

**T.C.
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**



**PNÖMATİK LASTİKLERDE GÜVENLİ SÜRÜŞ
İNDİKATÖRÜNÜN TRAFİK KAZALARINDA ÖNEMİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MALİK ALTINDIŞ

BALIKESİR, TEMMUZ 2013

T.C.
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI



PNÖMATİK LASTİKLERDE GÜVENLİ SÜRÜŞ
İNDİKATÖRÜNÜN TRAFİK KAZALARINDA ÖNEMİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MALİK ALTINDIŞ

BALIKESİR, TEMMUZ 2013

KABUL VE ONAY SAYFASI

Malik ALTINDIŞ tarafından hazırlanan "PNÖMATİK LASTİKLERDE GÜVENLİ SÜRÜŞ İNDİKATÖRÜNÜN TRAFİK KAZALARINDA ÖNEMİ" adlı tez çalışmasının savunma sınavı 02.07.2013 tarihinde yapılmış olup aşağıda verilen jüri tarafından oy birliği / oy çokluğu ile Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

İmza

Danışman
Yrd.Doç.Dr.Hayrettin YÜKSEL

Üye
Yrd.Doç.Dr.Hüray CAN

Üye
Yrd.Doç.Dr.Berna TEKİN



Jüri üyeleri tarafından kabul edilmiş olan bu tez BAÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulunca onanmıştır.

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

Prof. Dr. Hilmi NAMLI

.....

ÖZET

**PNÖMATİK LASTİKLERDE GÜVENLİ SÜRÜŞ İNDİKATÖRÜNÜN
TRAFİK KAZALARINDA ÖNEMİ
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MALİK ALTINDİŞ
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

(TEZ DANIŞMANI:YRD. DOÇ. DR. HAYRETTİN YÜKSEL)

BALIKESİR, TEMMUZ 2013

Ülkemizde özellikle son 30 yıldır sanayileşme ve üretimde meydana gelen artış, teknoloji kullanımını da beraberinde getirmiş ve otomotiv endüstrisi, büyük bir sektör olarak ülkede yerini almıştır. Bunun doğal sonucu olarak ise, motorlu taşıt sayısı yıllar itibariyle önemli oranda artmıştır ve halen de artmaya devam etmektedir.

Lastikler otomobilin tüm teknik özelliklerini yere aktaran önemli parçalardır. Otomobillerin bu hareketleri sırasında yerle temasını sağlayan tek unsur lastiklerdir. Otomobilin kontrol edilebilmesinde lastiğin önemi göz ardı edilemeyecek kadar büyüktür.

Pnömatik lastik, yol taşıtlarında taşıt ve yol arasındaki tek ara yüzü oluşturan, taşıtın ağırlığını taşıyan, prototipinin hazırlanması, denenmesi ve nihayet piyasaya sürülmesi zor, uzun ve masraflı bir süreçtir. Lastik yapısının ve malzeme özelliklerinin karmaşıklığı; lastikten beklenen özelliklerin birbirleri ile çelişkili olması nedeniyle lastik tasarım parametrelerinin belirlenmesi konusunda henüz net kurallar oluşturulmamıştır. Bu bağlamda çalışmada pnömatik lastiklerde güvenli sürüş indikatörünün trafik kazalarında önemi incelenmektedir. Çalışmanın amacı pnömatik lastiklerde güvenli sürüş indikatörünün trafik kazalarında önemini ortaya koymaktır.

ANAHTAR KELİMELELER: pnömatik, pnömatik lastik, güvenli sürüş

ABSTRACT

THE IMPORTANCE OF SAFE DRIVE INDICATOR FOR PNEUMATIC TIRES IN TRAFFIC ACCIDENTS

MSC THESIS

MALIK ALTINDIS

**BALIKESİR UNIVERSITY INSTITUTE OF SCIENCE
MECHANICAL ENGINEERING**

(SUPERVISOR:ASSIST. PROF. DR. HAYRETTİN YUKSEL)

BALIKESİR, JULY 2013

The increase in industrialization and manufacturing in the last 30 years in our country has brought the use of technology with it and the automotive industry took its place as a larger sector. As a result of that, the number of motor vehicles has increased significantly over the years and it continues to increase.

Tires are important parts which transfers all the technical features of the car to the ground. Cars move and stop with the respect to the laws of physics. The only components providing contact with the ground during that motion are tires. The importance of tires for the command of the car too great to be ignorable.

Pneumatic tire is an important element in road vehicles which forms the mereinterface between the vehicle and the road, carries the weight of the vehicle, ensuring direction and speed control of the vehicle. The design of the, preparation of the prototype and finally the marketing properties of the tire, and the conflictnature of the features expected from a tire. In this respect, the importance of safe drive indicator for pneumatic tires in the traffic accidents is examined in this study. The aim of the study is to reveal the importance of safe drive indicator for pneumatic tires in traffic accidents.

KEYWORDS: pneumatic, pneumatic tires, safe drive

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	i
ABSTRACT	ii
İÇİNDEKİLER	iii
ŞEKİL LİSTESİ.....	vi
TABLO LİSTESİ	xi
ÖNSÖZ	xii
GİRİŞ	1
1. LASTİK KAVRAMLARI VE LASTİK HAKKINDA GENEL BİLGİLER	2
1.1. Lastik Tanımı	2
1.2. Lastiğin Tarihçesi.....	3
1.3. Lastiğin Temel Görevleri	4
1.4. Lastiğin Yapısı	5
1.5. Lastiklerin Sınıflandırılması	8
1.5.1. Lastiklerin Yapılarına Göre Sınıflandırılması.....	8
1.5.2. Lastiklerin Desenlerine Göre Sınıflandırılması	11
1.6. Lastiklerin Tanımlanması.....	12
1.7. Dünya Lastik Üretimi.....	15
1.8. Lastik Üzerinde Bulunan Bilgiler	15
1.9. Lastiğin Üretimi	16
1.9.1. Karışımın Hazırlanması ve Ekstrüzyon İşlemi	16
1.9.2. Kalenderleme İşlemi	17
1.9.3. Topuğun Hazırlanması.....	17
1.9.4. Ham Lastik İmali.....	17
1.9.5. Pişirme	18
1.9.6. Traşlama ve Son Kontrol	18
1.9.7. Lastik Sorunları ve Muhtemel Nedenleri.....	18
1.10. Lastik Ömrünü Etkileyen Unsurlar	19
1.10.1. Uygun Lastik Seçimi.....	19
1.10.2. Doğru Hava Kullanımı.....	20

1.10.3. Araç Hızı ve Lastik Aşınma Ömrü.....	20
1.10.4. Yük Miktarı ve Yükleme Biçimi	20
1.10.5. Lastik Eşlendirmesi.....	21
1.10.6. Çift Lastik Açıklığı ve Lastik Dış Çapları Mukayesesi	21
1.10.7. Lastikte Yer Değiştirme (Rotasyon)	22
1.10.8. Araç Mekanik Ayarları	23
1.10.9. Yol ve İklim Şartları.....	25
2. GÜVENLİ SÜRÜŞ VE TRAFİK KAZALARI HAKKINDA	
GENEL BİLGİLER.....	26
2.1. Trafik Kavramı.....	26
2.2. Karayolu Trafığı.....	26
2.3. Trafik Kazasının Tanımı ve Sebepleri	28
2.3.1. Trafik Kazalarında İnsan Faktörü	28
2.3.2. Trafik Kazalarında Yol Ve Çevre Faktörü.....	30
2.3.3. Trafik Kazalarında Taşıt Faktörü.....	30
2.4. Trafik Kazalarının Önlenmesi ve Teknolojinin Rolü.....	31
3. PNÖMATİK TEKERLEKLERİN MEKANİĞİ.....	33
3.1. Tekerlek Kuvvetleri Ve Momentleri.....	37
3.2. Tekerleklerin Dönme Dirençleri	39
3.3. Çekiş (Frenleme) Hareketi Ve Boylamsal Kayma (Patinaj)	49
3.4. Tekerlek Dönüşünün Özellikleri.....	64
3.4.1. Kayma Açısı Ve Dönme Kuvveti	64
3.4.2. Kayma Açısı Ve Hizalama Torku	88
3.4.3. Tekerlek Eğimi Ve Eğim Kuvveti	90
3.5. Islak Zemin Üzerindeki Tekerleklerin Performansı.....	94
3.6. Tekerleklerin Sürüş Özellikleri.....	101
4. PNÖMATİK LASTİKLERDE GÜVENLİ SÜRÜŞ	
INDİKATORUNUN TRAFİK KAZALARINDA ÖNEMİ.....	117
4.1. Pnömatiğin Tanımı.....	117
4.2. Pnömatiğin Önemi	117
4.3. Pnömatiğin Endüstrideki Kullanım Alanları.....	118
4.4. Otomotiv Endüstrisinde Pnömatiğin Kullanım Alanları.....	118
4.5. Araçların Üzerindeki Kullanım Alanları.....	118

	<u>Sayfa</u>
4.6. Otomobil Üretim Fabrikalarında.....	119
4.7. Pnömatik Sistemlerin Üstünlükleri ve Olumsuz Yanları.....	119
4.8. Pnömatik Lastikler	120
4.9. Motorlu Taşıtlar İçin Pnömatik Lastik Uygulama ve Yönetmeliği	121
4.9.1. Amaç, Kapsam ve Tanımlamalar	121
4.10. Pnömatik Lastiklerde Yuvarlanma Direnci ve Güvenli Sürüş Faydaları	124
4.11. Yuvarlanma Direncine Etki Eden Faktörler.....	125
4.12. Lastiğin Yapısının Yuvarlanma Direncine Etkisi	126
4.13. Lastiğin Çalışma Şartlarının Yuvarlanma Direncine Etkisi.....	127
4.13.1. Yüzey Şartları.....	127
4.13.2. Lastik Şişirme Basıncı	128
4.13.3. Hız.....	128
4.13.4. Çalışma Sıcaklığı	129
4.13.5. Lastik Çapı	129
4.13.6. Frenleme-Çeki Çabası.....	129
4.14. Pnömatik Lastiklerde Azot Gazı Dolumunun Güvenli Sürüş Faydaları	130
4.15. Difüzyon Hız Farkı	130
4.16. İç Basınç Belirsizliği	131
4.17. Kısmi Basınç Eşitliği	131
4.18. Oksidasyon.....	131
4.19. Endüstriyel Uygulama Örnekleri	132
5.SONUÇ	134
6.KAYNAKLAR	136

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 1.1: Lastiğin Temel Görevleri	5
Şekil 1.2: Lastiğin Yapısı	7
Şekil 1.3: Radyal Lastik ve Çapraz Lastik	10
Şekil 1.4: Lastiğin Dış Çapı.....	12
Şekil 1.5: Lastik Ebatlandırılması	14
Şekil 1.6: Lastik Eşleştirilmesi	21
Şekil 1.7: Çift Lastik Açıklığı ve Lastik Dış Çapları Mukayesesi	22
Şekil 2.1: Yolcu Ve Yük Taşımaları	27
Şekil 3.1: Lastik Yapıları	34
Şekil 3.2: Tekerlek Eksen Sistemi	38
Şekil 3.3: Binek Araçlarda, Çapraz Katmanlı ve Radyal Lastiklerde, Farklı Hızlarda Dönme Direnç Katsayısının Değişimi	40
Şekil 3.4: Belirli Bir Kondisyona Sahip, Aynı Ölçülerdeki Çapraz ve Radyal Kamyon Tekerlekleri Arasındaki Dönme Direnç Katsayısı Değişimi	40
Şekil 3.5: İri Taneli Asfalttan, Parlak Betona Kadar 6 Farklı Dokuya Sahip Yol Yüzeyi Üzerinde Tekerlekte Görülen Dönme Direnci Karşılaştırması.....	41
Şekil 3.6: Farklı Yapılardaki Yolların Profil Yapıları	41
Şekil 3.7: Tekerleklere Etki Eden Dönme Direncinin Şişirme Basıncına Bağlı Olarak Değişimi	43
Şekil 3.8: Dönme Direnç Katsayısının, Değişik Yüzeylerde Şişirme Basıncı İle Değişimi	44
Şekil 3.9: Radyal Katmanlı, Çapraz Katmanlı ve Çapraz Kuşaklı Bir Tekerlekteki Yüzey Deformelerine Hava Basıncının Etkisi.....	44
Şekil 3.10: Yüksek Hızlardaki Duran Dalga Formu.....	44
Şekil 3.11: Lastik İçindeki Sıcak Havanın, Dönme Direnç Katsayısına Etkisi	45
Şekil 3.12: Lastik Omuz Sıcaklığı Değişiminin, Dönme Direnç Katsayısına Etkisi.....	46

Şekil 3.13: Değişik Yüzeylerde, Lastik Çapının Dönme Direnç Katsayısı Üzerindeki Etkisi.....	47
Şekil 3.14: Lastikte, Frenleme ve Çekiş Gücünün Dönme Direnç Katsayısına Etkisi.....	47
Şekil 3.15: Çekiş Gücü Uygulanmış Bir Lastiğin Davranışı.....	49
Şekil 3.16: Çekiş Gücünün Boylamsal Kayma İle Değişimi.....	51
Şekil 3.17: Frenleme Gücü Altında Lastiğin Davranışı.....	58
Şekil 3.18: Normal Bir Yük Altında, Farklı Yüzeyler Üzerindeki Çapraz Katmanlı Yolcu Tekerleğinin Yaptığı Patinaj ile Frenleme Katsayısının Değişimi.....	61
Şekil 3.19: Tamamı Asfalt Ve Kuru Bir Zemin Üzerinde, Farklı Hava Basınçlarıyla Şişirilmiş Aynı Ebatlardaki Çapraz Katmanlı,Çapraz Kuşaklı ve Radyal Katmanlı Yolcu Tekerleklerinin Yol Tutuş Katsayısındaki Değişim.....	61
Şekil 3.20: Kuru Asfalt Bir Zemin Üzerinde Çapraz Katmanlı Bir Kamyon Tekerleğinin Frenleme Katsayısı İle Patinaj Arasındaki İlişki.....	62
Şekil 3.21: Kuru Bir Zemin Üzerindeki Çapraz Katmanlı Bir Kamyon Tekerleğinin Frenleme Performansına Normal Yük Miktarının Etkisi	63
Şekil 3.22: Yanal Kuvvetler Etkisi Altında Lastiğin Davranışı	66
Şekil 3.23: Çapraz Katmanlı Ve Radyal Lastiklerin Dönme Karakteristikler.....	67
Şekil 3.24: Kamyonlar İçin Çapraz Katmanlı ve Radyal Lastiklerin Kuru Beton Üzerinde Dönme Karakteristikleri	67
Şekil 3.25: Normal Yükün Binek Araç Lastiklerine Etkisi	68
Şekil 3.26: Sonradan Eklenen Yüklerin Dönme Yeteneğine Etkisi	68
Şekil 3.27: Normal Yükte Dönme Sertliklerinin Karşılaştırılması.....	69
Şekil 3.28: Normal Yüklemenin Lastik Dönme Katsayısına Etkisi	70

Şekil 3.29: Çapraz Katmanlı, Çapraz Kuşaklı ve Radyal Katmanlı Yolcu Tekerlekleri İçin Farklı Şişirme Basınçlarındaki Dönme Katsayılarının Karşılaştırılması	70
Şekil 3.30: Virajlarda Lastik Davranış Modellemesi	72
Şekil 3.31: Yanal Kuvvetler Altında Lastiğin Merkez Düzlemdeki Davranışı	73
Şekil 3.32: Jantta Ve Yol-Lastik Temas Noktasındaki Yanal Kuvvetlerin Etkisi	75
Şekil 3.33: Hızlanma Ve Frenlemenin Viraj Karakteristiğine Etkisi	81
Şekil 3.34: Viraj Alan Bir Kamyon Lastiğinde Boylamsal Kuvveti	82
Şekil 3.35: Sürtünme Elipsinin Maksimum Dönüş Kuvveti ve Boylamsal Kuvvetlerle İlişkisi	82
Şekil 3.36: Dönme Kuvveti Ve Boylamsal Kuvvetin Verilen Bir Kayma Açısındaki Sürtünme Elipsinin Yapısı	83
Şekil 3.37: Binek Araç Tekerleğinin Farklı Normal Yükler ve Farklı Kayma Açıları Altında Oluşan Hizalama Torkuna Karşı Dönme Kuvvetinin Bir Planı.....	89
Şekil 3.38: Çapraz Katmanlı Kamyon Tekerleği İçin Normal Yükler ve Kayma Açıları Altında Oluşan Hizalama Tork Varyasyonları	89
Şekil 3.39: Radyal Kamyon Tekerleği İçin Normal Yükler ve Kayma Açıları Altında Oluşan Hizalama Tork Varyasyonları.....	90
Şekil 3.40: Kamberin Lastiğe Etkisi	91
Şekil 3.41: Çapraz Katmanlı Binek Araç Tekerleği İçin,Eğim Kuvveti İle Eğim Açısı Arasındaki İlişki.....	92
Şekil 3.42: Belirli Bir Hava Basıncına Sahip Üç Kamyon Tekerleğinin Normal Yük Altında Eğim Sertliğinin Değişimi	93
Şekil 3.43: Çeşitli Yüzeylerde Yol Tutuş Katsayısının Değişimi	95
Şekil 3.44: Çeşitli Yüzeylerde, Islak Zeminde Yol Tutuş Katsayısının Değişimi	96
Şekil 3.45: Sıvı Yüzeylerde Lastik Hidrokayması	97
Şekil 3.46: Hidrokayma Hızının Lastik Basıncı İle İlişkisi	9

Şekil 3.47: Farklı Hızlarda İki Farklı Islak Zemin Üzerinde Yolcu Araç Tekerleklerinin Dönme Kuvvetinin Bozulması	100
Şekil 3.48: Farklı Diş Derinliğindeki Radyal Katmanlı Yolcu Lastiği İle Üç Radyal Katmanlı Kamyon Tekerleğinin Islak Zemin Üzerindeki Yol Tutuş Katsayısının Zirve Ve Düşüş Değerlerinin Karşılaştırılması	101
Şekil 3.49: Farklı Hava Basınçlarında ve 5.60*13 Ebatlarında Çapraz Katmanlı Bir Tekerleğin Statik Yük Sapma Oranları	102
Şekil 3.50: 165*13 Ebatlarındaki Bir Radyal Katmanlı Yolcu Araç Tekerleğinin Statik Yük, Şişirme Basıncı ve Sapma Arasındaki İlişki	103
Şekil 3.51: 11-36 Ebatlarındaki Traktör Tekerleğinin Farklı Şişirme Basınçlarında Yük-Sapma Kafes Bölgesi	104
Şekil 3.52: 7.50-16 Ebatlarındaki Traktör Tekerleğinin Farklı Şişirme Basınçlarında Yük-Sapma Kafes Bölgesi	104
Şekil 3.53: 26*12.00-12 Ebatlarındaki Bir Arazi İşleme Araç Tekerleğinin Farklı Şişirme Basınçları Altında Yük-Sapma Eğrileri.....	105
Şekil 3.54: En Geniş Çapta Kullanılan Ve En Basit Model Sunumu.....	105
Şekil 3.55: 165*13 Ebatlarında Radyal Katmanlı Bir Tekerleğin Şişirme Basıncıyla Farklı Sertlik Değerleri	105
Şekil 3.56: Tipik Bir Genlik Bozulma İzi.....	106
Şekil 3.57: Farklı Tipteki Araç Tekerlekleri İçin Dinamik Sertlik Değerleri.....	109
Şekil 3.58: Hızla Dönen 13.6*38 Ebatlarında Radyal Katmanlı Bir Traktör Tekerleğinin Farklı Dinamik Sertlikleri.....	111
Şekil 3.59: Aynı Ölçülerdeki Tekerleklerin Dinamik Sertlik Değerleri Üzerindeki Hava Basıncı Etkisi	112
Şekil 3.60: Hızla Dönen Traktör Tekerleğinin Sönümlenme Katsayısındaki Farklılık	112
Şekil 3.61: Şişirme Basıncının Radyal Katmanlı Traktör Lastiğinde Sönümlenme Katsayısı Üzerindeki Etkisi.....	113

Şekil 3.62: 6mm'lik Bir Genlik ve 133 mm'lik Bir Eğimde Sinüs Eğrisi Profili Üzerinde, Radyal ve Çapraz Katmanlı Tekerleklerin Frekans Fonksiyonları Olarak Tekerlek Merkezlerinin Hızlanması.....	114
Şekil 3.63: Radyal Ve Çapraz Katmanlı Tekerleklerin Geniş Bir Frekans Değeri Üzerinde Dikey Yöndeki Geçirgenlik Oranları	114
Şekil 3.64: Çapraz Katmanlı Ve Radyal Kamyon Lastiklerinde Hızın, Yol Sesi Üzerindeki Etkisi.....	116

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Tablo 1.1: Amerika ve Avrupa Standardı	13
Tablo 1.2: Lastik Sorunları ve Muhtemel Nedenleri.....	18
Tablo 2.1: Türkiye, Almanya Ve ABD'deki Yolcu Taşımacılığının Ulaşım Türlerine Göre Dağılımı	27
Tablo 3.1: Dönme Direnç Katsayısı.....	49
Tablo 3.2: Yol Tutuş Katsayısının Farklı Yüzeyler Üzerindeki Ortalama Tepe ve Kayma Değerleri	62
Tablo 3.3: Islak ve Kuru Beton Kaldırım Üzerinde 65km/h Hızla Dönen Kamyon Tekerleğinin, Tepe ve Kayma Yol Tutuş Değerleri.....	64
Tablo 3.4: Nominal Yük ve Şişirme Basıncı Altında Kamyonet Lastikleri İçin Dönme Katsayıları.....	71
Tablo 3.5: Belirli Yükler ve Hava Basınçlarına Sahip ve 1 Derecelik Kayma Açısı Altındaki Kamyon Tekerlekleri İçin Ölçülmüş Çeşitli Pnömatik İzler	91
Tablo 3.6: Lastiklerin Dikey Sertlik Değerleri	107
Tablo 3.7: Lastiklerin Sönümlenme Katsayıları	108
Tablo 3.8: Belirli Bir Yük Altında ve Şişirme Basıncındaki Kamyon Tekerleği İçin Dinamik Sertlik Değeri.....	110
Tablo 3.9: Çapraz Katmanlı ve Yivli Bir Yüzeye Sahip, Bir Kamyon Tekerleği İçin Kaldırım Yapısının Ses Seviyesi Üzerindeki Etkisi.....	116
Tablo 4.1: Taşıt Lastiklerinin, Yol Şartlarına Göre Tutunma Oranları.....	121

ÖNSÖZ

Makine mühendisleri alanlarında yapmış oldukları çalışmalarla, insan hayatını kolaylaştırmayı, yaşam kalitesini artırmayı kendine ilke edinmiş bireylerdir. Ben de bu ilkeler doğrultusunda topluma faydalı bir birey olabilmek amacı ile atmış olduğum küçük bir adım olan yüksek lisans eğitiminin son aşamasına gelmiş bulunmaktayım.

Her ne kadar son adımmış gibi görünse de bu alandaki ileriye dönük çalışmalarımın ilk adımı olarak gördüğüm bu Yüksek Lisans Tezimde benden yardımlarını esirgemeyen Yrd. Doç. Dr. Hayrettin YÜKSEL'e, tez sırasında karşılaşmış olduğum problemlerin çözümünde bilgilerini benimle paylaşan Araş. Gör. Veli Gökhan DEMİR'e, birlikte zevkle çalıştığım arkadaşlarıma, bu günlere gelmemde en büyük paya sahip olan aileme ve dostlarıma teşekkürlerimi sunarım.

GİRİŞ

Taşıtın zemin ile temasını sağlayan yegane parça olan lastikler, bu özellikleri sayesinde yönlendirmeye olan katkıları ile önemli bir işlevi yerine getirmekte olup, trafik güvenliği açısından da hayati öneme sahiptirler. Günümüzde, modern taşıtların üretilmesi ve yüksek kalitede yolların, otobanların yapılması, trafikte hız kavramını ön plana taşımış, bu da paralelinde tüm taşıt donanımları gibi lastiklerin de önemini bir kez daha artırmıştır.

Başka bir tanımlama yapmak gerekirse, İnsan, yük vb şeyleri taşımak için yolla araç arasında teması sağlamak üzere yerleştirilmişçinde belirli basınçta hava bulunan esnek bir muhafazadır. Üç önemli temel unsuru sırasıyla emniyet sağlama, esnek olması ve aracın motor gücünü yola iletebilmesidir. İnsanlık tarihinin en önemli buluşlarından biri olarak kabul edilen tekerlekle birlikte günümüzde kara ve hatta hava ulaşımından, tarımsal araç gereçlere, iş makinelerinden, bisikletlere, askeri ekipmanlara kısaca hareket eden araçların çok büyük bir bölümünde görünüştibariyle basit ancak teknolojisine inildiğinde bir okadar karmaşık hayati bir görev arzeder.

Lastik yapısının ve malzeme özelliklerinin karmaşıklığı; lastikten beklenen özelliklerin birbirleri ile çelişkili olması nedeniyle lastik tasarım parametrelerinin belirlenmesi konusunda henüz net kurallar oluşturulamamıştır. Bu bağlamda çalışmada pnomatik lastiklerde güvenli sürüş İndikatorunun trafik kazalarında önemi incelenmektedir. Çalışmanın amacı pnomatik lastiklerde güvenli sürüş İndikatorunun trafik kazalarında önemini ortaya koymaktır.

1. LASTİK KAVRAMLARI VE LASTİK HAKKINDA GENEL BİLGİLER

1.1. Lastik Tanımı

Lastik, içinde basınçlı hava tutabilecek şekilde tasarlanmış, janta monte edilerek aracın yer ile temasını sağlayan, dışarıdan basit, sanki uniform bir yapıdaymış gibi görünmesine rağmen, bileşiminde kauçuk, kord bezi, çelik teller ve birçok kimyasal bulunduran kompozit yapıda, yüksek teknoloji gerektiren bir süreç ile üretilen, aracın en önemli parçalarından biridir (Bridgestone, 2013) .

Başka bir tanımlama yapmak gerekirse, İnsan, yük vb şeyleri taşımak için yolla araç arasında teması sağlamak üzere yerleştirilmişçinde belirli basınçta hava bulunan esnek bir muhafazadır. Üç önemli temel unsuru sırasıyla emniyet sağlama, esnek olmasıve aracın motor gücünü yola iletebilmesidir. İnsanlık tarihinin en önemli buluşlarından biri olarak kabul edilen tekerlekle birlikte günümüzde kara ve hatta hava ulaşımından, tarımsal araç gereçlere, iş makinelerinden, bisikletlere, askeri ekipmanlara kısaca hareket eden araçların çok büyük bir bölümünde görünüşitibariyle basit ancak teknolojisine inildiğinde bir okadar karmaşık hayati bir görev arz eder (Işıldar, 1998) .

Lastik, üzerindeki belirli bir yükü, bu yük için gerekli yüksek basınçlıhavayı muhafaza edecek güçlü bir yapıyla taşır. Aracın slalom benzeri manevralarda ve virajdaki hareketinde yanal kayma, savrulmalarıönleyecek yönde araç emniyetini sağlar, Yüksek hızda aracın düz hatta seyretmesini ve aracın gezmesini azaltır. Aracın fren sisteminin yarattığı frenleme kuvvetini yol yüzeyine transfer ederek, aracıdurdurur. Yol sarsıntılarınıazaltır ve sürüşkonforunu sağlar. Araç motorunun yarattığı ve aktarma organlarından gelen kuvveti yol yüzeyine transfer ederek, aracın hareketini, çekişini sağlar. (Bridgestone, 2013)

1.2. Lastiğin Tarihçesi

Lastik teknolojisinde, hava tutan (pnömomatik) lastiğin icadından bu yana büyük gelişmeler meydana gelmiştir; (Bridgestone, 2013)

- 1888: İlk hava tutan lastiğin geliştirilmesi.
- 1898: İlk otomobil lastiğinin geliştirilmesi.
- 1910: Kord bezinin kullanıldığı ilk lastiğin geliştirilmesi.
- 1937: Çelik kordlu lastiğin icat edilmesi.
- 1946: Çelik radyal lastiğin icat edilmesi.
- 1947: İç lastiksiz (tubeless) lastiğin icat edilmesi.
- 1956: Kış lastiklerinin Avrupa'da yaygınlaşması.
- 1973: Kevlar (aramidkord) kullanılan lastiklerin geliştirilmesi.
- 1973: Stepne gereksinimini ortadan kaldıran ilk lastik-jant sisteminin geliştirilmesi.
- 1979: Yakıt tüketimini azaltan, düşük yuvarlanma direncine sahip lastiklerin yaygınlaşmaya başlaması.

Dünyada meydana gelen firma birleşmeleri, yeni teknoloji ve pazar arayışları büyük firmaların daha geniş bir pazara hakim olma düşüncesi ve taşıt üreticilerinin istekleri, lastik teknolojisinde gelişmelere özellikle 1980'li yıllardan sonra ivme kazandırmıştır. 1980'den sonraki bu gelişmeler kısaca şöyle özetlenebilir:

- Lastik yuvarlanma direncinin düşürülmesine bağlı olarak yakıt tüketimi ve egzoz gazlarının azaltılması.
- Kuru, ıslak ve karlı zeminlerde çekiş ve direksiyon hakimiyetinin artırılması.
- Lastik ağırlığının ve buna bağlı olarak araç toplam ağırlığının azaltılması.
- Lastik sesinin azaltılması,
- Geçici olarak kullanılan küçük ebatlı stepne lastikler geliştirilmesi.
- Kullanılmış lastiklerin geri kazanımı.
- Patlak çalışabilir (run-flat) lastiklerin geliştirilmesi,
- Lastik basıncı takip uyarı ve kontrol sistemlerinin geliştirilmesi,
- Lastik ömrünün artırılması,
- Lastiğin süspansiyon yeteneğinin geliştirilmesi,
- Lastik yük taşıma kapasitesinin artırılması,

- Lastikte biyolojik olarak yok olabilen malzemelerin kullanımı,

1.3.Lastiğin Temel Görevleri

A) Aracın yükünü taşımak: Lastik, üzerindeki belirli bir yükü, gerekli yüksek basınçlı havayı muhafaza ederek taşır. Lastiğin tasarlandığı geometride bu görevini yapabilmesi için, uygun basınçta hava ile şişirilmesi çok önemlidir (Goodyear, 2013).

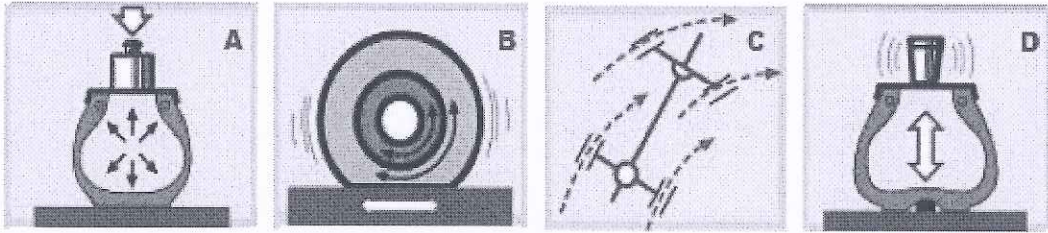
B) Aracın hareketini ve durmasını sağlayan kuvvetleri zemine iletmek: Motorun ürettiği ve aktarma organlarının tekerleğe ilettiği torkun, aracı hareket ettiren kuvvete dönüşebilmesi için araç lastiklerinin, zemin yüzeyinde yeterli sürtünme kuvvetini oluşturabilmesi gerekir. Benzer şekilde, fren sisteminin aracı durdurabilmesi, lastik ile zemin yüzeyi arasında oluşacak sürtünme kuvveti sayesinde olur. Bunların yapılabilmesi için gerekli sürtünme kuvvetleri, lastiğin özel tasarlanmış deseni ve yere değen kısmındaki karışımın özellikleri ile yaratılır. (Lastiğin değişik kısımları farklı özellikte karışımlardan yapılır.)(Goodyear, 2013)

C) Aracın yönünü isteğe uygun olarak değiştirmek ve sabit tutmak: Sürücü kontrolü ile aracın, yüksek hızda düz hatta seyretmesini, ayrıca slalom benzeri manevralar esnasında ve virajlarda, lastik ile yol yüzeyi arasında gerekli yanall sürtünme kuvvetlerini üreterek, kayma ve savrulmaları önler (Goodyear, 2013).

D) Zemin yüzeyinin etkisi ile oluşan sarsıntıları azaltarak sürüş konforu sağlamak: Lastik bu görevini yaparken aracın amortisör sistemine yardımcı olur. Lastik bu görevini diğer görevlerini ihmal etmeden yapabilmesi için bir denge içinde tasarlanması gerekir. Örneğin çok konforlu olması istenilen bir lastik viraj hakimiyetinde zaaf gösterebileceği gibi tersi de mümkün olabilir (Goodyear, 2013).

Lastikler otomobilin tüm teknik özelliklerini yere aktaran önemli parçalardır. Otomobiller fizik kurallarına göre hareket etmekte ve durmaktadırlar. Otomobillerin bu hareketleri sırasında yerle temasını sağlayan tek unsur lastiklerdir. Otomobilin kontrol edilebilmesinde lastiğin önemi göz ardı edilemeyecek kadar büyüktür.

Lastikler otomobilin sürüş güvenliği için hayati önem taşır. Yanlış basınç uygulanması bir lastik yol tutuşa ve frene etki edebileceği gibi lastiğin iç ısısının aşırı yükselerek aniden patlamasına, otomobilin hâkimiyetinin kaybolmasına da sebep olabilir. Lastikler darbeleri emerek konfora da katkıda bulunurlar. Lastikler otomobilin ve yükün ağırlığını taşır, motorun yarattığı döndürme momentini yola aktararak çekiş kuvvetine dönüştürür. Yavaşlamada fren gücünü, viraj dönüşlerinde ve direksiyon kontrolünde gerekli olan yanıl kuvveti üretir. Ayrıca kendine özgü darbe emiş özellikleri sayesinde sürüşten ve zemin bozukluklarından meydana gelen kuvvetleri absorbe eder. Yol kaplamasının türü (asfalt, toprak,) ve yolun durumu (yağmur, çamur, kar, buz) ne olursa olsun, lastiğin görevi güvenli şekilde yol tutuşu sağlamak ve otomobili sürücünün istediği yöne götürmektir. Ancak bugünün otomobil kullanıcısı bir lastikten güvenlik ve konforun yanında başka özellikler de bekliyor. Modern bir lastiğin daha az titreşim ve gürültü üretmesi, düşük yuvarlanma direncine sahip olması ve dolayısıyla daha az yakıt tüketmesi isteniyor. Ancak lastiğin bu özelliklerin hepsini aynı anda sağlaması imkansız. Bu özelliklerden biri sağlanırken diğerinden taviz verilmesi gerekiyor (Işıldar, 1998).



Şekil 1.1: Lastiğin Temel Görevleri

Kaynak: Bridgestone, 2013

1.4. Lastiğin Yapısı

Aşağıda lastiğin yapısını oluşturan ana bölgeler tanımlarıyla birlikte verilmiştir (Bridgestone, 2013) .

Sırt:Lastiğin zemine temas ettiği kauçuk bölümüdür. Yola tutunmayı, çekişi, su atmayı, soğumayı sağlayan kanal ve bloklardan oluşmuştur. Üretim sırasında kuşakların üstüne yerleştirilir. Lastiğin sırt deseni üretim sürecindeki pişirme sırasında Sırt karışımının kalıp içinde şekillenmesi ile olur.

Kuşak: Radyal lastiklerde sırt ile gövde arasında -gövdenin üst kısmında- bulunan, lastiği çevresel olarak sararak yapıyı kuvvetlendiren çelik, naylon vb. maddelerden oluşan lastik bileşenine kuşak denir. Ana fonksiyonu, lastiğin sırt bölgesinde denge sağlamak, düzensiz aşınmayı engellemek, sürüş ve çekişe katkıda bulunmaktır.

Darbe Katı: Çelik kuşaklar üzerinde spiral şeklinde eksiz naylon darbe katı vardır. Yüksek hızlarda dengeli sürüş ve kuşağın dış etkilere karşı korunmasını sağlar.

Eksiz Naylon Şerit: Düzgün sürüş ve mukavemet sağlar. Bunu asma köprü platformunun üstündeki beton ve/veya asfalttan oluşan kaplamaya benzetebiliriz.

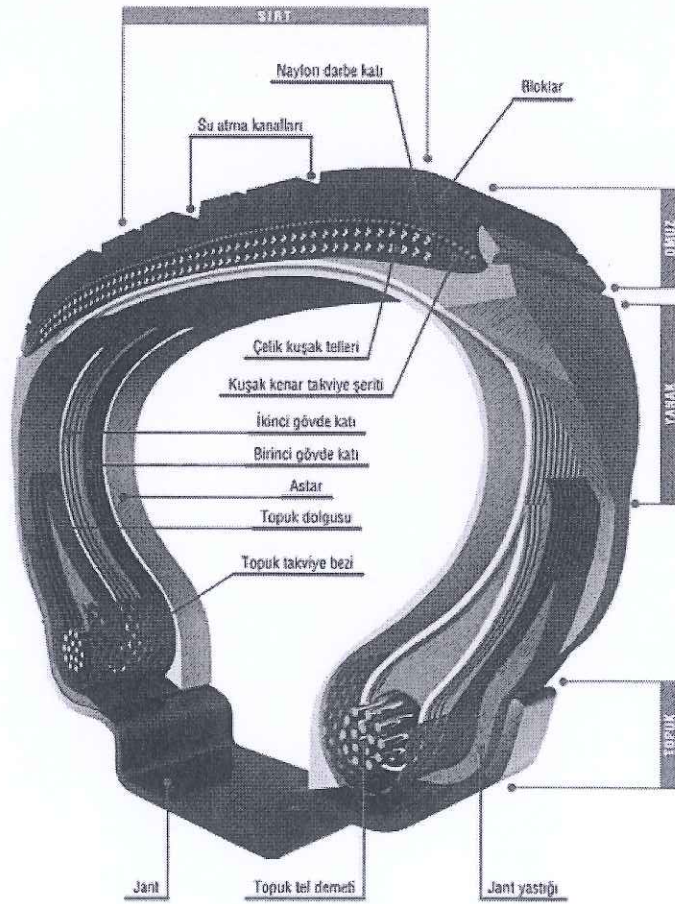
Omuz: Lastiğin sırtından yanak kısmına geçiş yaptığı kalın kauçuktan yapılmış üst yanak bölgesidir. Sırt ısını dışarı atabilmek için pencere yapıdadır. Yanak ile sırt arasındaki kalın geçiş bölgesidir. Dışarıdan gelecek yanal darbelere karşı gövdeyi korur. Asma köprünün düşey yöndeki taşıyıcı halatlarının platform ile bağlantı yaptığı noktalar ve bu bölgeleri trafik kazalarına karşı koruyan bariyerler benzer bir görev yaptıkları için köprünün "omuzları" gibi düşünülebilir. Bu bağlantı noktaları ve etrafındaki bariyerler tıpkı lastikte olduğu gibi köprünün "sırtı" ile "yanakları" arasında yer almaktadır.

Karkas (Gövde): Hava basıncını lastik içinde tutan, yükü taşıyan ve sarsıntıları karşılayan kısımdır. Radyal lastiklerde kuşak, çapraz lastiklerde ise sırt veya darbe katının altında yer alır. Topuk tellerinin etrafında dönerek yanak bölgesinde biter. Çelik, naylon, rayon vb. kordlardan oluşan, lastiğin ana bileşenidir. Asma köprünün, araçların üstünden gittiği platformunu, taşıyıcı ana halatlara bağlayan çok sayıdaki düşey yönde olan çelik halatlar da gövde katındaki kord (Tekstil veya çelik) iplikçiklerine benzetilebilir.

Astar: Lastiğin hava geçirgenliğini önlemek amacıyla kullanılır, hava geçirirliğine karşı çok daha dirençli kauçuk cinsleri astar karışımında kullanılır. Köprü benzetmemizde yağışlı havalarda köprü üzerinde oluşan suyun platformun

çelik yapısına ulaşmasını engelleyen izolasyon katmanları benzer bir görev yapmaktadır.

Yanak: Lastiğin çevresi boyunca sırt ve topuk bölgeleri arasında kalan, yola temas etmeyen kauçuk kısımdır. Lastiğin yanak kısmında, mukavim ve hava etkilerine karşı dayanıklı karışım kullanılır. Gövdeyi yandan gelecek sürtünmelere karşı korur ve lastiğe esneklik sağlar. Yüksek ve ultra yüksek performans grubu lastiklerde, direksiyon hâkimiyetinin arttırılması için çelik veya naylon topuk bölgesi takviyelerin kullanıldığı da olur. Tüm markalama ve ebat yazıları yanak üzerindedir. Benzetmemizdeki asma köprü platformunu, taşıyıcı ana halatlara bağlayan çok sayıda dikey yönde olan çelik halatlar, köprünün yanaklarını oluşturmaktadır. Lastikte albeni sağlayan beyaz harşer, bilgi aktaran şekil, gösterge ve yazılar yanakta yer aldığı gibi, köprünün güzel görünmesini sağlayan aydınlatma sistemi de köprünün yanaklarına yerleştirilmiştir.



Şekil 1.2: Lastiğin Yapısı

Kaynak: Bridgestone, 2013

Topuk: Lastiğin janta temas eden bölgesinde bulunan lastik bileşenlerinin tümüdür. Yan yana gelmiş ve kauçuk karışımı ile birbirine bağlanmış topuk teli demeti, topuk dolgusu ve jant yastığı başlıca topuk bileşenleridir. Topuk, lastiğin janta iyi oturmasını ve sıkıca bağlanmasını sağlar. Benzetmemizdeki asma köprünün, çok kalın olan iki adet taşıyıcı "yatay" yöndeki çelik halatlar tıpkı lastik topuk telleri gibi aslında birçok çelik halattan oluşmuştur. Köprüde olduğu gibi lastikte de iki adet topuk teli demeti bulunmaktadır. Köprünün yükünü, boğazın iki yakasında karaya sağlamca monte edilmiş direklere aktaran köprünün topuklarıdır. Köprünün taşıyıcı direklerinin fonksiyonu lastiğin takıldığı janta benzemektedir.

1.5. Lastiklerin Sınıflandırılması

Lastikler yapılarına, desenlerine, ebatlarına, kullanım yerlerine ve kesit oranlarına göre çeşitli şekillerde sınıflandırılırlar. Aşağıda lastiklerin yapılarına, desenlerine ve hava basıncını tutma (iç lastikli ya da iç lastiksiz kullanım) durumlarına göre sınıflandırılması açıklanmıştır.

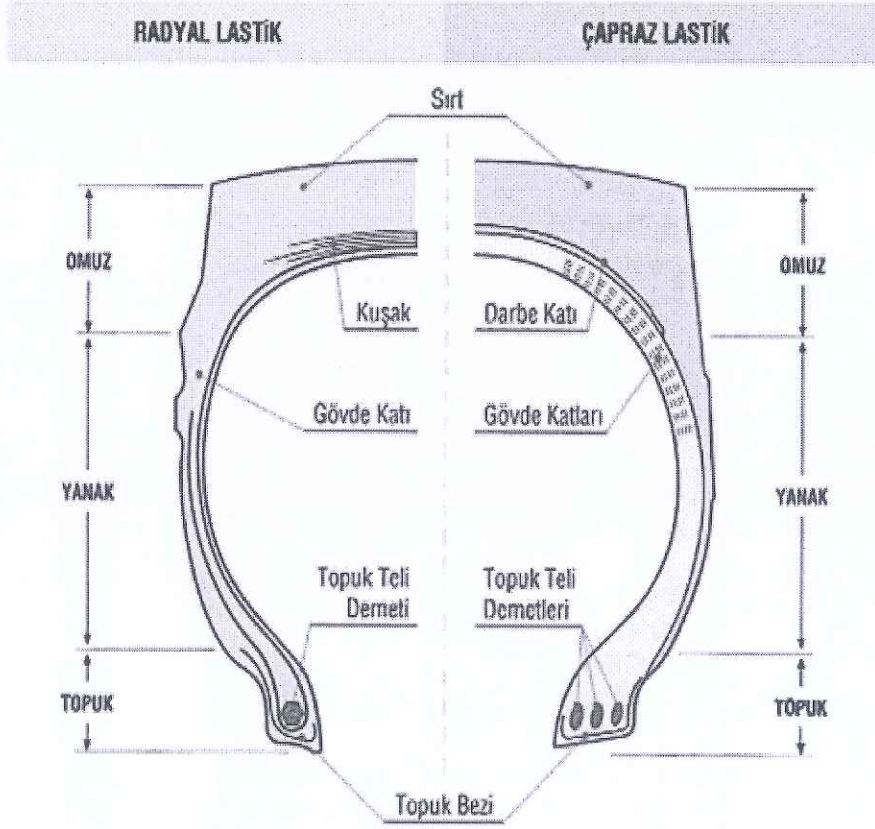
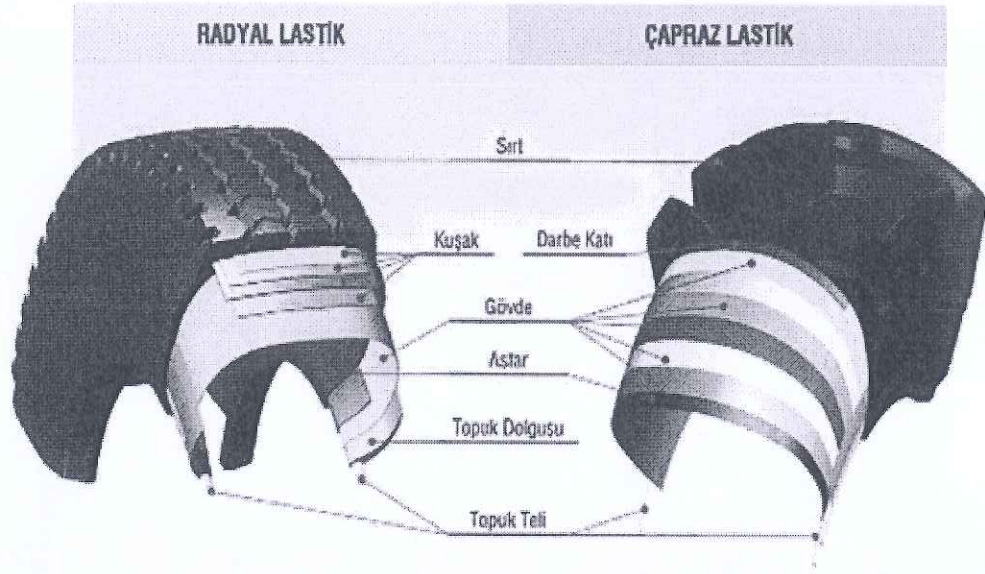
1.5.1. Lastiklerin Yapılarına Göre Sınıflandırılması

Çapraz Yapı: Her gövde katı, sırt merkez çizgisi ile açılı fakat zıt (her bir gövde katı diğerine çapraz) yönlerde üst üste yerleştirilmiştir. Katların uçları topuk telleri demetinin etrafında dönerek yukarı ve aşağı doğru kıvrılır. Bu yapı topuk kilidi olarak adlandırılır. Her bir katın içindeki kordun uçları ise topuk telleri etrafında 30-40 derece açı yapar. Gövde katları, tekstil kordların kauçuk karışımları ile kaplanmasından elde edilir. En yaygın olarak kullanılan malzeme naylon kordtur. Asma köprü benzetmemizden hareket ile Boğaz içi köprüsünün "çapraz" yapıda olduğunu söyleye biliriz. "Yanaktaki" kordlar köprü platformu ile ana taşıyıcı halat arasında zigzag yaparak çapraz gitmektedir. Çapraz yapının özellikleri:

- Bozuk zeminlerde sürüş konforu.
- Kesilme durumunda çalışmaya devam edebilme.
- Zayıf viraj performansı,
- Daha hızlı aşınma.
- Daha çabuk ısınma.
- Düşük lastik fiyatı,

Radyal Yapı: Gövde katları topuktan topuğa aynı radyal düzlem içinde uzanır. Gövde katındaki kordlar yanak bölgesinde dönüş eksenine doğru bakarken sırt bölgesinde sırtın ortasından geçen hayali ekvator çizgisine dik olacak şekilde konumlanmışlardır. Topuk teli demeti ile gövde katı kordları arasındaki açı da doğal olarak 90 derecedir. Asma köprü benzetmemizden hareket ile Fatih Sultan Mehmet köprüsünün "radyal" yapıda olduğunu söyleyebiliriz. "Yanaktaki" kordlar köprü platformu ile 90 derece açı yapmaktadır. Radyal yapı tarihsel olarak çapraz yapıdan çok daha sonra uygulanmaya başlanmıştır. Benzetmemiz bu bakımdan da uyum göstermektedir. "Radyal" yapıdaki Fatih Sultan Mehmet Köprüsü "çapraz" yapıdaki Boğaziçi köprüsünden çok daha yenidir. Radyal yapıda katlar çevresel olarak kuşaklarla sarılmıştır. Lastiğin gövde katı ve kuşakları çelik kordlardan imal edilmişse "çelik radyal" veya "tam çelik radyal", gövdesi tekstil, kuşakları çelik kordlardan yapılmışsa "çelik kuşaklı radyal" lastik olarak tanımlanır. Radyal lastiklerin konvansiyon lastiklere göre en önemli avantajları daha esnek olmaları ve daha az ısınıp daha kolay soğumalarıdır. Bunun dışında radyal lastiklerin yerde bıraktığı taban izi çapraz lastiklerinkinden daha geniştir. Bu avantaj radyal lastiklerin konvansiyonel lastiklere oranla yüzde 20 daha iyi yol tutmasını sağlar. Yola temas eden bölümün daha fazla oluşu nedeniyle çekiş gücü ve fren güvenliği daha yüksektir. Radyal lastiklerde taban sert, yanaklar yumuşaktır; bu da lastiğin yola temas eden bölümünün sürekli olarak aynı genişlikte kalmasını sağlar. Radyal lastiklerin kat ve sırt ayrılmaları da daha dayanıklıdır. Bu ise yola tutunum başarısını artırır. Aşağıda genel olarak radyal yapının özelliklerini maddelenmiştir; (Goodyear, 2013)

- Üstün çekiş yeteneği ve fren emniyeti.
- Mükemmel viraj ve manevra performansı.
- Yüksek hızda düzgün sürüş ve direksiyon hakimiyeti.
- Darbelere ve delinmeye karşı dayanıklılık.
- Uzun ömür (kilometre/yol).
- Defalarca kaplanabilme.
- Kesilme/delinme durumunda (acilen tamir olmazsa) çelik tellerde paslanma riski.



Şekil 1.3: Radyal Lastik ve Çapraz Lastik

Kaynak: Bridgestone, 2013

1.5.2. Lastiklerin Desenlerine Göre Sınıflandırılması

Düz Tip Lastikler:

- Üstün direksiyon hakimiyeti.
- Sessiz ve üstün sürüş konforu.
- Daha az yakıt tüketimi.

Asimetrik Tip Lastikler:

- Kuru zeminde üstün yol kavrama gücü.
- Islak zeminde su tahliyesi yeteneği
- Yüksek hızda yol kavrama ve kaymama.

Dişli Tip Lastikler:

- Üstün çekiş ve yola tutunma.
- Üstün fren performansı.
- Islak zeminler, çamur ve karda üstün manevra performansı.
- Asfalt dışı yolda üstün çekiş.

Blok Tip Lastikler:

- Üstün kavrama ve çekiş gücü.
- Üstün fren performansı.

Düz - Dişli Tip Lastikler:

- İyi dengelenmiş direksiyon hakimiyeti ve çekiş yeteneği
- Hem ön, hem çeker aksta kullanım imkanı
- Asfalt dışı kullanıma uygunluk

Kar - Çamur Tipi Lastikler:

- Kar ve çamurda üstün çekiş gücü, fren emniyeti ve yol kavrama performansı.

Yönlü Tip Lastikler:

- Yönlü deseni sayesinde üstün su tahliyesi yeteneği.

- Yüksek hızda ve ıslak zeminde üstün yol tutuş ve fren performansı.

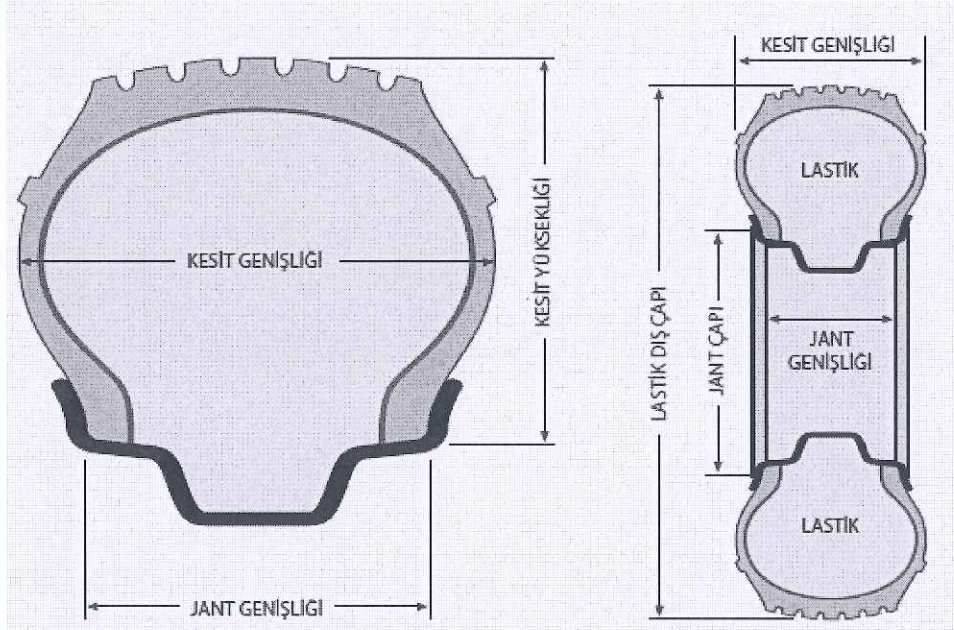
1.6. Lastiklerin Tanımlanması

Lastik tanımlanmasında kullanılan çeşitli standartlardan en yaygın olanları:

- 1- Avrupa Standardı - ETRTO (Avrupa Lastik ve Jant Teknik Birliği)
- 2- 2- Amerikan Standardı - TRA (Lastik ve Jant Birliği)

Tanımlamada kullanılan bazı temel lastik kavramları ise şunlardır:

Kesit Genişliği: İlgili standarda uygun janta takılmış ve hava ile şişirilmiş bir lastiğin, dıştan dışa yanaklar arasında kalan en geniş mesafesidir (kabartma yazılar hariç). Lastik üzerinden ölçülerek bulunan "kesit genişliği"nin yanı sıra bir de "nominal" kesit genişliği vardır. Bu, söz konusu lastiğin ebadını tanımlamak için, lastik ebadının ilk rakamının gösterdiği inç veya mm cinsinden olan nominal değerdir (6.50, 165 gibi). Nominal kesit genişliği,şişirilmiş lastiğin kesit genişliğinden biraz farklı olabilir.



Şekil 1.4: Lastiğin Dış Çapı

Kaynak: Bridgestone, 2013

Kesit Yüksekliği: Şişirilmiş lastik sırtının orta noktasından janta oturan topuk ucuna kadar olan dikey mesafedir.

Kesit Oranı: Kesit yüksekliğinin, kesit genişliğine yüzde olarak oranıdır. Kesit oranı azaldıkça, lastik kesit (yanak) yüksekliği azalır.

Lastik Dış Çapı: Şişirilmiş lastiğin, yüksüz halde, sırt ortasından geçen dış çevre uzunluğunun, 3.14 (π) sayısına bölünmesiyle bulunur.

Jant Genişliği ve Çapı: Jant genişliği, lastik topuklarının oturduğu şaşılar arasındaki iç mesafedir. Jant çapı ise, şaşılar üzerinde lastiğin topuklarının oturduğu dairenin çapıdır.

Kat Muadili (PlyRating): Lastiğin maksimum yük taşıma kapasitesini belirleyen ve lastik mukavemetini gösteren bir mukayese değeridir. Lastik, belirtilen sayıda gövde katına sahip olmayabilir. Gerçek kat sayısı farklıdır. Aynı ebatda farklı kat muadili (PR) değerine sahip lastikler de vardır. Kat muadili kullanımı yerini yük endeksi kullanımına bırakmaktadır.

Tablo 1.1: Amerika ve Avrupa Standardı

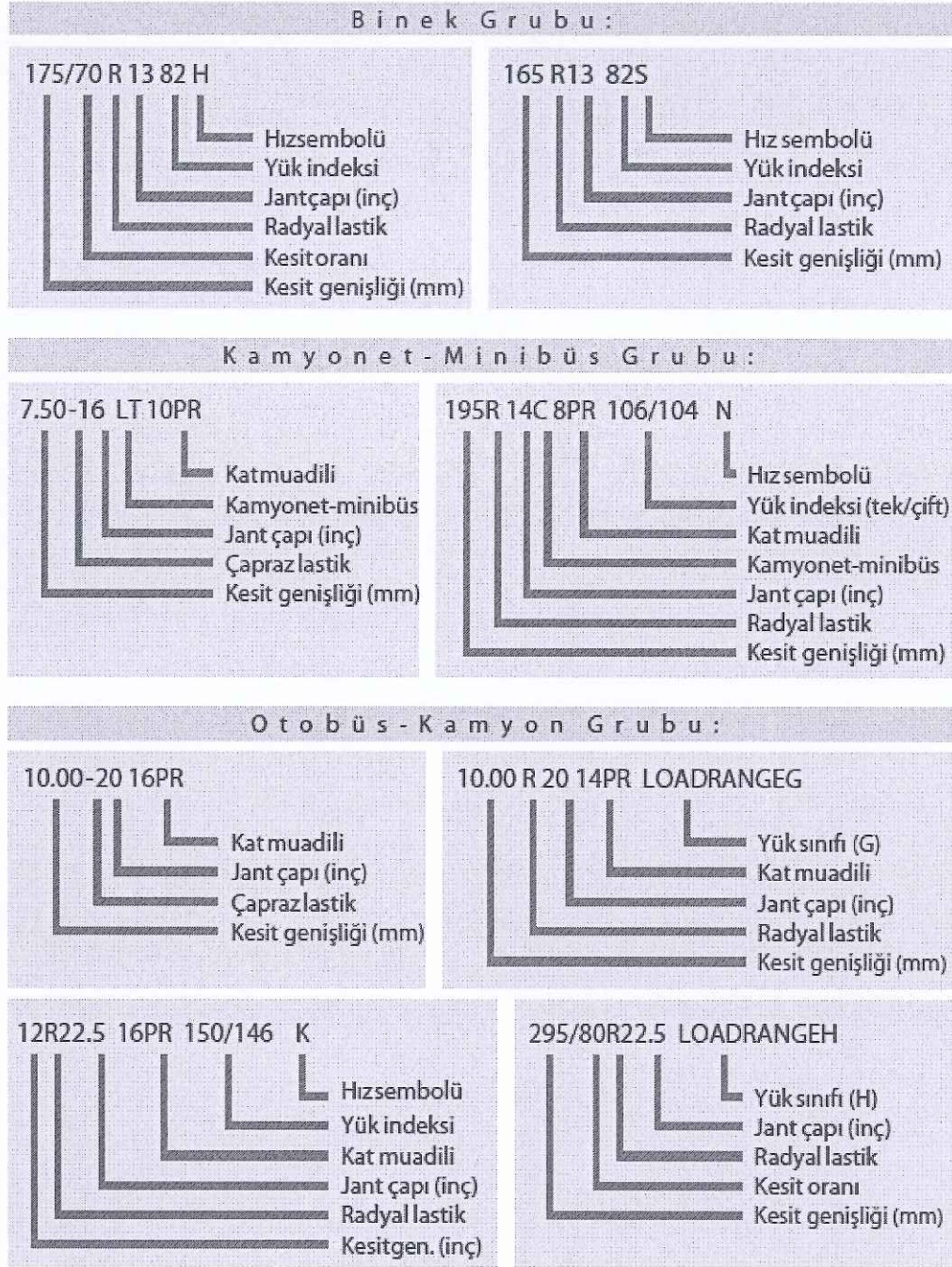
TRA									
Yük Sınıfı	A	B	C	D	E	F	G	H	J
Kat Muadili	2	4	6	8	10	12	14	16	18

ETRTO													
Hız Sembolü	K	L	M	N	P	Q	S	T	H	V	W	Y	Z*
Hız Limiti (km/saat)	110	120	130	140	150	160	180	190	210	210	240	300	240 üzeri

Kaynak: Bridgestone, 2013

Yük Sınıfı ve Yük İndeksi: Her iki değer de lastiğin yük taşıma kapasitesini belirten, kat muadili ile ilgili tanımlardır. Aşağıdaki örnek tablolarda gösterilen yük sınıfı sembolleri TRA (Amerika Standardı), yük indeks sembolleri ise ETRTO (Avrupa Standardı) tarafından kullanılır. Her yük sınıfı belli bir kat muadiline karşılık gelir. Kat muadili gibi, yük sınıfı kullanımı da yerini yük endeksi kullanımına bırakmaktadır. Yük endeksi ise lastik üreticisi tarafından tespit edilen kullanım koşullarında, hız sembolü ile belirtilen hızda lastiğin taşıyabileceği azami

yük miktarını gösteren sayısal bir koddur. Lastik kataloglarında genellikle, maksimum hava basıncında ve belli hız limitinde, lastiklerin taşıyabileceği maksimum yük değeri verilir.



Şekil 1.5: Lastik Ebatlandırılması

Kaynak: Bridgestone, 2013

Hız Sembolü: Araç lastiğinin taşıyabileceği maksimum yük, dayanabileceği en yüksek hız limitini belirtir.

Şişirme (Hava) Basıncı: Lastiğin yapısına ve çalışma şartlarına göre soğuk lastiğe uygulanması gereken hava basınç değeridir. Türkiye'de basınç değeri birimi genelde PSI (pound/inç²) olarak kullanılır. Genel olarak kataloglarda, lastiğin taşıyabileceği maksimum yük için, lastiğe verilmesi gereken hava basınç değerleri belirtilir.

1.7. Dünya Lastik Üretimi

Son derece büyük sermaye, teknoloji yatırımlarını gerektiren ve geçmiş 1894'lere dayanan dünya lastik sektörü 3 büyükler ile 3 orta büyükler diye tanımlanan 6 firmanın hakimiyeti altındadır. Japon Bridgestone, Fransız Michelin ve Amerikan GoodYear'in yer aldığı üç büyüklerin dünya üretimindeki payı %54 olup Economist Intelligence Unit tarafından yapılan değerlendirmelerde 2005 yılında %70'e tırmanması beklenmektedir. Geçtiğimiz yıl GoodYear ve Sumitomo arasında GoodYear çatısı altında meydana gelen ortaklık bu yönde işaretler olarak algılanmaktadır. Birleşme ile GoodYear'in 10 yıldan bu yana üst üste dünya birincisi olan Bridgestone'un elinden bu unvanı alacağı düşünülmektedir. Sumitomo hariç tutulduğu takdirde ABD'li Continental, Japon Yokohama ve İtalyan Pirelli'nin yer aldığı 3 orta büyükler ise dünya üretiminde 1997 yılında sahip oldukları payı 1999'da %16'ya düşürmelerine karşın bu payı 2005 yılında da koruyacak gözükmektedir. Toplam 6 şirketin yapmış oldukları 57 milyar \$'lık satış ile dünya pazarının %70'ini ellerinde tuttukları göz önüne alındığında dünya pazarının toplam büyüklüğünün yaklaşık 81-82 milyar \$ olduğu ortaya çıkmaktadır (Goodyear, 2013).

1.8. Lastik Üzerinde Bulunan Bilgiler

Bilindiği gibi, her lastiğin yanağında çeşitli büyüklükte yazılar bulunmaktadır. Lastiğin özelliklerini ve lastik kullanımı ile ilgili bazı uyarıları içeren bu yazılar aşağıda açıklanmıştır. Lastik ebadı, lastiği tanımlayan harf-rakam grubudur. Ebatlar, lastiğin yanak bölgesinde bir dizi markalama ile belirtilir. Aşağıda her gruptan örnekler verilmiştir.

Avrupa Ekonomik Komisyonu onay numarası: Söz konusu lastiğin dünyada yaygın olarak kabul gören Avrupa Ekonomik Komisyonu'nun binek lastiği

ile ilgili şartnamelerine (ECE-R30) uygunluğunu belirten ve Avrupa'daki yetkili bir kuruluş tarafından verilen onay numarasıdır.

Avrupa Ekonomik Komisyonu lastik ("E") onay sembolü: Söz konusu lastiğin Avrupa Ekonomik Komisyonu'nun kabul ettiği şartnamelere uyduğunu ve onayın alındığı kuruluşu belirten semboldür.

Azami Yük - Basınç bilgileri: A.B.D. 'de geçerli DOT şartnamelerine göre lastiğin yanağına yazılması zorunlu bir bilgidir.

Konstrüksiyon bilgileri: A.B.D.'de geçerli DOT şartnamelerine göre sırasıyla sırt ve yanaktaki gerçek katların sayıları ile cinslerini belirtir.

UTQG kalite göstergesi: Aşınma ömrü indeksi; söz konusu lastiğin standart şartlar altında test edildiğinde aşınma ömrü 100 olarak kabul edilen kontrol lastiğine göre nisbi ömrünü gösterir. Çekiş sınıfı; kontrollü koşullar altında lastiğin ıslak yüzeydeki duruş kabiliyetini gösterir. Isıya dayanım sınıfı; lastiğin ısıya dayanımı, ısıyı atma yeteneğini belirtir.

Hız sembolü ve yük indeksi: Avrupa ETRTO standartlarına göre lastiğin taşıyabileceği azami yükü ve azami yükü dayanabileceği en yüksek sürati belirten bir işaretlemidir.

1.9.Lastiğin Üretimi

Üretim süreci, aşağıda detayları verilen 6 aşamada anlatılabilir:

1.9.1.Karışımın Hazırlanması ve Ekstrüzyon İşlemi

Doğal ve sentetik kauçuk, lastik için istenilen üretim özelliklerine uygun olarak karbon karası, kükürt ve çeşitli kimyasallar ile karıştırılır. Lastiğin sırt ve yanak bölgelerinde kullanılan bileşenler, hazırlanan karışımın ekstrüzyon yöntemi ile şekillendirilmesiyle elde edilir. Ekstrüzyon işlemini yapan cihaz büyük bir kıyma makinasına benzetilebilir. Karışım, tıpkı kıyma makinesindeki gibi dönen vida

marifeti ile, bir kalıp sayesinde belirlenmiş aralıktan dışarı çıkmak üzere itilirken arzu edilen profilde biteviye olarak üretilir ve tanımlanmış boylarda kesilerek istenen kesit geometrisine sahip ham sırt ve yanak bileşenleri üretilmiş olur (Goodyear, 2013).

1.9.2. Kalenderleme İşlemi

Çelik ve tekstil esaslı kord bezlerinin her iki taraftan ince bir tabaka halinde kauçuk ile kaplanması işlemidir. Bu işlem sonunda elde edilen kauçuk ve tekstilden oluşan sağlam yapıdaki “kumaş” lastiğin karkas ve kuşak bileşenlerinin imalinde kullanılır. Kalenderleme işlemi uygulanan tekstil dokumalar rayon, naylon veya polyester esaslı olup genellikle lastiğin karkas bölgesinde kullanılır. Çelik kordların kalenderlenmesi ile elde edilen çok sağlam yapıdaki “kumaş” ise genellikle kuşak bileşeninin imalinde ayrıca tam çelik lastiklerde gövde katı olarak da kullanılmaktadır.

1.9.3. Topuğun Hazırlanması

Topuk, gövde katını tutan ve kordlardaki tansiyonu taşıyan lastiğin en kuvvetli imal edilmiş parçasıdır. Topuk sayesinde lastik janta sıkı sıkıya tutunur. Farklı kalınlıkta ve adette topuk tellerinin bir araya getirilmesi ile önce topuk teli demeti, sonra da topuk kılıfı, dolgusu gibi bileşenlerin eklenmesi ile lastiğin topuk bölgesi oluşturulur.

1.9.4. Ham Lastik İmali

Astar, gövde katı, sırt ve topuk gibi bileşenler, istenilen geometride bir araya getirilerek elde edilen, henüz pişmediği için yumuşak bir yapıda olan ham lastik imali şu adımlardan oluşur: Astar, gövde katı ve yanaklar tamburun üzerine sarılır. Topukların pozisyonunun ayarlanması, kat kenarlarının topuk demeti üzerine sarılması ve yanakların birleştirilmesi aynı anda eş zamanlı olarak yapılır. Kuşaklar gövde katının merkezine yerleştirdikten sonra üstüne sırt kauçuğu konur. Başın sırt konmadan önce (otomobil ve hafif ticari araç lastiklerinde geçerli olmak üzere) lastiğin güçlendirilmesi için kuşakların üzerine spiral naylon kuşak sarılır. Bu

işlemden sonra, ham lastik pişirme torbasına yapışmasını önleyici tedbirler alınarak pişirmeye hazır hale getirilir

1.9.5. Pişirme

Ham lastiğin özel kalıplar içerisinde belirli bir sıcaklık ve basınç altında önceden tanımlı zaman diliminde pişirilmesi ile lastik, istenilen boyut, desen ve ebada ulaştırılır. Lastiğin yanak markalaması ve taban deseni pişirme ile şekillendirilir.

1.9.6. Traşlama ve Son Kontrol

Traşlama, pişirme sonrası kalıptan çıkartılan lastiğin gövdesindeki çapakların temizlenmesi işlemidir. Her lastik, üretimin son aşamasında manuel ve otomatik sistemlerle kontrol edilerek, istenilen kalite ve boyutta olduğunun garanti altına alınması sağlanır. Bu işlem, lastik performansının onaylandığı ve güvence altına alındığı son üretim aşamasıdır.

1.9.7. Lastik Sorunları ve Muhtemel Nedenleri

Tablo 1.2: Lastik Sorunları ve Muhtemel Nedenleri

Sorun	Neden
Viraj alırken ve dururken lastiklerin ötmesi	Düşük hava basıncı
Direksiyon hakimiyetinin azalması	Düşük hava basıncı, aşınmış lastik
Lastiğin omuzlarının fazla aşınması	Düşük hava basıncı, bozuk rot ayarı, standart dışı (geniş) jant kullanımı
Lastiğin tabanının ortasında aşırı aşınma, vuruntu, yalpalama	Yüksek hava basıncı, balanssızlık, jantta/mekanik aksamda ayarsızlık, standart dışı (dar) jant kullanımı
Düzensiz aşınma	Bozuk rot ayarı

Kaynak: Bridgestone, 2013

Lastiklerinin Kullanımda Dikkat Edilmesi Gereken Hususlar

- Lastiklerinizin havasını en az 15 günde bir kontrol edilmelidir.
- Bozuk şartlarda yüksek hız yapılmamalıdır.
- Lastiğinizi kaldırım kenarına ve sivri yüzeylere çarpmaktan kaçınılmalıdır.
- Uzun yola çıkarken ve araç yüklüken lastiklerin hava basıncını 2 PSI arttırılmalıdır..
- Dış derinliği 1.6mm.'ye düşen lastikleri mutlaka değiştirilmelidir.
- Düzenli olarak stepne lastiğinin de basıncını kontrol edilmelidir..
- Araç üreticisi tarafından onaylanmış ebattaki lastik ve jantları kullanılmalıdır.
- Karlı ve buzlu yollarda lastiğinin hava basıncını kesinlikle düşürülmemelidir..
- Lastiğinizi temizlerken arap sabunu, cila, deterjan veya petrol türevi maddeler içeren kimyasallar kullanılmamalıdır. Lastiğin temizliğinde su kullanmak yeterli olacaktır. Ancak yüksek basınçlı su kullanılarak yapılan temizlik işlerinde, su tabancasının lastiğe çok yaklaştırılması (1-2 cm kadar) sonucu lastik yüzeyinde oluşan fazla ısı yüzeysel yanıklara neden olmaktadır. Bu sorun bilhassa jantlarda biriken kir ve çamuru sökebilmek niyeti ile su tabancasının lastiğe çok yaklaştırılması ile oluşmaktadır. Bu hususa dikkat edildiği müddetçe basınçlı su kullanımı lastik temizliğinde sorun yaratmayacaktır.

1.10. Lastik Ömrünü Etkileyen Unsurlar

Erken aşınma ve yıpranmayı önleyerek lastik kullanımında tasarruf yapılabilmesi için dikkat edilecek hususlar şunlardır: (Goodyear, 2013)

1.10.1. Uygun Lastik Seçimi

Lastiğin üzerindeki yükü emniyetli bir biçimde taşıyabilmesi için, araç el kitabında belirtilen ebat, yük endeksi ve hız sembolüne sahip lastikler kullanılmalıdır. Marka, cins ve kalitesine bakılmaksızın aynı ebat ve aynı yük endeksine sahip lastikler, aynı hava basıncında aynı yükü taşımak üzere imal edilmişlerdir. Ayrıca, aracın jant ölçüleri de takılan lastiğe uygun olmalıdır.

1.10.2. Doğru Hava Kullanımı

Lastiğin taşınan yüke uygun hava ile şişirilmesi, lastiğin hızlı aşınmasını önleyen, ömrünü uzatan etkenlerin başında gelir. Taşınan yük için gerekli katalog basınç değerinden daha fazla veya daha az şişirilen lastiklerde anormal aşınmalar görülür. Hava fazla lastiklerin sırt merkezi, hava az lastiklerin ise omuz kısımları daha çok aşınır. Uzun yolculuklarda lastiklerin havası, yola çıkılmadan önce ve lastikler soğukken kontrol edilmeli ve şişirilmelidir. Çift lastiklerin hava basınçlarının aynı olması gereklidir. Aksi takdirde fazla havalı lastik daha çok yük taşıyacak ve çabuk aşınacaktır. Az Hava: Lastiğin sırtı ile yol yüzeyi arasındaki sürtünme artar. Aşırı esneme ve ısıya, dolayısıyla lastiğin bozulmasına ve tabanın dış kenarlarında fazla aşınmaya neden olur. Normal Hava: Lastik tabanı yola tam olarak uyum sağlar. Fazla Hava: Lastiğin yol arızalarına direncini azaltır. Taban ortasında fazla aşınmaya neden olur ve sürüş konforu azalır.

1.10.3. Araç Hızı ve Lastik Aşınma Ömrü

Aracın hızı ile lastiğin aşınma ömrü arasındaki bağlantı önemlidir. Lastik dönerken üzerine etki eden çekiş ve frenleme kuvveti gibi teğetsel kuvvetler aracın hızının karesiyle orantılıdır. Hız arttığında lastik sıcaklığı yükselir ve sırt kauçuğunun aşınma direnci azalır.

1.10.4. Yük Miktarı ve Yükleme Biçimi

Yükün miktarı ve araca yükleniş biçimi, lastik ömrü üzerinde önemli bir rol oynar. Gelişi güzel yükleme, bazı lastiklerin diğerlerine oranla daha fazla yük taşıyıp, çabuk aşınmalarına sebep olur. Yükleme biçiminde amaç, her lastiğin eşit ağırlık taşımasını sağlamaktır.

Otobüs ve Kamyonlarda Lastik Eşlendirmesi			
	ÖN	ARKA(1)	ARKA(2)
ARAÇ TIPI: 1	ÇAPRAZ	ÇAPRAZ	ÇAPRAZ
	ÇAPRAZ	ÇAPRAZ	ÇAPRAZ
	RADYAL	RADYAL	RADYAL
	RADYAL	RADYAL	RADYAL
ARAÇ TIPI: 2	ÇAPRAZ	ÇAPRAZ	
	ÇAPRAZ	ÇAPRAZ	
	RADYAL	RADYAL	

Otomobillerde Lastik Eşlendirmesi	
ÖN	ARKA
RADYAL	RADYAL

Şekil 1.6: Lastik Eşleştirilmesi

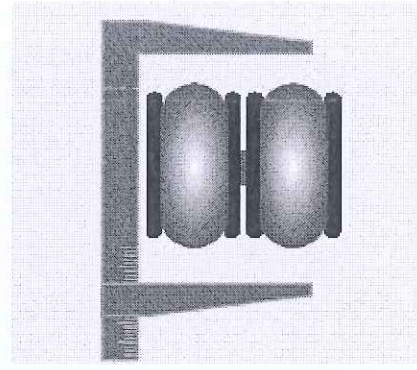
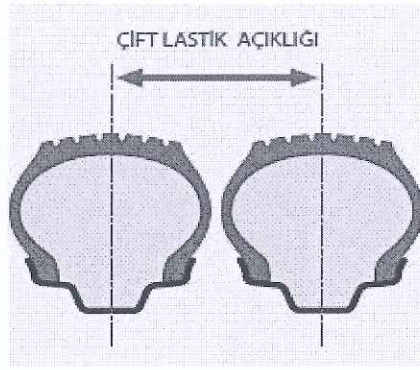
Kaynak: Bridgestone, 2013

1.10.5. Lastik Eşlendirmesi

Araçlarda değişik yapılarıdaki (çapraz ve radyal, değişik ebat ya da serili 80, 70 gibi) lastikler hiçbir zaman aynı dingil üzerinde eşlendirilmemelidir. Dört tekerlekten çekişli araçlarda, dört lastik de aynı yapıda olmalıdır. Ağır ve hafif yük taşıyan araçlarda aynı dingil üzerinde farklı yapıda (çapraz ve radyal) ve desende lastikler birlikte takılmamalıdır. Doğru lastik eşlendirmesi üstte belirtilen şekillerde olmalıdır. Aksi takdirde lastiklerde hızlı ve anormal aşınmalar, ısınma ve parçalanma olabilir. Ayrıca ani frenlerde araç sağa-sola savurma yapacaktır.

1.10.6.Çift Lastik Açıklığı ve Lastik Dış Çapları Mukayesesi

Çift takılan lastiklerin dış çapları (ya da çevreleri) her zaman aynı ölçüde olmayabilir. Dış çap ölçüleri arasındaki fark, aşağıdaki tabloda verilen değerlerden küçük ise, lastikler eşlendirilebilir. Aksi halde dış çapı büyük olan lastik daha fazla yük taşıyıp, çabuk aşınacaktır.



E B A T	JANT GENİŞLİĞİ (inç)	Çift Lastik Eksenleri Arasındaki Aşgari Açıklık (mm)	Çift Lastik Dış Çapları Arasındaki Azami Fark (mm)	
			RADYAL	ÇAPRAZ
6.50x16	4.50	202	6	8
7.00x16	5.50	228	6	8
7.50x16	6.00	242	6	8
8.5R17.5	5.25	233	6	-
9.00x20	7.00	297	8	12
10.00x20	7.50	316	8	12
11.00x20	8.00	335	8	12
12.00x20	8.50	360	8	12
11R22.5	8.25	314	8	-
12R22.5	9.00	338	8	-
13R22.5	9.75	360	8	-
295/80R22.5	9.00	335	8	-
315/80R22.5	9.00	350	8	-
8.25R15	6.50	269	6	-
10.00R15	7.50	316	6	-
245/70R19.5	7.50	279	6	-

Şekil 1.7: Çift Lastik Açıklığı ve Lastik Dış Çapları Mukayesesi

Kaynak: Bridgestone, 2013

Çift takılan lastiklerin sırt merkez çizgileri arasındaki açıklık (çift lastik açıklığı), aşağıdaki tabloda verilen değerlerden büyük olmalıdır. Aksi takdirde lastik yanakları birbirine sürtecek, ısınma ve aşınmaya neden olacaktır. Dıştaki lastiğe zincir takıldığında, aşağıdaki tabloda verilen değerler zincir kalınlığı kadar artırılmalıdır.

1.10.7. Lastikte Yer Değiştirme (Rotasyon)

Araçlarda ön-arka ve sağ-sol lastikler farklı aşınma gösterdiklerinden, eş aşınmayı sağlamak, dolayısıyla lastik ömrünü arttırmak için lastiklerin yerleri değiştirilmelidir. Radyal lastiklerin dönüş yönü hep aynı kalacak şekilde değiştirme yapılmalıdır. Lastik, dış derinliği 1,6 mm'den az ise, mutlaka yenisi ile değiştirilmelidir. Düzensiz veya anormal aşınmaları engellemek için düzenli olarak (10.000 km'de bir) lastiklerin yerini değiştirilmelidir.

Binek lastiklerinde yasal aşınma sınırı 1.6 mm'dir. Ancak özellikle kış şartları ve ıslak zemin düşünüldüğünde lastik diş derinliğinin 1/8 inch (yaklaşık 3.2 mm) değerinin altına düşmemesi tavsiye edilmektedir. Binek lastiklerinde rotasyon yaparken çekiş aksındaki lastiklerin sağ-sol değiştirmeden serbest aksa, serbest akstaki lastiklerin ise çaprazlama olarak çekiş aksına aktarılması tavsiye edilmektedir. Yönlü lastiklerde rotasyon yaparken çaprazlama yapılmaz.

4X4 araçlarda tüm lastikler diğer aksa çaprazlama yaparak geçirilmelidir. Rotasyon yapılan araçlarda tüm lastikler yaklaşık aynı zamanda ömürlerini yitirirler. Rotasyon yapılmaz veya yeterli sıklıkta yapılmaz ise önden çekişli araçlarda ön lastikler, arkadan çekişli araçlarda arka lastikler daha çabuk aşınmaktadır. Günümüzde modern binek araçların önemli bir çoğunluğu önden çekişlidir ve rotasyon uygulamasının yapılmadığı durumlarda, genelde yapılan hata, 4 adet lastik yerine sadece 2 adet lastik alıp bunları ön aksa takmaktır.

Ekonomik nedenlerden dolayı sadece 2 adet yeni standart lastik alındığı durumlarda önden çekişli araçlarda da yeni lastikler arka aksa takılıp eski lastiklerin arkadan ön aksa alınması doğru uygulama olacaktır. Aksi uygulama, kaygan ve virajlı yolda aracın arkasının savrulma ihtimalini artırır. Aracın arkadan savrulmasını kontrol etmek çok zor olduğundan böyle bir durum kaza yapmamıza neden olabilir. Bu önemli tavsiye standart lastikler için geçerlidir. Kış lastiği takılması durumunda, yeni çift lastik her zaman çekiş aksına takılmalıdır.

1.10.8. Araç Mekanik Ayarları

Araçtaki mekanik ayar bozuklukları, lastiğin yola eşit ve düzgün basmasını önler. Bu durum lastiklerin erken ya da düzensiz aşınarak ömrünün kısılmasına sebep olur. Belli başlı araç mekanik ayarları şunlardır:

İçe Kapanıklık: Ön dingildeki tekerleklerin ön bölümü, arka tarafına oranla normalden fazla kapanık olursa, lastik iç kenarlarında tüylenme biçiminde aşınmalar oluşur.

Dışa Açıklık: İçe kapanıklığın tam tersidir. Açıklık normalden fazla olursa lastik dış kenarlarında tüylenme biçiminde aşınmalar olur.

Kamber: Direksiyonda konfor ve kolaylık sağlamak amacıyla lastiklerin yere basan alt kısmının, üst kısmına göre daha açık (negatif) veya kapalı (pozitif) olmasıdır (şekilde görüldüğü gibi). Aşırı derecede pozitif kamberde lastiğin dış omuzu, negatif kamberde iç omuzu aşınır.

Kaster: Araca yandan bakıldığında, düzgün sürüş sağlamak amacıyla dingilin tekerlek düşey eksenini ile yaptığı açıdır. Açının normalden farklı olması aracın gezinmesine, düzensiz ve çabuk aşınmalara sebep olur.

Sarkık Akslar: Yükün lastikler üzerinde dengesiz dağılımına sebep olur. İç taraftaki lastikler yükün daha büyük bir bölümünü taşımak zorunda kalır. Kamyonlarda aşırı yükleme nedeniyle sık görülen bir durumdur. İlave dingildeki lastikler, virajlarda yol yüzeyine ve dönüş açısına uyamadıkları için aşırı ve düzensiz aşınmalara maruz kalırlar.

Şasi Eğriliği: Ön ve arka tekerlek arasındaki mesafenin, her iki yanda farklı olması ya da tekerlek eksenlerinin merkezden kaçık olması durumunda düzensiz ve çabuk aşınmalar oluşur.

Ayarsız ve Bozuk Fren: Fren kampanalarındaki bozukluklar lastikte belli bir noktayı aşındırırken, ayarsız frenler de düzensiz aşınmalara yol açar.

Tandem (Bağımsız) Tekerlek: Virajda yolun dönüş açısına uymadığı için aşırı ve düzensiz aşınır. Jant eğriliği, aşınmış tekerlek bilyaları, rotlardaki ayarsızlık ve U saplamalarındaki bozukluklar da düzensiz ve çabuk aşınmaya neden olur.

Balans Bozukluğu: Tekerleğin çevresindeki dengesiz ağırlıkların dönme esnasında yarattığı değişken kuvvetler, titreşim ve vuruntu (balanssızlık) meydana getirirler. İki çeşit balanssızlık vardır.

Statik Balanssızlık: Araç kaldırılıp tekerlek döndürüldüğünde, tekerlek hep aynı noktası (ağır kısmı) aşağıda kalacak şekilde duruyorsa, statik balanssızlık var demektir. Yüksek hızlarda zıplama (vuruntu) şeklinde hissedilir.

Dinamik Balanssızlık: Tekerleğin sağa ve sola değişik yörüngeler çizerek yalpalı dönmesidir. Yanal titreşim şeklinde hissedilir.

1.10.9. Yol ve İklim Şartları

Karayollarının cinsi lastik ömrünü etkileyen faktörlerin başında gelir. Bazı yüzeyler pürüzsüz gibi görünürken aşındırıcı ve lastiğin ömrünü kısaltıcı olabilir. Yoldaki yükseltiler ve çukurluklar da lastiğin ömrünü azaltır. Düzgün asfaltta "100" olarak kabul edilen lastik ömrünün, diğer yollarda ne olacağı aşağıdaki şekilde gösterilmiştir. Lastik yük altında esneme ve hız gibi faktörler etkisiyle ısınır. Dışarıdaki havanın ve yol yüzeyinin bu ısıyı emerek lastiği soğutması gerekir. Ancak, sıcak yaz aylarında bu işlem zor olduğundan lastikler daha çabuk aşınır. Lastik ömrü aşağıdaki şekilde görüldüğü gibi mevsimlere göre değişir. Yolun kamberinin eğiminin fazla olması da, lastiğin kayma riskini artırır ve yıpranmasına neden olur.

2.GÜVENLİ SÜRÜŞ VE TRAFİK KAZALARI HAKKINDA GENEL BİLGİLER

2.1. Trafik Kavramı

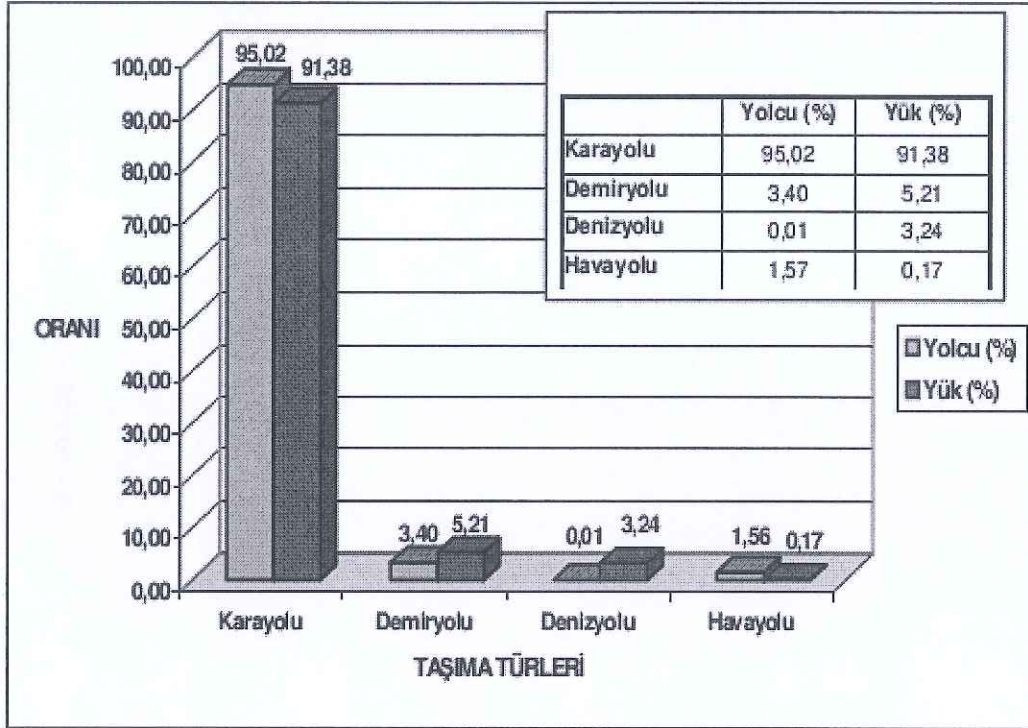
2918 sayılı Karayolları Trafik Kanunu'na göre trafik “yayaların, hayvanların ve araçların karayolları üzerindeki hal ve hareketleri” olarak tanımlanmaktadır (Çeliker, 1989).

Dünya üzerinde hızla artan nüfusa paralel olarak meydana gelen global gelişmeler ve teknolojik yenilikler, mevcut kaynak ve imkânların insanlar tarafından en verimli şekilde kullanımını zorunlu kılmıştır. Bu amaçla, hemen her ülkede trafik konusunda bir kısım kurallar ve düzenlemeler yapılmış olup bu düzenlemeler, sadece karayollarındaki trafikle sınırlı değil, hava ve deniz ulaşım hareketliliğini de içerisine almaktadır. Gerçekten de, ülke ya da şehir adları değişmesine rağmen toplumlar arasında genel olarak benzerlik gösteren düzenlemelerden biri de ulaşım alanında yapılan trafik düzenlemeleridir. Milyonlarca insan ve binlerce/ yüzbinlerce aracın her gün şehirlerimizdeki bu hareketliliği trafiği oluşturmaktadır ve bu alanda konulan kurallar ile yapılan düzenlemeler ise özel öneme sahiptir (Çeliker, 1989).

2.2. Karayolu Trafiği

Genel olarak ulaşım ağı denildiğinde her ne kadar kara, deniz ve hava ulaşım taşıt ve sistemleri akla gelse de, bu sistemlerin kullanım oranları değişik nedenlerden dolayı ülkeden ülkeye farklılık arz etmektedir. Kimi zaman ülkenin iklimi veya coğrafi şartları, kimi zaman ise ekonomik veya sosyal durumu ya da diğer ülkelerle ilişkileri bunda belirleyici rol oynamaktadır. 2918 sayılı Karayolları Trafik Kanunu'na göre karayolu, “trafik için kamunun yararlanmasına açık olan arazi şeridi, köprüler ve alanlar” olarak tanımlanmaktadır. Hemen her ülkede az ya da çok karayolunu kullanma mecburiyeti vardır (Işıldar, 1998).

Gelişmiş ülkelerdeki yük ve yolcu taşımacılığının, kara, hava ve deniz taşımacılığına orantılı olarak dağılımının aksine ülkemizde ulaşım ve taşımacılığın büyük bir bölümü karayolları üzerinden gerçekleşmektedir (DİE, 2005).



Şekil 2.1: Yolcu Ve Yük Taşımaları

Kaynak: Devlet İstatistik Enstitüsü, “Motorlu Kara Taşıtları İstatistikleri”, DİE Yayınları, Ankara

Tablo 2.1: Türkiye, Almanya Ve ABD’deki Yolcu Taşımacılığının Ulaşım Türlerine Göre Dağılımı

Ülkeler	Karayolu	Demiryolu	Denizyolu	Havayolu
ABD	27,2	38,3	24,0	10,5
Almanya	58,2	22,0	12,0	7,3
Türkiye	96,2	2,0	0,1	1,7

Kaynak: Ulaştırma Bakanlığı, “Ulaştırma Strateji Raporu”, Ulaştırma Bakanlığı, Ankara, 23-30

Bu dengesizlik, ülke genelinde yeterince trafik eğitimi verilemeyeşine ilave olarak, alınan yetersiz tedbir ve denetimlerle de birleşince, karşımıza binlerce trafik kazası çıkmakta; onbinlerce ölü ve yaralının yanında milyonlarca dolar da maddi zararlar neticelenmektedir (DPT, 2000: 255).

2.3. Trafik Kazasının Tanımı ve Sebepleri

Trafik kazası, 2918 sayılı Karayolları Trafik Kanunu'nun 3. maddesinde "karayolu üzerinde hareket halinde olan bir veya birden fazla aracın karıştığı, ölüm, yaralanma ve zararlar sonuçlanmış olay" olarak tanımlanmaktadır (Çeliker, 1989).

Karayollarında meydana gelen trafik kazalarının temelde üç sebebi vardır. Bunlar; İnsan faktörü, Yol ve çevre kusurları, Taşıt kusurlarıdır. Trafik kazasının oluşabilmesi için insan, yol veya taşıt faktörlerinden biri ya da birkaçına ait bir kısım arıza ya da uyumsuzlukların oluşması, bu nedenle de trafikte güvenlik ilkesinin bozulmuş olması gerekmektedir.

2.3.1. Trafik Kazalarında İnsan Faktörü

Daha önce de ifade edildiği üzere, ülkemizdeki karayolu trafik kaza istatistiklerine göre kusur payı en yüksek olan bileşen, insan faktörü olarak yer almaktadır. Elbette ki bu kavramın içerisinde hem sürücüler, hem de yolcu ve yayalar vardır. Ancak bu üç grubun da kusur payları ayrı ayrıdır. Aşağıda sürücü, yolcu ve yayaya ait kusurlar sıralanmıştır (KGM, 2005).

İnsan Faktörü / Sürücüye Ait Kusurlar;

- Arkadan çarpma
- Doğrultu değiştirme manevralarını yanlış yapma
- Kavşaklarda geçiş önceliğine uymama
- Trafik güvenliği ve düzeniyle ilgili olan diğer kural, yasak, yüküm. uymamak.
- Manevraları düzenleyen genel şartlara uymama
- Araçların hızını; kavşaklara yaklaşırken, Dönemeçlere girerken azaltmamak
- Park etmiş araçlara çarpma
- Şeride tecavüz etme
- Araçların hızını aracın yük, görüş, yol hava ve trafik şartlarına uydurmamak
- Kırmızı ışıklı trafik işaretinde veya görevli memurun dur işaretine uymamak

- Geçme yasağı olan yerlerde geçme
- Yerleşim birimleri dışındaki taşıt yolu üzerine park etme veya duraklama
- Önde giden bir aracı güvenli ve Yeterli mesafeden izlememek
- Alkol
- İki den fazla şeritli taşıt yol, karşı yöne ait şerit veya yola girme
- Taşıt giremez veya bölünmüş yola, karşı yöne ait yola girme
- Sola dönüş kurallarına riayet etmemek
- Sağa dönüş kurallarına riayet etmemek
- Aşırı hızlı araç kullanmak
- Geçiş hakkı olan araçlara önce geçmesine imkan vermemek
- Kaplamanın dar olduğu yerlerde geçiş önceliğine uymama
- Şerit izleme ve değiştirme kurallarına uymamak

İnsan Faktörü / Yayaya ait kusurlar;

- Kırmızı ışıkta geçmek
- Araçlara ilk geçiş hakkını vermemek
- Yola birden çıkmak
- Duran aracın önünden veya arkasından çıkmak
- Yolda yürümek, oynamak
- Hareket halindeki taşıta asılmak
- Yayanın otoyola çıkması
- Yolda Hatalı Şekilde El ile Sürülen Araç Kullanmak
- Yolda Hatalı Şekilde Hayvan Sevk Etmek
- Görüntü Artırıcı Tedbirler Almamak

İnsan Faktörü / Yolcuya ait kusurlar;

- Taşıttan sarkmak
- Habersiz inmek binmek
- Taşıt içinde uygunsuz hareket
- Taşıtın dışında seyahat
- Taşıttan yere atlamak
- Açık yük üzerinde seyir

2.3.2. Trafik Kazalarında Yol Ve Çevre Faktörü

Ülkemizde, karayolu trafik kazalarının meydana gelmesinde yol ve çevre şartları da etkili olmaktadır. Bu oran her ne kadar mevcut istatistiklerde düşük gibi görünse de, insan faktörünü etkilemesi ve kusurlara sebep olması dolayısı ile önemlidir ve önemsenmesi de gerekmektedir. Aşağıda yol ve çevre faktörleri sıralanmaktadır (KGM, 2005) .

Trafik Kazalarında Yol ve Çevre Faktörü;

- Köprü çökmesi
- Tekerlek İzine Oturma
- Heyelandan Dolayı Şerit Çökmesi
- Çökme (Kısmi /Münferit)
- Düşük banket
- Yol Sathında Gevşek Malzeme
- Yolda Münferit Çukur

2.3.3. Trafik Kazalarında Taşıt Faktörü

Ülkemizde, özellikle son 30 yıldır sanayileşme ve üretimde meydana gelen artış, teknoloji kullanımını da beraberinde getirmişve otomotiv endüstrisi, bir büyük sektör olarak ülkede yerini almıştır. Bunun doğal sonucu olarak ise, motorlu taşıt sayısı yıllar itibariyle önemli oranda artmıştır ve halen de artmaya devam etmektedir.

Araca Ait Kusurlar;

- Kusurlu fren
- Kusurlu rot
- Kusurlu makas
- Şaft kırılması
- Şanzıman-vites arızası
- Aks kırılması
- Kusurlu direksiyon
- Kusurlu Far

- Kusurlu Kapı
- Kusurlu Klakson
- Cam Sileceği
- Lastiklere bağlı oluşan kazalar

Çalışmanın konusu gereği araç lastikleri üzerinde diğer b6l6mlerde detaylı olarak durulmuştur.

2.4. Trafik Kazalarının 6nlenmesi ve Teknolojinin Rol6

6lkemizde meydana gelen trafik kazalarına ait veriler incelendiğinde karşımıza pek iyimser bir tablo çıkmamaktadır. Bu veriler, gelişmiş6lkelerdeki kaza istatistikleri ile karşılaştırıldığında; gerek trafik hacmine oranla kaza sayısı, gerekse kazalar sonucu meydana gelen 6l6m ve yaralanma sayıları açısından çok y6ksek çıkmaktadır (DTP, 2001).

Meydana gelen trafik kazaları sonucu ortaya çıkan maddi ve manevi zarar ve hasar ise bazen o kadar b6y6k boyutlara ulaşmaktadır ki, hen6z savaşlarla olmasa bile deprem, sel felaketi, yangın gibi b6y6k çaplı doğal afetlerle boy 6l6rebilmekte, kimi zaman ise onları bile geçmektedir (avdar, 2002).

Karayollarında meydana gelen trafik kazalarının yıllar itibariyle azalacağına artış g6stermesi ve bu kazalar sonucu meydana gelen hasar ve kayıpların b6y6kl6đ6, gerek 6lkemizde gerekse d6nya genelinde 6z6m arayışlarını hızlandırmış, bu amaçla mevcut teknolojik imkan ve sistemlerin bu alana kaydırılması ile yeni yeni teknolojilerin ihtiyaa cevap vermek 6zere geliştirilmesini mecbur kılmıştır (KGM, 2005).

Bu çerçevede, 6nceleri sadece yolcu ve y6klerin bir yerden bir başka yere g6t6r6lmesini hedefleyen ulaşım sistemleri artık bu ulaşımın en g6venli bir şekilde nasıl yapılması gerektiği hususlarına da yoğunlaşır olmuş ve teknolojik imkânların bu alanda da kullanılmasını esas alır hale gelmiştir (etinkaya, 2000).

Taşıt güvenlik sistemleri, hem bir trafik kazası ya da çarpışma anında sürücü ve yolcuları yaralanma ve ölümlere karşı korumayı amaçlamakta, hem de sürüş, konfor ve keyfini artırarak daha zevkli ve güvenli yolculuklara gönül rahatlığı ile çıkılmasını sağlamaktadır (Çetinkaya, 2000).

Araç güvenlik sistemlerinin hemen hemen en eskisi ve temeli olarak kabul edilen emniyet kemerinin icadı 1950'lere dayanmaktadır. O günden bu tarafa geliştirilen onlarca taşıt güvenlik sisteminde temel hedef de yük ve yolcuların olabildiğince güvenli ve konforlu bir şekilde seyahatini temin etmek olmuştur. Özellikle 2000'li yıllara gelindiğinde ise bu sistem ve teknolojiler boyut değiştirmiş ve hem trafik güvenliğini bugüne kadar hiç olmadığı şekilde artıran, hem de konforu ve sürüşkeyfini maksimum düzeye çıkaran bir hal almıştır. Bugün itibariyle araç sahiplerinin hizmetine sunulmuş olan araç güvenlik teknolojilerinden bazılarını şöyle sıralamak mümkündür; (Çetinkaya, 2000).

- Frenleme (ABS - Anti BlockingSystem),
- Devrilmeyi önleyici sistemler (ROPS - RollOverProtectionSystem),
- Hava yastıkları,
- Emniyet kemerleri,
- Enerji yutucu kasalar,
- Uzay kafes sistemine göre yapılmış yolcu kabinleri,
- Tamponlar,
- Güçlendirilmiş tavanlar,
- Pedallar,
- Boyunluklar,
- Rahat koltuklar,
- Çelik barlar,
- Gizlenmiş yağmur olukları ve cam silecekleri,
- Çarpma ile katlanabilen dışaynalar,
- Keskin olmayan köşeler,
- Ticari taşıtlardaki yan koruyucular
- Gelişen araç lastikleri

3. PNÖMATİK TEKERLEKLERİN MEKANİĞİ

Aerodinamik ve yerçekimi kuvvetleri bir yana bırakılırsa, bir kara aracının hareketini etkileyen diğer bütün kuvvet ve momentler, çalışmakta olan dişli-yer temasından dolayı ortaya çıkar. Çalışan dişli ile yer arasındaki etkileşimin temel karakteristik özelliklerini anlamanın yanısıra, performansın karakteristik özelliklerini, biniş kalitesini ve kara araçlarının temel davranışlarını anlamak için çalışmak esastır.

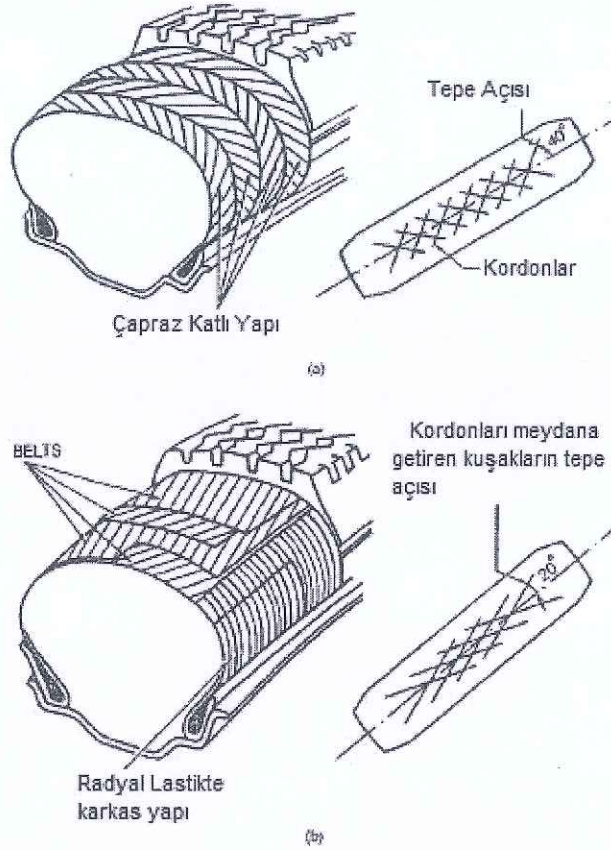
Bir kara aracının çalışan dişlisi genel olarak aşağıdaki fonksiyonları yerine getirebilmelidir;

- ▲ Aracın ağırlığına dayanmalı
- ▲ Yer yüzeyindeki bozukluklara karşı araca gelen zararı azaltmalı
- ▲ Hareket ve frenleme için yeterli çekiş gücünü sağlamalı
- ▲ Yönel dengeyi ve yeterli sürüş kontrolünü sağlamalı

Pnömatik tekerlekler bu fonksiyonları etkili ve verimli bir şekilde yerine getirebilir. Bu sayede de kara araçlarında dünya çapında kullanılmaktadırlar. Ayrıca off-road araçlarında da yaygın şekilde kullanılmaktadır. Kara araçlarının karakteristik özelliklerini ve performansını anlamak adına pnömatik tekerleklerin mekaniğini çalışmak temel anlamda önemlidir. Araç mühendislerini ilgilendiren ve tekerleklerde görülen iki temel mekanik problem vardır. Bu problemlerden biri sert yüzeylerdeki tekerlek mekaniğidir ve kara araçlarının karakteristik özelliklerini çalışmak adına önemlidir. Diğer problem ise hazırlanmamış topraklardaki deforme olabilecek yüzeyde çalışan tekerleklerdeki mekanik sorunlardır ve bu problem off-road araçlarının performansına çalışmak adına birincil önemdedir.

Hava ile dolu bir pnömatik tekerlek, esnek yapıdaki çembersel (toroid) bir şekle sahiptir. Tekerleğin en önemli yapısal bileşeni karkas diye tabir edilen iskelet kısmıdır. İskelet, Şekil 3.1'de gösterildiği gibi düşük modüllü kauçuk bileşenlerden oluşan bir yapının kapladığı, yüksek modüllü esnek kordonlardan meydana gelen

birkaç katmandan yapılmıştır. Bu kordonlar doğal, sentetik veya metalik bileşenlerden meydana gelen kumaşlardan yapılır. Bu kumaşlar, yüksek gerilim mukavemetine sahip çelik tellerden üretilen çember etrafına yerleştirilir. Bu çember, iskeletin önemli bir bileşeni olmakla beraber, tekerleğin jant üzerine yeterince yerleşmesini sağlamaktadır.



Şekil 3.1: Lastik Yapıları (a)Çapraz Yapı (b)Radyal Yapı

Kauçuk bileşenlerin malzemeleri, farklı özelliklere sahip tekerleklerin ihtiyaçlarını karşılayacak şekilde seçilmelidir. Tekerlek yanakları genellikle, yorgunluk ve sürtünmeye karşı yüksek dirence sahip kauçuk bileşenlerinden üretilir. En fazla kullanılan bileşen “stiren-bütadien” bileşenidir. Örneğin, ağır yük taşıyan kamyon tekerleklerinde oluşan yüksek yoğunluklu yükler, tekerleklerde oluşabilecek aşınma, yarıлма ve çatlak genişlemelerine karşı yüksek dirence sahip bileşenlerin kullanımını gerektirmiştir. Bu bileşenlerin, yanak içinde daha az ısınma oluşmasına ve patlamalara karşı direnç göstermesine yardımcı olması da gerekir. Sonuç olarak söylemek gerekirse kamyon tekerleklerinde doğal kauçuk bileşenler daha yaygın bir şekilde kullanılmasına rağmen, özellikle ıslak zeminlerde yol tutuş katsayısında düşük değerler vermesi nedeni ile yarış ve yolcu taşıyan araçlarda sentetik kauçuk

bileşenleri kullanımı yaygındır. Yaygın olarak kullanılan tüpsüz (iç lastiği olmayan) tekerlekler için, tekerlek iskeletinin iç yüzeyine temas eden havaya karşı yüksek sızdırmazlık sağlayacak ince kauçuk katmanlar tercih edilir.

Yük taşıyan bir pnömatik tekerlek, bir bisiklet tekerleği ile benzerlik gösterir. Jantın üstüne sıralı takılan teller merkezdeki göbekte birleşir ve tekerlek döndükçe sırasıyla yer tarafından desteklenir. Şişirilmiş bir pnömatik tekerlek için şişkinlik sağlayan havanın basıncı, tekerlek iskeletini meydana getiren kordonlar üzerinde gerilime neden olur. Tekerlek jantı boyunca uygulanan yük öncelikle çember etrafındaki yanakları oluşturan kordonlar tarafından karşılanır.

İskeletin tasarım ve yapısını belirlemek, tekerleğin karakteristik özelliklerini belirlemek açısından büyük bir kapsama sahiptir. Çeşitli tasarım parametreleri arasında, kauçuk kaplı kordonların oluşturduğu katmanların geometrik planlaması ve özellikle de yönsel pozisyonları, tekerlek davranışı konusunda önemli bir faktördür. Kordonların yönü, genel olarak tepe açısı ile belirlenmektedir ve bu tepe açısı Şekil 3.1'de gösterildiği gibi, tekerlek çevresindeki merkez çizgi ile kordon yönü arasında kalan açı olarak tanımlanır. Kordonlar küçük bir tepe açısına sahip olduğu zaman, sert zeminlerde olmamak kaydı ile tekerlek iyi bir dönüş karakteristiğine sahip olur. Diğer yandan, kordonlar tekerleğin ilerleme yönündeki merkez çizgisine doğru bir açı ile yerleştirilirse, tekerlek iyi bir sürüş yeteneğine sahip olur ancak zayıf bir kullanım performansı gösterir.

Çapraz katlı bir tekerlekte kordonlar, bir çemberden diğerine diagonal olarak çaprazlamasına, yaklaşık olarak da Şekil 3.1(a)'da gösterildiği gibi 40°'lik bir açıyla uzanır. Çapraz katlı bir tekerlekte iki katman (hafif yüklü tekerlek için) veya daha fazla katman (ağır yüklü tekerleklerde 20 kata kadar) bulunur. Bitişik katlarda bulunan kordonlar, karşıt yönlerde iş görürler. Bu sayede, kordonlar elmas kesitli bir kalıp içinde uzatılır. Çalışma esnasında bu çapraz katlar esner ve kauçuk, elmas kesitli bileşenlerle kauçuk dolgululu bir yapı kazanır. Bu esneme hareketi, yer ile tekerleğin yere temas eden kısmı arasında bir sürtünme meydana getirir. Yüksek dönüş sırasında tekerlekte meydana gelen direnç ve aşınmaların temel nedeni de budur.

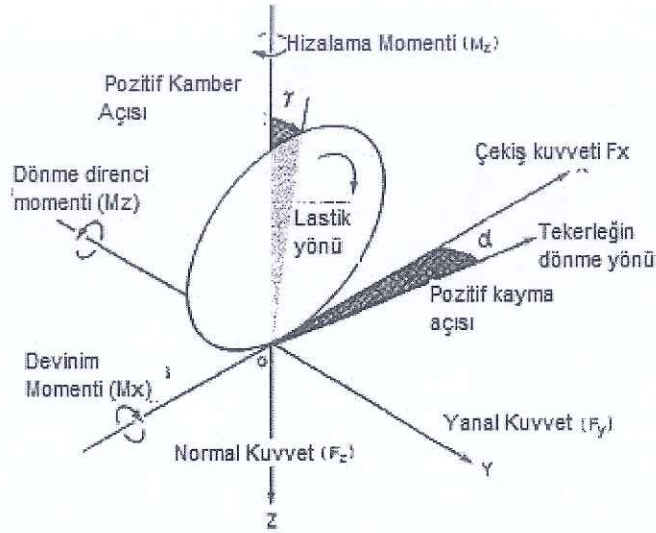
Diğer yandan radyal katlı tekerlekler, çapraz katlı tekerleklere göre çok daha zor bir konstrüksiyona sahiptir. Bu tekerlekler ilk defa 1948 yılında Michelin firması tarafından tanıtılmıştır. Günümüzde de yolcu araçları ve kamyonlarda yaygın olarak kullanılmakta, toprak taşıma için kullanılan ağır vasıtalarda da kullanımı gün geçtikçe artmaktadır. Ancak çapraz kata sahip tekerlekler bisiklet, motosiklet, tarım araçları ve bazı ordu ekipmanları gibi belirli alanlarda hala kullanılmaktadır. Radyal kata sahip tekerleklerde, iskelet üzerine sarılan bir veya daha fazla kordon katı vardır. Bu katlar çemberden çembere radyal olarak uzanırlar ve Şekil 3.1(b)'de gösterildiği gibi 90 derecelik bir tepe açısı meydana getirirler. Yüksek elastikiyet değerlerine sahip (genellikle çelik veya diğer yüksek mukavemetli materyaller) kordonlardan meydana gelen birkaç katmanın oluşturduğu kuşaklar, Şekil 3.1(b)'de gösterildiği gibi dış katmanın hemen altına yerleştirilir. Kuşak içine yerleşmiş kordonlar, yaklaşık 20 derecelik bir tepe açısı yapacak şekilde uzanır. Bu kuşağın, radyal katmanlı tekerlekler için uygun bir fonksiyon taşıması esastır. Aksi halde radyal katmanlı bir iskelet, tekerlek çevresine dengesiz bir şekilde yerleşir, tekerlek şişirildiği zaman da kordonlar arasındaki oluşabilecek düzensiz boşluklar, bir takım sorunların ortaya çıkmasına neden olur. Yolcu araçlarında kullanılan tekerlekler için genellikle, rayon ve polyester gibi sentetik malzemelerden yapılmış iskelet üzerinde iki radyal katman bulunur. Bu tekerleklerin kuşakları üzerinde de çelik kordonlardan meydana gelmiş iki katman ile naylon benzeri sentetik malzemelerden imal edilmiş kordonlardan oluşan iki katman bulunur. Kamyonlarda kullanılan tekerlekde ise iskelet üzerinde bir adet radyal çelik katman ile kuşak üzerinde dört adet çelik katman bulunur. Radyal katmanlı tekerleklerde iskeletin esnekliği, kuşak üzerinde form kazanmış kordonların çok küçük bağıl hareketlerine izin verir. Yol ile tekerlek arasında bir aşınmaya neden olacak bir hareketin olmaması durumunda, radyal katmanlı tekerlekteki güç dağılımı, benzer koşullarda bulunması şartıyla çapraz katmanlı tekerleklere kıyasla %60 gibi bir düşüklüğe sahiptir. Böylelikle radyal katmanlı tekerlekler, eşit şartlar altında olmak kaydıyla çapraz katmanlı tekerleklere kıyasla daha uzun ömürlüdür. Bir radyal katmanlı tekerlekte, bütün temas yüzeyi üzerinde nispeten eş değerde bir zemin basıncı vardır. Bunun aksine çapraz katmanlı tekerlekler üzerinde oluşan zemin basıncı, karmaşık aşınma hareketleri altında tekerlek üzerindeki bir noktadan diğer noktaya büyük değişimler gösterebilir.

Her iki tekerlek için de çapraz katmanlı kuşak yapısı geçerlidir. Bu tipteki tekerlekler genel olarak çapraz kuşaklı tekerlek olarak isimlendirilir. Kuşak içindeki kordonlar, çapraz katmanlar içindeki kordonlara kıyasla daha yüksek elastikiyet değerlerine sahiptirler. Tekerlek kuşağı, bükülmelere karşı yüksek bükülmezlik sağlarken aynı zamanda geleneksel çapraz katmanlı tekerleklerle kıyaslandığında, tekerlek aşınmalarını ve dönmeye karşı oluşan dirençleri azaltır. Genel olarak çapraz kuşaklı tekerlekler, radyal katmanlı ve çapraz katmanlı tekerleklerin arasında ortalama bir karakteristik özelliğe sahiptir.

Pnömatik tekerleklerin yapılarında bir tipten diğer tipe farklılıklar olmasına rağmen, temel problemlerde farklılık içermez. İlerleyen bölümlerde, bütün tekerlek tiplerinin mekaniği üzerinde durulacak, farklı tip tekerleklerde görülen farklı karakteristik özellikler tanımlanacaktır.

3.1. Tekerlek Kuvvetleri Ve Momentleri

Tekerleklerin karakteristik özelliklerini ve onun üzerindeki kuvvet ile momentleri tanımlamak için, çeşitli parametreleri belirlemek adına bir referans olarak kullanılan bir eksen sistemi tanımlamak gereklidir. Bu eksen sistemi için genel olarak Otomotiv Mühendisleri Derneği tarafından tavsiye edilen ve Şekil 3.2'de de gösterildiği üzere bir eksen sistemi kullanılmaktadır. Bu eksen sisteminin orijini, tekerleğin temas merkezindedir. X eksenini, tekerlek düzlemi ile zemin düzlemi kesişiminde ve ileri yönde pozitif doğrultuda bulunur. Z eksenini, zemin düzlemine dik ve aşağı yönde pozitif doğrultuda bulunur. Y eksenini ise zemin düzlemine paraleldir ve diğer eksenlere dik doğrultuda bulunur.



Şekil 3.2: Tekerlek Eksen Sistemi

Zeminden tekerleğe etki eden 3 kuvvet ve 3 moment vardır. Çekiş kuvveti F_x (veya boylamsal kuvvet), zemin tarafından tekerleğe uygulanan ve X eksenini yönünde uygulanan bir kuvvettir. Y eksenini yönünde uygulanan kuvvet yanall yönlü F_y kuvvetidir. Z eksenini yönünde uygulanan diğerr normal kuvvet ise F_z kuvvetidir. Zemin tarafından x eksenini doğrrultusunda tekerleğe uygulanan ve devinime sebep olan momente M_x momenti denir. Y eksenini doğrrultusunda tekerleğe uygulanan ve dönmeye karşı dirence sebep olan M_y momentidir. Z eksenini doğrrultusunda uygulanan ve tekerleğin hizalanmasını sağrlayan da M_z momentidir.

Bu eksen sistemleri ile tekerlek hakkındaki birçok performans parametresi uygun bir şekilde tanımlanabilir. Örneğin, normal basınç merkezindeki boylamsal bir değişim, standart yük altında tekerleğin dönmesine karşı direnç gösteren momentin oranı ile tanımlanabilir. Standart basıncın merkezindeki yanall değişim, normal yük altında oluşrran dönme momentinin oranı ile açıklanabilir. Tekerleğin zemine temas eden yüzeyi üzerinde boylamsal kesme kuvvetlerinin birleşmesi, çekme ve frenleme kuvvetlerini temsil eder. Tekerleğin dönme eksenini üzerinde oluşrran hareketlenme sağrlayan tork, aracın hızlanmasını ve yavaşlamasını sağrlayan bir kuvvet üretir.

Döner bir tekerlek ile alakalı olarak kayma ve eğilme açısı denen 2 önemli açı söz konusudur. Kayma açısı, zemin ile tekerleğin kesişiminde, tekerlek hareket doğrrultusu ile ilerleme doğrrultusu arasında oluşrr ve " α " ile gösterilir. Eğilme açısı

ise tekerlek düzlemi ile xz düzlemi arasında oluşur ve “ γ ” ile gösterilir. Tekerlek ile zemin arasındaki yanal kuvvet, hem kayma hem de eğilme açısı üzerinde etkilidir.

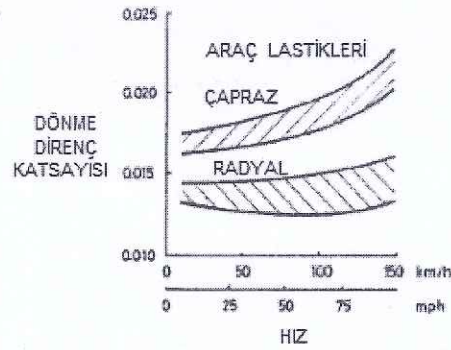
3.2. Tekerleklerin Dönme Dirençleri

Sert zemin üzerinde tekerleklerin dönme direncini en çok, iskeleti meydana getiren materyallerin dönme esnasında kesiklik göstermesidir. Tekerlek kayması nedeniyle oluşan tekerlek ile zemin arasındaki sürtünme, tekerlek içindeki havanın sirküle olmasına neden olur. Tekerlek dönüşü de hava içinde fan etkisi yaratır ve tekerleğin dönüşüne karşı direnç oluşmasına neden olur. Ancak bu etkiler ikinci derecede önem taşır. Uygulanmış deneysel sonuçlar, 128-152 km/h (80-95 mph) hızlarda dönen tekerlekteki bozulmalar, % 90-95 oranında tekerleğin dahili yapısal sorunlarından, %2-10 oranında tekerlek ile zemin arasındaki sürtünmeden ve %1.5-3.5 oranında dönen tekerleğe uygulanan hava direnci nedeniyle meydana gelir. Tekerlek yapısı içindeki toplam enerji kayıpları, bir radyal katmanlı kamyon tekerleği için ortaya konulmuştur; tekerleğin temas yüzeyi ile kuşağı içindeki bozulmalarda %73, tekerlek yanaklarında %13, genellikle omuz bölgesi olarak bilinen temas yüzeyi ile yanaklar arasındaki bölgede %12 ve çemberlerde %2'dir.

Bir tekerlek döndüğü zaman iskelet, tekerlek temas bölgesinde bükülür. Tekerlek çarpıklığının bir sonucu olarak, temas eden yüzeyde meydana gelen basınç, boşta kalan diğer kısımdan daha fazladır. Oluşan bu basınç merkezi, tekerleğin dönme istikametini değiştirir. Bu değişim, tekerleğin dönme eksenini etrafında bir moment oluşmasına neden olur. Bu moment, dönme direnç momentidir. Boşta dönen bir tekerlekte, uygulanan tekerlek torku sıfırdır. Bu nedenle, tekerlek-zemin temas yüzeyinde dengeyi sağlama adına yatay bir kuvvet bulunmalıdır. Ortaya çıkan bu yatay kuvvet, genel olarak dönme direnci olarak bilinir. Normal bir yük altındaki tekerlekte oluşan dönme direncinin oranı, dönme direnç katsayısı olarak tanımlanır.

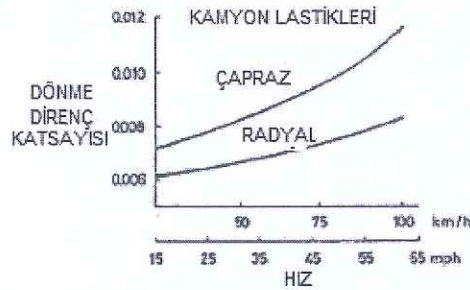
Pnömatik bir tekerlekte dönme direncine etki eden birkaç etken vardır. Bu etkenler, tekerleğin yapısına (konstrüksiyon ve materyaller) ve çalışma verimine (yüzey kondisyonu, havanın şişirme basıncı, hız, sıcaklık, vs.) bağlıdır. Tekerlek yapısı, onun dönme direnci üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Farklı hızlar altında dönme direnç katsayısı Şekil 3.3'te gösterilmiştir. Bunun için düz bir yolda şişkin

haldeki hem radyal hem de çapraz katmanlı yolcu araç tekerlekleri kullanılmıştır. Belirli bir kondisyona sahip ve aynı ölçülere sahip radyal ve çapraz kamyon tekerlekleri arasındaki dönme direnç katsayı değerlerindeki değişim Şekil 3.4'te gösterilmiştir. İskeleti oluşturan katmanların sayısı ile yüzey ve yanak kalınlıklarının artırılması, dönme direncini artırır. Bunun nedeni daha büyük çaptaki sürtünme kayıplarıdır. Sentetik kauçuk bileşenlerden yapılmış olan tekerlekler, doğal kauçuk olanlara kıyasla genel olarak daha yüksek dönme direncine sahiptir. Daha fazla yol tutuş ve çekiş gücü sağlayan bütül kauçuk bileşenlerden yapılmış tekerlekler, geleneksel kauçuk bileşenlerden yapılmış olan tekerlere kıyasla daha yüksek dönme direnci göstermektedirler. Bütül kauçuk bileşenlerinden yapılmış sentetik bileşenli tekerleklere kıyasla doğal kauçuk bileşenli tekerleklerin dönme direnci yaklaşık olarak sırasıyla 1.06 ve 1.35 olarak bulunmuştur.



Şekil 3.3: Binek Araçlarda, Çapraz Katmanlı ve Radyal Lastiklerde, Farklı Hızlarda Dönme Direnç Katsayısının Değişimi

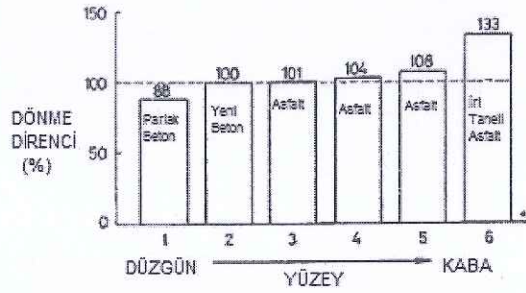
Kaynak: Automotive Handbook, 2nd Edition, Robert Bosch GmbH, Germany



Şekil 3.4: Belirli Bir Kondisyona Sahip, Aynı Ölçülerdeki Çapraz ve Radyal Kamyon Tekerlekleri Arasındaki Dönme Direnç Katsayısı Değişimi

Kaynak: L.Segel 'The Mechanics of Heavy-Duty Trucks and Truck Combinations.' Michigan Üniversitesi Yaz Konferansı, Arbor, 1984.

Zemin yüzeyinin yapısı da dönme direncine etki eder. Sert ve düz yüzeylerde dönme direnci, pürüzlü yüzeye kıyasla dikkate değer bir şekilde daha düşüktür. Islak yüzeylerdeki dönme direnci, genel olarak gözlemlenen kadarıyla kuru yüzeylerde görülen dirençten daha yüksektir. İri taneli asfalttan parlak betona kadar 6 farklı dokuya sahip yol yüzeyi üzerinde, bir yolcu araç tekerleğinde görülen dönme direnci, karşılaştırmalı olarak Şekil 3.5'te gösterilmiştir. Bu 6 farklı yolun profil yapısı Şekil 3.6'da gösterilmiştir. Şekil 3.5'te 6 numaralı gösterilen iri taneli asfalt yüzeydeki tekerlek dönme direnci, 2 numaralı gösterilen yeni beton yüzeydeki dirence kıyasla %33 daha fazladır. Şekil üzerinde 1 numaralı gösterilen parlak beton yüzeydeki tekerlek dönme direnci, 2 numaralı gösterilen yeni beton yüzeydeki dirence kıyasla %12 daha azdır.



Şekil 3.5: İri Taneli Asfalttan, Parlak Betona Kadar 6 Farklı Dokuya Sahip Yol Yüzeyi Üzerinde Tekerlekte Görülen Dönme Direnci Karşılaştırması

Kaynak: Society of Automotive Engineers – An R&D Planning Workshop, 1977



Şekil 3.6: Farklı Yapılardaki Yolların Profil Yapıları

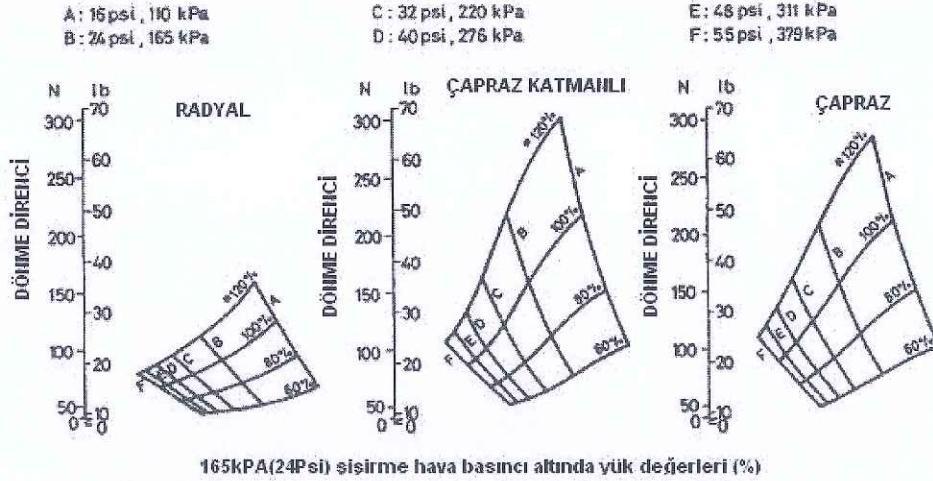
Kaynak: L. W. DeRaad, 'The Influence of Road Surface Texture on Tire Rolling Resistance, 1977

Tekerleği Şişiren havanın basıncı, tekerleğin esnekliğine etki eder. Zeminin deformasyon miktarına bağlı olarak bu hava basıncı, tekerlek dđnme direncine farklı Şekillerde etkiler. Sert yzeylerde, hava basıncının artması genellikle dđnme direncini artırır. Bunun nedeni yksek hava basıncının, tekerleğin dđnmesi esnasında sapmaları artırmasıdır. Radyal katmanlı bir tekerlekte (GR78-15), apraz katmanlı ve çapraz kuşaklı bir tekerlekte (her iki için de G78-15), farklı normal ykler altında, yk değerleri yzde değerlerle gđsterilen, 165 kPa (24 psi) Şişirme hava basıncı altında, tekerleklere etki eden dđnme direncinin Şişirme basıncına bağlı olarak nasıl değiştiği Şekil 3.7'de gđsterilmiŐtir. Testler boyunca tekerleklerdeki hava basıncı kontrol edilmiş ve belirli seviyede tutulmuŐtur. Hava basıncındaki değişimin, radyal katmanlı tekerleklere kıyasla çapraz katmanlı ve çapraz kuşaklı tekerleklerdeki dđnme direncine daha fazla etki ettiği gđrılmektedir. Kum gibi deforme olmaya yatkın yzeylerde, yksek hava basıncı tekerleğin zemine daha fazla etki etmesine neden olur ve Şekil 3.8'de gđsterildiđi gibi daha yksek dđnme direnci ortaya çıkarır. Diğer taraftan dđŐuk hava basıncı, yzeyde daha az deformasyona sebep olurken, tekerlek sıçramasına neden olduğundan dolayı dahili yapısal kayıplar meydana getirir. Onun için optimum hava basıncı değer, deforme olmaya mđsait bir zemin üzerinde belirli bir tekerlek için toplam zemin deforme miktarını ve dahili yapısal bozulmaları minimize eder.

Hava basıncı sadece tekerlek dđnme direncine etki etmez, tekerlek yzey yapısına da etki eder. Radyal katmanlı, çapraz katmanlı ve çapraz kuşaklı bir tekerlekteki yzey deformelerine hava basıncının etkisi Şekil 3.9'da gđsterilmiŐtir. Tekerlek yzeyindeki aşınma oranı, 165 kPa (24 psi) hava basıncı altında karşılaştırma adına bir referans olarak kullanılmıştır. Şekil üzerinde hava basıncı değerinin radyal katmanlı tekerleklere kıyasla çapraz katmanlı ve çapraz kuşaklı tekerlekler üzerinde daha etkili olduğu gđrılmektedir.

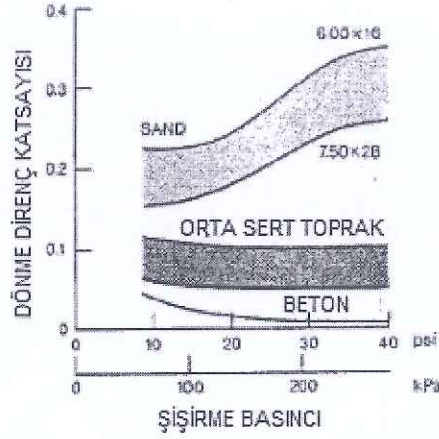
Dđnme direnci sđrüş hızını da etkiler. Bunun nedeni, hızın artması ile tekerlekteki deformasyon ve vibrasyon miktarının da artmasıdır. Çapraz ve radyal katmanlı yolcu araç ve kamyon tekerlekleri üzerinde, hızın dđnme direncine etkisi sırasıyla Şekil 3.3 ve 3.4'te gđsterilmiŐtir. Belirli bir kullanım durumu altında verilen bir tekerlek için bir eşik değerdeki hız altında, popler olarak duran dalga olarak isimlendirilen ve Şekil 3.10'da gđrlebilen bir tekerlek formu meydana gelir. Bu eşik

hız değeri V_{th} yaklaşık olarak $V_{th} = \sqrt{(F_t / \rho_t)}$ formülü ile ifade edilir. Burada F_t değeri tekerlek üzerindeki çevresel direnç kuvveti, ρ_t değeri ise tekerlek yüzeyindeki birim alana düşen malzeme yoğunluğudur. Hızla dönen tekerlek üzerinde meydana gelen duran dalga formu, hızdan dolayı tekerleğin normal formuna gelemmez ve tekerlek aynı hızda döndüğü sürece aynı form kalıcı şekilde gözlemlenebilir. Duran dalga formunun genişliği, tekerlek yüzeyinin zeminden ayrılmasından hemen sonrasında en büyük halde bulunur. Duran dalga genişliği tekerlek çevresinde giderek azalır ve yok olur. Duran dalga formu enerji kayıplarında büyük artış gösterir. Meydana gelen ısıl değişimler de tekerlek bünyesinde bozulmalara neden olur. Bu durum, tekerleklerin çalışma hızlarında güvenli bir üst limit belirlenmesine yardımcı olur.



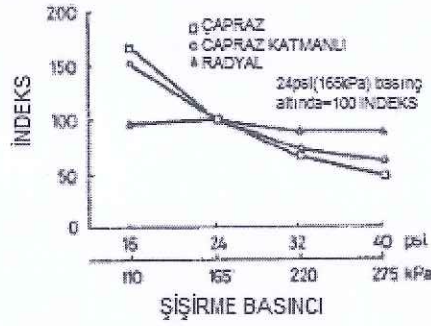
Şekil 3.7: Tekerleklere Etki Eden Dönme Direncinin Şişirme Basıncına Bağlı Olarak Değişimi

Kaynak: B.L Collier and J.T. Warchol, 'The Effect of Inflation Pressure on Bias,Bias Belted and Radial Tire Performance,Paper 800087,1980



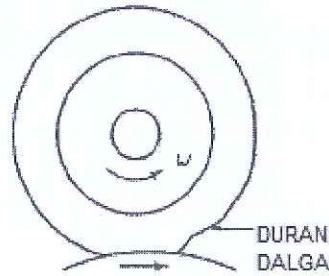
Şekil 3.8: Dönme Direnç Katsayısının, Değişik Yüzeylerde Şişirme Basıncı İle Değişimi

Kaynak: J.J. Taborek, 'Mechanics of Vehicles', 1975



Şekil 3.9: Radyal Katmanlı, Çapraz Katmanlı ve Çapraz Kuşaklı Bir Tekerlekteki Yüzey Deformelerine Hava Basıncının Etkisi

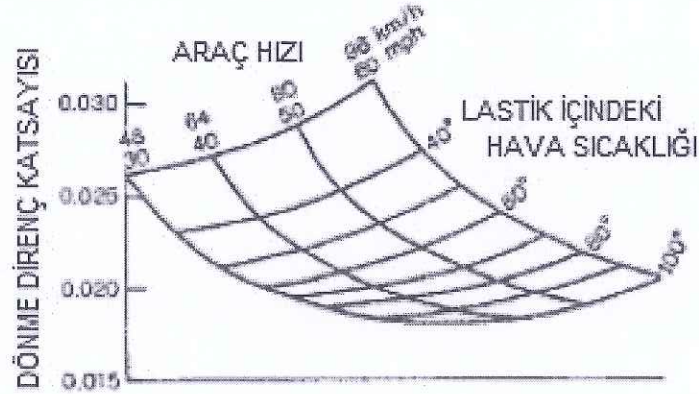
Kaynak: B.L.Collier and J.T Warchol, 'The Effect of Inflation Pressure', 1980



Şekil 3.10: Yüksek Hızlardaki Duran Dalga Formu

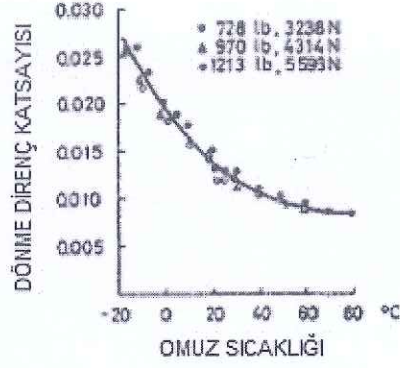
Çalışma sıcaklığı, tekerlek çapı ve çekiş gücü, bir tekerleğin dönme direnci üstünde etkiye sahiptir. Çalışma sıcaklığının dönme direncine olan etkisi iki şekilde

olur. Birinci etki, tekerlek boşluğunu dolduran havanın sıcaklığındaki değişimden kaynaklı olarak şişkinlik sağlayan havanın basıncında değişim meydana gelmesidir. İkinci etki, tekerleğin yapısındaki kauçuk malzemenin sertlik ve elastikiyetindeki değişimdir. Bir otomobil tekerleğini şişiren havanın sıcaklığının, dönme direncine olan etkisi Şekil 3.11'de gösterilmiştir. Radyal katmanlı bir yolcu araç tekerleğinin omuz kısmındaki sıcaklık değişiminin dönme direnç katsayısındaki etkisi Şekil 3.12'de gösterilmiştir. Burada, söz konusu tekerlek için omuz kısmında oluşan sıcaklık değişimi $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ değerinden $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ değerine gelince, tekerleğin dönme direnci değeri 2.3 kat azalır. Ayrıca tekerleğin dönme direnç katsayısındaki değişimi etkileyen omuz sıcaklığının ortam sıcaklığı ile aynı olmadığı da görülmüştür. Tekerlek çapındaki değişimin dönme direnç katsayısına olan etkisi de Şekil 3.13'de gösterilmiştir. Burada, beton üzerinde çalışan tekerleğin dönme direncine olan çap değişim etkisi ihmal edilebilir değerdedir ancak yumuşak zemindeki çap değişim etkisi ihmal edilebilecek bir değerde değildir. Şekil 3.14'de tekerleğin dönme direncine olan çekiş ve frenleme etkisi gösterilmiştir.



Şekil 3.11: Lastik İçindeki Sıcak Havanın, Dönme Direnç Katsayısına Etkisi

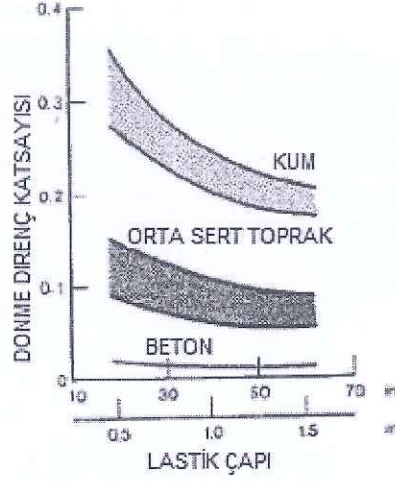
Kaynak: Council of the Institution of Mechanical Engineers, T. French 1979



Şekil 3.12: Lastik Omuz Sıcaklığı Değişiminin, Dönme Direnç Katsayısına Etkisi

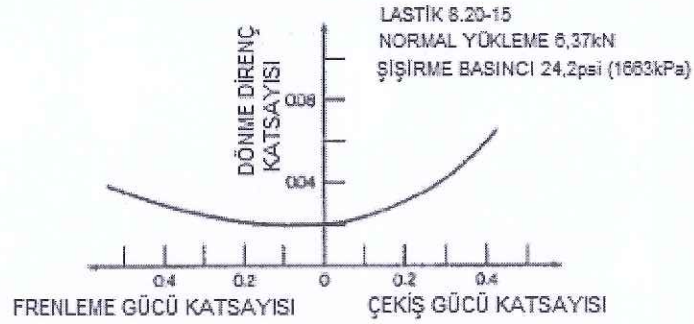
Kaynak: M.L. Janssen and G.L. Hall, 'Effect of Ambient Temperature on Radial Tire Rolling Resistance,' Society of Automotive Engineers, Paper 800090, 1980.

Bir tekerleğin dönme direncine etki eden malzeme, konstrüksiyon ve tasarım parametreleri göz önünde tutulduğu zaman, araç ile ona takılı tekerlekleri bir bütün olarak ele almak, bunun karakteristik özelliklerine ve tekerleklerdeki enerji kayıplarına uygun bir bakış açısıyla bakmak gerekli hale gelmektedir. Mümkün olduğunca tekerlek dönme direncini düşük tutmak, istenen bir durum olsa da diğer performans etkileyici parametreleri değerlendirmek ve karar vermek zorunludur. Bu performans parametreleri; tekerleğin dayanıklılık ve kullanım ömrü, çekiş ve dönüş özellikleri, yol tutma özelliği ve maliyeti gibi parametrelerdir. Örneğin dönme direncine olan bakış açısı, sentetik kauçuk bileşenlerine kıyasla doğal kauçuk bileşenlerinde daha az uygun durumdadır. Bunun maliyet avantajları, kullanım ömrü, ıslak yol tutuşu, popülerite gibi nedenleri vardır. Özellikle de yolcu araç tekerleklerinin yola temas eden kısımlarında kullanılan kauçuk düşünüldüğü zaman daha yerinde bir karar olacaktır. Yüksek performanslı araçlarda, bütül kauçuk malzemeler kullanılan tekerlekler bazı avantajlar sağlar. Bunun nedeni, bu kauçuk cinsinin, yıpranmaya müsait olmasına rağmen çekiş, yol tutuş, sessiz çalışma ve konfor gibi özellikleri tercih nedenidir.



Şekil 3.13: Değişik Yüzeylerde, Lastik Çapının Dönme Direnç Katsayısı Üzerindeki Etkisi

Kaynak: J.J Taborek, 'Mechanics of Vehicles' Machine Design, 1975



Şekil 3.14: Lastikte, Frenleme ve Çekiş Gücünün Dönme Direnç Katsayısına Etkisi

Kaynak: Mechanics of Pneumatic Tires, S.K. Clark, Monograph 122, National Bureau of Standards, 1971

Tekerleğin tasarım ve çalışma parametreleri ile dönme direnci arasındaki son derece karmaşık ilişkileri, eğer analitik bir metot olmadan açıklamak gerçekten zordur. Dönme direncini belirlemek neredeyse tamamen deneysel verilere dayanır. Bu deneysel verileri toplamak adına üniform bir yöntem sağlamak için Otomotiv Mühendisleri Derneği "SAE Handbook" kitabında, farklı tip yüzey tipleri üzerinde farklı tekerlekler için dönme direnci verileri elde etmeyi tavsiye eder.

Deneyisel verilerin temelinde, sert yüzey üzerinde çalışan tekerleklerin dönme direncini hesaplayan deneysel formüller temel alınır. Örneğin Şekil 3.3'te gösterilen deneysel veriler, düz bir yol üzerinde belirli bir yük altında çalışan radyal katmanlı yolcu araç tekerleği için, dönme direnç katsayısı f_r ile hız V (150 km/h veya 93 mph değere kadar) aşağıdaki formülle ifade edilir;

$$f_r = 0.0136 + 0.40 \times 10^{-7} V^2 \quad (3.1)$$

Çapraz katmanlı yolcu araç tekerlekleri için de aşağıdaki formül geçerlidir;

$$f_r = 0.0169 + 0.19 \times 10^{-6} V^2 \quad (3.2)$$

Bu formüllerde V ile belirtilen hız değerleri km/h cinsinden verilmiştir.

Şekil 3.4'te verilen deneysel veriler, belirli bir yük altında hava basınçlı radyal katmanlı kamyon tekerleklerindeki dönme direnç katsayısı f_r ile hız V (100 km/h veya 62 mph değere kadar) arasındaki ilişkiyi gösterir;

$$f_r = 0.006 + 0.23 \times 10^{-6} V^2 \quad (3.3)$$

Çapraz katmanlı kamyon tekerlekleri için de aşağıdaki formül geçerlidir;

$$f_r = 0.007 + 0.45 \times 10^{-6} V^2 \quad (3.4)$$

Bu formüllerde V ile belirtilen hız değerleri km/h cinsinden verilmiştir.

Kamyon tekerleklerinin dönme direnç katsayısı, benzer zemin üzerinde çalışan yolcu araç tekerleklerinin dönme direnç katsayısından genelde daha düşüktür. Bunun temel nedeni kamyon tekerleklerindeki hava basıncının yolcu araç tekerleklerine kıyasla daha yüksek olmasıdır (kamyonkilerde basınç genellikle 620-827 kPa veya 90-120 psi değerinde iken yolcu araç tekerleklerindeki basınç 193-248 kPa veya 28-36 psi değerindedir).

İlk performans hesaplamalarında, tekerleğin hız değeri göz ardı edildi ve belirli bir çalışma performansı için ortalama bir değeri f_r kullanıldı. Farklı tipteki tekerlekler için ortalama değerleri, farklı yüzey tipleri için Tablo 3.1'de özetlenmiştir.

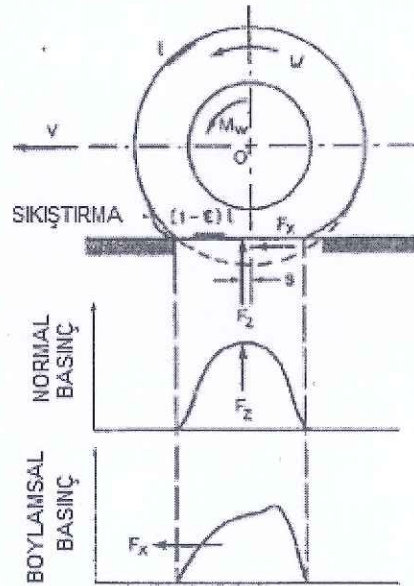
Tablo 3.1: Dönme Direnç Katsayısı

Lastik Tipi	Yüzey		
	Beton	Orta Sert Toprak	Kum
Binek Araç	0.015	0.08	0.30
Kamyon	0.010	0.06	0.25
Traktör	0.02	0.04	0.20

Kaynak: J.J. Taborck, 'Mechanics of Vehicles,' Machine Design,1975

3.3. Çekiş (Frenleme) Hareketi Ve Boylamsal Kayma (Patinaj)

Pnömatik bir tekerleğe bir hareket torku uygulandığı zaman, Şekil 3.15'te de gösterildiği gibi tekerlek ile zemin temas yüzeyinde bir çekiş gücü ortaya çıkar. Aynı zamanda, tekerlek dış yüzeyinin temas bölgesindeki kısmı da sıkışmaya meyillidir. Tekerlek yanaklarında da aynı derecede bir deformasyon ortaya çıkar.



Şekil 3.15: Çekiş Gücü Uygulanmış Bir Lastiğin Davranışı

Kaynak: Mechanics of Pneumatic Tires, S.K. Clark, Monograph 122, National Bureau of Standards,1971

Temas bölgesinin başlangıcından hemen önceki tekerlek dış yüzeyinin bileşenlerinde sıkışmaya meydana gelir ve bu durum, tekerleğin boşa dönme durumundan daha az hareket torku uygulanmasını gerektirir. Buna genellikle boylamsal kayma olarak değer verilir. Aracın çalışan dişlisindeki boylamsal kayma

değeri, hareket torku uygulandığı zaman genellikle aşağıda verilen formülle elde edilir;

$$i = \left(1 - \frac{V}{r\omega}\right) x (\%100) = \left(1 - \frac{r_e}{r}\right) x (\%100) \quad (3.5)$$

Formülde verilen V değeri tekerlek merkezinin lineer hızıdır. ω değeri tekerleğin açısal hızıdır. r değeri boşta dönen tekerleğin yarıçapıdır. r_e değeri yük altında dönen tekerleğin yarıçapıdır ve tekerlek merkezinin lineer hızının açısal hızına olan oranıdır.

Bir hareket torku uygulandığı zaman, eşdeğerde bir ilerleme olmadan tekerlek dönmeye başlar. Bu nedenle $r\omega > V$ denkliği vardır ve kayma durumlarında pozitif değerdedir. Eğer bir tekerlek belirli bir açısal hızda dönüyorsa ve merkezdeki lineer hız da sıfır ise bu durumda 3.5 numaralı denklem geçerli olur ve tekerleğin boylamsal kaymaları %100 olacaktır. Bu durum çoğu zaman buzlu zeminlerde gözlemlenir. Böyle durumlarda tork uygulanan tekerlekler yüksek açısal hızlarda dönmeye başlar fakat ileriye hareket gerçekleşmez. 3.5 numaralı denklemde verilen boylamsal kayma hesaplaması, bu çalışmada anlatılan tekerlek mekaniğinin analiz edilmesinde kullanılmıştır.

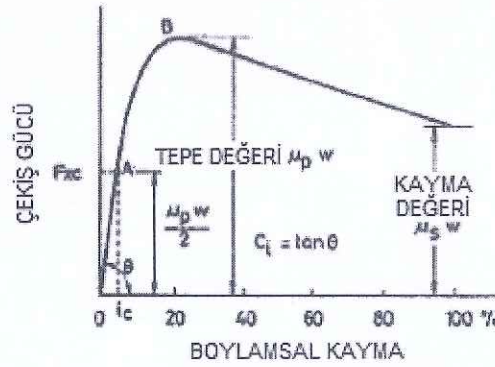
Birkaç yayında verilen ve 3.5 numaralı boylamsal kayma hesaplama denkleminde farklı tanımlamalar olabilir. Örneğin “*SAE Handbook Supplement, Vehicle Dynamics Terminology J670e*” kitabında boylamsal kayma, boşta dönen bir tekerleğin hızının dönme hızına oranı yüzde bir değer olacak şekilde oransal olarak tanımlanmıştır. Boylamsal dönme hızı, boşta dönen bir tekerlek ile frenleme yapan bir tekerleğin arasındaki hız farkı olarak tanımlanır. Her iki dönme hızı da tekerlek merkezinde x doğrultusunda benzer lineer hız dahilinde ölçülür (Şekil 3.2). Hareket torkundan kaynaklı olarak bir pozitif değerli kayma meydana gelir. Aslında boylamsal kayma değeri SAE tarafından aşağıdaki formülle tanımlanmıştır;

$$i' = \left(\frac{r\omega}{V} - 1\right) x (\%100) = \left(\frac{r}{r_e} - 1\right) x (\%100) \quad (3.6)$$

Buradaki V , w , r ve r_e değerleri, 3.5 numaralı eşitlik ile aynı tanımdadır.

Tekerlek merkezinin lineer hızı sıfır iken belirli bir açısal hızda dönen tekerleğin boylamsal kaymanın, SAE tarafından tavsiye edilen değerinin sonsuz olduğu not edilmelidir.

Çekiş gücü, sabit bir değer altında tekerleklere uygulanan hareket torkunun bir sonucu olarak ortaya çıkar ve orantılı olarak değer alır. Kayma olayı da çekiş hareketinin bir fonksiyonudur. Genel olarak ifade edilene bakarsak, hareket torku ve çekiş gücü kayma ile beraber lineer olarak artar. Çünkü kaymanın başlangıçta, tekerlek yüzeyinin elastik deformasyonundan kaynaklandığını söylemiştik. Şekil 3.16 üzerinde OA bölgesinde görülen eğri buna karşılık gelmektedir. Çekiş gücünün ve hareket torkunun daha fazla artması, tekerlek yüzeyinin zemin üzerinde kaymasına neden olur. Bu koşullar altında çekiş gücü ile kayma arasında ilişki lineer değildir. Bu durum da Şekil 3.16 üzerinde AB bölgesindeki eğri ile ifade edilmiştir. Mevcut deneysel veriler göz önünde tutulursa, sert zemin üzerindeki pnömatik bir tekerleğin maksimum çekiş gücü genellikle %15 ile %20 arasında bir kaymaya neden olur. Şekil 3.16'da görülebileceği gibi çekiş gücünün en üst değerden ($\mu_p W$) daha az bir değere ($\mu_s W$) düşmesi de kaymanın artmasına neden olmaktadır. Burada W değeri tekerlek üzerindeki yükü, μ_p ve μ_s değerleri de kayma miktarlarını göstermektedir.



Şekil 3.16: Çekiş Gücünün Boylamsal Kayma İle Değişimi

Sert bir zemin üzerinde pnömatik bir tekerlekteki çekiş gücü ile boylamsal kayma arasındaki ilişkiyi tam olarak açıklayabilecek bir genel teori henüz geliştirilememiştir. Ancak söz konusu durumun fiziksel olarak doğasını anlama adına

birkaç teori halihazırda mevcuttur. Pnömatik bir tekerleğin çekiş gücü ile boylamsal kayması arasındaki ilişkiyi teorik olarak ilk defa açıklayan Julien'dir.

Julien'in teorisinde, tekerlek yüzeyi elastik bir bant olarak, tekerlek zemin temas yüzeyi de üniform olarak dağılmış normal bir yük altında kare şeklinde kabul edilir. Bu temas yüzeyini kayan ve tutunan yüzey olarak ikiye ayırmak mümkündür. Tutunma bölgesinde, tekerleklerin elastik özelliklerinden kaynaklı farklı kuvvetler görülürken kayma bölgesinde, tekerlek zemin temas yüzeyinin özelliklerinden kaynaklı farklı kuvvetler görülür. Bir tekerleğe dönme torku uygulandığı zaman, tekerlek zemin temas yüzeyinin ön kısmında dönme torkundan kaynaklı boylamsal gerilme ε meydana gelir. Temas yüzeyindeki tutunma bölgesi sabit tutulursa, tekerlek ile zemin arasında kayma meydana gelmez. Tekerlek ile zemin arasındaki temas yüzeyi üzerinde tekerlek yüzeyinin boylamsal deformasyonuna e_0 ve temas yüzeyinin başlama noktasından x kadarlık bir arka mesafedeki boylamsal deformasyon e ile gösterilirse;

$$e = e_0 + x\varepsilon \quad (3.7)$$

Burada e_0 ile e değerlerini orantılı ve e_0 ile $\lambda\varepsilon$ değerleri eşit alınırsa;

$$e = (\lambda + x)\varepsilon \quad (3.8)$$

Tekerlek ile zemin arasındaki tutunma bölgesinde, temas yüzeyindeki kayma sıfır kabul edilirse, tekerlek temas yüzeyindeki deformasyon miktarı, çekiş gücünü direkt olarak etkiler. Bu durumda aşağıdaki denklem yazılabilir;

$$\frac{dF_x}{dx} = k_t e = k_t (\lambda + x)\varepsilon \quad (3.9)$$

Burada k_t değeri tekerlek yüzeyinin teğet sertlik değeridir. F_x değeri tekerleğe uygulanan çekiş kuvvetidir. Belirli bir yük ve şişirme basıncı altında örnek bir kamyon tekerleğindeki deneysel veriler göz önünde tutulursa, dar bir bölge içinde de k_t değeri, radyal katmanlı bir tekerlek için yaklaşık olarak 3930 kN/m^2 (570 lb/in.^2) iken çapraz katmanlı bir tekerlek için yaklaşık olarak 4206 kN/m^2 (610 lb/in.^2) olur.

$$F_x = \int_0^x k_t(\lambda + x)\varepsilon dx = k_t \lambda x \varepsilon \left(1 + \frac{x}{2\lambda}\right) \quad (3.10)$$

k değeri normal basınç, p değeri temas yüzeyinin genişliği, μ_p değeri yol tutuş katsayısının zirve değeri olarak kabul edilirse, tekerlek ile zemin arasında kaymanın olmadığı düşünülerek aşağıdaki denklem yazılabilir;

$$\frac{dF_x}{dx} = k_t(\lambda + x)\varepsilon \leq \mu_p p b \quad (3.11)$$

Tutunma bölgesi içinde ön temas noktasından bir x mesafesi kadar geride bir nokta ele alınırsa eğer, bu durumda x mesafesinin karakteristik bir l_c uzunluğundan daha kısa olması gerekir. Bu l_c uzunluk değeri, tekerlek yüzeyi ile zemin arasında tutunma bölgesinde kaymanın olmadığı bölgenin uzunluğunu ifade eder.

$$x \leq l_c = \frac{\mu_p p b}{k_t \varepsilon} - \lambda = \frac{\mu_p W}{l_t k_t \varepsilon} - \lambda \quad (3.12)$$

Burada W tekerlek üzerindeki normal yüküdür ve l_t tekerlek temas yüzeyinin uzunluğudur. Eğer $l_t \leq l_c$ ise bir tutunma bölgesindeki bütün temas yüzeyi geçerli olur. 3.10 numaralı eşitlikte $x = l_t$ kabul edersek aşağıdaki denklem meydana gelir;

$$F_x = k_t \lambda l_t \varepsilon \left(1 + \frac{l_t}{2\lambda}\right) = K_t \varepsilon \quad (3.13)$$

Denklem kısaltılırsa; $K_t = k_t \lambda l_t \left(1 + \frac{l_t}{2\lambda}\right)$ halini alır.

Tekerleğin boylamsal i kaymasının bir ölçüsü boylamsal gerilme ε değeridir. Eğer temas bölgesinin tümü bir tutunma bölgesi ise kayma değeri i ile çekiş gücü F_x arasında lineer bir bağlantı vardır. Şekil 3.16'da çekiş gücü ile kayma eğrisinin O ve A noktaları arasında kalan bölge buna karşılık gelir.

Temas alanının geri kısmında meydana gelen bu kayma durumu aşağıdaki formülle verilir;

$$l_t = l_c = \frac{\mu_p W}{l_t k_t i} - \lambda \quad (3.14)$$

Bu gösteriyor ki eğer kayma ve çekiş gücü kritik değere i_c veya F_{xc} değere ulaşırsa, temas kısmındaki boşta kalan bölgedeki kayma aşağıda verilmiştir;

$$i_c = \frac{\mu_p W}{l_t k_t (l_t + \lambda)} \quad (3.15)$$

$$F_{xc} = \frac{\mu_p W [1 + (l_t / 2\lambda)]}{1 + (l_t / \lambda)} \quad (3.16)$$

Çekme ve kayma kuvvetinde aşırı artış olması ve kritik bir değer üzerine çıkması, tekerlek zemin temas yüzeyindeki kayma bölgesinde ileriye doğru yayılma gerçekleşmesine neden olur. Kayma bölgesi içinde bulunan çekme kuvveti F_{xs} aşağıdaki formülle bulunur;

$$F_{xs} = \mu_p W (1 - l_c / l_c) \quad (3.17)$$

Tutunma bölgesindeki F_{xa} çekiş kuvveti de şöyle yazılabilir;

$$F_{xa} = k_t \lambda i l_c \left(1 + \frac{l_c}{2\lambda} \right) \quad (3.18)$$

Buradaki l_c değeri 3.12 numaralı eşitlikte tanımlanmıştı.

Buna göre, tekerlek zemin temas yüzeyi arasındaki toplam kayma ve çekiş kuvveti arasındaki oran şöyle hesaplanabilir;

$$F_x = F_{xs} + F_{xa} = \mu_p W - \frac{\lambda (\mu_p W - K' i)^2}{2 l_t K' i} \quad (3.19)$$

Bu denklemde $K' = l_t k_t \lambda$ eşitliği alınmıştır.

Bu eşitlik, temas yüzeyinin bir kısmında kayma meydana geldiği zaman, var olan çekiş kuvveti ile ortaya çıkan boylamsal kayma miktarı arasındaki orantının lineer olmadığını bize göstermektedir. Bu durum, şekil 3.16 üzerinde gösterilen eğrinin A noktasının ötesine karşılık gelmektedir.

Tekerlek zemin temas yüzeyinin tamamına yayılmış bir kayma meydana geldiği zaman, F_x çekiş kuvveti değeri $\mu_p W$ değerine eşitlenir. Bu koşul altında eşitlik 3.14'te verilen l_c değeri ayarlanarak i kayma değerinin sıfırlanması sağlanır. Çekiş kuvveti maksimum değere ulaştığı zaman i_m kayma değeri $\mu W / l_t k_t \lambda$ değerine eşitlenir. Bu durum Şekil 3.16'daki eğri üzerindeki B noktasına karşılık gelir. Beklenmedik bir durumda tekerlek kayma miktarında aşırı bir artış olması, tutunma katsayısı üzerinde sert düşürlere neden olur. Böyle bir durumda söz konusu katsayı μ_p tepe değerinden μ_s zayıf değere düşer.

Normal şartlarda tekerlek ile zemin arasındaki temas bölgesinde uygulanan normal basınç dağılımı üniform değildir. Temas bölgenin kenar kısımlarına doğru kademeli bir basınç azalması söz konusudur. Bu yüzden beklenen durum, küçük kaymalar olsa bile asıl temas alanındaki kayma bölgesinin az olmasıdır.

Çekiş kuvveti ile boylamsal kayma arasındaki ilişkiyi tanımlama adına Julien'in teorisini kullanmak; temas bölgesine gelmeden önceki tekerlek yüzeyinde olan boylamsal deformasyonu açıklayan μ_p, W, l_t ve λ değerlerine ilave olarak bilinmesi gereken bir durumdur. Bu durum bağlamında eğer λ değeri ihmal edilirse, basit bir teori geliştirilebilir. 3.9 eşitliğindeki λ değeri edilerek, temas noktasının başlangıcından bir x mesafesi içerisindeki tutunma bölgesinin birim tutunma uzunluğuna düşen çekiş kuvveti aşağıdaki denklemle verilir;

$$\frac{dF_x}{dx} = k_t x \varepsilon = k_t x i \quad (3.20)$$

Eğer tüm temas yüzeyi kapsamında tekerlek yüzeyi ile zemin arasında hiç kayma olmadığı düşünülürse, çekiş kuvveti ile kayma miktarı arasındaki oran şöyle açıklanabilir;

$$F_x = \int_0^{l_t} k_t i x dx = (k_t l_t^2 / 2) i \quad (3.21)$$

Buradaki $k_t l_t^2 / 2$ terimi yerine, Şekil 3.16 gösterilen merkez üzerindeki çekiş kuvveti-kayma eğrisinin C_i eğim miktarı kullanılırsa, bu durumda;

$$\frac{k_t l_t^2}{2} = C_i = \tan \theta = \left. \frac{\partial F_x}{\partial i} \right|_{i=0} \quad (3.22)$$

Buradaki C_i değeri genellikle, tekerleğin boylamsal sertliği olarak tanımlanır.

$$F_x = C_i i \quad (3.23)$$

Yukarıdaki 3.23 denklemini, Şekil 3.16 üzerindeki eğrinin OA kısmına denk gelmektedir.

Şekil 3.16 üzerindeki A noktasının ilerisindeki kaymanın artması ile beraber, temas bölgesindeki birim temas uzunluğuna düşen çekiş gücü, tutunma limit seviyesine ulaşır. Böylece tekerlek yüzeyi ile zemin arasında kayma gerçekleşir;

$$\frac{dF_x}{dx} = k_t l_t i = \mu_p p b = \frac{\mu_b W}{l_t} \quad (3.24)$$

Bu durum gösterir ki kayma ve çekme kuvvetleri kendi kritik değeri olan ve aşağıda verilen i_c ve F_{xc} değerlere ulaştığı zaman, temas yüzeyinin kıyılarında kayma oluşmaya başlar;

$$i_c = \frac{\mu_p W}{k_t l_t^2} = \frac{\mu_p W}{2C_i} \quad (3.25)$$

$$F_{xc} = \frac{\mu_p W}{2} \quad (3.26)$$

Diğer bir ifadeyle, eğer kayma miktarı $i \leq i_c$ ise veya çekiş gücü $F_x \leq F_{xc}$ ise kayma miktarı ile çekiş gücü arasındaki orantı, Şekil 3.16'da gösterildiği gibi lineerdir. 3.26 eşitliği gösteriyor ki çekiş gücü ile kayma miktarı arasındaki lineer oranın üst limiti, çekiş gücünün maksimum değerdeyken yarı değerinin ($\mu_p W / 2$) alınması ile ifade edilir.

Çekiş gücü veya kayma değerinin, kendi kritik değerlerinin üzerinde aşırı artması (örneğin $i > i_c$ veya $F_x > F_{xc}$ olursa), temas yüzeyinin ileri kısımlarında kırıllara doğru kayma miktarında bir yayılma gerçekleşir. Çekiş kuvveti F_{xs} kayma bölgesinde oluşur ve aşağıdaki formülle ifade edilir;

$$F_{xs} = \mu_p W \left(1 - \frac{\mu_p W}{2C_i i} \right) \quad (3.27)$$

Tutunma bölgesindeki çekiş kuvveti F_{xa} aşağıdaki denklemle ifade edilir.

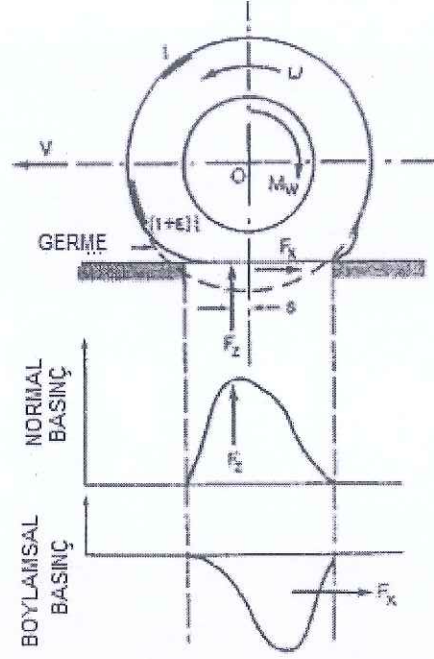
$$F_{xa} = \frac{\mu_p^2 W^2}{4C_i i} \quad (3.28)$$

Bundan dolayı, toplam çekiş kuvveti ile kayma miktarı arasındaki oran ve tekerlek yüzeyinin bir kısmında olan kayma değeri (örneğin $i > i_c$ veya $F_x > F_{xc}$) aşağıda eşitlikte verilmiş;

$$F_x = F_{xs} + F_{xa} = \mu_p W \left(1 - \frac{\mu_p W}{4C_i i} \right) \quad (3.29)$$

Yukarıdaki bu eşitlik, temas yüzeyi de kayma meydana geldiği zaman, çekiş etkisi ile boylamsal kayma oranının lineer olmayan yapısını göstermektedir. Maksimum ($\mu_p W$) değerinden daha az bir çekme uygulandığı zaman, çekiş etkisi ile kayma oranı arasındaki ilişkiyi tahmin etmek mümkün olacaktır.

Julien'in teorisi ile karşılaştırıldığı zaman, çekiş etkisi ile kayma arasındaki oranı belirlemek için sadece μ_i , W ve C_i parametrelerini tanımlamak yeterli olacaktır. Daha önce işaret edildiği üzere, C_i değeri, ölçülü çekiş etkisi ile kayma eğrisinden faydalanılarak kolaylıkla belirlenebilir.



Şekil 3.17: Frenleme Gücü Altında Lastiğin Davranışı

Kaynak: Mechanics of Pneumatic Tires, S.K. Clark, Monograph 122,
National Bureau of Standards, 1971

Tekerleğe bir frenleme torku uygulandığı zaman Şekil 3.17'de gösterildiği üzere, hareket halindeki bir tekerleği etkileyen sıkıştırmanın aksine, temas bölgesinin ilk kısmında bir genişleme etkisi görülür. Frenleme torku uygulandığı zaman tekerlekte belirli bir hareket mesafesi oluşur, ayrıca bu mesafe, tekerlek boşa dönerken uygulanan frenlemeden daha fazla mesafe aldırır. Frenleme torkunun şiddeti (i_s) çoğunlukla, tekerleğin patinaj yaptığı mesafeden yararlanılarak ölçülür ve aşağıdaki denklemle bulunur;

$$i_s = \left(1 - \frac{r_w}{V}\right) x (\%100) = \left(1 - \frac{r}{r_e}\right) x (\%100) \quad (3.30)$$

Frenlenmiş bir tekerlek için tekerleğin açısal hızı (ω) sıfırdır ancak tekerlek merkezinin lineer hızı sıfır değildir. Böyle bir durumda %100 patinaj olduğundan söz edilebilir. Burada frenlenmiş bir tekerlek için, eşitlik 3.6'da verilen ve SAE tarafından önerilen kayma tanımlamasının kullanılması gerekmektedir.

Frenleme işlemi ile tekerlek kayması arasındaki ilişki için, çekiş işlemi ile kayma arasındaki ilişkiye benzer yönde basit bir teori geliştirilebilir. Sırasıyla eşiklik

3.5 ve 3.30'da ifade edilen kayma (i) ve patinaj (i_s) değerleri aşağıdaki formülle belirlenir;

$$|i| = |i_s / (1 - i_s)| \quad (3.31)$$

Eğer zemin üzerinde kayma olmazsa, frenleme etkisi ile patinaj arasındaki ilişkiyi hesaplamak için 3.23 eşitliğindeki C_i ile i değerleri, sırasıyla C_s ve $i_s / (1 - i_s)$ değerleri ile yer değiştirilir.

$$F_x = C_s i_s / (1 - i_s) \quad (3.32)$$

Buradaki F_x değeri, tekerlek merkezindeki harekete karşıt yönlü frenleme kuvvetidir. C_s değeri ise tekerlek merkezinde oluşan frenleme-patinaj eğrisinin eğimidir ve aşağıda gösterilmiştir;

$$C_s = \left. \frac{\partial F_x}{\partial i_s} \right|_{i_s=0} \quad (3.33)$$

C_s değeri, tekerleğin frenlemesi boyunca oluşan boylamsal sertliği ifade etmede kullanılır. C_i parametresine benzeyen C_s değeri de, frenleme etkisi ile patinaj arasındaki eğrinin ilk eğiminden kolaylıkla bulunabilir.

Yerle tekerlek arasında kaymanın olmadığı yerde, düşük patinaj halinde bile frenleme etkisi ile patinaj arasındaki ilişki lineer değildir. Bunun için eşitlik 3.30'da verilen patinaj tanımı görülebilir.

Yol ile zemin arasındaki kaymanın başladığı zamanki kritik patinaj değeri (i_{sc}) için, eşitlik 3.25'de verilen C_i ve i değerlerinin yerine sırasıyla C_s ve $i_s / (1 - i_s)$ değerleri yazılabilir. Bu durumda aşağıdaki formül ortaya çıkar;

$$i_{sc} = \frac{\mu_p W}{2C_s + \mu_p W} \quad (3.34)$$

Frenleme etkisinin kritik değerinin yerine tutulan F_{xc} değeri, zemin ile tekerlek yüzeyi arasındaki kayma ile beraber başlar ve aşağıda verildiği gibidir;

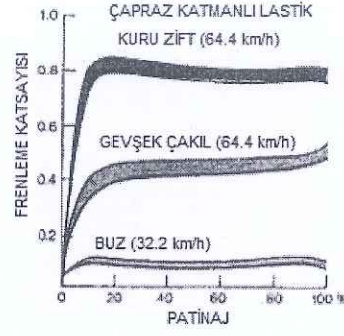
$$F_{xc} = \frac{\mu_p W}{2} \quad (3.35)$$

Eğer temas yüzeyinin bir kısmı üzerinde kayma gerçekleşirse (örneğin $i_s > i_{sc}$), frenleme etkisi ile patinaj arasındaki ilişki, eşitlik 1.29'da verilen C_i ve i değerlerinin sırasıyla C_s ve $i_s/(1-i_s)$ değerleri ile yer değiştirmesiyle tanımlanır ve aşağıdaki denklem ortaya çıkar;

$$F_x = \mu_p W \left[1 - \frac{\mu_p W (1 - i_s)}{4 C_s i_s} \right] \quad (3.36)$$

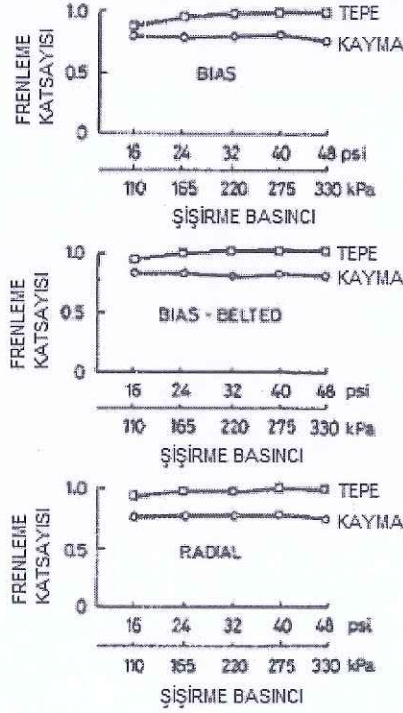
Tekerlek ile zemin etkileşiminin karmaşık durumunu basitçe kavramak adına verilen yukarıdaki formül, yolcu araç tekerleklerinin dinamik yapısının simülasyonlar üzerinde başarıyla anlaşılmasını sağlamıştır.

Şekil 3.18'de normal bir yük altında, farklı yüzeyler üzerindeki çapraz katmanlı yolcu araç tekerleğinin yaptığı patinaj ile frenleme katsayısının değişimi görülmektedir. Şekil 3.19'da tamamı asfalt ve kuru bir zemin üzerinde, 64 km/h (40 mph) bir hızda, farklı hava basınçlarıyla şişirilmiş aynı ebatlardaki çapraz katmanlı, çapraz kuşaklı ve radyal katmanlı yolcu araç tekerleklerinin yol tutuş katsayısındaki değişim gösterilmektedir. Kuru bir zemin üzerinde, tekerlek hava basıncının ve konstrüksiyonunun, yol tutuş katsayısına kayda değer ölçüde etkisi olmaz. Yol tutuş katsayısının farklı yüzeyler üzerindeki ortalama tepe (μ_p) ve kayma (μ_s) değerleri Tablo 3.2'de gösterilmiştir.



Şekil 3.18: Normal Bir Yük Altında, Farklı Yüzeyler Üzerindeki Çapraz Katmanlı Yolcu Tekerleğinin Yaptığı Patınaj ile Frenleme Katsayısının Değişimi

Kaynak: J.L. Harned, L.E. Johnston, and G. Sharpf, 'Measurement of Tire Brake Force Characteristics as Related to Wheel Slip (Antilock) Control System Design SAE Transactions, Paper 690214, 1969



Şekil 3.19: Tamamı Asfalt Ve Kuru Bir Zemin Üzerinde, Farklı Hava Basınçlarıyla Şişirilmiş Aynı Ebatlardaki Çapraz Katmanlı, Çapraz Kuşaklı ve Radyal Katmanlı Yolcu Tekerleklerinin Yol Tutuş Katsayısındaki Değişim

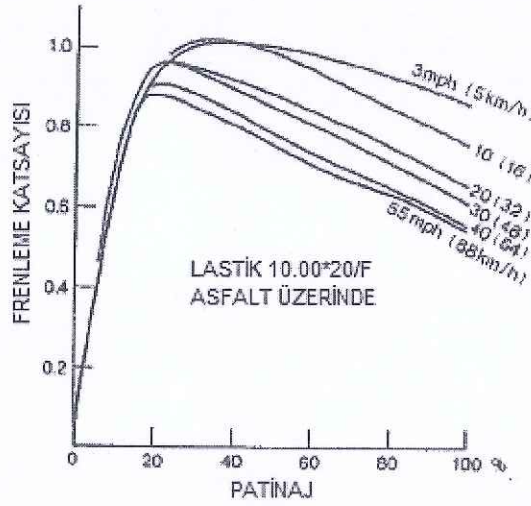
Kaynak: B.L. Collier, J.T. Warchol, 'The Effect of Inflation Pressure on Bias, Bias Belted, Radial Tire Performance' Society of Automotive Engineers, paper

Tablo 3.2: Yol Tutuş Katsayısının Farklı Yüzeyler Üzerindeki Ortalama Tepe ve Kayma Değerleri

800087,1980

Yüzey	Tepe Değeri μ_p	Kayma Değeri μ_s
Asfalt ve Beton (kuru)	0.8-0.9	0.75
Asfalt (ıslak)	0.5-0.7	0.45-0.6
Beton (ıslak)	0.8	0.7
Çakıl	0.6	0.55
Toprak yol (kuru)	0.68	0.65
Toprak yol (ıslak)	0.55	0.4-0.5
Kar	0.2	0.15
Buz	0.1	0.07

Kaynak: J.J. Taborck, 'Mechanics of Vehicles,' Machine Design,1975



Şekil 3.20: Kuru Asfalt Bir Zemin Üzerinde Çapraz Katmanlı Bir Kamyon Tekerleğinin Frenleme Katsayısı İle Patinaj Arasındaki İlişki

Kaynak: R.D. Ervin, 'Mobile Measurement of Truck Tire Traction.'

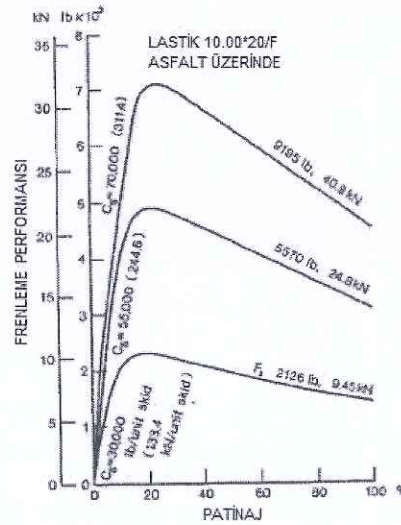
University of Michigan, Ann Arbor, 1975

Operasyon parametreleri arasındaki hız ve yük miktarı, çekiş efekti (frenleme)-kayma (patinaj) değerlerine dikkate değer ölçülerde etki eder. Şekil 3.20'de, kuru asfalt bir zemin üzerinde çapraz katmanlı bir kamyon tekerleğinin frenleme katsayısı ile patinaj arasındaki ilişkiye tekerlek hızının etkisi gösterilmektedir. Şekilde de gösterildiği gibi bir tekerleğin çekiş (frenleme) performansına tekerlek hız değerinin önemli bir etkisi vardır. Çekiş (frenleme) ile kayma (patinaj) arasındaki ilişki ile tekerlek-zemin arasındaki kayma hızı etkisinin, önceden verilen teorilere uygun şekilde tahmin edilmesi önem taşır. Kuru bir zemin

üzerindeki çapraz katmanlı bir kamyon tekerleğinin frenleme performansına normal yük miktarının etkisi Şekil 3.21'de gösterilmiştir. Normal yük değerindeki artışın boylamsal sertliğe C_s olan etkisinin farkında olmak gerekir. Bunun nedeni, tekerlek hava basıncındaki değişimin temas yüzey uzunluğuna etkisidir. 3.21 eşitliğine göre verilen bir boylamsal kuvveti geliştirmek için daha düşük boylamsal kayma (veya patinaj) altında daha uzun temas yüzey ölçüsü sağlamak gerekir.

Tablo 3.3'de, ıslak ve kuru beton kaldırım üzerinde 65 km/h (40 mph) hızla dönen bir kamyon tekerleğinin, tepe (μ_p) ve kayma (μ_s) yol tutuş katsayı değerlerine dair bir örnek verilmiştir. Kaldırımlar, Birleşik Devletler Eyaletler Arası Otoyol Sistemi'nin ihtiyaç duyduğu karmaşık dokulu yeni yollarla eşdeğerdir.

Tablo 3.3'te görülebilir ki bir kamyon tekerleğinin kuru beton kaldırım üzerindeki tepe ve kayma değerleri toplamı ortalama 1.4'tür. Yaş beton kaldırım üzerinde ise bu rakam yaklaşık olarak 1.3-1.6 arasındadır. Ayrıca çapraz ve radyal katmanlı kamyon tekerlekleri arasındaki ayırımın da çok net olmadığı görülmektedir.



Şekil 3.21: Kuru Bir Zemin Üzerindeki Çapraz Katmanlı Bir Kamyon Tekerleğinin Frenleme Performansına Normal Yük Miktarının Etkisi

Kaynak: B.L. Collier, J.T. Warchol, 'The Effect of Inflation Pressure on Bias,Bias Belted,Radial Tire Performance' Society of Automotive Engineers, papaer 800087,1980

Tablo 3.3: Islak ve Kuru Beton Kaldırım Üzerinde 65km/h Hızla Dönen Kamyon Tekerleğinin, Tepe ve Kayma Yol Tutuş Değerleri

Lastik Tipi	Lastik Yapısı	Kuru		Islak	
		μ_p	μ_s	μ_p	μ_s
Goodyear Siper Hi Miler	Çapraz Katmanlı	0.850	0.596	0.673	0.458
General GTX	Çapraz Katmanlı	0.826	0.517	0.745	0.530
Firestone Transteal	Radyal	0.809	0.536	0.655	0.477
Firestone Transport 1	Çapraz Katmanlı	0.804	0.557	0.825	0.579
Goodyear Unisteel R-1	Radyal	0.802	0.506	0.700	0.445
Firestone Transteel Traction	Radyal	0.800	0.545	0.600	0.476
Goodyear Unisteel L-1	Radyal	0.768	0.555	0.566	0.427
Michelin XZA	Radyal	0.768	0.524	0.573	0.443
Firestone Transport 200	Radyal	0.748	0.538	0.625	0.476
Uniroyal Fleet Master Super Lag	Çapraz Katmanlı	0.739	0.553	0.513	0.376
Goodyear Custom Cross	Çapraz Katmanlı	0.716	0.546	0.660	0.435
Michelin XZZ	Çapraz Katmanlı	0.715	0.508	0.614	0.459
	Radyal	0.756	0.540	0.641	0.467

Kaynak: P.S. Fancher, R.D. Ervin, C.B. Winkler, T.D. Gillespie, 'A Fact Book of The Mechanical Properties of the Components for Single Unit and Articulated Heavy Trucks,' Report No:DOT HS 807 125, National Highway Traffic Safety Administration, U.S. Department of Transportation,1986

Yol tutuş katsayısının tepe (μ_p) ve kayma (μ_s) değerleri arasındaki önemli farklılık, tekerleğin dönme sırasındaki hızlanmasının (kayma $i = \%100$) veya patinaj sırasındaki tekerlek kilitletlenmesinin (patinaj $i_s = \%100$) önlemenin önemli olduğunu göstermektedir.

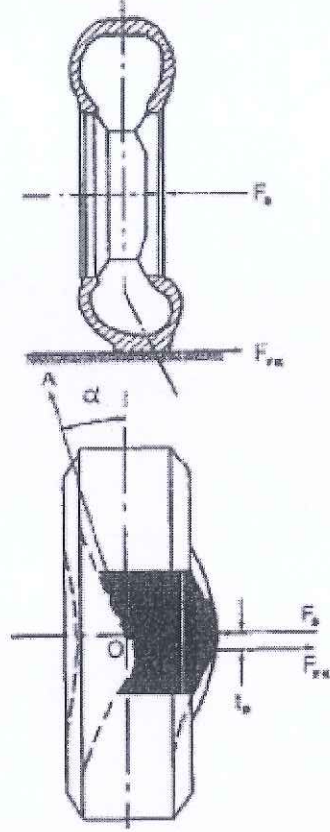
3.4. Tekerlek Dönüşünün Özellikleri

3.4.1. Kayma Açısı Ve Dönme Kuvveti

Tekerlek düzlemine etki eden herhangi bir dikey kuvvet olmadığı zaman (örneğin yanal kuvvet varsa), tekerlek düzlemiyle aynı düzleme rastlayan yönde dönüş olacaktır. Buna rağmen eğer bir tekerleğe yan bir kuvvet F_s etki ederse, tekerlek temas yüzeyinde yanal bir kuvvet ortaya çıkar ve tekerlek, tekerlek düzlemi ile yol yörüngesi arasında bir α açısı yaparak hareket eder. Şekil 3.22'deki OA aralığında görülebilir. Bu α açısı, genellikle kayma açısı olarak bilinir ve tekerleğin yanal elastikliğinden kaynaklanır.

Tekerlek ile zemin temas yüzeyinde ortaya çıkan yanal kuvvet, tekerleğin eğrilik açısı sıfır olduğu zamanki $F_{y\alpha}$ dönme kuvveti olarak isimlendirilir. Dönme kuvveti ile kayma açısı arasındaki ilişki, yol araçlarının stabilitesi ve yön kontrolü açısından çok önemlidir. Bir tekerlek, Şekil 3.22'de gösterilen OA aralığında üniform bir hızda hareket ettiği zaman, tekerlek merkezine F_s yanal kuvveti uygulanır ve zemin düzleminde çoğunlukla paralel yönde gelişen bir de $F_{y\alpha}$ dönme kuvveti gelişir. Küçük kayma açılarındaki zemin düzlemindeki dönme kuvveti normal olarak, uygulanan yan kuvvetin arkasındadır ve hareket doğrultusu ile tekerlek düzlemi ile aynı hizada uzanır. Bunun için verilen bir tork (veya iki tork) yükseltilerek verilir. Söz konusu bu tork, hizalama torku ve kendini hizalayan tork olarak isimlendirilir. Tekerlek dönmesine yardım eden birincil momentlerden bir tanesi, bir turu tamamlayan tekerleğin orijinal pozisyonuna dönmesini sağlar. Yan kuvvet ile dönme kuvveti arasındaki t_p mesafesi, pnömatisik iz olarak isimlendirilir ve kendini hizalayan torku belirler. Bir çeşit operasyon altında çalışan farklı tiplerdeki tekerleklerin dönme kuvvetleri ve kayma açıları arasındaki ilişki, geniş çapta araştırılmıştır. Şekil 3.23'te gösterildiği üzere çapraz ve radyal katmanlı tekerleğe sahip bir yolcu arabasının, tekerleklerinde gözlemlenen kayma açısının bir fonksiyonu, dönme kuvvetinin tipik noktalarını verir. Şekil 3.23'te 4° olarak gösterilen kayma açısının daha aşağısında da kayma açı değerleri gözlenebilir. Dönme kuvveti çoğunlukla dönme kuvvetine bağımlıdır. Bununla birlikte, kayma açısındaki bir artış değeri, dönme kuvvetinde daha küçük artışlara neden olur ve tekerleklerde yanal kayma gözlemlendiği yerde de maksimum değerlere ulaşır. Yolcu arabalarının tekerlekleri için maksimum dönme kuvveti, yaklaşık 18° 'lik bir kayma açısı olduğu zaman ortaya çıkarken, yarış arabalarda bu değer 6° civarındadır. Şekil 3.23'te gösteriliyor ki kayma açısına bağlı dönme kuvveti artışı, radyal katmanlı bir tekerleğe kıyasla çapraz katmanlı bir tekerlekte çok daha yavaştır. Bu karakteristik özelliklerin, motosiklet gibi iki tekerlekli araçlara daha uygun olduğu kabul edilir. Kayma açısı ile dönme kuvveti arasındaki çok daha fazla kademeli artışı, çift tekerlekli araç üzerindeki sürücüye daha iyi kontrol imkanı sağlamaktadır. Bu durum, neden motosikletlerde daha çok çapraz katmanlı tekerlekler kullanıldığının sebeplerinden biridir. Farklı tekerlek yüzey desenlerine (yivli veya dişli) sahip, 10.00-20 ölçüsünde çapraz ve radyal katmanlı kamyon

tekerlekleri için geçerli olan kayma açıları ile bu tekerleklere uygulanan normal yüke karşın dönme kuvvetleri arasındaki ilişki Şekil 3.24'te gösterilmiştir. Şekil 3.23'te yolcu araba tekerlerine ait durumla benzer biçimde, radyal katmanlı kamyon tekerleklerine ait dönme kuvveti, çapraz katmanlı olanlara kıyasla kayma açısına bağlı artış daha hızlı olmaktadır.

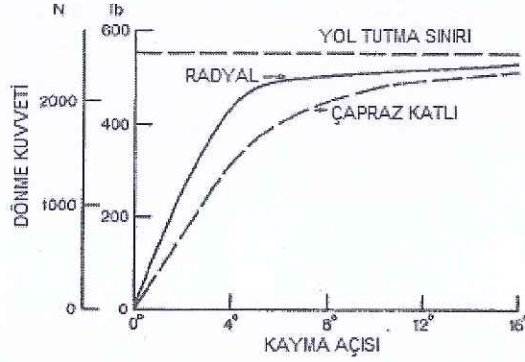


Şekil 3.22: Yanal Kuvvetler Etkisi Altında Lastiğin Davranışı

Kaynak: Mechanics of Pneumatic Tires, S.K. Clark, Monograph 122,
National Bureau of Standards, 1971

Pnömatik tekerleklerin dönme davranışlarına etki eden bir dizi faktör vardır. Tekerlek üzerindeki normal yük, dönme karakteristikleri üzerinde son derece fazla etkilidir. Buna dair birkaç sonuç Şekil 3.25'de gösterilmiştir. Belirli bir kayma açısı altında normal yükün artırılması ile dönme kuvvetinin de genellikle arttığı şekil üzerinde görülebilir. Yine de normal yük ile dönme kuvveti arasındaki ilişki lineer değildir. Bundan dolayı, bir manevre boyunca tekerlek üzerindeki yükün içeriden dışarıya doğru hareket etmesi, bir çift tekerlek üzerindeki dönme kuvvetini azaltacaktır. Bir kiriş aksı üzerinde bir çift tekerlek gözönüne getirildiği zaman, Şekil

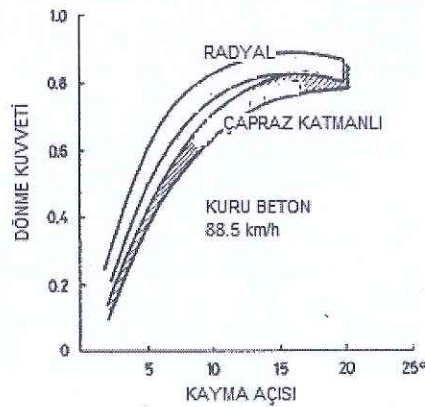
3.26'da her bir normal yük (F_z) görülebilir. Normal yük altında her bir tekerleğe etki eden F_z dönme kuvveti, verilen bir kayma açısı için F_y kuvveti olur. Eğer araç kararlı bir dönüş halindeyse, yanal yük transferi nedeniyle, tekerlek içindeki normal yük (F_{zi}) azalacak, tekerlek dışındaki normal yük (F_{z0}) ise artacaktır. Sonuç olarak, iki tekerleğe etki eden toplam dönme kuvveti F_{yi} olacaktır ve Şekil 3.27'de gösterildiği üzere $2F_y$ değerinden azdır. Bu ifadeler, tekerleğin kayma açısı değerini artıran yanal yük transferinin olduğu, bir dönüş hareketi sırasında etki eden belirli bir santrifüj kuvvetini dengelemek adına gerekli olan dönme kuvveti miktarını sağlamak için, bir kiriş aksı üzerindeki bir çift tekerlek için geliştirilmiştir.



Şekil 3.23: Çapraz Katmanlı Ve Radyal Lastiklerin Dönme Karakteristikler

Kaynak: Mechanics of Pneumatic Tires, S.K. Clark, Monograph 122,

National Bureau of Standards, 1971



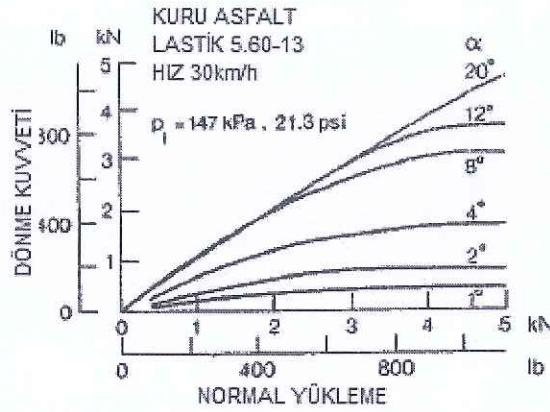
Şekil 3.24: Kamyonlar İçin Çapraz Katmanlı ve Radyal Lastiklerin Kuru Beton Üzerinde Dönme Karakteristikleri

Kaynak: L. Segel, 'The Mechanics of Heavy-Duty Trucks and Truck

Combinations.' University of Michigan, Ann Arbor, 1984

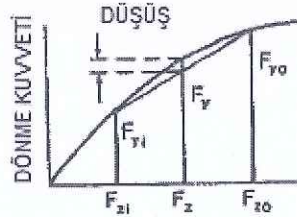
Farklı tekerleklerin dönüş hallerini karşılaştırmak için kullanılacak bir ölçüm sistemi sağlamak adına dönüş sertliği (C_α) olarak isimlendirilen bir parametre, kayma açısı (α) ile uyumlu dönme kuvvetinin türevi olarak tanımlanan kuvvet değeri ($F_y\alpha$) sıfır kayma açısı ile değerlendirilirse;

$$C_\alpha = \left. \frac{\partial F_y \alpha}{\partial \alpha} \right|_{\alpha=0} \quad (3.37)$$



Şekil 3.25: Normal Yükün Binek Araç Lastiklerine Etkisi

Kaynak: Mechanics of Pneumatic Tires, S.K. Clark, Monograph
122, National Bureau of Standards, 1971

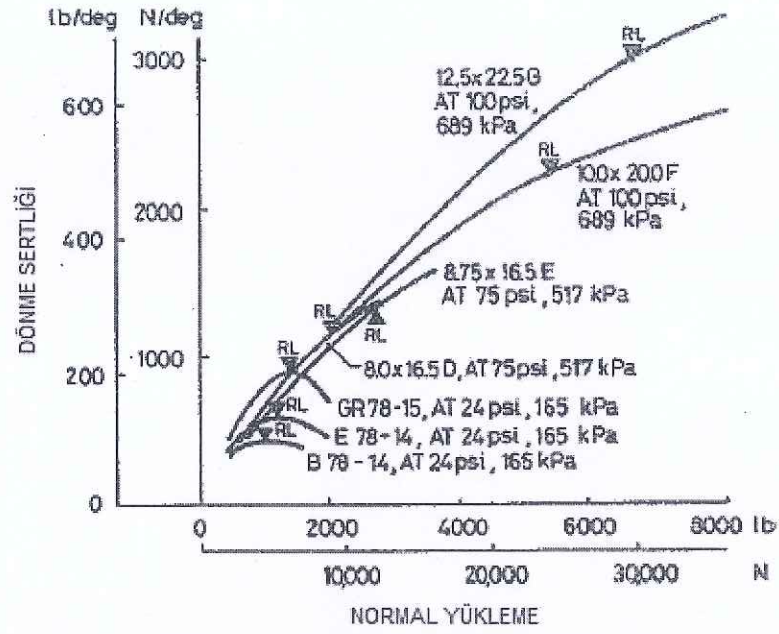


Şekil 3.26: Sonradan Eklenen Yüklerin Dönme Yeteneğine Etkisi

Hafif ve ağır kamyon tekerlekleri ile yolcu araç tekerlekleri için normal yük ile dönme sertliği arasındaki ilişkiye dair bir karşılaştırma Şekil 3.27'de gösterilmiştir. Şekil üzerindeki RL eğrileri, belirli tekerlek için belirlenmiş yükleri gösterir. Test edilen üç farklı yolcu araba tekerleği için, belirlenmiş yük altında dönüş sertliğinin maksimum değere ulaştığı görülebilir ve normal yükün artmasıyla birlikte bu sertlik değeri azalır. Bununla birlikte şekilde gösterilen hafif ve ağır yük

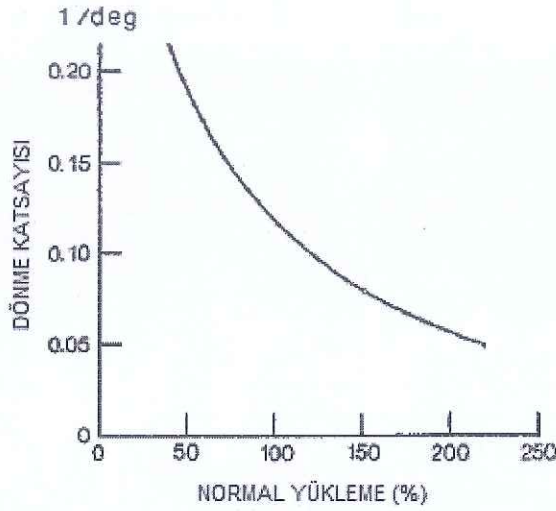
kamyon tekerlekleri için görülmektedir ki dönme sertliği, az da olsa yükteki artışla birlikte artmaktadır.

Tekerleklerin dönme yetenekleri üzerindeki yük etkisini değerlendirmek için, birim yük başına değerlendirilen ve dönme sertliği olarak isimlendirilen bir parametre sıklıkla kullanılır. Şekil 3.28'te bir tekerleğin normal yük ve dönüş katsayısı arasındaki tipik bir ilişki gösterilmiştir. Burada, tekerlek üzerindeki normal yükteki bir artışla dönme katsayısının arttığı görülebilir.



Şekil 3.27: Normal Yükte Dönme Sertliklerinin Karşılaştırılması

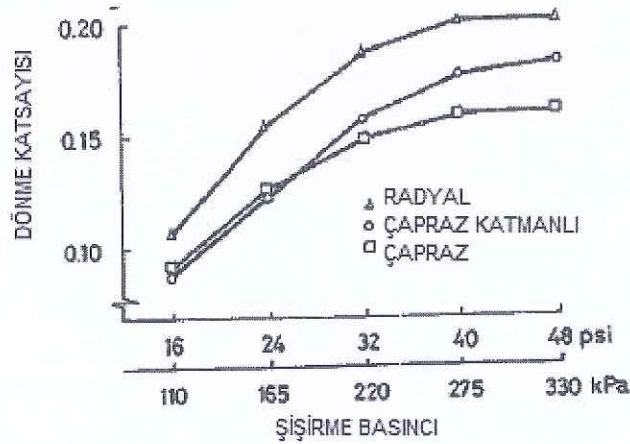
Kaynak: L.Segel, 'The Mechanics of Heavy-Duty Trucks and Truck Combinations.' University of Michigan, Ann Arbor, 1984



Şekil 3.28: Normal Yüklemenin Lastik Dönme Katsayısına Etkisi

Kaynak: J.J Taborek, 'Mechanic of Vehicles' Machine Design,1975

Tekerleği şişiren havanın basıncı, onun dönüş özellikleri üzerinde makul bir etkiye sahiptir. Genelde tekerleğin dönme sertliği, hava basıncındaki bir artışla birlikte artar. Şekil 3.29'da, çapraz katmanlı, çapraz kuşaklı ve radyal katmanlı yolcu araç tekerlekleri için farklı şişirme basınçlarındaki dönme katsayılarının karşılaştırılması gösterilmektedir. Belirlenmiş bir hava basıncı (belirtilmedikçe) ve yük altındaki bir kamyon tekerleğinin dönme katsayısı değerlerine dair bir örnek Tablo 3.4'te verilmiştir.



Şekil 3.29: Çapraz Katmanlı, Çapraz Kuşaklı ve Radyal Katmanlı Yolcu Tekerlekleri İçin Farklı Şişirme Basınçlarındaki Dönme Katsayılarının Karşılaştırılması

Kaynak: B.L. Collier, J.T. Warcjöl, 'The Effect of Inflation Pressure on Bias, Bias Belted and Radial Tire Performance', Paper 800087, 1980.

Tablo 3.4: Nominal Yük ve Şişirme Basıncı Altında Kamyonet Lastikleri İçin Dönme Katsayıları

Lastik Tipi	Lastik Yapısı	Dönme Katsayısı
Michelin Radial XZA (1/3 Tread)	Radyal	0.1861
Michelin Radial XZA (1/2 Tread)	Radyal	0.1749
Michelin Pilote XZA	Radyal	0.1648
Michelin Radial XZA	Radyal	0.1472
Goodyear Unisteel G159, 11R22.5 LRF at 655 kPa (95 psi)	Radyal	0.1413
Michelin XZZ	Radyal	0.1370
Goodyear Unisteel 11, 10R22.5 LRF at 620 kPa (90 psi)	Radyal	0.1350
Goodyear Unisteel G159, 11R22.5 LRG at 792 kPa (115 psi)	Radyal	0.1348
Goodyear Unisteel 11, 10R22.5 LRF at 758 kPa (110 psi)	Radyal	0.1311
Firestone Transteel	Radyal	0.1171
Firestone Transteel Traction	Radyal	0.1159
Goodyear Unisteel R-1	Radyal	0.1159
Goodyear Unisteel L-1	Radyal	0.1121
Firestone Transport 1	Çapraz Katmanlı	0.1039
General GTX	Çapraz Katmanlı	0.1017
Goodyear Super Hi Miller	Çapraz Katmanlı	0.0956
Goodyear Custom Cross Rib	Çapraz Katmanlı	0.0912
Uniroyal Fleet Master Super Lug	Çapraz Katmanlı	0.0886
Firestone Transport 200	Çapraz Katmanlı	0.0789

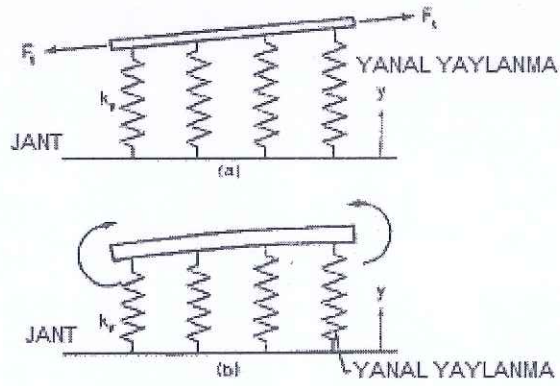
Kaynak: P.S. Fancher, R.D. Ervin, C.B. Winkler, T.D. Gillespie, 'A Fact Book of The Mechanical Properties of the Components for Single Unit and Articulated Heavy Trucks,' Report No:DOT HS 807 125, National Highway Traffic Safety Administration, U.S. Department of Transportation, 1986

Pnömatik tekerleklerin dönme davranışlarının matematiksel modellenmesini geliştirmek adına birkaç deneme yapılmıştır. Bunlar arasında iki temel tipte model vardır. Modellerden biri, tekerlek yüzeyinin, yanal yaylanma neticesinde gerilmiş bir yaya eşdeğer olduğunu varsayar. Bu yanal yaylanmalar, tekerlek jantının yaylanma hareketi neticesinde tekerlek yanaklarının hareketlenmesinden ötürüdür ve bu da Şekil 3.30'da gösterilmiştir. Diğer modeldeyse tekerlek yüzeyi, devamlı yanal elastik dayanaklar neticesinde elastik hareket eden bir kemerle eşdeğer tutulmaktadır.

Her iki modelde de tekerleğin merkezsiz çizgisinin karakteristik özelliklerinden bir tekerleğin dönme davranışı anlaşılabilir. Buradaki merkezsiz

çizgi, tekerlek hareket düzlemi ile deforme olmamış tekerlek yüzeyinin kesişimini ifade eder. Merkezsel çizginin temas bölgesi içinde kalan kısmı temas çizgisi olarak isimlendirilir. Bahsedilen bu iki tipteki model arasındaki büyük farklılıklardan bir tanesi, gerilmiş yay modelindeki merkezsel çizgi eğiminin devamlı olmamasıdır. Kemer modelinde ise böyle bir durum olmaz. Bu durum bize, küçük kayma açıları altında pnömatik bir tekerleğin yanal davranışlarını basitçe anlama olanağını, gerilmiş yay modelinin verdiğini gösterir. İlerleyen kısımlarda, Temple ve von Schlippe tarafından da önerilen gerilmiş yay modeli tartışılacaktır.

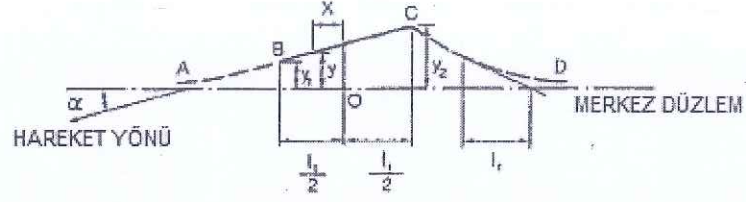
Değişmez bir kayma açısı altında sabit hareket halindeki bir tekerlek düşünülür. Şekil 3.31'de gösterilen temas bölgesindeki BC merkezsel çizgisinin şekli tekerlek doğrultusundadır ve kaymanın olmadığı durumda zemine bağlı olarak hareketsizdir. Şekil üzerinde gösterilen AB çizgisi, tekerlek temas bölgesinin ön kısmında merkezsel çizginin dış kısmını gösterir. Tekerlek ileri hareket ettiğinde, AB noktaları BC noktaları haline gelir. Bu durum, AB ve BC çizgilerinin B noktasında ortak bir teğet değerinde olduğunu gösterir. Temas yüzeyinin arka kısmında, benzer durumlar olmamakla birlikte bir ilginç durum C noktası için geçerli olabilir. Buna göre söylenebilir ki dönen bir tekerleğin merkez çizgisinin eğimindeki bir kayma, temas bölgesinin ön kısımlarına doğru devam eder fakat geri kısımları için gerekli değildir.



Şekil 3.30: Virajlarda Lastik Davranış Modellemesi

(a) Gergin Zemine Oturan model (b) Esnek Zemine Oturmuş Model

Kaynak: 'Vehicle Dynamics', J.R. Ellis, Business Books, 1969



Şekil 3.31: Yanal Kuvvetler Altında Lastiğin Merkez Düzlemdaki Davranışı

Şekil 3.31'de gösterilen bozuk merkezsiz çizginin bir bileşeni gözönünde tutulur. Tekerlek düzlemindeki yanal sapma değeri y , bozulmamış merkezsiz çizgi boyunca ölçülen mesafe x ve temas yüzeyinin merkezi orjin olarak kabul edilir. Yanal saptmaya (y) bağlı olan bileşen tarafından tekerlek jantına uygulanan yanal kuvvet, diferansiyel formunda aşağıdaki şekilde gösterilir;

$$dF_{y1} = k_y y dx \quad (3.38)$$

Burada k_y değeri tekerleğin yanal sertliğidir. Çevrenin tüm noktalarında bu eşitlik uygulanır. Belirli bir şişirme basıncı ve yük altındaki çapraz ve radyal katmanlı ağır kamyon tekerleklerinden bir örnek üzerindeki deneysel verilere dayanılırsa, k_y değerinin dar bir aralıkta farklı değerler aldığı görülür. Ortalama değer ise yaklaşık olarak 2275 kN/m^2 (330 lb/in.^2)'dir.

Merkezsiz çizginin bir kısmında, yaydaki gerilimden kaynaklı olarak yanal yönde etki eden farklı kuvvet bileşenleri vardır. Bu bileşen, merkezsiz çizginin eğriliği ile orantılıdır ve çok küçük sapma ile diferansiyel formda aşağıda gösterilmiştir;

$$dF_{y2} = -F_t \frac{d^2 y}{dx^2} dx \quad (3.39)$$

Buradaki F_t değeri yaydaki gerilimi ifade eder. Burada genel olarak $F_t = k_y l_r^2$ yazmak uygun olacaktır. Bu denklem içindeki l_r ifadesi, yanal sapma içindeki gevşeme uzunluğunu gösterir. Ayrıca üstel bir fonksiyon ile tanımlanır ve Şekil 3.31'de gösterildiği gibi önceki değerinin $1/2.718$ 'ine düşer. Şekil 3.31'de de gösterildiği üzere, tekerlek temas yüzeyinin ön ve arka uçlarındaki merkezsiz sapma

değerleri sırasıyla y_1 ve y_2 ile ifade edilirken, orjinden x mesafesi uzaktaki temas uzunluğu l_t ile gösterilir. Zeminle temas etmeyen tekerlek kısmı (örneğin serbest kısım) üzerindeki toplam l_h uzunluğu, dıştan bir yüklenme olmaması halinde 3.38 ve 3.39 numaralı eşitliklerden aşağıdaki denklem elde edilir;

$$k_y \left(y - l_r^2 \frac{d^2 y}{dx^2} \right) = 0 \quad (3.40)$$

Yukarıdaki diferansiyel eşitliğin çözülmesi, tekerleğin serbest bölgesindeki merkezsiz eğriliğin sapma kesitini verecektir. Bu da aşağıda verilmiştir;

$$y = \frac{y_2 \sinh\left[\frac{(x - l_t/2)}{l_r}\right] + y_1 \sinh\left[\frac{(l_t/2 + l_h - x)}{l_r}\right]}{\sinh(l_h/l_r)} \quad (3.41)$$

Eğer r değeri tekerlek yarıçapıysa, normal koşullar altında l_h değeri $4.5r$ veya $6r$ arasında bir değer alır. Oysa l_r değeri r değerine yaklaşık olarak eşittir. Bundan dolayı 3.41 eşitliği, üstel bir fonksiyona yaklaşabilir.

Temas bölgesinin ön tarafına yakın (örneğin $x > l_t/2$) serbest bölge için aşağıdaki denklem yazılır;

$$y = y_1 \exp\left[\frac{-(x - l_t/2)}{l_r}\right] \quad (3.42)$$

Temas bölgesinin arka tarafına yakın (örneğin $x < l_t/2 + l_h$) serbest bölge için de aşağıdaki denklem yazılır;

$$y = y_2 \exp\left[\frac{-(l_t/2 + l_h - x)}{l_r}\right] \quad (3.43)$$

Böylece, temas bölgesinin sonu veya yakını dışında serbest kalan kısımlarda temas yoktur. Merkezsiz çizginin şekli bir üstel eğridir.

Tekerlek yüzey bileşenlerine etki eden yanal kuvvetler ile yanal sapmaların ifadesinde, yukarıda bahsedilen dönme kuvveti ile hizalama torkunun belirlenmesinde kullanılan k_y ve l_r sabit terimleri ile l_t temas uzunluğu kullanılır. Bunun için iki yöntem vardır;

1. Temas uzunluğu boyunca tekerlek üzerine yanal kuvvet uygulanması, ancak Temple tarafından tavsiye edildiği üzere, serbest bölgenin her iki ucunda da merkezsiz çizginin sonsuz küçük değerinde bir uzunluk alması durumu

2. Tekerleğin bütün çevresi dahilinde tekerlek tarafından janta yanal kuvvet uygulanması, von Schlippe tarafından tavsiye edildiği üzere temas uzunluğu dahilinde,

Bu iki yöntemin esasları Şekil 3.32'de gösterilmiştir.

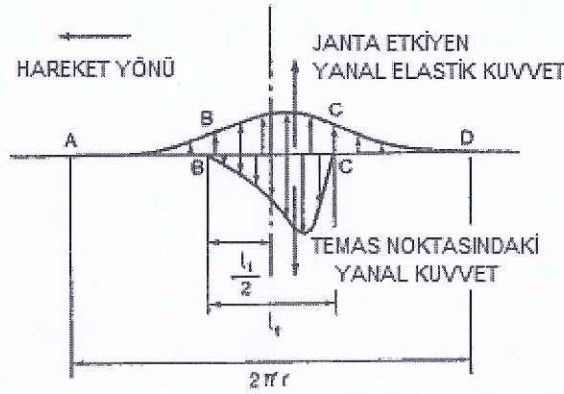
Aşağıda Temple'ın metodu gösterilmiş, burada temas bölgesindeki merkezsiz çizginin düz bir çizgi olduğu varsayılmış, integral yardımıyla toplam yanal kuvvet elde edilmiştir;

$$F_y = k_y \int_{-l_t/2}^{l_t/2} \left(y - l_r^2 \frac{d^2 y}{dx^2} \right) dx = k_y \left[\int_{-l_t/2}^{l_t/2} y dx - k_y l_r^2 \left(\frac{dy}{dx} \right) \right]_{-l_t/2}^{l_t/2} \quad (3.44)$$

$$= k_y (y_1 + y_2) l_t / 2 + k_y l_r (y_1 - y_2) = k_y (y_1 + y_2) (l_r + l_t / 2)$$

Dönmeyen bir tekerlek bir yanal kuvvete maruz kalırsa, bu durumda;

$$y_1 = y_2 = y_0 \text{ ve } F_y = 2k_y y_0 (l_r + l_t / 2) \quad (3.45)$$



Şekil 3.32: Jantta Ve Yol-Lastik Temas Noktasındaki Yanal Kuvvetlerin Etkisi

Temas bölgesinin merkezine doğru dikey bir eksen civarına etki eden yanal bir kuvvetin momenti (örneğin hizalama torku) verilirse eğer;

$$\begin{aligned}
M_z &= k_y \int_{-l_t/2}^{l_t/2} x \left(y - l_r^2 \frac{d^2 y}{dx^2} \right) dx = k_y \int_{-l_t/2}^{l_t/2} xy dx - k_y l_r^2 \left(x \frac{dy}{dx} - y \right) \Big|_{-l_t/2}^{l_t/2} \\
&= k_y \frac{(l_t/2)^2}{3} (y_1 - y_2) + k_y l_r \left(l_r + \frac{l_t}{2} \right) (y_1 - y_2) \\
&= k_y (y_1 - y_2) \left[\frac{(l_t/2)^2}{3} + l_r \left(l_r + \frac{l_t}{2} \right) \right]
\end{aligned} \tag{3.46}$$

Von Schlippe'nin yaklaşımı da benzer ifadeler içerebilir.

Bir kayma açısı (α) ile dönen bir tekerlek için, temas yüzeyi üzerindeki merkezsiz çizgideki eğim, eğer temas bölgesinde tekerlek yüzeyinde kayma yoksa $\tan \alpha$ değerine eşittir. Bu duruma göre aşağıdaki denklem yazılır;

$$\alpha \cong \tan \alpha = \frac{y_2 - y_1}{l_t} = \frac{y_1}{l_r} \tag{3.47}$$

Yukarıdaki ifadeler, eşitlik 3.44 ve 3.46 üzerinde yerine konularak yanal kuvvet ile kendini hizalayan tork arasında aşağıdaki eşitlik yazılabilir;

$$\frac{F_y}{\alpha} = 2k_y \left(l_r + \frac{l_t}{2} \right)^2 \tag{3.48}$$

$$\frac{M_z}{\alpha} = k_y l_t \left[\frac{(l_t/2)^2}{3} + l_r \left(l_r + \frac{l_t}{2} \right) \right] \tag{3.49}$$

Pnömatik iz (t_p) de aşağıdaki denklemle elde edilir;

$$t_p = \frac{M_z}{F_y} = \frac{(l_r/2) \left[(l_t/2)^2/3 + l_r (l_r + l_t/2) \right]}{(l_r + l_t/2)^2} \tag{3.50}$$

İki temel parametre olan k_y ve l_r değerleri, pnömatik bir tekerleğin yanal elastiklik karakteristiğini belirleyen değerlerdir ve yapılacak uygun testler neticesinde ölçülebilirler. Dikkat edilmeli ki F_y/α ve M_z/α oranları k_y değerinden bağımsızdır. Bu sayede de l_r değeri, ölçülen F_y/α ve M_z/α değerleri sayesinde bulunabilir (tekerleğin temas uzunluğu olan l_t değeri biliniyor olmalı). Diğer taraftan dönmeyen bir tekerleğin $(F_y/y_0)^2$ değeri de l_r değerinden bağımsızdır ve $(F_y/y_0)^2$ ve F_y/α değerlerinin bilinmesi sayesinde hesaplanabilir. k_y ve l_r değerlerinin ölçülmesi, birkaç araştırmacı tarafından yapılmıştır. Farklı ebatlarda ancak aynı niceliklerde olan bir grup uçak tekerleği üzerinde yapılan

l_r ölçümleri von Schlippe tarafından yapılmış ve yaklaşık olarak $0.6r$ ile $0.9r$ arasında değerler bulunmuştur. Von Schlippe tarafından ölçülen k_y değerleri, yaklaşık %90'lık bir tekerlek hava basıncı altında yapılmıştır.

3.48 ve 3.49 eşitliklerinden görülüyor ki eğer zemin ile tekerlek yüzeyi arasında kayma ortaya çıkmazsa, yanal kuvvet ve hizalama torku kayma açısı ile orantılı bir şekilde artacaktır. Buna dair Şekil 3.23'te küçük kayma açıları altında olan bir örnek gösterilmiştir. Kayma açısındaki artışlarla beraber, zemin ile tekerlek yüzeyi arasındaki kayma miktarı da artacaktır. Temas bölgesi içindeki merkezsiz çizginin düz bir çizgi olma varsayımı artık geçerli değildir. Bu nedenle, Temple ve von Schlippe tarafından önerilen teoriler, küçük kayma açıları için geçerli hale gelmiştir.

Bu bilgiler ışığında, Temple ve von Schlippe'nin teorileri, k_y ve l_r bilinmek şartıyla, kayma açısı ile dönme kuvveti arasındaki ilişkiyi tanımlamak adına kullanılabilir durumdadır. Bu değerlerin belirlenmesi için genellikle oldukça kapsamlı bir proses kullanılır. Bunun durum ışığında basitleştirilmiş bir teori önerilebilir. Bu basitleştirilmiş teoride, kaymanın olmadığı bir zemin varsayılır ve tekerlek temas bölgesinin ön kısmında x kadarlık bir boylamsal mesafede zeminle temas eden tekerlek yüzey bileşenlerinin yanal sapma (y') değerleri $\tan\alpha$ ile orantılıdır ve aşağıdaki denklemlerle elde edilir;

$$y' = x \tan \alpha \quad (3.51)$$

Burada yanal sapma (y'), ön temas bölgesi içerisinde ve tekerlek düzlemine dik bir şekilde α sapma açısı ile birlikte ölçülmüştür.

Eğer tekerleğin yanal sertliğine eşdeğer bir k'_y değeri söz konusuysa, zemin ile tekerlek yüzeyi arasında herhangi bir yanal kaymanın olmadığı düşünülerek, birim temas yüzey uzunluğuna düşen yanal kuvvet aşağıdaki denklemlerle bulunur;

$$\frac{dF_{y\alpha}}{dx} = k'_y x \tan \alpha \quad (3.52)$$

Toplam temas yüzeyi içinde oluşan dönme kuvveti aşağıdaki denklemle ifade edilir;

$$F_{y\alpha} = \int_0^{l_t} k'_y x \tan \alpha dx = \left(k'_y l_t^2 / 2 \right) \tan \alpha \quad (3.53)$$

Buradaki l_t değeri, tekerleğin temas uzunluğudur.

$\left(k'_y l_t^2 / 2 \right)$ ifadesi, eşitlik 3.37'de verilen C_r dönme sertliği yerine kullanılabilir. Orijin üzerinde dönme kuvveti-kayma açısı eğrisinin sapma miktarı, aşağıdaki denklemle kolayca ifade edilebilir;

$$\frac{k'_y l_t^2}{2} = C_\alpha = \left. \frac{\partial F_{y\alpha}}{\partial \alpha} \right|_{\alpha=0} \quad (3.54)$$

Bu nedenle, temas yüzeyi üzerinde yanal kayma olmadığı zaman, dönme kuvveti ile kayma açısı arasındaki ilişki aşağıdaki denklemle ifade edilir;

$$F_{y\alpha} = C_\alpha \tan \alpha \quad (3.55)$$

Eğer kayma açısı küçük ise $\tan \alpha \approx \alpha$ olur ve 3.55 denklemi yeniden yazılır;

$$F_{y\alpha} = C_\alpha \alpha \quad (3.56)$$

Boylamsal kayma ve çekiş gücü arasındaki ilişkiye benzer bir yaklaşım izlenirse, kayma açısının kritik değeri (α_c) ve dönme kuvveti ($F_{y\alpha c}$) değerleri, temas yüzeyinin serbest kısmında yanal kaymanın olduğu zamanda tanımlanabilir. Kayma açısının kritik değeri (α_c) aşağıdaki denklemde verilmiştir;

$$\alpha = \frac{\mu_p W}{2C_\alpha} \quad (3.57)$$

Dönme kuvvetinin kritik değeri ($F_{y\alpha c}$) de aşağıda verilmiştir;

$$F_{y\alpha c} = \frac{\mu_p W}{2} \quad (3.58)$$

Çekiş gücü ile boylamsal kayma arasındaki ilişkiye benzer durum, eşitlik 3.58'de kayma açısı ile dönme kuvveti arasındaki ilişkiyle belirtilmiştir. Bu ilişki

lineer değildir ve yanal kayma olmadığı zeminlerde, dönme kuvveti maksimum değerinin yarısından ($\mu_p W / 2$) daha azdır.

Tekerlek yüzeyi ile zemin arasında yanal kayma olduğu zaman (örneğin $\alpha \geq \alpha_c$ veya $F_{y\alpha} > F_{y\alpha c}$), dönme kuvveti ile kayma açısı arasındaki ilişki aşağıdaki denklem ile ifade edilebilir;

$$F_{y\alpha} = \mu_p W \left(1 - \frac{\mu_p W}{4C_\alpha \tan \alpha} \right) = \mu_p W \left(1 - \frac{\mu_p W}{4C_\alpha \alpha} \right) \quad (3.59)$$

Yukarıdaki eşitlik, zeminin bir bölümünde yanal kayma olduğu zamanki kayma açısı ile dönme kuvveti arasındaki lineer olmayan ilişkiyi göstermektedir.

Pnömatik tekerleğin dönme davranışını adına kesin bir görüş sağlamak için kesin bir fiziksel kavrama sağlayan yukarıdaki teoriler sayesinde, çok karmaşık proseslerin sunumu basitleştirilebilir. Yol araçlarının yatay dinamik davranışlarının simülasyonlarında, tekerleklerin karakteristik özelliklerini tam olarak belirtmek için ölçülü tekerlek verileri teorik ilişkilerden daha çok tercih edilir ve daha sık kullanılır. Deneysel eşitliklerle sunulan veya tablo formunda verilen tekerlek ölçüm değerleri, simülasyon modellerine girdi olarak değerlendirilebilir. Örneğin, aşağıdaki deneysel denklem dönme kuvveti ($F_{y\alpha}$) ile kayma açısı (α) arasındaki ilişkiyi göstermek adına sunulmuştur;

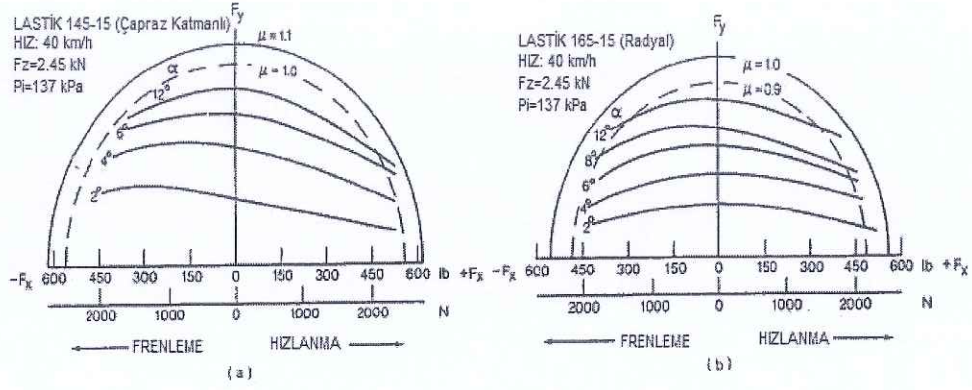
$$F_{y\alpha} = c_1 \alpha + c_2 \alpha^2 + c_3 \alpha^3 \quad (3.60)$$

Yukarıdaki c_1, c_2 ve c_3 değerleri, belirli bir tekerleğin ölçülü verileri içindeki sabit deneysel verilerdir.

Daha önce belirtildiği gibi, dönme kuvvetine etki eden faktörler arasında normal yük değeri önemli bir yere sahiptir. Normal yükün etkisini hesap altına almak için, c_1, c_2 ve c_3 katsayıları, normal yük değerinin ikinci dereceden bir fonksiyonu olarak ifade edilebilir. Bu ise ilave bir eğri ayarlama işlemi gerektirecektir.

Pnömatik tekerleklerin dönme davranışlarının yukarıda bahsedilen tanımlamaları üzerindeki tartışmalarında, boylamsal kuvvetin etkisi üzerinde durulmamıştı. Ancak, yanal kuvvetle beraber boylamsal kuvvet de oldukça sık uygulanmaktadır. Bunun için dönme sırasındaki yapılacak bir frenleme örnek verilebilir. Genel olarak çekiş (veya frenleme) işlemi, bir kayma açısının ortaya çıkmasına neden olabilen dönme kuvvetini azaltır. Dönme kuvveti, çekiş veya frenleme işlemindeki bir artışla büyük çapta artacaktır. Çekiş (veya frenleme) işlemindeki küçük düşüşlerde gerçekleşen dönme kuvvet artışları, bir tekerleğin dönme sertliğinin de azalmasına neden olur. Çekiş (veya frenleme) gücündeki aşırı bir artış, verilen bir kayma açısı beraberinde dönme kuvvetinde bariz bir artışa neden olur. Bu durum, çekiş (veya frenleme) işleminden kaynaklı mevcut yerel tutunma olayının mobilizasyonundan dolayıdır ve yanal yöndeki tutunma miktarını azaltır.

Şekil 3.33'te, bir çapraz ve bir de radyal katmanlı yolcu araba tekerlekleri arasındaki davranış farklılıkları gösterilmiştir. Sürüş ve frenleme durumlarının her ikisinde de verilen bir kayma açısı altında radyal katmanlı tekerleğin dönme kuvveti çapraz katmanlı olana kıyasla daha az olması ilginç bir durumdur. Çapraz katmanlı bir tekerlek için verilen bir kayma açısı altında, frenleme esnasında daha yüksek bir dönme kuvveti elde edilmiştir. Aslında, benzer bir dönme kuvveti ortaya koymak için daha yüksek bir kayma açısı gerektiren çekiş (veya frenleme) işleminin ortaya konması gerektiği Şekil 3.33'te gösterilmiştir. Şekil 3.34'te, farklı kayma açılarında bir kamyon tekerleğinin dönme kuvvetinin gelişiminde boylamsal kuvvet etkisi gösterilmiştir. Şekil 3.33'te gösterilene benzer şekilde bir kamyon tekerleği için verilen bir kayma açısı altında mevcut dönme kuvveti, boylamsal kuvvetteki bir artışla birlikte azalma eğilimi gösterir.



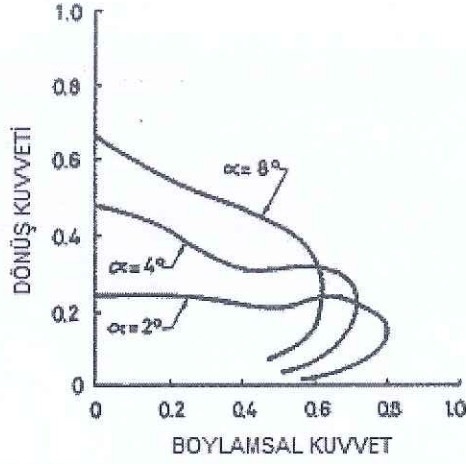
Şekil 3.33: Hızlanma Ve Frenlemenin Viraj Karakteristiğine Etkisi

(a)Çapraz Katmanlı (b)Radyal

Kaynak: Mechanics of Pneumatic Tires, S.K. Clark, Monograph 122,
National Bureau of Standards,1971

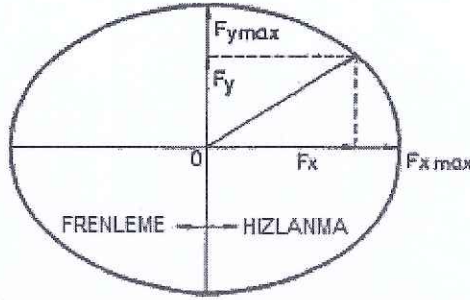
Şekil 3.33'te gösterilen eğri gruplarının etrafındaki kılıfa dikkat edilirse, yaklaşık olarak yarı eliptik bir şeklin olduğundan söz edilebilir. Bu kılıf gibi saran eğri, daha çok sürtünme elipsi olarak anılmaktadır.

Sürtünme elipsi kavramında, boylamsal kuvvetin (çekiş veya frenleme) etkisi ile zemin üzerinde herhangi bir yönde kayan bir tekerleğin olduğu varsayılır ve yanal (dönme) kuvvet değeri, tekerlek üzerindeki normal yül ve yol tutunma katsayısı sayesinde maksimum değere ulaşır. Bununla birlikte boylamsal ve yanal kuvvet bileşenleri, Şekil 3.35'te de gösterildiği gibi kendi maksimum değerlerini (sırasıyla F_{xmax} ve F_{ymax}) aşamayabilir. F_{xmax} ve F_{ymax} değerleri, ölçülmüş tekerlek verisinden elde edilir. Şekil 3.35'te de gösterildiği gibi sırasıyla sürtünme elipsinin büyük ve küçük eksenlerini oluştururlar.



Şekil 3.34: Viraj Alan Bir Kamyon Lastiğinde Boylamsal Kuvvetin ve Dönüş Kuvvetinin Etkisi

Kaynak: T.L. Ford, F.S. Charles, 'Heavy Duty Truck Tire Engineering' The 34th L. Ray Buckendale Lecture, Society of Automotive Engineers, SP-729, 1988



Şekil 3.35: Sürtünme Elipsinin Maksimum Dönüş Kuvveti ve Boylamsal Kuvvetlerle İlişkisi

Yukarıda tanımlanan deneysel gözlemlere bağlı olarak, boylamsal kayma (patinaj) ve kayma açısı bileşeninin fonksiyonları alınarak, boylamsal ve dönme kuvvetlerini tahmin etmek adına genel bir teori formülleştirmek için girişimde bulunulmuştur.

Bir çekiş veya frenleme kuvvetinin varlığında belirli bir kayma açısı ile mümkün olan bir dönme kuvvetini tahmin etmek için en basit teorilerden bir tanesi, yukarıda tanımlanan sürtünme elipsi kavramına bağlıdır. Uygun dönme kuvvetini belirlemek için geçerli olan prosedür, aşağıda özetlenen basit teoriye dayanır.

(1) Ölçülmüş tekerlek verisinden, boşa dönen bir tekerleğin (çekiş veya

frenleme durumu olmadığı durumda) dönme kuvveti ile kayma açısı arasındaki ilişki, Şekil 3.36(a)'da gösterildiği önce çizilmiştir.

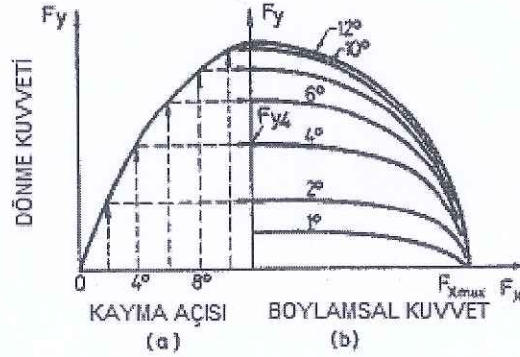
(2) Boşta dönen tekerlek için farklı kayma açılarındaki farklı dönme kuvvetleri, Şekil 3.36(b)'de gösterildiği gibi dikey eksen üzerinde işaretlenmiştir. Örneğin, 4°'lik bir kayma açısında oluşan dönme kuvveti, belirlenmiş bir elipsin küçük eksenini oluşturan dikey eksen üzerinde F_{y4} ile ifade edilmiştir.

(3) Ölçülmüş tekerlek verisinde, yanal bir kuvvetin yokluğunda maksimum çekiş veya frenleme kuvveti (F_{xmax}), Şekil 3.36 (b)'de gösterildiği gibi elipsin büyük eksenini oluşturan yatay eksen üzerinde işaretlenmiştir.

(4) Verilen bir kayma açısı (Şekil 3.36(b)'de gösterilen 4°'lik bir açı gibi) altında herhangi bir çekiş veya frenleme kuvveti (F_x) altında mümkün olan dönme kuvveti (F_y) aşağıdaki denklemle ifade edilmiştir.

$$\left(F_y / F_{y4}\right)^2 + \left(F_x / F_{xmax}\right)^2 = 1 \quad (3.61)$$

Yukarıdaki denklem, sırasıyla büyük ve küçük eksenlerdeki ölçülü F_{xmax} ve F_{y4} değerlerini taşıyan bir elipsin tanımlamaktadır.



Şekil 3.36: Dönme Kuvveti Ve Boylamsal Kuvvetin Verilen Bir Kayma Açısındaki Sürtünme Elipsinin Yapısı

Yukarıda özetlenen prosedür ışığında, belirli bir çekiş veya frenleme kuvveti varlığında herhangi bir kayma açısı altındaki mümkün olan dönme kuvveti tanımlanabilir. Şekil 3.36(b)'de gösterildiği gibi, farklı kayma açılarındaki çekme (veya frenleme) kuvveti ve dönme kuvveti arasındaki ilişkiyi gösteren bir dizi eğri mevcuttur. Verilen bir kayma açısı için, tekerleğe uygulanan bir çekiş (veya

frenleme) kuvvetine rağmen dönme kuvvetinin azaldığına dikkat etmek gerekir. Bu durum, Şekil 3.33 ve 3.34'de gösterilen ölçülü verilerin eğilimi ile de tutarlıdır.

Boylamsal patinaj ile frenleme kuvveti arasındaki ilişki ile bu bölümün ilk kısımlarında anlatılan kayma açısı ile dönme kuvveti arasındaki ilişki için basitleştirilmiş bir teoriye ek olarak, hem kayma açısı hem de boylamsal patinajın olduğu bir durumda dönme kuvveti ile frenleme kuvvetini tahmin etmek adına yarı deneysel başka bir metot önerilmiştir.

Bu metotta, kayma olmadığının varsayıldığı bir zeminde, temas bölgesinin ön kısmından x kadarlık bir mesafe içinde birim temas uzunluğuna düşen frenleme kuvveti aşağıdaki denklemle bulunur;

$$\frac{dF_x}{dx} = k_t x i_s / (1 - i_s) \quad (3.62)$$

Yukarıdaki denklemde belirtilen i_s değeri, eşitlik 3.30'da da verildiği üzere boylamsal patinaj değeridir.

Eğer boylamsal patinaj yüzünden aynı zamanda tekerlekte bir kayma açısı (α) meydana gelirse, zeminle temas eden tekerlek yüzeyinde $1/(1 - i_s)$ oranıtısı ortaya çıkacaktır. Sonuç olarak, zemin ile temas eden tekerlek yüzeyindeki bir noktada ortaya çıkan yanal bir sapma değeri (y') aşağıdaki denklemde verilmiştir (eşitlik 3.51'e bakınız);

$$y' = x \tan \alpha / (1 - i_s) \quad (3.63)$$

Birim temas yüzeyindeki yanal kuvvetin yerini tutması nedeniyle aşağıdaki denklemle ifade edilir (eşitlik 3.52'ye bakınız);

$$\frac{dF_{y\alpha}}{dx} = k'_y x \tan \alpha / (1 - i_s) \quad (3.64)$$

Temas yüzeyi üzerinde üniform bir normal basınç değerini p , temas genişliğini b ve yol tutuş katsayısına μ ile gösteririz. Bu halde, yukarıda tanımlanan sürtünme elipsi fikrine bağlı olarak, temas bölgesinin ön kısmından x kadarlık bir mesafe içindeki herhangi bir noktada kayma olmazsa, birim temas uzunluğundaki frenleme ve kayma kuvvetlerinin sonucu olarak normal basınç (p) ve yol tutuş

katsayıları (μ) maksimum değerlerinden daha az olacaktır. Bu durum aşağıdaki denklemle ifade edilir;

$$\sqrt{[k_t x i_s / (1 - i_s)]^2 + [k'_y x \tan \alpha / (1 - i_s)]^2} = \mu p b = \frac{\mu W}{l_t} \quad (3.65)$$

Bu denklemde W ile gösterilen normal yükü, l_t ise tekerleğin temas uzunluğunu gösterir.

Bunun denklemin anlamı, eğer tutunma bölgesi içinde temas noktasının önünden x kadarlık bir mesafe içinde bir nokta alınır, bu x mesafesinin uzunluğu bir l_c karakteristik uzunluğundan daha az olmalıdır. Bu uzunluk ise zemin ile tekerlek yüzeyi arasında kaymanın olmadığı bir yerdeki tutunma bölgesinin uzunluğunu ifade etmektedir. 3.65 eşitliğinden elde edilebilen l_t temas uzunluğuna ilişkin l_c değeri aşağıdaki denklemde verilmiştir;

$$\frac{l_c}{l_t} = \frac{\mu W (1 - i_s)}{2 \sqrt{(k_t l_t^2 i_s / 2)^2 + (k'_y l_t^2 \tan \alpha / 2)^2}} = \frac{\mu W (1 - i_s)}{2 \sqrt{(C_s i_s)^2 + (C_\alpha \tan \alpha)^2}} \quad (3.66)$$

Sırasıyla eşitlik 3.33 ve 3.54'te tanımlandığı üzere $k_t l_t^2 / 2 = C_s$ ve $k'_y l_t^2 / 2 = C_\alpha$ değerleri yukarıdaki denklemde kullanılmıştır.

Eğer $l_c / l_t \geq 1$ ise tüm temas alanı bir tutunma bölgesi içindedir. Frenleme kuvveti aşağıdaki denklemle gösterilmiştir;

$$F_x = \int_0^{l_t} [k_t x i_s / (1 - i_s)] dx = k_t l_t^2 i_s / 2 (1 - i_s) = C_s i_s / (1 - i_s) \quad (3.67)$$

Dönme kuvveti $F_{y\alpha}$ değeri, α kayma açısı ile i_s patinaj değerinin bir fonksiyonu olarak aşağıdaki denklemde ifade edilmiştir;

$$F_{y\alpha} = \int_0^{l_t} [k'_y x \tan \alpha / (1 - i_s)] dx = k'_y l_t^2 \tan \alpha / 2 (1 - i_s) = C_\alpha \tan \alpha / (1 - i_s) \quad (3.68)$$

Eğer $l_c / l_t < 1$ ise tekerlek yüzeyi ile zemin arasında kayma meydana gelecektir. Tutunma bölgesi içinde frenleme kuvveti F_{xa} değeri aşağıda verilmiştir;

$$F_{xa} = \int_0^{l_c} [k_t x i_s / (1 - i_s)] dx = \frac{\mu^2 W^2 C_s i_s (1 - i_s)}{4 [(C_s i_s)^2 + (C_\alpha \tan \alpha)^2]} \quad (3.69)$$

Kayma bölgesi içinde oluşan frenleme kuvveti F_{xs} aşağıdaki denklemde verilmiştir;

$$F_{xs} = \frac{\mu W C_s i_s}{\sqrt{(C_s i_s)^2 + (C_\alpha \tan \alpha)^2}} \left[1 - \frac{\mu W (1 - i_s)}{2\sqrt{(C_s i_s)^2 + (C_\alpha \tan \alpha)^2}} \right] \quad (3.70)$$

Toplam frenleme kuvveti F_x değeri de aşağıda verilmiştir;

$$F_x = F_{xa} + F_{xs} = \frac{\mu W C_s i_s}{\sqrt{(C_s i_s)^2 + (C_\alpha \tan \alpha)^2}} \left[1 - \frac{\mu W (1 - i_s)}{4\sqrt{(C_s i_s)^2 + (C_\alpha \tan \alpha)^2}} \right] \quad (3.71)$$

Benzer bir şekilde, eğer tekerlek yüzeyi ile zemin arasında kayma varsa tutunma bölgesinde gelişen dönme kuvveti aşağıda verilmiştir;

$$F_{y\alpha} = \int_0^{l_c} [k'_y x \tan \alpha / (1 - i_s)] dx = \frac{\mu^2 W^2 C_\alpha \tan \alpha (1 - i_s)}{4[(C_s i_s)^2 + (C_\alpha \tan \alpha)^2]} \quad (3.72)$$

Kayma bölgesinde gelişen kayma kuvveti aşağıda ifade edilmiştir;

$$F_{y\alpha s} = \frac{\mu W C_\alpha \tan \alpha}{\sqrt{(C_s i_s)^2 + (C_\alpha \tan \alpha)^2}} \left[1 - \frac{\mu W (1 - i_s)}{2\sqrt{(C_s i_s)^2 + (C_\alpha \tan \alpha)^2}} \right] \quad (3.73)$$

Toplam dönme kuvveti $F_{y\alpha}$ değeri aşağıda verilmiştir;

$$F_{y\alpha} = F_{y\alpha 0} + F_{y\alpha s} = \frac{\mu W C_\alpha \tan \alpha}{\sqrt{(C_s i_s)^2 + (C_\alpha \tan \alpha)^2}} \left[1 - \frac{\mu W (1 - i_s)}{4\sqrt{(C_s i_s)^2 + (C_\alpha \tan \alpha)^2}} \right] \quad (3.74)$$

İşleyiş durumları ile birlikte μ , W , C_s ve C_α değerlerinin de değişebileceği unutulmamalıdır. Örneğin, verilen bir yüzey üzerinde μ , C_s ve C_α değerlerinin normal yük ile operasyon hızının fonksiyonları olduğu bulunmuştur. Frenleme ve döndürme işlemlerini içeren bir dinamik manevra içerisinde, manevranın devamına yönelik tekerlek hızının ve normal yük değerinin araçtaki durum değişimine dair dikkat edilmesi gerekir. Daha kesin tahmin değerlerine ulaşmak için μ , C_s ve C_α değerleri ve diğer tekerlek parametreleri üzerindeki normal yük ve tekerleğin hız etkisinin uygun bir şekilde hesap edilmesi gereklidir.

Tekerlek davranış modellemesi için yarı deneysel bir metot, ticari araçların frenleme performansı ve yönsel etkilenmeyi simule etmek için bir bilgisayar modellemesi yukarıda tanımlanmıştır. Bir tekerleğin hem frenleme hem de dönmesi sırasındaki frenleme ve dönme kuvvetlerini tahmin etmek yukarıda sunulan metot dikkate alınmalıdır. Benzer bir yaklaşımda, boylamsal kayma ve kayma açısı kombinasyonunun fonksiyonları ile çekiş ve dönme kuvvetlerini tahmin etmek için formüle edilmiştir.

Yukarıda tanımlanan metotlara ilaveten, bir dizi farklı tekerlek modellerine dair, araç dinamikleri üzerinde yapılan çalışmalarda kullanılması için önerilen ve geliştirilen bir metot vardır.

Örneğin; normal yüklü (24.15 kN (5430 lb.)) bir kamyon tekerleği ($10 \times 20 / F$), kuru bir asfalt kaldırım üzerinde bir yol tutunma katsayısı ($\mu = 0.85$) ile dönüyor. Tekerleğin dönme sertliği C_α değeri 133.30 kN/rad (523 lb/dec) ve boylamsal sertlik C_s değeri 186.82 kN/unit skid (42,000 lb/unit skid) ise tekerleğin kayma açısının $\alpha = 4^\circ$ ve boylamsal patinajın %10 olarak dönmesi için frenleme ve dönme kuvvetini bulalım.

Verilen işlem durumu altında çalışan tekerleğin temas yüzeyi üzerinde kayma olup olmadığının belirlenmesi için l_c / l_t oranının eşitlik 3.66 kullanılarak hesaplanması gerekir;

$$\frac{l_c}{l_t} = \frac{\mu W(1 - i_s)}{2\sqrt{(C_s i_s)^2 + (C_\alpha \tan \alpha)^2}} = \frac{0.85 \times 24.15 \times (1 - 0.1)}{2\sqrt{(186.82 \times 0.1)^2 + (133.30 \times 0.0699)^2}} = 0.442$$

$l_c / l_t < 1$ olduğundan dolayı temas yüzeyinin bir kısmında kaymanın olduğu söylenebilir. Frenleme kuvveti de eşitlik 3.71 kullanılarak tahmin edilebilir;

$$\begin{aligned}
F'_x = F_{xa} + F_{xs} &= \frac{\mu W C_s i_s}{\sqrt{(C_s i_s)^2 + (C_\alpha \tan \alpha)^2}} \left[1 - \frac{\mu W (1 - i_s)}{4 \sqrt{(C_s i_s)^2 + (C_\alpha \tan \alpha)^2}} \right] \\
&= \frac{0.85 \times 24.15 \times 186.82 \times 0.1}{\sqrt{(186.82 \times 0.1)^2 + (133.30 \times 0.0699)^2}} \left[1 - \frac{0.85 \times 24.15 (1 - 0.1)}{4 \sqrt{(186.82 \times 0.1)^2 + (133.30 \times 0.0699)^2}} \right] \\
&= 14.30 \text{ kN} (3215 \text{ lb})
\end{aligned}$$

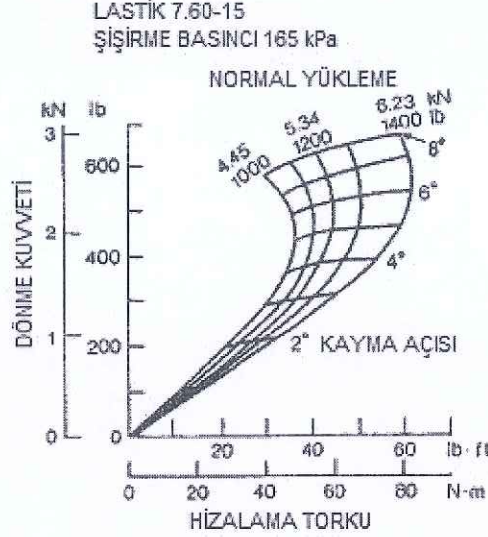
Eşitlik 3.74 kullanılarak dönme kuvveti tahmin edilebilir;

$$\begin{aligned}
F_{y\alpha} = F_{y\alpha a} + F_{y\alpha s} &= \frac{\mu W C_\alpha \tan \alpha}{\sqrt{(C_s i_s)^2 + (C_\alpha \tan \alpha)^2}} \left[1 - \frac{\mu W (1 - i_s)}{4 \sqrt{(C_s i_s)^2 + (C_\alpha \tan \alpha)^2}} \right] \\
&= \frac{0.85 \times 24.15 \times 133.30 \times 0.0699}{\sqrt{(186.82 \times 0.1)^2 + (133.30 \times 0.0699)^2}} \left[1 - \frac{0.85 \times 24.15 (1 - 0.1)}{4 \sqrt{(186.82 \times 0.1)^2 + (133.30 \times 0.0699)^2}} \right] \\
&= 7.14 \text{ kN} (1605 \text{ lb})
\end{aligned}$$

3.4.2 Kayma Açısı Ve Hizalama Torku

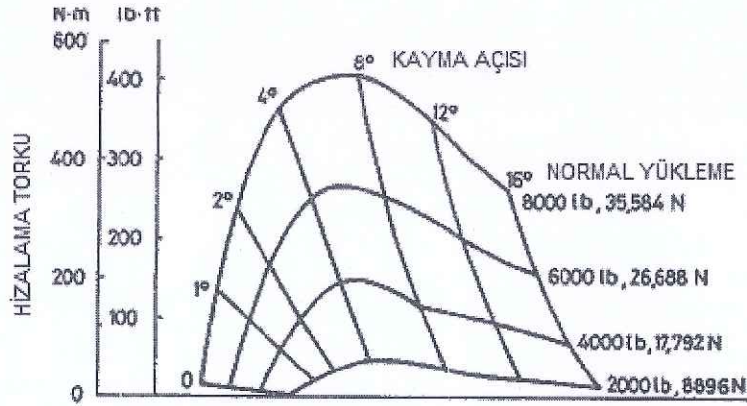
Bölüm 3.4.1’de bahsedildiği üzere, tekerlek merkezine uygulanan F'_s yanal kuvveti ve zemin üzerinde oluşan $F_{y\alpha}$ dönme kuvveti, Şekil 3.22’de gösterildiği gibi lineer değildir. Bu nedenle, genelde hizalama veya kendini hizalayan tork olarak bilinen bir torkun yükselmesine neden olur. Bir yolcu araba tekerleğinin farklı normal yükler ve farklı kayma açıları altında oluşan hizalama torkuna karşı dönme kuvvetinin bir planı Şekil 3.37’de gösterilmiştir. Şekil 3.38 ve 3.39’da, bir çapraz katmanlı (10.00-20/F) ve bir de radyal katmanlı (10.00-20/G) kamyon tekerleği için normal yükler ve kayma açıları altında oluşan hizalama tork varyasyonları sırasıyla gösterilmiştir. Verilen bir yük altında kayma açısındaki bir artışla beraber önce hizalama torkunun da arttığına dikkat edilmelidir. Kayma açı değeri belirli bir değere ulaştığı anda tork değeri maksimum seviyeye gelir. Kayma açısında daha ileri seviyelerdeki artışlarda ise tork miktarı azalır. Bunun asıl nedeni, yüksek kayma açıları altında tekerlek yüzeyi ile zemin arasında kayma olmasından dolayıdır. Bu da dönme kuvveti uygulamasında ileriye dönük değişkenliğe neden olur. Belirli yükler ve hava basınçlarına sahip ve 1°’lik kayma açısı altındaki kamyon tekerlekleri için ölçülmüş çeşitli pnömomatik izlere dair bir örnek Tablo 3.5’te gösterilmiştir. Tablodan

görülebilmektedir ki farklı kamyon tekerlekleri için 4.6 cm (1.8 in.) ile 7.1 cm (2.8 in.) arasında değişen farklı pnömatik izler ortaya çıkar. Yeni bir çapraz katmanlı kamyon tekerleği için 5.8 cm (2.3 in.) ve yeni bir radyal katmanlı kamyon tekerleği için 5.3 cm (2.1 in.) karakteristik değerleri vardır.



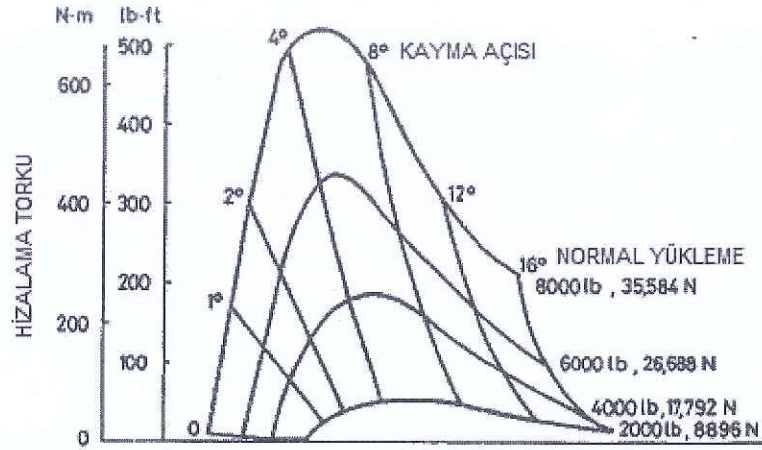
Şekil 3.37: Binek Araç Tekerleğinin Farklı Normal Yükler ve Farklı Kayma Açılı Altında Oluşan Hizalama Torkuna Karşı Dönme Kuvvetinin Bir Planı

Kaynak: V.E. Gough, 'Practical Tire Research' SEA Transactions,1964



Şekil 3.38: Çapraz Katmanlı Kamyon Tekerleği İçin Normal Yükler ve Kayma Açılı Altında Oluşan Hizalama Tork Varyasyonları

Kaynak: L.Segel, 'The Mechanics of Heavy-Duty Trucks and Truck Combinations' Konferansı,University of Michigan,Ann Arbor,1984



Şekil 3.39: Radyal Kamyon Tekerleği İçin Normal Yükler ve Kayma Açılı Altında Oluşan Hizalama Tork Varyasyonları

Kaynak: L.Segel, 'The Mechanics of Heavy-Duty Trucks and Truck Combinations' Konferansı, University of Michigan, Ann Arbor, 1984

Boylamsal kayma, önemli ölçüde hizalama torkunu etkiler. Genel olarak sürüş torku, verilen bir kayma açısı altında karşıt etki sağlayan bir frenleme torku süresince hizalama torkunu artırır. Hava basıncı ve normal yük parametreleri hizalama torku üzerinde dikkate değer etkiye sahiptir. Bunu nedeni ise tekerlek temas yüzeyinin ölçüsünü etkilemeleridir. Daha yüksek normal yük ile daha düşük hava basınç değerleri, tekerlek temas uzunluğunun ve bundan dolayı da pnömatik izin uzamasına neden olur. Bu durum da hizalama torkunda artış meydana getirir.

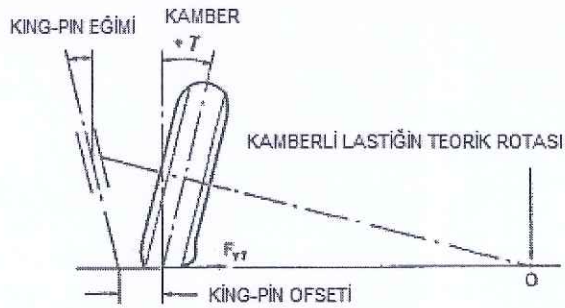
3.4.3. Tekerlek Eğimi Ve Eğim Kuvveti

Tekerlek eğimi, yola dik uzanan bir eksen ile tekerlek eksenini arasındaki eğime denir ve Şekil 3.40'da gösterildiği gibi aracın ön ve arka doğrultularından görülebilir. Bu eğim, eksensel basıncı taşır ve king-pim eksenini ile tekerlek düşey eksenini arasındaki mesafeyi azaltır. Yolcu araba tekerlekleri için bu eğim açısı 0.5° - 1° arasındadır. Yüksek eğim açıları ise tekerlek aşınmalarının artmasına neden olur.

Tablo 3.5: Belirli Yükler ve Hava Basınçlarına Sahip ve 1 Derecelik Kayma Açısı Altındaki Kamyon Tekerlekleri İçin Ölçülmüş Çeşitli Pnömatik İzler

Lastik Tipi	Lastik Yapısı	Pnömatik İzler	
		cm	in.
Michelin Radial 11R22.5XZA (1/3 Tread)	Radyal	6.17	2.43
Goodyear Unisteel II, 10R22.5LRF at 620 kPa (90 psi)	Radyal	6.15	2.42
Michelin Radial 11R22.5XZA (1/2 Tread)	Radyal	5.89	2.32
Goodyear Unisteel G159, 11R22.5LRG at 655 kPa (95 psi)	Radyal	5.87	2.31
Michelin Radial 11R22.5XZA	Radyal	5.51	2.17
Goodyear Unisteel G159, 11R22.5LRG at 792 kPa (115 psi)	Radyal	5.46	2.15
Goodyear Unisteel II, 10R22.5LRF at 758 kPa (110 psi)	Radyal	5.41	2.13
Michelin Radial 11R22.5XZA	Radyal	5.38	2.12
Michelin Pilote 11/80R22.5XZA	Radyal	4.62	1.82
New Unspecified Model 10.00-20/F	Çapraz Katmanlı	5.89	2.32
Half-Worn Unspecified Model 10.00-20/F	Çapraz Katmanlı	7.14	2.81
Fully-Worn Unspecified Model 10.00-20/F	Çapraz katmanlı	6.55	2.58

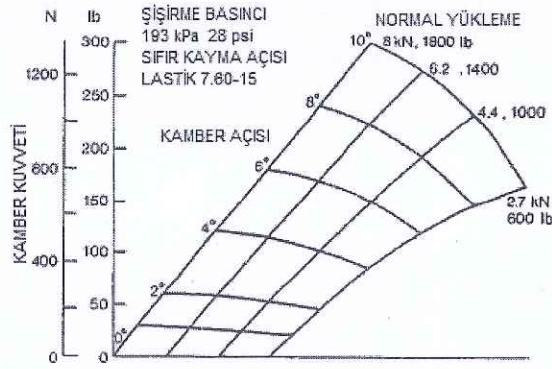
Kaynak: P.S. Fancher, R.D. Ervin, C.B. Winkler, T.D. Gillespie, 'A Fact Book of The Mechanical Properties of the Components for Single Unit and Articulated Heavy Trucks,' Report No:DOT HS 807 125, National Highway Traffic Safety Administration, U.S. Department of Transportation, 1986



Şekil 3.40: Kamberin Lastiğe Etkisi

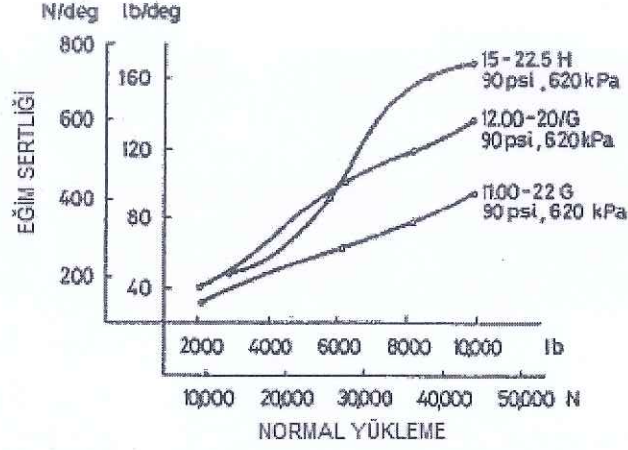
Tekerlek eğimi, temas yüzeyi üzerinde yanal bir kuvvetin oluşmasına neden olur. Bu yanal kuvvet genellikle F_{yy} ile gösterilen eğim kuvveti olarak anılır ve bu kuvvetin ortaya çıkışı şu şekilde açıklanabilir. Belli bir eğim açısı ile boşa dönen bir

tekerlek, Şekil 3.40'da gösterilen *O* noktası etrafında döner. Bununla birlikte eğim açısıyla duran tekerlek, takılı olduğu araç nedeniyle ileriye doğru düz bir çizgide hareket etmeye zorlanır. Eğimden dolayı zemin düzlemi üzerinde yanal bir kuvvet ortaya çıkar. Eğim kuvveti tekerlek merkezinin ilerisine doğru hareket etme eğilimindedir bu nedenle de küçük bir eğim torku oluşur. Eğim kuvveti ile eğim açısı arasındaki ilişki (kayma açısı sıfırken), bir çapraz katmanlı yolcu araba tekerleği için Şekil 3.41'de gösterilmiştir. Şekilden görülebilir ki eşdeğer kayma açıları altında eğim kuvveti dönme kuvvetinin yaklaşık olarak beşte birine eşittir. Farklı tekerleklerin eğim karakteristiklerinin karşılaştırılmasına dair bir ölçüm parametresi geliştirilmiştir ve buna genel olarak eğim sertliği denmektedir. Eğim açısının sıfır olduğu kabul edilerek eğim kuvvetinin türevi alınarak hesaplama yapılır.



Şekil 3.41: Çapraz Katmanlı Binek Araç Tekerleği İçin, Eğim Kuvveti İle Eğim Açısı Arasındaki İlişki

Kaynak: D.L Nordeen, A.D. Cortese, 'Force and Moment Characteristics of Rolling Tires' Society of Automotive Engineers, Paper 713A, 1983



Şekil 3.42: Belirli Bir Hava Basıncına Sahip Üç Kamyon Tekerleğinin Normal Yük Altında Eğim Sertliğinin Değişimi

Kaynak: Kaynak: L.Segel, 'The Mechanics of Heavy-Duty Trucks and Truck Combinations' Konferansı, University of Michigan, Ann Arbor, 1984

$$C_{\gamma} = \left. \frac{\partial F_{y\gamma}}{\partial \gamma} \right|_{\gamma=0} \quad (3.75)$$

Dönme sertliğine benzer şekilde normal yük ve tekerlek hava basıncı, eğim sertliği üzerinde etkilidir. Şekil 3.42'de belirli bir hava basıncına (620 kPa (90 psi)) sahip üç kamyon tekerleğinin normal yük altında eğim sertliğinin nasıl değiştiği gösterilmiştir. Kamyon tekerlekleri için eğim sertliğinin değeri, aynı şartlar altında dönme sertliğinin yaklaşık olarak 1/5'i ile 1/10'u arasında bulunmuştur.

Belirli bir kayma açısı altında eğilmiş bir tekerleğin toplam yanıl kuvveti ile toplam dönme kuvveti ($F_{y\alpha}$) ve eğim kuvveti ($F_{y\gamma}$) aşağıdaki denklemde verilmiştir;

$$F_y = F_{y\alpha} \pm F_{y\gamma} \quad (3.76)$$

Eğer dönme kuvveti ile eğim kuvveti aynı yönde ise yukarıdaki denklemde pozitif işaret olmalıdır. Küçük değerdeki kayma ve eğim açıları için dönme kuvveti ile kayma açısı arasındaki ilişki ile eğim açısı ve eğim kuvveti arasındaki ilişki tamamen lineerdir. Belirli bir kayma açısı altında eğilmiş bir tekerleğin toplam yanıl kuvvet miktarı aşağıda verilen denklemle bulunur.

$$F_y = C_{\alpha}\alpha \pm C_{\gamma}\gamma \quad (3.77)$$

İlk tartışılması gereken konu, kayma açısı ile eğim açısına bağlı olan yanal kuvvetlerin bir hizalama torku üretmeleridir. Hizalama torku kayma açısına bağlıdır ancak genelde çok daha büyüktür.

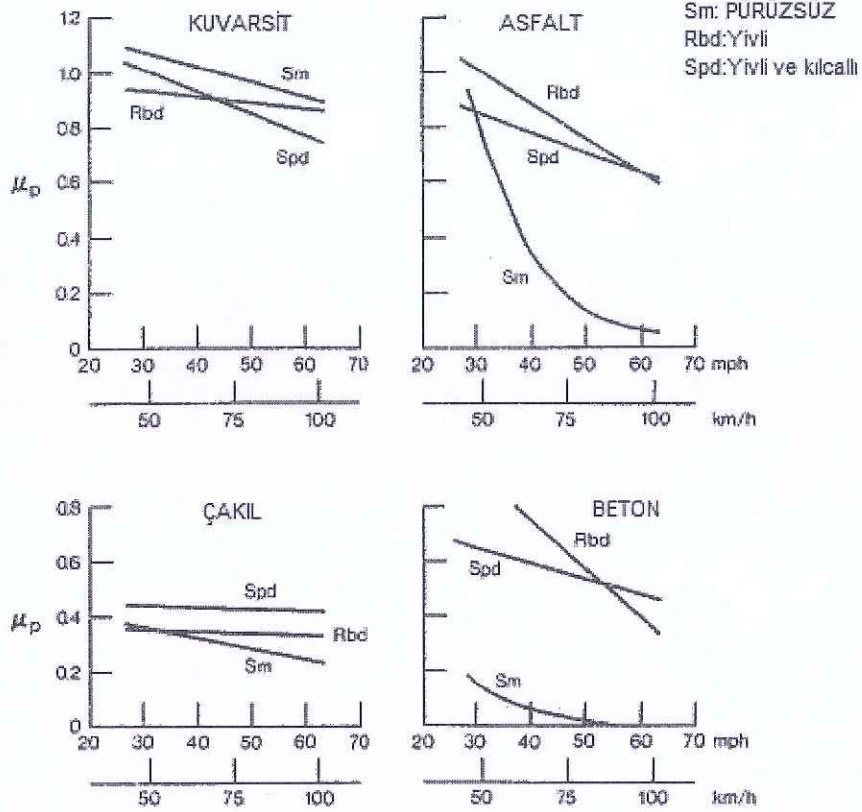
3.5. Islak Zemin Üzerindeki Tekerleklerin Performansı

Islak zemin üzerindeki tekerleklerin durumu, bir aracın kaygan yollarda ortaya çıkabilecek kaza olayları gibi daha çok güvenlik konusuyla alakalıdır. Islak zemin üzerinde hareket eden tekerleklerin performansı zeminin yüzey yapısına, ıslaklık yaratan suyun derinliğine, tekerlek yüzey kalıbına, tekerlek yüzey derinliğine ve tekerleğin çalışma durumuna (örneğin tekerleğin boşa dönmesi, frenleme yapması, hızlanması veya dönüş yapması...gibi) bağlıdır. Islak zemin üzerinde tekerleklerin sergilediği tutunma performansı daha çok tekerlek yüzeyi ile zemin arasındaki temas durumuna bağlıdır. Temas bölgesi içinde bulunan suyun mümkün mertebe ortadan kaldırılması gerekliliğinde şüphe yoktur.

Tekerlek ile yol arasında etkili bir temas oluşması için tekerlek yüzey kalıbının, temas bölgesindeki sıvı akışını kolaylaştıracak şekilde dizayn edilmiş olması gerekir. Ayrıca kaldırım yüzeyinin de mümkün olduğunca sıvı akışını kolaylaştıracak nitelikte bir drenaj yapısına sahip olması önem taşır. İyi bir patinaj direnci sağlamak için yol yüzey yapısının iki niteliğe sahip olması gerekir; birincisi bütün sıvının boşaltılmasına uygun bir makro yapıya sahip olmalı, ikincisi ise boşaltımın ardından kalan sıvı katmanını içine alabilecek derecede keskin noktalı mikro yapı içermelidir.

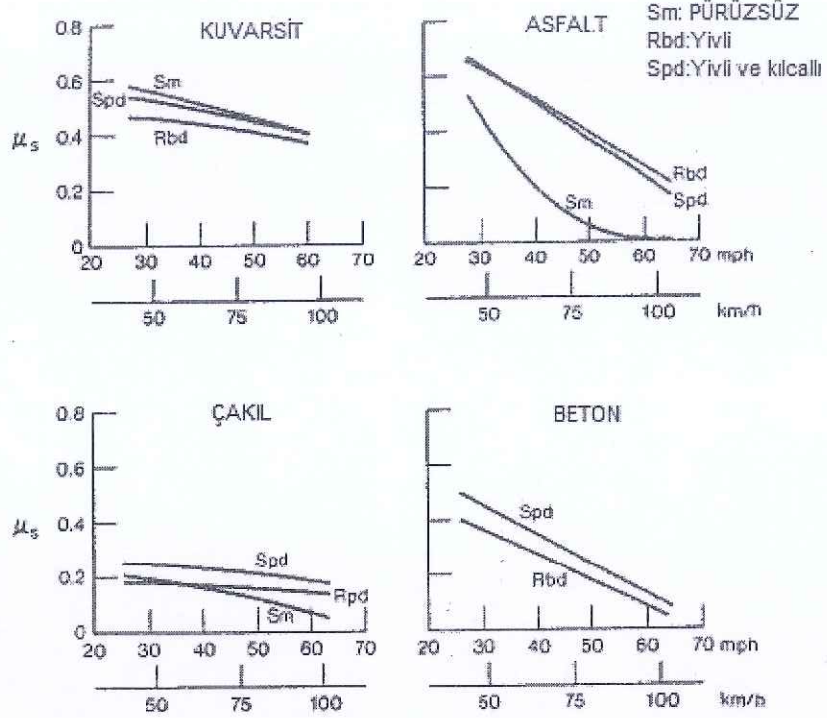
Birkaç araştırmacı tarafından farklı ıslak yüzeyler üzerinde hareket eden tekerleklerin frenleme performanslarına hız ve tekerlek yüzey yapısının etkisini içeren deneysel çalışmalar yapılmıştır. Düz, kırıklı ve kırıklı yivli şeklinde farklı yüzey yapılarına sahip tekerleklerin belirli bir hız değerinde ıslak kuvarsit, asfalt çakıllık ve beton yüzeyler üzerindeki yol tutuş katsayısının değişken (μ_s) ve zirve (μ_p) değerleri Şekil 3.43 ve 3.44'te gösterilmiştir. Şekillerden görülebilir ki ıslak asfalt ve beton zeminler üzerindeki farklı yüzey yapılarına sahip tekerleklerin yol tutuş katsayıları arasında belirgin bir farklılık vardır. Tekerlek yüzey yapısı yol tutuş

katsayısının değerini artırır ve hızına bağlı olarak azaltır. Bunun aksine ıslak kuvarsit zemin üzerinde hareket eden tekerlekler için tekerlek yüzey yapısının etkisi azdır ve bütün hız değerlerinde bu durum devam eder. Bu nedenle söylenebilir ki yüzeyi şekilli bir tekerleğin düz olana kıyasla yol tutuş performansındaki avantajı sadece kötü drenaj yapılmış yollar için geçerlidir.



Şekil 3.43: Çeşitli Yüzeylerde Yol Tutuş Katsayısının Değişimi

Kaynak: 'Mechanics of Pneumatic Tires' S.K. Clark, Monograph 122, National Bureau of Standards, 1971



Şekil 3.44: Çeşitli Yüzeylerde, Islak Zeminde Yol Tutuş Katsayısının Değişimi

Kaynak: 'Mechanics of Pneumatic Tires' S.K. Clark, Monograph 122, National Bureau of Standards, 1971

Tekerlek yüzey yapısı, ıslak zemin üzerinde hareket tekerlek için sadece yeterli kapasitede su rezervuar özelliği sağladığı zamanlarda yol tutuşa etki eden önemli bir fonksiyon olmaktadır ve bu durumun geçerliliği tekerlek yüzey aşınmalarına bağlı olarak yüzey yapı derinliğinin yeterli düzeyde kalmasıyla mümkündür. Tekerlek yüzey derinliğinin azalması ile beraber yol tutuş katsayısındaki düşüş, pürüzlü yüzey yapısına sahip yollara kıyasla düz yapıya sahip yollarda daha fazla olur. Bunun temel nedeni pürüzlü yol yüzeylerin düz yüzeylere göre daha iyi drenaj özelliğine sahip olmasıdır. Pnömatik bir tekerlek, sulu bir zemin üzerinde giderken frenleme yaptığı zaman, tekerleğin devinimi sıvı içerisinde hidrodinamik bir basınç yaratır. Bu hidrodinamik basınç tekerleğe etki ederek hızının karesi değerinde artırır ve zemin ile tekerleği ayırmaya zorlar. Düşük hızlarda tekerleğin ön kısmında bir takoz veya film tabakası şeklinde sıvı hareketi olur. Bu sıvı film tabakası, tekerlek hızını artırarak temas yüzeyinin arka kısımlarına uzanır. Belirli bir hız değerinde, bu sıvı film tabakası dikey yüke eşit şekilde bir kaldırma etkisi yaratır, tekerlek tamamen sıvı içinde döner ve zeminle tekerlek arasındaki

bütün temas yüzeyi kaybolur. Bu durum, Şekil 3.45’te de gösterildiği gibi genellikle “hidrokayma” olarak isimlendirilir.

Düz veya kapalı yüzey yapısına sahip tekerleklerde, zemindeki suyun hareketini sağlayan su yollarının oluşmasına izin verilmez. Bu durum, zemindeki suyun tekerlek yiv derinliğini doldurması neticesinde yivli yüzey yapısına sahip tekerlekler için de geçerlidir. Hidrokaymaya neden olan tekerlek hız değeri, hidrodinamik teorisine bağlı olarak belirlenebilir. Kabul edilebilir ki hidrodinamik kuvvetin (F_h) kaldırma bileşeni; tekerlek-zemin temas alanına (A), sıvı yoğunluğuna (ρ_f) ve araç hızının (V) karesine bağlıdır.

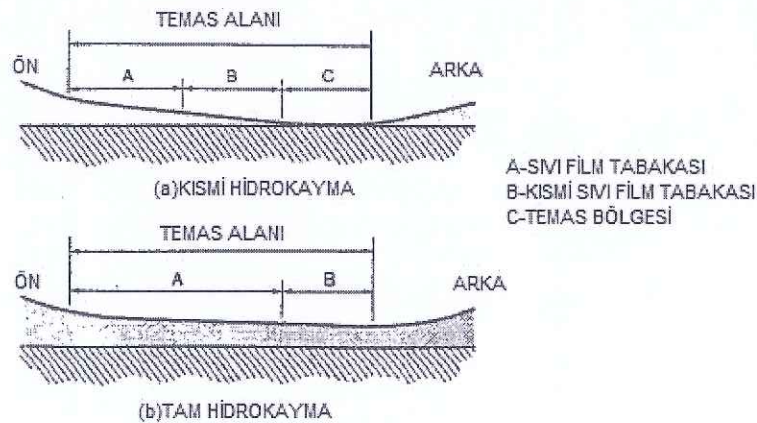
$$F_h \propto \rho_f AV^2 \quad (3.78)$$

Hidrokayma olduğu zaman, hidrodinamik kuvvetin kaldırma bileşeni tekerleğin dikey yük etkisine eşitlenir. Hidrokaymanın başladığı hız, nominal zemin temas basıncının (W / A) karekökü ile orantılıdır. Temas basıncı da tekerlek hava basıncı (p_i) ile orantılıdır. Kıyaslama buna bağlıdır ve Şekil 3.46’da gösterilmiştir.

Aşağıda verilen formül, hidrokayma hızını (V_p) tahmin etmek için Horne ve Joyner tarafından önerilmiştir;

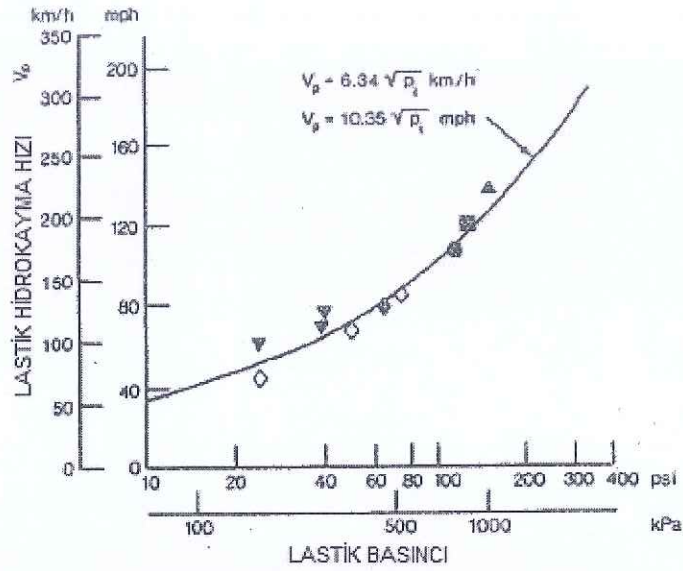
$$V_p = 10.35 \sqrt{p_i} \text{ mph} \quad (3.79)$$

$$V_p = 6.34 \sqrt{p_i} \text{ km/h} \quad (3.80)$$



Şekil 3.45: Sıvı Yüzeylerde Lastik Hidrokayması

Kaynak: ‘Mechanics of Pneumatic Tires’ S.K. Clark, Monograph 122, National Bureau of Standards, 1971



LASTİK	LASTİK BAŞI YÜK		ARAÇ
	lb	kN	
● 32 x 8.8 VII	9400	41.8	UÇAK
■ 44 x 13.0 VII	22,000	97.8	UÇAK
◆ 17.0-20 III 4.8 in. x 17 in. 124 mm x 432 mm	10,000	44.5	UÇAK C-123
▲ 30 x 13 VII	17,300	76.9	880 JET
◇ 12.50-16 38 in. x 12.5 in. 965 mm x 318 mm	5600	24.9	KAMYON
▽ 670-15	925	4.1	OTOMOBİL

Şekil 3.46: Hidrokayma Hızının Lastik Basıncı İle İlişkisi

Kaynak: W.B. Home, R.C. Dreher, 'Phenomena of Pneumatic Tire

Hydroplaning and Some Effects on Vehicle Performance' Society of Automotive Engineers, Paper 650145, 1965

Buradaki p_i değeri tekerleğin şişirme basıncıdır; eşitlik 3.79'da psi ve eşitlik 3.80'de kPa olarak verilmiştir.

Yolcu araç tekerlekleri için hava basıncı genellikle 193-248 kPa (28-36 psi) aralığındadır. 3.80 eşitliğine göre 193 kPa (28 psi) şişirme basıncına sahip bir tekerleğin hidrokayma hızı V_p yaklaşık olarak 88 km/h (54.7 mph) değerindedir ve bu hız, yolcu araçlarının normal çalışma koşulları içinde iyi seviyededir. Ağır yük kamyonları için şişirme basıncı genellikle 620-827 kPa (90-120 psi) aralığında değer alır. Eşitlik 3.80'den, 620 kPa (90 psi) şişirme basıncına sahip bir tekerleğin hidrokayma hızı V_p yaklaşık olarak 158 km/h (98 mph) değerindedir ve bu değer,

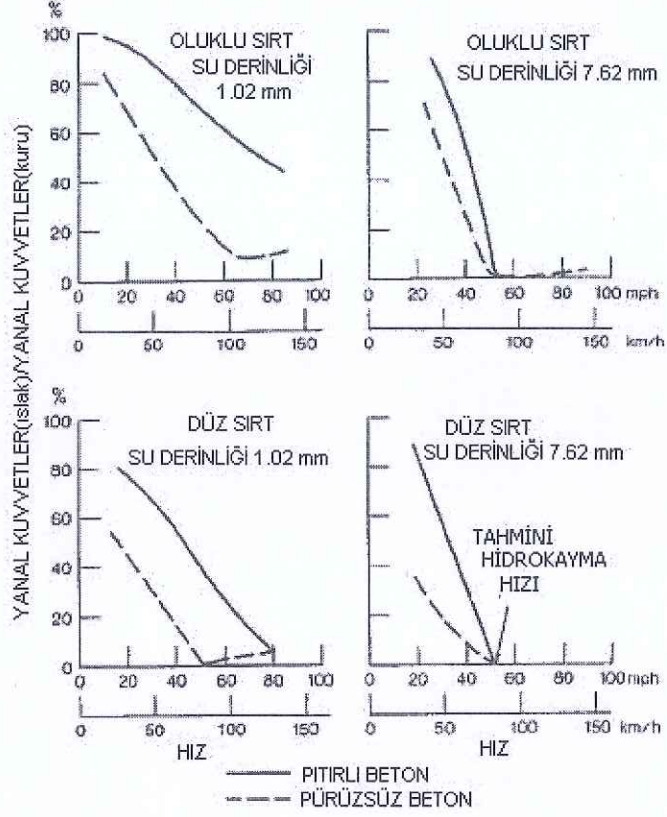
ağır yük kamyonlarının çalışma koşullarına göre normalin ötesindedir. Bu nedenle ağır yük kamyonları için normal koşullar altında hidrokaymanın mümkün olmadığı söylenebilir. Bununla beraber kamyon tekerleklerinin çekiş performansı, ıslak kaldırım üzerindeki sıvının varlığından önemli ölçüde etkilenmektedir. Sıvı derinliğinin yiv derinliğinden daha az olduğu ıslak zeminlerde çalışan yivli tekerlekler için hidrokayma hızını tahmin etmek çok karışıktır ve genel kabul gören bir teori henüz geliştirilmemiştir. Hidrokayma olayı için önemli olan parametreler kaldırım yüzey yapısı, kaldırım sıvı derinliği, sıvı viskozitesi, sıvı yoğunluğu, tekerlek hava basıncı, tekerlek normal yükü, tekerlek yüzey yapısı ve tekerlek yüzey derinliğidir.

Hidrodinamiğe etki eden en önemli etken, tekerlek ile zemin arasındaki yol tutuş katsayısının azalmasıdır. Bu etken frenlemeye, dönüş kontrolüne ve yönsel stabiliteye etki eder. Farklı hızlarda iki farklı ıslak zemin üzerinde yolcu araç tekerleklerinin dönme kuvvetinin bozulması Şekil 3.47’de gösterilmiştir.

Kamyon ve yolcu araç tekerleklerinin ıslak zemin üzerindeki çekiş performansları arasındaki fark, tasarım önceliklerinin farklı olmadığından kaynaklanmaktadır. Farklı tekerlek yüzey derinliğindeki radyal katmanlı yolcu araç tekerlekleri ile üç radyal katmanlı kamyon tekerleğinin ıslak zemin üzerindeki yol tutuş katsayısının zirve (μ_p) ve düşüş (μ_s) değerlerinin karşılaştırılması Şekil 3.48’de gösterilmiştir. Test edilen kamyon tekerleklerinin çekiş performanslarının yolcu araç tekerleklerinkinden daha zayıf olduğu görülebilir.

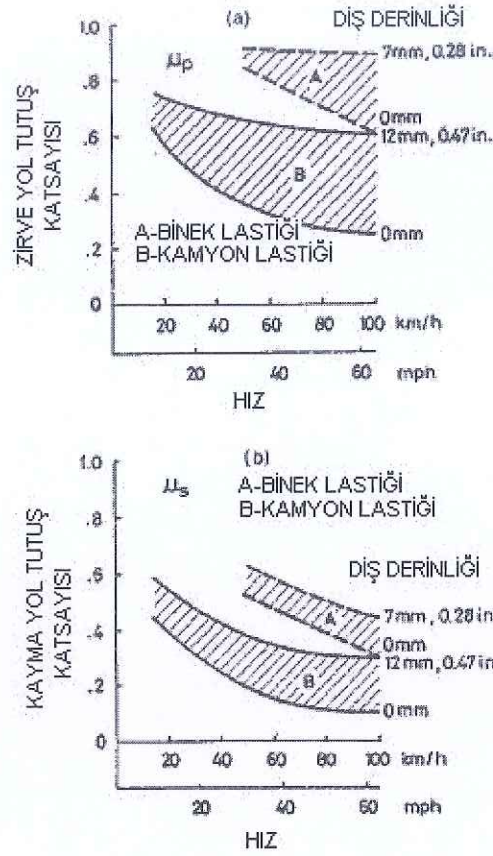
Ağır kamyon tekerleklerinin tasarımı, tekerlek yüzey ömrü üzerinde daha önemlidir. Sonuç olarak söylenebilir ki kamyon tekerleklerinin yüzey yapıları ve bileşenleri, yolcu araç tekerleklerine kıyasla farklılık gösterir. Örneğin kamyon tekerlekleri için daha çok doğal kauçuktan üretilen bileşenler kullanılırken, yolcu araç tekerlekleri için yaygın bir şekilde sentetik kauçuk bileşenler kullanılır. Bu bağlamda, doğal kauçuk bileşenler daha yüksek aşınma direnci ve daha düşük kesilme kayıpları sergiler. Sentetik kauçuk bileşenler ise esasında daha yüksek yol tutuş katsayısı sağlar, özellikle de ıslak kaldırımlar üzerinde. Kamyon ve yolcu araç tekerleklerinin çekiş performanslarındaki önemli farklılık, aracın durma mesafesinde

önemli farklılıklara neden olur. Örneğin ıslak ve kaygan bir yüzey üzerinde, ağır yük kamyon tekerleklerinin durma mesafesi, yüksek kavrama yüzeyine sahip yolcu araç tekerleklerinin durma mesafesine kıyasla 1.65-2.65 kez daha uzun olduğu raporlanmıştır.



Şekil 3.47: Farklı Hızlarda İki Farklı Islak Zemin Üzerinde Yolcu Araç Tekerleklerinin Dönme Kuvvetinin Bozulması

Kaynak: W.B. Home, U.T. Joyner, 'Pneumatic Tire Hydroplaning and Some Effects on Vehicle Performance' Society of Automotive Engineers, Paper 650145,1965



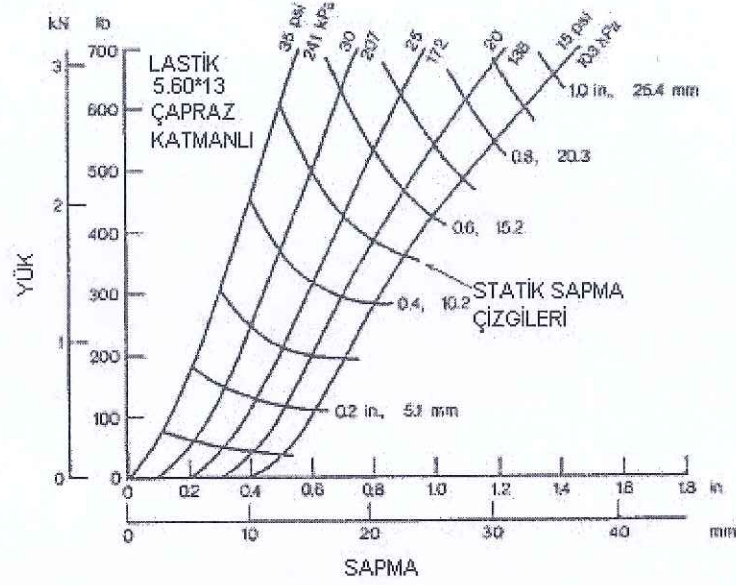
Şekil 3.48: Farklı Diş Derinliğindeki Radyal Katmanlı Yolcu Lastiği İle Üç Radyal Katmanlı Kamyon Tekerleğinin Islak Zemin Üzerindeki Yol Tutuş Katsayısının Zirve Ve Düşüş Değerlerinin Karşılaştırılması

Kaynak: L. Segel, 'The Mechanics of Heavy-Duty Trucks and Truck Combinations' Engineering Summer Konferansı, University of Michigan, Ann Arbor, 1984

3.6. Tekerleklerin Sürüş Özellikleri

Pnömatik bir tekerleğin iki temel fonksiyonu; araç ağırlığının desteklenmesi ve yüzey düzensizliklerini yastıklamasıdır. Şişirilmiş bir tekerleğe normal bir yük uygulandığı zaman, yol artışıları olarak sürekli olarak sapma gösterir. Şekil 3.49'da, farklı hava basınçlarında ve 5.60x13 ebatlarında çapraz katmanlı bir tekerleğin statik yük sapma oranları gösterilmiştir. Şekil 3.49'da gösterilen diyagram tipi genellikle kafes bölgesi olarak bilinir ve yük sapma eğrilerinin orjinleri, şişirme basıncına orantılı bir şekilde eksen sapması boyunca yer değiştirir. Sabit sapma için yük ile şişirme basıncı arasındaki ilişki, kafes bölgesi içinde de gösterilebilir. Şekil 3.50'de

165x13 ebatlarındaki bir radyal katmanlı yolcu araç tekerleğinin statik yük, şişirme basıncı ve sapma arasındaki ilişkisi gösterilmiştir. 11-36 ve 7.50-16 ebatlarındaki traktör tekerleklerinin farklı şişirme basınçlarında yük-sapma kafes bölgesi sırasıyla 3.51 ve 3.52’de gösterilmiştir. Şekil 3.53’de de 26x12.00-12 ebatlarındaki bir arazi işleme araç tekerleğinin farklı şişirme basınçları altında yük-sapma eğrileri gösterilmiştir. Dikey yük-sapma eğrileri, tekerleklerin statik dikey sertliğini tahmin etme adına uygundur.



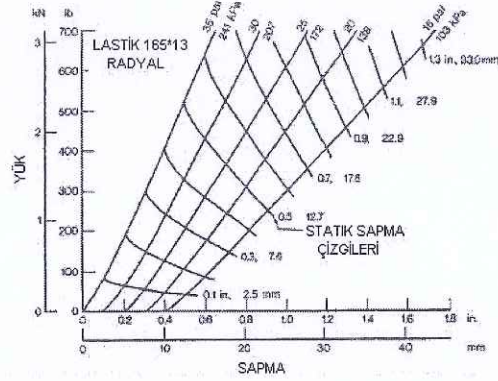
Şekil 3.49: Farklı Hava Basınçlarında ve 5.60*13 Ebatlarında Çapraz Katmanlı Bir Tekerleğin Statik Yük Sapma Oranları

Kaynak: J.A. Overton, B.Mills, C.Ashley, 'The Vertical Response Characteristics of the Non-Rolling Tire' Proc. Institution of Mechanical Engineers, vol 184, part 2A, no.2, 1969-1970

Araç vibrasyon analizi ve sürüş simülasyonunda, pnömomatik bir tekerleğin yastıklama karakteristikleri, farklı matematik modeller ile yeniden sunulabilir. Şekil 3.54’de en geniş çapta kullanılan ve en basit model sunumu, pnömomatik bir tekerleğin vibrasyonunun temelinde bir kütle elementi ve viskoz sönümlenme elementi ile paralel şekilde lineer yaylanma oluşumu gösterilmiştir. Şekil 3.54’de gösterilen söz de “viskoelastik” model gibi farklı modeller de önerilmiştir.

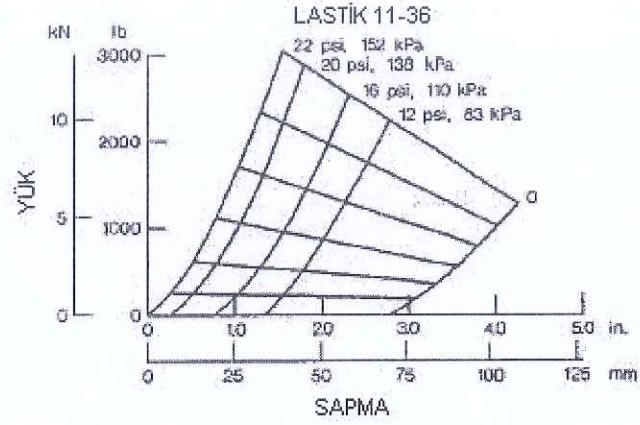
Test koşullarına bağlılık, üç farklı tipteki tekerlek dikey sertliği tanımlanabilir; statik, dönen ve dönmeyen dinamik sertlikler.

Statik Sertlik: Bir tekerleğin statik dikey sertliği, Şekil 3.49-3.53’de gösterilen statik yük-sapma eğrilerinin eğiminden hesaplanabilir. Verilen bir şişirme basıncında, hem çapraz hem de radyal katmanlı tekerlekler için yük-sapma karakteristikleri, düşük yük değişimlerine kıyasla daha çok veya daha az lineerdir. Sonuç olarak kabul edilebilir ki tekerlek dikey sertliği, pratik anlamda yükten bağımsızdır. 165x13 ebatlarında radyal katmanlı bir tekerleğin şişirme basıncıyla farklı sertlik değerleri Şekil 3.55’te gösterilmiştir. Gösterilen sertlik değerleri, Şekil 3.50’de gösterilen yük-sapma eğrilerinden elde edilmiştir. Farklı şişirme basınçları altında 11-36 ve 7.5-16 ebatlarındaki traktör tekerleklerinin ve 26x12.00-12 ebatındaki arazi işleme araç tekerleğinin statik dikey sertlik değerleri ile Tablo 3.6’da gösterilmiştir.



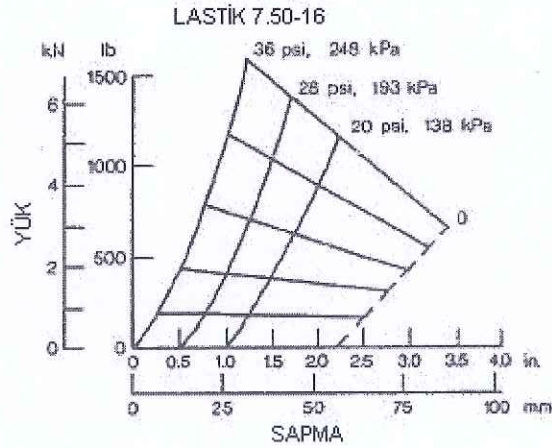
Şekil 3.50: 165*13 Ebatlarındaki Bir Radyal Katmanlı Yolcu Araç Tekerleğinin Statik Yük, Şişirme Basıncı ve Sapma Arasındaki İlişki

Kaynak: J.A. Overton, B.Mills, C.Ashley, 'The Vertical Response Characteristics of the Non-Rolling Tire' Proc. Institution of Mechanical Engineers, vol 184, part 2A, no.2, 1969-1970



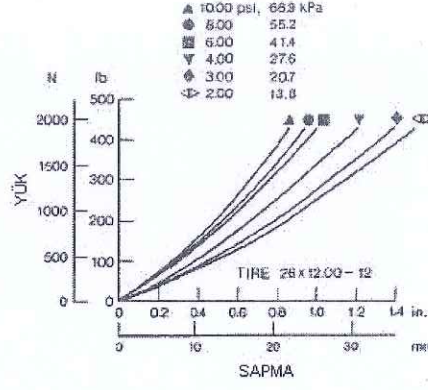
Şekil 3.51: 11-36 Ebatlarındaki Traktör Tekerleğinin Farklı Şişirme Basınçlarında Yük-Sapma Kafes Bölgesi

Kaynak: J. Matthews, J.D.C Talamo, 'Ride Comfort for Tractor Operators,III. Investigation of Tractor Dynamics by Analogue Computer Simulation' Journal of Agriculture Engineering Research vol. 10,no:2,1965

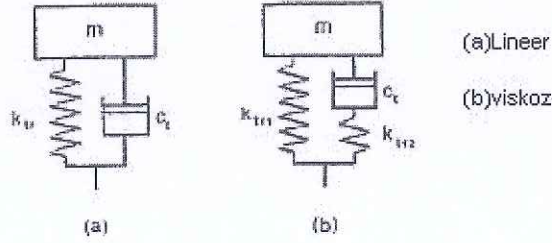


Şekil 3.52: 7.50-16 Ebatlarındaki Traktör Tekerleğinin Farklı Şişirme Basınçlarında Yük-Sapma Kafes Bölgesi

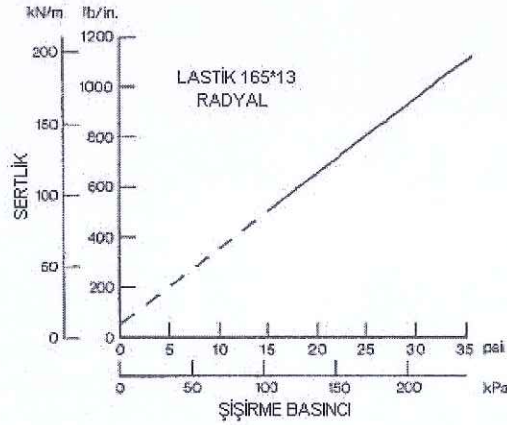
Kaynak: J. Matthews, J.D.C Talamo, 'Ride Comfort for Tractor Operators,III. Investigation of Tractor Dynamics by Analogue Computer Simulation' Journal of Agriculture Engineering Research vol. 10,no:2,1965



Şekil 3.53: 26*12.00-12 Ebatlarındaki Bir Arazi İşleme Araç Tekerleğinin Farklı Şişirme Basınçları Altında Yük-Sapma Eğrileri



Şekil 3.54: En Geniş Çapta Kullanılan Ve En Basit Model Sunumu, Pnömatik Bir Tekerleğin Vibrasyonun Temelinde Bir Kütle Elementi Ve Viskoz Sönümlenme Elementi İle Paralel Şekilde Lineer Yaylanma Oluşumu



Şekil 3.55: 165*13 Ebatlarında Radyal Katmanlı Bir Tekerleğin Şişirme Basıncıyla Farklı Sertlik Değerleri

Kaynak: J.A. Overton, B.Mills, C.Ashley, 'The Vertical Response Characteristics of the Non-Rolling Tire' Proc. Institution of Mechanical Engineers, vol 184, part 2A, no.2 1969-1970

Dönmeyen Dinamik Sertlik: Dönmeyen bir tekerleğin dinamik sertliği farklı metotlar kullanılarak elde edilebilir. Bu metotların en basitlerinden biri “düşme testi” olarak bilinir. Bu testte, belirli bir yük altındaki tekerleğin, sadece zeminle temas etmesi sağlanarak bir yükseklikten serbest düşmesine izin verilir. Sonuç olarak tekerlek, test boyunca sadece zeminle temasta kalır. Tekerleğin geçici tepkisi kaydedilir. Tipik bir genlik bozulma izi Şekil 3.56’da gösterilmiştir. Tekerleğin viskoz sönümlenme katsayısı (c_{eq}) ve dinamik sertlik (k_z) değerleri, bozulma izi kullanılarak belirlenebilir. Bunun için tek serbestlik dereceli sistemin serbest titreşim teorisi kullanılmıştır.

$$c_{eq} = \sqrt{\frac{4m^2 \omega_d^2 \delta^2 / (\delta^2 + 4\Pi^2)}{1 - [\delta^2 / (\delta^2 + 4\Pi^2)]}} \quad (3.81)$$

$$k_z = \frac{m\omega_d^2}{1 - \delta^2 / (\delta^2 + 4\Pi^2)} \quad (3.82)$$

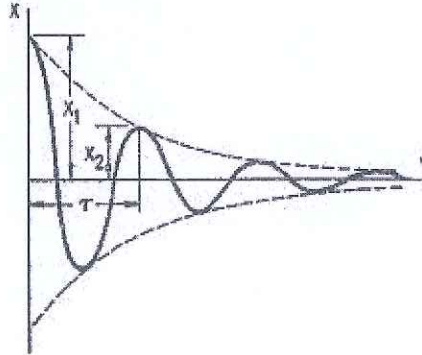
Burada ω_d değeri, m kütlesindeki bir tekerleğin sönümlü doğal frekansdır ve Şekil 3.56’da gösterilen genlik bozulma izi kullanılarak belirlenebilir.

$$\omega_d = 2\Pi / \tau \quad (3.83)$$

Burada τ değeri, Şekil 3.56’da gösterilen salınım periyodunun sönümünü ifade eder.

δ değeri logaritmik azalmayı temsil eder ve Şekil 3.56’da gösterilen herhangi iki ardışık genliğin (x_1 ve x_2 gibi) doğal logaritmik oranıyla ifade edilir.

$$\delta = \ln(x_1 / x_2) \quad (3.84)$$



Şekil 3.56: Tipik Bir Genlik Bozulma İzi

Düşme testi, bir ucunda kiriş mili uzanan bir tekerlek dayanıklılık test makinesi kullanılarak da yapılabilir. Bu makine, bir bidona karşı yüklenmiş test tekerleğini taşır. Testi başlatmak için kiriş yerleştirilir ve sistem kiriş mili etrafında açısız salınma ayarlanır. Açısız yer değiştirmenin genliği için bir iz bozulması kaydedilir. Burulmayla alakalı bu sistemin bir dizi denklem, yukarıda tanımlanan tek serbestlik dereceli lineer bir sistemle benzerlik gösterir ve bozulma izinden dolayı bir tekerleğin sönümlenme katsayısı ile dönmeyen dinamik sertlik değerinin eşdeğerinin belirlenmesi sağlanabilir.

11-36 ve 7.5-16 ölçülerindeki traktör tekerlekleri için dönmeyen dinamik sertlik ve sönümlenme katsayısı ile 26x12.00-12 ebatlarında arazi işleme araç tekerlekleri için sönümlenme katsayısı Tablo 3.6'da gösterilmiştir. 5.60-13 ebatlarında çapraz katmanlı ve 165x13 ebatlarında radyal katmanlı araç tekerlekleri için sönümlenme katsayısı Tablo 3.7'de verilmiştir.

Tablo 3.6: Lastiklerin Dikey Sertlik Değerleri

LASTİK	ŞİŞİRME BASINCI	YÜK	STATİK SERTLİK	DURUĞAN DİNAMİK SERTLİK	SÖNÜMLEME KATSAYISI
11-36 (4-ply)	82.7 kPa (12 psi)	6.67 kN (1500 lb)	357.5 kN/m (24,500 lb/ft)	379.4 kN/m (26,000 lb/ft)	2.4 kN · s/m (165 lb · s/ft)
		8.0 kN (1800 lb)	357.5 kN/m (24,500 lb/ft)	394.0 kN/m (27,000 lb/ft)	2.6 kN · s/m (180 lb · s/ft)
	110.3 kPa (16 psi)	9.34 kN (2100 lb)	—	423.2 kN/m (29,000 lb/ft)	3.4 kN · s/m (230 lb · s/ft)
		6.67 kN (1500 lb)	379.4 kN/m (26,000 lb/ft)	394.0 kN/m (27,000 lb/ft)	2.1 kN · s/m (145 lb · s/ft)
7.5-16 (6-ply)	138 kPa (20 psi)	8.0 kN (1800 lb)	386.7 kN/m (26,500 lb/ft)	437.8 kN/m (30,000 lb/ft)	2.5 kN · s/m (175 lb · s/ft)
		9.34 kN (2100 lb)	394.0 kN/m (27,000 lb/ft)	423.2 kN/m (29,000 lb/ft)	2.5 kN · s/m (175 lb · s/ft)
	193 kPa (28 psi)	3.56 kN (800 lb)	175.1 kN/m (12,000 lb/ft)	218.9 kN/m (15,000 lb/ft)	0.58 kN · s/m (40 lb · s/ft)
		4.45 kN (1000 lb)	175.1 kN/m (12,000 lb/ft)	233.5 kN/m (16,000 lb/ft)	0.66 kN · s/m (45 lb · s/ft)
	15.5 kPa (2.25 psi)	4.89 kN (1100 lb)	182.4 kN/m (12,500 lb/ft)	248.1 kN/m (17,000 lb/ft)	0.80 kN · s/m (55 lb · s/ft)
		3.56 kN (800 lb)	218.9 kN/m (15,000 lb/ft)	233.5 kN/m (16,000 lb/ft)	0.36 kN · s/m (25 lb · s/ft)
26 × 12.00-12 (2-ply)	27.6 kPa (4 psi)	4.45 kN (1100 lb)	226.2 kN/m (15,500 lb/ft)	262.7 kN/m (18,000 lb/ft)	0.66 kN · s/m (45 lb · s/ft)
		4.89 kN (1300 lb)	255.4 kN/m (17,500 lb/ft)	277.3 kN/m (19,000 lb/ft)	0.73 kN · s/m (50 lb · s/ft)
		1.78 kN (400 lb)	51.1 kN/m (3500 lb/ft)	—	0.47 kN · s/m (32 lb · s/ft)
		1.78 kN (400 lb)	68.6 kN/m (4700 lb/ft)	—	0.49 kN · s/m (34 lb · s/ft)

Kaynak: J.R. Ellis, Road Vehicle Dynamics, 1989

Tablo 3.7: Lastiklerin Sönümlenme Katsayıları

LASTİK	ŞİŞİRME BASINCI	SÖNÜMLEME KATSAYISI
ÇAPRAZ KATMANLI 5.60*13	103.4 kPa (15 psi)	4.59 kN · s/m (315 lb · s/ft)
	137.9 kPa (20 psi)	4.89 kN · s/m (335 lb · s/ft)
	172.4 kPa (25 psi)	4.52 kN · s/m (310 lb · s/ft)
	206.9 kPa (30 psi)	4.09 kN · s/m (280 lb · s/ft)
	241.3 kPa (35 psi)	4.09 kN · s/m (280 lb · s/ft)
RADYAL KATMANLI 165*13	103.4 kPa (15 psi)	4.45 kN · s/m (305 lb · s/ft)
	137.9 kPa (20 psi)	3.68 kN · s/m (252 lb · s/ft)
	172.4 kPa (25 psi)	3.44 kN · s/m (236 lb · s/ft)
	206.9 kPa (30 psi)	3.43 kN · s/m (235 lb · s/ft)
	241.3 kPa (35 psi)	2.86 kN · s/m (196 lb · s/ft)

Kaynak: P.S. Fancher, R.D. Ervin, C.B. Winkler, T.D. Gillespie, 'A Fact Book of The Mechanical Properties of the Components for Single Unit and Articulated Heavy Trucks,' Report No:DOT HS 807 125, National Highway Traffic Safety Administration, U.S. Department of Transportation, 1986

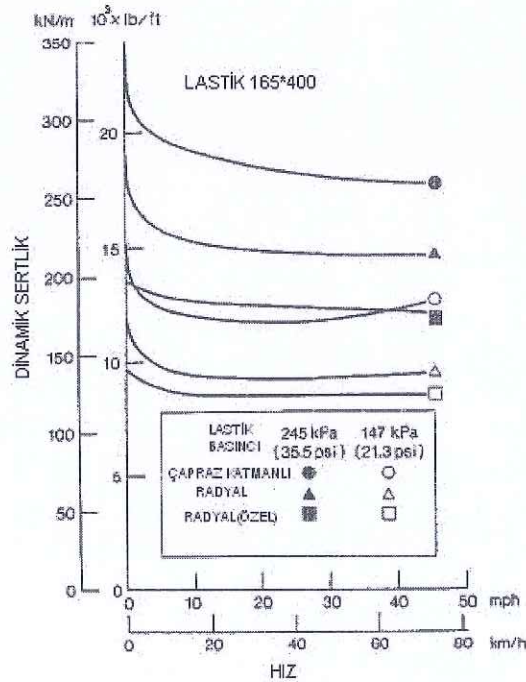
Dönen Dinamik Sertlik: Dönme dinamik sertliği genellikle dönme bir tekerleğin bilinen harmonik tahrik miktarına karşılık gelen ölçümler sayesinde belirlenir. Tahrik normalde tekerlek merkezinden ölçülür ve uyarı tekerlek yüzeyine verilir. Dıştan içe oranın ve faz açısının incelenmesi ile dönen bir tekerleğin dinamik sertliğinin ve sönümlenme katsayısının belirlenmesi mümkündür.

Bir tekerleğin dinamik sertliğinin belirlenmesine dair alternatif bir metot, davul veya kuşak üzerinde dönen tekerleğin rezonant frekansının ölçülmesi metodudur. Farklı tipteki araç tekerlekleri için bu metot kullanılarak elde edilmiş dinamik sertlik değerleri Şekil 3.57'de gösterilmiştir. Şekilden de görülebilir ki araç tekerleklerinin dinamik sertlik değerleri, tekerleklerin dönmesiyle birlikte kısa süre içinde hızla azalmaya başlar. Ancak ortalama 20 km/h (12 mph) bir hız değerinin ötesinde, hızın sertlik değerine etkisi daha az olmaktadır.

Tablo 3.8'de, belirli bir yük altında ve şişirme basıncındaki bir kamyon tekerleği için dinamik sertlik değerleri gösterilmiştir. Söz konusu bu değerler, nispeten düşük bir hızda dönen tekerlekten elde edilmiştir.

764 kN/m ile 1024 kN/m (4363 lb/in. ile 5850 lb/in.) aralığında test edilmiş kamyon tekerleklerinin dikey sertlik değerleri Tablo 3.8’de görülebilir ve radyal katmanlı kamyon tekerlekleri için dikey sertlik değeri genellikle aynı ebatlardaki çapraz katmanlı olan tekerleklere kıyasla daha düşüktür.

Şekil 3.58’de, hızla dönen 13.6x38 ebatlarında radyal katmanlı bir traktör tekerleğinin farklı dinamik sertlikleri gösterilmiştir. Tekerlek üzerindeki statik yük değeri 18.25 kN (4092 lb) ve tekerlek hava basıncı 138 kPa (20 psi) değerindedir. Traktör tekerleğinin dinamik sertliğinin, Şekil 3.57’de gösterilen yolcu araç tekerleklerinde olduğu gibi tekerlek dönmeye başladığı anda hızla düştüğü görülmüştür. Aynı ölçülerdeki tekerleklerin dinamik sertlik değerleri üzerindeki hava basıncı etkisi Şekil 3.59’da gösterilmiştir. Hızla dönen traktör tekerleğinin sönümlenme katsayısındaki farklılık Şekil 3.60’da gösterilmiştir. 1 km/h (0.6 mph) hızda dönen bir tekerlek, 5 km/h (3.1 mph) hıza ulaştığında sönümlenme katsayısı sert bir şekilde düşmeye başlar ve daha sonra da asimptot bir yaklaşım sergiler. Sönümlenme katsayısı üzerinde tekerlek hava basıncının etkisi Şekil 3.61’de gösterilmiştir.



Şekil 3.57: Farklı Tipteki Araç Tekerlekleri İçin Dinamik Sertlik Değerleri

Kaynak: Mechanics of Pneumatic Tires, S.K. Clark, Monograph 122.

National Bureau of Standards, 1971

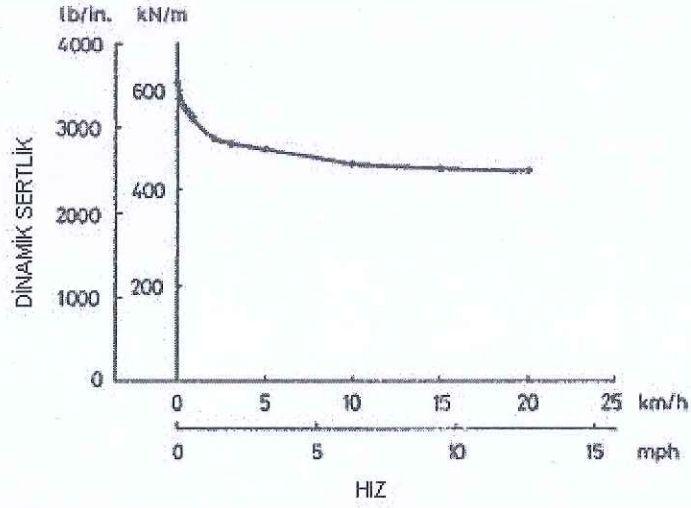
Tekerleklerin statik ve dinamik sertlikleri arasındaki ilişkiyi belirlemek için girişimlerde bulunulmuştur. Ancak genel bir neticeye ulaşılamamıştır. Yolcu araç tekerlekleri için bazı raporlar gösteriyor ki dönme dinamik sertliği, statik yük-sapma eğrilerinden elde edilen sertlik değerinden %10-15 daha azdır. Oysa kamyon tekerleklerinin dinamik sertlik değeri, statik olandan yaklaşık olarak %5 daha azdır. Traktör tekerlekleri için dinamik sertlik değerlerinin statik olanlardan %26'ya kadar daha z olduğu raporlanmıştır. Araç sürüşlerinin simülasyon çalışmalarında, dönme dinamik sertliğinin kullanılması önceliklidir.

Farklı operasyonel parametreler arasında tekerlek hava basıncı, hız, normal yük ve tekerlek yüzey aşınmasının, sertlik üzerinde dikkate değer ölçüde etkili oldukları söylenebilir. Kordonların tepe açısı, tekerlek yüzey genişliği, tekerlek yüzey derinliği, katman sayısı ve tekerlek materyal türü gibi tekerlek tasarım parametreleri de sertlik üzerinde etkili olan parametrelerdir.

Tablo 3.8: Belirli Bir Yük Altında ve Şişirme Basıncındaki Kamyon Tekerleği İçin Dinamik Sertlik Değeri

LASTİK TİPİ	LASTİK YAPISI	DİKEY SERTLİK	
		kN/m	lb/in.
Unspecified 11.00-22/G	ÇAPRAZ KATMANLI	1024	5850
Unspecified 11.00-22/F	ÇAPRAZ KATMANLI	977	5578
Unspecified 15.00 × 22.5/H	ÇAPRAZ KATMANLI	949	5420
Unspecified 11.00-20/F	ÇAPRAZ KATMANLI	881	5032
Michelin Radial 11R22.5XZA (1/3 Tread)	RADYAL	874	4992
Michelin Radial 11R22.5XZA (1/2 Tread)	RADYAL	864	4935
Michelin Radial 11R22.5XZA	RADYAL	831	4744
Unspecified 10.00-20/F	ÇAPRAZ KATMANLI	823	4700
Michelin Radial 11R22.5XZA	RADYAL	809	4622
Michelin Pilote 11/80R22.5XZA	RADYAL	808	4614
Unspecified 10.00-20/F	ÇAPRAZ KATMANLI	788	4500
Michelin Pilote 11/80R22.5XZA	RADYAL	774	4418
Unspecified 10.00-20/G	ÇAPRAZ KATMANLI	764	4363

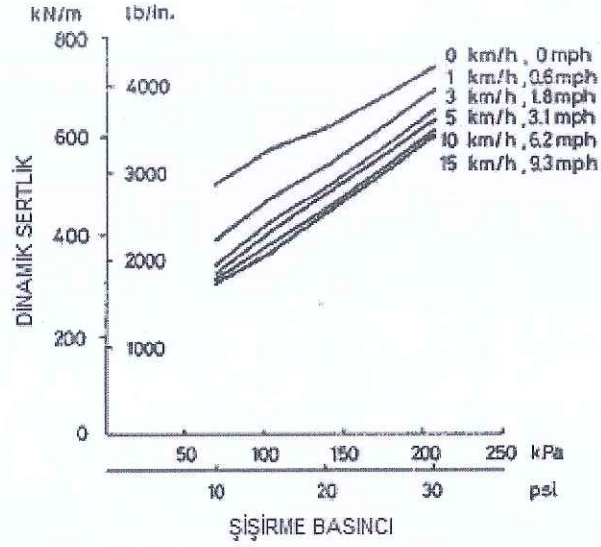
Kaynak: P.S. Fancher, R.D. Ervin, C.B. Winkler, T.D. Gillespie, 'A Fact Book of The Mechanical Properties of the Components for Single Unit and Articulated Heavy Trucks,' Report No:DOT HS 807 125, National Highway Traffic Safety Administration, U.S. Department of Transportation, 1986



Şekil 3.58: Hızla Dönen 13.6*38 Ebatlarında Radyal Katmanlı Bir Traktör Tekerleğinin Farklı Dinamik Sertlikleri

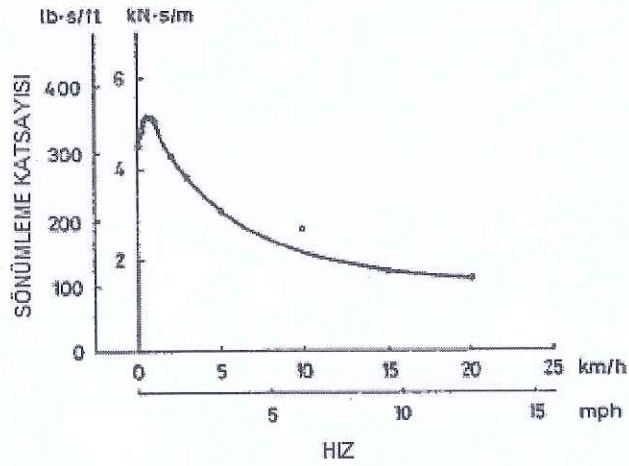
Kaynak: J. A. Lines, N.A Young, 'A Machine for Measuring the Suspension Characteristics of Agriculture Tyre' Journal of Terramechanics, vol 26, no:3/4,1989

Pnömatik tekerleğin sönümlenmesi, çoğunlukla tekerlek malzeme kesikliğine bağlıdır. Genel söyleme bakılırsa ne Coulomb tipi, ne viskoz tipi ne de ikisinin bir kombinasyonundan oluşan bir sönümlenme söz konusu değildir. Ancak eşdeğer bir viskoz sönümlenme katsayısı, önceden ölçülmüş dinamik testlerden elde edilebilir. Bu sertlik değeri, operasyon koşullarının yanısıra tekerleğin konstrüksiyonuna ve tasarımına bağlı olarak farklılık gösterir. Sentetik kauçuk bileşenlerden imal edilmiş pnömatik tekerleklerin sönümlenmesi, bir amortisör tarafından sağlanandan önemli derecede daha az olduğu görülmüştür.



Şekil 3.59: Aynı Ölçülerdeki Tekerleklerin Dinamik Sertlik Değerleri Üzerindeki Hava Basıncı Etkisi

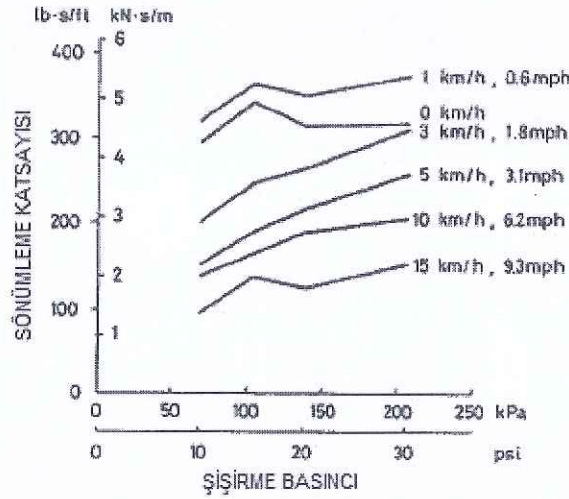
Kaynak: J. A. Lines, N.A Young, 'A Machine for Measuring the Suspension Characteristics of Agriculture Tyre' Journal of Terramechanics, vol 26, no:3/4,1989



Şekil 3.60: Hızla Dönen Traktör Tekerleğinin Sönümleme Katsayısındaki Farklılık

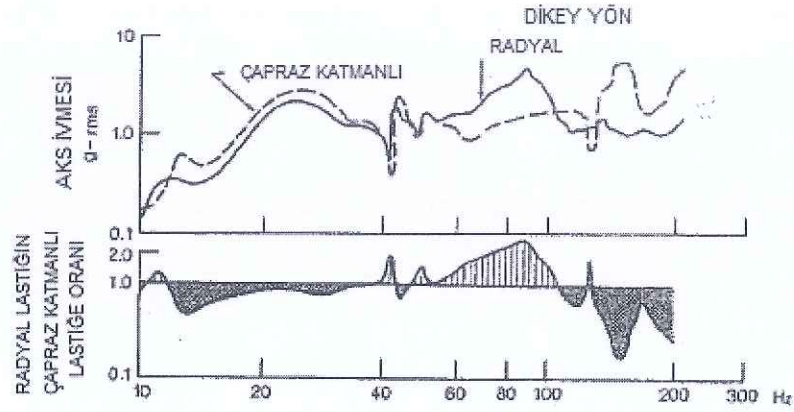
Kaynak: J. A. Lines, N.A Young, 'A Machine for Measuring the Suspension Characteristics of Agriculture Tyre' Journal of Terramechanics, vol 26, no:3/4,1989

Tekerleklerin bütün titreşim karakteristiklerini değerlendirmek için farklı hızlarda dönen bir davul üzerinde gerçekleştirilir. Davulun profili; sinüs dalgası, kare veya üçgen şekillerinden rastgele bir tanesi olabilir. Periyodik çalışan bir tahrik tipi kullanmak, hızlı değerlendirme elde etmek adına önemlidir. Şekil 3.62'deki 6 mm'lik (0.25 in.) bir genlik ve 133 mm'lik (5.25 in.) bir eğimde sinüs eğrisi profili üzerinde, radyal ve çapraz katmanlı tekerleklerin frekans fonksiyonları olarak tekerlek merkezlerinin hızlanması gösterilmiştir. Şekil 3.63'te, radyal ve çapraz katmanlı tekerleklerin geniş bir frekans değeri üzerinde dikey yöndeki geçirgenlik oranları verilmiştir. Bu sonuçlar kümesi, bir vibrasyon uyarıcı dinamo kullanılarak elde edilmiştir. Vibrasyon girişi, vibrasyon uyarıcı dinamo üzerinde monte edilmiş bir platform sayesinde dönmeyen bir tekerleğin yüzeyini bildirir.



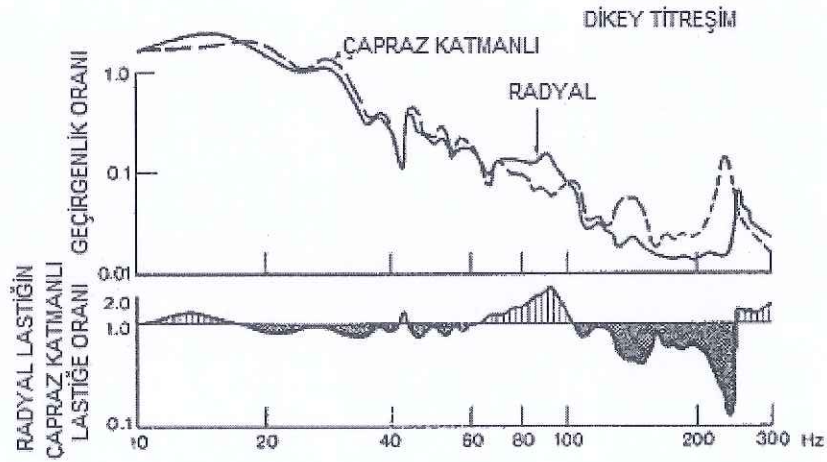
Şekil 3.61: Şişirme Basıncının Radyal Katmanlı Traktör Lastiğinde Sönümlenme Katsayısı Üzerindeki Etkisi

Kaynak: J. A. Lines, N.A Young, 'A Machine for Measuring the Suspension Characteristics of Agriculture Tyre' Journal of Terramechanics, vol 26,no:3/4,1989



Şekil 3.62: 6mm'lik Bir Genlik ve 133 mm'lik Bir Eğimde Sinüs Eğrisi Profili Üzerinde, Radyal ve Çapraz Katmanlı Tekerleklerin Frekans Fonksiyonları Olarak Tekerlek Merkezlerinin Hızlanması

Kaynak: C.W. Barson, D.H. James, A.W. Morcombe, 'Some Aspects of Tire and Vehicle Vibration Testing' Proc. Institution of Mechanical Engineers, vol 182, part 3B, 1967-1968.



Şekil 3.63: Radyal ve Çapraz Katmanlı Tekerleklerin Geniş Bir Frekans Değeri Üzerinde Dikey Yöndeki Geçirgenlik Oranları

Kaynak: C.W. Barson, D.H. James, A.W. Morcombe, 'Some Aspects of Tire and Vehicle Vibration Testing' Proc. Institution of Mechanical Engineers, vol 182, part 3B, 1967-1968.

Şekil 3.62 ve 3.63'te görülür ki radyal katmanlı bir tekerleğin dikey tahriğinin geçirgenlik oranı, dikkate değer bir şekilde frekans oranı 60-100 Hz. olan çapraz

katmanlı tekerleğin geçirgenliğinden daha yüksektir. Bu frekanstaki titreşim oranı, araçtaki yolcuların çalışma sertliğini hissetmelerine katkıda bulunur. Diğer taraftan yaklaşık 150-200 Hz.'lik bir frekans oranında çalışan çapraz katmanlı tekerlek önemli ölçüde radyal katmanlı tekerlekten daha kötüdür. Bu frekans oranında, titreşimler tekerleklerdeki gürültüyü artırıcı uyarılarda bulunur. Bu genel olarak “yol gürültüsü” olarak bilinir.

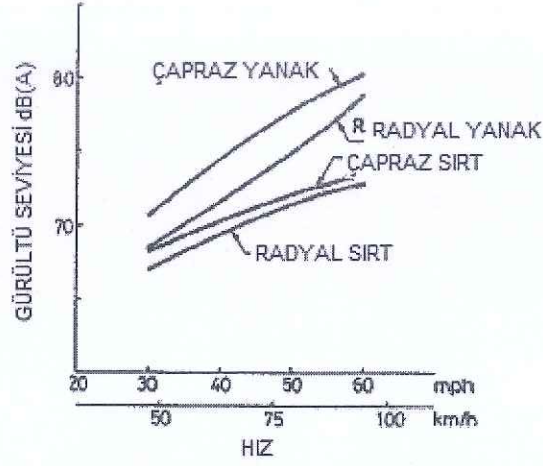
Tekerlek sesi aşağıda belirtilen başlıca mekanizmalar nedeniyle ortaya çıkar;

(1) Havanın pompa etkisi: Tekerlek dönerken, kaldırım ile tekerlek yüzeyi arasındaki boşlukta hava tutulur ve sıkıştırılır. Temas bölgesinden çıkışta sıkışan hava atmosfere yüksek hız değerlerinde salınır ve bundan dolayı ses ortaya çıkar.

(2) Tekerlek yüzey elementlerinin titreşimi: Tekerlek yüzey elementleri, tekerleğin dönmesi ile birlikte kaldırımı etkilemeye başlar. Elementler temas yüzeyinden ayrıldığında, yüksek gerilimli bir bölgeden ayrılmış olurlar. Bu durum, tekerlek yüzey titreşimini tetikler ve söz konusu sesin başlıca kaynağı budur. Tekerlek iskeletinin titreşimleri ile rezonans düdükları gibi davranan yüzeydeki yiv ve kulak boşlukları da tekerlekten çıkan ses kirliliğine katkıda bulunur.

Havanın pompa etkisi göstermesinden dolayı, tekerlek yüzey elementleri ve iskelet gibi kısımların titreşimleri tekerleğin hızıyla alakalıdır. Bir tekerleğin çıkardığı ses seviyesi, operasyon hızının bir fonksiyonudur. Düz bir kaldırım üzerinde farklı tipteki kamyon tekerleklerinin belirli bir hız değerinde çıkardıkları ses seviye çeşitleri Şekil 3.64'te gösterilmiştir. Bu sonuçlarla SAE J57 test prosedürü elde edilmiştir.

Çapraz katmanlı ve yivli bir yüzeye sahip, 80 km/h (50 mph) hızında çalışan bir kamyon tekerleği için kaldırım yapısının ses seviyesi üzerindeki etkisi Tablo 3.9'da gösterilmiştir.



Şekil 3.64: Çapraz Katmanlı Ve Radyal Kamyon Lastiklerinde Hızın, Yol Sesi Üzerindeki Etkisi

Kaynak: T.L. Ford, F.S. Charles, 'Heavy Duty Truck Tire Engineering' The 34th L.Ray Buckendale Lecture, Society of Automotive Engineers, SP-729, 1988.

Tablo .9: Çapraz Katmanlı ve Yivli Bir Yüzeye Sahip, Bir Kamyon Tekerleği İçin Kaldırım Yapısının Ses Seviyesi Üzerindeki Etkisi

YOL YÜZEYİ	SES SEVİYESİ dB(A)
ORTA PÜRÜZSÜZ BETON te	70
PÜRÜZSÜZ ASFALT	72
YIPRANMIŞ BETON	72
FIRÇALANMIŞ BETON	78

Kaynak: Ford, F.S. Charles, 'Heavy Duty Truck Tire Engineering' The 34th L.Ray Buckendale Lecture, Society of Automotive Engineers, SP-729, 1988.

4. PNOMATİK LASTİKLERDE GÜVENLİ SÜRÜŞ INDİKATORUNUN TRAFİK KAZALARINDA ÖNEMİ

4.1. Pnömatiğin Tanımı

Basıncı, kontrol edilebilen, durumu değiştirilebilen hava ve gazlar ile çalışan sistemlere pnömatik sistemler denir. Pnömatik Yunanca bir kelime olan pnömatik (hava, rüzgar) kelimesinden türetilmiştir. Önceleri sadece havanın basıncından yararlanılarak çalışan birçok makine ve araç gereç vardı. Diğer enerji çeşitlerine göre dar ve kısa alanda daha hızlı, kolay elde edilen, ucuz olan hava enerjisi son zamanlarda durumu değiştirilerek kullanılmaya başlamıştır. Özellikle otomotiv sektöründedurumdeğişikliğinden fazlaca yararlanılmaktadır (MEGEP, 2005: 2).

4.2. Pnömatiğin Önemi

Hava atmosferde bol miktarda bulunmaktadır. Uygun yöntemlerle alınıp, depolanabilir, basınç kazandırılabilir. Her durumda da değişim gösterir. Bu değişimler ne olursa olsun tekrar atmosfere bırakılabilir. Özel gazlarda böyle bir durum söz konusu değildir. Gazlar depolanır. Kullanıldıktan sonra tekrar depolanır. Ancak başka bir gaz yadagazlaradönüşmüşolarak dışarı atılır. Havanınatmosferde bol miktarda bulunması elde ediliş maliyetinin düşük olmasını sağlar. Depolanması da mümkündür. Depolanması sırasında basınçlı, basınçsız her türlü kapta depolanabilir. İstenildiği an kullanıma hazırdır. Kullanım hızı da çok yüksektir. (MEGEP, 2005: 2) Tüm teknik kurallara uygun tasarlanmış bir pnömatik sistem, inanılandan çok daha hızlı harekete geçer. Sistemin hızı eşdeğer hidrolik ve elektrik veya hidroelektrik sistemdenyüksektir. Pnömatik bir devrede havanın akışına yön veren ve kontrol eden değişik yapılarda valfler kullanılır (MEGEP, 2005: 2).

Valflerin görevi basitçe, hava akışına isteğe göre izin vermek ve engellemektir. Pnömatikle çalıştırılan bir valf, sinyal ulaştıktan sonra 2 ile 5milisaniyede harekete geçer. Bir elektrik rölesi ise 50 milisaniye ye varan bir

zamanda harekete geçebilir. Elektrik enerjisi ışık hızına sahip olduğu için uzak mesafelerde daha verimli olabilir. Kısa mesafelerde pnömatik sistemlere geçemez (MEGEP, 2005: 2).

4.3. Pnömatiğin Endüstrideki Kullanım Alanları

Pnömatik sistemlerin endüstride iş yapma biçimleri; doğrusal hareket, dairesel hareket, yüzeylere püskürtme ve emiş olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu özellikleri nedeniyle tarımda, denizcilikte, endüstrideki otomasyon ve üretim sistemlerinde, inşaat, yol yapım sektöründe, sağlık sektöründe, metrolarda, madencilikte, taşçılık ve seramik endüstrisinde, metal işleme sanayinde, dökümcülük sanayinde, kağıt ve deri endüstrisinde, tekstil ve ayakkabı sanayisinde, montaj sanayisinde, nükleer güç santrallerinde, gıda ve kimya sanayisinde, Makine ve konstrüksiyon sanayisinde, taşımacılıkta kullanılır (MEGEP, 2005: 3).

4.4. Otomotiv Endüstrisinde Pnömatiğin Kullanım Alanları

Lastiklerin basınçlı hava ile doldurulmasıyla başlayan süreç günümüze gelinceye kadar çok fazla yol almıştır. Havalı fren sistemleri, süspansiyon sistemleri ile başlayan kullanım alanı günümüzde çok geniş bir alana yayılmıştır. Otomotiv endüstrisindeki kullanım alanlarını ikiye gruba ayırılır. Araçların üzerindeki kullanım alanları ve İmalat ve servisçilikteki kullanım alanlarıdır (MEGEP, 2005: 3).

4.5. Araçların Üzerindeki Kullanım Alanları

- Havalı frenler,
- Hava yardımcı frenler,
- Havalı süspansiyon sistemleri,
- Havalı kapılar,
- Soğutma sistemleri,
- Hava yastıkları,
- Isıtma, soğutma, havalandırma
- Araç lastikleri

4.6. Otomobil Üretim Fabrikalarında

- Parça taşıma ve sevk bantları,
- Talaş kaldırma makineleri,
- Delik delme makineleri,
- Kaldırma araçları,
- Soğutma makineleri,
- Sökme, sıkma araçları,
- Boyama bölümleri,
- Lastik havalarının şişirilmesi
- Zımpara ve poliş makineleri
- Toz alma makineleri
- Boya tabancası yıkama makineleri,

4.7. Pnömatik Sistemlerin Üstünlükleri ve Olumsuz Yanları

Pnömatik enerjisinin kaynağı olan hava, atmosferden sınırsız olarak elde edilir. Basınçlı hava elektrik enerjisi kadar olmasa da uzak mesafelere taşınabilir. Pnömatik sistemlerle, aşağıda belirtilen hareket şekillerinin hepsi gerçekleştirilebilir. (MEGEP, 2005: 4)

- Çekme,
- İtme
- Kaldırma,
- Kapama,
- Açma
- Yer değiştirme
- Tutma
- Çalıştırma,
- Besleme,
- Sıkma

Birçok olumlu özelliğinin yanında, havanın sıkıştırılabilir olması nedeniyle, piston hızını her zaman istenilen değerlerde elde etmek, her ortamda aynı düzeyde

tutmak mümkün değildir. Havanın içindeki nem ve diğer partiküller paslanma ve aşınmaya sebep olur (MEGEP, 2005: 4).

4.8. Pnömatik Lastikler

Taşıtın zemin ile temasını sağlayan yegâne parça olan lastikler, bu özellikleri sayesinde yönlendirmeye olan katkıları ile önemli bir işlevi yerine getirmekte olup, trafik güvenliği açısından da hayati öneme sahiptirler (Bauer, 2000).

Günümüzde, modern taşıtların üretilmesi ve yüksek kalitede yolların, otobanların yapılması, trafikte hız kavramını ön plana taşımış, bu da paralelinde tüm taşıt donanımları gibi lastiklerin de önemini bir kez daha artırmıştır. Gerçekten de, kimi zaman bir otobanda yol alırken, aniden ayrıldığımız tali yol ıslak ya da buzlu olabilmekte; asfalt yollar olduğu gibi stabilize ve çakıl yollar ya da çamurlu, kaygan yollar da her an karşımıza çıkabilmektedir. Üzerinden geçtiğimiz yolların çeşitliliği arttıkça, taşıtların da bu farklı yüzeylerde tutunma oran ve katsayıları farklılık arz etmektedir. Bu nedenle, araç lastiklerinin her türlü yol şartlarında sağlam kalabilmesinin ötesinde, maksimum tutunmayı sağlayacak kalitede ve yenilikte olması şarttır çünkü bu onların en önemli görevidir (Bauer, 2000).

Pnömatik lastik, yol taşıtlarında taşıt ve yol arasındaki tek ara yüzü oluşturan, taşıtın ağırlığını taşıyan, taşıtın doğrultu ve hız denetimini sağlayan önemli bir elemandır. Lastiğin tasarımı, prototipinin hazırlanması, denenmesi ve nihayet piyasaya sürülmesi zor, uzun ve masraflı bir süreçtir. Lastik yapısını ve malzeme özelliklerinin karmaşıklığı; lastikten beklenen özelliklerin birbirleri ile çelişkili olması nedeniyle lastik tasarım parametrelerinin belirlenmesi konusunda henüz net kurallar oluşturulamamıştır. Bu nedenle prototip üretimi ve denenmesi, yeni bir lastiğin tasarım ve üretim sürecinde en uzun, zahmetli ve masraflı aşamayı oluşturmaktadır.

Tablo 4.1: Taşıt Lastiklerinin, Yol Şartlarına Göre Tutunma Oranları

Yüzey	Tutunma Katsayısı (μ)
Kuru asfalt	0,8
Islak asfalt	0,5
Kar	0,2
Buz	0,1

Kaynak: Bauer, H., Bosch, R., “Automotive Handbook”, 5th Edition, Society of Automotive Engineers Publications, 231-255 (2000).

Günümüzde pnömatik lastiklerin, araç doğrultu kontrolü ve kararlılığını etkileyen, yan kuvvet karakteristiklerini belirlemede kullanılan tek yöntem karmaşık ve pahalı deney düzenekleri kullanılarak yapılan deneylerdir. Bu durumda, pnömatik lastiklerin yapısını mümkün olacak tüm ayrıntıları ile kapsayacak bir bilgisayar modelinin, prototip üretimi ve denenmesi ile ilgili zorlukları ve masrafı en aza indirmekte önemli bir araç olacağı açıktır. Böyle bir bilgisayar modeli ayrıca lastik içinde güvenilir ölçümlerin yapılmasının son derecede zor olduğu kritik yerlerdeki parametrelerin değişiminin gözlenmesinde de faydalı olacaktır.

4.9. Motorlu Taşıtlar İçin Pnömatik Lastik Uygulama ve Yönetmeliği

4.9.1. Amaç, Kapsam ve Tanımlamalar

Bu Yönetmeliğin amacı; motorlu taşıtlar ve bunların römorklarında kullanılan kaplanmış havalı (pnömatik) lastiklerin karayolu yapısına ve trafik güvenliğine uyma zorunluluğunu yerine getirmek üzere, güvenlik ve çevre açısından tehlikeye yol açmamasını sağlayacak şekilde imalatına dair usul ve esasları belirlemektir.

Bu Yönetmelik, karayolunda kullanılan otomobiller ve römorkları ile ticari araçlar ve römorklarına takılması amaçlanan kaplanmış havalı lastiklerin imalatının onayı ile ilgili olarak, 1958 Cenevre Andlaşması hükümlerine göre taraf olunan Birleşmiş Milletler/Avrupa Ekonomik Komisyonu (BM/AEK) R-108 ve R-109 numaralı Regülasyonlarının zorunlu olarak uygulanması ve kaplama lastik imalat işyerinin söz konusu Regülasyonlara göre onaylanması ve Regülasyonlara uygun

imal edilerek tip onayı belgesi almış olan kaplanmış havalı lastiklerin piyasaya arzına ve denetlenmesine ilişkin hususları kapsar. Bu Yönetmelikte geçen; (Sanayi ve Ticaret Bakanlığı, 2008).

Andlaşma: 05.01.1997 tarihli ve 22868 sayılı Resmî Gazete’de yayımlanan 96/8657 sayılı Bakanlar Kurulu Kararı ile ülkemizin taraf olduğu Birleşmiş Milletler Avrupa Ekonomik Komisyonu (BM/AEK) İç Ulaşım Komitesince hazırlanan, Tekerlekli Araçların, Araçlara Takılan ve/veya Araçlarda Kullanılan Aksam ve Parçaların Müşterek Teknik Talimatlarının Kabulü ve Bu Talimatlar Temelinde Verilen Onayların Karşılıklı Tanınması Koşullarına Dair 1958 Cenevre Andlaşması

AT: Avrupa Topluluğunu,

Bakanlık: Sanayi ve Ticaret Bakanlığını,

"e" işareti: MARTOY kapsamında yer alan motorlu araçlara ve bunların römorklarına takılmak üzere imal edilen orijinal lastiklerin Avrupa Birliğinin 92/23/EEC direktifi hükümlerine uygunluğunu gösteren işareti,

"E" işareti: Lastiklerin orijinal olarak BM/AEK’nin R-30 veya R-54 ya da R 64 sayılı Regülasyonlarına ve kaplama lastiklerin R-108 veya R-109 sayılı Regülasyonlarına göre imal edildiğini gösteren işareti,

İmalatçı: Bu Yönetmeliğin amaçları bakımından, kaplama lastik imalat işyerinin onayından, kaplama lastiklerin tip onayı işlemlerinden ve imalatın uygunluğunun sağlanmasından Bakanlığa karşı sorumlu olan kaplama lastik imalat işyerinin lastik üzerine yazılan ticarî marka veya ticarî ad sahibi kişi veya kuruluşu ya da imalatçının Türkiye’de yerleşik yetkili temsilcisini,

Kaplama lastik imalat işyeri: Kaplanmış lastiklerin imal edildiği bir yeri veya bölgesel yerlerin grubunu,

Kaplama: Kullanılmış lastiğin aşınan sırtının yeni malzeme ile değiştirilerek yenilenmesi için kullanılan genel bir terim olup, en dış yanak yüzeyinin yenilenmesini de içerebildiğini,

Lastik: MARTOY kapsamında yer alan motorlu araçlara ve bunların römorklarına takılmak üzere imal edilen yeni havalı lastikleri,

Onay kuruluşu: Teknik servisleri görevlendiren, aksam tip onayı belgesi veya araç tip onayı belgelerini veren ve gerektiğinde geri alan, diğer onay kuruluşlarıyla

muhatap olan ve bunlarla temasları yürüten, imalatçının imalat uygunluk düzenlemelerine uyup uymadığını belirleyen, yetkili kuruluş olan Bakanlığı,

R-108: Motorlu Taşıtlar ve Römorkları İçin Kaplanmış Havalı (Pnömatik) Lastiklerin İmalatının Onayı ile İlgili BM/AEK Regülasyonunu,

R-109: Ticari Taşıtlar ve Römorkları İçin Kaplanmış Havalı (Pnömatik) Lastiklerin İmalatının Onayı ile İlgili BM/AEK Regülasyonunu,

Taşıt: Bu Yönetmeliğin amaçları bakımından; MARTOY'un Ek II Kısım A'da tarif edilen motorlu araçları ve römorklarını,

Tip Onayı: Bir kaplama lastik tipinin R-108 veya R-109'da belirtilen hükümlere göre imal edildiğinin belgelenmesi işlemi ifade eder.

Uygulama Usul ve Esasları

Genel uygulama şartlarına ilişkin hususlar aşağıda belirtilmiştir: (Sanayi ve Ticaret Bakanlığı, 2008)

- Lastiklerin kaplamasını yapan işyerleri, R-108 ve/veya R-109'un şartlarına uygun olarak onay alırlar.

- İmalatçılar, MARTOY kapsamında yer alan motorlu araçlar ve römorklarına takılması amaçlanan kaplanmış havalı lastiklerin imalatını (a) bendinde belirtilen R-108 veya R-109'a uygun olarak yapar ve kaplanmış lastikler için tip onayı belgesi alır ve kaplamalı lastiklerde söz konusu regülasyonlardabelirtilen işaretlemeleri gösterirler.

- İmalatçılar, kaplanmış havalı lastiklerin imalatını orijinal olarak imal edilen ve "e" veya "E" işareti taşıyan lastiklerle yaparlar.

- Kaplanmış havalı lastiklere ilişkin tip onayı belgesi için başvurular ve tip onayı işlemleri Ek - I ve Ek - II'de yer alan R-108 veya R-109'da belirtilen şekilde yapılır.

- Teknik servis olarak, TS EN ISO/IEC 17025 ve/veya TS EN ISO/ IEC 17020 veya eşdeğer ulusal veya uluslararası standartları sağlayan, deney ve analizleri yapabilecek laboratuvarı ve/veya teknik imkanları bulunan kamu kurum ve kuruluşları ile özel kuruluşlar, yapılacak protokolle belirlenecek şartlar çerçevesinde Bakanlıkça görevlendirilebilir. Teknik servisler, Onay Kuruluşunun izni ile deneyleri kendi laboratuvarları dışında aynı özelliklere sahip laboratuvarlarda yaptırabilir. Görevlendirilen teknik servisler Bakanlığın internet sitesinde yayımlanır.

- R-108 veya R-109'a uygun olarak imal edilen, tip onayı belgesini haiz "E" işareti taşıyan kaplanmış havalı lastikler piyasaya arz edilir veya hizmete sokulur.

- Kaplanmış havalı lastiklerin piyasa gözetimi ve denetimi 13/11/2001 tarihli ve 2001/3529 sayılı Bakanlar Kurulu Kararıyla yürürlüğe konulan Ürünlerin Piyasa Gözetimi ve Denetimine Dair Yönetmelik ve 16/5/2008 tarihli ve 26878 sayılı Resmî Gazete'de yayımlanan Sanayi ve Ticaret Bakanlığı Piyasa Gözetimi ve Denetimi Yönetmeliği hükümlerine göre gerçekleştirilir. Denetim sonuçlarının olumsuz olması halinde, 11 inci madde hükümleri uygulanır.

- MARTOY kapsamında yer alan motorlu araçlar ve römorklarına takılması amaçlanan kaplanmış havalı lastiklerin ve bu lastiklerin imalatını yapan kaplama lastik imalat işyerinin bu Yönetmeliğin hükümlerini sağlamadığının tespit edilmesi halinde, Bakanlıkça kaplama lastik imalat işyerine verilen onay geri çekilir ve kaplama havalı lastiklerin piyasaya arzı yasaklanarak serbest dolaşımı engellenir.

- Tip onayı olmayan ve "e" veya "E" işaretlerinden birisini taşımayan lastikler kaplanamaz. Bu şartlara sahip olmayan lastiklere kaplanmış havalı lastikler piyasaya arz edilemez veya hizmete sokulamaz.

- Bu Yönetmelik hükümlerine aykırı davranışta bulunanlara 4703 sayılı Ürünlere İlişkin Teknik Mevzuatın Hazırlanması ve Uygulanmasına Dair Kanun hükümleri uygulanır.

4.10. Pnömatik Lastiklerde Yuvarlanma Direnci ve Güvenli Sürüşü Faydaları

Yuvarlanma direnç kuvveti taşıt tekerleğinin yuvarlanma sırasında yol ve lastiklerdeki şekil değiştirmelerden kaynaklanır. Yuvarlanma direnci yol ile tekerleğin değişik durumları için ayrı ayrı incelenir. Sert zeminlerdeki yuvarlanma direncinin ana kaynağı yuvarlanma sırasında lastiğin karkas yapısındaki şekil değiştirmeden dolayı ortaya çıkan histerisislerdir.

Diğer bir deyişle lastiğe döndürmek için verdiğimiz enerjinin tamamı dönme olayı için kullanılmamakta, bir kısmı kaybolmaktadır. Bunun yanı sıra kaymadan dolayı lastik ile yol arasındaki sürtünme, lastiğin içindeki havanın sirkülasyona

(devinime) olan direnci ve lastik ile çevresindeki hava arasında oluşan fan etkisi yuvarlanma direncinin ikincil kaynaklarıdır.

Yapılan deneysel çalışmalar 125~150 km/h hızları arasında yuvarlanma direncinin %90~95'i lastiğin yapısal histerisislerinden, %2~10'u lastik ile yer arasındaki sürtünmeden ve %1.5~3.5'inin de hava direncinden kaynaklandığını göstermektedir. Radyal lastikteki yapısal histerisisler üzerine yapılan diğer bir deneysel çalışma ise bu histerisisleri %73'ünün dış kısmından, %13'ünün yan duvarlardan, %12'sinin omuz kısmından ve %2'sinin de topuk bölgesinden kaynaklandığını göstermektedir. Lastik sert zemin üzerinde yuvarlanmaya başladığı zaman lastiğin karkas yapısı yer ile temas ettiği alanda şekil değiştirir.

Bu şekil değiştirmenin sonucu lastiğin hareket yönündeki normal basınç diğer taraftaki basınçtan yüksek olur. Yani normal basınç merkezi lastik ekseninden hareket yönüne doğru bir miktar kayar. Bu kayma lastik eksenine göre bir moment oluşturur ve bu momente yuvarlanma direnç momenti adı verilir.

Serbest yuvarlanan bir lastik düşündüğümüzde tekerlek torku sifıra eşittir ve tekerleğin denge şartının sağlanması için yer ile temas ettiği noktadan bir kuvvet etki etmek zorundadır. İşte bu yatay kuvvete yuvarlanma direnç kuvveti denir. Bu kuvvetin normal yüke oranına da yuvarlanma direnç katsayısı adı verilir.

4.11. Yuvarlanma Direncine Etki Eden Faktörler

Otomobillerde kullanılan şişirmeli (pnömatik) lastiklerin yuvarlanma direncine birçok faktörün etkisi vardır. Bu faktörler lastiğin yapısı ve lastiğin çalışma koşulları olarak iki ana başlık altında incelenebilir. Buna rağmen bu faktörleri birbirinden ayrı düşünmek imkansızdır. Çünkü bir faktörün değişimi diğer bir faktörün değişimini de beraberinde getirir. Örneğin taşıtın hızının artması, lastiğin sıcaklığını arttırır ve bu sıcaklık artışı da lastiğin şişirme basıncını değiştirir.

4.12. Lastiğin Yapısının Yuvarlanma Direncine Etkisi

Lastik üretimi radyal ve çapraz- katlı olmak üzere iki şekilde yapılmaktadır. Lastiğin bu üretim şekli onun yuvarlanma direnç karakteristiğini veren en önemli etkidir. Yapılan ölçümler radyal lastiklerin yuvarlanma direnç katsayılarının çapraz- katlılara göre oldukça iyi olduğunu göstermiştir.

Taşıt lastiklerinde 1895 yılına kadar dolgu lastikler kullanılmıştır. Bu lastiklerin yuvarlanma dirençleri oldukça yüksek olmakla beraber, hareket ettirilirken karşılaşılan atalet kuvveti de oldukça büyüktü. Atalet kuvvetinin azaltılması için yapılan çalışmalar şişme lastikleri ortaya çıkardı. Üretilen bu şişme lastikler 1946 yılına kadar çapraz- katlı olarak tek tip üretiliyordu. 1946 yılında Michelin firması yeni bir lastik tipi olan radyal lastiğin patentini aldı. Bu tarihten itibaren de radyal lastiğin kullanımı bir çığ gibi büyüdü. Günümüzde otomobillerde kullanılan lastiklerin hemen hemen tamamı radyal lastiktir.

Radyal lastiğin yuvarlanma direncinin çapraz- katlıdan düşük olmasının ana sebebi çapraz- katlı lastiklerde belirli bir açı ile döşenmiş lif tabakalarının lastiği şekil değiştirmeleri sırasında birbirleri arasında bir kayma hareketi yaparak enerji kaybına sebep olmalarıdır. Çapraz- katlı lastiklerin yuvarlanma dirençleri daha yüksek olmasına karşılık yük taşıyan araçlarda halen yaygın olarak kullanılmaktadır. Çünkü bu lastiklerin yük kapasiteleri radyal lastiğe göre daha yüksektir.

Lastiğin üretim tipinin yanı sıra lastiğin dış kalınlığı, dış şekli, yanak kalınlığı, yanak genişliği ve çapraz- katlı lastikte katmanların sayısı da yuvarlanma direncini etkiler. Lastiğin dışlarının ve yanağının kalınlığı şekil değiştirmeyi zorlaştırdığından yuvarlanma direncinin artırır. Lastiğin yanak yüksekliğinin azaltılması yuvarlanma direncini düşürür, çünkü şekil değiştiren malzeme miktarı (alan) azalır, yani daha az enerji kaybı olur. Fakat lastiğin yanak genişliğinin fazla düşürülmesi, lastiğin temel işlevlerinden olan darbeleri engelleme görevinin yapamaması ile sonuçlanır. Lastiğin lif katmanlarının sayısının artırılması da bu katanlar arasındaki kaymaların artmasına sebep olacağından yuvarlanma direncini artırır. Lastiğin dış şeklinin belirli bir kriteri yoktur. Genellikle büyük bloklar halinde dış yapılmış lastiklerin yuvarlanma direnci daha büyüktür, fakat bu küçük

dişli yapılmış lastiklerin kesinlikle düşük yuvarlanma direncine sahip oldukları anlamına gelmez.

Yuvarlanma direncini etkileyen diğer bir yapısal nitelikte lastiğin yapı malzemesidir. Şu anda lastik malzemesi olarak en çok kullanılan madde sentetik kauçuktur. Sentetik kauçuğun yuvarlanma direnci doğal kauçuktan daha yüksektir, fakat doğal kauçuğun aşınma dayanımının düşüklüğü lastik malzemesi olarak kullanımını azaltmıştır. Diğer bir lastik malzemesi olan bütül kauçuk yol tutuşu ve kontrol kolaylığı bakımından sentetik kauçuktan daha iyidir, fakat yuvarlanma direnci çok daha yüksektir. SAE tarafından yapılan çalışmalar sentetik kauçuğun yuvarlanma direncinin doğal kauçuktan 1.06 kat daha yüksek olduğunu göstermiştir. Bütül kauçuğun yuvarlanma direnci ise doğal kauçuğun 1.35 katıdır.

Lastiğin malzemesinin yanı sıra içindeki liflerin ve katmanların malzemeleri de yuvarlanma direncin de etkilidir. Çelik lifli lastiklerin yuvarlanma dirençleri sentetik lifli olanlara göre daha yüksektir. Bu yüzden otomobil lastiklerinde çelik liflerin kullanımı yavaş yavaş azalmaktadır. Bunun yerine çekme mukavemeti yüksek sentetik lifler kullanılmaktadır. Her ne olursa olsun çeliğin mukavemeti sentetik liflerden daha yüksek olduğundan yük taşımada kullanılan çoğu araçların lastiklerinde halen çelik lifler kullanılmaktadır.

4.13. Lastiğin Çalışma Şartlarının Yuvarlanma Direncine Etkisi

Lastiğin yuvarlanma direncinin çalışma şartlarına göre değişimi aşağıda maddeler halinde anlatılmıştır.

4.13.1. Yüzey Şartları

Sert ve düzgün yüzeylerdeki yuvarlanma direnci bozuk yol şartlarına göre oldukça düşüktür. Yumuşak yüzeylerde yuvarlanma direncinin artmasının sebebi lastik temas alanındaki normal basıncın daha da öne kaymasıdır, yani lastik zemine batma miktarına göre küçük bir basamağı geçiyormuş gibi davranır. Bundan dolayı yumuşak zeminlerde çalışacak taşıtların lastiklerinin zemine batma miktarı, yani normal basınç şiddeti, azaltılmalıdır. Bunu sağlayabilmek için daha geniş lastikler

kullanılabileceği gibi daha sonra da bahsedileceği gibi lastiğin şişirme basıncı azaltılarak temas alanı arttırılabilir. Lastiğin ıslak veya karlı yollardaki davranışı da yumuşak zemindekine benzemektedir, yani bu şartlar altında da yuvarlanma direnci artmaktadır.

4.13.2. Lastik Şişirme Basıncı

Lastik şişirme basıncı direk olarak lastiğin esnekliği ile ilgilidir. yolun yumuşaklığına göre şişirme basıncının yuvarlanma direncine olan etkisi farklı farklıdır. Sert zeminlerde şişirme basıncının yüksek olması yuvarlanma direncini düşürür. Bunun sebebi yüksek basınçta lastiğin şekil değiştirmesinin azalması yani yapısal histerisizlerinin azalmasıdır. BAE'nin bu konu ile ilgili yaptığı çalışmalar şişirme basıncının çapraz- katlı lastiklerin yuvarlanma dirençleri üzerinde daha etkili olduğunu göstermiştir. Örneğin radyal lastiğin şişirme basıncını yarıya indirdiğimizde yuvarlanma direnci 1.27 katına çıkmasına karşın çapraz- katlıda bu oran 1.92 dir. Kum gibi yumuşak zeminlerde lastik şişirme basıncının arttırılması zemine batma miktarını arttıracığı için yuvarlanma direncini Şekil 5'de görüldüğü gibi arttırır. Buna karşın lastik şişirme basıncının azaltılması yapısal histerisizleri arttıracığı için yumuşak zeminlerde lastik şişirme basıncının optimum bir değeri vardır ve bu değer batmaya karşı yapılan iş ile içi yapısal histerisizlerden dolayı kaybolan işlerin toplamının en az olduğu noktadır.

4.13.3. Hız

Hızın artışı ile lastiğin şekil değiştirmesi için gerekli iş ve lastiğin yapısındaki titreşimler arttığı için lastiğin yuvarlanma direncide artar. Lastiğin dizaynında ve çalışma şartlarındaki parametrelerin çokluğu ve bunların oluşturduğu kompleks ilişki yüzünden lastiğin yuvarlanma direncini veren analitik bir formülün çıkarılması hemen hemen imkansızdır. Bu yüzden lastik yuvarlanma direnci ile ilgili hesaplar tamamen deneysel verilere dayanmaktadır. SAE lastik yuvarlanma direncinin ölçülmesi ile ilgili bazı prosedürler ortaya koymuştur. Bu prosedürlerin uygulanması sonucu elde edilen deneysel verilerle ampirik formüller oluşturulmuştur. Bu formüller bazı parametrelerin sabit tutulduğu kabulü ile ortaya çıkmıştır.

Hız belirli bir limiti aştıktan sonra yuvarlanma direnci iyice artar. Eşik hızı da denen bu hızdan sonra lastik temas alanında oluşan şekil değiştirmeler geri normal hali olan dairesel şekline dönemez ve üstel sönümlü dalgalar oluşur. Bu dalgaların genliği lastiğin yerden ayrıldığı anda en büyüktür ve lastik çevresi boyunca üstel olarak sönümlenir. Bu dalgaların oluşumu enerji kaybını iyice artırarak ısı oluşumunu artırır ve dolayısıyla lastik yuvarlanma direncini de artırır. Bu dalga oluşumunun devam ettirilmesi yani eşik hızının üstünde seyir edilmesi sonunda lastiğin patlaması kaçınılmazdır. İşte bu nedenle lastiğin malzemesine ve yapımına göre bir hız sınırı vardır ve bu limit değer lastik üzerinde bir harf ile gösterilmiştir.

4.13.4. Çalışma Sıcaklığı

Lastiğin çalışma sıcaklığı yuvarlanma direncini iki yönde etkiler. Bunlardan birincisi lastiğin içindeki havanın sıcaklığının değişimiyle şişirme basıncının değişmesi, ikincisi ise lastik malzemesinin sıcaklığının değişimi ile malzemenin katılığının, yani yapısal histerisisinin, değişimidir.

4.13.5. Lastik Çapı

Lastiğin çapı ile yuvarlanma direnç katsayısı arasındaki ilişki Şekil 12’de verilmiştir. Buradan sert zeminlerde lastik çapının yuvarlanma direnç katsayısı üzerinde pekte etkili olmadığı görülmektedir. Diğer taraftan yumuşak zeminlerde oldukça etkilidir.

4.13.6. Frenleme-Çeki Çabası

Taşıtın frenlemesi veya ivmelenmesi sırasında yuvarlanma direnci artar. Bunun en önemli sebebi lastiğin temas alanındaki şekil değiştirmenin yanı sıra frenleme veya ivmelenme sırasında lastikte çevresel bir şekil değiştirmenin de meydana gelmesidir.

4.14. Pnömatik Lastiklerde Azot Gazı Dolumunun Güvenli Sürüşe Faydaları

Atmosferin %78'ini oluşturan azot, iki temel özelliği ile birçok endüstride kullanılır. Birincisi azot birçok malzemeye karşı inert yapıdadır, normal şartlar altında kimyasal reaksiyon vermez. Atmosferdeki yanma olaylarının yanı sıra birçok kimyasal reaksiyonun gerçekleşmesini engelleyebilir. Birçok malzemeye göre kimyasal inert yapısı ve birçok kimyasal reaksiyon oluşumunu engellemesi nedeniyle kimyasalların, ilaç, solvent, asit, yağların ve plastik malzemelerin depolanması, işlenmesi ve üretilmesinde kullanılır. Diğer özelliği ise sıvı haldeki düşük sıcaklığı nedeniyle soğutma elemanı olarak endüstrinin birçok alanında kullanılmasıdır. 1960'li yıllara kadar önemi anlaşılamayan azot, günümüzde teknolojik gelişmelerin paralelinde kullanımı hızla artan, her geçen gün yeni kullanım alanları bulan değerli bir gazdır. Araç lastiklerinin doldurulmasında konvansiyonel olarak hava kullanılmaktadır. Hava ile azot arasında difüzyon hız farkı, iç basınç belirsizliği ve oksidasyon kriterleri dikkate alındığında azot kullanımının çok daha avantajlı olduğu görülmektedir (Karagöz, 2009).

4.15. Difüzyon Hız Farkı

Hava, oksijen ve azot gazlarından oluşmaktadır. Hava karışımının 78% ini azot, 20,90% unu da oksijen oluşturmaktadır. Oksijen molekülleri azot moleküllerine oranla daha küçük olduklarından difüzyon hızları, azot moleküllerine oranla 30 -40 kat daha yüksektir. Bu nedenle normal havayla doldurulan lastik, azot ile doldurulan lastiğe oranla basınç kaybetmesini 3 kat daha hızlı olarak gerçekleştirmektedir. Havayla doldurulan lastik olması gereken basınç değerini uzun süre muhafaza edemeyecek ve sık sık hava basma ihtiyacı hasıl olacaktır. Sematik olarak bunu açıklamak istediğimizde termodinamiğin temel felsefesi gereği enerjinin yüksekte düşüğe doğru transfer prensibine dayanan bir hareketle filtre gibi davranan araç lastiklerinin iç yüzeylerinde azot, oksijen ve su buharı gibi gazlar bulunmaktadır. Lastik içerisindeki basınç farkı nedeniyle dışarıya doğru bir madde transferi gerçekleşir. Düşük molekül ağırlıklı oksijen atomlarının difüzyon hızı azot atomlarına göre çok daha hızlı olacaktır (Karagöz, 2009).

4.16. İç Basınç Belirsizliği

Lastik iç basıncı, lastik dinamiği açısından en önemli faktördür. Lastiğin yere sürtünmesinin bir sonucu olarak enerjinin bir bölümü isi enerjisine dönüşür ve lastik sıcaklığı artar. Artan sıcaklığa paralel olarak lastik iç basıncı artar, özellikle yüksek hızlarda lastikler aşırı derecede ısınmakta ve lastik iç basınçları belirsiz bir şekilde artmaktadır. Bu belirsizliğin nedeni artan sıcaklığa paralel olarak değişen lastik içi su miktarıdır (Karagöz, 2009).

Lastikler azot gazı ile doldurulduğunda ise yüksek sıcaklık farklarında dahi önemli ölçüde genleşme olmayacaktır. Azot, yapı olarak sıcaklık farklarına az duyarlıdır ve hacmi önemli bir değişiklik göstermez. Örneğin, lastiğe basılan gaz 32 bar ve sıcaklık 40 derece iken de, - 5 derece soğuk iken de lastik basıncı 32 bar olarak kalacaktır. Azot, azot gazının karakteristik özelliklerinden biri olan sıcaklığa karşı düşük duyarlılığı, yüksek hızlarda konvensiyonel havayla doldurulan lastiklerde karşılaşılan iç basınç belirsizliğini ortadan kaldırmakta ve stabil bir iç basınç sağlanmaktadır (Karagöz, 2009).

4.17. Kısmi Basınç Esitliği

Normal hava şartlarında oksijenin kısmi basıncı 20,9'dur. 22 barlık bir basınçta sıkıştırılmış havada oksijen kısmi basıncı 66,88'dir. Kısmi basınçlar arasındaki bu fark oksijenin araç lastiğinden dışarıya doğru difüzyonu sonucu basınç belirsizliğine sebep olmaktadır. Oksijen kısmi basınçlarının normal hava şartlarında ve lastik içerisinde eşit olması için lastik içerisinde maximum %6,5 oranında oksijen içermesi gerekmektedir. Böylece oksijenin difüzyonu tetikleyen lastik içi ve dış ortam arasındaki kısmi basınç farkı engellenmiş olmaktadır (Karagöz, 2009).

4.18. Oksidasyon

Konvensiyonel hava ile doldurulan lastiklerde oksijen, azot ve diğer gazların yani sıra yoğun miktarda su molekülleri bulunmaktadır. Yapılan çalışmalarda hava moleküllerinin lastikten dışarıya doğru difüzyon hızını 2 psi/ay olarak belirlenmiştir. Lastikten sızıntı esnasında belli oranda su ve nemde difüzyon olmaktadır. Difüze

olan bu moleküller jant ve lastik içi tellerin korozyonuna sebebiyet vermekte ve oksidasyon reaksiyonu sonucu lastik ömürlerinin azalmasına neden olmaktadır.

Azot, su molekülü taşımadığından lastik içinde hiçbir zaman paslanmaya neden olmaz. Kimyasal olarak inert yapıya sahip olduğundan lastikle direkt olarak reaksiyon vermez. Bu sayede lastik iç yapısı korunmuş olur. Ağır taşıtlarda yapılan lastik aşınma ömürlerinde hava ile doldurulan lastiklerde oksijen ve su buharının yaptığı negatif etkiler, elektron mikroskopik incelemelerde açıkça görülmektedir. Aynı yol ve yükleme şartlarında 54 kamyon ile yapılan denemelerde azot ile lastikleri doldurulmuş 33 kamyonunda, konvensiyonel hava ile doldurulmuş 21 kamyonuna oranla % 48 daha fazla bir ömür artışı sağladığı gözlenmiştir (Karagöz, 2009).

4.19. Endüstriyel Uygulama Örnekleri

- Havacılık Endüstrisinde (Ticari ve Askeri uçaklarda),
- Madencilik Ekipmanlarında,
- Formula 1, Indy ve NASCAR yarış otomobillerinde,
- Ağır yük taşıtlarında yoğun olarak kullanılmaktadır.

Konvensiyonel yöntemlere göre lastiklerin azot gazı ile doldurulmasının avantajlarını aşağıdaki gibi sıralayabiliriz; (Karagöz, 2009).

- 1- Stabil lastik basıncı; lastiğin içinde oksijen gazı olmadığı için genleşme olmayacaktır,
- 2- Sürüş güvenliği,
- 3- Mükemmel yol tutusu,
- 4- Enerji kaybı % 4 azalacağından yakıt tasarrufu sağlayacaktır,
- 5- Uzun lastik ömrü, normal havayla doldurulan lastik 45.000 -50.000 km kullanılabilirken, azot ile doldurulmuş lastik ömrü 60.000 -65.000 km'ye kadar çıkmaktadır,
- 6- Güvenlik ve rahatlık

Genel olarak pnömatik lastiklerde azot gazı kullanımı; İnsanların yaşamasını nefes almasını sağlayan havadaki % 20,9 oranındaki oksijen, lastikler için ciddi problemler oluşturmaktadır. Çünkü lastiğin hammaddesi olan kauçuğa zarar vermektedir. Lastiğin içerisindeki oksijen, lastiğin yaşlanmasını hızlandırmaktadır. Bir diğer problem ise en iyi tanklardan bile sızabilen oksijenin kauçuğun arasından sızmasının havada % 78 oranında bulunan nitrojene oranla daha kolay olmasıdır. Lastik içerisinde basınca maruz kalan oksijen lastiğin topuk tellerinde (jantla birleşme noktası) paslanmaya neden olmaktadır. Buna ek olarak oksijen, lastiğin iç yanağına ve koruyucu kaplamasına zarar vererek darbe gören lastiğin daha kolay balon yapmasına sebep olmaktadır. Lastiğin içerisindeki oksijeni boşaltarak nitrojen doldurmak içerideki nem oranını düşürerek lastiğin ömrünü uzatır. Azot gazının içinde bulunduğu market ağı günden güne büyümektedir. Azotun araç lastiğinde oksijene oranla avantajlarının daha iyi kavranması, bu market ortamının büyümesini sağlayan en önemli etkidir. Otobüs ve kamyon gibi ağır tonajlı uzun yol vasıtalarında, Formula 1 yarışlarında ve hız rekoru denemeleri gibi olağan dışı olaylarda araç lastiklerinde azot gazının kullanılması faydaları ve avantajlarına iyi birer örnek teşkil etmektedir (Karagöz, 2009).

5.SONUÇ

Basıncı, kontrol edilebilen, durumu değiştirilebilen hava ve gazlar ile çalışan sistemler pnömatik sistemler olarak bilinen, pnömatik lastik tekerlekte, pnömatik Yunanca bir kelime olan pnömatik (hava, rüzgar) kelimesinden türetildiği, önceleri sadece havanın basıncından yararlanılarak çalışan az sayıda makine ve araç gereç varken, kısa zamanda diğer enerji çeşitlerine göre daha hızlı, kolay elde edilen, ucuz olan hava enerjisi son zamanlarda durumu geliştirilerek pek çok alanda kullanılmaya başlanmıştır. Özellikle otomotiv sektöründe bu durum değişikliğinden fazlaca yararlanılmaktadır.

Günümüz motorlu taşıtlarının seyir hızlarının artması ile karayollarında meydana gelen trafik kazalarının yıllar itibarı ile azalması gerekirken, artış göstermesi ve bu kazalar sonucu meydana gelen hasar ve kayıpların büyüklüğü gerek ülkemizde gerekse dünya genelinde çözüm arayışlarını hızlandırmış, bu amaçla mevcut teknolojik imkan ve sistemlerin bu alana kaydırılması ile yeni yeni teknolojilerin yüksek hızlarda taşıtların seyir güvenliği için frenleme etkinliği bakımından pnömatik lastiklerde güvenli sürüş indikatörü geliştirilmiştir. Aşırı hızın trafik güvenliği üzerine etkisi önem arz etmekle, aşırı hız ile kullanılan taşıt, bazı özel durumlarda (keskin kurp ve sert frenlemede) daha az kararlı bir yol tutuşuna sahiptir ve taşıtın kontrolü zorlaşmaktadır. Yüksek hızın trafik kazalarının sonuçlarını daha da ağırlaştırdığı bilinmekle birlikte, kaza önlemede etkin frenlemenin gerçekleşmesinde pnömatik lastik tekerleğin dış profillerindeki indikatör rakam derinlik ölçüsünde aşınmışlık durumlarının önemli olduğu kanuni olarak bu derinlik aşınmasının kabul edilebilir rakam değerinde olması öngörülmüştür.

Pnömatik lastik tekerlek, karayolu taşıtlarında taşıt ve yol arasındaki tek ara yüzü oluşturan, taşıtın ağırlığını taşıyan, taşıtın doğrultu ve hız denetimini sağlayan önemli bir eleman olduğu, lastiğin tasarımı, prototipinin hazırlanması, denenmesi ve nihayet piyasaya sürülmesi zor, uzun ve masraflı bir süreçtir. Lastik yapısının ve malzeme özelliklerinin karmaşıklığı; lastikten beklenen özelliklerinin birbiri ile

Çelişkili olması nedeniyle lastik tasarım parametrelerinin belirlenmesi konusunda henüz net kurallar oluşturulamadığı sonucuna varılmıştır.

6.KAYNAKLAR

An R&D Planning Workshop, (1977). *Society of Automotive Engineers*.

Barson, C. W. , James, D. H. and Morcombe, A. W. (1967-1968). Some Aspects of Tire and Vehicle Vibration Testing. *Proc. Institution of Mechanical Engineers*, 182, Part 3B.

Bauer, H. and Bosch, R. (2000). *Automotive Handbook*. 5th Edition, Society of Automotive Engineers Publications, 231-255.

Bosch, R. (2001). *Automotive Handbook*, 2nd Edition.

Bridgestone, Resmi Web Sitesi (2013). Ürünlerimiz [online]. (10 Mart 2013), www.bridgestone.com

Collier, B. L. and Warchol, J. T. (1980). The Effect of Inflation Pressure on Bias,Bias-Belted and Radial Tire Performance, Rapor No: 800087.

Clark, S. K. (1971). Mechanics of Pneumatic Tires, Monograph 122, *Natioanl Bureau of Standards*.

Collier, B. L. and Warchol, J. T. (1980). The Effect of Inflation Pressure.

Çavdar, A. (2002). *Otomobillerdeki Aktif ve Pasif Güvenlik Sistemlerinin Taşıt Tasarımı ve Taşıt Güvenliği Bakımından İncelenmesi*, 10-76.

Çeliker M. (1989). *2918 Sayılı Karayolları Trafik Kanunu ve İlgili Yönetmelikleri*, Ankara: İdeal Matbaası, 12.

Çetinkaya S. (2000). Trafik Güvenliği Açısından Taşıt Güvenlik Sistemleri, *G.Ü. Teknik Eğitim Fakültesi Dergisi*, 3(1), 7-16.

Devlet İstatistik Enstitüsü (2005), *Motorlu Kara Taşıtları İstatistikleri*, Ankara: DİE Yayınları, 10-28.

DeRaad, L. W. (1977). The Influence of Road Surface Texture on Tire Rolling Resistance.

Devlet Planlama Teşkilatı, (2000). *Uzun Vadeli Strateji ve Sekizinci Beş Yıllık Kalkınma Planı*. (2000). Ankara: Devlet Planlama Teşkilatı, 255-258.

Ellis, J. R. (1969). Vehicle Dynamics, *Business Books*.

Ervin, R. D. (1975). Mobile Measurement of Truck Tire Traction, *University of Michigan*, Ann Arbor.

Fancher, P. S. , Ervin, R. D. , Winker, C. B. and Gillespie, T. D. (1986). A Fact Book of The Mechanical Properties of the Components for Single-Unit and Articulated Heavy Trucks, *National Highway Traffic Safety Administration Report*, DOT HS 807 125, U.S. Department of Transportation.

Ford, T. L. and Charles, F. S. (1988). Heavy Duty Truck Tire Engineering, *Society of Automotive Engineers*, Rapor No: SP-729.

French, T. (1979). Council of the Institution of Mechanical Engineers

Gough, V. E. (1964). Practical Tire Research, *SEA Transactions*.

Harned, J.L. , Johnston, L. E. and Sharpf, G. (1969). Measurement of Tire Brake Force Characteristics as Related to Wheel Slip(Antilock) Control System Design, *SAE Transactions*, Rapor No: 690214.

Home, W. B. and Dreher, R. C. (1965). Phenomena of Pneumatic Tire Hydroplaning and Some Effects on Vehicle Performance *Society of Automotive Engineers*, Rapor No: 650145.

Home, W. B. and Joyner, U. T. (1965). Pneumatic Tire Hydroplaning and Some Effects on Vehicle Performance. *Society of Automotive Engineers*, Rapor No: 650145.

Işıldar S. (1998). Trafik Kazaları ve Önlenmesi, *Tüketici Bülteni Trafik Özel Sayısı*, Ankara: Türk Standartları Enstitüsü, 12-17.

Jansen, M. L and Hall, G. L. (1980) Effect of Ambient Temperature on Radial Tire Rolling Resistance, *Society of Automotive Engineers*, Rapor No: 800090.

Karagöz E. (2009). 3. *Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi ve Sergisi*, 159-163.

Karayolları Genel Müdürlüğü (2005). *Trafik Kazaları Özeti 2004*, Ankara: T.C. Bayındırlık Bakanlığı, 3-14.

Karayolları Genel Müdürlüğü (2005). *Trafik Kazaları Özeti 2004*, Ankara: T.C. Bayındırlık Bakanlığı, 3-14.

Lines, J. A. and Young, N. A. (1989). A Machine for Measuring the Suspension Characteristics of Agriculture Tyre. *Journal of Terramechanics*, 26, 3-4.

Matthews, J. And Talamo, J. D. C. (1965). Ride Comfort for Tractor Operators, III. Investigation of Tractor Dynamics by Analogue Computer Simulation. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 10, 2.

Nordeen, D. L. and Cortese, A. D. (1983). Force and Moment Characteristics of Rolling Tires, *Society of Automotive Engineers*, Rapor No: 713A.

Overton, J.A. , Mills, B. and Ashley, C. (1970). The Vertical Response Characteristics of The Non-Rolling Tire. *Proc. Institution of Mechanical Engineers*, 184 (2), 2.

Özel İhtisas Komisyonu Raporu, (2001). *Sekizinci BeşYıllık Kalkınma Planı / Ulaştırma (Trafik Düzeni ve Karayollarında Can Güvenliği)*, Rapor No: DPT:2579-ÖİK:591, Ankara, 2-34.

Sanayi ve Ticaret Bakanlığı, (2008). 24 Temmuz 2008 PERŞEMBE Resmi Gazete Sayı: 26946. [online]. (10 Şubat 2013), sgm.sanayi.gov.tr/Files/Mevzuat/5-14122012105108.docx

Segel, L. (1984). *The Mechanics of Heavy-Duty Trucks and Truck Combinations, University of Michigan Yaz Konferansı*, Arbor.

Taborek, J.J (1975). *Mechanics of Vehicles*.

Taborek, J. J. (1975). *Mechanics of Vehicles, Machine Design*.

T.C. Millî Eğitim Bakanlığı, (2005). *MEGEP (Meslekî Eğitim Ve Öğretim Sisteminin Güçlendirilmesi Projesi)*, Ankara.

Ulaştırma Bakanlığı, (2004). *Ulaştırma Strateji Raporu*, Ankara: Ulaştırma Bakanlığı, 23-30.