bir yapı olarak modellenenebilir. Bu tip bir model çeşitli tahminler yapılarak mühendislik tasarımı ve analizi yapılabilen değişik bilgisayar yazılımlarında oluşturulabilir. Burada tren dinamiği çalışmalarının bir amacı belirlenmiş uzatılan bir hat üzerinde gerçek hareketin simülasyonunu oluşturmaya izin verecek yeterli ve geçerli matematik modellerin geliştirilmesidir. Bu sayede özel bir tasarımın performans analizi yapılabileceği gibi bir vaka da tekrar canlandırılabilir. Böylece simülasyon ile varolan veya yapım aşamasındaki trenlerin genel performansları kontrol edilerek tasarım ile ilgili kararlar verilebilir. Bu çalışmaların diğer bir amacı ise çeşitli olayların mekaniğinin analitik modeller geliştirilerek mümkün olan en basit model ile tanımlanmasıdır. Bunlar modeller ise fiziksel açıdan olgunun kavranmasına yardım eder ve yeni süspansiyon ve araç konseptlerinin bulunması için kullanılır [7].

4.1 Demiryolu Tekerleği Profili ve Trenin Seyrindeki Etkisi

Bugün geleneksel olarak kullanılan tekerlek setleri ortak bir aks üzerine monte edilmiş iki tekerleğe sahiptir ve böylece her tekerlek aynı açısal hız ile döner ve

tekerlekler arasındaki aralık da sabit olur. Şekil 2.13'te demiryollarında kullanılan basit bir tekerlek profili görülmektedir. Flanşlar tekerleklerin iç taraflarında olur ve flanş temasına kadar $\pm 7 - 10$ mm yatay yer değiştirmeye izin verilir. Tekerlek setleri genelde 1/20 ya da 1/40 koniklik derecesi ile tamamen konik bir şekilde üretilirler ve yüzeyleri işletme süresince hızlı bir şekilde aşınır. Bu koniklik ülkeden ülkeye değişebilir, İngiltere'de 1/20 iken Fransa'da 1/40 oranı kullanılır [7,13]. Böylece yüzeyler ters yönde bir eğime sahip olurlar. Benzer olarak raylar da ters yönde bir eğime sahiptirler. Bütün bu formların önemli amacı vardır ve trenin bir dinamik sistem olarak davranışına katkı sağlarlar.



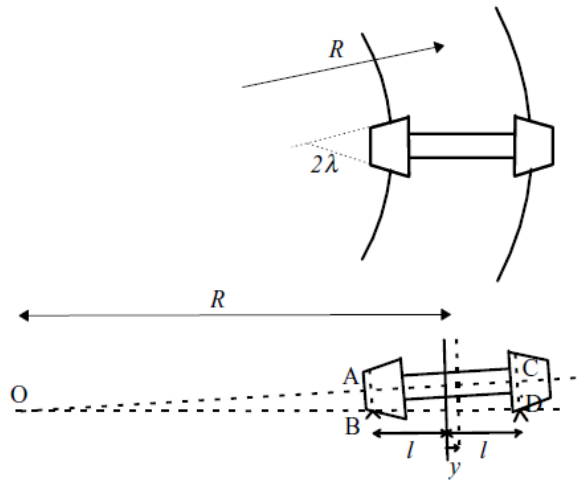
Şekil 4.1 : Basit demiryolu tekerlek setinin profili [7]

Geleneksel demiryolu tekerleğinin gelişmesi deneme yanılma yöntemleri sonucu geliştirilmiştir. Demiryolunun gelişmeye başladığı ilk yıllarda verimi arttırmak için daha çok yuvarlanma direncini azaltmaya yönelik çalışmalar yapılmaktaydı. Diğer bir büyük problem ise malzemeler aşınmaya karşı yeterli derecede direnç ve mukavemetli değillerdi. Dahası dönen tekerlek ve ray arasındaki adezyon seviyesi bilinmemekteydi. Bunun sonucu olarak bir çok şey denendi ve bunların arasında göze çarpan bir değişim olarak tekerleklerin silindirik bir yüzeye sahip olarak imal edilmesidir. Tekerlekler aksa bağlı olarak silindirik şekilde üretilmeye çalışıldı fakat bu şekilde de paralellikteki en ufak bir hata flanş raya temas edene ve bu hareketi sınırlandıran kadar çok büyük yanal yer değiştirmelere neden olacaktı. Flanş teması sağlanana kadar rayın tekerlek üzerinde bir kılavuzluğu yoktu, serbest bir şekilde

büyük yanal hareketlere müsait durumda seyir edebilecekti. 19. yüzyılda flanşın rayın iç tarafında mı yoksa dış tarafında mı pozisyon alacağı ile ilgili bir fikir birliği olmamakla beraber tekerleklerin aksa rijit olarak bağlı mı yoksa akstan bağımsız serbest dönebilen elemanlar olarak mı tasarlanacağı hakkında bile bazı çelişkiler vardı.

Tekerleğin geometrisindeki önemli nokta seyir edilen ray üzerindeki alanda yanal hareketin küçük aralıklarla gerçekleşmesini sağlamaktır. Konikliğin amacının bir kısmı flanşın raya sürtmesini azaltmak, ve bir kısmı ise trenin virajlardaki hareketine kolaylık sağlamaktır.

Konik tekerleklere sahip bir tekerlek seti virajda dışarıya doğru hareket ederek radyal bir pozisyona uyum sağlayarak düzgün bir dönme hareketi yapar. Redtenbacher 1885 yılında bu konu ile ilgili ilk teorik analizi sunmuştur. Şekil 4.2’de tekerlek setinin viraj üzerindeki yanal hareketi, viraj yarıçapı, tekerlek yarıçapı, tekerleklerin raya temas noktaları arasındaki mesafe ve düzgün bir dönüşü sağlamak için tekerlek konikliği arasındaki basit geometrik ilişki görülebilir. Pratikte bir tekerlek seti ancak çok sert olmayan virajlarda flanş teması olmadan dönebilir, ve virajlarda daha gerçekçi bir yaklaşım için tren ve ray arasında etki eden kuvvetlerin de analizi yapılması gerekir [7].



Şekil 4.2 : Konik tekerlek setinin virajdaki dönmesi [7]

$$OAB = OCD \quad (4.1)$$

$$(r_0 - \lambda y)/(R - l) = (r_0 + \lambda y)/(R + l) \quad (4.2)$$

$$y = r_0 l / R \lambda \quad (4.3)$$

y = tekerlek setinin virajdaki yanal hareketi

r_0 = tekerleğin yarıçapı

$2l$ = tekerleklerin raya temas noktaları arasındaki mesafe

λ = tekerleklerin koniklik oranı

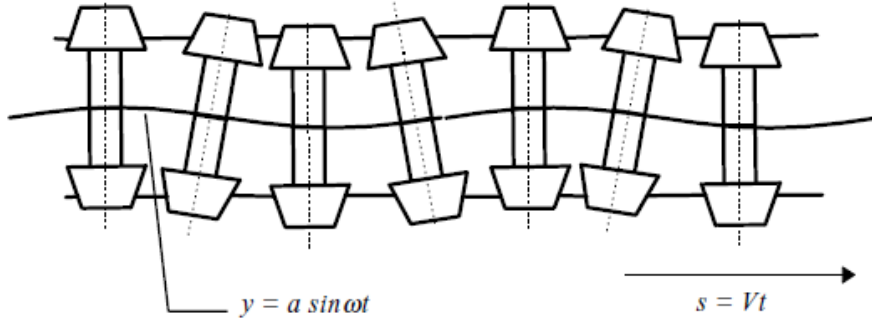
Burada flanşın tekerleğin iç tarafında olmasının keskin virajlardaki harekette büyük önemi vardır. Flanş iç tarafta olduğu için virajda oluşan yanal yük dış tekerleğe binecektir, ve bu dış tekerleğe uygulanan yanal yük artan dikey yük ile birlikte kombine olarak deray riskini azaltır. Eğer flanş tekerleğin dış tarafında olsaydı virajdaki yanal yükler iç tekerleğe binecekti ve burada da dikey yükte azalma olduğundan deray riski artacaktı. Flanşların önlem niteliğinde kullanılması gereklidir fakat raya temas etmeleri istenmez. Bunların ani ve büyük yanal yüklere maruz kalınmadığı takdirde devreye girmemesi gerekir.

4.2 Trenin Kinematik Salınım Hareketi ve Klingel Formülü

Tren tekerleklerinin sahip olduğu konik profil tekerleğin rayın dışta kalan çapının içtekenden biraz daha küçük olması ile oluşturulduğundan bahsedilmişti. Ray üzerinde küçük bozukluklar sonucu tren düz bir yolda seyir ederken tekerlekler biraz sağa veya sola doğru dönüş hareketi yapar. Bu hareketi inceleyecek olursak önce sağa hafif dönüş yaptığını düşünelim ve tren bu şekilde yola devam ederken sağ tekerlek sol tekerleğe göre raydaki yuvarlanma alanında daha büyük bir çap ile dönecektir, fakat tren hareketine devam ederse bu çap koniklikten dolayı küçülecek, sol tekerleğin yuvarlanma yüzeyindeki çap ise büyüyecektir.

Bu hareket birbirini ardısıra takip eder. Tekerlek seti ray üzerinde hareket ederken bir yöne doğru yaptığı hafif dönüş hareketi bir taraftaki tekerlek daha büyük çapta dönerken diğer taraftaki küçük çap üzerinde dönme yapar ve bu tekerlekler de aynı aks üzerinde olduğundan bu anlık üzerinde döndüğü çapları da farklı olduğundan küçük çapta dönenin hızı daha fazla olacaktır, ve koniklik sayesinde tekerlek tekrar ray merkezine doğru dönüş hareketi yapar, bu hareket ray merkezini tekrar geçtiğinde ise buna kinematik salınım hareketi diyebiliriz. Tekerleklerin konik profili sayesinde aksel doğrultuda dengeli ve stabil bir hareket sağlanırken yanal

doğrultuda ise vagona harmonik bir gezinme hareketi görülür. Şekil 4.3’de kinematik salınımın açık bir tanımı olan bu hareketi görebiliriz [7,13].



Şekil 4.3 : Vagonun ray üzerindeki kinematik salınım hareketi [7]

Şimdi Redtenbacher’in (4.3) nolu formülünden kinematik salınım hareketi için Klingel’in formülünü türetelim

$$\frac{1}{R} = -\frac{d^2y}{ds^2} = \frac{\omega^2 y}{V^2} = \frac{\omega^2 r_0 l}{V^2 R \lambda} \quad (4.4)$$

İlk olarak 1883 yılında Klingel bu kinematik salınım hareketi için bir matematiksel analiz ortaya koymuştur. Bu basit formül tamamiyle Şekil 4.3’teki geometriyi takip eder ve Redtenbacher’in virajdaki tekerlek seti hareketi formülü ile de tutarlıdır. Klingel formülü hızın artması ile kinematik salınım da arttığını gösterir. Trenlerin dinamik davranışı hakkında etki eden kuvvetlerden çıkarabileceğimiz çok fazla sonuç yoktur.

$$\Lambda = 2\pi\sqrt{r_0 l / \lambda} \quad (4.5)$$

s = hat üzerinde alınan yol

V = hız

t = zaman

Λ = dalga boyu

λ = tekerlek konikliği

r_0 = tekerlek yarıçapı

$2l$ = tekerleklerin ray ile temas noktaları arasındaki yatay mesafe

5. RAYLI TAŞITLARDA DERAY

Demiryolu taşımacılık sisteminin güvenliği için en temel gereksinimlerden biri trenin seyir halinde iken hiç bir zaman deraya izin verilmemesidir. Demiryolu üzerine çalışan bilim adamları ilk demiryolu çalışmalarından itibaren bu alanda deray problemleri üzerinde çalışmaktadırlar, fakat hala günümüzde deraydan ötürü bir çok ciddi kaza meydana gelip raporlanmıştır. Raydan çıkma kazalarının çok önemli sonuçlar doğurması nedeniyle deraya neden olan parametrelerin ayrı ayrı incelenmesi ve bu tip tren kazalarının minimum seviyeye indirilmesi çok önemli olduğundan bu konuda dünya üzerindeki ar-ge çalışmalarında ciddi artış vardır [8,13].

Deray birçok faktör sonucu meydana gelebilir. Tekerlek ve ray profilinin aşınarak değişmesi sadece aks yükü ve hıza bağlı olmayıp bunların yanı sıra tekerleğin üzerinde yuvarlanma hareketi yaptığı ray hattı ile olan temas karakteristiğine de büyük ölçüde bağlıdır. Raydan çıkmaya etki eden birçok neden olması yanında ray tekerlek temas yüzeyinin pürüzlülüğü ve dolayısı ile bundan kaynaklı sürtünme katsayısı, temas açısı, temas kuvvetlerinin bileşenlerinin oranı önemli faktörlerdir. Temas bileşenlerinin oranı ile ilgili kriteri ilk olarak Nadal ortaya atmıştır ve bu kriter hala tüm dünyada kullanılan en yaygın deray belirleme parametresidir. Daha sonar bu kriterin çıkarılışı ve detaylarından bahsedilecektir [13].

Derayı meydana getiren faktörler arasında daha önceki konuda kaza nedenlerinde de bahsedilen faktörler vardır. Deray nedenlerinden biri özel neden olarak da adlandırabileceğimiz çarpışmadır.

Bu çarpışma olayı demiryolu hemzemin geçidinden geçen bir araba ile demiryolu hattı olan ray üzerinde seyir eden bir trenin çarpışması olabileceği gibi, sinyalizasyon hatalarından kaynaklı iki trenin birbirine çarpması sonucu, bir tepeden düşen bir kayanın trene çarpması veya deprem ile birlikte dinamiği bozulan trenin veya bozulan ray geometrisinin sonucunda meydana gelen deray olayları da gerçekleşebilir.

Diğer tip deray durumunu düşünecek olursak bunu sadece tek bir nedene bağlayamayız, demiryolu aracından ve raydan kaynaklı bir çok faktör işin içine girer. Bu deray tipine örnek olarak Mart 2000’de Japonya’da Hibiya metro hattı üzerinde Naka-meguro istasyonu yakınlarında meydana gelen kaza iyi bir örnektir. Kaza gibi özel nedenlerden kaynaklı raydan çıkma olayının sebeplerini anlamak ve önlemi almak anlaşılacağı gibi çok da zor değildir, fakat ikinci tip deray üzerindeki nedenler hakkında hala bilimsel çarışmalar ve değişik teoriler öne sürülmektedir [9].

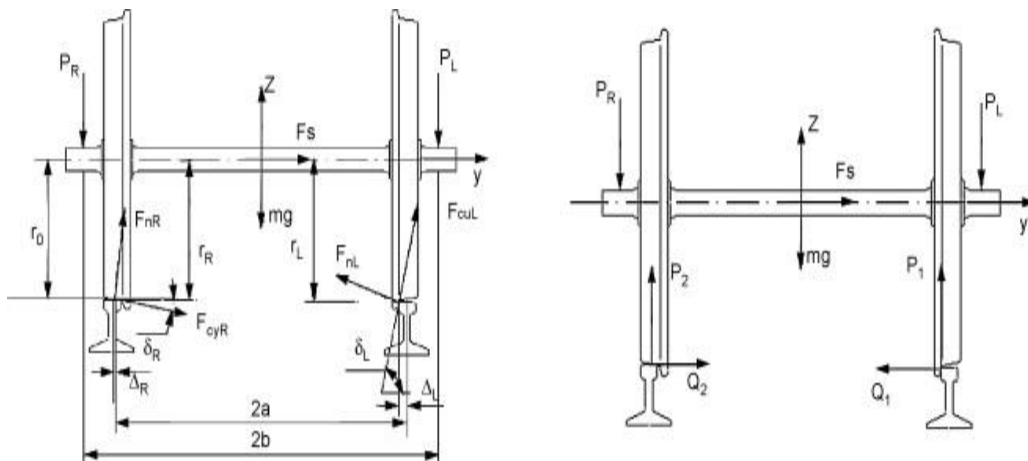
5.1 Deray Çeşitleri

Önceki konuda özel nedenler olarak belirtilen deray sebepleri haricindeki diğer nedenleri flanş tırmanma derayı ve tekerlek sıçrama derayı olarak 2 ana gruba ayrılabilir. Bunlardan tekerlek-flanş tırmanması büyük tekerlek-ray yan yüklerinden ya da tekerlek yükü azalmasından doğabilecek önemli bir deray tipidir ve bu deray tipi sonucu birçok ciddi kazar ve hasar meydana gelmiştir. Daha önce bahsedilen Nadal kriteri tekerlek tırmanma derayını değerlendirmede kullanılan en yaygın kriterdir [8].

5.1.1 Tekerlek tırmanma derayı ve analizi

Aşağıdaki Şekil 5.1’de bir tekerlek setine etki eden kuvvetlerin şematik gösterimi görülmekte

dir. Sol ve sağ tekerlekleri belirtmek için L ve R indisleri kullanılmıştır.



Şekil 5.1 : Ray/tekerlek etkileşiminde tekerlek setine etki eden kuvvetler [8]

P_L, P_R, F_S = tekerlek seti üzerindeki dikey ve yanal süspansiyon yükleri

P_1, P_2 = sağ ve sol tekerlek-ray dikey yükleri

Q_1, Q_2 = sağ ve sol tekerlek-ray yanal yükleri

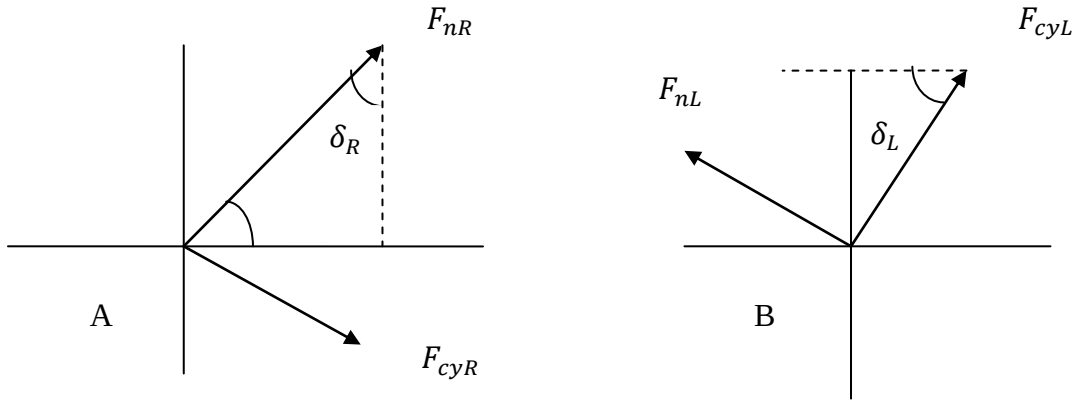
mg = tekerlek setinin ağırlığı

F_n, F_{cy} = tekerlek-ray temas noktasındaki normal kuvvet ve sürtünme kuvveti

δ_R, δ_L = tekerlek-ray temas noktasındaki temas açıları

r_0, r_R, r_L = tekerlek nominal dönme yarıçapı, sağ ve sol teker temas yarıçapları

$2a, 2b$ = tekerlek-ray temas noktaları arasındaki yatay uzaklık, aks süspansiyon yüklerinin uygulandığı yerlerin arasındaki yatay uzaklık



Şekil 5.2 : Sağ ve sol temas noktalarına etki eden kuvvetler

Sağ ve Sol temas noktalarına etki eden kuvvetler

Moment (A'ya göre)

$$(F_{cyL} \sin \delta_R + F_{nL} \cos \delta_L)(2b - \Delta_L + \Delta_R) + P_L(a + b + \Delta_R) + P_R(b - a - \Delta_R) - F_S r_R - mg(a + \Delta_L) = 0 \quad (5.1)$$

Moment (B'ye göre)

$$(F_{cyR} \sin \delta_R + F_{nR} \cos \delta_L)(2b - \Delta_L + \Delta_R) + P_L(b - a - \Delta_L) - P_R(a + b - \Delta_L) - F_S r_L - mg(a - \Delta_R) = 0 \quad (5.2)$$

$$r_L \approx r_0, \quad r_R \approx r_0$$

$$\sin \delta_R = \delta_R$$

$$\cos \delta_R = 1$$

(5.1) nolu denklem şu şekilde de yazılabilir

$$\begin{aligned} F_{cyL} \cos \delta_L - F_{nL} \sin \delta_L + F_{cyR} + F_{nR} \delta_R + F_S &= 0 ; \\ F_{cyL} \sin \delta_L + F_{nL} \cos \delta_L - P_1 &= 0 ; \\ \delta_L - F_{nR} + P_2 &= 0 \end{aligned} \quad (5.3)$$

Aksın uçlarına etki eden dik kuvvetler P_1 ve P_2 şu şekilde açılır.

$$\begin{aligned} P_1 &= \frac{1}{2b} [P_L(a+b) - P_R(b-a) + F_{Sr_0} + mga] \\ P_2 &= \frac{1}{2b} [P_R(a+b) - P_L(b-a) - F_{Sr_0} + mgb] \end{aligned} \quad (5.4)$$

Daha sonra iki kritik deray formülü türetilir, birincisi tekerlek ray arasındaki sürtünmeyi inceleyen klasik förmül, diğeri ise tekerlek ray arasındaki sürtünme kuvvetini inceleyen analitik yaklaşım formülüdür.

Klasik Formül

μ_L, μ_R = sürtünme katsayıları

$$F_{cyL} = \mu_L F_{nL}, F_{cyR} = \mu_R F_{nR} \quad (5.5)$$

Yukarıdaki (5.5) nolu denklemi (5.3) nolu denkleme dönüştürerek ve F_{nL}, F_{nR} 'yi elemine edersek deray kritik şartına ulaşırız.

$$F_S - \frac{\tan \delta_L - \mu_L}{1 + \mu_L \tan \delta_L} P_1 + \frac{\delta_R + \mu_R}{1 - \mu_R \delta_R} P_2 = 0 \quad (5.6)$$

Aslında yukarıdaki (5.5) nolu formülü elde ederken ulaştığımız sonuç Nadal'ın kriterinin aynısıdır. Yanal tekerlek yüklerinin açılımını yaparsak tam Nadal kriterine ulaşabiliriz.

$$F_S = Q_1 - Q_2 = Q_1 - \frac{\delta_R + \mu_R}{1 - \mu_R \delta_R} P_2 \quad (5.7)$$

$$\frac{Q_1}{P_1} = \frac{\tan \delta_L - \mu_L}{1 + \mu_L \delta_L} \quad \textbf{Nadal Kriteri} \quad (5.8)$$

Deray analizini doğru bir şekilde yürütmek için birkaç farklı parametre daha tanımlanır. Bunlar;

L_V = tekerlek seti deray katsayısı

η = tekerlek boşalma oranı

P_0 = tekerlek-ray nominal dik yükü

Bunların arasındaki bağıntılar aşağıda verilmiştir:

$$F_S = L_V P_0 \quad P_1 = (1 - \eta)P_0 \quad P_2 = (1 + \eta)P_0 \quad (5.9)$$

(5.9) nolu denkleme (5.5) nolu denklemde elde ettiğimiz açılımı uygularsak tekerlek seti deray kriterini aşağıdaki gibi türetiriz.

$$a_1 = \frac{\tan \delta_L - \mu_L}{1 + \mu_L \tan \delta_L}, a_2 = \frac{\tan \delta_R + \mu_R}{1 + \mu_L \tan \delta_L} \quad (5.10)$$

$$L_V P_0 - a_1 P_1 + a_2 P_2 = 0 \quad (5.11)$$

$$L_V P_0 - (1 - \eta)P_0 a_1 + a_2 (1 + \eta)P_0 = 0 \quad (5.12)$$

$$L_V - a_1 + a_1 \eta + a_2 + a_2 \eta = 0 \quad (5.13)$$

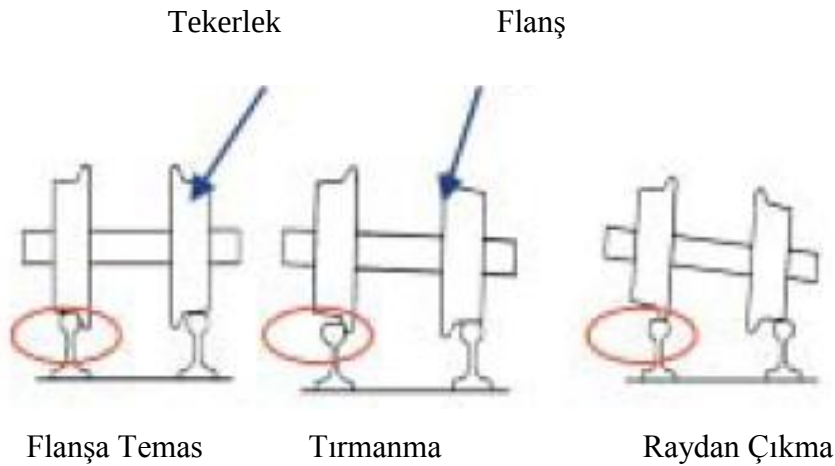
$$L_V - \eta(a_1 + a_2) - a_1 + a_2 = 0 \quad (5.14)$$

$$L_V + \left(\frac{\tan \delta_L - \mu_L}{1 + \mu_L \tan \delta_L} + \frac{\delta_2 + \mu_R}{1 - \mu_R \delta_R} \right) \eta - \frac{\tan \delta_L + \mu_L}{1 + \mu_L \tan \delta_L} + \frac{\delta_R + \mu_R}{1 - \mu_R \delta_R} \geq 0 \quad (5.15)$$

Pratik uygulamada L_V ve η tekerlek-ray yanal yükleri Q_1 ve Q_2 ve dik yükler P_1 ve P_2 hesaplanarak bulunabilir.

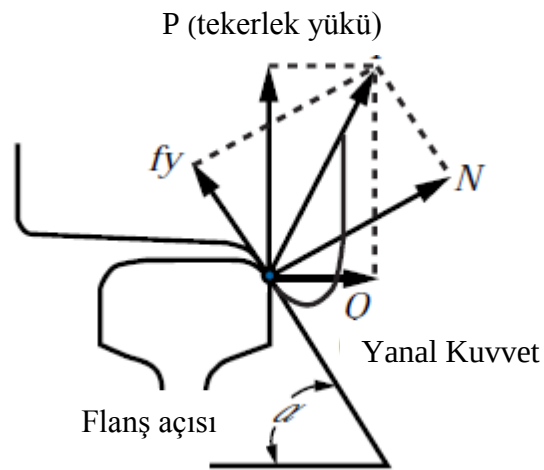
Eğer (5.15) nolu denklem durumu sağlanırsa deray oluşabilir. (5.15) nolu denklemden biliniyor ki L_v ve η arasındaki ilişki lineer ve tekerlek seti deray şartı sadece tekerlek-ray sürtünme katsayısı ve kontak açısı ile ilgilidir. Görmekteyiz ki bu denklemde deray kat sayısı etkisi ve tekerlek boşalma oranı bağımsız olarak düşünülemez [8].

Bahsedilen deray çeşitleri arasında en sık rastlanını tırmanma tipi deraydır ve daha önce de değinilen Japonya'daki Hibiya hattı kazası bu deray tipine örnektir. Tekerlek tırmanma derayında emniyet amaçlı kullanılması gereken ve raya temas etmemesi gereken flanş rayın kenarına aşağıdaki şekilde çember içerisine alınarak gösterildiği gibi temas eder, daha sonra hareket devam ettikçe flanş sürtünme kuvvetinden kaynaklı raya tırmanmaya başlar ve son adımda görüldüğü gibi flanş rayın üstüne çıkarak deray gerçekleşmiş olur.



Şekil 5.3 : Flanşın raya tırmanma prosesi [9]

Bir raylı taşıt seyir halinde iken tekerleğin temas noktalarına uygulanan kuvvetler aşağıdaki Şekil 5.4'te şematik olarak daha detaylı bir şekilde gösterilmiştir. Burada flanş ray ile temas halindedir ve temas açısı olarak flanş açısı alınır. Tekerlek ve ray arasındaki temas noktasına etki eden F kuvveti dik bileşeni olarak P (tekerlek yükü) ve yatay bileşeni (yanal baskı kuvveti) olarak bileşenlerine ayrılabilir. N ise temas noktasına dik normal kuvveti temsil eder. Temas noktasındaki teğetsel kuvvet " f_y " ayrıca yanal sürtünme kuvveti olarak adlandırılabilir, ve bu kuvvet daha sonra detaylı inceleneği gibi tekerlek tırmanma derayına etki eder.



$$P\sin\alpha - Q\cos\alpha = f_y \quad (5.16)$$

Her iki denklemde eşitliğin her iki tarafını da $1/\cos\alpha$ ile çarparsak;

$$\cos \alpha = \frac{f_y}{P \tan \alpha - Q} \quad (5.19)$$

$$\cos \alpha = \frac{f_y}{P + Q \tan \alpha} \quad (5.21)$$

$$\frac{f_y}{Ptana - Q} = \frac{f_y}{P + Qtana} \quad (5.22)$$

$$f_y P + f_y tana = NPtana - NQ \quad (5.23)$$

$$f_y Qtana + NQ = NPtana - f_y P \quad (5.24)$$

$$Q(f_y tana + NQ) = P(NPtana - f_y) \quad (5.25)$$

$$\frac{Q}{P} = \frac{Ntana - f_y}{f_y tana + N} \quad (5.26)$$

Pay ve payda 1/N ile çarpılırsa aşağıdaki denklem elde edilir

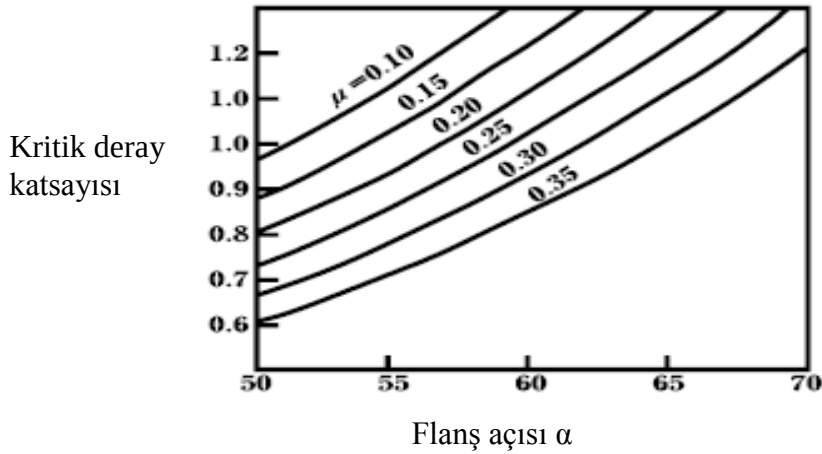
$$\frac{Q}{P} = \frac{tana - f_y/N}{1 + (f_y/N)tana} \quad (5.27)$$

Q/P oranı deray katsayısı olarak adlandırılır ve denklemden anlaşılacağı gibi bu oran arttıkça f_y değeri azalır. Diğer bir deyişle flanş teması olduğu ve denge durumu düşünülecek olursa f_y büyük iken limit değer Q/P küçük olur. Ayrıca hücum açısı arttığında f_y 'nin sürtünme kuvvetini aşmadan artacağı söylenebilir. Bundan dolayı maksimum f_y değerini μN değerini kullanacak olursak ve burada μ = sürtünme katsayısı dersek; $f_y = \mu N$ olur ve yukardaki denklemde yerine yazılırsa Q/P oranının minimum değeri aşağıdaki gibi olur ve buna derayın sınır değerini temsil eden Nadal denklemi denir.

$$\frac{Q}{P} = \frac{Ntana - \mu}{1 + \mu tana} \quad (5.28)$$

Tekerlek yükü P ve yanal kuvvet Q ölçülebilir olduğunda deray katsayısı seyir emniyetinin değerlendirilmesi için bir endeks olarak kullanılır. Denklemi inceleyecek olursak sürtünme katsayısı azaldıkça, flanş açısı artar ve bu da daha deray katsayısının sınır değerini arttırır. Emniyet kriteri olarak kullanılan deray katsayısının sınır değerinin artması da daha yüksek bir emniyet derecesi demektir.

Örnek olarak sürtünme katsayısı 0.3 alınır ve bunun için de 15% tolerans kullanırsak ki bu da kritik deray katsayısının 0.85 katı demek oluyor, flanş açısı 60 derece olan normal bir tekerlek ile seyir emniyeti değeri 0.8 bulunur. Eğer flanş açısı 65 derece olan düzeltilmiş bir tekerlek yüzeyi kullanılırsa bu referans değeri 0.95 olarak bulunu ki da daha yüksek bir seyir emniyeti seviyesi demektir. Aşağıda görülen Çizelge 5.1’de bu değerler görülmektedir ayrıca Şekil 5.5’te Nadal denklemine göre sınır deray katsayısının sınır değerlerinin grafiği görülmektedir, değerler en az 15 ms süresince değişmediği sürece değerlendirilmeye alınır.



Şekil 5.5 : Flanş açısı-kritik deray katsayısı arasındaki ilişki [9]

Çizelge 5.1 : Flanş açısı ve deray katsayısı için referans değerleri [9]

	Flanş açısı	Kritik deray katsayısı(sürtünme katsayısı 0.3 kabul edilerek)	Deray Katsayısı için referans değeri
Normal tekerlek	60°	0.94	0.8
Kavisi düzeltilmiş tekerlek	65°	1.12	0.95

Seyir emniyetinin değerlendirilmesi özel bir tekerlek seti kullanılır, bu tek aks üzerindeki sensör tekerlek seti dikey ve yanal yükleri ölçebilir ve deray katsayısı (Q/P) oranı hesaplanabilir. Hesaplanan bu Q/P oranı referans olarak alınan değerler ile karşılaştırılır. Orandan da anlaşılacağı gibi dik tekerlek yükü artar ve yanal kuvvet azalırsa deray katsayısı da azalır ki bu da daha yüksek bir emniyet derecesi sağlandığı anlamına gelir [9].

5.1.1.1 Tekerlek tırmanma derayını önleme çalışmaları-örnek kaza analizi

Bahsedilen deray katsayısı ve f_y yatay sürtünme kuvveti hakkında doğru bilgi elde edebilmek için bu kuvvetleri ölçen sensör tekerlek kullanmak şarttır. Ölçüm işlemi ise hizmet halinde olan normal seyir durumundaki trenlerde her zaman uygulanmaz ve her zaman da mümkün olmayabilir. Burada tasarım aşamasındaki şartları belirlerken olası tekerlek tırmanma deray durumunun elenmesinin önemi ortaya çıkıyor.

Tekerlek tırmanma tipi deray faktörleri

Daha önce örnek verilen tekerlek tırmanma derayı sonucu oluşan Hibiya hattı kazasında raylı taşıtın tekerleğinde 20% veya daha fazla oranda olarak tahmin edilen bir dengesizlik tespit edilmiştir. Keskin bir virajda 15 km/h hızla seyir eden dış raydaki tekerleğin kalkıp rayın yüzeyine tırmanması sonucu kaza meydana gelmiştir ve bu kazadan sonra bu tip bir durumu önlemek için kazayı araştırma komitesi tarafından 5 maddelik bir rapor yayınlandı. Bu rapora göre;

- 1- Sabit tekerlek yükü oranının kontrolü (10% kontrol değeri hedeflendi)
- 2- Yoldaki bozulmaların kontrolü
- 3- Ray profili işlenmesinin optimizasyonu(keskin virajda rayın üst tarafı eğimli bir açı ile işlenmemeli)
- 4- Tekerlek flanş açısının değişmesi (65 dereceden 70 dereceye)
- 5- Virajda öngörülen deray katsayısı 1.2'den küçük olmalı ve deray korumalığı sağlanmalı.

Ayrıca bu kazaya neden olan faktörler ve bunların etkileri raylı taşıt ve yol için ayrı olarak irdelenmiştir [9]. Bu tip kaza sonrası yapılan çalışmaların ileride meydana gelebilecek kazaları önleme bakımından önemleri büyüktür.

Burada sabit tekerlek yükü oranı, araç yatay pozisyonda iken, büyük tekerlek yükünün aynı aks üzerindeki sağ ve sol ortalama tekerlek yüklerine oranını belirtir. Bu yükler aşağıdaki Çizelge 5.2’de verilmiştir. Sabit tekerlek yükü oranı tekerlek yükü dengesizliği olarak da adlandırılabilir. Sağ ve sol tekerlek yüklerinin her birinin ortalama tekerlek yükünden farkının ortalama tekerlek yüklerine oranıdır.

Çizelge 5.2 : Tekerlek yükü oranları örneği [9]

Sabit tekerlek yükü (sağ)	Sabit tekerlek yükü (sol)	Sabit tekerlek yükü oranı (sabit tekerlek yükü dengesizliği)
50 kN	50 kN	1.0 (0 %)
45 kN	55 kN	1.1 (10 %)
40 kN	60 kN	1.2 (20 %)

Bahsedilen Hibiya hattı kazasındaki ölçümlerden çıkarılan ve bu kazada tekerlek tırmanmasına neden maddeler ve etkileri aşağıdaki gibi sıralanır;

Araç için;

Tekerlek yük oranı (teker yük dengesizliği) ; dış raydaki tekerlek yükü azaldıkça deray katsayısı artar

Tekerlek flanş açısı; teker flanş açısı arttıkça kritik deray katsayısı artar

Tekerlek yüzeyindeki pürüzlülük; bu pürüzlülüğün artması sürtünme katsayısını artırır ve yanıl baskı kuvveti artar ve bunun sonucunda deray katsayısı artar, kritik deray katsayısı azalır.

Yol için;

Aliyman bozulması; bu yatay konumdaki düzgünlüğün bozulmasıdır ve bağlantı yerlerindeki bozulmalar ile ray köşelerindeki bozulmalar da dahil edilir.

Tekerleğin raya çarpması, yanıl kuvvette artış ile birlikte deray katsayısı artar.

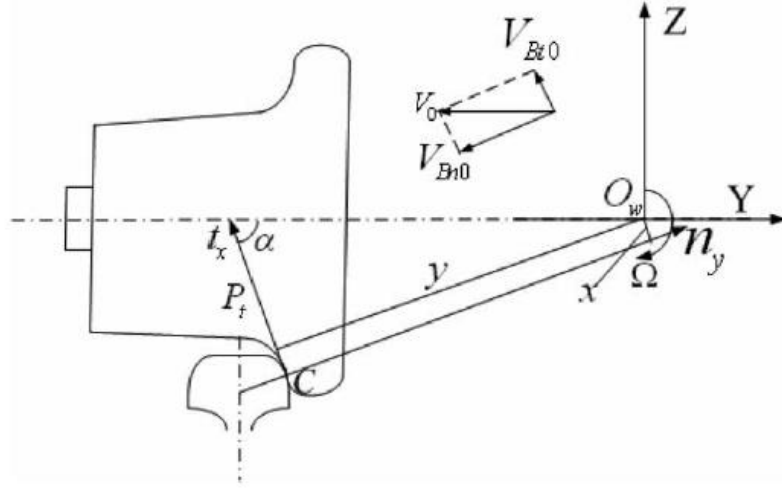
Yol bozukluğu: 3 noktadan destekli sistemde tekerlek yükünün ortadan kalkması olasıdır, bu deray katsayısını artırır. Burada yol bozukluğu yol yüzeyindeki bozulmadır.(sağ ve sol raydaki yükseklik farklı) Viraj geçişlerinde deverden ötürü sağ ve sol ray yüksekliğinde farklılık vardır [9].

Tekerlek tırmanma derayına güzel bir örnek teşkil eden bu kazanın nedenlerini detayları ile birlikte ve bu tip kazaların önlenmesi için kaza araştırma komitesinin oluşturduğu raporu birlikte analizini yapmış bulunduk. Bu tip istenmeyen fakat yaşanması olası kaza deneyimleri sonucu bazen de deray öngörü ve önleme çalışmalarına yararlı durumlar sağlamaktadır. Bu çalışmalar deneyler ve simülasyonlar ile birlikte deray katsayısının değişik durum ve parametrelerden nasıl etkilendiğinin anlaşılması üzerine devam etmekte olup, çalışmaların sonucundaki veri değerlerinin iyi bir değerlendirme ve yönetim sonucunda bakım planlaması ve tasarım şartlarını belirlemede büyük önemi vardır.

5.1.2 Tekerlek sıçrama derayı

Flanş ve rayın çarpışmasından doğabilecek bu tekerlek çarpma derayı da denilen bu deray çeşidi iki ana deray tipinden biridir. Bu tekerlek setinin yüksek yatay hızının ve çarpışma sonucu tekerleğin sıçrama yüksekliğinin flanşın yüksekliğini geçmesinin bir sonucudur. Temas noktası ani ve sert olarak flanş teması durumundan herhangi bir tırmanma belirtisi göstermeksizin direk flanşın altına sıçrayabilir. Genellikle salınım halindeki raylı taşıtta stabilitenin kaybolduğu zaman gerçekleşir. Bu günlerde yüksek hızlı trenler bir çok ülkede hizmet vermektedir ve çeşitli dinamik etkilere bağlı bazı tekerlek sıçrama olayları rapor edilmiştir. Bunlar daha önce de kaza nedenleri arasında sayılan depremler veya çeşitli ray bozuklukları sonucu gerçekleşmiştir. Japon Demiryolu Enstitüsü (JNR) bu çarpışma derayı için JNR kriteri oluşturmuştur. Bu kriter Nadal'ın deray katsayısı baz alınarak oluşturulmuştur [10].

Tekerleğin sıçrayıp temas noktasının flanş boyunu geçmesi ve raydan çıkma olayı sadece yanal yüklere bağlı da olmayabilir. Seyir halindeki bir tekerleğin ray üzerindeki bozulmalardan, boşluklardan kaynaklı tekerlek sıçraması da söz konusudur, fakat burada teorisi açıklanmaya çalışılan tekerleğin düzgün bir ray üzerinde seyir halindeyken aşırı yanal hızdan dolayı meydana gelen flanş ve ray çarpışması sonucu raydan çıkması olayıdır.



Şekil 5.6 : Flanşın raya çarpması [10]

Tekerlek setinin yatay deplasmanı flanş ve rayın tepesi arasındaki boşluğu geçtiği zaman flanş ray ile temas eder. Buradaki düzlemde açılı çarpışma teorisi ile incelenir. Şekil 5.6'da n_y aksisi temas noktasına diktir ve t_x aksisi ise temas noktasına teğet şekildedir. Tren hat üzerinde seyir ederken, tekerlek setinin sapma açısı ve yalpa açısı çok küçüktür. Çarpışmadaki sapma açısının ve yalpa açısının etkisini yatay hıza göre kıyaslayacak olursak bu değerler ihmal edilebilir. Çarpışmadan önce yatay hız V_0 iki ayrı bileşenine ayrılabilir [10];

$$\begin{cases} V_{Bt0} = V_0 \cos \alpha \\ V_{Bn0} = -V_0 \sin \alpha \end{cases} \quad (5.29)$$

Burada α maksimum temas açısını belirtir. Çarpışmadan sonra normal hız V_{Bn} , Newton tarafından bulunan malzemenin özelliğine bağlı geri sıçrama katsayısı e 'yi kullanarak bulunabilir. Ayrıca teğetsel momentum ve normal momentum Whittaker hesaplamalarına dayanan Coulomb sabitlerini karşılar. Çarpışmanın dinamik denklemleri şu şekilde yazılır [16];

$$M_w(V_{Gn} - V_{Bn}^0) = P_n \quad (5.30)$$

$$M_w(V_{Gt} - V_{Bt}^0) = P_t \quad (5.31)$$

$$I_{wx}\Omega = P_{nx} - P_{ty} \quad (5.32)$$

$$e = \frac{-V_{Bn}}{V_{Bn}^0} \quad (5.33)$$

$$\mu = \frac{P_{tBn}}{P_n} \quad (5.34)$$

$$V_{Bn} = V_{Gn} + \Omega x \quad (5.35)$$

$$V_{Bt} = V_{Gt} - \Omega y \quad (5.36)$$

Teğetsel impuls değeri P_t ve Ω açısal hızdır. x ve y tekerlek setinin merkezinden n_y ve t_x aksislerine olan mesafeyi belirtir ve geometrik analiz sonucu bu değerler bulunabilir.

Çin Hızlı Tren Hattı (CRH) ve LM tekerlek profili için bazı değerleri yukardaki denklemlere uygularsak şu sonuçlar elde edilir;

M_w = tekerlek seti kütlesi (1400 kg)

α =tekerleğin maksimum temas açısı (70°)

μ = sürtünme katsayısı (0.25)

e =geri sıçrama katsayısı (0.6)

I_{wx} =tekerlek seti kütlelerinin x aksisi etrafındaki atalet momenti ($915 \text{ kg} \times m^2$)

Elde edilen sonuçlar;

$$x = 0.02, y = 0.083, \Omega = 0, V_{Bn} = 0.56V_0, V_{Bt} = 0.72V_0 \quad (5.37)$$

Çarpışmadan sonra Z yönündeki hız;

$$V_Z = V_{Bt} \sin \alpha + V_{Bn} \cos \alpha = 0.87V_0 \quad (5.38)$$

Dikey hız tekerlek setinin ağırlığını ve boji ve araç gövdesinden aktarılan N_z yükünü karşılayacaktır. Bundan dolayı tekerlek setinin sıçrama yüksekliği flanşın yüksekliğini (h_m) geçerse deray gerçekleşebilir.

$$N_z h_m + M_w g \frac{h_m}{2} \leq \frac{1}{2} I_{wx} \left(\frac{V_m}{2a} \right)^2 \quad (5.39)$$

(6.10) nolu denklemin (6.11) nolu denkleme uygulanması ile çarpışma hızına ulaşılır.

$$V_0 = \sqrt{\frac{8a^2[N_z h_m + M_w g(\frac{h_m}{2})]}{I_{wx}}} / 0.87 = 1.71 \text{ m/s} \quad (5.40)$$

Ayrıca çarpışmadan sonraki yatay hız ise şudur;

$$V_y = V_{Bt} \sin \alpha + V_{Bn} \cos \alpha = -0.28V_0 \quad (5.41)$$

5.2 Deray Değerlendirmesinde Değişik ve Yeni Kriterler

Raylı taşımacılıkta gelişmiş ülkelerde ve özellikle bu sektörün öncüsü İngiltere’de demiryolu sistemi kullanılmaya başladığından beri raydan çıkma problemi hep üzerinde durulan bir konu olmuştur. Tren kazalarının da başlıca nedeni olan deray durumunun iyi anlaşılıp analiz edilmesi de yolcu taşımacılığında çok mühim bir konu olan emniyeti sağlamak için gereklidir. Deray şartlarının oluşmasının farklı nedenlerden kaynaklı olabileceği bahsedilmişti. Şimdi tekerlek setinin derayını öngörmek için işletme tecrübeleri üzerine oluşturulan yeni bir kriter sunulacaktır. Deray parametrelerinin sınır değerleri değişik standartlarda değişim gösterir ve ray kalitesi, trafik hacmi, aks yükleri gibi faktörlerden de etkilenir. Yüksek trafik hacmi ve aks yükleri uzun yolda ray kalitesini düşürür ve haliyle deray riskini artırır.

Nadal tarafından ilk olarak 1908 yılında öne sürülen denklem basit olması ile de hala dünyada en yaygın kullanılan deray değerlendirme kriteridir. Bu katsayı flanşın raya tırmanmaya başlayacağı Q/P yani tekerlek temasındaki dik yükün yatay yüke oranının minimum değerini belirler. Chartet ve Weinstock tarafından teorik deray değerlendirmesi için farklı denklemler de sunulmuştur. Weinstock ortak aks üzerindeki her iki tekerleğin de deray katsayılarının mutlak değerleri toplamına bir limit koyarak bir kriter öne sürmüştür. Her iki ray tekerlek temasındaki sürtünme katsayıları μ ’leri eşit kabul edersek kriter Weinstock’un kriteri aşağıdaki gibi şekillenir;

$$\frac{Q}{P} = \frac{\tan \alpha (1 + \mu^2)}{1 + \mu \tan \alpha} \quad (5.42)$$

Ayrıca deray katsayısını belirlemek için değişik standartlarda farklı bağıntılar kullanılır. P ve Q değerleri testler ile veya simülasyonlar ile ölçülebilir. Eğer P ve Q değerleri simülasyon ile ölçülecek ise trenin doğru olarak dinamik modellenmesi şarttır.

Bazı standartlarda ise tekerlek normal kuvvetindeki azalma deray değerlendirmesinde ölçüt alınır. Bu parametrelerin sınır değerleri farklı standartlarda değişiklik gösterir. Örnek olarak İngiliz standartlarına göre Q/P değeri 0.05 saniyeden fazla 1.2 değerini geçmemelidir. Çin’de ise sınır değer 1’dir. Buna ek olarak İngiltere’de dik tekerlek yükü P, hiç bir zaman statik değerinin(P_0) 60% ‘ının altında olmamalıdır. Bu bağıntı aşağıdaki denklem (5.43) nolu denklemde görülebilir.

$$\frac{\Delta P}{P_0} < 0.6, \quad (5.43)$$

$$\frac{\Delta P}{P_0} = \frac{(P - P_0)}{P_0}$$

$P_0 = \text{statik teker yükü}$

$\Delta P = \text{statik teker yüküne göre teker yükündeki azalma}$

Japon standartlarına göre deray katsayısının alabileceği maksimum değerler aşağıdaki gibi tanımlanmıştır. Burada Δt deray katsayısının maksimum değerine ulaştığı zaman geçen zaman aralığını belirtir.

$$\frac{Q}{P} < 0.8, \quad \Delta t > 0.05s$$

$$\frac{Q}{P} = \frac{0.04}{\Delta t}, \quad \Delta t < 0.05s \quad (5.44)$$

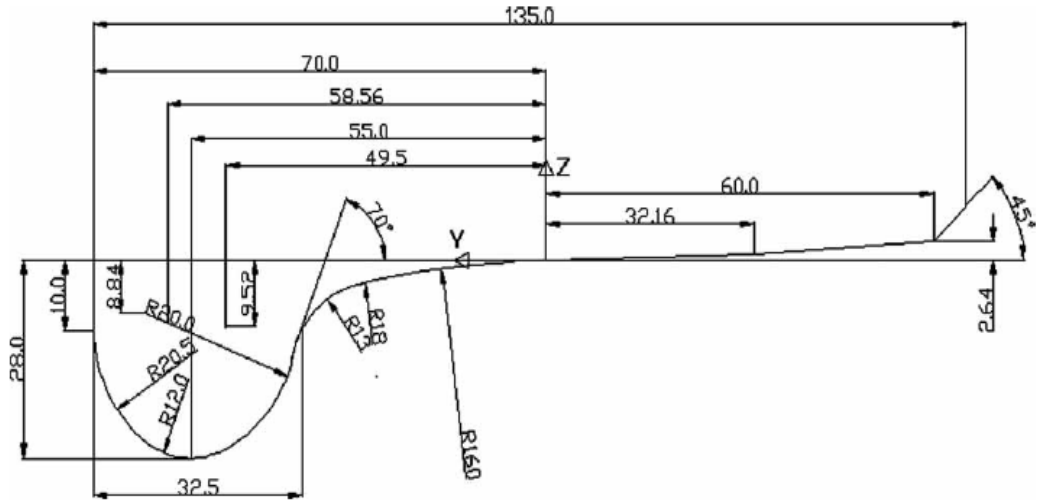
Tren derayının tahmini için bir diğer Jun ve Quingyuan tarafından öne sürülmüştür. Bu kritere enerji artış oranı denilir ve aşağıdaki şekilde ifade edilir. Burada ise σ_c enine titreşimlere karşı sistemin direnç gösterirken yaptığı işi, σ_p ise sistemin enine titreşimlerine enerji girdisini belirtir.

$\sigma_c < \sigma_p$ Deray durumu yok

$\sigma_c > \sigma_p$ Deray durumunda

$\sigma_c = \sigma_p$ Kritik deray durumunda

Deray kriteri olarak kullanılan diğer bir parametre ise tekerlek setinin yatay ve dikeydeki yer değiştirmeleridir. Bu konum değişiklikleri büyüdükçe deray riski de artar. Şekil 5.7’de İran demiryollarında kullanılan bir tekerlek profili örneği vardır (S1002).



Şekil 5.7 : Standart tekerlek profili [11]

Bu şekle göre flanşın çapı tekerlekten daha büyüktür ve tekerlek setinin yatay hareketini sınırlar. Tekerlek setinin raya doğru yapacağı yatay hareket flanşı ray ile temas durumuna getirir ve tekerlek setinin sonraki hareketi sınırlanmış olur. Eğer flanş yatay tekerlek seti hareketini sınırlayamazsa deray gerçekleşebilir. Örnek olarak Şekil 5.7’de tekerlek setinin maksimum yatay yer değiştirmesi $y_{max} = 55mm$ ve tekerlek setinin maksimum dikey yer değiştirmesi $z_{max} = 28mm$ eşitliklerini sağladığı zaman flanş raya tırmanır ve üstüne çıkar ve böylelikle raydan çıkma gerçekleşebilir.

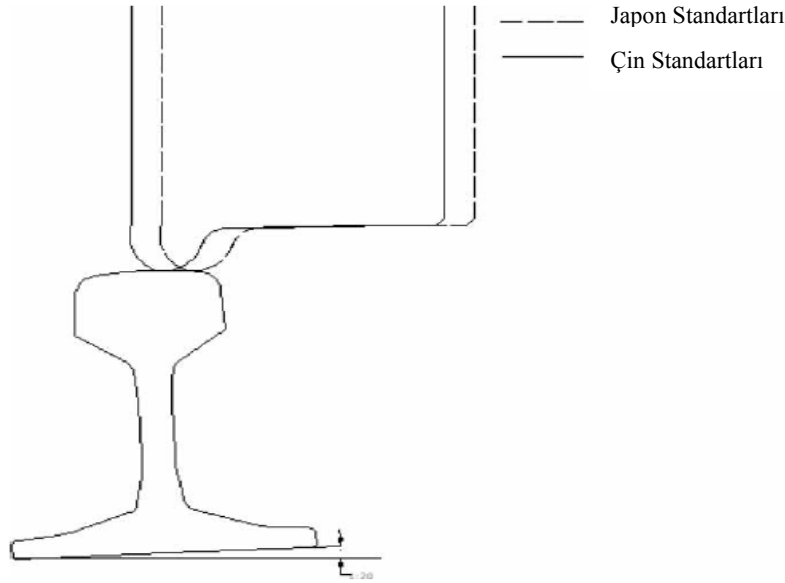
Tekerlek profili ve hat kalitesine bağlı olarak yine farklı standartlar için izin verilen yatay ve dikey tekerlek seti yer değiştirmeleri için farklı sınır değerleri belirlenmiştir. Farklı standartlarda kullanılan tekerlek profilleri de farklı olacağından haliyle bu

değerler de kullanıldığı ülkeye göre değişiklik gösterir. Örnek olarak Çin standartlarında bu parametrelerin limit değerleri aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$y_{max} = 54mm$$

$$z_{max} = 25mm$$

Bu standartlar için tekerlek setinin yatay pozisyonları Şekil 5.8’de gösterilmiştir. Her iki durum için de flanş rayın tepesine tırmanır ve sonuç olarak raylar tekerlek setinin yatay hareketini sınırlayamaz. Bu gibi durumlarda deray gerçekleşir.



Şekil 5.8 : Deray Durumunda Tekerlek - Ray Göreceli Pozisyonları [11]

Görüleceği gibi yukarıdaki araştırmaya göre tekerlek setinin yatay veya dikey yer değiştirmelerinin maksimum değerlerinden birisi deray katsayısı deray ihtimalini öngörürken derayı belirleyebilir.

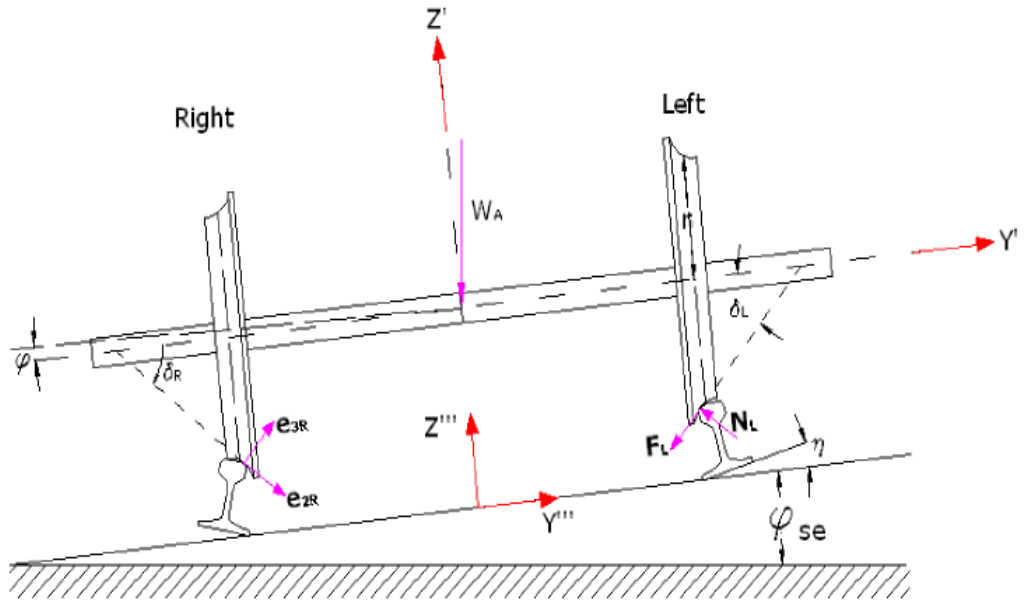
Deray katsayısı kullanarak ray tekerlek temasındaki kuvvetlerin ölçümü her zaman çok da pratik bir yöntem olamayabileceği düşünülerek farklı kriterler kullanılır.

Tekerlek Seti Koordinat Sistemi: Şekil 5.9’da yeni kriterin analizinde kullanılan koordinat sistemi görülmektedir. Buradaki şekilde $x'''y'''z'''$ koordinatlarının orijini yolun merkez çizgisindedir. $x''y''z''$ koordinatları ise $x'''y'''z'''$ koordinat sisteminin z''' aksisi etrafında ψ açısı kadar döndürülmesi sonucu elde edilir. $x'y'z'$ koordinat sisteminin orijini ise tekerlek setinin kütle merkezindedir ve $x'''y'''z'''$

koordinat sisteminin x'' aksisi etrafında φ açısı ile döndürülmesi sonucu elde edilir [11].

$x'''y'''z'''$ ve $x'y'z'$ koordinat sistemleri arasındaki transformasyon matrisi şu şekildedir.

$$\begin{Bmatrix} i' \\ j' \\ k' \end{Bmatrix} \begin{bmatrix} \cos\psi & \cos\psi & 0 \\ -\cos\varphi\sin\psi & \cos\varphi\sin\psi & \sin\varphi \\ \sin\varphi\sin\psi & -\sin\varphi\cos\psi & \cos\varphi \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} i''' \\ j''' \\ k''' \end{Bmatrix} \quad (5.45)$$



Şekil 5.9 : Basit tekerlek seti modeli [11]

Buna ek olarak sırasıyla (e_{1R}, e_{2R}, e_{3R}) ve (e_{1L}, e_{2L}, e_{3L}) sağ ve sol tekerleklerin raylarla (C_1, C_2) temas noktalarının koordinat sistemleridir.

Tekerlek seti derayında yatay tekerlek seti titreşimlerinin etkilerini araştırmak için Şekil 5.9'da gösterilen basit bir tekerlek seti modeli kullanılır. Tekerlek seti 3 serbestlik derecesine sahiptir ve bunlar, boylamsal ve yatay yer değiştirmeler ile sapma hareketi yönleridir. Lineer olmayan kinematik tekerlek ray teması birkaç farklı tekerlek seti hareketi meydana getirir. Diğer bir deyişle tekerlek ve ray geometrilerini, tekerlek seti yatay pozisyonunu ve sapma açısını kullanarak tekerlek setinin dik pozisyonu ve yalpa açısı(roll angle) belirlenebilir. Şekile göre tekerlek setinin denge denklemleri [12];

Boylamsal denklem

$$M_w \ddot{x} = F_{Rx} + F_{Lx} + F_{Sx} + N_{Rx} + N_{Lx} \quad (5.46)$$

Yatay denklem

$$M_w \ddot{y} - W_{A\phi d} = F_{Ry} + F_{Ly} + F_{Sy} + N_{Ry} + N_{Ly} \quad (5.47)$$

Dikey denklem

$$M_w \ddot{z} - W_A \left(1 + \frac{V^2}{Rg} \phi_{se} \right) = F_{Rz} + F_{Lz} + F_{Sz} + N_{Rz} + N_{Lz} \quad (5.48)$$

Yalpa Denklemi

$$I_{wx} \ddot{\phi} = r_R (F_R \gamma + N_R \gamma) + r_L (F_L \gamma + N_L \gamma) + \alpha (F_L z - F_R z + N_{Lz} - N_{Rz}) + M_{S_x} \quad (5.49)$$

Sapma Denklemi

$$I_{wx} \ddot{\psi} = \alpha (F_{Rx} - F_{Lx}) + \alpha \psi (F_{Ry} + F_{Ly} + N_{Ry} - N_{Ly}) + M_{S_z} \quad (5.50)$$

y, z = sırasıyla tekerlek seti yatay ve dikey hareketleri

W_A = tekerlek seti ağırlığı

ϕ_d = dever kusuru

ϕ_{se} = dever açısı

V = yol boyunca tekerlek setinin hızı

R = viraj yarıçapı

a = ekartmanın yarısı

r_R, r_L = sağ ve sol tekerlek dönme radyusları

F_R, F_L = sağ ve sol temas noktalarındaki sürtünme kuvvetleri

N_R, N_L = sağ ve sol temas noktalarındaki normal kuvvetler

F_S = süspansiyon kuvveti

M_S =süspansiyon momenti

Sol ve sağ temas noktalarındaki normal kuvvetler sabit çerçevede bileşenleri ile ifade edilir. Örnek olarak;

$$N_L = |N_L|e_{3L} = |N_L|[-\sin(\delta_L + \emptyset)j''' + \cos(\delta_L + \emptyset)k'''] \quad (5.51)$$

5.48 ve 5.49 nolu denklemlerden normal kuvvetin mutlak değeri bulunur.

$$|N_L| = \frac{\{M^*_\psi + F^*_z[\alpha - r_R \tan(\delta_R - \varphi)]\}}{\{\cos(\delta_L - \varphi)[2\alpha - r_R \tan(\delta_R - \varphi) - r_L \tan(\delta_L + \varphi)]\}} \quad (5.52)$$

δ_R, δ_L = sol ve sağ temas açıları olarak alınırsa;

$$F^*_z = M_w \left(\ddot{z} + \frac{V^2}{R} \varphi_{Se} \right) - F_{Rx} - F_{Lx} + W_A - F_{Sz} \quad (5.53)$$

$$M^*_\varphi = I_{wx}\ddot{\varphi} - \alpha(F_{Lz} - F_{Rz}) - r_R F_{Ry} - r_L F_{Ly} - M_{Sx} \quad (5.54)$$

Denge durumundak koordinat sistemindeki sürünme kuvvetleri aşağıdaki gibi olacaktır;

$$F_{Lx} = F'_{Lx} \cos \psi - F'_{Ly} \cos(\delta_L + \emptyset) \sin \psi \quad (5.55)$$

$$F_{Ly} = F'_{Ly} \cos(\delta_L + \emptyset) \cos \psi \quad (5.56)$$

$$F_{Lz} = F'_{Ly} \sin(\delta_L + \emptyset) \quad (5.57)$$

$$F_{Rx} = F'_{Rx} \cos \psi - F'_{Ry} \cos(\delta_R + \emptyset) \sin \psi \quad (5.58)$$

$$F'_{Ry} = \cos(\delta_R - \emptyset) \cos \psi \quad (5.59)$$

$$F_{Rz} = -F'_{Ry} \sin(\delta_R + \emptyset) \quad (5.60)$$

F'_{Ly} ve F'_{Ry} sol ve sağ temas yüzeylerindeki sürünme kuvvetinin yatay bileşenleri

F'_{Lx} ve F'_{Rx} sol ve sağ temas yüzeylerindeki sürünme kuvvetinin boylamsal bileşenleridir.

Böylece $|N_L|$ aşağıdaki şekildeki gibi yazılabilir.

$$|N_L| = AF_z^* + BM_\phi^* \quad (16)$$

A ve B değerlerini açacak olursak;

$$A = \frac{[\alpha - r_R \tan(\delta_R - \varphi)]}{\{\cos(\delta_L - \varphi)[2\alpha - r_R \tan(\delta_R - \varphi) - r_L \tan(\delta_L + \varphi)]\}} \quad (5.61)$$

$$B = \frac{1}{\{\cos(\delta_L - \varphi)[2\alpha - r_R \tan(\delta_R - \varphi) - r_L \tan(\delta_L + \varphi)]\}} \quad (5.62)$$

Şekil 5.9'a göre sol tekerleğin yatay ve normal kuvvetlerini elde ederiz.

$$Q_L = -N_L \sin(\delta_L + \varphi) \cos \psi + F_{Ly} \quad (5.63)$$

$$P_L = N_L \cos(\delta_L + \varphi) + F_{Lz} \quad (5.64)$$

Sonuç olarak buradan deray katsayısı şu şekilde ifade edilir;

$$\frac{Q_L}{P_L} = \frac{-(AF_z^* + BM_\phi^*) \sin(\delta_L + \varphi) \cos \psi + F_{Ly}}{(AF_z^* + BM_\phi^*) \cos(\delta_L + \varphi) + F_{Lz}} \quad (5.65)$$

(5.65) numaralı denklemi kullanarak payın yatay hıza göre kısmi türevi şu şekilde yazılabilir;

$$\begin{aligned} Num \left[\frac{\partial \left(\frac{Q_L}{P_L} \right)}{\partial \dot{y}} \right] &= F_{Lz}^2 \frac{\partial}{\partial \dot{y}} \left(\frac{F_{Ly}}{F_{Lz}} \right) + N_L^2 \frac{\partial}{\partial \dot{y}} \left(\frac{F_{Lz}}{N_L} \right) \sin(\delta_L + \varphi) \cos \psi \\ &+ N_L^2 \frac{\partial}{\partial \dot{y}} \left(\frac{F_{Ly}}{N_L} \right) \cos(\delta_L + \varphi) < 0 \end{aligned} \quad (5.66)$$

F_{Ly} ve F_{Lz} F_L 'nin y ve z yönlerindeki bileşenleridir. Bu sebepten (F_{Ly}/F_{Lz}) $\dot{y}$ 'nin bir fonksiyonu değildir ve $\frac{\partial}{\partial \dot{y}} \left(\frac{F_{Ly}}{F_{Lz}} \right) = 0$.

Tekerlek setindeki yatay hızın artışı ile sürünme ve sürünme kuvveti artar. Sürünme kuvvetinin yönü $\dot{y}$ yönünün tam tersinedir. Bu sebepten dolayı (5.66) nolu denklemin 2. ve 3. terimleri negatiftir. Kısmi türevin paydasının üssü 2'dir ve sonuç olarak her zaman pozitifdir.

$$\frac{\partial(\frac{Y_L}{Q_L})}{\partial \dot{y}} < 0 \quad (5.67)$$

(5.65) nolu denkleme göre deray katsayısı sol tekerlek için negatiftir ve bundan dolayı tekerlek setinin yatay hızındaki artış ile birlikte bu değerin mutlak değeri de artar.

Benzer olarak sağ tekerlek için de aynı durum geçerlidir ve yatay hızdaki artış ile beraber deray katsayısının mutlak değeri artar.

(5.65) nolu denklem kullanılarak $\frac{\partial(\frac{Q_L}{P_L})}{\partial \dot{\psi}}$ kısmi türevinin payı aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$\begin{aligned} Num \left[\frac{\partial(\frac{Q_L}{P_L})}{\partial \dot{y}} \right] &= F^2_{Lz} \frac{\partial}{\partial \dot{\psi}} \left(\frac{F_{Ly}}{F_{Lz}} \right) + N^2_L \frac{\partial}{\partial \dot{\psi}} \left(\frac{F_{Lz}}{N_L} \right) \sin(\delta_L + \varphi) \cos \psi \\ &\quad + N^2_L \frac{\partial}{\partial \dot{\psi}} \left(\frac{F_{Ly}}{N_L} \right) \cos(\delta_L + \varphi) < 0 \end{aligned} \quad (5.68)$$

Kısmi türevin paydası sapma hızına göre her zaman pozitiftir ve tekerlek setinin sapma hızı arttıkça deray katsayısının mutlak değeri de artar.

Denklemlerden görüleceği gibi tekerlek setinin yatay yer değiştirmesi ve hızı, sapma açısı ve sapma hızı tekerlek setinin derayını etkileyen başlıca parametrelerdir. Bilinen tekerlek ve ray profillerinde ve belli bir deray katsayısında (5.65) nolu denklemi kullanarak tekerlek seti derayı için emniyetli bölge tayin edilebilir.

Bu yeni kriterde görüleceği gibi eğer deray durumunun ana parametreleri emniyetli bölgede kalıyorsa raydan çıkma gerçekleşmez. Bu parametreler ise simülasyonlar ve seyir testleri ile saptanabilir.

Tekerlek setinin hızının ve yer değiştirmesinin ölçümü tekerlek-ray temasındaki kuvvetlerin ölçümüne göre daha kolay ve etkin maliyetlidir. Aşağıdaki Şekil 5.10'da gösterilen jiroskop prensibi ile çalışan tek bir ölçüm aletinin trene yerleştirmesi sonucu bütün bu veriler saha testlerinde elde edilir. Bu sebepten dolayı bu yeni kriter deray öngörüsünde ve kontrolünde etkin bir şekilde kullanılabilir [11].



Şekil 5.10 : CAN-BUS Sync GYRO-IMU-GPS sistem ölçüm cihazı [24]

6. DERAY KRİTERLERİNİN DEĞİŞİK PARAMETRELER KULLANARAK GRAFİK ANALİZLERİ

Şimdiye kadar çeşitli deray mekanizmalarını inceleyip bundan önce kullanılan ve yeni geliştirilen deray değerlendirme kriterlerini analiz ettik. Şüphesiz ki bunların arasında kullanılan en yaygın ve dünya üzerinde kabul edilmiş yöntem ‘Nadal Oranı’ ile deray değerlendirmesidir. Fakat bazı durumlarda sadece Nadal Oranı ile değerlendirme yetmemektedir. Bunun yanında yardımcı kriterler de kullanılmaktadır. Bu bölümde Nadal Oranı’nın parametrelerinde oynamalar yaparak değişimini grafik ile gözlemleyeceğiz. Ayrıca önceki bölümde geçen diğer deray kriterlerini de bazı kabuller yaparak ve parametrelerde yapılan oynamalar ile çıkan tablolardan grafiklerine ulaşp, bu kriterlerin de belli parametreleri sabit tutup bazılarında yapılan oynamalar ile değişim eğrilerine ulaşacağız. Elde edeceğimiz bu grafikler ile önceki bölümde geçen bu kriterlerin karşılaştırmaları daha kolay olacaktır. Yapacağımız bu sayısal çözümler ile kriterleri mertebe bazında kıyaslama da mümkün olacaktır.

Deray değerlendirme kriterleri için çeşitli ülkelerde farklı standartlar kullanıldığından farklı sınır değerleri ve ayrıca farklı değerlendirme şekilleri de mümkün olabilmektedir. Örneğin her ülkede kullanılan ekartman diye tabir edilen ray açıklığı aynı olmamakla beraber her ülkede kullanılan tekerlek profili de aynı değildir. Tekerleklerin koniklik dereceleri bile farklılık göstermektedir. Bu sebepten ötürü her ülke deray değerlendirmesini kendi demiryolu standartlarında yapmak zorundadır ve bu böyle işlem görmektedir. Bir örnek daha verecek olursak Japonya’da Nadal Oranı ile deray değerlendirmesi yapılırken deray tehlikesi kararının verilmesi için oranın sonucu anlık değil de belli bir süre sınır değerini geçmesi gerekmektedir. Tabi ki bu süre yine milisaniyeler ile ölçülen çok küçük fakat ayırt edici mertebelerdir. Farklı parametreler kullanarak grafiksel değişimlerini çıkardığımız bu kriterlerin de bazı ülkeler için sınır değerlerini de ayrıca ilerleyen kısımda belirteceğim.

6.1 Tekerlek Boşalma Oranına Göre Deray Değerlendirmesi

Önceki bölümde Nadal Oranına ulaşırken kullandığımız ilk yoldan sonra tekerlek boşalma oranının da içinde bulunduğu göre bir bağıntı çıkarmıştık. 5.15 nolu bu bağıntıyı hatırlayalım.

$$L_V + \left(\frac{\tan \delta_L - \mu_L}{1 + \mu_L \tan \delta_L} + \frac{\delta_2 + \mu_R}{1 - \mu_R \delta_R} \right) \eta - \frac{\tan \delta_L + \mu_L}{1 + \mu_L \tan \delta_L} + \frac{\delta_R + \mu_R}{1 - \mu_R \delta_R} \geq 0 \quad (5.15)$$

Her iki tekerlek temas noktasına göre alınan momentler ile elde ettiğimiz P_1 ve P_2 dik kuvvetleri ile F_S denen yanal süspansiyon kuvveti, yani aks merkezine etki eden yanal yük tanımlanmıştı. Bu yanal yükü de 5.6 nolu denklemde tekerlek temasındaki yanal ve dikey yükler cinsinden yazarak yükler cinsinden yazmıştık.

$$F_S - \frac{\tan \delta_L - \mu_L}{1 + \mu_L \tan \delta_L} P_1 + \frac{\delta_R + \mu_R}{1 - \mu_R \delta_R} P_2 = 0 \quad (5.6)$$

5.9 nolu denklemlerde tanımlanan değerler ise buradaki deray değerlendirilmesinde kullanacağımız deray katsayısı için temel değerlerdir. F_S yanal kuvveti L_V kriteri ve P_0 tekerlek nominal yükü çarpımı olarak belirtiliyor. P_1 'i sol tekerlek için tekerlek ray temasındaki dik kuvvet olarak ele alırsak ve P_2 'yi ise sağ tekerlek için tekerlek ray temasındaki dik kuvvet olarak ele alırsak daha önceki bölümde yazılan ve aşağıda da gösterilen 5.9 nolu denklemlerde belirtildiği tekerlek boşalma oranı arttıkça nominal yüke oranla P_1 tekerlek dik yükü azalmakta ve sağ tekerlekteki dik yük P_2 ise aynı oranda nominal yüke göre artmaktadır.

$$F_S = L_V P_0, \quad P_1 = (1 - \eta) P_0, \quad P_2 = (1 + \eta) P_0 \quad (5.9)$$

5.15 nolu denklemdeki L_V deray kriterini yalnız bırakırsak bu değeri tekerlek ray temas noktasındaki açılar ve sürtünme kuvvetlerinin yanısıra tekerlek boşalma oranına da bağlı olarak tanımlamış oluruz.

$$L_V = - \left(\frac{\tan \delta_L - \mu_L}{1 + \mu_L \tan \delta_L} + \frac{\delta_2 + \mu_R}{1 - \mu_R \delta_R} \right) \eta + \frac{\tan \delta_L + \mu_L}{1 + \mu_L \tan \delta_L} - \frac{\delta_R + \mu_R}{1 - \mu_R \delta_R} \quad (6.1)$$

Bu deray katsayısı için diğer bilinmeyenlere Jing Zeng'in [8] çalışmasında kullandığı değerleri kullanarak ve ek olarak biz de bazı farklı değerler kullanarak grafiksel değişimleri inceleyeceğiz. Aşağıdaki kabulleri yaparak Lv deray katsayısının farklı sürtünme katsayılarında tekerlek boşalma oranına göre alabileceği limit değerlerin değişiminin grafiğini elde edebiliriz.

$$\delta_L = 68^\circ, \delta_R = 1,5^\circ, \mu_L = \mu_R \times 1,2$$

Çizelge A.1'de deray öngörülen sol tekerlek ve ray arasındaki sürtünme katsayısı 0,15 kabul edilerek grafiği oluşturmada kullanılan parametreler belirtilmiştir. Burada Sağ tekerlek için sürtünme katsayısı Jing Zeng'in [8] çalışmasındaki gibi sol tekerlek için kullanılan sürtünme katsayısının 1,2 ile bölünmesinden elde edilmiştir. Flanş temas açısı ise deray başlangıcında normal bir değer olan 68 derece olarak alınmıştır. Sağ tekerlek için flanş temas açısı ise 1,5 derece gibi küçük bir değer alınmasının sebebi sol tekerlek raya temas halinde ve tırmanırken sağ tekerlekte bu derecede bir temas söz konusu olmayacaktır ve burada flanş temas açısı Jing Zeng'in çalışmasındaki gibi küçük bir değer olarak kabul edilir. Bu değerler ile birlikte η tekerlek boşalma oranı 0'dan 1'e değişirken Lv deray katsayısının değişen değerleri gösterilmiştir. Çizelge A.2'de kabul edilen değerler sabit kalıp sol tekerlek için sürtünme katsayısı 0,25, Çizelge A.3'te ise bu katsayı 0,35 olarak kullanılmıştır. Şekil A.1'de ise η tekerlek boşalma oranı ve Lv deray katsayısının bu farklı sürtünme katsayılarındaki değişim grafiği görülmektedir.

Çizelge ve grafiklerde de görüldüğü gibi tekerlek boşalma oranı η 0.0-1.0 değerleri arasında değişmektedir. Bu değer 1'i geçemeyeceği gibi 1'e yakın değerlere de ulaşması çok olası değildir.

Deray katsayısı Lv'nin alabileceği sınır değerler tekerlek boşalma oranına göre değişebildiğini gözlemlemiş ve aralarındaki lineer bağlantıyı çıkardık. Fakat bu değişimi incelerken farklı sürtünme katsayıları kullanarak flanş temas açısı değerini sabitlemiştik. Şimdi ise tekerlek boşalma oranı ve deray katsayısı arasındaki lineer ilişkiyi tek bir sürtünme katsayısı ve farklı temas açıları ile açıklayabiliriz. Flanş temas açısını 65 dereceden 85 dereceye kadar olan bir skalada inceledik ve sürtünme katsayısını makul bir değer olarak 0,25'e sabitledik. Çizelge A.4, Çizelge A.5, Çizelge A.6, Çizelge A.7 ve Çizelge A.8'de bize bu skaladaki parametre değerleri belirtilmiştir. Farklı flanş temas açılarında tekerlek boşalma oranı ve deray katsayısı

Lv'nin alabileceği sınır değerler ise Şekil A.2'deki grafikte görülmektedir. Ayrıca bu grafikten anlayacağımız gibi nasıl Nadal Kriteri ile deray değerlendirmesi yaparken Q/P yükler oranının alabileceği sınır değerler flanş temas açısı ile artıyor ve bize deray önleme konusunda avantaj sağlıyorsa, buradaki grafikte de belli bir tekerlek boşalma oranı için deray katsayısı Lv'nin alabileceği sınır değerlere bakacak olursak flanş temas açısı arttıkça bu değerlerin de arttığını görürüz. Bu demek oluyor ki büyük flanş temas açısı Lv deray katsayısı kullanılarak yapılan değerlendirmelerde de tehlike sınırını öteliyor bu da daha yüksek bir güvenlik seviyesi anlamına gelmektedir. Grafiği biraz daha inceleyecek olursak deray katsayısı Lv sınır değerlerinin farklı flanş temas açılarında tekerlek boşalma oranı 0,6-0,7 mertebesini geçtikten sonra negatif değerlere ulaştığını görüyoruz ki bu da daha önce bahsettiğimiz gibi tekerlek boşalma oranının 1'e yakın değerlere ulaşmasının pek de mümkün bir durum olmadığını gösteriyor. Ayrıca Şekil A.3'de farklı flanş açıları ile tekerlek boşalma oranı ve Lv deray katsayısının aynı grafikte gösterimi görülmektedir. Buradan da anlaşılabileceği gibi temas açısı ve tekerlek boşalma oranı artarken Lv deray katsayısının limit değeri parabolik bir şekilde azalmakta. Bu da demek oluyor ki flanş açısının artması derayı önlemek için bir avantaj sağlıyorken burada tekerlek boşalma oranının artması devreye girince Lv deray katsayısının limit değeri yine azalıyor, fakat bu düşüş şeklinde gösterildiği gibi azalarak giden bir parabol ile oluyor. Lv deray katsayısının sınır değeri yani güvenlik seviyesi yine düşüyor fakat bu sefer tekerlek boşalma oranının artmasından etkilenecek azalan bir parabol ile daha yumuşak bir düşüş yapıyor.

6.1.1 Tekerlek boşalma oranına göre deray katsayısını incelerken tekerlek yüklerinin etkisi

Deray değerlendirmesinde Nadal Kriteri'nin en yaygın ve en güvenilir yollardan biri olduğundan bahsetmiştik. Nadal Kriteri anlık değerlerde ölçülen statik bir deray değerlendirme yoludur. Bilindiği gibi doğru deray değerlendirmesi için yeni yöntemler üzerinde çalışmalar hala devam etmektedir. Bunun sebebi Nadal oranının birkaç parametreye bağlı olması ve bir vagonun dinamik hareketi incelendiği zaman bu hareketin birçok farklı değişkene sahip olmasıdır. Bilim adamlarının bu farklı değişkenleri de deray değerlendirmesine katma çabaları demiryolu sisteminin etkin kullanılmaya başladığından beri devam eden bir süreçtir.

Burada ise tekerlek boşalma oranına bağlı bir deray katsayısı tanımlanmıştır. deray değerlendirmesinde tekerlek yüklerinin de incelenmesi çok önemlidir. Nadal Kriteri ile değerlendirme yaparken derayın meydana geldiği tek tekerlek üzerinden öngörüler yapılır. Tekerlek boşalma oranına bağlı deray katsayısında iki tekerlek için de parametreler hesabın içine katılmaktadır. Daha önceki bölümde de açıklandığı gibi tekerlekte yanal yük sabit kalır ve dikey yük azalırsa bu yanal yüklerin dikey yüke oranını azaltır ve bu bahsedilen tekerleği deray için daha elverişli bir konuma getirir. Deray katsayısının L_v 'nin η tekerlek boşalma oranına göre değişimini farklı sürtünme katsayıları ve farklı temas açıları ile incelemesini yapmıştık. Şimdi ise her iki dik tekerlek yükünü hesaba katıp bu yüklerdeki değişimlerin deray katsayısını nasıl etkilediğini inceleyeceğiz.

Bir vagon ele alırsak vagondaki yükler her zaman sağ ve sol tekerleklere eşit dağılmaz. Bu eşitsizlik tren stabil konumda veya düz yolda ilerlerken pek fazla bir sorun teşkil etmez, fakat viraja gelindiğinde artan yanal yükler virajdaki dever açısının da etkisi ile bu eşitsizlik büyük dengesizliklere ve bununla birlikte trenin raydan çıkmasına bile sebep olabilir. Bundan sebep vagonda yüklerin her zaman sağ ve sol tekerleklere eşit olarak dağılması istenir ve bunun için çalışılır. Fakat istenen bu homojen dağılımın sağlanması ne yolcu vagonlarında ne de yük vagonlarında sıfır hata ile hiçbir zaman sağlanamaz ve her zaman bu değerler için bir tolerans aralığı belirlenir. Fakat yolcu vagonlarındaki yükler de ağır yük vagonları ile karşılaştırılamayacak kadar düşüktür ve yolcu vagonlarındaki yolcuların yükü vagonun kendi yüküne oranla düşük bir değerdedir. Burada önemli olan olan yük vagonlarında tekerleklere binen statik yükün en homojen şekilde dağılmasıdır. Biz hesaplarımızda tekerlek nominal yükünü P_0 olarak tanımlayarak vagondan gelip her iki tekerleğe de binen dik yükün statik olarak eşit dağıldığını kabul ettik.

Çizelge A.9'da tekerlek boşalma oranı 0'dan 0.5'e geçecek makul bir aralıkta kullanılarak tekerlek yüklerinin değişimi ve bu değişimin deray katsayısı L_v 'ye etkisi incelenmiştir. Bu inceleme yapılırken sabit flanş açısı yine normal bir değer olan 70 derece, tırmanma öngörülen sol tekerlek için sürtünme katsayısı 0,3 ve tırmanmanın olmadığı sağ tekerlek için bu katsayı 0,25 olarak kabul edilmiştir. Jing Zeng'in [8] çalışmasında da her iki tekerlek ray sürtünme katsayısı farklı kullanılmıştı. Tırmanma olmayan sağ tekerleğin katsayısı biraz daha düşük kabul edilmekteydi. Bunun nedenini açıklayacak olursak tırmanma görülmeyen tekerlekte flanş teması

olmaz. Diğer tekerlekte ise flanş raya çıktığı için burada fazla temas olmayan bir yüzeyle karşılaşır, yani bu yüzey daha pürüzlü ve sürtünme katsayısı da daha büyük olabilir.

Daha önceki bölümde belirtilen aşağıdaki 5.9 nolu denklemler tekerlek dikey yüklerinin nominal yük ile ve tekerlek boşalma oranı ile bağıntısını göstermektedir. Bu bağıntılar kullanılarak yapılan incelemede Çizelge A.9'da görüldüğü gibi bir tekerleğin nominal yükü 70 kN olarak alındı ve tekerlek boşalma oranının artışı ile birlikte deray ihtimalinin arttığı sol tekerlekteki yük boşalması incelendi. Burada tekerlek boşalma oranı 0,5'e ulaştığı anda sol tekerlekteki dikey yük 35 kN olurken sağ tekerlekteki dikey yük ise 105 kN'a çıkarak ciddi derecede bir artış gösteriyor.

$$F_s = L_v P_0, \quad P_1 = (1 - \eta) P_0, \quad P_2 = (1 + \eta) P_0 \quad (5.9)$$

Şekil A.4'te 0'dan 0,5'e kadar tekerlek boşalma oranının aldığı her değere karşılık kabul ettiğimiz değerdeki başlangıç nominal tekerlek yüklerinin karşılığını görebiliriz. Şekil A.5'te ise yine Çizelge A.9'da kabul ettiğimiz parametreler ile 0-0,5 aralığında değişen tekerlek boşalma oranında tekerlek yükleri ve L_v deray katsayısı değerlerinin değişimini görebiliriz. Son olarak Şekil A.6'da ise L_v katsayısı ve tekerlek boşalma oranının grafiği görülmektedir.

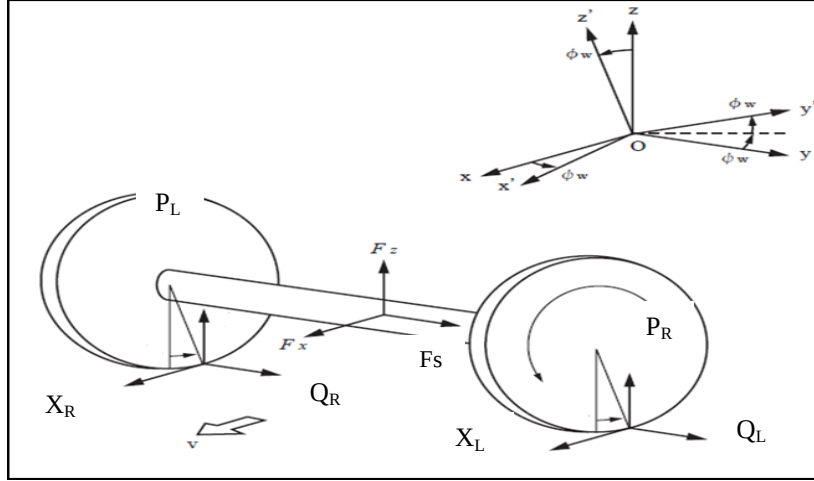
Çizelge A.9'da da işaretlendiği gibi sol tekerlek için belli bir tekerlek yükü azalmasında sağ tekerlekte karşılığında tekerlek boşalma oranına göre bir yük artımı söz konusu. Burada işaretlenen tekerlek boşalma oranı 0,43 gibi bir mertebeye denk geldi. Bu tekerlek boşalma oranı için de sol tekerlek için 70 derece flanş açısında görüleceği gibi L_v deray katsayısının sınır değeri 0,37 gibi bir değere denk geliyor. Bu inceleme için tekerlek boşalma oranını ne kadar değiştirirsek değiştirelim Nadal'ın Q/P oranının etkilenmediğini görürüz, çünkü bu orana bağlı parametreler belliydi ve tekerlek boşalma oranı bunlardan biri değildi. Seçtiğimiz bu tekerlek boşalma oranı için farklı flanş temas açıları kullanarak bir uygulama yaptık ve hem L_v deray katsayısının değişimini hem de Q/P oranının değişimini aynı grafikte Şekil A.7'de görülebilir. Bu uygulamada kullanılan parametreler ise Çizelge A.10'dadır. Seçtiğimiz bir tekerlek boşalma oranı için L_v deray katsayısı ve Q/P oranının limit değerlerinin eğrilerini gösteren bu grafikte de gördüğümüz gibi L_v deray katsayısı ve Q/P oranı eğrileri birbirleri ile benzerlik göstermektedirler. Eğimleri birbirine yakın

olan bu grafikte görebileceğimiz Q/P daha geniş bir aralıkta artmakta iken Lv deray katsayısı daha kısa bir aralıkta değişmektedir. Lv katsayısı ile Q/P oranının birbiri ile ilişkisini daha iyi anlamak için flanş temas açılarını arttırarak ve tekerlek boşalma oranını sabit tutarak bazı grafikler çıkardık. Çizelge A.11, Çizelge A.12 ve Çizelge A.13'te parametreleri ve değerleri verilen bu grafiklerde görülüyor ki kullandığımız sabit tekerlek boşalma oranları için ($\eta=0,1$; $\eta=0,2$; $\eta=0,3$) farklı flanş temas açılarında Lv deray katsayısı ve Q/P oranı arasında lineer bir ilişki vardır. İlgili çizelgelerde belirtilen değerler ile bu ilişki de Şekil A.8, Şekil A.9 ve Şekil A.10'daki grafiklerde görülebilir. Kullandığımız sabit tekerlek boşalma oranları için herhangi bir flanş temas açısında Lv deray katsayısının karşılığına gelecek olan Q/P oranı bu grafiklerden saptanabilir.

Demiryolu araçlarında deray için güvenlik kriteri uzun yıllar sonra teorik analizler ve deneyler sonucu 1960'larda oluşturuldu ve Japonya'da seyir emniyeti bu JNR kriterlerine bağlı olarak geliştirildi. Deray oranı Q/P ile ilgili tekerlek flanş açısına göre sınır değerler geleneksel hatların seyir testlerinde 1993'ten beri kullanılıyor. Son zamanlarda yüksek hızla seyir eden Shinkansen trenlerinde tekerlek yüklerindeki titreşimlerden kaynaklı dalgalanmaların ciddi salınım genişliklerine yükselmesi gözlenmiştir. 300 km/saat hızdaki frekans yaklaşık olarak 70Hz'dir. Bu titreşimlerin ray yüzeyi üzerindeki küçük dikey bozukluklar sonucu meydana geldiği tahmin edilmektedir. Geleneksel hatlarda ise aynı olayın ray bağlantılarında ve oluklarında meydana geldiği gözlemlenmiştir. Bu salınımlar sonucu tekerlek yükü azaldığı zaman Q/P deray oranı bazen anlık olarak standart değerlerin üzerine çıkar [19].

Ishida ve Matsuo çalışmalarında bu şartlar altında seyir emniyetini incelemiş ve değerlendirmek için uygun parametre ve kriterleri araştırmışlardır ve bu kriterler için bazı simülasyonlar da uygulamışlar. Demiryolu araçlarında seyir emniyetini değerlendirmek için tekerlek/ray temas kuvvetleri saha testleri ile ölçülerek tren seyir halinde iken tekerleğine etki eden yükleri dikey, yatay ve boylamsal olarak 3 bileşene ayırmışlar ve daha sonra bu kuvvetlerin oluşturduğu kriterler ile değerlendirmişlerdir.

Ölçülen bu kuvvetler ile seyir emniyet değerlendirmesi için kullanılan kriterleri de aşağıdaki gibi belirtmişlerdir [19].



Şekil 6.1 : Tekerlek seti koordinat sistemine etki eden dış kuvvetler [19].

- a) Deray oranı Q/P :** Bu geleneksel hale gelmiş olan Nadal Oranı olarak da bilinen tekere etki eden yatay yükün dikey yüke oranıdır. Sınır değeri de önceki bölümlerde de değinildiği gibi aşağıdaki 6.2 nolu denklemde de gösterilmiştir. Nadal formülünü açıklarken de belirtildiği gibi α tekerlek-ray temas açısını ve μ ise tekerlek ile ray arasındaki sürtünme katsayısını belirtir.

$$\left(\frac{Q}{P}\right)_{lim} = \frac{\tan\alpha - \mu}{1 + \mu\tan\alpha} \quad (6.2)$$

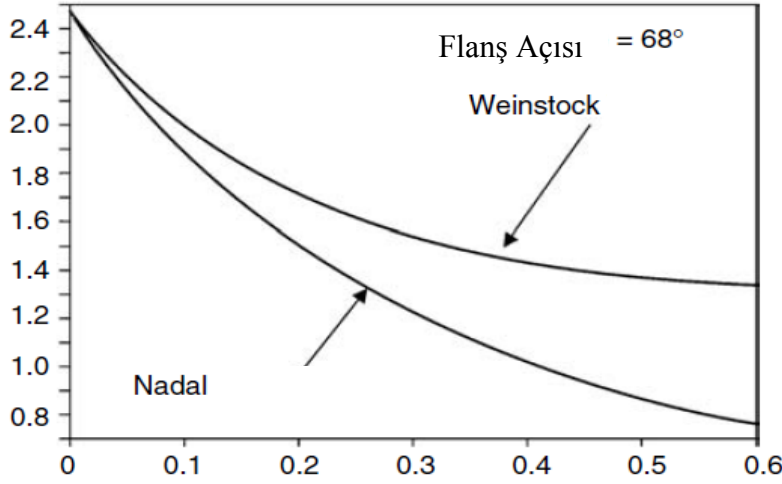
Kiyoshi Ohno [15] çalışmasında Nadal formülü ile ulaştığı deray katsayısı değerlerine %15 gibi bir tolerans kullanılarak farklı temas açıları ve sürtünme katsayıları ile kritik deray katsayısının sınır değerlerinin bir grafiğini oluşturmuştu. Elde ettiği kritik deray katsayısının bu sınır değerleri ile bir seyir emniyeti değerlendirmesi yapılması için ise bu değerlerin seyir esnasında değişmeden en az 15 milisaniye kalması gerekmektedir [9]. Ohno'nun değişen temas açıları ve kritik deray katsayıları ile bir grafik oluşturmuştu. Bu grafiği toleranssız şekilde değişen temas açıları ve Q/P sınır değerleri ile oluşturulan halini daha geniş bir skalada Nadal formülü ile seyir emniyeti değerlendirilmesi farklı temas açıları ve sürtünme katsayıları ile oluşturulan hali Şekil A.11'de görülebilir. Bu grafiği oluştururken kullanılan değerler ise Çizelge A.11'de farklı sürtünme katsayıları için harflendirilmiş farklı çizelgeler halinde görülebilir.

b) Akstaki toplam Q/P oranı $\sum|Q/P|$: Burada belirtilen kriter sağ ve sol tekerleğin Q/P oranlarının mutlak değerlerinin toplamıdır, ayrıca bu Weinstock kriteri olarak da bilinir [19]. Weinstock 1984 yılında daha az yaygın olan bir flanş tırmanma kriteri öne sürdü. Bu kriter aynı aks üzerindeki iki tekerleğin de Q/P oranlarının mutlak değerlerini toplayarak deray başlangıcını tahmin etmektedir. Aynı zamanda “Toplam Aks Q/P Oranı” olarak da bilinir. Flanş temasının gerçekleştiği tekerlekteki Q/P oranı Nadal eşitliği ile değerlendirilebilir, öte yandan flanş temasının olmadığı tekerlekteki Q/P oranı ise tekerleğin sırtının rayın tepe bölgesi ile küçük bir açı (genellikle 0° - 3°) ile teması devam ettiği müddetçe genellikle tekerlek-ray arasındaki sürtünme katsayısını belirtir [20].

Weinstock flanş teması olan tekerlekteki Nadal oranının ve temas olmayan diğer tekerlekteki sürtünme katsayısının toplamının özellikle düşük ya da negatif hücum açılarında Nadal kriterinden daha doğru bir sonuç vereceğini önermiştir. Bunu düşünmesindeki sebep Nadal kriterinin sadece flanş teması gerçekleştiren bir tek tekerlek için düşünülmesiydi [20].

$$\left(\sum|Q/P|\right)_{lim} = \frac{\tan\alpha - \mu}{1 + \mu\tan\alpha} + \mu \quad (6.3)$$

Denklem 6.3’de Weinstock kriteri görülmektedir [19]. Burada Nadal oranı ile toplanan flanş temasının olmadığı tekerleğin sürtünme katsayısı sürtünme katsayısı temas olan tekerlek ile aynı kabul edilmiş olduğundan aynı sembol ile gösterilmektedir. Biz daha önceki uygulamalarımızda açıkladığımız gibi temas olmayan tekerleğin sürtünme katsayısını biraz daha düşük kabul etmiştik, uzun süre temas nedeniyle sürtünmelerden ve tekerleğin parlatılmasından da kaynaklı her iki tekerlek için her zaman sürtünme katsayısı aynı olmayabilir. Şekil 6.2’de ise 68° flanş açısında Nadal ve Weinstock değerlerinin karşılaştırılması görülebilir.



Şekil 6.2 : Nadal ve Weinstock kriterlerinin karşılaştırılması [20]

Şekil A.12’de toplam aks Q/P oranı sınır değerlerinin birkaç farklı sürtünme katsayısı ile birlikte yine değişen flanş açıları ile oluşturulan grafiği bulunmaktadır. Çizelge A.15’te bu grafiği oluştururken kullanılan parametreler bulunmaktadır ve görüldüğü gibi sadece tek bir sürtünme katsayısı kullanılmıştır. Deray durumu öngörülen tekerlek ile ray arasındaki sürtünme katsayısı ve diğer tekerlek ile ray arasındaki sürtünme katsayısı önceki değerlendirmelerin aksine aynı kabul edilmiştir. Bu değer aynı da kabul edilebileceği gibi küçük sapmalar da verebilir. Çizelgedeki parametreler (a), (b) ve (c) olarak farklı sürtünme katsayıları için ayrılmıştır.

- c) **Tekerlek yükü azalma oranı $\Delta P/P_0$:** Önceki kısımda L_v deray katsayısını tanımlarken kullandığımız değişkenlerden biri de tekerlek boşalma oranıydı. Ishida ve Matsuo’nun çalışmasında tekerlek yükü azalma oranının da bir açılımı yapılmış ve aşağıdaki denklemlerde bu açılımı görebiliriz [19].

$$\left(\frac{\Delta P}{P_0}\right)_{lim} = \frac{\lambda_L - \lambda_R}{\lambda_L + \lambda_R} - \frac{F_s}{W} \frac{2}{\lambda_L + \lambda_R} \quad (6.4)$$

$$\lambda_L = \frac{\tan \alpha_L - \mu_L}{1 + \mu_L \tan \alpha_L} \quad (6.5)$$

$$\lambda_R = \frac{\tan \alpha_R - \mu_R}{1 - \mu_R \tan \alpha_R} \quad (6.6)$$

Burada yine α temas açısını ve μ sürtünme katsayısını belirtiyor. İndisler ise bu kriterde her iki tekerlek için de kullanılan bu parametrelerin sağ veya sol tekerleğe ait

olduklarını belirtir. L alt indisi sol tekerlek için R alt indisi ise sağ tekerlek için kullanılmıştır. Bu kriterde ve önceki kriterlerdeki aynı olarak kullanılan semboller yine aynı kuvvetleri temsil ederler. Q tekerlekteki yatay kuvveti, P tekerlek yükünü, P_0 ise statik aks yükünün yarısını tanımlamak için kullanılmıştır. F_s aksın kütle merkezine etki eden yatay kuvveti, W ise aks yükünü belirtir. 6.4 numaralı denklem için aks kütle merkezinde herhangi bir yatay kuvvet olmadığında veya bu yatay kuvvetlerin bileşenleri 0 olduğunda yani $F_s = 0$ olduğu durumda bu eşitliğe Kunieda formülü denir [19].

L_v deray katsayısını tanımlayıp bazı grafikler çıkarıp değerlendirmeler yapmıştık. Jing Zeng ve Pingbo Wu [8] çalışmasında tanımlanan L_v deray katsayısının parametrelerinden biri de η tekerlek boşalma katsayısıydı. Ishida ve Matsuo [19] da çalışmalarında tekerlek yükü azalma oranı ile ilgili bir kriter vermişlerdi. İki ayrı çalışmada verilen ve Ishida'nın çalışmasında direk kriter olarak kullanılan bu tekerlek yükü azalma oranlarını karşılaştıralım. İki çalışmada da tekerlek boşalma oranı farklı bağıntılara sahiptir. Ishida'nın kullandığı denklemler aşağıdaki gibidir.

$$\frac{\Delta P}{P_0} = \frac{\lambda_L - \lambda_R}{\lambda_L + \lambda_R} - \frac{F_s}{W} \frac{2}{\lambda_L + \lambda_R} \quad (6.7)$$

Burada aks merkezine etki eden yanal yük F_s daha önce Jing Zeng'in çalışmasında da kullanılmıştı ve nominal tekerlek yükü ile L_v katsayısının çarpımı olarak tanımlanmıştı.

$$F_s = L_v x P_0 \quad (6.8)$$

Şimdi Ishida'nın tanımlanan tekerlek nominal yükü P_0 aks statik yükünün yarısıydı. Tabi bu durum tekerleklere eşit bir statik yük dağılımı söz konusu olduğunda geçerli olacaktır. Aynı çalışmada W ise aks yükü olarak tanımlanmıştı. O zaman bizim de aks yükü olarak verilen bu W kuvvetini tekerlek nominal yükünün 2 katı olarak tanımlamamızda bir sakınca olmayacaktır.

$$W = 2xP_0 \quad (6.9)$$

Şimdi Jing Zeng'in önceki çalışmasından aldığımız ve bizim oluşturduğumuz 6.8 ve 6.9 numaralı denklemleri Ishida'nın çalışmasındaki tekerlek boşalma oranı içinde kullanalım.

$$\frac{\Delta P}{P_0} = \frac{\lambda_L - \lambda_R}{\lambda_L + \lambda_R} - \frac{LvP_0}{2P_0} \frac{2}{\lambda_L + \lambda_R} \quad (6.10)$$

$$\frac{\Delta P}{P_0} = \frac{\lambda_L - \lambda_R}{\lambda_L + \lambda_R} - \frac{Lv}{\lambda_L + \lambda_R} \quad (6.11)$$

$$\frac{\Delta P}{P_0} = \frac{\lambda_L - \lambda_R - Lv}{\lambda_L + \lambda_R} \quad (6.12)$$

$$\frac{\Delta P}{P_0} (\lambda_L + \lambda_R) = \lambda_L - \lambda_R - Lv \quad (6.13)$$

$$Lv + (\lambda_L + \lambda_R) \frac{\Delta P}{P_0} - \lambda_L - \lambda_R = 0 \quad (6.14)$$

En son elde ettiğimiz 6.14 numaralı denklemdeki λ_L ve λ_R sembollerinin açılımlarını yerine koyacak olursak;

$$\lambda_L = \frac{\tan \alpha_L - \mu_L}{1 + \mu_L \tan \alpha_L} \quad (6.15)$$

$$\lambda_R = \frac{\tan \alpha_R - \mu_R}{1 - \mu_R \tan \alpha_R} \quad (6.16)$$

$$Lv + \left(\frac{\tan \alpha_L - \mu_L}{1 + \mu_L \tan \alpha_L} + \frac{\tan \alpha_R - \mu_R}{1 - \mu_R \tan \alpha_R} \right) \frac{\Delta P}{P_0} - \frac{\tan \alpha_L - \mu_L}{1 + \mu_L \tan \alpha_L} - \frac{\tan \alpha_R - \mu_R}{1 - \mu_R \tan \alpha_R} = 0 \quad (6.17)$$

Ulaşılan 6.17 numaralı denklem daha önce kullandığımız 6.1 numaralı denklem ile çok benzediği fark edilebilir. 6.17 numaralı denklemdeki fark sağ tekerlek için kullanılan oranda sadece temas açısının tanjantının alınmış olmasıdır. Zaten her iki durumda da deray incelemesi ve tekerlek tırmanması sol tekerlekte olduğundan sağ tekerlekte bir flanş teması söz konusu değildir. Burada 0'dan 3 dereceye küçük temas açıları kabul edebiliyordu ve bu derece küçük temas açıları için bu açının tanjant değeri yerine direk α_R olarak açının kendi değerini kabul edebiliriz. Bu kabulü yaptıktan sonra görülüyor ki 6.1 numaralı denklemde η tekerlek boşalma oranı yerine 6.17 numaralı

denklemden $\frac{\Delta P}{P}$ vardır. Bu eşitliği pekiştirmek için Jing Zeng'in verdiği tekerlek nominal yükleri, tekerlek anlık yükleri ve tekerlek boşalma oranı arasındaki bağıntılara göz atalım.

$$P_1 = (1 - \eta)P_0 \quad (6.18)$$

$$P_2 = (1 + \eta)P_0 \quad (6.19)$$

$$P_1 = P_0 - \eta P_0 \quad (6.20)$$

6.20 numaralı denklemde sol tekerlekte öngörülen deray için P_1 sol tekerlekteki anlık yüküdür ve nominal tekerlek yükünden ηP_0 kadar bir yük azalması sonucu meydana gelir. η tekerlek boşalma oranıdır. O zaman ηP_0 kadar azalma ΔP 'ye eşittir, hatta Batchelor'un çalışmasında [21] P_1 değeri anlık tekerlek yükü olarak şu şekilde tanımlanmıştır.

$$P_1 = P - \Delta P \quad (6.21)$$

Aşağıdaki 6.22 numaralı denklemde nominal tekerlek yükünden azalan kuvvet değerlerini eşitleyerek 6.23 numaralı denkleme ulaşırız ve bu da daha önce iki ayrı çalışmada kullanılan ve eşitliğini kanıtladığımız tekerlek yükü azalama oranlarının bir şekilde sağlanması olur.

$$\Delta P = \eta P_0 \quad (6.22)$$

$$\eta = \frac{\Delta P}{P_0} \quad (6.23)$$

Teorik limit değerleri verilen bu üç kriter arasında ilk sırada verilen aynı zamanda Nadal formülü olarak geçen kriter seyir emniyetinin değerlendirilmesinde bütün ülkelerde temel parametre olarak kullanılmaktadır. Diğer iki kriter olan aks toplam Q/P oranı ve tekerlek yükü azalma oranı genellikle A.B.D.'de yardımcı endeksler olarak kullanılmaktadır.

Sadece A.B.D.'de yardımcı bir kriter olarak kullanılan bu tekerlek yükü azalma oranını daha iyi analiz etmek için yine bazı parametreleri sabit tutup bazıları ile daha önceki çalışmalardan da referanslar alıp makul bir skalada oynamalar yapmak faydalı

olacaktır. Bu nedenle yine sol tekerlekte deray incelemesi yapacağız. Flanş temas açısını (δ_L) önceki çalışmalarımızda da kullandığımız normal bir değer olan 70° kabul ederek deray durumunda olmayan sağ tekerlekteki temas açısını yine küçük bir açı olarak $1,5^\circ$ kabulünü yaptık. Sürtünme katsayısı sol tekerlek ray arası için 0,25 sağ tekerlek için ise 0,21 olarak kabul edildi. 6.4 numaralı denkleme göre yapılan çözümde aks merkezine etki eden F_s yanal kuvveti 0'dan yani herhangi bir yanal yük olmadan başlıyor ve 70 kN kuvvete kadar çıkıyor. Buradaki analizde de bir tekerlek için tekerlek nominal yükü vagondan gelen yük tekerleklere eşit dağıldığı takdirde 70kN kabul edildi. Yani F_s yanal kuvvetin analizde aldığı değer maksimum tekerlek nominal yükü kadar, yani W aks yükünün 0,5'i kadardır. Ishida'nın başka bir analiz için yaptığı çözümde de F_s yanal yükü aks yükünün 0,4 veya 0,5 katı bir değerde değişmektedir [19]. Şekil A.13'deki grafikte çıkan sonuçlarda görülüyor ki F_s yanal yükü arttıkça tekerlek yükü azalma oranının sınır değeri azalmakta. Bu demek oluyor ki incelenen tekerlek için daha düşük bir tekerlek yükü azalma oranında deray başlama tehlikesi vardır. Yani aks merkezine etki eden yatay kuvvetin artması sol tekerlekteki dik yükün nispeten daha az bir oranda azalması sonucu bizi bir deray durumuyla karşı karşıya bırakabilir ve bu sonuç da bize Nadal formülü ile bulduğumuz sonuçları hatırlatmakta, fakat Nadal oranında kullanılan yatay kuvvet direk tekerlekten rayın dışına doğru etki eden Y koordinatındaki yatay kuvvettir. Çizelge A.16'da ise F_s yanal kuvveti ile tekerlek yükü azalma oranının değişimlerini incelemek için oluşturulan grafiğin parametreleri bulunuyor. Ayrıca Çizelge A.16'da F_s kuvveti değişirken tekerlek yükü azalma oranına etkisini görebilmekle beraber bu oranın sınır değerleri için sol ve sağ tekerleğe binebilecek sınır yük değerleri de hesaplanmıştır. P_1 sol tekerlek dik yükünü P_2 sağ tekerlek dik yükünü, P_0 ise aks yükünün tekerleklere eşit olarak dağıldığı kabul edildiğinde aks yükünün yarısı olan başlangıçtaki tekerlek nominal yüküdür. Her bir tekerlek yükü azalma oranı sınır değerine karşılık gelen tekerlek yükleri ile sol tekerlekteki maksimum azalma ile oluşacak en düşük kuvvet ve sağ tekerlekte de maksimum artma ile oluşabilecek en büyük kuvvet saptanabilir.

Sabit temas açıları kullanarak aks kütle merkezine etki eden yanal yükü arttırarak tekerlek boşalma oranının sınır değerlerine ulaşmıştık. Burada ise aks yükünü tekrar 140 kN kabul ederek aks merkezine etki eden yanal kuvvetin aks yükünün %10'u kadar yani 14 kN sabit bir değerde olduğunu varsayarak temas açılarının artımı ile

beraber tekerlek boşalma oranı kriterindeki sınır değerlere ulaştık. Şekil A.14'te bu değerler görülmektedir. Bu değerlendirmede yanal kuvvet F_s sıfır olarak kabul edilebilirdi. Daha önce de bahsedildiği gibi bu değer sıfıra eşit olduğunda kriter Kunieda formülü adını alıyor. Yanal kuvvetin sıfır olması Şekil A.14'teki grafiğin eğimini bir miktar arttırırdı ama değişim yine yakın değerlerde olurdu, yani temas açısı arttıkça kriterin sınır değeri de artar yani Nadal değerlendirmesindeki gibi daha yüksek bir güvenlik seviyesi sağlanmış olurdu. Çizelge A.17'de ise grafiği oluştururken kullanılan parametreler görülmektedir. Görüleceği gibi bazı temel parametreler, örneğin sürtünme katsayısı ve sağ tekerlek için kullanılan parametreler gibi değerler aynı kalmıştır. Bu çizelgeden çıkardığımız bir başka grafik ise Şekil A.15'tedir. Şekil A.14'teki durum için bu sefer tekerlek boşalma oranı sınır değerlerine karşılık gelen Nadal değerlerinin grafiği çıkartıldı. Görüldüğü gibi Nadal değerleri arttıkça tekerlek yükü boşalma oranının sınır değerleri de parabolik olarak artmaktadır. Bir önceki grafiği ve bundan önceki çalışmaları da anlatırken benzetmeye çalıştığımız gibi kriterler ve güvenlik seviyeleri arasındaki ilişkiler hiç bir zaman Nadal'ın kriteri ile ters düşmüyor. Buradan da anlaşılabileceği gibi dünyanın her yerindeki demiryollarında seyir emniyeti için deray değerlendirmesinde kullanılan Nadal kriteri uluslararası kabulü olan yaygın ve etkin bir deray değerlendirme yoludur.

6.2 Hücum Açısı Değişiminin Deray Kriterine Etkisinin İncelenmesi

Hücum açısını değerlendirmeden önce tekerlek ray arasında meydana gelen teğetsel kuvvetlerin anlaşılmasında fayda vardır. Çünkü hücum açısının değişmesi ile birlikte bu kuvvetler de önem kazanır.

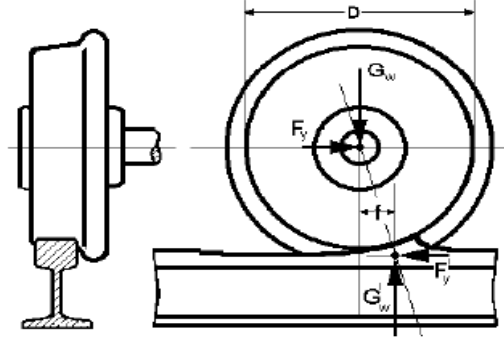
Flanş teması gerçekleşen tekerlekte teğetsel kuvvetler aynı zamanda hücum açısının ve boylamsal sürtünme kuvvetinin bir fonksiyonudur. Tren hızlanırken veya fren yaparken boylamsal kuvvet X artar ve tekerlek ile ray temas yüzeyindeki sürtünme küçük bir yatay sürtünmeye rağmen doygunluğa ulaşır. Tekerlek ray temas noktasındaki kuvvetler daha önce de bahsedildiği gibi kuvvetler Q , P ve X olarak üçe ayrılabilir. Bunlar dikey yatay ve boylamsal koordinatlardadır. Teğetsel kuvvetler ise dönme temasından uyarılan sürtünme kuvvetleridir. Bir tekerlek raydan çıkmaya başladığında ve flanş raya temas ettiğinde yüksek sürtünmeden dolayı meydana gelen lineer olmayan sürtünme kuvvetlerini hesaba katmamız gereklidir [19].

Buradaki teğetsel kuvvetleri sürtünme kuvvetleri olarak tanımladık ama bir bakıma da bir sürünme olayı söz konusu. Yuvarlanma teması için çeşitli çalışmalar yapılmıştır ve bunların arasında Dukkupati'nin [12] kitabında geçen J.J. Kalkerin çıkardığı bazı lineer sürünme teorileri ve yine Kalker'in basitleştirilmiş yuvarlanma teması teorisidir. Yuvarlanma temasındaki sürünme kuvvetleri için yapılan çalışmalardan en güvenilir ve önemli olanları bunlardır ve halen kullanılan sürünme kuvveti hesaplama programları da bu basitleştirilmiş teori üzerine geliştirilmiş olanlardır [12].

Teğetsel kuvvetler için sürünme veya sürtünme kuvveti diye tanımlar yapıldı fakat yuvarlanma temasındaki bu kuvvetler teorik olarak aslında ne tam bir sürünme kuvveti ne de sürtünme kuvvetidir. Her ne kadar kaynaklarda sürünme olarak geçse de bize ders kitaplarında öğretilen sürünme akma gerilmelerinin işin içine girdiği aynı zamanda sıcaklığın bir fonksiyonuydu ve buradaki tanımlarda sıcaklık bir parametre olarak hesaplara katılmamıştır. Aynı zamanda bu kuvvetler için geleneksel bir sürtünme kuvveti tanımı da yapılmamıştır. Yine de bu kuvvetler için tanımlamada daha da açıklık getirmekle beraber, bunda sonra bu tez çalışmasında çeşitli kaynaklarda bahsedildiği gibi sürünme kuvvetleri diye bahsedilecektir.

Tekerlek ray temasında ve yuvarlanma temasındaki sürünme kuvvetleri için yapılan çalışmalar ve tanımlar genelde teoriktir. Bazı kavram karmaşaları da bu konuda çok fazla teorik anlatımın kullanılmasından meydana gelir. Bu kuvvetleri daha iyi anlamak için birkaç somut örnekle beraber tanımlama yapmak faydalı olacaktır. Teoride tekerlek ile ray arasındaki temas yüzeyi sonsuz küçük bir yüzeydir ve aks üzerinden bütün vagonu taşıyan tekerleğin bu temas yüzeyine uygulayacağı basınç ise sonsuz büyük bir değer alır. Ray malzemesinin sahip olduğu mukavemet bu basıncı karşılayamaz ve tekerlek raya gömülür. Raya gömülen bu tekerlek yüzeyi temas yüzeyinin yeterli derecede büyümesiyle beraber rayın tekerleğin uyguladığı basıncı taşıyabileceği büyüklüğe kadar devam eder. Tekerlek raya gömülü vaziyette ray üzerinde dönerken aynı bir oklavanın hamurun üzerinde döndürülmesi gibi ray malzemesi de tekerlek önünde elastik deformasyona uğrar. Ray malzemesinin üzerinden geçen tekerlek bu ray malzemesinin eski halini almasının daha uzun bir sürede gerçekleşmesine sebep olur. Bu sebeple deformasyon bölgesindeki iç sürtünmelerin oluşturduğu bir bileşke kuvvet sürekli olarak harekete ters yönde etki eder. (F_y') Yuvarlanmanın sağlanabilmesi için ise bu kuvvete eşit büyüklükte bir F_y

kuvvetini hareket yönünde uygulamak gereklidir. Şekil 6.3'te tanımı yapılan yuvarlanmanın ve F_y yuvarlanma direncinin oluşmasının şematik bir gösterimi görülebilir [22].



Şekil 6.3 : Yuvarlanma direnci [22]

Tren dinamiğinde geçen sürünme kuvvetlerini bir başka tanımla açıklayacak olursak, genellikle birbiri ile temas halinde iki yuvarlanan cismin çevresel hızları eşit değildir. Boyutsuz bir terim olan sürünme ise bu iki cismin yaptığı tam bir yuvarlanma hareketinden sapmaları belirtir. Burada teorik olarak ray da yarıçapı sonsuz olan yuvarlanan bir cisim olarak düşünülmüş. Sürünme teğetsel kuvvetleri oluşturduğundan yatay ve boylamsal yönde olabilir. Her ne kadar bu kuvvetleri hesaplamada Kalker'in metodu kullanılmaktaysa da demiryolu dinamiğinde sürünmenin önemine ilk olarak Carter parmak basmış olup boylamsal ve yatay sürünmeleri tanımlamıştır [12].

Hücum açısı deray durumunu etkilediği bilinen bir gerçektir. Hücum açısı sıfırken ve hiç bir yanal sürünme kuvveti yok iken bir deray tehlikesi olması da söz konusu değildir. Fakat hücum açısı arttıkça yanal bir sürünme kuvveti olmasa bile boylamsal sürünme kuvveti tekerleğin raya tutunmasını sağlayarak tekerleğin raya tırmanma tehlikesini yaratır. Hücum açısının deray katsayısı ile ilgili direk olarak bir bağıntısına ulaşılamasa da John Elkins [23] yapılan test sonuçlarından bir grafik çıkararak bir bağıntı oluşturmuş buna göre:

$$\text{Tekerlek } \frac{Q}{P} < 1.0 \quad \{AOA > 5 \text{ mrad için}\}$$

$$\text{Tekerlek } \frac{Q}{P} < \frac{12}{(AOA(mrad)+7)} \quad \{AOA < 5 \text{ mrad için}\}$$

Şekil A.16'daki grafikte önerilen Q/P oranı kriteri tekerlek setinin hücum açısının bir fonksiyonu olduğu görülmektedir. Yukarıdaki kriter hücum açısının flanş tırmanması

için gerekli olan tek tekerlek için Q/P oranı üzerindeki çok önemli etkisini küçük ve negatif hücum açılarındaki hesaba katmaktadır. Yine görülüyor ki bir tek tekerlek için hala kullanılan Q/P oranı yani Nadal kriterine kıyasla 5 miliradyandan küçük hücum açıları için önemli ölçüde bir güvenlik seviyesi artması söz konusudur. Tabi bu değerlendirmeyi yapmak için de tekerlek setinin hücum açısı, araç üzerine yerleştirilen sensör ve cihazlarla birlikte doğru bir metod ile ölçülmesi önemlidir [23].

6.3 Deray Kriterlerinin Sınır Değerleri ve Standartlar

Önceki bölümde açıklanan tekerlek normal kuvveti azalması bazı standartlarda, özellikle A.B.D.'de deray durumu değerlendirmesi için bir ölçüt olarak alınabiliyordu. Bu parametrenin sınır değerleri de farklı standartlarda değişiklik göstermektedir. Tekerlek yükü azalma oranı kriteri genelde Nadal kriterinin yanında yardımcı bir kriter olarak kullanılmaktadır. Örnek vermek gerekirse Britanya Standartlarına (British Railway Group Standard) göre Nadal değeri yani Q/P oranı 1.2'i değerini 0,05 saniyeden fazla geçmemelidir, ve buna ek olarak tekerlek dik yükü azalması statik değerinin %60'ından düşük bir değere ulaşmamalıdır. Bu standartı şu şu şekilde belirtilebilir [24]:

$$\frac{\Delta P}{P_0} < 0,6$$

Flanşın raya tırmanma potansiyelinin değerlendirilmesi için yıllar boyunca çalışmalar yapılarak bazı kriterler kullanılmıştır, fakat Nadal'ın 1908 yılında bir tek tekerlek baz alarak önerdiği yatay yükün dikey yüke oranı (Q/P) kriteri hala en yaygın kullanılanıdır. Bu kriter dünya üzerindeki demiryollarında deray değerlendirmesinde kullanılan yaygın ve kabul görmüş bir kriterdir, fakat dünyanın her yerinde aynı sınır değerlerde ve aynı şekilde kullanılmamaktadır. Laboratuarlarda yapılan testlerde gözlemlenmiştir ki Q/P değerleri herhangi bir raydan çıkma olmaksızın Nadal limitini sıklıkla geçmektedir. Bu gözlemlerden faydalanmak adına Japonya Devlet Demiryolları-JNR ve General Motors'un Elektromotiv departmanı Q/P oranını sınırlayan değerleri küçük zaman aralıkları için arttırmayı önermişlerdir. Kuzey Amerika'da 50 milisaniye zaman aralığı limiti AAR tarafından uygulanmaktadır [23]. Ayrıca Kuzey Amerika'da Nadal değeri için izin verilen sınır değer Q/P=1 ve tekerlek yükü azalma oranı için ise $\Delta P/P_0=0,9$ 'dur [24].

Japon Standartlarında da Nadal oranı deray katsayısının maksimum değerleri şu şekilde belirtilmiştir [24]:

$$\frac{Q}{P} < 0,6 \quad \Delta t > 0,05s$$

$$\frac{Q}{P} < \frac{0,04}{\Delta t} \quad \Delta t < 0,05s$$

Çin Halk Cumhuriyeti'nde $Q/P=1$ izin verilen sınır değeri, $Q/P=1,2$ ise tehlike sınır değeridir. Ayrıca Çin Halk Cumhuriyeti'nde tekerlek yükü azalma oranının sınır değerleri şu şekildedir [24]:

$$\frac{\Delta P}{P_0} = 0,6 \text{ izin verilen sınır değeri}$$

$$\frac{\Delta P}{P_0} = 0,65 \text{ tehlike sınır değeri}$$

Batı Avrupa'da ise Nadal kriteri için kullanılan sınır değer $Q/P=0,8$ olarak kabul görmüştür.

7. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME

- Yapılan bu çalışmada demiryollarında bakım işlemlerinin ve bakım planlamasının önemine değinilerek çeşitli bakım yöntemleri tanımlanmıştır. Demiryollarında izleme yolu ile bakımda izlenen parametreler belirtilerek bu parametrelerin ölçümünün ve değerlendirmesinin bakım planlamasındaki önemi üzerinde durulmuştur.
- Demiryollarında izleme yolu ile bakımda hatların ve vagonların performansı hakkında bilgiler alınıp, bu bilgiler ışığında deray tespiti ve kurb yarıçapı belirleme gibi işlemlerin yapıldığı, ayrıca ray ve tekerlek hasarlarının bu şekilde tespit edildiği de görülmüştür.
- Demiryollarında izleme yöntemi ile bakımı baz alan ve EN 50126 standartlarında tanımlanan RAMS teknikleri tanımlanmış ve bu tekniklerin demiryollarında kullanımı, demiryolu uygulamasında etkilendiği faktörler ve sistem ömür çevrimini oluşturan fazları belirtilmiştir.
- Demiryollarında meydana gelen çeşitli kazalar ve nedenleri belirtilerek üzerinde durulacak normal seyir halinde deray olayı için ray ve tekerlek etkileşimi incelenmiştir. Ray ve tekerlek etkileşiminde ilk önce rayın ve tekerleğin profilleri tanımlanmıştır. Tekerleğin konik profilinin raylı taşıtın normal yolda ve virajdaki seyrini nasıl etkilediğini ve avantajlarını yapılan çeşitli çalışmalardan da bağıntılar vererek gösterilmiştir.
- Dünya üzerindeki demiryollarında kullanılan deray kriterleri denklemler ile tanımlanmıştır. Ayrıca yeni geliştirilen deray kriteri yaratma çalışmaları da verilmiştir. Bunların arasında en dünya üzerinde en çok kabul edilmiş ve en yaygın olarak kullanılan Nadal kriterinin nasıl çıkarıldığı ve hangi parametrelerden etkilendiği irdelenmiştir.
- Japonya'daki Hibiya hattı üzerinde meydana gelen tekerlek tırmanma tipi deray kazasının raporu incelenmiş olup bu raporda belirtilen deray nedenleri

hem yol hem de araç için belirtilerek çıkarılan sonuçlardaki deray önleme yolları açıklanmıştır.

- Nadal kriterinin yanında kullanılan ve yeni geliştirilen çeşitli deray kriterlerinin parametreleri üzerinde inceleme yapılarak gerçeğe yakın değerlerde kabüller yaparak bu parametrelerin değişimi grafiksel olarak incelenmiştir.
- Değişim eğrilerini incelemek açısından geniş skalalarda parametre değerleri ile grafik analizleri yapılan değişik deray kriterlerinin parametreleri hakkında gerçeğe yakın alabilecekleri değerler de belirtilerek farklı ülkelerde kullanılan standartlardaki limit değerleri ayrıca incelenmiştir.
- Yeni ortaya atılan deray kriterleri de dahil olmak üzere değişik deray kriterlerinin belli parametrelerdeki değişim eğrileri 1908 yılında ortaya atılan Nadal kriterinin yine flanş açısı, sürtünme katsayısı gibi parametrelerdeki değişim eğrileri ile karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmalar sonucunda görülmüştür ki değişim eğrileri en yaygın kullanılan Nadal kriterinin grafik analizindeki değişim eğrileri ile ters düşmemektedir.
- Deray kriterlerinin kullanılan parametre aralıklarında alabileceği değerler grafiklerde detaylı olarak incelenmiş ve bu değerlerin farklı ülkelerdeki sınır değerleri ile birlikte verilmesi ile birlikte her standart için uygun parametre değerleri de grafiklerden tespit edilebilir.
- Yapılan bu çalışmalar tecrübeler dayalı olarak yapılan kabüllerin, farklı simülasyonlarda kullanılan değerlerin ve bazı standartların verilerini içermektedir. Elbette ki bu çalışmaların teoriksel olduğu gö önünde bulundurulmalıdır. Her ülkede ray ve tekerlek profilleri tasarımsal olarak değişiklik göstermektedir ve her standart için simülasyonlar, saha testleri, laboratuvar testleri ve uygulama yapmak gerekmektedir. Bunların sonucu olarak kriterler için tecrübeler dayalı limit değerleri saptamak gerekir.

KAYNAKLAR

- [1] **Url-1**, Dünya ve Ülkemizde Demiryollarının Tarihi, <refahiyemyo.erzincan.edu.tr/userfiles/DDYTG.doc>, alındığı tarih: 09.02.2011
- [2] **Url-2**, Demiryolunun Tarihi ve Ülkemizdeki Demiryolu, <www.rayder.org.tr/images/demiryolunun_tarihi.pdf>, alındığı tarih: 13.02.2011
- [3] **Url-3**, Cumhuriyetimizin 80 Yıllık Tarihindeki Demiryolu Politikaları, 2010. <www.tcdd.gov.tr/home/detail/?id=267>, sitede ilk yayınlandığı tarih: 29.11.2010, alındığı tarih: 15.02.2011
- [4] **Budai, G., Huisman, D. and Dekker R.**, 2004. Scheduling Preventive Railway Maintenance Activities, Econotmetric Unstitute Report EI 20444-41, September 15, 2004
- [5] **Patra, A.P.**, 2007. RAMS and LCC in Rail Track Maintenance, heduling Preventive Railway Maintenance Activities, Licantiate Thesis, Lulea University of Technology Division of Operation and Maintenance Engineering, December 2007.
- [6] **Simoës, G. M. P.**, 2008. RAMS analysis of railway track infrastructure, MSc Thesis, Instituto Superior Tecnico-Universidade Tecnica de Lisboa, September 2008.
- [7] **Wickens, A.H.**, 2005, *Fundamentals of Rail Vehicle Dynamics*, Taylor & Francis e-Library, ISBN 0-203-97099-3 Master e-book ISBN, ISBN 90 265 1946 X (Print Edition)
- [8] **Zeng, J., Wu, P.**, 2008. Study on the wheel/rail interaction and derailment safety, State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiatong University, China. June 6, 2008.
- [9] **Kiyoshi, O.**, Research and Developlment for Eliminating Wheelclimb Derailment Accidents, Safety Research Laboratory, Research and Development Center of JR East Group, Japan, 46-50.
- [10] **Wang, W. and Li, G.X.**, 2009. Development of a simulation model of a high-speed vehicle for a derailment mechanism, School of Mechatronics Engineering, Harbin Institue of Technology, Harbin, Heilongjiang, People's Republic of China. DOI: 10.1243/09544097JRRT277. 103-113.
- [11] **Durali M. and Jalili M.M.**, 2009. A new criterion for assessment of train derailment risk, Mechanical Engineering Department, Center of Excellence in Design, Robotics and Automation, Sharif Universtiy of Technology, Tehran, Iran. DOI: 10.1243/14644193JMBD203, 83-101.
- [12] **Garg, V.K. and Dukkpati, R.V.ng, W.**, 1984. *Dynamics of Railway Vehicle Systems*, Academic Press Canada, ISBN 0-12-275950-8.

- [13] **Toprak, T.**, 2011. Titreşim Analizi Semineri, TCDD Genel Müdürlüğü, Ankara, 12.01.2011
- [14] **BS EN 50126-1**, 1999. Railway Applications, The specification and demonstration of Reliability, Availability, Maintainability, and Safety (RAMS)-Part 1: Basic requirements and generic process, European Committee for Electrotechnical Standardization.
- [15] **Kim, J. W.**, 2007. Railway RAMS, Korea Railroad Research Institute, April 10, 2007.
- [16] **Pagibigan, K.**, 2011. A Close Look on Railroad Accidents <<http://www.abcarticledirectory.com/Article/A-Close-Look-on-Railroad-Accidents/183020>>, alındığı tarih: 30.03.2011
- [17] **Url-4**, 2009, Train Accidents Statistics, <www.crashstuff.com/train-accident-statistics>, October 22, 2009, alınma tarihi: 30.03.2011
- [18] **Doğan, K.H., Demirci, Ş., Deniz, İ., Büken B., Erkol Z.**, 2008. Konya’da 2000-2007 Yılları Arasında Meydana Gelen Raylı Ulaşım Sistemi Ölümleri, *Adli Tıp Dergisi* 2008; 22(3): 1-8.
- [19] **Ishida H., Matsuo M.**, 1999. Safety Criteria for Evaluation of Railway Vehicle Derailment. *Quarterly Report of RTRI*, Vol.**40**, No.1 pp.18-25.
- [20] **Wu H. and Wilson N.**, 2006. Railway Vehicle Derialment and Prevention. *Handbook of Railway Vehicle Dynamics* (Chapter 8), Edited by Simon Iwnicki. Taylor & Francis Group. ISBN 0-8493-3321-0.
- [21] **Batchelor G. H.**, 1965. The Influence of Track Twist on Vehicle Design. . British Railways Board, Sage Publications, Vol.**180**, Number 3F/1965 ISSN 0367-8849. 86-98.
- [22] **Url-5**, Vagon Hareket Dinamiği, <<http://web.itu.edu.tr/~ismail/musa.pdf>>, alınma tarihi: 25.05.2011.
- [23] **Elkins J. and Wu H.**, 2000. New Criteria for Flange Climb Derailment. RVD Consulting, Inc., Pueblo, Colorado USA. Railroad Conferecence, Proceedings of the 2000 ASME/IEEE Joint. 1-7.
- [24] **Toprak T.**, 2011. Presentation of Railway Dynamics, Wheel Rail Interaction-Derailment Conditions. European Union Railways Conference, Belgrad-Serbia.

EKLER

EK A.1 : Deray kriterlerinin değişik parametreler ile analizleri için çizelge ve grafikler

EK A.1**Çizelge A.1 : Sürtünme katsayısı 0,15 kabul edilerek kullanılan parametreler**

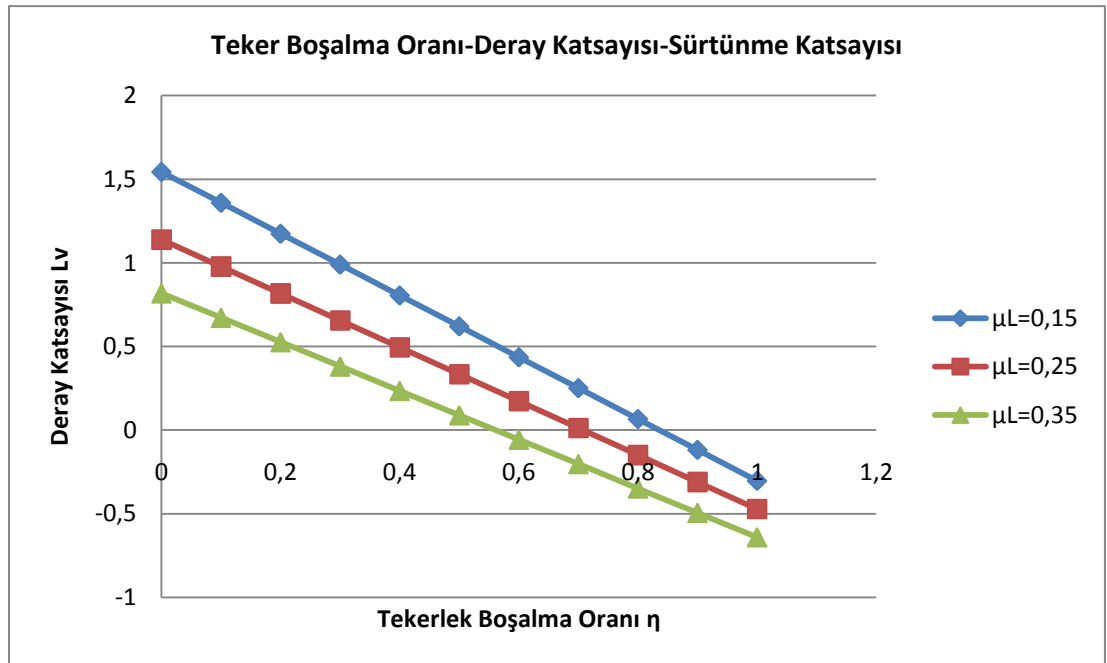
δ_L (derece)	δ_L (radyan)	δ_R (derece)	δ_R (radyan)	μ_L	μ_{R1}	η	Lv1
68	1,186824	1,5	0,02618	0,15	0,125	0	1,543904
68	1,186824	1,5	0,02618	0,15	0,125	0,1	1,359179
68	1,186824	1,5	0,02618	0,15	0,125	0,2	1,174453
68	1,186824	1,5	0,02618	0,15	0,125	0,3	0,989727
68	1,186824	1,5	0,02618	0,15	0,125	0,4	0,805001
68	1,186824	1,5	0,02618	0,15	0,125	0,5	0,620276
68	1,186824	1,5	0,02618	0,15	0,125	0,6	0,43555
68	1,186824	1,5	0,02618	0,15	0,125	0,7	0,250824
68	1,186824	1,5	0,02618	0,15	0,125	0,8	0,066099
68	1,186824	1,5	0,02618	0,15	0,125	0,9	-0,11863
68	1,186824	1,5	0,02618	0,15	0,125	1	-0,30335

Çizelge A.2 : Sürtünme katsayısı 0,25 kabul edilerek kullanılan parametreler

δ_L (derece)	δ_L (radyan)	δ_R (derece)	δ_R (radyan)	μ_L	μ_{R2}	η	Lv2
68	1,186824	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0	1,138753
68	1,186824	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,1	0,977718
68	1,186824	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,2	0,816683
68	1,186824	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,3	0,655648
68	1,186824	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,4	0,494612
68	1,186824	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,5	0,333577
68	1,186824	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,6	0,172542
68	1,186824	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,7	0,011507
68	1,186824	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,8	-0,14953
68	1,186824	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,9	-0,31056
68	1,186824	1,5	0,02618	0,25	0,208333	1	-0,4716

Çizelge A.3 : Sürtünme katsayısı 0,35 kabul edilerek kullanılan parametreler

δ_L (derece)	δ_L (radyan)	δ_R (derece)	δ_R (radyan)	μ_L	μ_{R2}	η	Lv3
68	1,186824	1,5	0,02618	0,35	0,291667	0	0,818383
68	1,186824	1,5	0,02618	0,35	0,291667	0,1	0,672486
68	1,186824	1,5	0,02618	0,35	0,291667	0,2	0,526589
68	1,186824	1,5	0,02618	0,35	0,291667	0,3	0,380693
68	1,186824	1,5	0,02618	0,35	0,291667	0,4	0,234796
68	1,186824	1,5	0,02618	0,35	0,291667	0,5	0,088899
68	1,186824	1,5	0,02618	0,35	0,291667	0,6	-0,057
68	1,186824	1,5	0,02618	0,35	0,291667	0,7	-0,20289
68	1,186824	1,5	0,02618	0,35	0,291667	0,8	-0,34879
68	1,186824	1,5	0,02618	0,35	0,291667	0,9	-0,49469
68	1,186824	1,5	0,02618	0,35	0,291667	1	-0,64058



Şekil A.1 : Farklı sürtünme katsayılarındaki η -Lv grafiği

Çizelge A.4 : Temas açısı 65° kabul edilerek kullanılan parametreler

δ_L (derece)	δ_L (radyan)	δ_R (derece)	δ_R (radyan)	μ_L	μ_{R1}	η	Lv1
65	1,134464	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0	0,997502
65	1,134464	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,1	0,850592
65	1,134464	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,2	0,703682
65	1,134464	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,3	0,556772
65	1,134464	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,4	0,409862
65	1,134464	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,5	0,262952
65	1,134464	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,6	0,116042
65	1,134464	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,7	-0,03087
65	1,134464	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,8	-0,17778
65	1,134464	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,9	-0,32469
65	1,134464	1,5	0,02618	0,25	0,208333	1	-0,4716

Çizelge A.5 : Temas açısı 70° kabul edilerek kullanılan parametreler

δ_L (derece)	δ_L (radyan)	δ_R (derece)	δ_R (radyan)	μ_L	μ_{R2}	η	Lv2
70	1,22173	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0	1,244741
70	1,22173	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,1	1,073107
70	1,22173	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,2	0,901473
70	1,22173	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,3	0,729839
70	1,22173	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,4	0,558205
70	1,22173	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,5	0,386571
70	1,22173	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,6	0,214937
70	1,22173	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,7	0,043303
70	1,22173	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,8	-0,12833
70	1,22173	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,9	-0,29996
70	1,22173	1,5	0,02618	0,25	0,208333	1	-0,4716

Çizelge A.6 : Temas açısı 75° kabul edilerek kullanılan parametreler

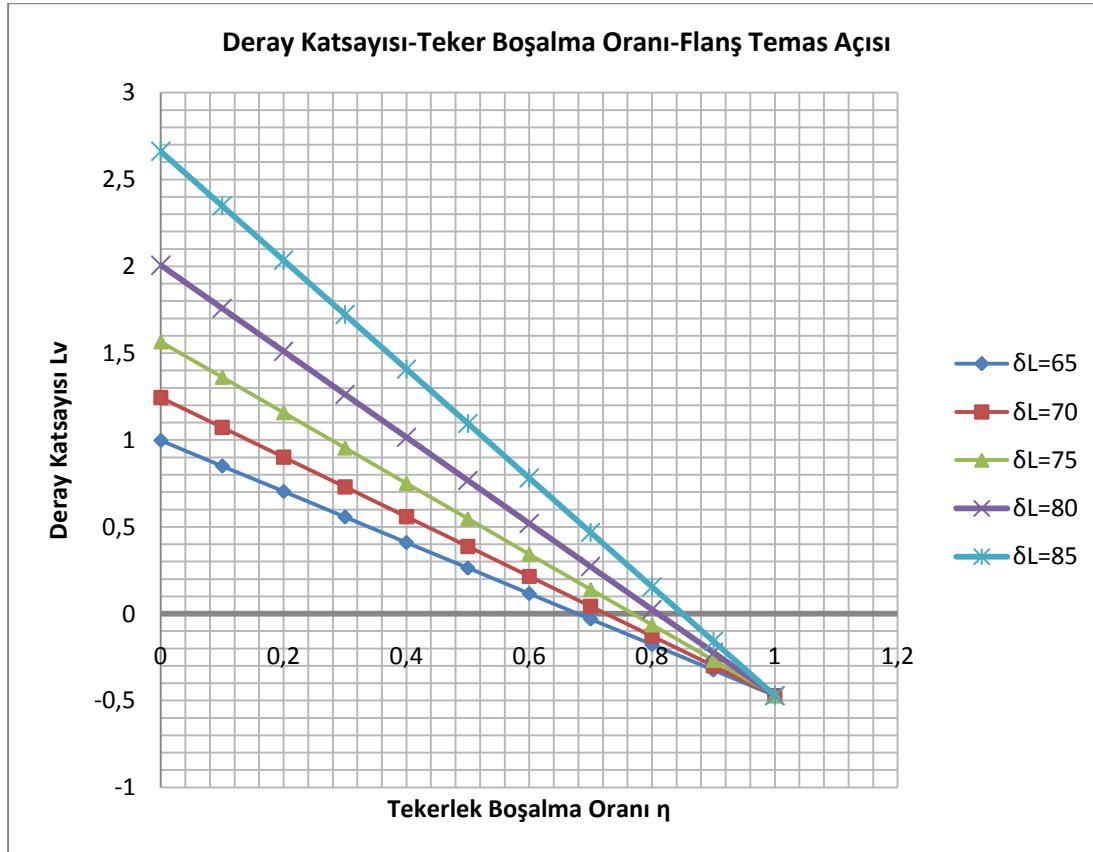
δ_L (derece)	δ_L (derece)	δ_R (derece)	δ_R (derece)	μ_L	μ_{R2}	η	Lv3
75	1,308997	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0	1,56556
75	1,308997	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,1	1,361844
75	1,308997	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,2	1,158128
75	1,308997	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,3	0,954412
75	1,308997	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,4	0,750697
75	1,308997	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,5	0,546981
75	1,308997	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,6	0,343265
75	1,308997	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,7	0,139549
75	1,308997	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,8	-0,06417
75	1,308997	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,9	-0,26788
75	1,308997	1,5	0,02618	0,25	0,208333	1	-0,4716

Çizelge A.7 : Temas açısı 80° kabul edilerek kullanılan parametreler

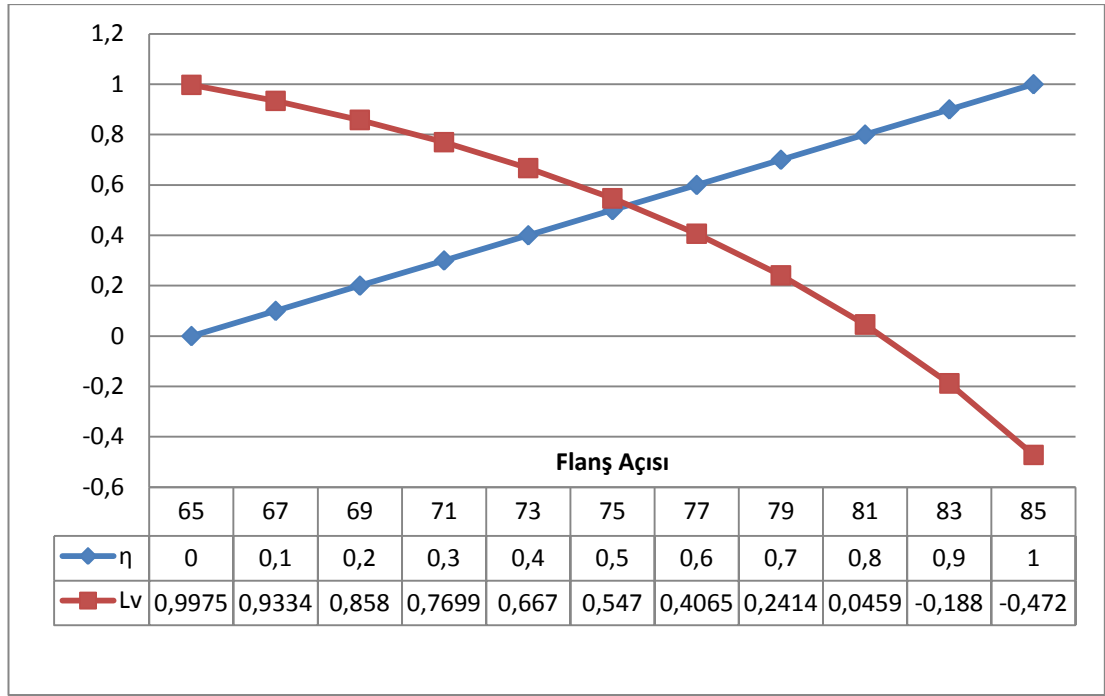
δ_L (derece)	$\delta_{L=80}$ (derece)	δ_R (derece)	δ_R (derece)	μ_L	μ_{R2}	η	Lv4
80	1,396263	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0	2,006419
80	1,396263	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,1	1,758617
80	1,396263	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,2	1,510816
80	1,396263	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,3	1,263014
80	1,396263	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,4	1,015212
80	1,396263	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,5	0,76741
80	1,396263	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,6	0,519608
80	1,396263	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,7	0,271807
80	1,396263	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,8	0,024005
80	1,396263	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,9	-0,2238
80	1,396263	1,5	0,02618	0,25	0,208333	1	-0,4716

Çizelge A.8 : Temas açısı 85° kabul edilerek kullanılan parametreler

δ_L (derece)	$\delta_{L=85}$ (derece)	δ_R (derece)	δ_R (derece)	μ_L	μ_{R2}	η	Lv5
85	1,48353	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0	2,662455
85	1,48353	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,1	2,349049
85	1,48353	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,2	2,035644
85	1,48353	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,3	1,722239
85	1,48353	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,4	1,408833
85	1,48353	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,5	1,095428
85	1,48353	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,6	0,782023
85	1,48353	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,7	0,468617
85	1,48353	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,8	0,155212
85	1,48353	1,5	0,02618	0,25	0,208333	0,9	-0,15819
85	1,48353	1,5	0,02618	0,25	0,208333	1	-0,4716



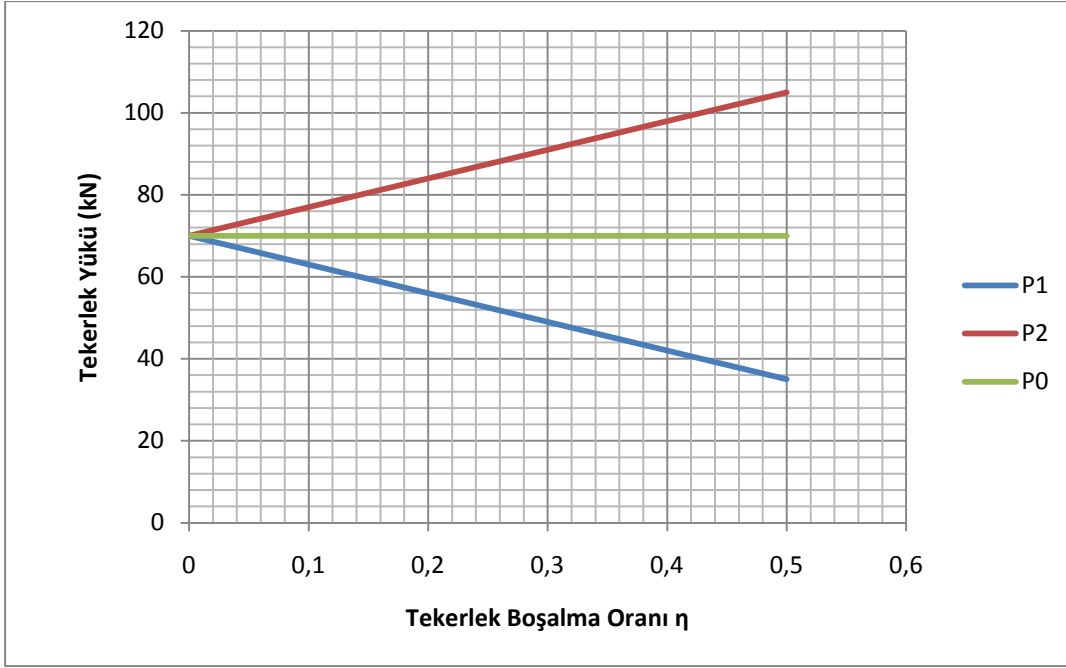
Şekil A.2 : Farklı temas açıları ile η -Lv ilişkisi



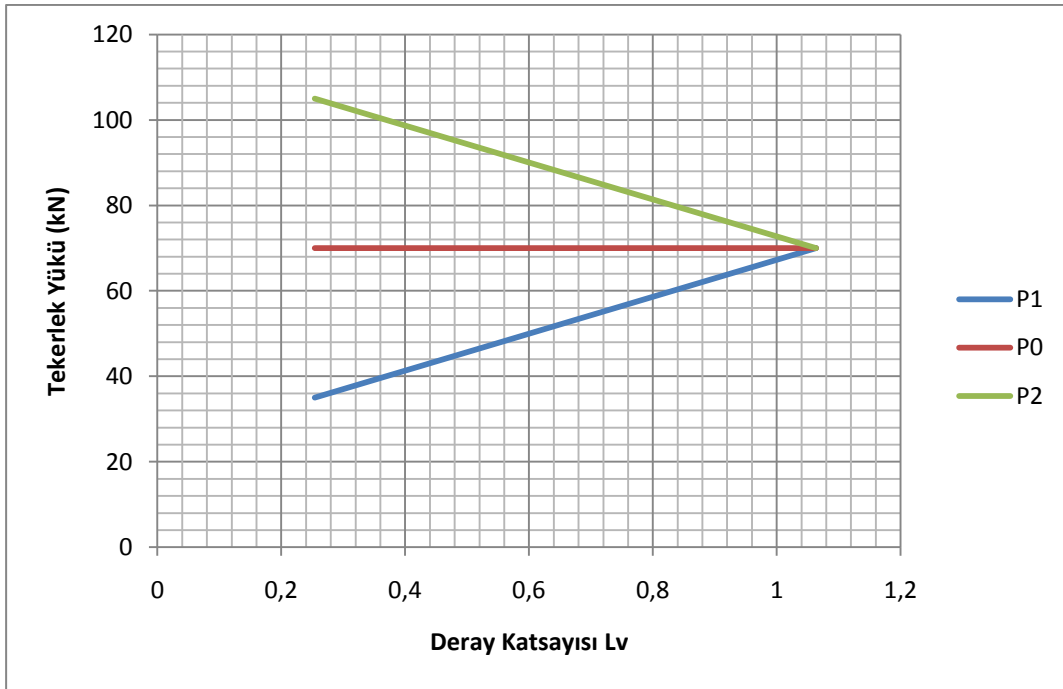
Şekil A.3 : Farklı temas açıları ile η -Lv değişiminin beraber gösterimi

Çizelge A.9 : Tekerlek yüklerinin değişimini incelerken kullanılan parametreler

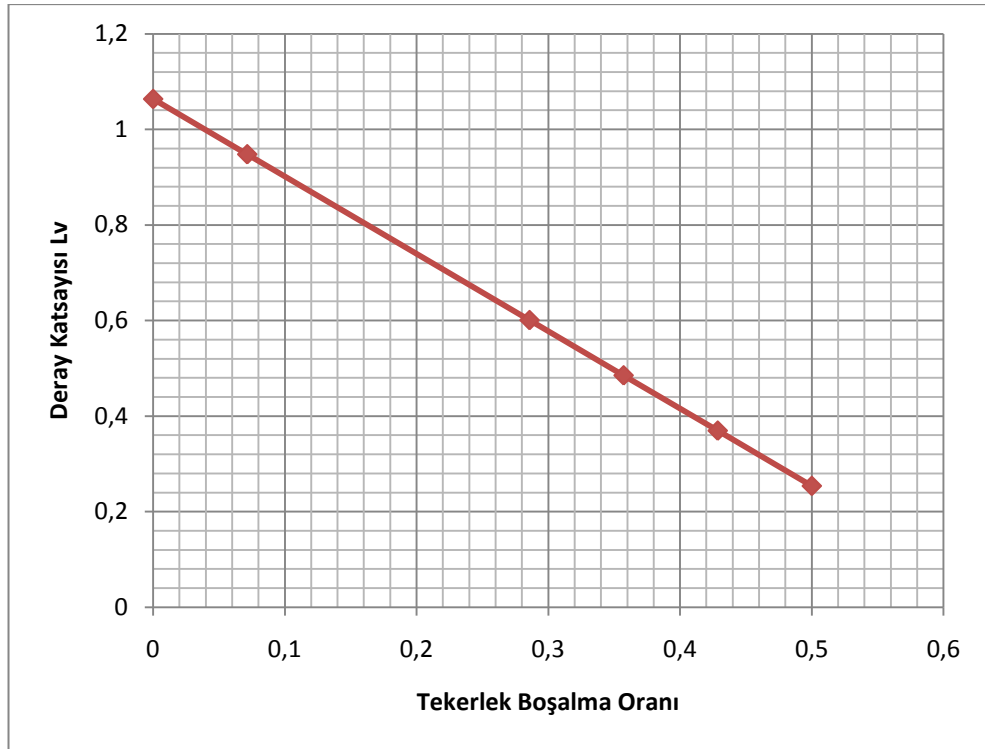
P_1 (kN)	P_2 (kN)	P_0 (kN)	η	δ_L (derece)	δ_L (radyan)	δ_R (derece)	δ_R (radyan)	$\mu_L=0,3$	μ_{R1}	Lv1	Q/P
70	70	70	0	70	1,22	1,5	0,026	0,3	0,25	1,06	1,34
65	75	70	0,07	70	1,22	1,5	0,026	0,3	0,25	0,95	1,34
50	90	70	0,29	70	1,22	1,5	0,026	0,3	0,25	0,60	1,34
45	95	70	0,36	70	1,22	1,5	0,026	0,3	0,25	0,49	1,34
40	100	70	0,43	70	1,22	1,5	0,026	0,3	0,25	0,37	1,34
35	105	70	0,5	70	1,22	1,5	0,026	0,3	0,25	0,25	1,34



Şekil A.4 : Tekerlek yüklerindeki değişimin tekerlek boşalma oranına etkisi



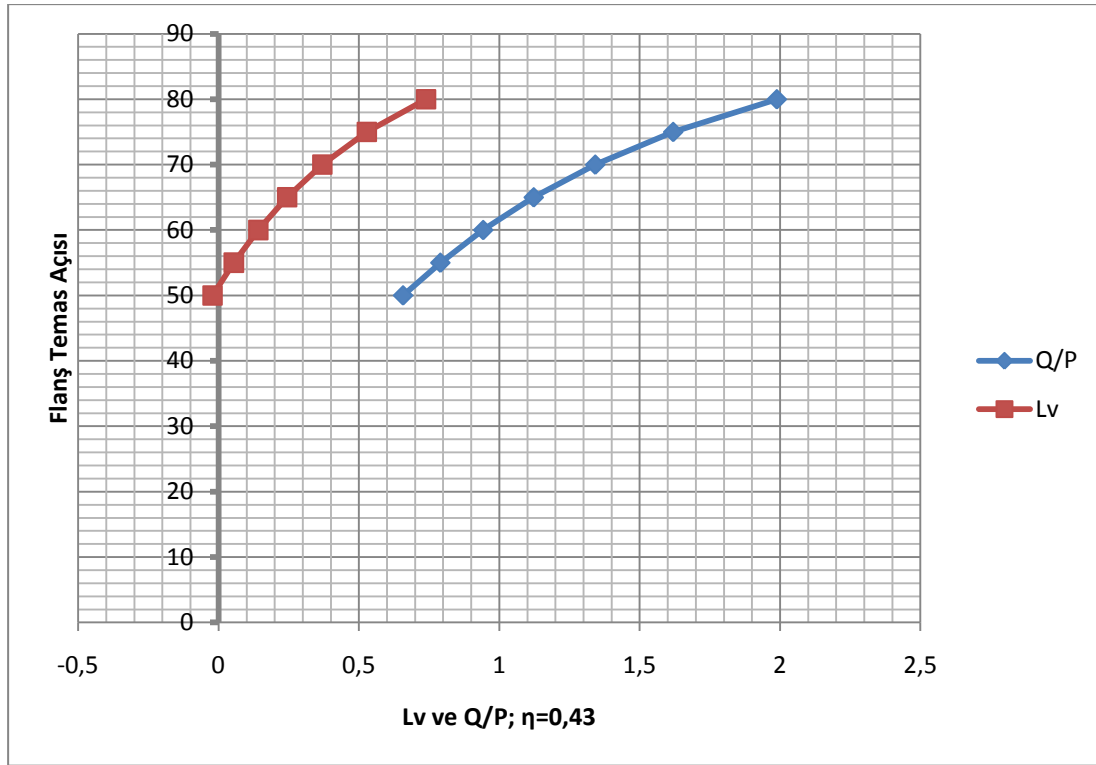
Şekil A.5 : Tekerlek yüklerindeki değişimin deray katsayısına etkisi



Şekil A.6 : Tekerlek boşalma oranı ve deray katsayısı ilişkisi

Çizelge A.10 : Tekerlek yüklerinin değişimi incelenirken kullanılan parametreler

δ_L (derece)	δ_L (radyan)	δ_R (derece)	δ_R (radyan)	μ_L	μ_{R2}	$\eta=0,43$	Lv(özel)	Q_1/P_1 (özel)
50	0,87	1,5	0,026	0,3	0,25	0,43	-0,02	0,66
55	0,96	1,5	0,026	0,3	0,25	0,43	0,05	0,79
60	1,05	1,5	0,026	0,3	0,25	0,43	0,14	0,94
65	1,13	1,5	0,026	0,3	0,25	0,43	0,24	1,12
70	1,22	1,5	0,026	0,3	0,25	0,43	0,37	1,34
75	1,31	1,5	0,026	0,3	0,25	0,43	0,53	1,62
80	1,40	1,5	0,026	0,3	0,25	0,43	0,74	1,99



Şekil A.7 : Tekerlek boşalma oranı ve deray katsayısı ilişkisi

Çizelge A.11 : Lv - Q/P grafiğinde kullanılan parametreler ($\eta=0,1$)

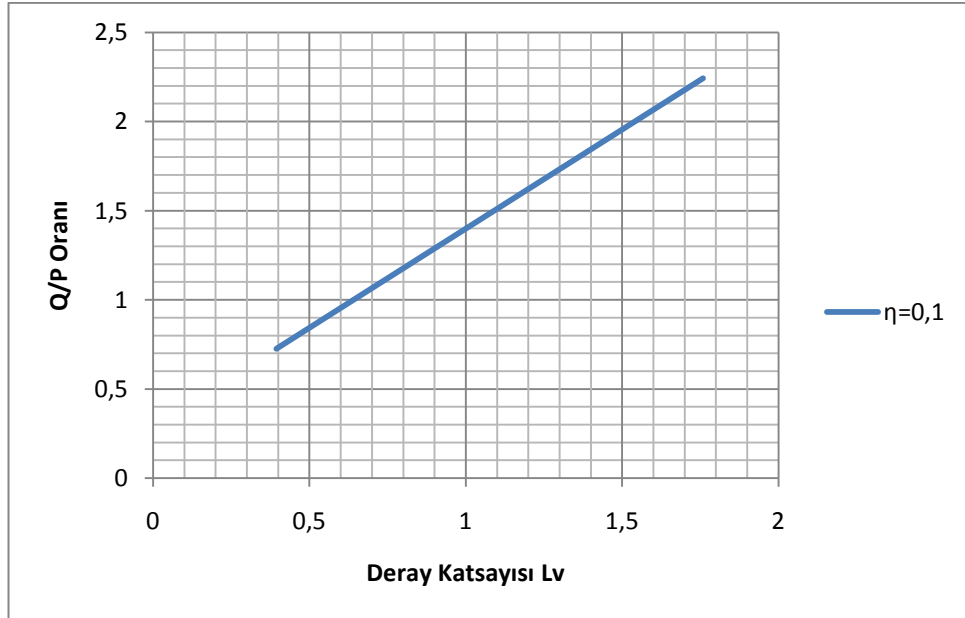
δ_L (derece)	δ_L (radyan)	δ_R (derece)	δ_R (radyan)	μ_L	μ_{R1}	$\eta=0,1$	Lv1	$Q_1/P_1(1)$
50	0,87	1,5	0,026	0,25	0,21	0,1	0,39	0,73
55	0,96	1,5	0,026	0,25	0,21	0,1	0,52	0,87
60	1,05	1,5	0,026	0,25	0,21	0,1	0,67	1,03
65	1,13	1,5	0,026	0,25	0,21	0,1	0,85	1,23
70	1,22	1,5	0,026	0,25	0,21	0,1	1,07	1,48
75	1,31	1,5	0,026	0,25	0,21	0,1	1,36	1,80
80	1,40	1,5	0,026	0,25	0,21	0,1	1,76	2,24

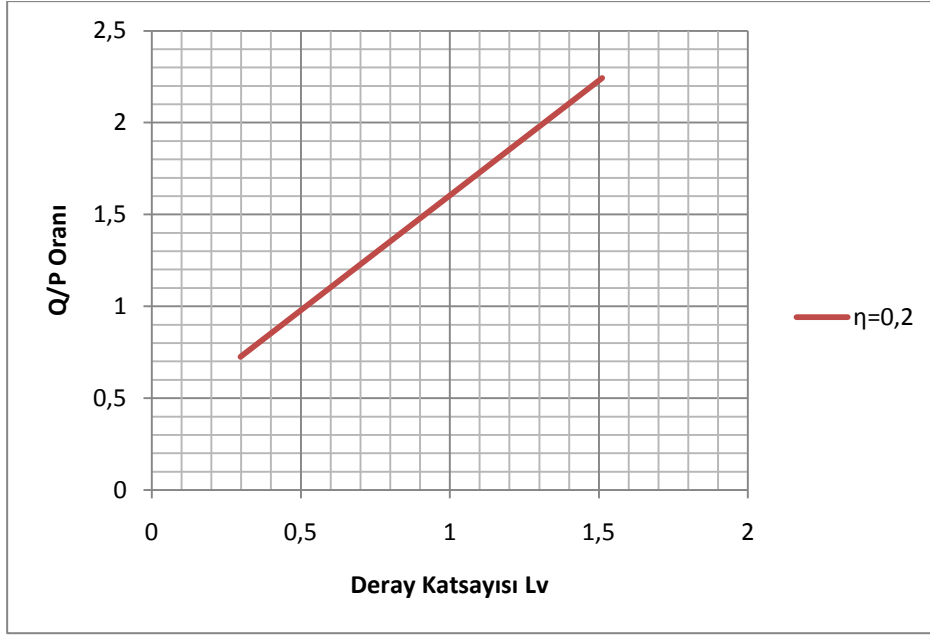
Çizelge A.12 : Lv - Q/P grafiğinde kullanılan parametreler ($\eta=0,2$)

δ_L (derece)	δ_L (radyan)	δ_R (derece)	δ_R (radyan)	μ_L	μ_{R2}	$\eta=0,2$	Lv2	$Q_1/P_1(2)$
50	0,87	1,5	0,026	0,25	0,21	0,2	0,30	0,73
55	0,96	1,5	0,026	0,25	0,21	0,2	0,41	0,87
60	1,05	1,5	0,026	0,25	0,21	0,2	0,54	1,03
65	1,13	1,5	0,026	0,25	0,21	0,2	0,70	1,23
70	1,22	1,5	0,026	0,25	0,21	0,2	0,90	1,48
75	1,31	1,5	0,026	0,25	0,21	0,2	1,16	1,80
80	1,40	1,5	0,026	0,25	0,21	0,2	1,51	2,24

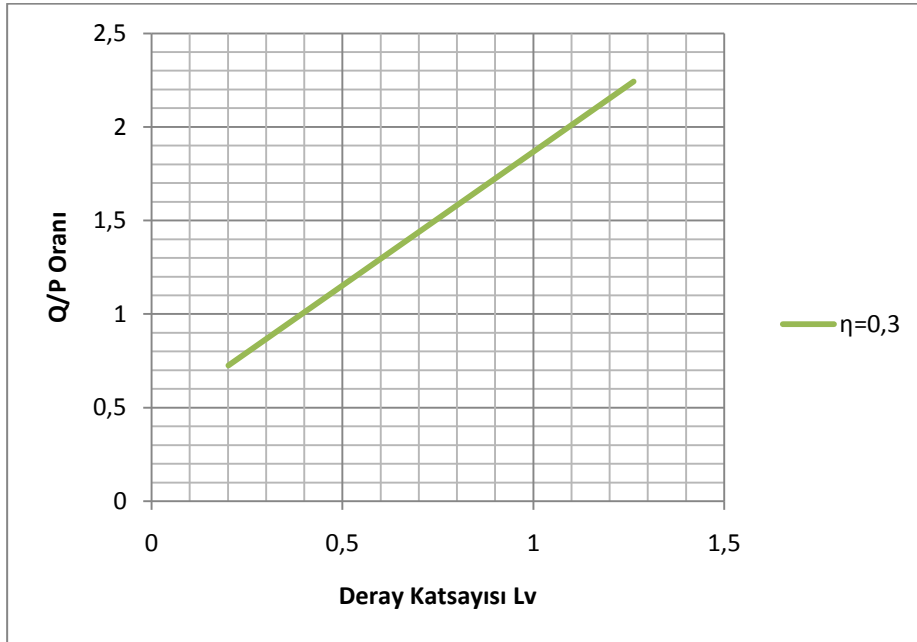
Çizelge A.13 : Lv - Q/P grafiğinde kullanılan parametreler ($\eta=0,3$)

δ_L (derece)	δ_L (radyan)	δ_R (derece)	δ_R (radyan)	μ_L	μ_{R2}	$\eta=0,3$	Lv3	$Q_1/P_1(3)$
50	0,87	1,5	0,02618	0,25	0,21	0,3	0,20	0,73
55	0,96	1,5	0,02618	0,25	0,21	0,3	0,30	0,87
60	1,05	1,5	0,02618	0,25	0,21	0,3	0,42	1,03
65	1,13	1,5	0,02618	0,25	0,21	0,3	0,56	1,23
70	1,22	1,5	0,02618	0,25	0,21	0,3	0,73	1,48
75	1,31	1,5	0,02618	0,25	0,21	0,3	0,95	1,80
80	1,40	1,5	0,02618	0,25	0,21	0,3	1,26	2,24

**Şekil A.8 : Q/P - L_v deray katsayısı ilişkisi ($\eta=0,1$)**



Şekil A.9 : Q/P – L_v Deray Katsayısı İlişkisi ($\eta=0,2$)



Şekil A.10 : Q/P – L_v Deray Katsayısı İlişkisi ($\eta=0,3$)

Çizelge A.14 : Nadal değeri için oluşturulan grafiğin parametreleri

δ_L	$\mu=0,1$	Q/P(1)	Kritik Q/P
50	0,1	0,98	1,15
55	0,1	1,16	1,37
60	0,1	1,39	1,64
65	0,1	1,68	1,98
70	0,1	2,08	2,44
75	0,1	2,64	3,11
80	0,1	3,56	4,18

(a)

δ_L	$\mu=0,15$	Q/P(2)	Kritik Q/P
50	0,15	0,88	1,04
55	0,15	1,05	1,24
60	0,15	1,26	1,48
65	0,15	1,51	1,78
70	0,15	1,84	2,16
75	0,15	2,30	2,70
80	0,15	2,98	3,51

(b)

δ_L	$\mu=0,20$	Q/P(3)	Kritik Q/P
50	0,2	0,80	0,94
55	0,2	0,96	1,12
60	0,2	1,14	1,34
65	0,2	1,36	1,60
70	0,2	1,64	1,93
75	0,2	2,02	2,38
80	0,2	2,56	3,02

(c)

δ_L	$\mu=0,25$	Q/P(4)	Kritik Q/P
50	0,25	0,73	0,85
55	0,25	0,87	1,02
60	0,25	1,03	1,22
65	0,25	1,23	1,45
70	0,25	1,48	1,74
75	0,25	1,80	2,12
80	0,25	2,24	2,64

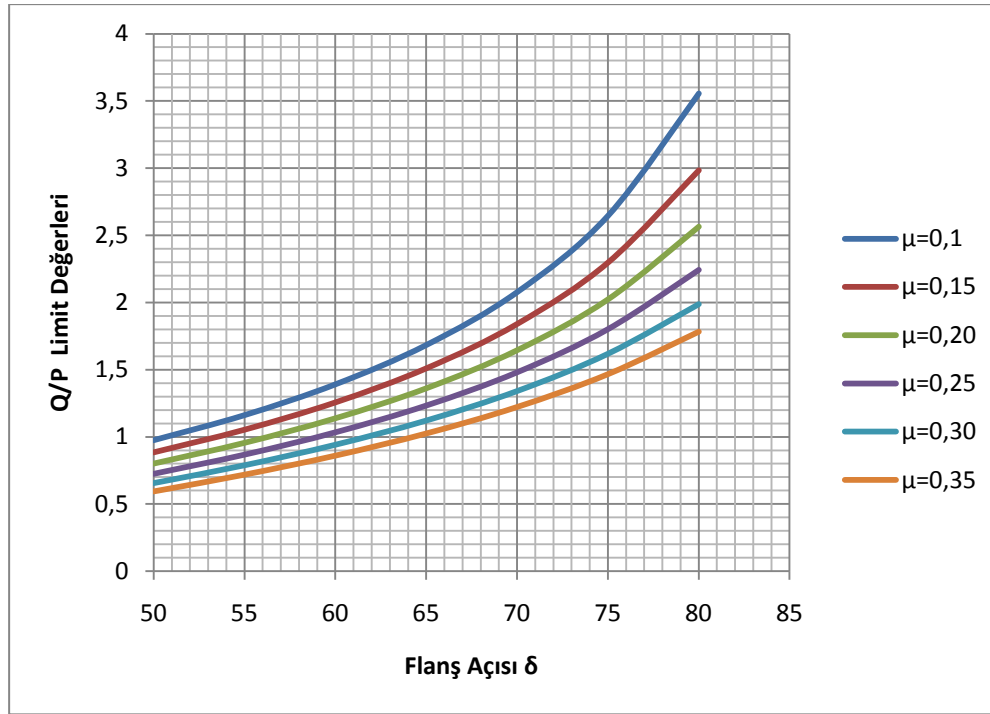
(d)

δ_L	$\mu=0,30$	Q/P(5)	Kritik Q/P
50	0,3	0,66	0,77
55	0,3	0,79	0,93
60	0,3	0,94	1,11
65	0,3	1,12	1,32
70	0,3	1,34	1,58
75	0,3	1,62	1,90
80	0,3	1,99	2,34

(e)

δ_L	$\mu=0,35$	Q/P(6)	Kritik Q/P
50	0,35	0,59	0,70
55	0,35	0,72	0,85
60	0,35	0,86	1,01
65	0,35	1,03	1,21
70	0,35	1,22	1,44
75	0,35	1,47	1,73
80	0,35	1,78	2,10

(f)



Şekil A.11 : Nadal formülüne göre Q/P oranının limit değerleri

Çizelge A.15 : Aks toplam Q/P oranı kriterinde kullanılan parametreler

δ_L (derece)	δ_L (radyan)	$\mu_L=0,25$	$\Sigma Q/P $
60	1,05	0,25	1,28
65	1,13	0,25	1,48
70	1,22	0,25	1,73
75	1,31	0,25	2,05
80	1,40	0,25	2,49
85	1,48	0,25	3,15

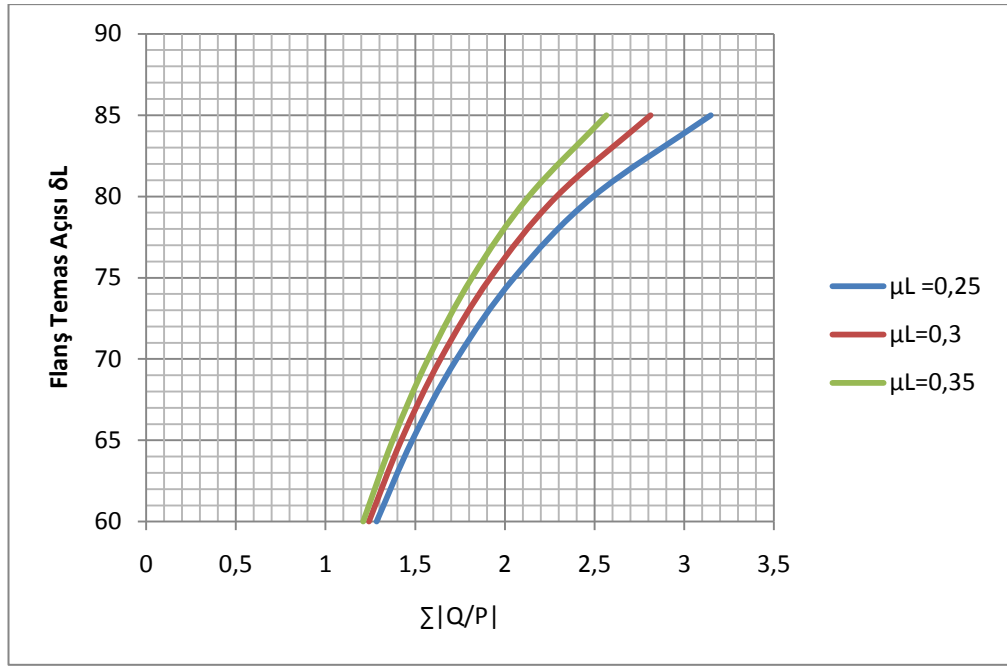
(a)

δ_L (derece)	δ_L (radyan)	$\mu_L=0,3$	$\Sigma Q/P $
60	1,05	0,3	1,24
65	1,13	0,3	1,42
70	1,22	0,3	1,64
75	1,31	0,3	1,92
80	1,40	0,3	2,29
85	1,48	0,3	2,81

(b)

(c)

δ_L (derece)	δ_L (radyan)	$\mu_L=0,35$	$\Sigma Q/P $
60	1,05	0,35	1,21
65	1,13	0,35	1,38
70	1,22	0,35	1,57
75	1,31	0,35	1,82
80	1,40	0,35	2,13
85	1,48	0,35	2,57



Şekil A.12 : Temas açısı ve aks toplam Q/P oranı sınır değerleri grafiği

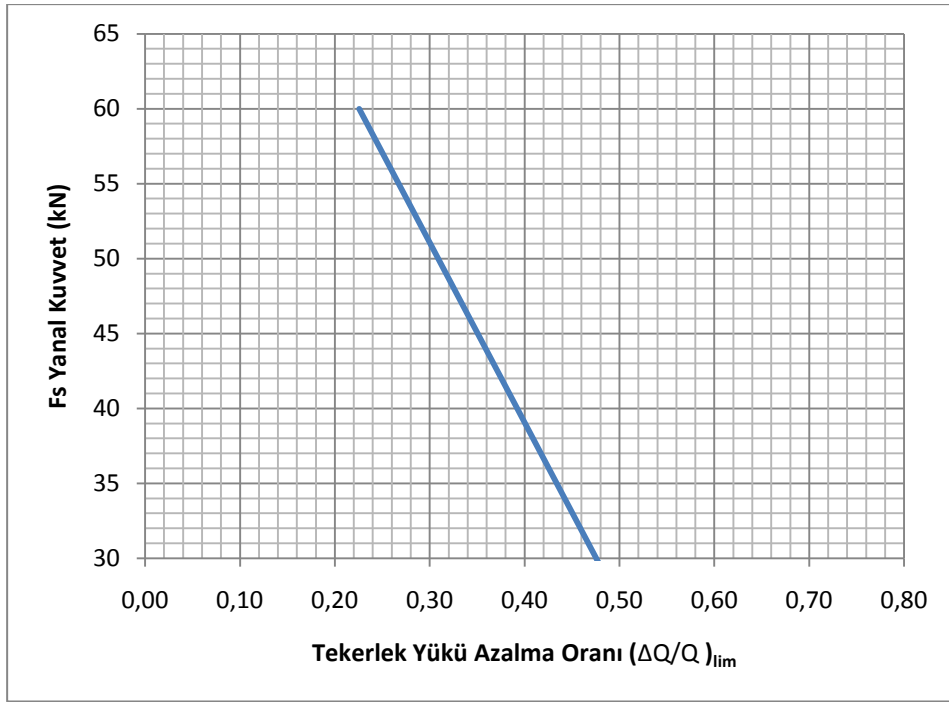
Çizelge A.16 : Fs kuvveti ve tekerlek boşalma oranı grafiği parametreleri

(a)

δ_L (derece)	δ_L (radyan)	δ_R (derece)	δ_R (radyan)	$\mu_L=0,25$	μ_{R1}	Lv	$Q_1/P_1 (1)$
70	1,22	1,5	0,03	0,25	0,21	0,00	1,48
70	1,22	1,5	0,03	0,25	0,21	0,14	1,48
70	1,22	1,5	0,03	0,25	0,21	0,29	1,48
70	1,22	1,5	0,03	0,25	0,21	0,43	1,48
70	1,22	1,5	0,03	0,25	0,21	0,57	1,48
70	1,22	1,5	0,03	0,25	0,21	0,71	1,48
70	1,22	1,5	0,03	0,25	0,21	0,86	1,48
70	1,22	1,5	0,03	0,25	0,21	1,00	1,48

(b)

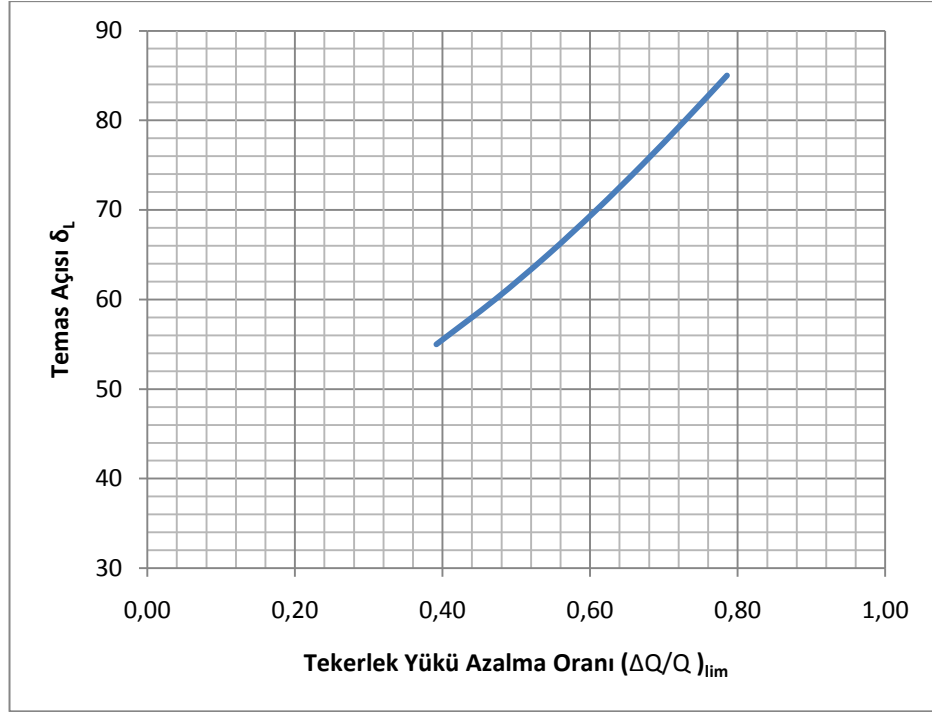
Fs kN	λ_L	λ_r	$(\Delta P/P)_{lim}$	P_1 kN	P_2 kN	P_0 kN	W kN
0	1,48	0,24	0,73	19,23	120,77	70	140
10	1,48	0,24	0,64	25,06	114,94	70	140
20	1,48	0,24	0,56	30,89	109,11	70	140
30	1,48	0,24	0,48	36,71	103,29	70	140
40	1,48	0,24	0,39	42,54	97,46	70	140
50	1,48	0,24	0,31	48,37	91,63	70	140
60	1,48	0,24	0,23	54,19	85,81	70	140
70	1,48	0,24	0,14	60,02	79,98	70	140



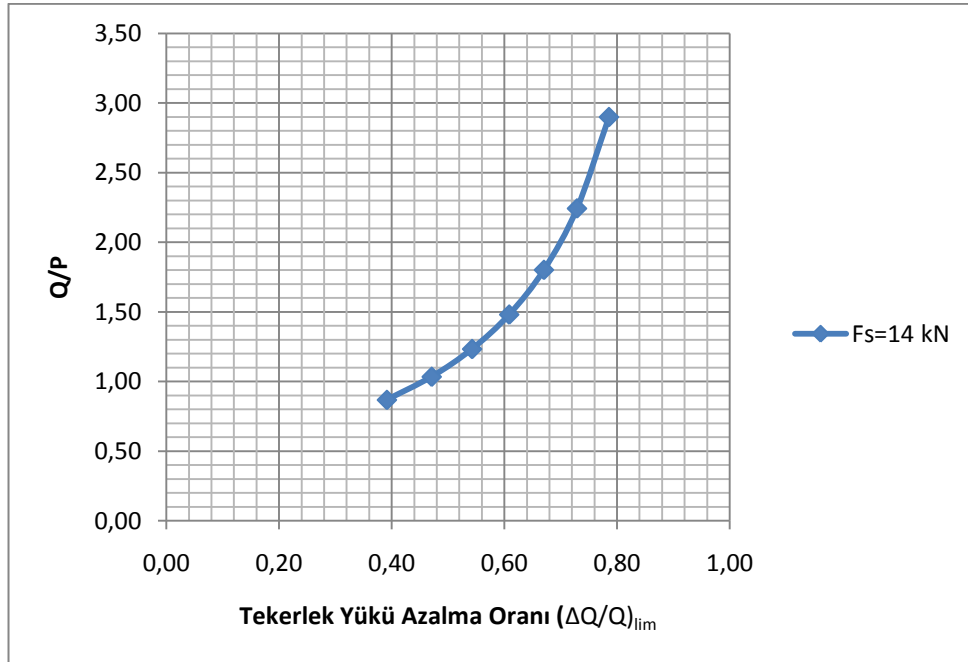
Şekil A.13 : Fs Kuvveti - tekerlek yükü azalma oranı sınır değeri grafiğı

Çizelge A.17 : Farklı temas açıları ve sabit Fs kuvveti ile tekerlek boşalma oranı grafiğı parametreleri

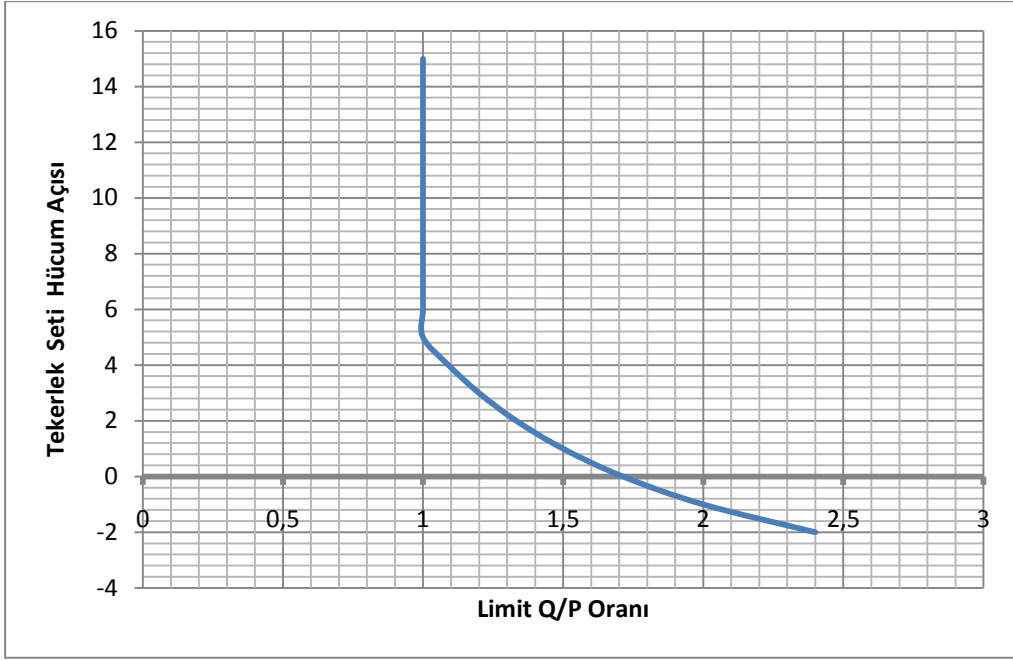
δ_L (derece)	δ_L (radyan)	δ_R (derece)	δ_R (radyan)	$\mu_L=0,25$	μ_{R1}	W kN	Fs kN	$(\Delta Q/Q)_{lim}$	$Q_1/P_1 (1)$
55	0,96	1,5	0,03	0,25	0,21	140	14	0,39	0,87
60	1,05	1,5	0,03	0,25	0,21	140	14	0,47	1,03
65	1,13	1,5	0,03	0,25	0,21	140	14	0,54	1,23
70	1,22	1,5	0,03	0,25	0,21	140	14	0,61	1,48
75	1,31	1,5	0,03	0,25	0,21	140	14	0,67	1,80
80	1,40	1,5	0,03	0,25	0,21	140	14	0,73	2,24
85	1,48	1,5	0,03	0,25	0,21	140	14	0,79	2,90



Şekil A.14 : Değişen temas açıları ile tekerlek boşalma oranı sınır değerleri



Şekil A.15 : Nadal değeri ve tekerlek boşalma oranının sınır değerleri



Şekil A.16 : Q/P oranı sınır değerleri ve tekerlek hücum açısı grafiği

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Cem ARSLAN

Doğum Yeri ve Tarihi: İzmit, 1985

Adres: Beşiktaş/İstanbul

E-mail: cemars@gmail.com

Eğitim Durumu :

2009 - 2010 / Università Politecnica delle Marche (İtalya)

Dipartimento di Meccanica

(Makine Mühendisliği Yüksek Lisans Eğitimi Erasmus Değişim Programı)

2008 – 2010 / İstanbul Teknik Üniversitesi

Makina Mühendisliği Yüksek Lisans Eğitimi (Konstruksiyon Anabilim Dalı)

2004 – 2008 / Yıldız Teknik Üniversitesi

Makina Mühendisliği Lisans Eğitimi (Enerji Dalı)

2003 – 2004 / Yıldız Teknik Üniversitesi

Lisans öncesi İngilizce Hazırlık

1996 – 2003 / Kocaeli Anadolu Lisesi

Ortaöğrenim

1991 – 1996 / İsmet İnönü İlköğretim Okulu (Kocaeli)

İlköğretim

Askerlik İle İlişği:

Tecilli (2011 Ağustos)

Yabancı Diller:

İngilizce (Çok İyi Seviyede)

İtalyanca (Başlangıç Seviyesinde)

İspanyolca (Başlangıç Seviyesinde)

İş Tecrübeleri:**2008-2009 / PEICC İnşaat (Petroleum Energy Contracting Company)**

Yurt dışında, genellikle de Ortadoğu’da enerji, petrol-doğalgaz sektöründe anahtar teslim projeler üreten PEICC İnşaat’ta proje mühendisi olarak 10 ay kadar görev aldım. İhalelere sıfırdan başlayarak analizler ile fiyat ve paket teklif oluşturulması, yurt dışı şantiye çalışmaları, saha ziyaretleri, boru metraj ölçümleri, kontrolleri, yeri geldiğinde de izometrik çizimleri gibi görevleri üstlendim ve yerine getirdim. Dahası iş geliştirme çalışmalarına katkıda bulunarak, malzeme satın alma ve satışlarında ve her türlü yurt dışı firmalarla olan birebir görüşmelerde de görev aldım. Yüksek lisans eğitimimi İtalya’da sürdürmek için işten kendi isteğimle ayrıldım.

2010-2011 / Fokus Mühendislik Taahhüt Ticaret A.Ş

Yangın söndürme sistemleri teknolojilerinde Türkiye’deki sayılı birkaç firmadan biri olan Fokus Mühendislik’te satış mühendisliği görevini üstlendim. Aurora marka Amerikan UL&FM onaylı yangın pompalarının distribütörü olan firmada aynı zamanda çoğu ithal tüm yangın söndürme tesisatı malzemelerinin de satışı yapılmaktadır. Bunların yanında satış sonrası destek, sistem dizaynı ve proje desteği görevlerini de tatbik ettim. Yüksek lisans eğitimimin son döneminde tez çalışmamı tamamlamak için kendi isteğimle işten ayrıldım.

Katıldığı Kurslar:

2009 - Lingua Italiano: Università Politecnica delle Marche bünyesinde erasmus öğrencilerine verilen başlangıç seviyesindeki İtalyanca dil kursu

2008 - İstanbul Lisan Merkezi: Toefl Hazırlık Kursu (4 Ay)

Bilgisayar Bilgisi :MS Office, Autocad, Matlab

İlgilenilen Alanlar: Tarih, Sinema, Müzik (Klarnet Çalmak), Spor (Yüzme, Futbol, Basketbol)

Üyelikler: Makina Mühendisleri Odası, YTÜ Mezunlar Derneği