

**KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ \* FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**SÜSPANSİYON DİNAMİĞİNİN ABS FREN SİSTEMİNİN  
PERFORMANSINA ETKİLERİNİN ANALİZİ**

**DOKTORA TEZİ**

**Hakan KÖYLÜ**

**Anabilim Dalı: Makine Eğitimi  
Danışman: Yrd. Doç. Dr. Ali ÇINAR**

**KOCAELİ, 2010**

**KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ \* FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

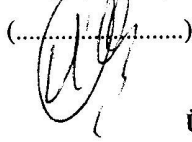
**SÜSPANSİYON DİNAMİĞİNİN ABS FREN SİSTEMİNİN  
PERFORMANSINA ETKİLERİNİN ANALİZİ**

**DOKTORA TEZİ**  
**Hakan KÖYLÜ**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih: 31 Aralık 2009**

**Tezin Savunulduğu Tarih: 19 Şubat 2010**

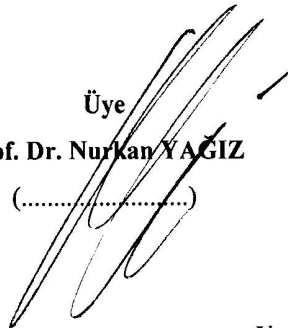
**Tez Danışmanı**  
**Yrd. Doç. Dr. Ali ÇINAR**  
(.....)



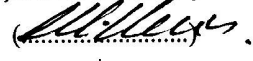
**Üye**  
**Doç. Dr. Mustafa ÇANAKCI**

(.....)

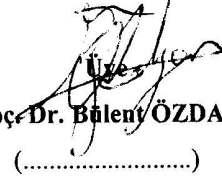
**Üye**  
**Prof. Dr. Nurkan YAGIZ**  
(.....)



**Üye**  
**Doç. Dr. Mehmet UÇAR**  
(.....)



**Üye**  
**Yrd. Doç. Dr. Bülent ÖZDALYAN**  
(.....)



**KOCAELİ, 2010**

## ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR

Günümüzde taşıt hızlarının artması ile birlikte frenleme anında yol ile tekerlek arasındaki temasın sürekliliğini sağlayacak frenleme sistemlerine ihtiyaç duyulmuştur. Bu amaç doğrultusunda frenleme anında tekerleklerin kilitlenmesini önleyen ABS (Anti-Lock Brake System) fren sistemi tasarlanmıştır. Bu fren sistemlerinde fren basıncı değişimini belirlemek için sadece tekerleğin açısal hızı ölçülmektedir. Taşıt hızı ile birlikte diğer ABS performans parametreleri tekerlek hız değişimine bağlı olarak hesaplanmaktadır. Bu nedenle tekerlek hızı değişimini kötüleştirebilecek her durum ABS'nin performansını da kötüleştirebilir. Tekerlek hızı kötüleşmeleri, daha çok taşıt hızındaki artışa göre lastik ile yol arasındaki tutunmaya bağlıdır. Her yol şartında yol temasını sağlayan ve sürekliliğini koruyan süspansiyon sistemi elemanı, amortisörlerdir. Amortisörlerin sönümlenme özelliklerindeki kötüleşme ile yol temasının azalması, ABS sensörlerinden alınan tekerlek hız bilgilerinin tekerleğin gerçek şartlarda dönüşünü yansıtmayacak ve tekerleklere gönderilen fren basıncı, tekerleğin ihtiyacından daha fazla veya daha az olacaktır. Bunun neticesinde amortisör sönümlenme özelliğindeki kötüleşmeye göre fren mesafesi artacaktır.

Bu doktora çalışmasında, ıslak-kuru ve kaygan olmak üzere iki farklı pürüzlü yolda amortisör sönümlenme özelliğine, aks ivmeleri ve etkin yuvarlanma yarıçapı salınımlarına bağlı olarak süspansiyon dinamiğinin ABS performansına etkileri incelenmiştir. Deneyler, Kocaeli Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Taşıt Test Laboratuvarına ait test aracı ile Kocaeli Büyükşehir Belediyesi İnterteks Fuar Alanı'nda gerçekleştirilmiştir. Bu tezin ortaya çıkmasında, en başta saygı değer danışman hocam Yrd. Doç. Dr. Ali ÇINAR'a bölüm başkanımız Prof. Dr. İbrahim KILIÇASLAN'a, sayın hocalarım Prof. Dr. Nurkan YAĞIZ ve Doç. Dr. Mehmet UÇAR'a, bölümümüzdeki diğer hocalarıma ve çalışma arkadaşlarıma ve özellikle bu çalışmaya her zaman ekip ruhu ile gönülden katkı sağlayan çok değerli çalışma arkadaşım Arş. Gör. Nida NURBAY ÖZÖN'e katkılarından dolayı teşekkür ederim. Bu tezdeki deneysel çalışmalar 2007/31 nolu Kocaeli Üniversitesi Bilimsel Araştırmalar Birimi ve 107M188 nolu TÜBİTAK projeleri ile desteklenmiştir. Bu projeler ayrıca Fren Teknik Otomotiv San. Tic. Ltd ve Hurmoğlu Eğitim ve Danışmanlık firmaları tarafından desteklenmiştir. Bu desteklerinden dolayı başta Kocaeli Üniversitesi ve TÜBİTAK olmak üzere Fren Teknik Otomotiv San. Tic. Ltd şirket müdürü sayın Alpay LÖK'e ve test laboratuvar müdürü sayın Gökhan Yüksel KİŞLALİ'ye, Hurmoğlu Eğitim ve Danışmanlık şirket müdürü sayın Cankat HURMOĞLU'na ve Kocaeli Büyükşehir Belediyesi'ne teşekkürlerimi sunarım.

Son olarak her zaman yanımda olan, destek veren ve doktora çalışmam sırasında sabır gösteren eşim Ayni Zeliha KÖYLÜ'ye ve tüm aileme teşekkür ederim.

Hakan KÖYLÜ

## İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ .....	i
İÇİNDEKİLER .....	ii
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	v
TABLolar DİZİNİ .....	viii
ÖZET .....	ix
İNGİLİZCE ÖZET .....	x
1.GİRİŞ.....	1
1.1. Tezin Amacı.....	2
1.2. Tezin Kapsamı.....	3
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	5
2.1. ABS Fren Sisteminin Performansını Belirleyen Parametreler ve Bu Parametre Değişimlerinin Etkileri.....	5
2.1.1. Tekerlek hızı.....	6
2.1.2. Kayma değişimi, tekerlek ivmesi ve tutunma katsayısı.....	9
2.1.3. Taşıt hızı.....	11
2.2. ABS Kontrol Metotları ve Kullanılan Performans Kriterleri.....	12
2.2.1. ABS kontrol metotları.....	12
2.2.2. Performans ölçütleri.....	15
2.3. ABS Performansını Bozan Parametreler ile Performans Belirleyen Parametreler Arasındaki Etkileşim.....	17
2.3.1. Yol pürüzlülüğünün etkileri.....	17
2.3.2. Aksın düşey ve yatay titreşimlerinin etkileri.....	19
2.4. ABS ve Süspansiyon Sistemi Arasındaki Dinamik Etkileşimin ABS Performansına Etkileri.....	20
2.5 Literatür Araştırmasının Yorumu.....	21
2.6. Tez Çalışmasının Literatüre Katkıları.....	22
3. ABS FREN SİSTEMİ VE SÜSPANSİYON SİSTEMİ.....	24
3.1. ABS Fren Sistemi.....	24
3.1.1. Çeyrek taşıt fren dinamiği modeli.....	24
3.1.1.1. Frenleme anında taşıt gövdesinin dinamiği.....	25
3.1.1.2. Frenleme anında tekerlek dinamiği.....	25
3.1.2. ABS fren sisteminin performans parametreleri.....	27
3.1.2.1. Relatif kayma oranı.....	27
3.1.2.2. Tekerlek ivmesi.....	29
3.1.2.3. Tutunma katsayısı.....	30
3.1.2.4. Taşıtın frenleme ivmesi.....	31
3.1.2.5. Dinamik aks yükü.....	32
3.1.2.6. Fren basıncı değişim oranı.....	33
3.1.3. ABS fren sisteminin performans değişimi.....	35
3.1.3.1. Kayma-tutunma katsayısı grafiği.....	35
3.1.3.2. Kayma – tutunma katsayısı grafiğinde moment dengesinin incelenmesi.....	37

3.1.3.3. Kayma – tutunma katsayısı grafiğinde fren basıncı değişiminin incelenmesi.....	39
3.1.4. ABS’de kontrol edilen değişkenler.....	40
3.1.4.1. Kayma kontrolü.....	40
3.1.4.2. Tekerleğin açısız ivmesinin kontrolü.....	40
3.1.5. ABS fren sistemini oluşturan elemanlar ve çalışma prensipleri.....	41
3.1.5.1. Tekerlek hız sensörü ve tekerlek hızının hesaplanması.....	43
3.1.5.2. Elektronik kontrol birimi (EKB).....	45
3.1.5.3. Hidrolik basınç modülatörü ve selenoid valfler.....	47
3.1.5.4. ABS fren sisteminin kapalı kontrol döngüsü.....	50
3.1.5.5. ABS’nin çalışma prensibi.....	51
3.2. Süspansiyon Sistemi.....	54
3.2.1. Süspansiyon yayı.....	54
3.2.2. Amortisör.....	55
3.2.3. Süspansiyon sisteminin dinamik modeli.....	58
3.2.4. Süspansiyon özelliklerinin yol tutuş performansına etkileri.....	63
3.2.5. Süspansiyon sistemi ile ABS fren sistemi arasındaki dinamik etkileşimin incelenmesi.....	66
3.3. Hızlı Fourier Dönüşümü ile Frekans Analizi.....	67
4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR.....	71
4.1. ABS Test Yolunun Oluşturulması.....	71
4.2. Test Taşıtı.....	75
4.3. Test Materyalleri ve Ölçülen Parametrelerin Tanıtılması.....	75
4.3.1. Taşıt hızı ve tekerlek hızı.....	73
4.3.2. Etkin yuvarlanma yarıçapı.....	77
4.3.4. Fren basıncı.....	79
4.3.5. Fren pedal kuvveti.....	81
4.3.6. Düşey ve boylamsal aks ivmeleri.....	83
4.4. Ölçülen Parametrelere Bağlı Olarak Hesaplanan Parametreler.....	84
4.5. Süspansiyon Sistemi Parametrelerinin Belirlenmesi.....	86
4.5.1. Yaylı kütlelerin belirlenmesi.....	86
4.5.2. Yaysız kütlelerin belirlenmesi.....	87
4.5.3. Süspansiyon ve lastik yay sabitlerinin belirlenmesi.....	88
4.5.4. Amortisör sönümleme katsayısının belirlenmesi.....	89
4.6. Deney Hazırlıkları ve Deneylerin Yapılması.....	93
4.6.1. Test taşıtının deneylere hazırlanması.....	93
4.6.2. Deneyin yapılışı.....	97
5. BULGULAR VE DEĞERLENDİRMELER.....	101
5.1. Frenleme Süreleri Ve Fren Mesafesi.....	101
5.2. ABS Performansını Bozucu Parametreler.....	105
5.2.1. Fren pedal kuvveti değişimi.....	105
5.2.2. Etkin yuvarlanma yarıçapı değişimi.....	106
5.2.3. Düşey aks ivmesi değişimi.....	110
5.2.4. Boylamsal aks ivmesi değişimi.....	113
5.3. ABS performans parametreleri.....	115
5.3.1. Tekerlek hızı ve taşıt hızı değişimi.....	115
5.3.1.1 Sabit tekerlek yarıçapına bağlı tekerlek hızı ve taşıt hızı.....	115
5.3.1.2 Etkin yuvarlanma yarıçapına bağlı tekerlek hızı ve taşıt hızı.....	118

5.3.1.3 Islak-kuru ve kaygan yolda tekerlek hız değişimlerine göre amortisör sönümleme özelliği değişimi.....	121
5.3.2. Kayma oranı.....	122
5.3.2.1 Sabit tekerlek yarıçapına bağlı kayma oranı değişimi.....	123
5.3.2.2 Etkin yuvarlanma yarıçapına bağlı kayma oranı değişimi.....	126
5.3.2.3 Islak-kuru ve kaygan yolda kayma oranı değişimlerine göre amortisör sönümleme özelliği değişimi.....	129
5.3.3 Tekerlek ivmesi.....	130
5.3.3.1 Sabit tekerlek yarıçapına bağlı tekerlek ivmesi değişimi.....	131
5.3.3.2 Etkin yuvarlanma yarıçapına bağlı tekerlek ivmesi değişimi.....	134
5.3.3.3 Islak-kuru ve kaygan yolda tekerlek ivme değişimlerine göre amortisör sönümleme özelliği değişimi.....	137
5.3.4 Tutunma katsayısı.....	138
5.3.4.1 Islak-kuru ve kaygan yolda tutunma katsayısı değişimlerine göre amortisör sönümleme özelliği değişimi.....	142
5.3.5 Fren basıncı ve fren basıncı değişim oranı.....	143
5.4 Pürüzlü Islak-Kuru Yolda ABS Performansının Analizi.....	147
5.4.1 Performans parametrelerine göre ABS performansı.....	147
5.4.2 Bozucu etkiler ile ABS performansı.....	149
5.5 Pürüzlü Kaygan Yolda ABS Performansının Analizi.....	152
5.5.1 Performans parametrelerine göre ABS performansı.....	152
5.5.2 Bozucu etkiler ile ABS performansı.....	155
5.6 Frekans Analizi ile ABS Performansının Analizi.....	158
5.6.1 Islak-kuru yolda bozucu etkilerin frekans analizi ile ABS performansı.....	158
5.6.2 Islak-kuru yolda ABS performans parametrelerinin frekans analizi ile ABS performansı.....	162
5.6.3 Kaygan yolda bozucu etkilerin frekans analizi ile ABS performansı.....	164
5.6.4 Kaygan yolda ABS performans parametrelerinin frekans analizi ile ABS performansı.....	167
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	170
KAYNAKLAR.....	179
ÖZGEÇMİŞ.....	185

## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 3.1: Çeyrek taşıt fren dinamiği modeli.....	24
Şekil 3.2: Fren diskine etkiyen kuvvet ve moment.....	26
Şekil 3.3: a) Serbest yuvarlanan b) frenlenen tekerlek için çizgisel hızlar.....	28
Şekil 3.4: Frenleme anında yük transferi modeli.....	32
Şekil 3.5: İdeal fren basınç değişimi ve fren basınç değişim oranı .....	34
Şekil 3.6: Lastik tekerleklerde farklı kayma değerleri için boylamsal kuvvet dağılımı.....	35
Şekil 3.7: Tutunma katsayısının kaymaya bağlı değişimi.....	36
Şekil 3.8: Farklı yol şartlarında tutunma katsayısının değişimi.....	37
Şekil 3.9: Kayma-tutunma katsayısı grafiğinde moment değişim aşamaları.....	38
Şekil 3.10: ABS fren sisteminin kayma - $\mu$ grafiğine göre fren basıncı kontrol döngüsü.....	39
Şekil 3.11: a) Tekerlek açısal ivmesinin zamanla değişimi b) Tekerlek çizgisel ivmesinin moment dengesine göre değişimi.....	41
Şekil 3.12: ABS fren sistemi elemanları.....	42
Şekil 3.13: ABS sensörünün iç ve dış yapısı ile ABS dişlilerinin konumu.....	43
Şekil 3.14: a)ABS sensöründe manyetik akış değişimi b) ABS dişlisinin hızına göre çıkış voltajının değişimi.....	44
Şekil 3.15: ABS elektronik kontrol birimi içyapısı.....	46
Şekil 3.16: a) ABS hidrolik basınç modülatörü iç ve dış yapısı b) Farklı selenoid valf ve EKB tasarımları ile farklı boyuttaki pompa motorları.....	48
Şekil 3.17: Selenoid valflerin konumu ve pompa bloğuna yerleşimleri.....	49
Şekil 3.18: Selenoid valflerin çalışması.....	49
Şekil 3.19: ABS kontrol döngüsü ve oluşturan elemanlar.....	50
Şekil 3.20: Selenoid valf hareketleri ile birlikte tekerlek hızı, taşıt hızı, fren basıncı ve tekerlek ivmesi genel karakteristikleri.....	52
Şekil 3.21: a) MacPherson tip amortisörün içyapısı b) Piston valfi c) Taban valfi.....	56
Şekil 3.22: a)Amortisörün sıkışma anındaki çalışması b)Amortisörün genişleme anındaki çalışması.....	57
Şekil 3.23: a) Piston valfine ait şimler b) Taban valfine ait şimler.....	58
Şekil 3.24: Lineer çeyrek taşıt modeli.....	59
Şekil 3.25: Lineer çeyrek taşıt modelinde aks ve taşıt gövdesine etkiyen kuvvetler.....	62
Şekil 3.26: Basamak yol girişine göre amortisör sönümlenme özelliklerinin lastik yol etkileşimine etkileri.....	64
Şekil 3.27: Farklı amortisör sönümlenme özelliklerine göre dinamik tekerlek yükü salınımları frekans cevabı.....	66
Şekil 3.28: Zaman boyutundaki karışık bir sinyalin fourier dönüşümü ile farklı frekanslara sahip sinüs eğrilerine ayrıştırılması.....	68
Şekil 3.29: Zaman boyutundaki karışık bir sinyalin frekans boyutundaki karşılığı.....	68

Şekil 3.30: Zaman boyutunda tekerlek ivmesi sinyalinin pencerenlenmesi	69
Şekil 3.31: Filtreli ve filtre edilmemiş tekerlek ivmesi FFT dönüşümleri.....	70
Şekil 4.1: Pürüzlü ABS test yolu.....	72
Şekil 4.2: Süspansiyon test cihazının palet ve titreşim yayları.....	73
Şekil 4.3: Pürüzlü test yolunun profili.....	74
Şekil 4.4: ABS donanımlı test taşıtı ve teknik özellikleri.....	75
Şekil 4.5: GPS antenli hız ölçüm cihazı ve araç içindeki kurulumu.....	76
Şekil 4.6: Tekerlek deplasman ölçüm cihazının tekerlek üzerine yerleştirilmesi	79
Şekil 4.7: Fren basıncı ölçüm cihazının ABS hidrolik modülatörü üzerine bağlanması.....	80
Şekil 4.8: Fren pedal kuvvetine göre tekerlek hızı değişimi.....	81
Şekil 4.9: Fren pedal kuvvet sensörü ve göstergesi.....	82
Şekil 4.10: Aksa aparatlar ile bağlanmış 3 yönlü ivmeölçer.....	84
Şekil 4.11: Süspansiyon test cihazına ait düşey yük ölçümü için kullanılan ve paralel bağlanmış yük hücreleri.....	87
Şekil 4.12: Taşıt titreşiminde doğal frekansların genel yerleri.....	88
Şekil 4.13: a) Süspansiyon test cihazı ile ölçüm b) Süspansiyon test cihazının iç yapısı ve titreşim yayları.....	89
Şekil 4.14: Sağ ve sol amortisör için yol uyarısına göre faz açısı ve yol teması değişimi.....	90
Şekil 4.15: a) Veri toplama birimi b) Veri kazanım birimi c) Veri kazanım birimi kanal tablosu.....	94
Şekil 4.16: Veri kazanım merkezinde cihaz ile ilgili bilgilerin girilebildiği menüler.....	95
Şekil 4.17: Veri kazanım merkezinde referans değerlerin girilmesini sağlayan menüler.....	96
Şekil 4.18: ABS yol testi için hazırlanan deney tasarımı ve ölçülen parametreler.....	97
Şekil 4.19: Tekrarlanan testlerde ölçülen fren pedal kuvveti değişimleri.....	98
Şekil 4.20: a) Amotisörün araç üzerindeki konumu b) Amortisörün demontajı c) Piston valfinin demontajı.....	99
Şekil 5.1: Amortisör özelliklerine göre pürüzlü ıslak kuru ve kaygan yollarda fren mesafesi değişimleri.....	104
Şekil 5.2: Pürüzlü ıslak-kuru ve kaygan yollarda fren pedal kuvveti değişimleri.....	106
Şekil 5.3: Pürüzlü ıslak-kuru ve kaygan yolda etkin yuvarlanma yarıçapı değişimi.....	108
Şekil 5.4: Pürüzlü ıslak-kuru ve kaygan yolda düşey aks ivmesi değişimi .....	111
Şekil 5.5: Pürüzlü ıslak-kuru ve kaygan yolda boylamsal aks ivmesi değişimi...	113
Şekil 5.6: Pürüzlü ıslak-kuru yolda taşıt hızı ve sabit tekerlek yarıçapına bağlı tekerlek hızı değişimleri.....	116
Şekil 5.7: Pürüzlü kaygan yolda taşıt hızı ve sabit tekerlek yarıçapına bağlı tekerlek hızı değişimleri.....	117
Şekil 5.8: Pürüzlü ıslak-kuru yolda taşıt hızı ve etkin yuvarlanma yarıçapına bağlı tekerlek hızı değişimleri.....	119
Şekil 5.9: Pürüzlü kaygan yolda taşıt hızı ve etkin yuvarlanma yarıçapına bağlı tekerlek hızı değişimleri.....	120
Şekil 5.10: Pürüzlü ıslak-kuru yolda sabit tekerlek yarıçapına bağlı kayma oranı değişimleri.....	124



Şekil 5.11: Pürüzlü kaygan yolda sabit tekerlek yarıçapına bağlı kayma oranı değişimleri.....	125
Şekil 5.12: Pürüzlü ıslak-kuru yolda etkin yuvarlanma yarıçapına bağlı kayma oranı değişimleri.....	127
Şekil 5.13: Pürüzlü kaygan yolda etkin yuvarlanma yarıçapına bağlı kayma oranı değişimleri.....	128
Şekil 5.14: Pürüzlü ıslak-kuru yolda sabit tekerlek yarıçapına bağlı tekerlek ivmesi değişimleri.....	131
Şekil 5.15: Pürüzlü kaygan yolda sabit tekerlek yarıçapına bağlı tekerlek ivmesi değişimleri.....	133
Şekil 5.16: Pürüzlü ıslak-kuru yolda etkin yuvarlanma yarıçapına bağlı tekerlek ivmesi değişimleri.....	134
Şekil 5.17: Pürüzlü kaygan yolda etkin yuvarlanma yarıçapına bağlı tekerlek ivmesi değişimleri.....	136
Şekil 5.18: Pürüzlü ıslak-kuru ve kaygan yolda tutunma katsayısı değişimleri...	139
Şekil 5.19: Pürüzlü ıslak-kuru yolda fren basıncı ve fren basıncı değişim oranları.....	144
Şekil 5.20: Pürüzlü kaygan yolda fren basıncı ve fren basıncı değişim oranları.....	145
Şekil 5.21: Pürüzlü ıslak-kuru yollarda ABS parametre değişimleri ile fren basıncı değişimi.....	148
Şekil 5.22: Pürüzlü ıslak-kuru yollarda bozucu etkiler ile fren basıncı değişimleri.....	150
Şekil 5.23: Pürüzlü kaygan yollarda ABS parametre değişimleri ile fren basıncı değişimleri.....	153
Şekil 5.24: Pürüzlü kaygan yollarda bozucu etkiler ile fren basıncı değişimleri.	156
Şekil 5.25: Pürüzlü ıslak-kuru yolda bozucu etkiler ve fren basıncının frekans cevapları.....	159
Şekil 5.26: Pürüzlü ıslak-kuru yolda ABS performans parametrelerinin frekans cevabı.....	163
Şekil 5.27: Pürüzlü kaygan yolda bozucu etkiler ve fren basıncının frekans cevapları.....	166
Şekil 5.28: Pürüzlü kaygan yolda ABS performans parametrelerinin frekans cevapları.....	168

## TABLULAR DİZİNİ

Tablo 4.1: Süspansiyon sisteminin doğal frekans aralığı ve pürüzlü ABS test yolunun dalga boyu ve genliği.....	73
Tablo 4.2: GPS sensörü teknik özellikleri.....	76
Tablo 4.3: Tekerlek düşey deplasmanı için ölçüm cihazı teknik özellikleri.....	77
Tablo 4.4: Fren basıncı ölçüm cihazının teknik özellikleri.....	80
Tablo 4.5: Fren pedal kuvveti ölçüm cihazı teknik özellikleri.....	82
Tablo 4.6: Araç sınıflarına göre fren yönetmeliği fren pedal kuvveti sınır değerleri.....	83
Tablo 4.7: Aks titreşimi ölçümü için üç eksenli ivmeölçerin teknik özellikleri...	84
Tablo 4.8: ABS performans parametreleri.....	85
Tablo 4.9: ABS'nin frenleme performansını bozabilecek parametreler.....	86
Tablo 4.10: Amortisör sönümleme özelliklerine göre ölçülmüş boyutsuz sönümleme oranı ve yol teması değişimleri.....	91
Tablo 4.11: Süspansiyon sisteminin ölçülen ve hesaplanan parametreleri.....	92
Tablo 4.12: ABS test matrisi.....	100
Tablo 5.1: Amortisör özelliklerine göre ıslak-kuru ve kaygan yollarda elde edilen frenleme süreleri.....	102
Tablo 5.2: Amortisör özelliklerine göre ıslak-kuru ve kaygan yollarda elde edilen fren mesafeleri.....	102
Tablo 5.3: Amortisör özelliklerine göre ıslak-kuru ve kaygan yollarda frenleme süresi ve fren mesafelerindeki değişimler.....	103

## SÜSPANSİYON DİNAMİĞİNİN ABS FREN SİSTEMİNİN PERFORMANSINA ETKİLERİNİN ANALİZİ

Hakan KÖYLÜ

**Anahtar Kelimeler:** Pürüzlü yol, ABS (Anti Blokaj Fren Sistemi), Süspansiyon Sistemi, Amortisör, Etkin Yuvarlanma Yarıçapı, Aks İvmesi, Frekans Analizi

**Özet:** Bu tez çalışmasında, normal, sert ve yumuşak olmak üzere üç farklı amortisör sönümlenme özelliğinin ABS (Anti Blokaj Fren Sistemi) 'nin frenleme performansına etkileri aks ve tekerlek salınımlarının bozucu etkisinde fren basıncı referans alınarak incelenmiştir. Sert amortisör herhangi bir nedenden dolayı sertleştirilmiş amortisörü ve yumuşak amortisör de aşınmış amortisörü ifade etmektedir. Frenleme anında amortisörlerin ABS performansına etkilerini ortaya çıkarabilmek amacıyla testler ıslak-kuru ve kaygan olmak üzere iki farklı pürüzlü yolda gerçekleştirilmiştir. ABS testlerinde ABS performans parametresi olarak tekerlek hızı ve taşıt hızı ölçülmüştür. Ölçülen bu parametreler kullanılarak kayma oranı, tekerlek ivmesi ve tutunma katsayısı hesaplanmıştır. Bozucu etki olarak etkin yuvarlanma yarıçapı, düşey aks ivmesi ve boyamsal aks ivmesi ölçülmüştür. Performans parametrelerine ve bozucu etkilere referans olması için fren basıncı ölçülmüştür. Tüm parametre ölçümlerinin aynı anda başlatılması ve sona erdirilmesi için fren pedal kuvveti ve taşıt hızı referans alınmıştır. Elde edilen deneysel bulgular, aynı ve farklı yol şartlarında fren basıncı referans alınarak karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre sert amortisör ıslak-kuru yolda fren mesafesini arttırırken kaygan yolda en kısa fren mesafesi oluşturmuştur. Sert amortisörün ABS'nin frenleme performansına etkilerinin yolun tekerlek dönüşüne gösterdiği direnç ile belirlendiği görülmüştür. Yumuşak (Aşınmış) amortisör ile de tüm yol koşullarında en uzun fren mesafesi elde edilmiştir. Fren mesafesinde ortaya çıkan farklılıkların bozucu etkilerin değişimi ile uyum gösterdiği görülmüştür. Bu çalışmada parametrelerin zaman analizinin yanında frekans analizi de yapılmıştır. Frekans analizinde parametredeki değişimlere bağlı olarak frenleme performansının kötüleşme sebeplerinin rezonans frekansı ve rezonans genlikleri ile kolaylıkla belirlenebildiği görülmüştür.

## ANALYSIS OF EFFECTS OF SUSPENSION DYNAMICS ON THE ABS BRAKING SYSTEM PERFORMANCE

Hakan KÖYLÜ

**Keywords:** Road Roughness, ABS (Anti-Lock Brake System), Suspension System, Shock Absorber, Effective Rolling Radius, Axle Acceleration, Frequency Analysis

**Abstract:** In this thesis study, the effects of three different shock absorber damping features consisting of normal, hard and soft on the braking performance of ABS (Anti-Blocking Brake System) were investigated with disruptive effects of axle and wheel by based on the brake pressure. The hard shock absorber expresses the shock absorber hardened for certain purposes and the soft shock absorber expresses worn shock absorber. The tests were conducted on  $\mu$ -split and slippery roads to be able to occur the effects of shock absorber on ABS braking performance during braking. In ABS tests, the wheel speed and vehicle speed were measured as ABS performance parameters. The slip ratio, wheel acceleration and adhesion coefficient were calculated by using these parameters. The effective rolling radius, vertical and longitudinal axle accelerations were measured as disturbance effects. The brake pressure was measured to be taken reference to performance parameters and disruptive effects. The brake pedal force and the vehicle speed were taken reference to simultaneously be started and ended the measurements of all parameters. The obtained experimental findings were compared under the same and different road conditions with reference of the brake pressure. According to the experimental results, the hard shock absorber resulted the shortest braking distance on slippery road while increasing the braking distance on  $\mu$ -split road. It was seen that the effect of hard shock absorber on the ABS braking performance was determined by resistance of road against wheel rolling. Using the soft (worn) shock absorber, the longest braking distance was obtained on all road conditions. It was seen that the differences occurring in braking distance showed compatibility with the changes of disruptive effects. In this study, the parameters were analyzed at frequency domain as well as time domain. It was monitored that, in the frequency analysis, the reasons of the braking performance deteriorations depending on the changes at parameters can be easily determined by resonance frequency and resonance amplitudes.

## 1. GİRİŞ

Taşıtların sürüş güvenliğinin en önemli unsurlarından birisi, fren sisteminin performansıdır. Frenleme anında tekerleklerin aniden kilitlenmesi ve frenlemenin kilitli tekerlekler ile sürdürülmesi, frenleme performansının kötüleşmesine neden olmaktadır. Kilitli tekerlekler ile direksiyon kontrolü sağlanamadığından sürüş güvenliği de bu anda oldukça tehlikeli hale gelmektedir. Frenleme anında tekerleklerin kilitlenmesini önleyerek direksiyon kontrolünün sağlanması ve taşıtın savrulmasının önlenmesi için tasarlanmış sisteme ABS (Anti Blokaj Fren Sistemi) denir. Bu sistem, Robert Bosch GmbH, tarafından ilk olarak 1978 yılında dünyaya tanıtılmıştır. ABS fren sistemi, tekerleklerin kilitlenmesini önlemek amacıyla her bir tekerlekteki hız sinyallerini değerlendirerek tekerlek fren basınçlarını değiştirmekte ve böylece lastik tekerlek ile yol arasındaki tutunmanın belirli bir aralıkta sürekliliğini sağlamaktadır. Günümüzde artan taşıt hızı ile birlikte ABS fren sistemleri, artık tüm taşıtlarda opsiyonel durumdan standart hale gelmiştir. ABS'nin üretilen her taşıtta standart hale gelmesi ile bu sistemin performansının önemi de giderek artmaktadır.

Yüksek taşıt hızlarında lastik ile yol arasındaki tutunmanın azalması nedeniyle frenleme anında tekerleğin kilitlenme eğiliminin çok artması, ABS'nin tekerlek hızları ile kontrolünü daha fazla zorlaştırmaktadır. Bu nedenle lastik ile yol arasındaki tutunmayı sağlayan her taşıt elemanının, ABS performansına etkileri araştırılmalıdır. Bunların en önemlisi, taşıt hızındaki değişime bakılmaksızın her an lastiğin yola tutunmasını sağlayan amortisörlerdir. Amortisörler bu görevi yerine getirirken piston valfinin aşağı yukarı doğru hareketi sırasında kolay bir şekilde aşınabilmektedir. Alman TÜV Rheinland Grubu yaptığı çalışmalarında iki yaşındaki her sekiz araçtan birinin amortisörünün aşınmış olduğunu ve bu durumdan sürücülerin çoğunun farkında olmadığını tespit etmişlerdir.

Aşınmış amortisör, normal amortisöre göre çok daha yumuşak hale geldiklerinden sönümleme özelliklerini kaybederler ve yoldan gelen uyarılara karşı tepkileri çok daha az olur. Bu durumda yoldan gelen uyarı kuvvetleri, lastik tekerlek ile yol arasındaki tutunmanın kötüleşmesine neden olmaktadır. Yol pürüzlüğünün artması ile şiddetlenen yol uyarıları, aşınmış amortisör ile tutunmayı daha kötü hale getirmektedir. Ayrıca herhangi bir nedenle sertleştirilmiş olan amortisörlerin yol uyarılarına karşı ürettikleri tepki kuvvetleri çok şiddetli olur ve bu durum tutunmayı kötüleştirebilir. Sert amortisörler ile tutunmanın kötüleşmesi, tekerleğin dönüşüne direnç gösteren pürüzlü yollarda daha belirgin hale gelmektedir. Frenleme anında tutunmanın kötüleşmesi sebebi ile tutunma kuvvetinin fren diskine etkileyen fren kuvvetine göre çok azalması, tekerleklerin aniden kilitlenmesine neden olmaktadır. Yol pürüzlülüğünün sebep olduğu yol uyarılarının, aks ve tekerlek salınımlarının şiddetini arttırması nedeniyle artan tutunma kayıpları ile frenleme daha kötü hale gelebilmektedir.

### **1.1. Tezin Amacı**

Frenleme anında aşınmış (yumuşak) ve sert amortisörlerin sebep olduğu kötü tutunma nedeniyle amortisör sönümleme özelliklerindeki değişimlerin ABS performansına etkilerinin araştırılması gerekmektedir. Aynı zamanda, frenleme anında sönümleme özelliklerindeki bu değişikliklerin aks ve tekerlek salınımlarına etkilerini belirlemek için frenlemeyi kötüleştirebilecek bozucu etkiler de araştırılmalıdır. Bozucu etkilerin ABS frenleme performansına etkileri süspansiyon sisteminin rezonans frekanslarında daha şiddetli hale gelmektedir.

Bu tez çalışmasının amacı, amortisörlerin aşınma sonucunda sönümleme kapasitelerinin çok azalmasının yanında belirli nedenlerden dolayı amortisörlerin sönümleme kapasitelerinin arttırılmasının, ABS frenleme performansına etkilerinin aks ve tekerlek salınımlarına bağlı olarak araştırılmasıdır. Bu amaç için değişik yol şartlarında ABS testi yapılmıştır. Tekerlek ve aks salınımlarını frenleme performansını etkileyecek şekilde uyarabilmek için ABS yol testleri pürüzlü yolda gerçekleştirilmiştir.

## 1.2. Tezin Kapsamı

Bu tez çalışmasında ıslak-kuru ve kaygan olmak üzere iki farklı pürüzlü yolda 95 km/h frenleme başlangıç hızı ile ABS fren testleri gerçekleştirilmiştir. Yol pürüzlülüğü, süspansiyon rezonans frekanslarına göre hesaplanan dalga boyuna uygun olarak oluşturulmuştur. Bu testler, normal, sert ve yumuşak amortisör sönümlenme özelliklerinde tekrar edilmiştir. Bu test şartlarında fren pedal kuvveti değişimlerinin etkisinde ABS performans parametreleri olan tekerlek hızı, taşıt hızı, kayma oranı, tekerlek ivmesi ve tutunma katsayısı değişimleri ile bozucu etkiler olan etkin yuvarlanma yarıçapı, aksın düşey ve boylamsal doğrultudaki ivme değişimleri elde edilmiştir. Bozucu etkilerden düşey aks ivmesi kullanılarak frenleme anında tekerleğe etkileyen dinamik yüklerin lastik tekerlek ile yol arasındaki tutunmaya etkisi ortaya çıkarılmıştır. Boylamsal aks ivmesi ile de frenleme anında tekerlek üzerinde meydana gelen boylamsal yuvarlanmanın etkisinde taşıt gövdesinin aksı sürüklenme etkisi belirlenmiştir. Etkin yuvarlanma yarıçapı kullanılarak da tekerleğin düşey salınımları, ABS sensörleri ile ölçülen tekerlek hızına yansıtılmıştır. Böylece, frenleme anında ortaya çıkan tekerlek salınımları tekerlek hızı üzerinden tekerlek ivmesi ve kayma oranına yansıtılabilmektedir. Frenleme anında ABS aktif hale geldiğinde tekerleklerin kilitlenme eğilimini belirlemek için ABS parametrelerinden tekerlek hızı ile taşıt hızı arasındaki farka göre kayma oranı değişimi incelenmiştir. Frenleme anında tekerleklerin yavaşlama ve hızlanma eğilimleri tekerlek ivmesi ile ortaya çıkarılmıştır. Frenleme anında dinamik aks yüklerinin etkisinde lastik tekerleğin yol tutuşunda ortaya çıkan salınımlar tutunma katsayısı ile incelenmiştir. Elde edilen tüm bulgular, üç farklı durumda frenleme basıncı referans alınarak değerlendirilmiştir. Bu durumların ilki, normal, sert ve yumuşak amortisörler ile elde edilen bulguların farklı yol koşullarına göre ayrı ayrı değerlendirilmesidir. İkincisi, aynı yol koşullarında, üçüncüsü de frenleme anında değişen yol koşullarında elde edilen bulguların amortisör sönümlenme özelliklerindeki değişimlere göre incelenmesidir.

Bu kapsamda Bölüm 1’de tezin amacı ve içerikleri ile ilgili bilgiler verilmiştir. Bölüm 2’de literatür araştırması yapılmış ve tez çalışmasının literatüre katkısı verilmiştir. Bölüm 3’de ABS fren sisteminin tüm elemanlarının çalışma prensipleri

ile birlikte çeyrek taşıt fren dinamiği modeli kullanılarak ABS performans parametreleri tanıtılmıştır. Daha sonra ABS kontrol metotları tanıtılarak ABS performans parametrelerindeki değişimler incelenmiştir. En son olarak amortisörlerin sönümlenme özelliklerini belirleyen faktörler incelenerek çeyrek taşıt süspansiyon dinamiği modeli ile amortisörün sönümlenme kapasitesindeki değişimlerin yol tutuş performansına etkileri tespit edilmiştir.

Bölüm 4’de testlerin yapıldığı yol pürüzlülüğünün tasarlanması ve oluşturulması ile ilgili bilgiler verilmiştir. Bu pürüzlü yol üzerinde yapılan testlerde kullanılan ölçüm cihazlarının teknik özellikleri verilmiş ve bu ölçüm cihazları kullanılarak yapılan ölçümler tanıtılmıştır. Bu testlerde kullanılan amortisörlerin sönümlenme özellikleri tanıtılarak farklı amortisörler ile pürüzlü yollarda yapılan ABS testlerine ait test matrisi verilmiştir.

Bölüm 5’de ABS parametreleri ve ABS parametrelerini bozucu etkilerde ortaya çıkan değişimler verilmiş ve üç farklı amortisör sönümlenme özelliğine göre zaman ve frekans boyutunda analizler yapılmıştır. Bu analizlerde ABS performans parametreleri ile bozucu etkiler arasındaki etkileşim fren basınçları referans alınarak incelenmiştir. Bu inceleme sonucunda ıslak-kuru ve kaygan yollarda elde edilen sonuçlar amortisör sönümlenme özelliklerine göre karşılaştırılmıştır.

Bölüm 6’da tez çalışmasından elde edilen sonuçlar verilerek bundan sonraki çalışmalar için öneriler yapılmıştır.



## **2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI**

Aşırı frenleme sırasında tekerleğin kilitlenmesini engelleyerek frenleme anında direksiyon hakimiyetini ve dolayısıyla taşıtın sürüş kontrolünü kolaylaştırmak için tasarlanmış sisteme Anti-Blokaj Fren Sistemi (Anti-Lock Brake System (ABS)) denir. ABS fren sistemi, bu görevi yerine getirirken her tekerleğin fren momenti ile tutunma momenti arasında denge oluşturacak şekilde frenleme basıncını, kayma ve tekerlek ivmesindeki değişime göre düzenlemeye çalışmaktadır. Anti-blokaj sistemleri, ilk olarak Robert Bosch GmbH tarafından 1978 yılında dünyaya tanıtılmıştır. 1980'lerin başlarında çok sayıda binek taşıtlarında kullanılmaya başlanmıştır. Bosch tek başına 1984 yılının sonuna kadar yaklaşık 500.000 ABS sistemi üretmiştir [1]. Günümüzde Anti-Blokaj sistemleri artık tüm taşıtlarda opsiyonel durumdan standart hale gelmiştir. Yani tüm taşıtların fren sistemleri ABS sistemleri ile birlikte üretilmektedir. Bu da ABS'nin frenleme performansının daha da iyileştirilmesini ve bunun önündeki eksikliklerin giderilmesi gerektiğini açıkça göstermektedir. Bunun için yapılan birçok çalışma, ABS frenleme performans parametreleri olan kayma, tutunma katsayısı ve tekerlek ivmesindeki değişimlere dayandırılmıştır.

### **2.1. ABS Fren Sisteminin Performansını Belirleyen Parametreler Ve Bu Parametre Değişimlerinin Etkileri**

Günümüz taşıtlarında bulunan birçok ABS fren sisteminde ya tek başına kayma değişimi ya da hem kayma hem de tekerlek ivme değişimleri beraber kontrol edilmektedir. Kayma kontrollü sistemlerde, optimum kayma değeri, tekerleklerin açılma hızlarının birbiriyle karşılaştırılması yoluyla yaklaşık olarak tespit edilmektedir. Bu yöntemde frenleme sırasında en hızlı dönen tekerleğin çevresel hızı referans alınarak diğer tekerleklerin kaymaları hesaplanıp belirli bir kayma değerinin sınır olarak seçilmesi söz konusudur. Ancak, dört tekerleğin bloke olması halinde tekerleklerin tümü kilitlendiğinden referans alabileceği bir açılma tekerlek hızı olmayacaktır. Bundan dolayı kaymanın kontrol edildiği bir blokaj kontrolü eksik bir

kontroldür. Bu nedenle kaymanın yanında tekerlek ivme değişimleri de kontrol edilmektedir. Bu metotta, tekerleğin açısıl ivmesinin kararsız bölgede birden artması özelliğinden faydalanarak belirli bir açısıl ivme sınırının tanımlanması ile tekerlek ivme değişimleri kontrol edilmektedir [2]. Bu bilgiler ABS performansını belirleyen parametrelerin, tekerlek hızı, kayma oranı, tutunma katsayısı ve tekerlek ivmesi olduğunu açıkça göstermektedir. Bu nedenle ABS performansının belirlenmesi için bu parametreleri bozan şartlar ve çözüm metotları araştırılmalıdır.

### **2.1.1. Tekerlek hızı**

ABS fren sistemleri kayma oranı eşik değeri, tekerlek ivmesi eşik değeri ve basınç değişimi eşik değerinin tespit edilmesi için referans olarak sadece sensörlerin ölçtüğü tekerlek hız bilgisinden faydalanmaktadır. Bu nedenle sensörlerin ölçtüğü tekerlek hızlarının, elektronik kontrol biriminde bulunan sinyal işleme bölümünde doğru filtre edilmesi ve işlenmesi gerekmektedir. Tekerlekler, farklı sürtünme özellikli yol şartlarına (pürüzlü, kaygan, stabilize, karlı ve buzlu), süspansiyon salınımlarına ve taşıt hızı değişimine maruz kaldığından sensörlerin elde ettiği hız bilgilerinde bu şartların etkisi bulunmaktadır. Bu nedenle tekerlek hız değişimini bozan büyüklüğün tespit edilmesi ve bu büyüklüğün etkisinin tekerlek hız sinyallerinden çıkarılması gerekmektedir. Bunun için yapılan çalışmalarda birçok metot geliştirilmiştir.

Schwarz ve diğ., [3] çalışmalarında, ABS kontrol sistemi performanslarının, işlenen tekerlek hız bilgisinin kalitesine bağlı olduğunu ifade etmiştir. Bunu etkileyen en önemli faktörün sensör dişlisindeki bozulmalar olabileceğini belirtmişlerdir. Bu bozulmaların nedenlerinin, sensör dişlisindeki dişlerin eşit genişliğe sahip olmaması, dişliler arasındaki boşlukların bozulması, sensör ile dişli arasındaki hava boşluğunun değişmesi ile ortaya çıkan düşük frekanslı hız salınımları olduğunu belirtmişlerdir. Bu nedenle, sinyal kalitesini düzeltecek algoritmanın, işlenen tekerlek hız sinyallerini düzeltme faktörleri ile çarpması gerektiğini vurgulamışlardır. Bu çalışmada düzeltme faktörleri, sensör dişlisindeki düzgünsüzlüklere göre özyinelemeli fonksiyona dayalı algoritma ile tahmin edilmiş ve elde edilen değerler, kontrol birimindeki referans tablosuna yerleştirilmiştir.

Hernandez [4,5] her iki çalışmasında, aks titreşimleri, taşıt gövdesi titreşimleri ve özellikle değişken yol pürüzlülüklerinin, tekerlek hız sinyallerini bozan en önemli gürültüler olduğunu vurgulamıştır. Bu gürültü sinyalleri ile tekerlek hız sinyallerinin aynı frekans bandını paylaştığını ve gürültü sinyallerinin genlikleri küçüldükçe tekerlek hız sinyallerinden ayrıştırılmasının çok fazla zorlaştığı sonucuna varmıştır. Bundan dolayı, gürültülerin sinyalden ayrıştırılması için adaptif filtrelerin kullanılması gerektiğini belirtmiştir. Bu amaçla, frekans boyutunda en küçük kareler metodunu kullanan adaptif filtre kullanmıştır. Bu filtrelerin, sinyalin bir önceki durumu ile ilgili çok az veya hiç bilgi olmadan sadece yapılmış deneylerde ölçülen performans ölçütlerine göre kendi parametrelerini otomatik olarak ayarlayabildiklerini vurgulamıştır. Hernandez., [6] bir başka çalışmasında, çevre ile etkileşim sağlayabilen ve bu etkileşim ile elde edilen bilgileri kullanarak elde edilen performans kriterlerine göre kendini ayarlayan dayanıklı ve optimal adaptif filtreler kullanmıştır. Liu ve diğ., [7] çalışmalarında, tekerlek hızı ölçümlerine göre ABS'yi devreye sokan tetikleme devresindeki hatalar üzerinde durmuşlardır. Bu hataların ABS'nin devrede olduğu anlarda da devam ettiğini vurgulamışlardır. Bu hatayı tetikleyen dış şartlar nedeniyle sensör ile ölçülen tekerlek hızlarının, gerçek şartları yansıtamayacağını ifade etmiş ve bunun düşük hızlarda daha etkili olduğunu tespit etmişlerdir. Bu hatayı telafi etmek için ABS sensör sinyallerini, eşit periyotlara ayırarak örneklemişlerdir. Kapsler ve Sterling [8] çalışmalarında, düşük hızlardaki tekerlek hızlarının algılanma güçlüğü ortadan kaldırmak için dirençlerdeki en küçük değişimi dahi algılayabilen manyetik direnç sensörlerini GMR (Giant Magnetoresistor) kullanmışlardır.

Liu, ve diğ., [9] çalışmalarında, ABS elektronik kontrol birimindeki sinyal işleme ünitesinde ortaya çıkabilecek en büyük hatanın, ABS sensörlerinden gelen hız sinyalleri ile yol yüzeyi pürüzlülüğünün tanımlanamaması ve bunun sonucunda kaynaklanan gürültülerin düzgün filtre edilememesi olduğunu belirtmişlerdir. Bunun sonucunda, düzgün filtre edilemeyen tekerlek hız değişimi ile orijinal tekerlek hız değişimi arasındaki fark artacağından tekerlek silindirlerine gönderilen fren basıncının, gerçek yol ve yük şartlarına uygun olamayacağını ve durma mesafesinin uzayabileceğini tespit etmişlerdir. Bu nedenle bu büyük hatanın tekerlek sinyalinden çıkarılması gerektiğini belirtmişlerdir. Hataların etkilerini azaltmak amacıyla filtre

kazancı değişken olan Kalman filtresi kullanmışlardır. Kalman filtresinin kullanılması için milisaniye aralıklarla bölüm ve çarpım işlemi yapabilen mikro kontrolörler kullanılması gerektiğini belirtmişlerdir.

Sharp ve Allison [10] çalışmalarında, aksın boylamsal titreşimlerinin, ABS sensör dişlisinin dönüşünde meydana getireceği salınımlar ile ilgilenmişlerdir. Bu çalışma sonucunda sinyallerin kalitesinin daha çok sensör ile dişli arasındaki hava boşluğu miktarına ve dişlinin bağlandığı tekerlek merkezinden olan kaçıklığa bağlı olduğunu tespit etmişler ve bunu bozan etkenlerin belirlenmesi gerektiğini vurgulamışlardır. Jian ve diğ., [11] çalışmalarında, pürüzlü yollarda yapılan frenlemelerde gerçek tekerlek hızının elde edilmemesinin nedeninin, ABS hız sensörlerinin bilgi aldığı dişlilerin titreşimlerinden kaynaklandığını ifade etmişlerdir. Bu nedenle, ABS kontrol birimindeki sinyal işleme biriminde bu titreşimlerin filtre edilmesi gerektiğini vurgulamışlardır. Schwarz, ve diğ., [12] çalışmalarında, ABS performansının, tekerlek hızı ve kayma değişim sinyallerinin kalitesine güçlü bir şekilde bağlı olduğunu ifade etmişlerdir. Esnek olarak bağlanmış süspansiyon sisteminin ve lastik salınımlarının, tekerlek hızı ve kayma değişimlerinin karakteristiğini bozabildiğini vurgulamışlardır. Buna göre, tekerlek hız sinyallerinin ve kayma değişimlerinin kalitesinin, bu bozucu etkiler göz önüne alınarak arttırılabileceğini belirtmişlerdir.

Schneider [13] çalışmasında, tekerlek açısal hızlarından tahmin edilen taşıt hızının, referans taşıt hızından daha küçük olduğunda ideal kayma değişiminin elde edilemeyeceğini vurgulamıştır. Bu anda elektronik kontrol biriminin, tekerleğin maksimum tutunma şartlarını geç algılayabileceğini de tespit etmiştir. Bunun nedeninin, tekerlek hız değişimindeki salınımların olduğunu vurgulamıştır. Zegelaar, P.W.A [14] çalışmasında ABS fren sisteminin lastiğin boylamsal kaymasını izlemek için jant hızını kullandığını ifade etmiştir. Boylamsal aks salınımları ve tekerleğin dönüşü ile ortaya çıkan titreşimler ile özellikle pürüzlü yollarda uygun tekerlek hız değişimi elde edilemeyeceğini ve bunun sonucunda kayma değişiminin hesaplanmasında problemlerin ortaya çıktığını belirtmiştir. Bu problemi çözmek için Zhang ve diğ., [15] çalışmalarında, tekerlek ivmesini doğru tahmin edebilmek amacıyla tekerlek hızını Kalman filtresi ile filtre etmişlerdir.

### 2.1.2. Kayma değişimi, tekerlek ivmesi ve tutunma katsayısı

ABS fren sisteminde bulunan elektronik kontrol birimi, basınç değişim noktalarını tespit edebilmek için kayma ve tekerlek ivme değişimine ait eşik değerlerini kullanmaktadır. Bu eşik değerlerinin doğru tahmin edilmesi, tutunma katsayısının doğru tahmin edilmesini sağlayacağından ABS fren sisteminin performansını belirlemektedir. Bu nedenle bu eşik değerlerini ve tutunma katsayısının tahmin edilmesini etkileyen faktörlerin belirlenmesi gerekmektedir. Bunun yanında, bu faktörlerin sebep olduğu bozucu etkilere göre kayma ve tekerlek ivme değişiminin hesaplanma metotları ile tutunma katsayısının tahmin edilme metotları incelenmelidir. Bu metotlar ile kayma, tekerlek ivmesi ve tutunma katsayısının aralarındaki ilişkiler araştırılmalıdır.

Watanabe ve Noguchi [16], basınç değişimi başlangıç noktasının kayma değişimi ve basınç değişimini sona erdirecek noktanın da tekerlek ivmesi değişimi ile yapıldığını ifade etmişlerdir. ABS elektronik kontrol biriminin, kararlı tekerlek hızı ile hesaplanan kayma ve kararlı tekerlek ivmesi ile hesaplanan tutunma katsayısı sayesinde uygun basınç değişim noktalarını belirleyebildiğini belirtmişlerdir. Buna karşın kararsız tekerlek hız ve ivme bilgileri nedeniyle basınç değişim noktalarının yerlerini tam olarak tespit edemediği ve bunun sonucunda tekerleklere gerçek tutunma şartlarına uygun olmayan fren basıncı gönderildiğini tespit etmişlerdir. Bunun sonucunda ABS devredeyken tekerleklerin kilitlenebildiğini vurgulamışlardır. Cheli ve diğ., [17] çalışmalarında, her kontrol döngüsünün başlayacağı ve sona ereceği eşik değerlerinin iyi tespit edilmesi gerektiğini belirtmişlerdir. Buna göre ABS'nin performansını belirleyecek eşiklerin sırasıyla; tekerleğin hızlanma ivmesine ait olan eşik değeri, tekerleğin yavaşlama ivmesine ait olan eşik değeri, tekerlek kayma oranını belirleyen eşik değeri ve fren basıncının değişimini belirleyen eşik değeri olduğunu ifade etmişlerdir. Ayrıca bu eşik değerlerinin, farklı tutunma katsayılı yollarda farklılık göstereceğini de vurgulamışlardır. Li ve diğ., [18] çalışmalarında, yol tutunma katsayısını ve yol pürüzlülüğünü kontrol edebilmek için tekerlek ivmesinin eşik değerlerinin sürekli olarak yerinin değiştirmesi gerektiğini ifade etmişlerdir. Guntur [19] çalışmasında, ABS kontrol biriminde bulunan sinyal işleme biriminin, tekerlek hız sinyallerini işlemesi için belirli bir süre gerektiğini ve

bu nedenle fren basınçları değişirken bir gecikme meydana geldiğini tespit etmiştir. Bu gecikme süresinin, kayma ve tekerlek ivme değişimlerine bağlı olduğunu ve bu gecikme nedeniyle ivme eşik değerinin değiştiğini ve bunun, kontrol birimi tarafından algılanması gerektiğini vurgulamıştır. Müler ve diğ., [20] çalışmalarında, kayma değerinin artması ile birlikte lastiğin yere iyi tutunmaması sonucunda tekerleklerin ivme salınımlarının da şiddetlendiğini ifade etmişlerdir. Bunun sonucunda kontrol biriminde tahmin edilen kayma değerleri, gerçek kayma değerlerinden çok farklı yöne doğru değişeceğinden tekerleklerin kilitlenebileceği sonucunu çıkarmışlardır. Sugai ve diğ., [21] çalışmalarında, frenleme anında ABS devrede iken maksimum frenleme kuvvetini sürdürmek için sadece tutunma katsayısı ve kayma değişimine dayalı kontrol yönteminin yeterli olmayacağını ifade etmişlerdir. Buna sebep olarak farklı yol koşullarında elde edilebilecek maksimum tutunma değerlerindeki farklılıkları göstermişlerdir. Weida ve diğ., [22] çalışmalarında, lastik ile yol arasındaki tutunma katsayısı karakteristiği lineer olmadığı için ABS'nin çalışmasında ortaya çıkan en büyük belirsizliğin, lastik ile yol arasındaki tanımlanamayan sürtünmeden kaynaklandığını tespit etmişlerdir. Aynı şekilde Solyom ve diğ., [23] çalışmalarında, lastik ile yol arasındaki etkileşim, lineerlik göstermediğinden ABS'nin çalışmasında ortaya çıkan en büyük belirsizliğin, lastik ile yol arasındaki sürtünmeden kaynaklandığını ifade etmişlerdir. Bu nedenle Weida ve diğ., [22] ABS kontrol biriminin, kayma değişimlerini farklı değerlerde sabitlemesi gerektiğini ifade etmiştir. Bu şekilde farklı yol pürüzlülüklerinde ortaya çıkan farklı karakteristikteki kayma değişimlerinin de kontrol edilebileceğini ve bunun sonucunda kayma değişimlerinin kontrolünün daha kolay olacağını belirlemiştir.

Gustafsson [24] çalışmasında, kayma–tutunma katsayısı grafiğinin düşük kayma değerlerindeki eğiminin, özellikle düşük taşıt hızlarındaki tutunma katsayısı salınımlarının etkilerini yansıtabileceğini ifade etmiştir. Tutunma katsayısını bu eğime dayalı olarak tahmin edebilmek için Kalman filtresi kullanmıştır. Satoh ve Shiraishi [25] çalışmalarında, pürüzlü yollardaki tutunma katsayısındaki ani artış ve azalışlar nedeniyle tekerlek hız değişimlerinin, hız salınımlarına dönüştüğünü tespit etmişlerdir. Bu hız salınımlarının etkisinde ABS kontrol biriminin, gerekmediği halde fren basıncını azalttığını ve durma mesafesinin arttığını belirlemiştir. Hong

ve diğ., [26] çalışmalarında, maksimum değerde tutunma için gerekli olan frenleme kuvveti değişiminin, tekerlek kayma oranını ayarlayarak elde edilebileceğini göstermişlerdir.

### **2.1.3. Taşıt hızı**

Taşıt hızı direk olarak ölçülemediği için tahmin edilmesi, ABS için en büyük problemdir. Çünkü taşıt hızı, kayma değişiminin bir fonksiyonu olup kayma değişiminin karakteristiğini belirleyen en önemli parametredir. Standart ABS'lerde taşıt hızı tahminleri, dört tekerlekten elde edilen tekerlek hızlarının karşılaştırılması ile yapılmaktadır. Ancak bu metot, taşıt hızındaki değişimleri tam olarak yansıtamamaktadır. Bu nedenle ABS performansının tam olarak tespit edilebilmesi için farklı taşıt hızı tahmin algoritmaları geliştirilmiştir.

Zhiquan ve Zhaodu [27] çalışmalarında, maksimum tekerlek hızına göre belirlenen referans taşıt hızına dayalı bir algortmada basınç salınımları ile bozulan tekerlek hızları nedeniyle iyi bir sonuç alınmayacağını belirtmişlerdir. Bunun yanında Mingyuan ve Keqiang [28] yaptıkları çalışmalarda, her yol şartında yapılmış deneyler ile tespit edilen taşıt gövdesi yavaşlama ivmesi ile algoritma yazılmış ve iyi sonuçlar elde etmişlerdir. Ancak bu metodun performansının, gerçek taşıt hızı ile ivmesinin tam olarak tespit edilmesine bağlı olduğu sonucuna varmışlardır.

Zhang ve diğ., [29] çalışmalarında, taşıt hızının doğru tahmin edilmesinin ABS kontrol metotlarını basitleştireceğini belirtmişlerdir. Bu amaç doğrultusunda yaptıkları çalışmalarda taşıt gövdesinin ivme değişimini, tekerlek hızını ve dinamik tekerlek yarıçapı değişimini ölçecek sensörleri tek çip (yonga) altında toplamışlardır. Bu çip ile ölçülmüş olan taşıt ivmesinin integralini alarak ve taşıt hızını hesaplamışlardır. Çalışma sonucunda ivmeden hesaplanan taşıt hızında, tekerlek hızlarından elde edilenden çok daha az hata bulunduğunu ve bu çip sayesinde gerçek taşıt hızının elde edilebileceği sonucuna varmışlardır. Müller ve diğ., [20] çalışmalarında, maksimum frenleme kuvvetini sağlayabilecek tekerlek hız bilgisine göre referans taşıt hızını tayin ederek ABS kontrol döngüsü tasarlamışlardır. Weida ve diğ., [22] çalışmalarında, maksimum tekerlek hızına göre taşıt gövdesinin referans

hızını hesaplayan ABS sistemlerinde, referans taşıt hızı ile gerçek taşıt hızı arasında büyük sapmalar meydana geldiğini belirtmişlerdir. Yapılan inceleme sonucunda bu sapmaların, ABS’de gereğinden fazla basınç artışına veya basınç azalmasına neden olacağını tespit etmişlerdir. Hız farkının artma sebebinin, basınç değişiminin sebep olduğu tekerlek hızı salınımları olduğunu belirlemişlerdir. ABS kontrol biriminde hesaplanan kayma değerinin gerçek kayma değerine yakın olması için referans taşıt hızı ile gerçek taşıt hızı arasındaki farkın azaltılması gerektiğini vurgulamışlardır.

## **2.2. ABS Kontrol Metotları ve Kullanılan Performans Kriterleri**

ABS fren sistemi farklı kontrol metotları kullanabilmektedir. Bunlar, düşük tutunma katsayısına göre kontrol, her tekerleğin ayrı ayrı gözlendiği tekil kontrol ve tekil kontrol ile birlikte tutunması iyi olan tekerleğin basıncını kademeli olarak arttıran yumuşatılmış tekil kontrol metotlarıdır [2]. Kudarauskas [30] çalışmasında, maksimum frenleme ivmesi elde edebilmek için arka tekerlek fren basınçlarının kademeli olarak arttırılmasını sağlayan yumuşatılmış tekil kontrol metodunun kullanılması gerektiğini ifade etmiştir. Xin ve diğ., [31] çalışmalarında, tüm bu kontrol metotlarına sahip ABS fren sistemlerinde, eşik değerleri takibinin yapıldığını tespit etmişlerdir.

### **2.2.1. ABS kontrol metotları**

ABS’nin kayma değişimini tahmin etmesinde birçok sorunlar bulunmaktadır. Bunların en başında yukarıda ifade edildiği gibi taşıt hızının direk olarak ölçülememesi bulunmaktadır. Bu nedenle kayma değişimlerinin kontrolü için farklı parametreler ve metotlar kullanılmalıdır. Etkili metotlardan biri, farklı kural tabanlarına dayandırılmış bulanık mantık (fuzzy logic) kontrol metotlarıdır [32,33]. Mauer ve diğ., [34] çalışmalarında, frenleme anında kayma, tutunma katsayısı ve düşey yükte meydana gelen şiddetli salınımların yol şartlarından kaynaklandığını ifade etmişlerdir. Bunun için kayma değişimi ile frenleme momenti arasındaki etkileşime göre frenleme basınç değişimlerinin, yol şartlarındaki değişime uyması için bulanık mantık kontrol metodunu kullanmışlardır. Bu metoda ek olarak



literatürde kullanılan diğeri bir kontrol metodu da ABS kontrolü için tasarlanan yapay sinir ağı ile tasarlanan kontrol algoritmalarıdır [35].

Kayma kontrolünde en etkili metotlar, kayan kip modüllü (sliding mode) kontrol veya hareketli kayan yüzeyli (Moving sliding surface) lineer olmayan kontrol metotlarıdır [36-38]. Chun ve Sunwoo [39] çalışmalarında, önceden belirlenmiş referans kayma değeri ile gerçek kayma değeri arasındaki farkı hata olarak kabul etmişler ve bu hatayı azaltabilmek için hareketli kayan yüzey modüllü kontrol metodu kullanmışlardır. Bu şekilde kayan yüzey modülü, istenilen kayma değerini oluşturan yüzeyin yer değiştirmesini ve dönmesini sağlayarak kayma değişimini hızlı bir şekilde takip edebilmişlerdir. Amodeo ve diğ., [40] çalışmalarında, ikinci dereceden kayan kip modülü kullanmışlardır. Bu kontrol metodu ile birinci veya sıfırıncı dereceden kayan kip modüllerinden farklı olarak bozulmalara karşı dayanıklılığını koruyarak sürekli kontrol hareketi üretmişlerdir. Harifi ve diğ., [41] çalışmalarında, ABS fren sisteminin, tekerlekler kilitlenmeden maksimum frenleme ivmesini elde edecek şekilde tasarlanması gerektiğini ifade etmişlerdir. Bunun için ön ve arka tekerleklere farklı frenleme momentinin uygulandığı kayan kip modüllü kontrolcu tasarlamışlardır. Bu kontrolcu ile gerçek kaymanın ortalama hatasının, referans kayma hatasına oranını düzeltmeye çalışmışlardır.

Patel ve diğ., [42] çalışmalarında, kayma değerini, lastik temas bölgesindeki tutunmayı optimum değerde tutmak için kayan kip modüllü kayma kontrolü yapmışlardır. Bu kontrol metodunda sadece tekerlek hız değişimlerini kullanmışlardır. Choi ve diğ., [43] çalışmalarında, elektrik alanı ile sıvı halden katı hale geçebilen kontrol edilebilir sıvı ile çalışan valflerin kontrolünü kayan kip modüllü ile yapmışlardır. Günümüz ABS'lerinde kullanılan basınç modülatörlerinde bulunan valflerin, fren ana merkezinden gelen tüm basıncı kullandığını ve basınç değişimlerine imkan vermediğini ifade etmişlerdir. Bu amaçla, kontrol voltajının miktarına göre sıvıdan katıya veya katıdan sıvı hale geçen (elektrorheological) sıvı kullanarak voltaj değişimine göre bu sıvının geçtiği geçitlerin alanını değiştirerek modülatör içinde basınç değişimleri elde edebilmişlerdir. Kontrol voltajlarının değişimi için kayan kip modüllü kontrol kullanılmışlardır. Kayma kontrolü için yukarıda ifade edilen kontrol yöntemlerinden daha farklı metotlar da

kullanılmaktadır. Bunların en önemli özelliği, kayma değişimlerinin, tutunma katsayısı, frenleme kuvveti ve momenti gibi farklı parametre değişimlerine göre kontrol edilmesidir.

Hong ve diğ., [26] çalışmalarında, ABS'nin frenleme performansını ve yön kararlılığını düzeltebilecek maksimum frenleme kuvvetini elde etmek için kayma kontrolu yapmışlardır. Bunun için öncelikle frenleme anında birbiri ardına ortaya çıkan frenleme kuvvetleri arasındaki farkı göz önüne almışlar ve bu farkı azaltabilecek hedef kayma değişimlerini tespit etmişlerdir. Daha sonra kayan kip modüllü kontrol yöntemi kullanarak frenleme anındaki kayma değişiminin, bu optimum kayma değişimini takip etmesi sağlanmıştır. Buna sebep olarak frenleme kuvvetindeki artış ve azalışın, tekerlek kayma oranını ayarlayarak elde edilebileceğini göstermişlerdir.

Hongqing ve diğ., [44] çalışmalarında, sadece eşik değerlerine göre kayma oranını kontrol eden ABS kontrol algoritmaları ile hesaplanan kayma değişimlerinin salınımlı olduğu ve bu salınımların kaygan yollarda daha şiddetli olduğunu vurgulamışlardır. Bu nedenle kayma eşik değerlerini kontrol eden kontrolcu, % 0.05-50 aralığında gerçekleşen geçiş kayma durumlarını kontrol ederken kayma değerini, optimal olan %20'lik kayma değerine ulaştığında dayanıklı (robust) kontrolcu devreye girecektir. Böylece kayma değişimi azaldıkça optimum değere getirmek için sadece eşik kontrolü yapılmakta kayma değerinin optimum değerde sabit tutulması için de dayanıklı (robust) kontrolcu devreye girmektedir.

Johansen ve diğ., [45] çalışmalarında, fren diski üzerine etkiyen kuvveti elektromekanik hareketlendirici ile sürekli olarak ayarlayarak kayma değişimini kontrol etmişlerdir. Bu kontrol metodunda, taşıt hızının fonksiyonu olan ve farklı noktalarda çalışan lineer kontrolörlere ait kazançlardan oluşan referans tablosundan (Gain-Scheduling)'den faydalanmışlardır. Bu tablo ile taşıt hızına bağlı olarak kayma değişiminin, kayma – tutunma katsayısı grafiğinin kararlı bölgesinde kalması sağlanmıştır. Başlamışlı ve diğ., [46] çalışmalarında, elektromekanik hareketlendiriciye sahip bir ABS sisteminin kontrolü için statik durumlu geri besleme yöntemine dayalı bir kontrol metodu geliştirmişlerdir. Bu metotta referans

kayma değişimi ile gerçek kayma değişimi arasındaki farkı minimize etmek için frenleme ivmesinin fonksiyonu olan bir denklem elde etmişlerdir. Bu denklem ile referans kayma değişimlerinin değerlerini temsil eden bir tablo oluşturmuşlar ve kontrolörün bu kayma değişimini izlemesini sağlayarak ABS dinamiğini kararlı hale getirmişlerdir. Böylece, gerçek ve hesaplanan kayma değişimleri arasındaki farkı azaltabilmişlerdir. Eren ve Goktan [47] çalışmalarında, tekerlek açısal hızı ve tekerlek ivmesi değişimi, kilitlenme sınırını gösterdiğinde ve kararsız hale geldiğinde dış bir sistemden External Torque Application (ETA) adı verilen tahrik torku vererek tekerleklerin tekrar hızlanmasını sağlamışlardır. Böylece srtlenme kuvvetinden daha iyi faydalanılmasını sağlamışlar ve bunun sonucunda az da olsa frenleme mesafesini kısaltabilmişlerdir.

### **2.2.2. Performans lütleri**

Sugai ve diğ., [21] çalışmalarında, farklı yol koşullarında elde edilebilecek maksimum tutunma değerlerindeki farklılıkları göstermek için, frenleme kuvvetinin, tekerlek kayma hızına göre değişimini belirleyen eğrilerin eğimlerini incelemişlerdir. Bu inceleme sonunda frenleme kuvveti arttıķa bu eğimin sıfıra yaklaştığını ve farklı yol koşullarında da bu değerin sabit kalabileceğini tespit etmişlerdir. Kayma hızının sabit kalabilme özelliği, kontrol değişkeni olabileceğini vurgulamışlardır. Hong ve diğ., [26] çalışmalarında, ABS'nin frenleme performansını ve yön kararlılığını düzeltebilecek maksimum frenleme kuvvetini elde etmek için kayma kontrolü yapmışlardır. Bunun için öncelikle frenleme anında birbiri ardına ortaya çıkan frenleme kuvvetleri arasındaki farkı göz önüne almışlar ve bu farkı azaltabilecek hedef kayma değişimlerini tespit etmişlerdir. Daha sonra kayan kip modüllü kontrol yöntemi kullanarak frenleme anındaki kayma değişiminin, bu optimum kayma değişimini takip etmesi sağlanmıştır. Buna sebep olarak frenleme kuvvetindeki artış ve azalışın, tekerlek kayma oranını ayarlayarak elde edilebileceğini göstermişlerdir.

Miller ve diğ., [48] çalışmalarında, ABS fren sisteminin kayma değişimini kontrol etmek için, kullandığı kayma-frenleme kuvveti grafiğinin lineer ve kararlı olan bölgesindeki tutunmanın, lastik sertliğinin bir fonksiyonu olduğunu ifade etmişlerdir. Bu nedenle frenleme kuvveti, dinamik tekerlek yarıçapı ve lastiğin boylamsal

rijitliğinin tespit edilmesi ile bu bölgenin doğru bir şekilde tahmin edilebileceğini belirtmişlerdir. Bu amaç ile çalışmalarında global pozisyon sensörü (GPS) ile taşıtın hızını ölçmüş ve bu ölçüm değerleri tekerlek hız değişimlerine uyarlanarak kayma-frenleme kuvveti grafiğinin lineer bölgesinin doğru bir şekilde tahmin edilebileceğini görmüşlerdir. Carlson ve Gerdes [49] çalışmalarında, düşük kayma değerlerinde elde edilen lastiğin boyamsal rijitliğinin, kayma-frenleme kuvveti grafiğinin maksimum noktasını gösterdiğini vurgulamışlardır. Lastik rijitliğinin değişimine neden olan en önemli faktörlerin; lastik basıncı, normal yük, lastik dişi derinliği ve lastik sıcaklığı olduğunu belirtmişlerdir. Bu faktörleri göz önüne alarak lastik rijitliğini tanımlamak için GPS sensörü ile taşıt hızını ölçmüşlerdir. Buna ek olarak, Uchanski [50] tez çalışmasında, %20 ve %100 kayma aralığında lastik rijitliği gibi yavaş değişimlerin tanımlanamadığını ifade etmiştir. Lee ve diğ., [51] çalışmalarında, kayma-tutunma katsayısı grafiğine dayalı olarak düşük kayma değerlerinde, kayma ile tutunma katsayısı arasında lineer bir ilişki olduğunu belirtmişler ve buna kayma değişim eğimi adı vermişlerdir. Bu nedenle kayma ve tutunma katsayısı arasında elde edilecek korelasyonun yüksek olduğunu ve bunun, hem farklı yol şartlarında hem de farklı lastik özelliklerinde maksimum tutunma katsayısını belirleyebileceği sonucuna varmışlardır. Choi [52] çalışmasında, kayma-tutunma katsayısı grafiğinin maksimum noktaları üzerinde çalışmıştır. ABS devrede iken arka tekerleklerin dönüşünü gözlemleyerek optimum kayma değerlerini tespit etmiş ve ön tekerleklerin bu optimum değerleri takip etmesi için fren basıncını kontrol etmiştir. Optimum kayma değişimlerini tespit etmek için tekerlek ivmesindeki ani yavaşlamaları göz önüne almıştır. Bu metotta, taşıt hızındaki değişimin tekerlek hızındaki değişimden çok daha yavaş olması nedeniyle, elde edilen arka tekerlek hızının, taşıt hızı ile orantılı olmasının önemli bir faktör olduğunu belirtmişlerdir.

Müler ve diğ., [20] çalışmaları kontrol metotlarında, kayma-tutunma katsayısı ve kaymadaki ani değişimlere bağlı olarak tekerlek ivmesi-zaman grafiklerini kullanmışlardır. Yafu ve Zhiqiang [53] çalışmalarında, ABS performansını belirleyen parametrelerin, kayma oranı değişiminin ortalaması, kayma değişiminin sapma değerlerinin karesel ortalaması, kararlı bölgedeki örneklerin sayısının tüm frenleme anındaki örnekleme sayısına oranını ifade eden kararlılık katsayısı, fren basıncı değişiminin ortalaması ve fren basıncının sapma değerlerinin karesel ortalaması

olarak ifade etmişlerdir. Bu parametrelere göre belirledikleri kriterlerin; kayma değişimi sapma değerlerinin karesel ortalamasının artması ile frenleme veriminin artması, fren basıncının sapma değerlerinin karesel ortalamasının artması ile kontrol etkisinin kötü ve enerji tüketiminin fazla olması ve kararlılık katsayısının büyük olması ile frenleme anında tekerleğin kararlı bölgede kalması olduğu sonucuna varmışlardır. Li ve diğ., [54] çalışmalarında, fren dinamik modellerinin genellikle taşıt gövdesine etkileyen kuvvetler ve tekerleğe etkileyen momentler ile elde edildiğini ifade etmişlerdir. Bunlardan farklı olarak taşıt gövdesinin kinetik enerjisi, frenleme enerjisi ve sürtünmelerden harcanan enerjilere dayalı bir enerji dönüşüm modeli ile ABS dinamiğinin incelenebildiğini göstermişlerdir.

### **2.3. ABS Performansını Bozan Parametreler ile Performans Belirleyen Parametreler Arasındaki Etkileşim**

ABS fren sistemleri lastik-yol etkileşimi ile ilgili parametreleri kontrol ettiğinden, bu parametre değişimlerinin genliğini ve frekansını bozan büyüklükler de bu etkileşimi değiştirecektir. Bunlar, yol pürüzlülüğü ve lastiğin tutunmasını etkileyen aks titreşimleridir. Bunun yanında, bu büyüklükler, ABS devrede iken tekerleğin dönüşünde farklı frekans ve genlikte salınımlara neden olduğundan, ABS modülatöründen elde edilen fren basıncı değişimleri de tüm performans parametrelerinin değişimini kararsız hale getirebilmektedir.

#### **2.3.1. Yol pürüzlülüğünün etkileri**

Watanabe ve Noguchi [16] çalışmalarında, kayma ve tekerlek ivme değişiminde kararsızlığa neden olabilecek etkenlerin, yol pürüzlülüğünün etkisinde tekerlek ivme değişimlerinin ortaya çıktığı frekans aralığı olabileceğini vurgulamışlardır. Bu frekanslardaki yol pürüzlülüğü nedeniyle sürekli ve ani titreşim hareketlerinin meydana geldiği tekerlek rezonanslarının ortaya çıktığını ifade etmişlerdir. Zegelaar, P.W.A [14] çalışmasında, pürüzlü yollarda ortaya çıkan tekerlek titreşimleri nedeniyle ABS kontrol birimine gerçek şartlardaki yol ve tekerlek ile ilgili yanlış bilgi içeren tekerlek hız sinyali gönderilebileceği ve bunun ABS için ciddi problemlere sebep olabileceğini ifade etmiştir. Mauer ve diğ., [34] çalışmalarında,

ABS kontrolünün kalitesini bozan en etkin belirsizliğin, yol şartlarındaki ani değişimler nedeniyle ortaya çıkan kararsız kayma değişimleri olduğunu tespit etmişlerdir. Schneider [13] çalışmasında, yol pürüzlülüklerinde ve buna bağlı olarak tutunma katsayılarında ani bozulmalar meydana geldiğinde tekerlek hızlarının, taşıt hızına göre çok fazla düştüğünü tespit etmiştir. Bunun sonucunda elektronik kontrol birimi, tekerleklerin vaktinden önce maksimum tutunmada olduğunu algılayacağından basınç düşürme değerinin çok düşük kalacağını ve durma mesafesinin artacağını belirlemiştir. Satoh ve Shiraishi [25]'nin çalışmalarına göre, pürüzlü yollarda frenleme anında yol pürüzlülüğü nedeniyle lastik ile yol arasındaki tutunma, en yüksek değerine çıkmaktadır. Bu duruma göre pürüzlü yollarda tekerlekler kilitlendiğinde kilitlenen tekerleğin frenlemeyi kontrol ettiği ve bunun sonucunda daha uzun durma mesafesi elde edildiğini ifade etmişlerdir. Weida ve diğ., [22] çalışmalarında, ABS kontrol biriminde hesaplanan kayma değerinin, gerçek kayma değerine yakın olması için referans taşıt hızı ile gerçek taşıt hızı arasındaki farkın azaltılması gerektiğini ve bunun için yol profilinin tanımlanarak etki ettiği parametrelerdeki değişimlerin belirlenmesi gerektiğini ifade etmişlerdir.

Liu ve diğ., [7] çalışmalarında, ABS elektronik kontrol birimindeki sinyal işleme ünitesinde ortaya çıkabilecek en büyük hatanın, tekerlek sensörlerinden alınan hız sinyallerinden yol yüzeyi pürüzlülüğünün tanımlanamaması ve bunun sonucunda kaynaklanan gürültülerin, düzgün filtre edilememesi olduğunu belirlemiştir. Jian ve diğ., [11] çalışmalarında, pürüzlü yollarda yapılan frenlemelerde gerçek tekerlek hızının elde edilememesinin nedeninin, ABS'nin hız sensörlerinin bilgi aldığı dişlilerin titreşimlerinin olduğunu ifade etmişlerdir. Bu nedenle, ABS kontrol birimindeki sinyal işleme biriminde bu titreşimlerin filtre edilmesi gerektiğini belirlemiştir. Weida ve diğ., [22] çalışmalarında, maksimum tekerlek hızına göre taşıt gövdesinin referans hızını hesaplayan ABS sistemlerinde referans taşıt hızı ile gerçek taşıt hızı arasında büyük sapmalar meydana geldiğini tespit etmişlerdir. Yapılan inceleme sonucunda bu sapmaların, ABS'nin gereğinden fazla basınç artışına veya basınç azalmasına neden olacağını belirlemiştir. Ayrıca hız farkının artma sebebinin, basınç değişiminin sebep olduğu tekerlek hızı salınımları olduğunu ortaya çıkarmışlardır. Wang ve diğ., [55] çalışmalarında, farklı yol tiplerinin, ABS'nin kontrol parametrelerini değiştirdiğini vurgulamış ve yol tipinin tespit

edilmesi ile parametrelerdeki değişimlerin ortaya çıkarılabileceğini tespit etmişlerdir. Yol tipini ayırt etmek için olasılık yoğunluk fonksiyonlarının kullanıldığı normal benzerlik isimli bir istatistiksel metot kullanmışlardır. Bu metotta ABS'nin ilk frenleme döngüsünün bitmesi ile taşıt hızına göre elde edilen tekerlek hızı ile gerçek tekerlek hızının normal benzerliğine bakılmış ve bu benzerliğe göre yol tipi belirlenmiştir. İlk döngüden sonra gözlemci tarafından diğer tüm döngüler izlenmiş ve yol pürüzlülüğünü tahmin etmeye çalışmışlardır.

### **2.3.2. Aksın düşey ve yatay titreşimlerinin etkileri**

Van Der Jagt ve diğ., [56] aks salınımlarının ABS nin performansını kötüleştirdiğini özellikle süspansiyon rezonans bölgesinde bunun daha belirgin olduğunu tespit etmişlerdir. Ayrıca; süspansiyon rezonans genliklerini artırabilecek nedenlerin, ABS performansını daha fazla kötüleştirebileceğini belirlemişlerdir. Bu kötüleşmeye neden olan hususların, taşıtın frenleme ivmesindeki ani değişimler nedeniyle tekerlek üzerindeki düşey yükte meydana gelen şiddetli salınımlar ve bu salınımların parametre değişimlerinde meydana getireceği bozulmalar olabileceğini vurgulamışlardır. Mauer ve diğ., [34] çalışmalarında, ABS kontrolünün kalitesini belirleyen en önemli parametrelerin, tutunma katsayısı, kayma oranı ve tekerlek üzerindeki yük salınımları olduğunu ifade etmişlerdir. Kapitaniak [57] çalışmasında, süspansiyon sistemlerinin yatay doğrultudaki titreşimlerinin, hem taşıt gövdesinin merkezi hem de tekerlek merkezinin hız değişimlerini bozabildiğini ifade etmiştir. Buna ek olarak, tekerlek titreşimlerinin, tekerlek açısız hız değişiminde kararsızlıklar meydana getirdiğini de belirtmiştir. Küçük amortisör sönümleme katsayıları ile bunun daha fazla belirginleştiğini vurgulamıştır. Bogdevicius ve Vladimirov [58] çalışmalarında, yol ve lastik arasındaki dinamik etkileşimin ABS'nin yetersiz çalışmasına sebep olabileceğini tespit etmişlerdir.

### **2.4. ABS ve Süspansiyon Sistemi Arasındaki Dinamik Etkileşimin ABS Performansına Etkileri**

Taşıtlarda lastik-yol etkileşimini belirleyen en önemli sistem, süspansiyon sistemidir. ABS fren sistemi de bu etkileşimi kullanarak kayma ve ivme değişimlerini kontrol

ettiğinden iki sistem arasında dinamik bir etkileşim söz konusu olmaktadır. Özellikle frenleme anında ön aksa etkiyen yük transferi nedeniyle her iki sistem eş zamanlı çalışmakta ve birbirilerinin hareketlerine müdahale edebilmektedirler. Van Der Jagt ve diğ., [55] çalışmalarında, taşıt sabit hızda pürüzlü yollarda hareket ederken lastiğe etkiyen düşey kuvvetlerde salınımların meydana geldiğini ve bu salınımların ABS'nin frenleme performansını etkilediğini vurgulamaktadırlar. Bunu ortaya çıkarmak için tekerlek temas merkezinde düşey ve teğetsel yönlerde deforme olabilen bir lastik modeli kullanmışlardır. Bunun sonucunda hem düz yollarda hem de pürüzlü yollarda kayma oranının değiştiğini ve bu değişikliğin frenleme performansını kötüleştirdiğini tespit etmişlerdir. Ayrıca, tekerleğin düşey ve boylamsal titreşimlerinden kaynaklanan dinamik tekerlek yük salınımlarının tekerleğin açısız hızlarını ABS sensörlerinin algılayamayacağı şekilde değiştirdiğini ve bu değişimlerin özellikle süspansiyon sisteminin doğal frekans bölgesinde lastiğin frenleme performansını çok fazla etkilediğini belirlemişlerdir. Kapitaniak'ın [57] çalışmasına göre, frenleme anında süspansiyon sistemlerinin hareketine yön veren askı kollarının düşey yer değiştirmelerinin frenleme momentine göre değişmesi süspansiyon sisteminin sertliğini de değiştirmektedir. Süspansiyon sisteminde meydana gelen bu değişim, torsiyonel ve boylamsal yönde gösterdikleri sertliklerinin de değişmesine neden olmaktadır. Torsiyonel yöndeki sertlik, tahrik alan tekerleklerin açısız hızlarının ve boylamsal yöndeki sertlik de çizgisel hızlarının değişmesine neden olmaktadır. Reimpell ve diğ., [59], frenleme anında taşıtın arka aksından ön aksına doğru olan yük transferinin etkisinde tekerleğin kaster açısının değiştiğini ve ABS sensörlerinin bu değişime cevap vermekte geciktiğini belirtmişlerdir. Bu gecikme nedeniyle tekerleklere uygun frenleme momenti verilemediği için ABS'nin frenleme performansının kötüleştiğini vurgulamışlardır. Sugai ve diğ., [21], taşıt gövdesi ve yol pürüzlülüğüne bağlı olarak süspansiyon sisteminin rezonans karakteristiklerinin, tekerlek ile yol arasındaki kaymayı belirlediğini göz önüne alarak, frenleme kuvvetini maksimum değerine yaklaştırmaya çalışmışlardır. Bu çalışmalarla, rezonans frekansında süspansiyon sisteminin meydana getirdiği kayma oranı değişiklikleri tespit edildiğinde maksimum frenleme kuvvetinin elde edilebileceğini ifade etmişlerdir. Shao ve diğ., [60] çalışmalarında, ABS fren sisteminin frenleme performansını arttırmak için ABS ile aktif süspansiyon sisteminin, aralarında bilgi alışverişi yapılmasını sağlayacak



şekilde entegrasyonu sağlanmıştır. Bu entegrasyonun amacı, frenleme anında ortaya çıkan yük transferi nedeniyle lastik üzerine gelen düşey yüklerin, frenleme momenti ile aynı fazda değişmesini sağlamaktır. Böylece, fren momenti artarken düşey yük en yüksek değerine geldiğinde, tutunma katsayısının da en yüksek değerine ulaşılacağından frenleme kuvveti de en yüksek değerinde elde edilmiş olacaktır. Alleyne [61] çalışmasında, frenleme kuvvetini optimum tutunma bölgesinde tutmak için ABS ve aktif süspansiyon sistemi arasında koordinasyona dayalı bir kontrol metodu geliştirmiştir. Bu metotta iki ayrı kontrolör kullanılmıştır. Aktif süspansiyona ait kontrolör, istenilen fren kuvveti değişimini takip ederek tekerlekler üzerine etkiyen düşey kuvvetleri değiştirmektedir. ABS kontrolörü de aktif süspansiyonun kullandığı normal kuvvetlere dayalı olarak parametre değişimlerini tahmin edebilmektedir. Lin ve Ting [62] çalışmalarında, geri adımlı (back stepping) kontrol metodu kullanarak ABS ile aktif süspansiyon sistemini bütünleştirmişlerdir. ABS'nin ürettiği frenleme momenti ile frenleme kuvveti tahmin edilerek süspansiyon sistemi fren kuvveti değişimine göre tekerlekler üzerindeki düşey yük miktarını değiştirmektedir. Bu şekilde lastiğin yol ile tutunması optimum bölgede tutularak ABS performansını arttırmışlardır.

## **2.5. Literatür Araştırmasının Yorumu**

Literatürdeki çalışmalarda, doğru tekerlek hız değişimleri elde edebilmek için farklı yöntemlere dayalı adaptif filtreler geliştirilmiştir. Bu filtre araştırmalarının dayanak noktasının, yol pürüzlülüğü, süspansiyon sisteminin etkisindeki aks titreşimleri, ABS modülatörünün basınç salınımları ve dinamik tekerlek yarıçapı değişimlerinin tekerlek hızında sebep olduğu bozulmalar olduğu görülmüştür. Aynı şekilde kayma ve tutunma katsayısı değişimlerinin bu bozucu etkiler nedeniyle şiddetli genlik değişimlerine sahip lineer olmayan karakteristikler sergilediği belirlenmiştir. Bunu telafi etmek için bulanık mantık, kayan kip ve kayan yüzey modülü olmak üzere birçok lineer olmayan kontrol metotları kullanılmıştır.

Bu metotlar ile ilgili yapılan çalışmalarda en büyük belirsizliğin, yukarıda ifade edilen bozucu etkilerin tespit edilemeyen karakteristikleri olduğu vurgulanmıştır. Özellikle taşıt hızının tekerlek hızlarından tahmin edilmesini zorlaştıran en büyük

sebebin, bozucu etkiler olduğu belirlenmiştir. Aynı şekilde, ABS'nin ürettiği frenleme kuvveti ve aktif süspansiyon sistemlerinin bu kuvvetlere göre aks üzerine etkileyen düşey kuvvetleri değiştirmesi şeklinde iki sistemin kontrolörleri arasında entegrasyon sağlanmıştır. Bu durum, pasif süspansiyon sisteminin ürettiği titreşimlerin, lastik ile yol arasındaki tutunmayı kötüleştirdiğini ve bunun etkisinde tutunma katsayısı ve kayma değişimlerini kararsız hale getirdiği sonucunu ortaya koymuştur.

## **2.6. Tez Çalışmasının Literatüre Katkıları**

Literatürde yapılan birçok çalışmada, ABS performans parametrelerinde ortaya çıkan kararsız değişimlerin, sadece bozucu etkilerden kaynaklandığı vurgulanmış ve bununla ilgili kontrol metotları geliştirilmiştir. Buna karşın, bozucu etkilerin karakterlerindeki değişimin, ABS'nin frenleme performansına etkileri ile ilgili çok detaylı çalışma yapılmadığı görülmüştür. Bu çalışmada,

- ABS aktif hale geldiğinde frenleme performansı üzerinde bozucu etkilere sahip olan etkin yuvarlanma yarıçapında, düşey ve boylamsal doğrultulardaki aks ivmelerinde ortaya çıkan değişimler analiz edilmiştir.
- Elde edilen bozucu etkiler ile ABS performans parametreleri karşılaştırılarak bozucu etkilerin ABS performans parametrelerindeki kötüleşmeye etkileri araştırılmıştır.

Literatürde yapılan çalışmalarda, amortisör sönümlenme özelliklerindeki değişimlerin bozucu etkileri nasıl değiştirdiği ve buna bağlı olarak ABS performansının nasıl değiştiği üzerine çalışma yapılmadığı görülmüştür. Bu çalışmada,

- Normal, sert ve yumuşak olmak üzere üç farklı amortisör kullanılarak ABS fren testleri gerçekleştirilmiştir. Bu testlerden elde edilen bozucu etkiler, amortisör sönümlenme özelliklerine göre değerlendirilmiş ve elde edilen sonuçlara göre ABS'nin frenleme performansındaki değişimler tespit edilmiştir. Burada elde edilen sonuçlara göre bozucu etkileri azaltacak amortisör sönümlenme özelliği araştırılmıştır.

Literatürdeki ABS ile ilgili deneysel çalışmalarda daha çok aşınmış amortisörlerin ABS performansına etkileri araştırılmış ancak belirli amaçlar doğrultusunda

sertleştirilmiş amortisörlerin ABS performansına etkileri üzerine çalışma yapılmamıştır. Bu çalışmada,

- Sert Amortisör ile ABS testleri gerçekleştirilmiş ve bu testlerde sert amortisörün sönümleme özelliklerinin ABS performans parametrelerine etkileri bozucu etkilere bağlı olarak incelenmiştir.

Literatürdeki çalışmalarda, frenleme anında ABS aktif hale geldiğinde amortisör sönümleme özelliklerini değiştiren kontrol metotları geliştirilmiş ancak bu kontrol metotları tasarlanırken amortisör sönümleme özelliğindeki değişimlerin ABS performansına etkileri incelenmemiştir. Bu çalışmada,

- Aynı yol koşullarında iyi bir frenleme performansı elde edebilmek için amortisör sönümleme özelliğinin nasıl değişmesi gerektiği incelenmiştir.
- Tutunma katsayısı düşük olan yol üzerinde yapılan frenleme anında tutunma katsayısı yüksek olan yola geçildiğinde ABS performans parametrelerindeki kötüleşmeleri azaltabilecek amortisör sönümleme özellikleri araştırılmıştır.

Literatürde ABS ile ilgili yapılan çalışmaların tamamında elde edilen bulguların zaman boyutunda analiz edildiği ancak frekans boyutunda analiz edilmediği görülmüştür. Bu çalışmada,

- ABS testleri belirli bir frekansa sahip sinus şeklindeki yol üzerinde gerçekleştirilmiştir. Bu test yolunun uyarıları sinus formunda olduğundan uyarılan bozucu etkiler ile ABS parametreleri de aynı forma sahiptir. Bu şekilde tüm parametrelerin frekans cevapları elde edilebilmiş ve elde edilen sonuçlar ortaya çıkan rezonans durumlarına göre karşılaştırılmıştır. Bu rezonanslar ile bozucu parametrelerin ABS'nin frenleme performansına etkilerinin tespit edilip edilemeyeceği araştırılmıştır. Aynı zamanda ABS aktif hale geldiğinde frenleme performansını iyileştirebilecek amortisör sönümleme özelliği frekans cevapları ile de analiz edilmiştir.

Sonuç olarak, bu tez çalışmasında, ABS aktif halde iken aynı ve farklı yol koşullarında, amortisör sönümleme kapasitesinin değişmesi ile farklı karakteristiklere sahip olan etkin yuvarlanma yarıçapı ve aks ivmelerine bağlı ABS performansındaki kötüleşmeler araştırılarak ve ABS performans parametrelerinin frekans analizi yapılarak literatüre iki yeni yaklaşım getirilmiştir.

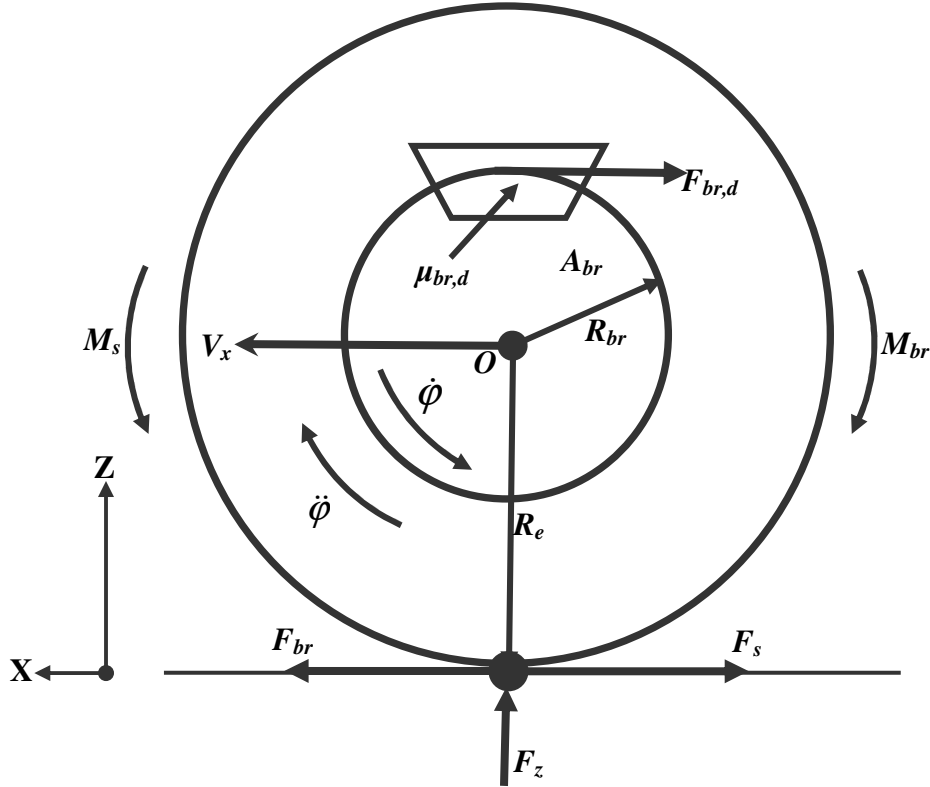
### 3. ABS FREN SİSTEMİ VE SÜSPANSİYON SİSTEMİ

#### 3.1. ABS Fren Sistemi

Aşırı frenleme sırasında anti – blokaj sistemi (ABS) her bir tekerlekteki frenleme momentini lastik tekerlek ile yol arasındaki tutunmaya göre düzenleyerek bu görevi yerine getirmektedir. ABS'nin bu görevi nasıl yerine getirdiğini incelemek için öncelikle çeyrek taşıt fren dinamiği modeli oluşturulmaktadır.

##### 3.1.1. Çeyrek taşıt fren dinamiği modeli

ABS fren sisteminin frenleme performansını analiz edebilmek için performans parametrelerinin ve bu parametrelerin bağlı olduğu fren dinamiği büyüklüklerinin tespit edilmesi gerekmektedir.



Şekil 3.1: Çeyrek taşıt fren dinamiği modeli [66].

Şekil 3.1’de görülen çeyrek taşıt fren dinamiği modelinde taşıt hızının aks miline etkidiği, lastik temas merkezinin yol üzerinde olduğu ve tekerlek hızının bu temas merkezine etkidiği kabul edilmektedir. Ayrıca bu modelde etkin yuvarlanma yarıçapı, lastik temas merkezinin tekerlek merkezine göre değişimi ile hesaplanmaktadır. Frenleme ve tutunma momentleri, temas merkezine etkiyen fren ve tutunma kuvvetinin etkin yuvarlanma yarıçapı değişimi ile çarpılmasından elde edilmektedir. Şekil 3.1’de tekerlek hızı ile tekerlek ivmesi ters yönde gösterilmiştir. Bu da tekerlek ivmesinin, tekerleği yavaşlatmakta olduğunu temsil etmektedir.

### 3.1.1.1. Frenleme anında taşıt gövdesinin dinamiği

Frenleme anında taşıt gövdesi dinamiği, taşıt gövdesinin ataleti ile taşıtı sürüklemeye çalışan kuvvet ve buna reaksiyon gösteren, lastik ile yol arasındaki tutunma katsayısının fonksiyonu olan tutunma kuvveti arasındaki dengeden oluşmaktadır.

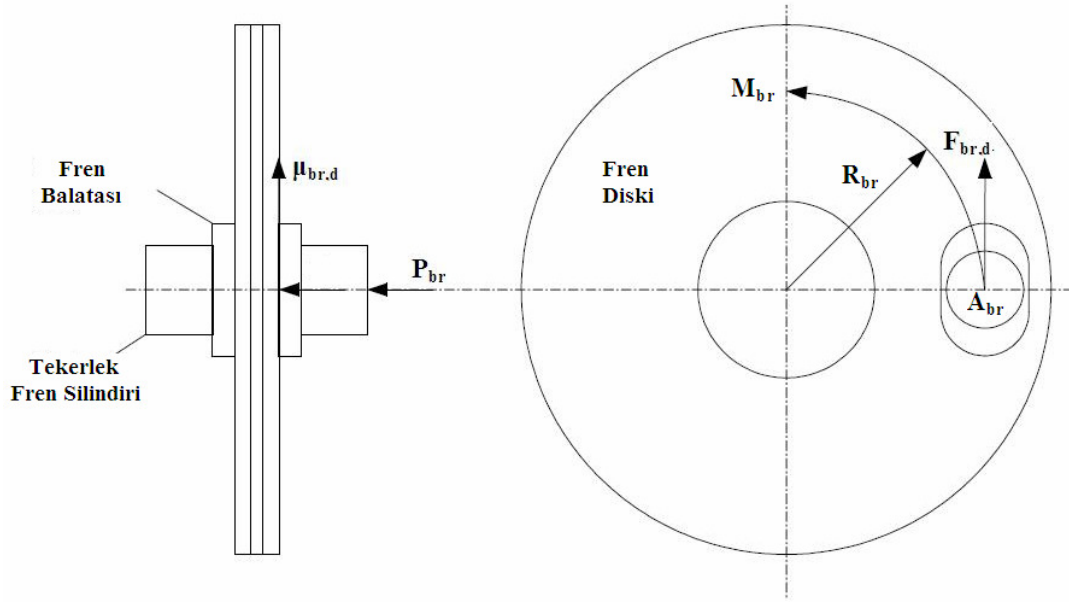
$$F_s = \mu_s F_z \quad (3.1)$$

Lastik ile yol arasında tekerlek temas merkezine etkiyen tutunma kuvveti denklem (3.1) ile hesaplanmaktadır [1, 2, 63, 65, 66]. Buna göre taşıtın frenleme ivmesi  $\dot{V}_x$  ve taşıt gövdesinin kütlesi  $m$  ise yük transferinin etkisinin bulunmadığı statik aks yükü  $F_z$ ’ye göre taşıt gövdesi kuvvet dengesi, aşağıdaki denklem ile elde edilmektedir [1, 2, 63, 65, 66].

$$m\dot{V}_x = -F_s \quad (3.2)$$

### 3.1.1.2. Frenleme anında tekerlek dinamiği

Frenleme anında tekerlek dinamiği, denklem (3.1)’deki tutunma kuvveti ile tekerlek temas merkezine etkiyen fren kuvvetinin tekerlek dönme merkezine göre ürettikleri momentler arasındaki dengeden oluşmaktadır. Şekil 3.2’de görüldüğü gibi fren kuvveti, fren diski ile fren balatası arasında meydana gelen sürtünme ile elde edilmektedir.



Şekil 3.2: Fren diskine etkiyen kuvvet ve moment [63].

Buna göre, Şekil 3.2’de görülen fren basıncı  $P_{br}$ , fren diskisi ile balata arasındaki sürtünme katsayısı  $\mu_{br,d}$  ve disk üzerinde frenlemenin meydana geldiği alan  $A_{br}$  ise fren diskisi üzerindeki çevresel fren kuvveti  $F_{br,d}$  aşağıdaki formül ile hesaplanmaktadır [63, 66, 76 ].

$$F_{br,d} = \mu_{br,d} A_{br} P_{br} \quad (3.3)$$

Tekerlek temas merkezindeki frenleme kuvveti, fren diskine etkiyen çevresel kuvvet ( $F_{br,d}$ )’ye bağlı olarak elde edilmektedir. Burada  $R_{br}$  fren diskisinin etkin frenleme yarıçapı ve  $R_e$  etkin yuvarlanma yarıçapıdır [63, 66, 76].

$$F_{br} = F_{br,d} \frac{R_{br}}{R_e} \quad (3.4)$$

Denklem (3.4)’e bağlı olarak frenleme momenti ( $M_{br}$ ), aşağıdaki formül ile hesaplanmaktadır.

$$M_{br} = F_{br} R_e = F_{br,d} \frac{R_{br}}{R_e} R_e = F_{br,d} R_{br} \quad (3.5)$$

Tekerlek ile yol arasındaki tutunma kuvveti  $F_s$ , ve etkin yuvarlanma yarıçapı  $R_e$  olmak üzere tekerlek ile yol arasındaki sürtünme momenti  $M_s$ , aşağıdaki formül ile hesaplanmaktadır [1, 2, 66, 76].

$$M_s = F_s R_e \quad (3.6)$$

$$J_T \ddot{\phi} = \sum M_O = M_s - M_{br} = R_e \mu_s F_z - R_{br} \mu_{br,d} A_{br} P_{br} = F_s R_e - F_{br,d} R_{br} \quad (3.7)$$

Newton'un ikinci kanununa göre tekerlek ve aks kütlelerinin atalet momenti  $J_T$  ve tekerleğin açısal ivmesi  $\ddot{\phi}$ 'nin ürettiği moment, tekerlek merkezi etrafındaki toplam momenti oluşturmakta ve denklem (3.7) ile gösterilmektedir. Hidrolik fren sisteminden elde edilen frenleme kuvveti  $F_{br}$ 'nin tekerlek merkezine göre oluşturduğu moment  $M_{br}$  ve tekerlek temas merkezinde meydana gelen tutunma kuvveti  $F_s$ 'in oluşturduğu moment  $M_s$  olmak üzere tekerlek moment dengesi, denklem (3.7)'deki gibi olur [1, 2, 63, 66, 76].

### 3.1.2. ABS fren sisteminin performans parametreleri

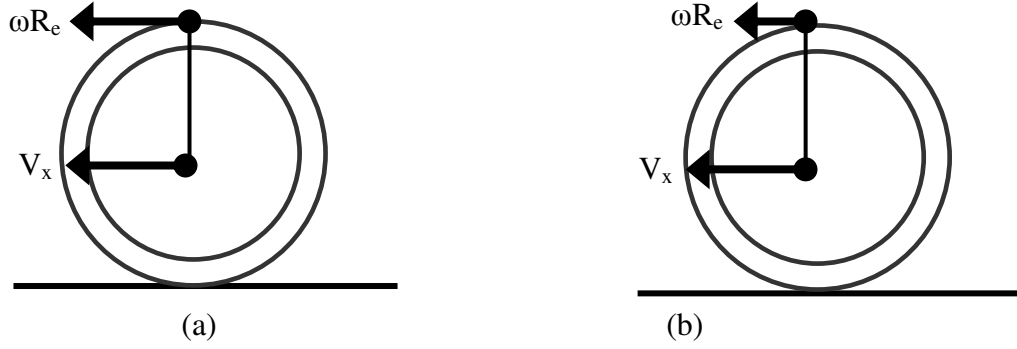
ABS destekli fren sisteminin, taşıtın frenleme performansına etkilerini incelemek için öncelikle bloke kavramının tanıtılması gerekir. Bunun için tekerlek ile yol arasındaki kayma oranı  $s$ , tutunma katsayısı  $\mu_s$  ve tekerlek ivmesi  $\ddot{\phi}$ 'yi belirleyen parametreler ile bu parametrelerin karakteristiğini bozan büyüklükler incelenmelidir.

#### 3.1.2.1. Relatif kayma oranı

ABS'nin kontrol etmeye çalıştığı en önemli değişken, kayma oranıdır. ABS, tekerlekler kilitlenmeden fren basıncı değişiminin başlayacağı noktaları doğru tahmin edebilmek için tekerlek ile yol arasındaki kaymayı kontrol etmektedir.

$$s = \frac{V_x - \omega R_e}{V_x} \quad (3.8)$$

Tekerlek açısal hızı,  $\dot{\phi} = \omega$  ve tekerleğin çizgisel hızı,  $\omega R_e$  olmak üzere tekerleklerin blokaj durumunu belirlemek için kullanılan ve taşıt hızı ile tekerlek çizgisel hızı arasındaki farkı gösteren rölatif kayma oranı denklem (3.8) ile hesaplanmıştır [1, 2, 56, 64, 66]. Denklem (3.8)'e göre kayma oranı  $s$ 'nin değişimi, taşıt veya tekerlek merkezinin hızı ile tekerleğin çizgisel hızı arasındaki farkı göstermektedir. Buna göre kayma değişimini bozabilecek unsurların, tekerlek açısal hızlarının ölçülmesi ve işlenmesine, taşıt hızının tahminine bağlı olduğu açıkça görülmektedir. Kayma değişimi, taşıt hızı ile tekerleğin çizgisel hızı arasındaki farkı gösterdiğine göre bu farktaki değişim, kayma oranının karakteristiğini belirleyecektir. Şekil 3.3, serbest yuvarlanan ve frenlenen tekerleklerdeki hız değişimlerini göstermektedir [1].



Serbest yuvarlanan tekerlek  $V_x = \omega R_e$

Frenlenen tekerlek  $V_x > \omega R_e$

Şekil 3.3: a) Serbest yuvarlanan b) frenlenen tekerlek için çizgisel hızlar [1].

Şekil 3.3a ve Şekil 3.3b'de görülen  $\omega R_e$  tekerleğin çizgisel hızını ve  $V_x$ 'de taşıt hızını temsil etmektedir. Şekil 3.3 göz önüne alınarak kayma oranı  $s$ 'nin değişimi, denklem (3.8)'e göre şu şekilde olmaktadır.

Denklem (3.8)'e göre frenleme anındaki kayma,  $0 < s < 1$  aralığında değişmekte ve 1 değerine yaklaştıkça tekerlek kilitlenmeye yaklaşmaktadır. Tekerleğe frenleme momenti uygulandığında tekerleğin açısal hızı sıfır olurken taşıt aynı anda durmadığından tekerleğin dönme merkezinin hızı (taşıt hızı) sıfırdan farklı olacaktır. Bu durumda  $V_x > \omega R_e$  olacak ve  $s=1$  olunca tekerlek kilitlenecektir. Tekerleğin ölçülen çizgisel hızı, tekerleğin dönme merkezinin hızına (taşıt hızına) eşit yani,  $V_x = \omega R_e$  olduğunda ise  $s=0$  olacak ve tekerlek kaymadan yuvarlanacaktır.



### 3.1.2.2. Tekerlek ivmesi

Tekerleklerin ya da tekerleklerden birinin frenleme ivmesi, taşıtın erişebileceği frenleme ivmesinden daha büyük olduğunda yani tekerleğin taşıtın gerçekleştiremeyeceği kadar ani yavaşlama eğiliminde olması, tekerleğin bloke olmak üzere olduğunu gösterir. Tekerlek ile yol arasındaki tutunma kararsız bölgeye geldiğinde bloke olma durumu, tekerlek ivmesi değişimi ile daha çok belirgin hale gelmektedir. Bu nedenle ABS'nin kontrol etmekte zorlandığı diğer değişken, tekerlek ivmesidir. ABS, tekerlekler kilitlenmeden fren basıncı değişiminin sona ereceği noktaları doğru tahmin edebilmek için tekerlek ivmesinin eşik değerlerini kontrol etmektedir.

$$\ddot{\phi} = \frac{d\dot{\phi}}{dt} = \frac{M_s - M_{br}}{J_T} = \frac{\mu_s F_z R_e - \mu_{br,d} A_{br} P_{br} R_{br}}{J_T} \quad (3.9)$$

Denklem (3.7)'den elde edilen ve sürtünme momenti ile fren momentinin fonksiyonu olan tekerleğin açısal ivmesi, denklem (3.9) ile ifade edilmiştir [1, 2, 66]. ABS'nin elektronik kontrol birimi, kayma değişimlerini hesaplamak için tekerlek çizgisel hızlarını kullandığından tekerlek açısal ivme değişimleri de aşağıdaki formülde görüldüğü gibi etkin yuvarlanma yarıçapı ile çarpılarak çizgisel ivme elde edilmiştir [14, 56].

$$\dot{\phi} R_e = \left( \frac{M_s - M_{br}}{J_T} \right) R_e \quad (3.10)$$

Denklemler (3.9) ve (3.10) kullanılarak etkin yuvarlanma yarıçapı ile birlikte fren momenti üzerinden fren basıncı değişimi, sürtünme momenti üzerinden de düşey yük ve buna bağlı olarak aksın düşey ivmesindeki değişimler, tekerlek ivmesine yansıtılabilmektedir.

$$\dot{\phi} R_e = \frac{d(\dot{\phi})}{d(t)} R_e \quad (3.11)$$

Bunun yanında, ABS kontrol birimi, tekerleğin çizgisel ivmelerini hesaplamak için de denklem (3.11) kullanılarak tekerleğin çizgisel hızının türevi ile etkin yuvarlanma yarıçapı çarpılmıştır [14,56]. Denklem (3.9)'da görülen tekerlek ivmesinin negatif değeri, tekerleğin yavaşlama ivmesini ifade etmekte olup fren momentinin etkisinin arttığını, tekerleğin yavaşladığını ve tekerleklerin kilitlenme eğiliminde olduğunu göstermektedir. Buna göre fren momenti sürtünme momentinden daha büyük olduğunda söz konusu tekerlekler kilitlenebilmektedir. Tekerlek ivmesinin pozitif değeri ise, tekerleğin hızlanma ivmesinin arttığını ifade etmekte olup sürtünme momentinin etkisinin arttığını ve daha etkin frenleme için fren basıncının artırılması gerektiğini ifade etmektedir. Tekerlek ivmesinin sıfır noktasında kalması veya sıfır noktası etrafında salınması da sürtünme momentinin fren momentine çok yakın olduğunu veya eşit olduğunu ve bunun sonucunda tekerleğin kilitlenmeden durmaya yakın olduğunu veya durduğunu ifade etmektedir.

Denklem (3.10) ve (3.11), bozucu parametreler açısından incelendiğinde tekerlek ivme değişiminin, etkin yuvarlanma yarıçapı, lastik yol arasındaki tutunma katsayısı, aks yükü ve fren basıncı değişimlerinin dinamik karakteristiklerine bağlı olduğu görülmektedir. Böylece, tekerlek ivme değişimindeki bozulmaların, tekerlek hız sinyalindeki dinamik tekerlek yarıçapı, tutunma katsayısı, aks yükü gibi bozucu etkilerin yanında fren basıncının şiddetine ve frekansına bağlı olduğu açıkça görülmektedir. Bu bozulmaları azaltmak ve gerçek yol şartlarındaki ivme değişimine yaklaşabilmek için bozucu etkilerin, tekerlek hız sinyallerinden çıkarılması gerekmektedir. Bu nedenle bozucu etkilerin karakteristiğinin tespit edilmesi gerekmektedir.

### **3.1.2.3. Tutunma katsayısı**

Frenleme anında ABS devrede iken tekerlek ivme değişimlerinin lastik ile yol arasındaki tutunmaya etkilerini belirlemek için tutunma katsayısındaki değişimler tespit edilmektedir. Tutunma katsayısı değişimi, tekerleğin kayma ve tekerlek ivmesi değişiminin doğru bir şekilde kontrol edilip edilmediğini belirlemektedir. Şekil 3.6 ve 3.7'de görüldüğü gibi tutunma katsayısının, belirli kayma değer aralığında maksimum değer alması ve kayma arttıkça tutunmanın azalması, kayma kontrolünün

tutunma katsayısı üzerindeki etkilerini açıkça göstermektedir. Tutunma katsayısı, denklem (3.1) kullanılarak aşağıdaki formül ile ifade edilmektedir.

$$\mu_s = \frac{F_s}{F_z} \quad (3.12)$$

$$\mu_s = \frac{m\dot{V}_x}{F_z} \quad (3.13)$$

Denklem (3.2) ve (3.12) kullanılarak tutunma katsayısı değişimleri, denklem (3.13)'deki gibi hesaplanmıştır.

$$\mu_s = \frac{\ddot{\varphi}J_T + M_{br}}{F_z R_e} \quad (3.14)$$

Aynı şekilde, denklem (3.7)'de verilen moment dengesi ve denklem (3.13) kullanılarak tutunma katsayısı değişimi, denklem (3.14) ile elde edilmiştir [46, 56, 66]. Denklem (3.14) ile fren momenti üzerinden fren basıncının, düşey yük üzerinden aksın düşey ivmesinin ve etkin yuvarlanma yarıçapı değişimi ile de tekerleğin açisal ivme değişimlerinin tutunma katsayısı değişimine etkileri belirlenmiştir.

#### 3.1.2.4. Taşıtın frenleme ivmesi

Taşıta ait tüm tekerlekler kilitlendiğinde tekerlekler dönmez iken taşıt gövdesi kilitlenen tekerlekler ile beraber hareketine devam etmektedir. Bu anda kayma kontrolü yetersiz kaldığından tekerleğin çizgisel ivmesi kontrol edilmektedir. Tekerleğin çizgisel ivme değişiminin, kontrol edilmesi için taşıtın frenleme ivmesi, referans değer olarak kullanılmaktadır.

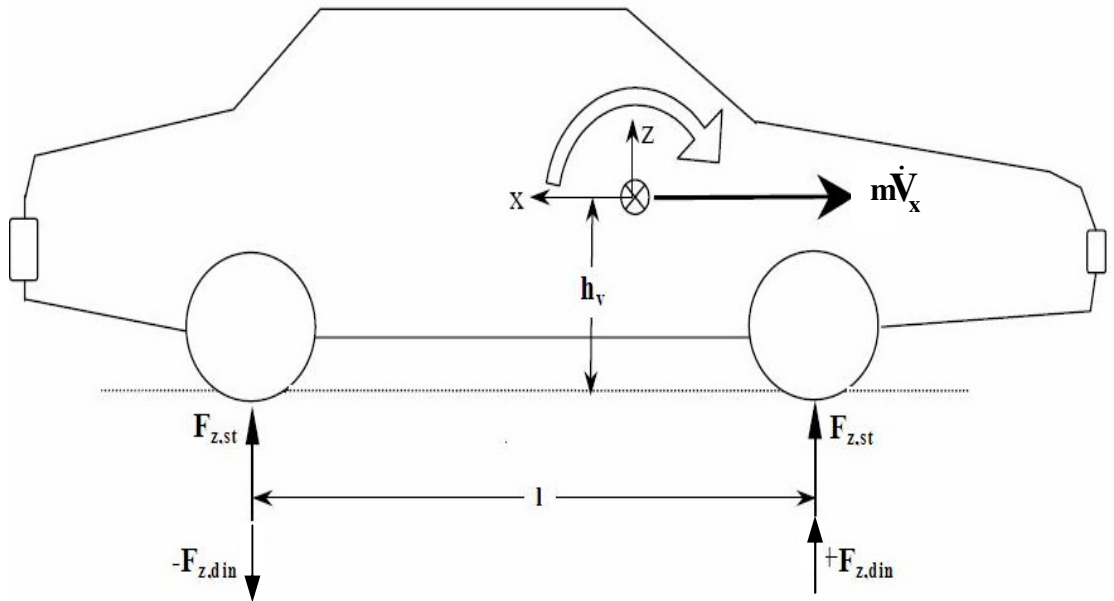
$$\dot{V}_x = \frac{d(V_x)}{d(t)} \quad (3.15)$$

Bunun için denklem (4.6)'da görüldüğü gibi taşıt hızının zamana göre türevi alınmıştır. Taşıt gövdesinin frenleme ivmesi değişim bilgileri, sürekli olarak ABS elektronik kontrol biriminde depolanmaktadır. Tekerliğin çizgisel frenleme ivmeleri 0.5g gibi belirli bir değerin altına düşerse tekerleğin kilitleme sınırına yaklaştığı kabul edilmekte ve bu anda fren basıncı azaltılmaktadır. Frenleme ivmesi, 1.6g ve 3.0g arasında bir değere ulaştığında ise tekerleklerin kilitleme eğiliminden uzak olduğu kabul edilerek fren basıncı arttırılmaktadır [78].

Bu çalışmada, bu sonuçlara dayalı olarak ölçülen taşıt hızının zamana göre türevi alınarak taşıt ivme değişimleri elde edilmiş ve bu ivme bilgisi ile tekerlek ivme değişimlerinin kontrol edilip edilemediği tespit edilebilmiştir.

### 3.1.2.5. Dinamik aks yükü

Değişen aks yükünün tutunma katsayısı ve tekerlek ivme değişimlerine etkilerini belirlemek için frenleme anında dinamik aks yüklerindeki değişim incelenmelidir. Şekil 3.4'de görüldüğü gibi frenleme anında atalet kuvvetinin etkisi ile taşıt gövdesi başvurma hareketine maruz kalmaktadır. Bu hareket anında arka akstan ön aksa doğru  $F_{z,din}$  kadar bir yük transferi meydana gelmektedir.



Şekil 3.4: Frenleme anında yük transferi modeli [69].

Ön aksa gelen yük transferi miktarı, şekil 3.4’de görülen kuvvetlerin, ön tekerleğin temas merkezine göre momentleri alınarak elde edilmiş ve aşağıdaki formül ile gösterilmiştir.

$$F_{z,din} = mg\left(\frac{h_v}{l} \frac{\dot{V}_x}{g}\right) \quad (3.16)$$

Denklem (3.16)’da  $F_{z,st}$  ön aksın statik yükünü,  $h_v$  taşıt gövdesinin ağırlık merkezinin yerden yüksekliğini,  $l$  aks aralığı ve  $\dot{V}_x$  frenleme ivmesini temsil etmektedir.

$$F_z = \left(\frac{F_{z,st}}{mg} + \frac{h_v}{l} \frac{\dot{V}_x}{g}\right)mg = \underbrace{F_{z,st}}_{\text{Statik}} + \underbrace{m\left(\frac{h_v}{l} \dot{V}_x\right)}_{\text{Dinamik}} \quad (3.17)$$

Denklem (3.16)’ya statik aks yükü eklendiğinde frenleme anında ön aks üzerine etkiyen toplam yük  $F_z$  denklem (3.17) ile elde edilmiştir.

$$F_{z,w} = Ma_z \quad (3.18)$$

Aks titreşimlerinin, lastik üzerindeki etkilerini elde edebilmek için de denklem (3.18) kullanılmıştır. Buradaki  $M$ , ön aksta tek tekerlek üzerine etkiyen toplam kütedir.  $M$  kütlesi, taşıt gövdesi kütlesi  $m$ ’in dörtte birinin aks kütlesi  $m_T$  ile toplamı olup aşağıdaki formül ile gösterilmiştir.

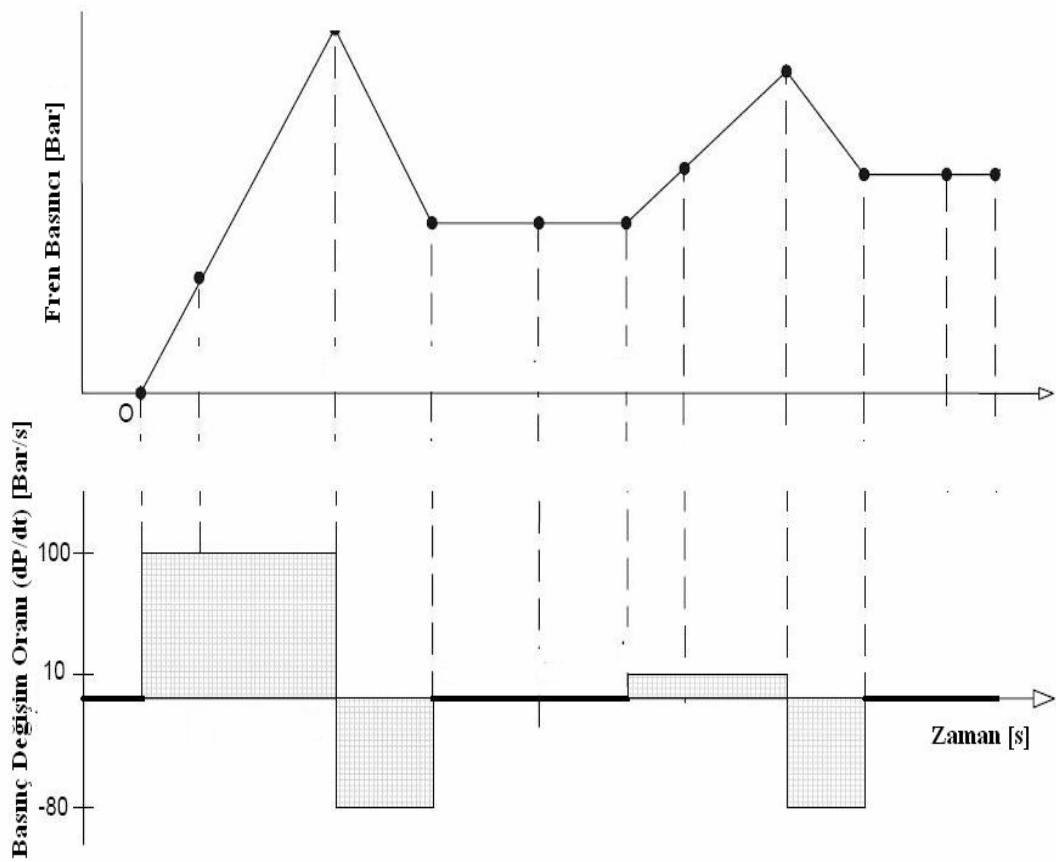
$$M = \frac{1}{4}m + m_T \quad (3.19)$$

### 3.1.2.6. Fren basıncı değişim oranı

Hidrolik modülatörün basınç değiştirme karakteristiğini belirlemek ve birim zamandaki fren basıncı değişiminin ABS parametrelerine etkileri, fren basıncının zamana göre değişimini veren fren basıncı değişim oranı ile belirlenmiştir. Bu oran,

Şekil 3.5’de görüldüğü gibi basınç arttırma, düşürme ve sabit tutuma modlarını açıkça göstermektedir. Fren basıncının zamana göre değişimini ifade eden basınç değişim oranını elde edebilmek için fren basıncının zamana göre türevi alınmış ve denklem (3.20) ile hesaplanmıştır. Birimi, Şekil 3.5’de görüldüğü gibi (Bar/s)’dir.

$$\dot{P} = \frac{dP}{dt} \quad (3.20)$$



Şekil 3.5: İdeal fren basınç değişimi ve fren basınç değişim oranı [1]

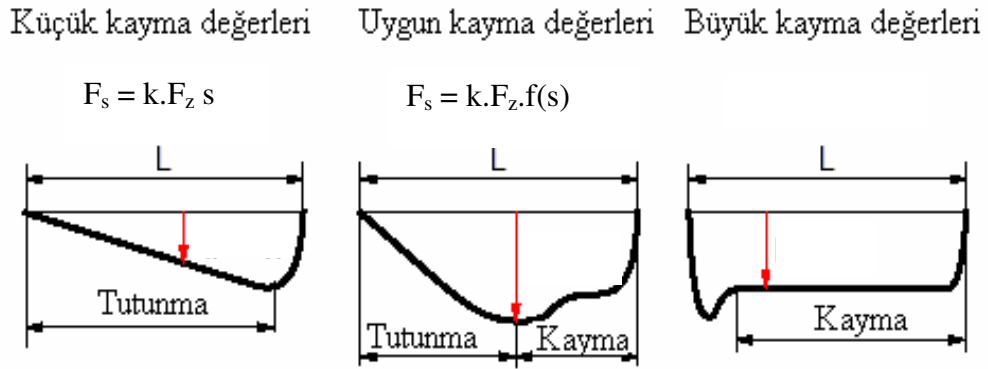
Basınç değişim oranının Şekil 3.5’de görüldüğü gibi eksi (-) değerler alması modülatörde basınç düşürme modunu, artı (+) değerler alması basınç arttırma modunu ve sıfır (0) değerleri de basıncın sabit tutulma modunu göstermektedir. Bu grafikler aynı zamanda hidrolik modülatörün basınç değiştirme modunun süresini tespit etmemizi de sağlamaktadır [19, 64].

### 3.1.3. ABS fren sisteminin performans değişimi

ABS fren sistemi çok kısa sürede işlem yapmaktadır. Bu kısa sürede sadece tekerlek hız bilgisi ile en iyi performansın belirlenmesi için farklı yöntemler üzerine araştırmalar yapılmaktadır.

#### 3.1.3.1. Kayma - tutunma katsayısı grafiği

Kayma – tutunma katsayısı grafiğini incelenmeden önce lastiğin kayma özelliklerinin incelenmesi gereklidir. Bunun için Şekil 3.5 incelenmelidir.



Şekil 3.6: Lastik tekerleklerde farklı kayma değerleri için boylamsal kuvvet dağılımı [63]

Şekil 3.6'da lastik tekerleğin temas bölgesi uzunluğu L ve lastiğin özelliklerine bağlı katsayı k ile gösterilmektedir. Şekil 3.6'da görüldüğü gibi küçük kayma değerlerinde  $\mu_s = F_s / F_z$  oranı, sadece lastiğin özelliklerine bağlıdır. Buna lastiğin elastik deformasyonu nedeniyle meydana gelen boylamsal yöndeki elastik kayması denir. Elastik deformasyondan sonra lastik dişleri ile yol arasında kayma meydana gelmektedir. Bu noktada lastiğin boylamsal kuvveti kaymanın fonksiyonudur ve lastiğin tutunması daha kuvvetlidir. Büyük kayma değerlerinde de lastik yerden hiçbir kuvvet alamamaktadır. Bu da lastiğin kilitlendiği duruma denktir.

Böylece, Şekil 3.6'dan kayma değerinin lastiğin yapısına ve alışma Şartlarına bağlı olduğu sonucu çıkarılabilir. Lastiğin bu özelliklerine bağlı olarak kayma -  $\mu_s$  grafiği Şekil 3.7'de görülmektedir.

Bu şekilde;

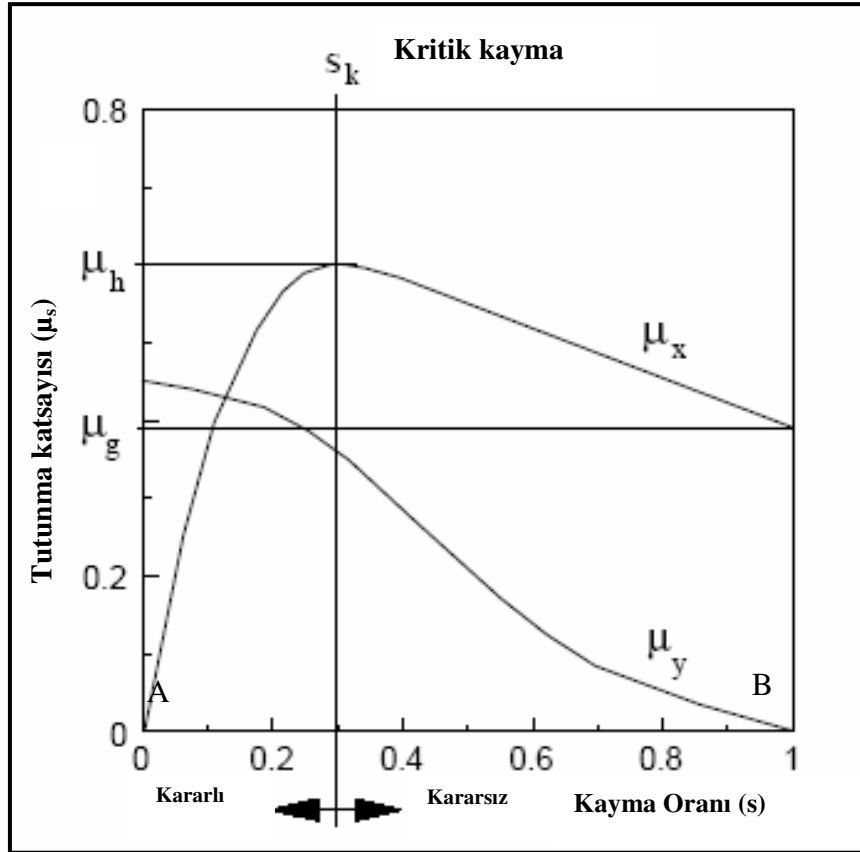
$\mu_x$  : Boylamsal doğrultudaki tutunma katsayısı,

$\mu_y$  : Yanal doğrultudaki tutunma katsayısı,

$\mu_h$  : Boylamsal yöndeki tutunma katsayısının maksimum değeridir. Buna tutunma katsayısı adı verilir.

$\mu_g$  : Kaymanın 1 olduğu yerdeki tutunma katsayısıdır. Buna kayma katsayısı denir.

$s_k$  : Maksimum tutunma katsayısındaki kayma değeri (kritik kayma değeri)'dir. Bu değerden sonra tekerlek blokaj sınırına yaklaşmakta olup taşıt dinamik olarak kararsız olacaktır.

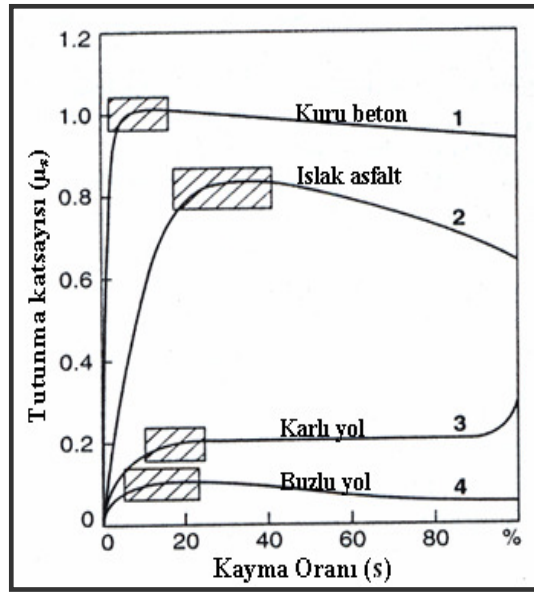


Şekil 3.7: Tutunma katsayısının kaymaya bağlı değişimi [2]

Şekil 3.7'de görülen A noktası kaymadan yuvarlanan, B noktası da kilitlenen tekerleği göstermektedir. Bu noktalara göre kayma -  $\mu_s$  grafiğinde iki bölge vardır. Bunlar, taşıtın kararlı ve kararsız olduğu bölgedir. Fren tekerleğinin tutunma kuvvetinin maksimum değeri, maksimum tutunma katsayısından dolayı küçük boylamsal kayma değerinde oluşur. Maksimum tutunma katsayısından sonra grafiğin



eğimi negatif olduğu için bu noktadan sonra frene daha çok basıldığında daha az frenleme kuvveti elde edilir. Maksimum tutunma katsayısından sonra frene sonuna kadar basma sonucunda en iyi frenlemenin elde edilemeyeceği Şekil 3.7’de görülmektedir. Bu sebeplerden dolayı ABS fren sistemi, tekerleği dŐuk kayma değerinde yani sürekli olarak kararlı bölgede tutarak maksimum tutunma katsayısından faydalanmaya alır. Tutunma katsayısının kaymaya göre değişim grafiği yolun cinsine göre farklı Şekiller alabilmektedir. Bunlar taşıtın herbir tekerleğinin farklı tutunma katsayılarına sahip olabileceğini göstermektedir. Bu farklılıklar, Şekil 3.8’de görülmektedir.

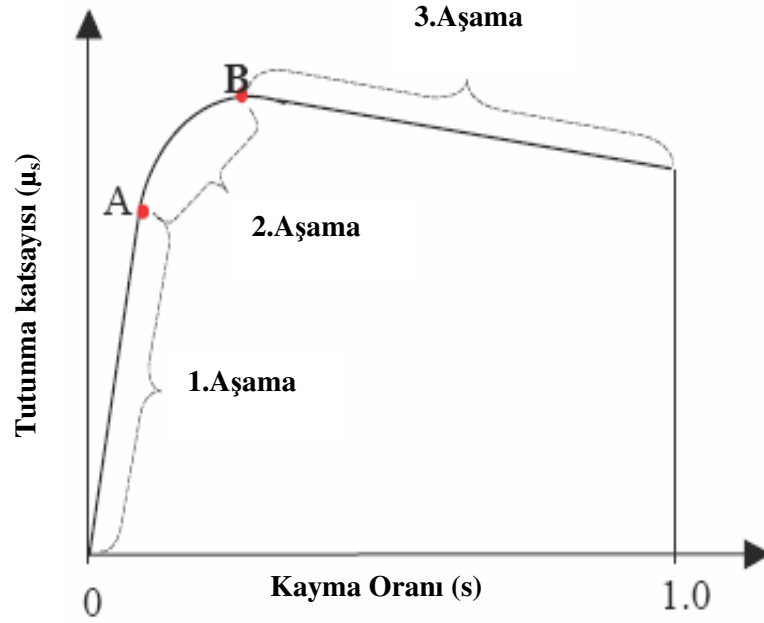


Şekil 3.8: Farklı yol Şartlarında tutunma katsayısının değerini [1]

Şekil 3.8’de dikkat edilmesi gereken bir diğer özellik de ABS’nin çalışması gereken taralı alanların yol tipine göre değerini ve yol kayganlaŐtıđı eğrilerin daha düz hale gelmesidir. Bu sonuç, yol kayganlaŐtıđı maksimum tutunma katsayısı değerinin belirlenmesinin zorlaŐacađını göstermektedir.

### 3.1.3.2. Kayma – tutunma katsayısı grafiğinde moment dengesinin incelenmesi

Frenlemede sürtünme momenti ile fren momenti arasındaki fark, tekerlek ivmesi, tutunma katsayısı ve kayma değerini döngüsünü belirlemektedir. Buna göre kayma – tutunma katsayısı grafiği ile moment değerini aşamaları Şekil 3.9’daki gibidir.



Şekil 3.9: Kayma-tutunma katsayısı grafiğinde moment değişim aşamaları [64]

1.Aşama : Sadece lastiğin elastik deformasyonu ile meydana gelen kayma artışı ile sürtünme momentinin artmasını ifade etmektedir. Bu anda uygulanan fren momentinin değeri yüksek olmalıdır.

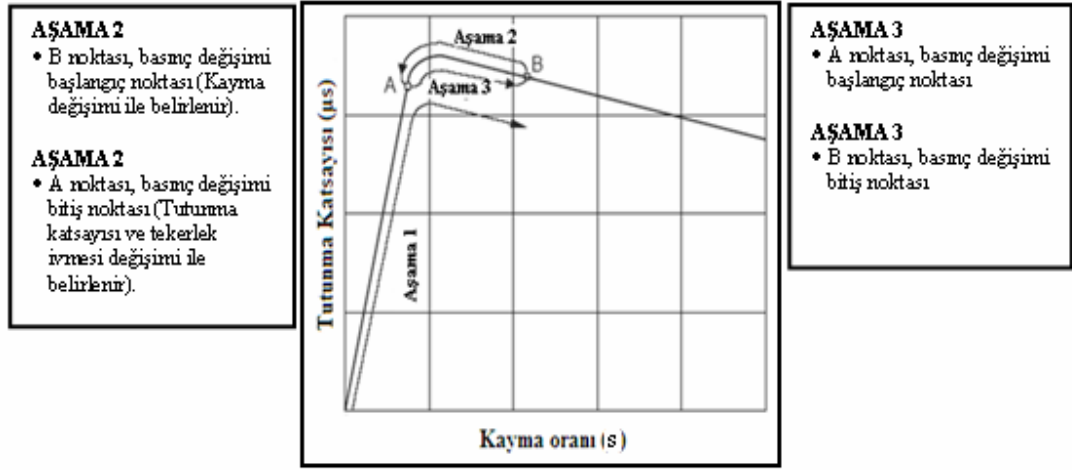
2.Aşama : A noktasından sonra tekerlek dişlerinin yol üstünde kayması ile sürtünme momentinin maksimum değere ulaşmasını ifade etmektedir. Bu noktada fren momenti kademeli olarak en yüksek değerine çıkmalıdır.

3.Aşama : B noktasındaki kayma değerinden daha büyük kayma değerlerinde sürtünme momenti ile frenleme momenti arasındaki farkın arttığını ifade etmektedir. Bu anda fren momentinin gereğinden yüksek olması, tekerlekleri kilitleme sınırına yaklaştırmaktadır.

ABS fren sistemi, frenleme anında uygun eşik değerleri ile fren basıncını değiştirerek kayma oranını AB arasında tutmaya çalışmakta ve bu şekilde tutunma katsayısını maksimum değerinde tutmaya çaba göstermektedir. Bu döngü sırasında değişen fren basınçlarının, sürekli olarak sürtünme ve fren momenti arasındaki farkı azaltması gerekmektedir.

### 3.1.3.3 Kayma – tutunma katsayısı grafiğinde fren basıncı değişiminin incelenmesi

Frenlemede sürtünme ve fren momenti arasındaki farka bağlı olarak kayma, tutunma katsayısı ve tekerlek ivmesi kontrol döngüsünün karakteristiği, fren basıncı değişim noktaları ile belirlenmektedir. Basınç değişim noktalarının gerçek yol şartlarını sağlayacak eşik değerlerine sahip olması gerekmektedir. Bunun için Şekil 3.10'daki fren basıncı kontrol döngüsü kullanılmaktadır. Bu grafikte bozucu etkiler göz önüne alınmamıştır. Kararlı tutunma katsayısı ve kayma değişimleri ile incelenmiştir.



Şekil 3.10: ABS fren sisteminin kayma -  $\mu$  grafiğine göre fren basıncı kontrol döngüsü [64].

Şekil 3.10'a göre basınç değişimi kontrol döngülerinin aşamaları aşağıdaki gibidir.

1. Aşama (OB) : Fren pedalına uygulanan kuvvet ile fren basıncının oluşması,
2. Aşama (BA) : Hidrolik modülatör tarafından fren basıncının düşürülmesi,
3. Aşama (AB) : Hidrolik modülatör tarafından fren basıncının tekrar uygulanması,

Şekil 3.10'da görülen A-B arasındaki döngü, fren basıncı değişim modları (fren basıncını arttırma – azaltma – sabit tutuma) sayesinde ABS'nin tekerleği maksimum tutunma katsayısı civarında tutma çabasını ifade etmektedir. Bu döngü sırasında değişen fren basıncı modları, sürekli olarak sürtünme ve fren momenti arasındaki farkı azaltmalıdır. Bu döngüyü belirleyen fren basıncı değişim noktaları (A ve B) aşağıdaki gibi belirlenmektedir.

- Fren basıncı değişiminin başlangıç noktası (A), tekerlek hız değişiminden kaynaklanan kayma değişimi ile belirlenmektedir.
- Fren basıncı değişiminin bitiş noktası (B), tekerlek ivmesi değişiminden kaynaklanan kuvvet bağlantı katsayısı değişimi ile belirlenmektedir.

### **3.1.4. ABS’de kontrol edilen değişkenler**

ABS fren sistemi, yukarıda ifade edilen kontrol döngülerini, basınç değişim noktalarına göre oluştururken, her tekerleğin çizgisel ivmesi ile kayma oranı değişimlerini sürekli olarak kontrol etmektedir.

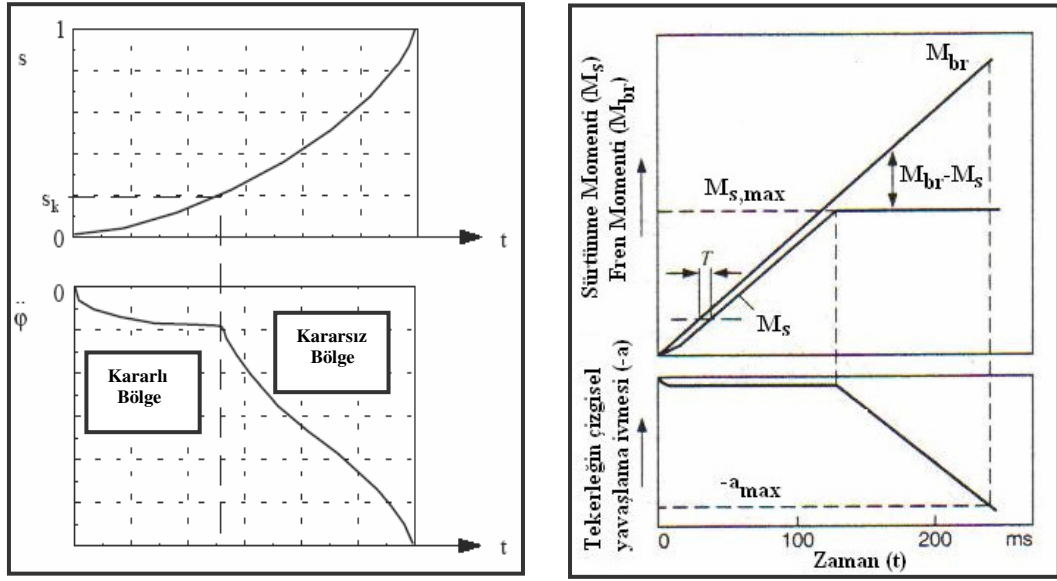
#### **3.1.4.1. Kayma kontrolü**

Maksimum tutunma katsayısı, Şekil 3.7’de görüldüğü gibi yaklaşık olarak sabit bir kayma değerinde meydana geldiğinden kayma değişimi, kontrol değişkeni olarak kullanılabilir [25]. Kayma kontrollü sistemlerde, optimum kayma değeri tekerleklerin açısız hızlarının birbiriyle karşılaştırılması yoluyla yaklaşık olarak tespit edilmektedir. Bu yöntemde frenleme sırasında en hızlı dönen tekerleğin çevresel hızı referans alınarak diğer tekerleklerin kaymaları hesaplanıp belirli bir kayma değerinin sınır olarak seçilmesi söz konusudur. Ancak, dört tekerleğin bloke olması halinde tekerleklerin tümü kilitlendiğinden referans alabileceği bir açısız tekerlek hızı olmayacağından kaymanın kontrol edildiği bir blokaj kontrolü eksik bir kontrol olacaktır [2].

#### **3.1.4.2. Tekerleğin açısız ivmesinin kontrolü**

Buz, kar gibi düşük tutunma katsayısına sahip yol yüzeylerinde şiddeti çok küçük olan fren pedalı kuvvetlerinde taşıtın tüm tekerlekleri aynı anda kilitlenebilir. Bu durumda tekerleğin çizgisel ivmesini kontrol eden kontrol metodu kullanılmalıdır. Bu metotta, Şekil 3.11a’da görüldüğü gibi tekerleğin kararlı bölgede kaldığı sıradaki açısız ivmesinin küçük olması ve kararsız bölgede birden artması özelliğinden veya Şekil 3.11b’de görüldüğü gibi fren momenti ile sürtünme momentinin arasındaki farkın artması ile aniden artış gösteren yavaşlama ivmesinden faydalanarak belirli bir

açısal ivme sınırının tanımlanması gerekir. Tekerleğin bu sınırı geçmesi halinde fren basıncını azaltarak tekrar kararlı bölgeye dönülmesi mümkündür. Sınır olarak taşıtın erişebileceği maksimum frenleme ivmesi alınabilmektedir. Bu durumda sürtünme momenti ile frenleme momenti arasındaki fark minimize edilmektedir. Ancak bazı durumlarda bu sınırın altındaki açısal ivmelerde tekerleğin bloke olması mümkündür. Bu nedenle ABS fren sistemlerinde hem kayma hem de tekerleğin çizgisel ivmesi kontrol edilmektedir [2].

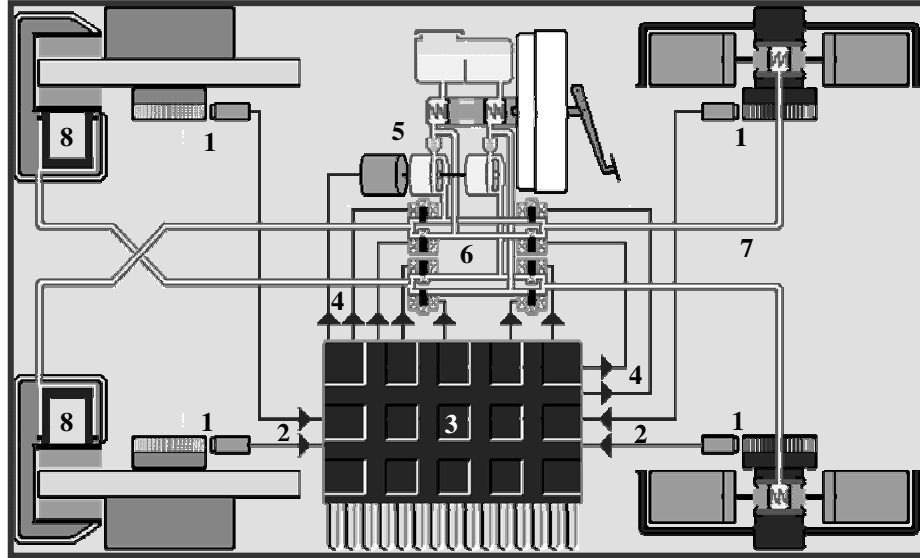


Şekil 3.11: a) Tekerlek açısal ivmesinin zamanla değişimi [2] b) Tekerlek çizgisel ivmesinin moment dengesine göre değişimi [1]

### 3.1.5. ABS fren sistemini oluşturan elemanlar ve çalışma prensipleri

ABS sistemini oluşturan elemanların karakteristikleri ve çalışma prensipleri, ABS performans parametrelerinin değişiminde önemli bir rol oynamaktadır. Örneğin, ABS sensörlerinden ölçülen hız sinyalleri, elektronik kontrol biriminde ne kadar iyi işlenir ise gerçek yol şartlarına o kadar uygun kayma ve tekerlek ivme değişimleri ile basınç değişim modları tespit edilebilmektedir. Bir diğer örnek; elektronik kontrol birimi tarafından hidrolik modülatöre iletilen basınç değişim bilgisinin işlenmesi, selenoid valfin açılma kapanma karakteristiğine bağlı olup fren basıncının, bu karakteristiğe göre değişmesidir. Bu nedenle, ABS sistemini oluşturan elemanların, ABS'nin performansını belirleyen değişkenleri nasıl değiştirdiği veya performansı

belirleyen parametrelerin bozulması halinde ABS elemanlarının nasıl çalıştığı ve elde edilen sonuçların ABS'nin performansına nasıl yansıdığı tespit edilebilmelidir. Bunun için öncelikle Şekil 3.12'de verilen ABS fren sistemi elemanlarının tanıtılması, verilerin nasıl işlendiği ve elemanların gönderilen komutlara nasıl tepki gösterdiğinin incelenmesi gerekmektedir. Bu amaca uygun olarak Şekil 3.12'ye göre ABS'nin genel çalışması aşağıdaki gibidir.



- |  |  |
|--|--|
| 1. ABS sensör ve dişlisi                 | 5. Hidrolik modülatör                  |
| 2. Sensör veri girişi                    | 6. Selenoid valf grubu                 |
| 3. ABS elektronik kontrol birimi         | 7. Fren devresi (fren boruları)        |
| 4. Elektronik kontrol birimi veri çıkışı | 8. Fren kaliperi ve tekerlek silindiri |

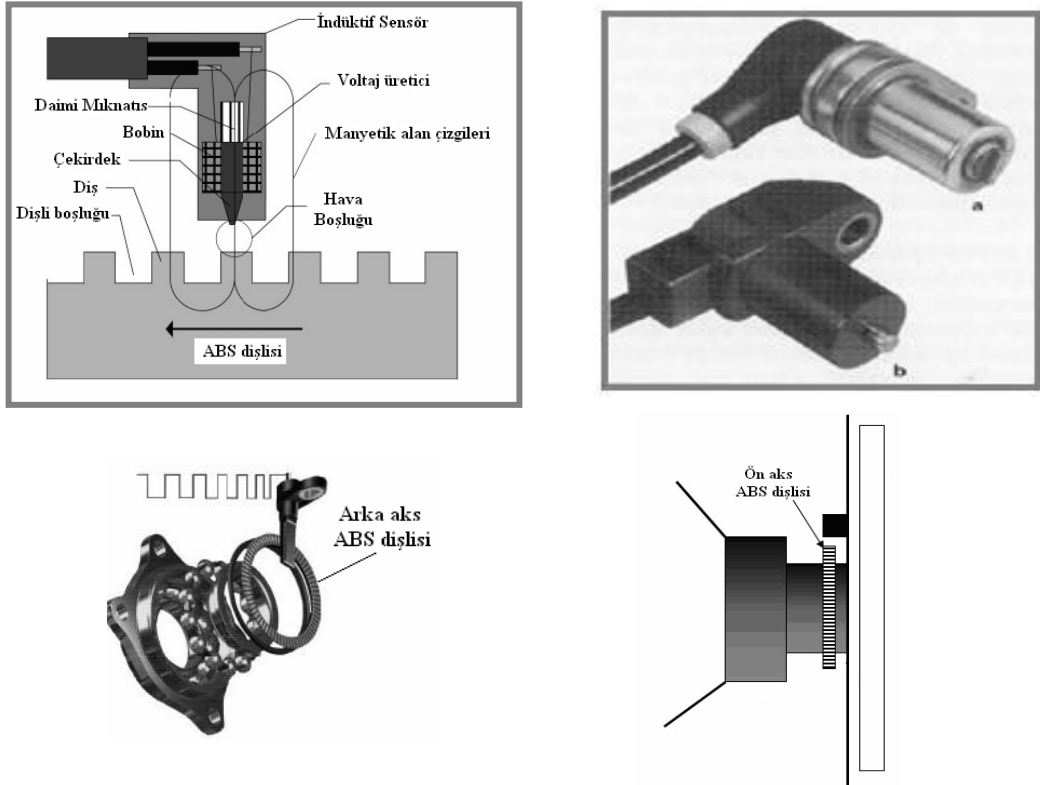
Şekil 3.12: ABS fren sistemi elemanları

Tekerlekler hareket etmeye başladığında 1 nolu dişlilerin, ABS sensörünün önünden geçmeye başlaması ile değişen manyetik alan sayesinde tekerlek hız bilgileri 2 nolu veri kanalından 3 nolu elektronik kontrol birimine gönderilmektedir. Gönderilen sinyaller, elektronik devreler aracılığıyla sayılarak tekerleklerin açısal hızı hesaplanmakta ve hesaplanan açısal hızların karşılaştırılmasıyla taşıt hızı ve kayma tahmini yapılmaktadır. Aynı anda tekerlek hızlarının türevi alınarak tekerleklerin hızlanma ve yavaşlama ivme değişimleri belirlenir ve bu ivmeler, elektronik kontrol biriminin hafızasında bulunan sınır değerleri ile karşılaştırılır. Elektronik kontrol birimi, hem kayma hem de ivme değişimlerine uygun elektrik sinyalleri üretir. Bu sinyaller, yukarıda ifade edildiği gibi kayma değişimlerinde veya tekerleğin yavaşlama ivme sinyallerinde ani bir artışı gösterdiğinde tekerleklerin kilitlenme

eğiliminde olduğu anlaşılır ve 4 nolu veri kanallarından 5 nolu hidrolik modülatör içinde bulunan 6 nolu selenoid valflara 8 nolu tekerlek silindirindeki basıncın azaltılması için komut gönderir. Bu işlemler bir döngü şeklinde olup her bir döngü sonunda yapılan işlemlerin kontrolü yapılarak yeni bir döngüye karar verilir. Bu döngülerin oluşumu, sayısı ve döngülerden elde edilen sinyalin kalitesi, dış etkenlerin yanında yukarıda ifade edildiği gibi ABS döngüsünü oluşturan elemanların çalışma prensibine de bağlıdır. Bu amaç ile ABS elemanlarının çalışma prensibini belirleyen yapısal özelliklerin, detaylı bir şekilde incelenmesi gerekmektedir.

### 3.1.5.1. Tekerlek hız sensörü ve tekerlek hızının hesaplanması

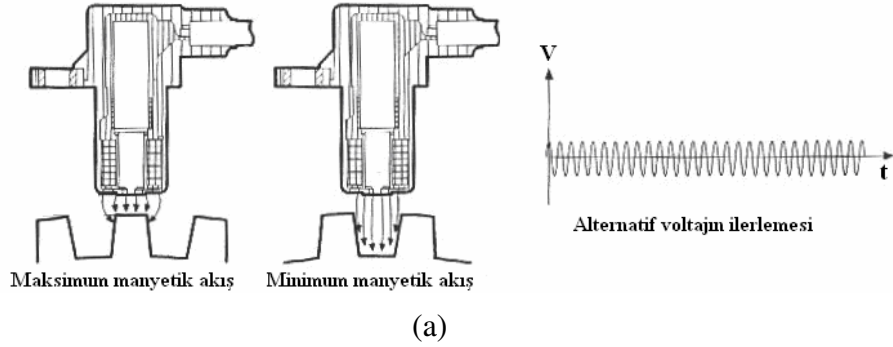
Ön ve arka tekerlek hız sensörleri, indüktif sensör olup Şekil 3.13’de görüldüğü gibi bir daimi mıknatıs, bobin, voltaj üretici ve çekirdekten meydana gelirler. Ön tekerlek hız sensörleri direksiyon mafsalına, arka tekerlek hız sensörleri arka aks taşıyıcısına sabitlenmiştir.



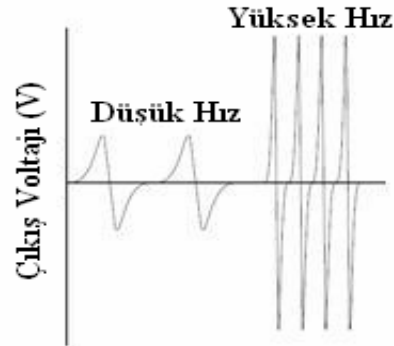
Şekil 3.13: ABS sensörünün iç ve dış yapısı ile ABS dişlilerinin konumu [1]

Tekerlek sensör dişlileri, ön tahrik şaflarına ve arka tekerlek poryasına bağlanmışlardır ve tekerlek ile birlikte tek bir eleman gibi dönmektedirler. Bir dönüşte diş sayısına bağlı olarak 35 – 40 pals üretmektedir. Tekerlek hız sensörlerinin performansını ve sinyal kalitesini belirleyen en önemli faktör sensör dişlisi ile sensör arasındaki hava boşluğunun miktarıdır. Hava boşluğu yaklaşık olarak 1 mm olmalıdır. Bu nedenle, sensörler en az titreşimin hissedileceği ve deforme olmayan rijit noktalara bağlanmalıdır.

İndüktif tekerlek hız sensörleri değişen manyetik alan algılama prensibine göre çalışır. Değişken manyetik alan içerisinde sabit duran bobin üzerinde gerilim indüklenir. Tekerlekle beraber rotor dönerken daimi mıknatıs tarafından oluşturulan manyetik alan, Şekil 3.14a'da görüldüğü gibi rotorun girinti ve çıkıntılarında etkilenecek bobin üzerinde Şekil 3.14b'de görüldüğü gibi tamburun hızı ile değişen sinüs formunda farklı voltaj sinyali üretir.



(a)



(b)

Şekil 3.14: a) ABS sensöründe manyetik akış değişimi b) ABS dişlisinin hızına göre çıkış voltajının değişimi [1]



Bu sinyalin frekansı, dönme hızı ile doğru orantılıdır. Mikroişlemci, hız algılayıcısından gelen bilgiyi sürekli değerlendirir. Frenleme esnasında önemli olan hızın kendisi değil, birim zamandaki azalmasıdır. Yani mikroişlemci, tekerlek dönme hızındaki azalmayı hesaplayarak, bu azalmanın normal frenlemeden mi kaynaklandığını, yoksa tekerleğin kaymaya mı başladığına karar verir; zira kayma esnasında tekerlek hızı, frenleme sürecinden çok daha ani olarak azalır. Bu gerilim, frenlemeye bağlı kalmaksızın tekerlek döndükçe elektronik kontrol birimine iletilir.

Tekerlek hız sensörünün, gönderdiği sinyale göre tekerlek hızının hesaplanması, ABS sensörünün ürettiği hız sinyalinin gerçek yol şartlarına uygun olup olmadığını belirlemek için kullanılmaktadır.

$$\dot{\phi} = \frac{2\pi r}{Z} \frac{1}{T} \quad (3.21)$$

Ölçülen tekerlek hızı ile gerçek şartlara göre hesaplanan hız arasındaki fark, sensörün algılama kapasitesini gösterecektir. ABS sensör dişlisinin çapı  $r$ , diş sayısı  $Z$  ve sinyal periyodu  $T$  ise tekerlek hızı, denklem (3.21) ile hesaplanmaktadır. Denklem (3.19)'da görülen  $\frac{2\pi r}{Z}$  ifadesi, her bir dişin süpürdüğü açıyı temsil etmektedir.

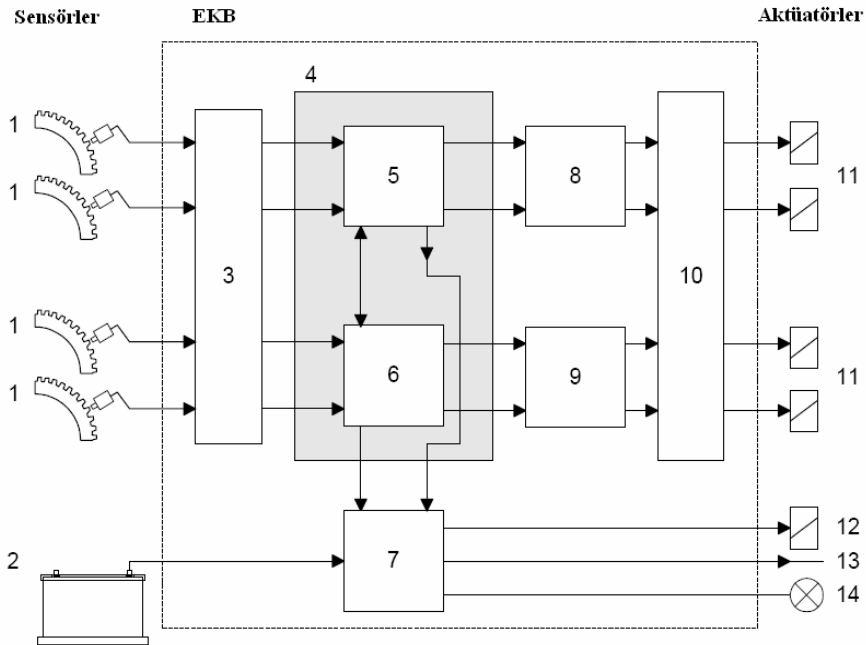
$$\dot{\phi} = \frac{2\pi r}{Z} \frac{1}{Nt_0} \quad (3.22)$$

Bunun yanında, sinyal periyodu, sayıcının saydığı pils sayısı  $N$  ve zaman periyodu  $t_0$  ile genişletilebilir ve denklem (3.21), denklem (3.22) haline gelir [3, 4, 5, 6].

### 3.1.5.2. Elektronik kontrol birimi (EKB)

Tipik bir elektronik kontrol birimi (EKB)'nin içyapısı ve kısımları, Şekil 3.15'de görülmektedir. 1 nolu eleman, yukarıda değinilen ABS sensörü ve dişli grubu 2 nolu eleman, sisteme elektriği sağlayan bataryadır. 3 nolu eleman, EKB giriş devresi olup bu birimde sensör sinyalleri sinüs formundan kare dalgası formuna dönüştürülerek

sinyalin voltajı yükseltilmekte ve işlenmeye hazır hale getirilmektedir. 4 nolu dijital kontrolör, aynı özelliğe sahip ve birbirine paralel çalışan 5 ve 6 nolu mantık devrelerinden oluşmaktadır. Bu mantık devrelerinin her biri, ikişer sensörden gelen bilgileri işlemekte ve karşılaştırmaya dayalı tüm mantıksal ve aritmetik işlemler bu bölümde yapılmaktadır. Elde edilen sonuçlara göre 11 nolu selenoid valfler, 8 ve 9 nolu çıkış devresinin belirlediği zaman ve voltaj aralığında 10 nolu devre ile harekete geçirilmektedir. EKB, aynı zamanda ortaya çıkan hataların takibini yaparak hafızasında bulunan 13 nolu voltaj değerleri ile sistem voltajını karşılaştırarak gerektiğinde 12 nolu güvenlik rölesi ile sistem voltajını kesen 7 nolu hata hafızasına sahiptir.



- |                            |                               |                      |
|----------------------------|-------------------------------|----------------------|
| 1. Tekerlek hız sensörleri | 5. Mantık devresi (1)         | 9. Çıkış devresi (2) |
| 2. Batarya                 | 6. Mantık devresi (2)         | 10. Çıkış safhası    |
| 3. Giriş devresi           | 7. Hata hafızası              | 11. Selenoid valfler |
| 4. Dijital kontrolör       | 8. Çıkış devresi (1)          | 12. Güvenlik rölesi  |
|                            | 13. Stabilize batarya voltajı | 14. Uyarı lambası    |

Şekil 3.15: ABS elektronik kontrol birimi içyapısı [1]

Şekil 3.15’de görülen ABS’nin EKB modülleri, referans hızı, tekerlek kaymasını ve tekerlek ivme değişimlerini belirleyecek hızları hesaplamak için sinüs formundaki sensör sinyallerini 3 nolu giriş devresinde kare dalgaya dönüştürür, filtre eder, işler ve sinyal voltajını yükseltir. EKB’deki, 5 ve 6 nolu mantık devreleri, bu işlenmiş

hızları kullanarak 8 ve 9 nolu çıkış devreleri üzerinden uygun voltaj aralığında selenoid valfların açılma ve kapanma zamanını belirlenmektedir. Bunun için mantık devresindeki aritmetik işlem birimi, tekerleklerin dönme hızlarını ve hızlardaki değişimleri hesaplar, her tekerlek için hesaplanan açısal hız değerlerini karşılaştırarak en hızlı dönen tekerleğe göre araç hızını tahmin eder. EKB, tekerlek ve taşıtın hesaplanan çizgisel hızlarını kullanarak yol ile tekerlek arasındaki kayma değerlerini bulur ve yol koşullarına karar verir. Bu kayma değerlerine göre sürtünme ve frenleme momentinin arasındaki farkı azaltacak yönde her tekerleğe en uygun fren basıncını sağlaması için hidrolik kontrol birimi (hidrolik modülatör) üzerinden selenoid valfleri açıp kapayacak pozisyon komutları düzenler.

EKB, tekerleklere verilmesi gereken fren basıncı değişimlerine karar verirken tekerleklerin kilitlenme sınırını belirlemektedir. Bunun için farklı değişkenleri kontrol eder. Bunlar, yukarıda ifade edildiği gibi kayma ve tekerleğin çizgisel ivmesidir. Modern ABS fren sistemine ait elektronik kontrol birimleri kilitlenme sınırını belirlerken hem kaymayı hem de tekerleğin açısal ivmesini referans almaktadır. Bu referanslara bağlı olarak ABS kontrol birimi, hidrolik basıncın modunu kayma –  $\mu$  grafiğine bağlı olarak belirlemektedir.

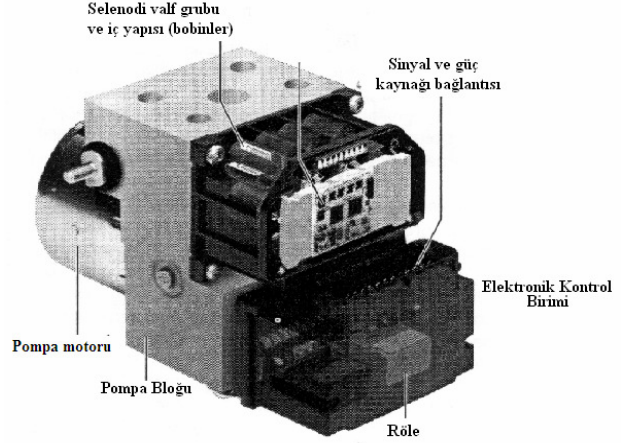
### **3.1.5.3. Hidrolik basınç modülatörü ve selenoid valfler**

Şekil 3.16a'da görüldüğü gibi hidrolik basınç modülatörü, sistemin elektriğini sağlayan motor, gelen komutlara göre fren hidroliğini gerektiğinde tekerlek silindirinden ana merkeze ve ana merkezden tekerlek silindirine basınçlı olarak gönderen ve motordan enerji alan pompa, farklı değerlerde fren basıncı sağlayan selenoid valf grubu, modülatörün alt kısmında bulunan acil durumlar için fren hidroliği depo eden akümülatör, fren basıncı salınımlarını azaltmaya çalışan sönümleyici odası ve sisteme entegre edilmiş elektronik kontrol biriminden oluşmaktadır. Ayrıca, Şekil 3.16b'de görüldüğü gibi istenilen hidrolik basınç miktarına göre farklı boyutlarda elektrik motorları kullanılabilir. Fren devresine uygun olarak selenoid valfların konumu ve fren ana merkezinden gelen fren borularının bağlantı noktalarının konumu, pompa bloğunun boyutuna göre farklılık göstermektedir. Bunlar; S, N ve R tipi olmak üzere üç farklı tiptedir. Şekil

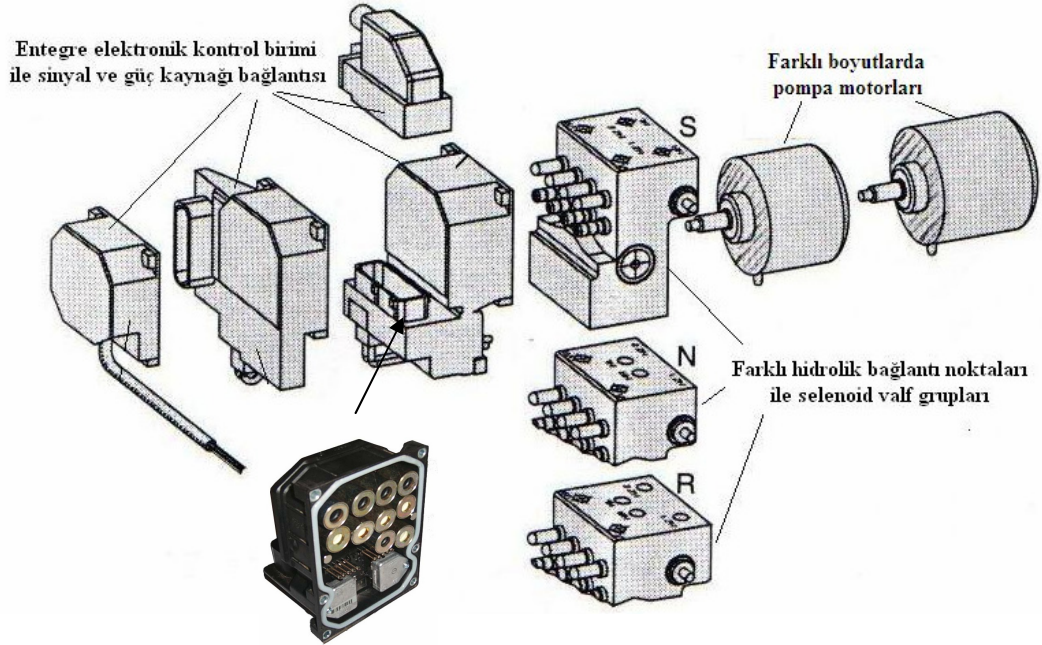
3.16’da görüldüğü gibi selenoid valflerin bobin tarafı, EKB biriminde iken açma kapama valfleri pompa bloğunun gövdesinde bulunmaktadır.



1. Akümülatör 2. Geri dönüş pompası  
3. Selenoid valf grubu



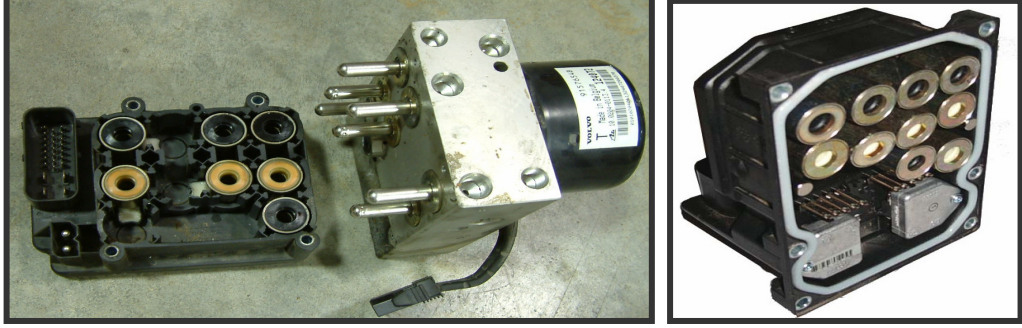
(a)



(b)

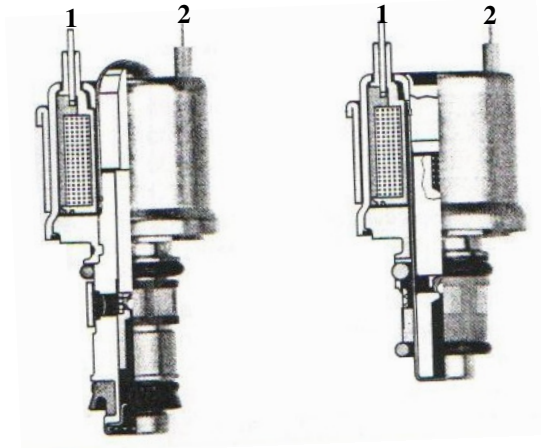
Şekil 3.16: a) ABS hidrolik basınç modülatörü iç ve dış yapısı [1, 67] b) Farklı selenoid valf ve EKB tasarımları ile farklı boyuttaki pompa motorları [67].

EKB, düzenlediği komutlara göre farklı akımlara sahip elektrik sinyallerini bobine göndererek pompa bloğundaki valfi, harekete geçirmekte ve basınç değişim modlarını belirlemektedir.



Şekil 3.17 Selenoid valflerin konumu ve pompa bloğuna yerleşimleri [67]

Selenoid valflerin konumları, Şekil 3.18’de görülen 1 ve 2 nolu girişlerden selenoid valfa gönderilen akımın miktarı ile orantılıdır. Bu şekilde selenoid valfin giriş ve çıkış kanallarının açılması ile tekerlek fren silindiri ile fren ana merkezi ve pompa geri dönüş hattı arasındaki bağlantılar kontrol edilerek fren basıncının arttırılması, azaltılması ve sabit tutulması sağlanmaktadır. Böylece, hidrolik basınç modülatörü üç farklı fren basıncı değişimi sağlayabilmektedir. Bunlar basıncın arttırılması, sabit tutulması ve azaltılmasıdır.



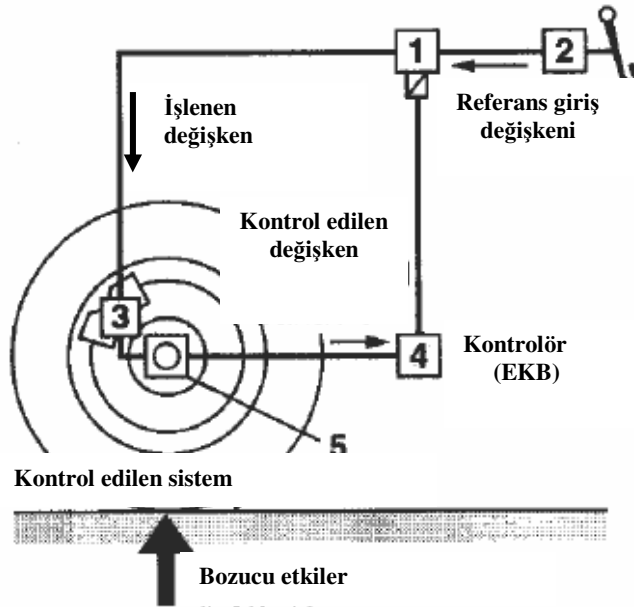
Şekil 3.18 Selenoid valflerin alışması [1]

- EKB, fren basıncını arttırmak için selenoid valfe akımı sıfır olan elektrik sinyali gönderilerek valfin giriş bölümünü açar ve pompanın devreye girmesi ile tekerlek silindirini, fren ana merkezine bağlar.

- EKB, fren basıncını sabit tutmak için selenoid valfe akım değeri maksimum akımın %50'sine eşit olan elektrik sinyali göndererek valfin giriş ve çıkışlarının kapatılmasını sağlayarak tekerlek silindiri ile fren ana merkez ve geri dönüş hattı arasındaki bağlantıyı keser.
- EKB, fren basıncını azaltmak için de selenoid valfe akım değeri maksimum akıma eşit olan elektrik sinyali göndererek geri dönüş pompasını devreye sokar ve tekerlek silindirini, geri dönüş hattına bağlayıp ve fren ana merkezi ile bağlantısını kesmektedir. Geri dönüş hattı, basınç altındaki fren sıvısının tekrar fren hidrolik kabına ve akümülatöre gönderilmesini sağlayan geri dönüş pompasının kullandığı devredir.

#### 3.1.5.4. ABS fren sisteminin kapalı kontrol döngüsü

Yukarıda ifade edilen tüm noktalar, kontrol metoduna dayalı olarak ABS kontrol döngüsünün birer parçasıdır. Bu nedenle, ABS kontrol elemanları, kontrol edilen değişkenler ve kontrol edilen sistemin özellikleri, bir araya toplanarak Şekil 3.19'da görülen ABS fren sistemi kontrol döngüsü elde edilmektedir.



- |                               |                              |
|-------------------------------|------------------------------|
| 1. Hidrolük basınç modülatörü | 4. Elektronik kontrol birimi |
| 2. Fren ana merkezi           | 5. Tekerlek hız sensörü      |
| 3. Tekerlek fren silindiri    |                              |

Şekil 3.19: ABS kontrol döngüsü ve oluşturan elemanlar [1]

Şekil 3.19’da görülen kontrol döngüsünde;

Kontrol Edilen Sistem: Yol ile lastik arasındaki tutunma ile birlikte tüm taşıt, tekerlekler ve frenleridir.

Bozucu Etkiler: Yol yüzeyleri, frenleme şartları (fren basıncı değişim frekans ve genlikleri), yük salınımları (statik ve dinamik yük değişimleri), düşey ve boylamsal doğrultudaki aks titreşimleridir.

Kontrolör: Tekerlek açısal hız sensörleri ve elektronik kontrol birimi (EKB)’dir.

Kontrol Edilen Değişken: Tekerlek hızı üzerinden kayma ve tekerlek ivmesi üzerinden tutunma katsayısıdır.

Referans Giriş Değişkeni: Sürücü tarafından fren pedalına uygulanan basınçtır.

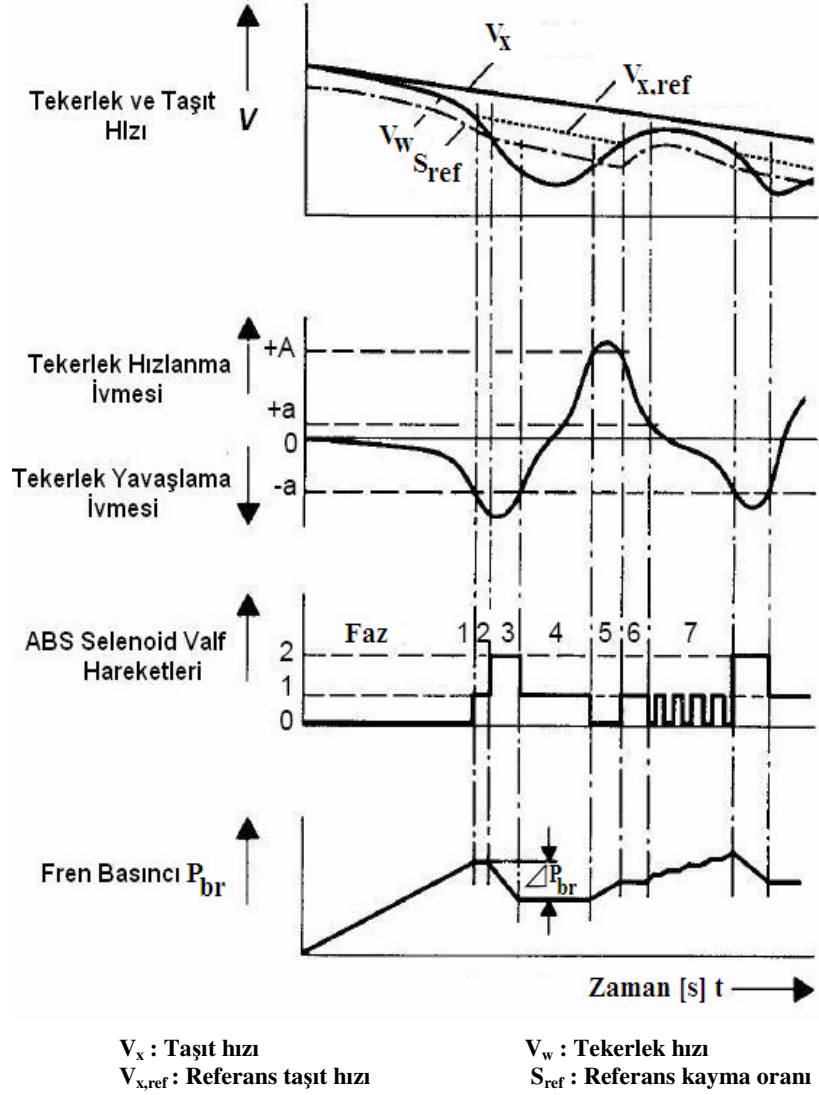
İşlenen Değişken: Fren basıncıdır.

### **3.1.5.5. ABS’nin çalışma prensibi**

Bu çalışmada yapılan ABS yol testlerinden elde edilen sonuçların karşılaştırılması ve yorumlanması için ABS’nin genel kontrol karakteristiğinin belirlenmesi gerekmektedir. ABS’nin kontrol karakteristiği ve performansı, dış etkilerin dışında kontrol biriminin performansını belirleyen fren basıncı değişimlerinin etkisinde kayma oranı, tekerlek hızı ve tekerlek ivmelerinin her döngüde nasıl değiştiğine bağlıdır. Bu nedenle Şekil 3.20’de görüldüğü gibi ABS’nin genel performans grafiklerinde fren basıncı değişimi ile EKB tarafından tespit edilen referans taşıt hızı ve referans kayma değişimi, tekerlek hızı ve tekerlek ivmeleri arasındaki dinamik etkileşimler incelenmektedir.

Şekil 3.20’de en üstteki grafik tekerlek hızının taşıt hızına göre değişimini göstermekte olup tekerlek hızının taşıt hızına göre sıfıra doğru azalması, tekerleğin kilitlendiğini ifade etmektedir. İkinci grafikte, tekerleğin yavaşlama ve hızlanma ivmesini ve eşik değerleri (a), (-a) ve (+A)’yı göstermekte olup tekerlek ivmesinin pozitif değeri, tekerleğin hızlandığını negatif değeri ise tekerleğin yavaşladığını ifade etmektedir. Üçüncü grafikte, selenoid valf hareketlerine ait grafiğin sol tarafında 0, 1, 2 rakamları bulunmaktadır. 0 rakamı; EKB’nin tekerlek fren silindirini fren ana merkezine bağlaması ile fren basıncının arttırdığını, 1 rakamı; tekerlek fren silindiri

ile fren ana merkezi ve geri dönüş hattı arasındaki bağlantının kesilmesi ile basıncın sabit tutulduğunu ve 2 rakamı da EKB'nin tekerlek silindiri ile fren ana merkez arasındaki bağlantıyı kesmesi ve tekerlek silindirinin geri dönüş hattına bağlaması ile fren basıncını azalttığını ifade etmektedir.



Şekil 3.20: Selenoid valf hareketleri ile birlikte tekerlek hızı, taşıt hızı, fren basıncı ve tekerlek ivmesi genel karakteristikleri [63]

Şekil 3.20'de görülen ABS kontrol döngüsü 7 faz ile anlatılabilir:

Faz 1: Sürücünün frene basmasıyla artan fren basıncı nedeniyle tekerlek hızı taşıt hızına göre aniden düşmeye başlamaktadır. Bu anda selenoid valf 0 konumunda



olduğundan modülâtör, basınç arttırma modundadır. Tekerlek yavaşlama ivmesinin (-a) eşîğine kadar artmasıyla tutunma katsayısı, maksimum değerine ulaşmıştır.

Faz 2: Tekerlek yavaşlama ivmesi (-a) eşîğini bir miktar geçse bile basınç düşürülmemekte sadece selenoid valf 1 konumuna yani modülâtör, fren basıncı değişimini sabitleyen moda geçmiştir. Çünkü, bu bölgede tutunma, hala kararlı bölgededir.

Faz 3: Tekerlek yavaşlama ivmesinin (-a) eşîğini geçmesi, tekerleğin kilitlenme eğiliminde olduğunu göstermektedir. Tutunma katsayısını tekrar maksimum noktaya getirmek için kayma değerini azaltmamız gerekmektedir. Bunun sonucunda selenoid valf 2 konumuna getirilerek modülâtör basınç düşürme moduna geçmektedir. Basınç değerindeki azalma, tekerlek yavaşlama ivmesi ile (-a) eşîği arasındaki farka göre ayarlanmaktadır.

Faz 4: Tekerleğin yavaşlama ivmesi azalarak tekrar (-a) eşîğine geldiğinde selenoid valf 1 konumuna gelerek modülâtör basıncı sabit tutma moduna geçer. Çünkü yavaşlama ivmesi tekrar (-a) eşîğini geçerek tekerleklerin kilitlenmesine neden olabilir. Bunu kontrol etmek amacıyla basınç sabit tutulmaktadır. Basıncın, (-a) ile (+A) eşikleri arasında sabit tutulmakta olduğuna dikkat edilmelidir.

Faz 5: Tekerlek, yavaşlama ivme değerlerinden hızlanma ivme değerlerine geçmektedir. Yani tekerlek yavaşlama modundan hızlanma moduna geçmiştir. Tekerlek hızlanma ivmesi, (+A) eşîği etrafında salınırken selenoid valf 0 konumuna getirilerek modülâtör basınç arttırma moduna geçmiştir.

Faz 6: Tekerlek hızlanma ivmesi azalarak tekerlek tekrar yavaşlamaya başlamaktadır. Bu nedenle selenoid valf 1 konumuna getirilerek modülâtör basıncı sabit tutuma moduna geçmiştir.

Faz 7: Bu anda tekerlek yavaşlama eğilimindedir ve bu anda birden basınç arttırma moduna geçilirse tekerlek yavaşlama ivmesi, aniden artarak tekerlek kilitlenme

eğilimine geçebilir. Bu nedenle selenoid valf bir 0 konumuna bir 1 konumuna getirilerek basınç kademeli olarak arttırılmıştır.

Elektronik kontrol birimi, hafızasındaki eşik değeri ile ivme değişimini karşılaştırarak gerektiğinde düşük şiddette gerektiğinde yüksek şiddette elektrik sinyalleri göndermektedir. Bu da elektronik kontrol biriminin tekerlek ivmesindeki salınımları hafızasındaki eşik değerine göre sürekli olarak kontrol ettiğini göstermektedir. Bunun sonucunda ivme değerleri, lastiğin gerçek dönmesini yansıtmasa da tekerleğe sürekli olarak ihtiyaından daha az veya daha fazla basınç gönderilebilir. Bu durum hem durma mesafesinin artmasına hem de tekerleklerin kilitlemesine neden olabilmektedir.

### **3.2. Süspansiyon Sistemi**

Süspansiyon sistemi, sürüş konforu, sürüş emniyeti ve işletme emniyeti olmak üzere üç ana fonksiyonu yerine getirmektedir. Sürüş konforu, süspansiyon yayı ve amortisörler ile kontrol edilen aks hareketleri sayesinde taşıt içindeki yolcu ve eşyaların, yol pürüzlülüklerinden kaynaklanan salınımlardan korunmasıdır. Sürüş emniyeti, her türlü taşıt hareketinde amortisörlerin lastikleri yere bastırması sayesinde lastik ile yol arasındaki temasın sürekliliğini sağlayarak lastiklerin istenilen fren, tahrik ve yanal kuvvet üretmesini sağlamaktır. İşletme emniyeti, aracın yapı elemanlarının aşırı zorlanmadan korunmasını ifade etmektedir. Süspansiyon sisteminin iki ana titreşim elemanı bulunmaktadır. Bunlar, süspansiyon yayı ve amortisörlerdir.

#### **3.2.1. Süspansiyon yayı**

Süspansiyon yayları, enerji depolama kabiliyetleri yüksek olan elastik elemanlardır. Bu zellikleri sayesinde yoldan alınan darbeleri, boyut değiştirerek ve enerji depolayarak şasiye iletmeden üzerlerine alırlar. Bu nedenle süspansiyon yayları, daha çok konfor özelliklerini belirlemektedir. Süspansiyon yayları yalnız başlarına kullanıldıklarında ilk anda depoladıkları enerjiyi geri verirler ve bir salınım hareketine sebep olurlar. Bu salınının bir kısmı, yayın rijitliği yani i moleküller

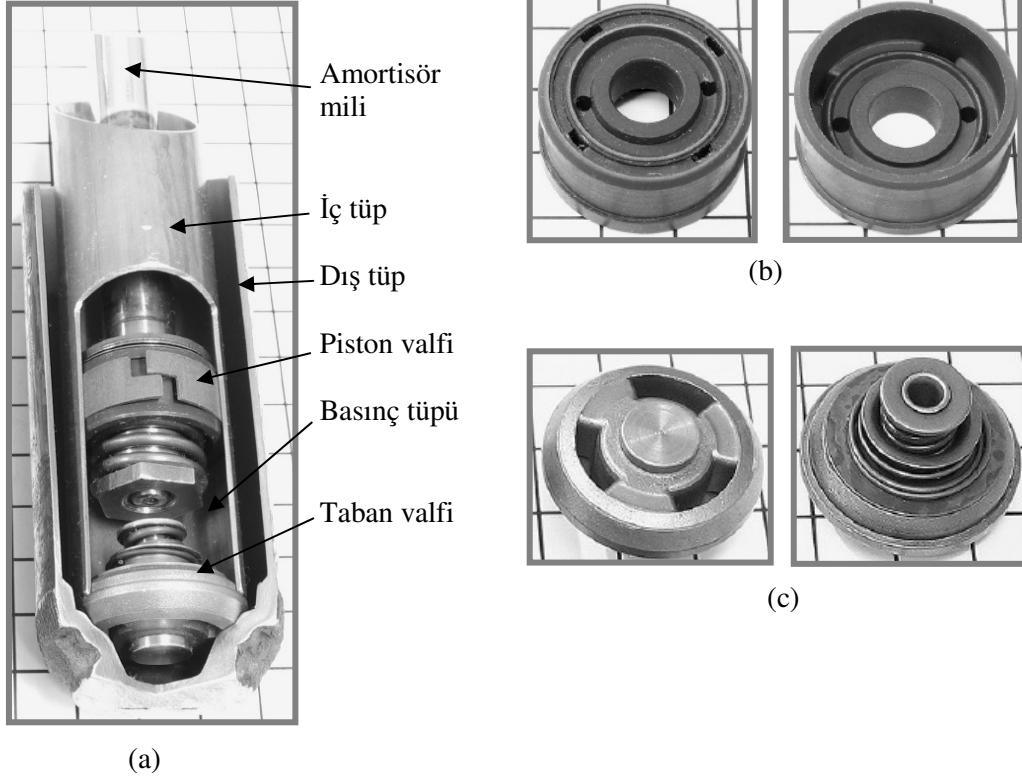
sürtünmesi ile ısıya çevrilerek yutulur ve salınımın durması uzun zaman almaktadır. Eğer bu salınımların devam etmesine müsaade edilirse taşıt hareket halinde iken taşıt gövdesinde yani, yaylı kütlede sallanmalar ve lastik üzerinde büyük salınımlar ortaya çıkmaktadır. Bu salınımların genliği yol pürüzlülüğü genliğinden daha büyük olması durumunda lastiklerin yol ile teması kaybolmaktadır. Bu nedenle, yay salınımlarının azaltılması ve kontrol edilmesi gerekmektedir.

### **3.2.2. Amortisör**

Yay salınımlarının azaltılması ve kontrolü için çalışma prensibi, hareket enerjisinin ısıya dönüştürülüp, yutulması esasına dayalı amortisörler kullanılmaktadır. Amortisörler, meydana gelen sarsıntı ve titreşimlerin şiddetini azaltmak için kullanılan elemanlar olup hareket yönüne ters ve salınım hızı ile orantılı bir direnç gösterirler. Bu şekilde yayda depolanan enerjiyi sönümleyerek sürüş konforunu ve tekerlekten gelen enerjiyi sönümleyerek de lastiklerin yol ile temasını yani, sürüş emniyetini sağlamaktadır. Buna karşın, amortisörün yumuşaması veya bozulması sonucunda lastik üzerinde çok fazla enerji birikecektir. Bu enerji birikimi nedeniyle, aks salınımlarının genliği, yol pürüzlülüğü genliğinden daha büyük olacak ve bunun sonucunda tekerleğin yol ile teması kaybolabilecektir.

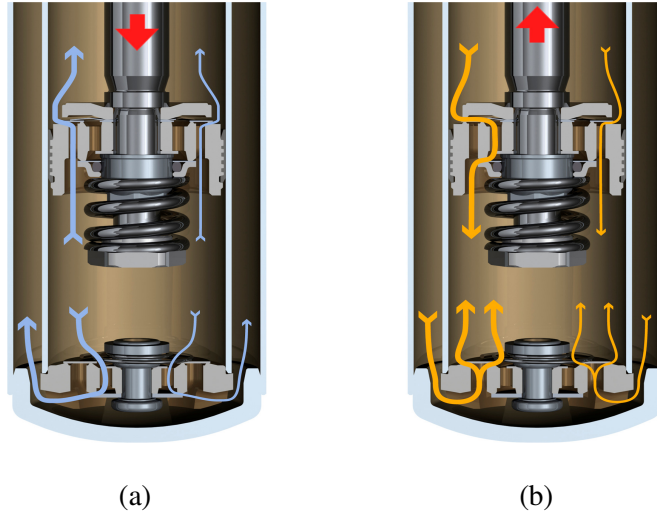
Amortisörlerin sönümlenme özelliğini incelemek için öncelikle amortisörlere ait piston ve taban valflerinin tanıtılması gerekmektedir. Amortisörler temelde yağ pompalarıdır. Şekil 3.21a'da görülen amortisör miline bağlı olan piston valfi ve iç tüpün tabanına sabitlenen taban valfi yağ doldurulmuş basınç tüpünde çalışır. Şekil 3.21b'de görülen piston valfi, basınç tüpüne giren ve basınç tüpünden ayrılan yağın akışını kontrol etmektedir. Şekil 3.21c'de görülen taban valfi de amortisörün basınç tüpünden dış tüpe gelen ve dış tüpten basınç tüpüne akan yağın akışını kontrol etmektedir. Piston valfi ve taban valfi sıkışma ve genişleme anında iki farklı yüzeyi kullanmaktadır. Şekil 3.21b'de solda görülen piston valfinin sıkışma tarafı sağda görünen de genişleme tarafıdır. Şekil 3.21c'de solda görülen taban valfinin genişleme sağda görülen ise sıkışma tarafıdır. Burada sıkışma, tekerlek bir tümsekten geçerken tekerleğin yukarı doğru hareketini, genişleme de tekerlek bir çukurdan geçerken tekerleğin aşağı doğru hareketini ifade etmektedir. Sıkışma anında genellikle tekerlek hareketi, genişleme anında da taşıt gövdesinin yaylanma hareketi

etkilidir. Bu nedenle genişleme anındaki sönümlenme kuvveti, sıkışma anındaki sönümlenme kuvvetinden çok daha fazla olmalıdır.



Şekil 3.21: a) MacPherson tip amortisörün içyapısı b) Piston valfi c) Taban valfi [75].

Sönümlenme kuvvetlerinin oluşumunu belirlemek için Şekil 3.22’de görülen valf üzerinden yağ akış kontrolünün incelenmesi gerekmektedir. Şekil 3.22a’da görüldüğü gibi sıkışma anında amortisör milinin içeri doğru hareketi ile yağ, basınç tüpünde sıkıştırılarak basıncı yükseltilmektedir. Bu yüksek basınçlı yağ, düşük basınçlı bölgelere akmaya çalışacağından hem piston valfi hem de taban valfi üzerinde basınç oluşturacaktır. Yüksek basınçlı yağ, valflerin üzerinde bulunan farklı büyüklük ve şekildeki şimlerin tepki kuvvetini yendikten sonra orifislerden geçebilmektedir. Bu şekilde piston valfi ve taban valfi akışa karşı bir direnç gösterecektir. Bu direnç sonucunda pistonun sahip olduğu hız ve pistonu etkileyen kuvvetteki değişim, amortisörün sönümlenme kapasitesini belirlemektedir. Aynı şekilde Şekil 3.22b’de görüldüğü gibi genişleme anında da yağın geçiş alanları azaltılarak taban valfi dış tüpten gelen yağa, piston valfi de piston üstündeki bölgenin basıncına sahip yağa direnç oluşturmaktadır.



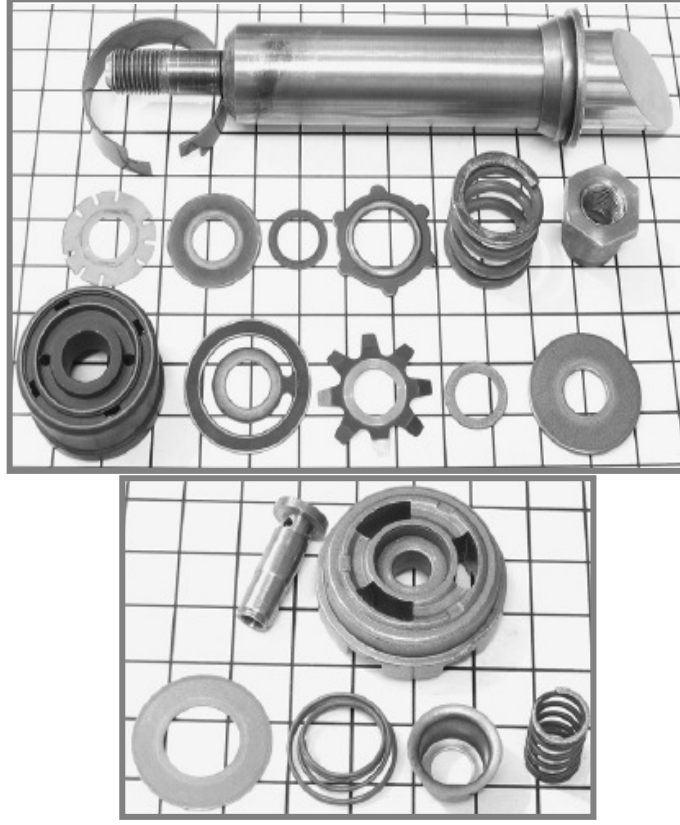
Şekil 3.22: a) Amortisörün sıkışma anındaki çalışması b) Amortisörün genişleme anındaki çalışması [75]

Bu sonuçlara göre amortisör sönümleme katsayısının gösterilen dirence göre pistonun sahip olduğu hız ve sönümleme kuvvetindeki değişimin bir fonksiyonu olduğu açıkça görülmektedir.

$$c_2 = \frac{F_d}{V_d} = \frac{\rho A_p^3 V_d}{2A_v^2} \quad (3.23)$$

Denklem (3.23), bu sonucu destekleyerek amortisör sönümleme katsayısı ( $c_2$ )'nin piston hızına ve sönümleme kuvveti ( $F_d$ )'ye bağlı olduğunu ifade etmektedir. Aynı zamanda, Dixon [80] çalışmasında, piston hızının yanı sıra, piston alanına ( $A_p$ ), orifisin akış alanı ( $A_v$ )'ye ve yağın yoğunluğu ( $\rho$ )'ya bağlı amortisör sönümleme katsayısının elde edilebileceğini göstermiştir. Tüm bu sonuçlara göre amortisörün sönümleme özelliklerinin, piston alanı, yağın orifisten geçiş alanı ve amortisör yağının yoğunluğu ile değiştirilebileceği görülmüştür. Bunlardan piston alanı ve yağın yoğunluğunda değişiklik yapılması oldukça zordur. Yağın geçiş alanının değiştirilmesi ise sadece valfler üzerinde bulunan ve Şekil 3.23'de görülen farklı şekillerdeki ve boyutlardaki şimlere bağlıdır. Bu nedenle bu çalışmada amortisör sönümleme özellikleri, valfler üzerindeki şimler ile değiştirilmiştir. Valfler üzerindeki şimler inceltilerek sayısı azaltıldığında daha düşük basınçlı yağ orifisten geçebilecek bunun sonucunda pistona etkiyen kuvvet azalacak ve amortisör, yumuşak sönümleme özelliğine sahip olacaktır. Şimler kalınlaştırılıp sayısı

arttırıldığında şimler yağın akışına çok daha fazla direnç göstereceğinden orifisten daha yüksek basınçta ve hızda yağ geçebilecek bunun sonucunda pistona etkiyen kuvvet artacak ve amortisör, sert sönümlene özelliğine sahip olacaktır.



Şekil 3.23: a) Piston valfine ait şimler ve taban valfine ait şimler [75]

### 3.2.3. Süspansiyon sisteminin dinamik modeli

Amortisör sönümlene özelliklerinin lastik tekerlek ile yol arasındaki tutunmaya etkilerini dinamik olarak incelemek için lineer (doğrusal) çeyrek taşıt modeli kullanılmaktadır. Bu modelin hareket denklemleri, lagrange metodu ile elde edilebilmektedir. Bu metotta enerji denklemleri kullanıldığından kartezyen koordinatlar yerine genelleştirilmiş veya lagranjiyen koordinatlar  $q_i$  kullanılabilir.

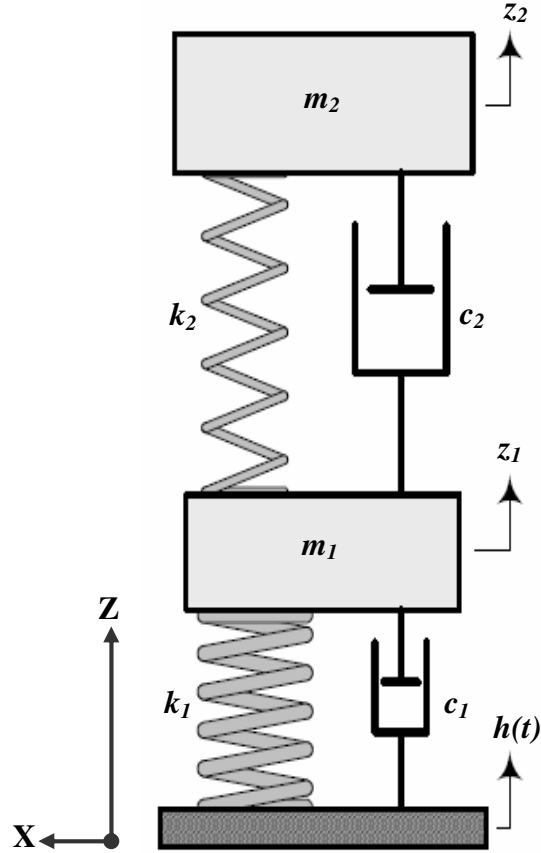
Lagrange metodunda en genel lagrange denklemi, kinetik enerji  $K$  ve potansiyel enerji  $P$  ile ifade edilen lagranjiyen veya kinetik potansiyel fonksiyonu  $L=K-P$  ile elde edilmekte ve aşağıdaki formül ile gösterilmektedir.

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i \quad (3.24)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial K}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial K}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial P}{\partial q_i} = Q_i \quad (3.25)$$

Rayleigh sönümlene kuvveti  $Q_i = -\frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i}$ , sisteme dış kuvvet olarak dahil edildiğinde

lagrange denkleminin açık ifadesi denklem (3.25) gibi olur. Bunun yanında lastik sönümlene kuvveti, amortisör sönümlene kuvvetine göre çok küçük olduğundan ihmal edilmektedir. Denklem (3.25)'deki  $Q_i$ , dissipatif ve potansiyel kuvvetler dışındaki diğer kuvvetlerden doğan genelleştirilmiş kuvvettir. Lagrange metodu ile hareket denklemlerini elde etmek için kullanılacak çeyrek taşıtın fiziksel modeli Şekil 3.24'de görülmektedir.



Şekil 3.24: Lineer çeyrek taşıt modeli

Şekil 3.24’de aks kütlesi (yaysız kütle)  $m_1$ , taşıt gövdesi (yaylı kütle)’nin dörtte biri  $m_2$ , süspansiyon yay sabiti  $k_2$ , amortisör sönümlenme katsayısı  $c_2$ , lastik yay sabiti  $k_1$  ve lastiğin sönümlenme katsayısı  $c_1$  ile ifade edilmektedir. Bu modelde sistem  $h(t)$  ile ifade edilen yol pürüzlülüğü fonksiyonu ile uyarılmakta ve bu uyarı etkisinde süspansiyon yayı ve amortisöre alttan bağlı olan aks kütlesi ve üstten bağlı olan taşıt gövdesi sırasıyla  $z_1$  ve  $z_2$  kadar yer değiştirmektedir.

Toplam kinetik enerji denklemi:

$$K = \frac{1}{2}m_2\dot{z}_2^2 + \frac{1}{2}m_1\dot{z}_1^2 \quad (3.26)$$

Toplam potansiyel enerjisi:

$$P = \frac{1}{2}k_2(z_2 - z_1)^2 + \frac{1}{2}k_1(z_1 - h(t))^2 \quad (3.27)$$

Toplam sönümlenme enerjisi:

$$D = \frac{1}{2}c_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1)^2 \quad (3.28)$$

Denklem (3.26) ile Şekil 3.24’de görülen iki serbestlik dereceli lineer çeyrek taşıtı modellemek için genelleştirilmiş koordinat olarak  $z_1$  ve  $z_2$  yer değiştirmeleri kullanılmaktadır. Bu genelleştirilmiş koordinatların birbirinden bağımsız olması ve sayısının sistemin serbestlik derecesine eşit olması gerekmektedir. Bunun yanında karışık sistemlerde işlem kolaylığı için genelleştirilmiş koordinat sayısı serbestlik derecesinden daha büyük olabilir. Bu durumda genelleştirilmiş koordinatlar arasındaki bağıntıları veren denklemler, söz konusu olmakta ve bu denklemlere ek genelleştirilmiş koordinat adı verilmektedir. Bu gibi sistemlerin serbestlik derecesi, ek genelleştirilmiş koordinatların sayısı ile esas genelleştirilmiş koordinat sayısı arasındaki farka eşit olmaktadır. Buna göre  $q_1=z_2$  ve  $q_2=z_1$  olmakta ve sistemin enerji



denklemleri aşağıdaki gibi elde edilmektedir [68, 76]. Bu enerji denklemlerine göre  $q_1=z_2$  için dinamik denklem aşağıdaki gibi elde edilmektedir [68, 76].

$$\frac{\partial K}{\partial \dot{z}_2} = m_2 \dot{z}_2 \quad (3.29)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial K}{\partial \dot{z}_2} \right) = m_2 \ddot{z}_2 \quad (3.30)$$

$$\frac{\partial K}{\partial z_2} = 0 \quad (3.31)$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{z}_2} = c_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \quad (3.32)$$

$$\frac{\partial P}{\partial z_2} = k_2 (z_2 - z_1) \quad (3.33)$$

Denklemler (3.29), (3.30), (3.31), (3.32) ve (3.33), denklem (3.25)'de görülen lagrange denkleminde yerleştirildiğinde  $m_2$  için sistem denklemi aşağıdaki gibidir.

$$m_2 \ddot{z}_2 + c_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + k_2 (z_2 - z_1) = 0 \quad (3.34)$$

Bunun yanında  $q_2=z_1$  için dinamik denklem aşağıdaki gibi elde edilmektedir [68, 76].

$$\frac{\partial K}{\partial \dot{z}_1} = m_1 \dot{z}_1 \quad (3.35)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial K}{\partial \dot{z}_1} \right) = m_1 \ddot{z}_1 \quad (3.36)$$

$$\frac{\partial K}{\partial z_1} = 0 \quad (3.37)$$

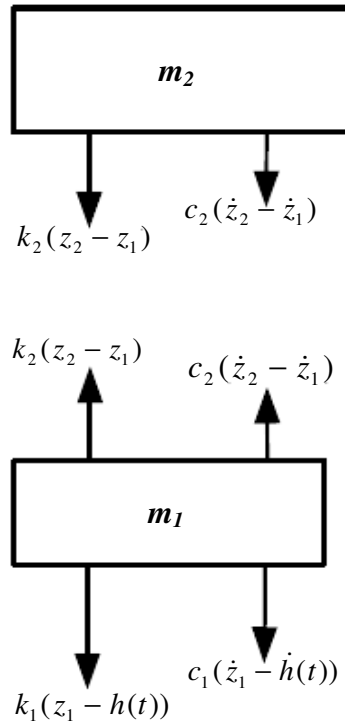
$$\frac{\partial D}{\partial \dot{z}_1} = c_2(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) \quad (3.38)$$

$$\frac{\partial P}{\partial z_1} = k_2(z_1 - z_2) + k_1(z_1 - h(t)) \quad (3.39)$$

Denklemler (3.35), (3.36), (3.37), (3.38) ve (3.39), denklem (3.25)'de görülen lagrange denkleminde yerleştirildiğinde  $m_1$  için dinamik denklem aşağıdaki gibidir.

$$m_1 \ddot{z}_1 + c_2(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + k_2(z_1 - z_2) + k_1(z_1 - h(t)) = 0 \quad (3.40)$$

Denklem (3.34) ve (3.40)'da verilen hareket denklemlerine göre süspansiyon yayı ve amortisörün etkisindeki yaylı ve yaysız kütleler  $m_2$  ve  $m_1$ 'e etkiyen kuvvetlerin şiddetleri ve yönleri, Şekil 3.25'de görülmektedir. Aks kütlelerine etkiyen lastik sönümlenme kuvveti, amortisör sönümlenme kuvvetine göre çok daha küçük olduğundan denklemlerde kullanılmamıştır.



Şekil 3.25: Lineer çeyrek taşıt modelinde aks ve taşıt gövdesine etkiyen kuvvetler

Elde edilen dinamik sisteme göre amortisör özelliklerinin, lastik ile yol arasındaki tutunmaya etkilerini inceleyebilmek için aksın yer değiştirmesi ile yolun genliği arasındaki fark ( $z_1-h(t)$ ) ve bunun lastik üzerindeki etkilerini belirleyen dinamik tekerlek yükü salınımları  $k_1(z_1-h(t))$  analiz edilmektedir.

$$m_2\ddot{z}_2 + c_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + k_2(z_2 - z_1) = m_2g \quad (3.41)$$

$$m_1\ddot{z}_1 + c_2(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + k_2(z_1 - z_2) + k_1\delta(z_1 - h(t)) = m_1g \quad (3.42)$$

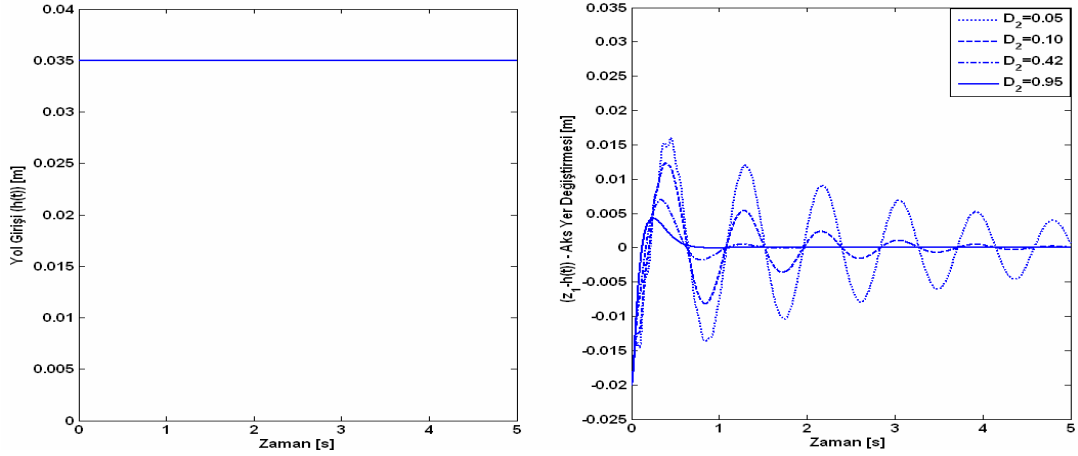
Bunun için öncelikle yaylı kütlenin üzerine etkileyen statik yük ( $m_2g$ ) denklem (3.33)'e ve  $z_1$  ile  $h(t)$  arasındaki etkileşimi belirleyen  $\delta$ 'nın dahil olduğu  $k_1 \delta (z_1-h(t))$  ile aksın üzerine etkileyen statik yük ( $m_1g$ ), denklem (3.39)'a eklenerek denklem (3.41) ve (3.42) elde edilir.  $\delta$  değeri aşağıdaki formülde görülen koşullara göre ya 1 değeri ya da 0 değeri almaktadır. Aks yer değiştirmesi, yol genliğinden daha büyük olduğunda  $\delta=0$  olup tekerleğin yol üzerinde zıpladığını ifade etmektedir. Aks yer değiştirmesi, yol genliğinden daha küçük veya eşit olduğunda  $\delta=1$  olup tekerleğin yol üzerinde küçük salınımlar yaptığını ifade etmektedir.

$$\delta(z_1, h(t)) \begin{cases} \delta=0 & z_1 > h(t) \text{ (Tekerlek zıplamasını ifade etmektedir)} \\ \delta=1 & z_1 \leq h(t) \end{cases} \quad (3.43)$$

### 3.2.4. Süspansiyon özelliklerinin yol tutuş performansına etkileri

Lastik ile yol arasındaki dinamik etkileşim, düşey doğrultudaki aksın yer değiştirmesi ( $z_1$ )'in yol genliği  $h(t)$ 'ye göre farkını temsil eden ( $z_1-h(t)$ ) ile ifade edilmektedir. Bu fark, yol genliği sabit olduğu için aks salınımları ile belirlenmektedir. Buna göre ( $z_1-h(t)$ ) farkının negatif değer alması, aks salınımlarının lastik ile yol arasındaki tutunmayı kaybettirdiğini, pozitif değerler ise tutunmanın devam ettiğini ifade etmektedir. Aks salınımlarının lastik ile yol arasındaki tutunmaya etkileri, süspansiyon yayından daha çok amortisörler ile kontrol

edildiğinden Şekil 3.26'da görüldüğü gibi ( $z_1-h(t)$ ) farkı ile lastik yol etkileşimindeki değişimler, farklı amortisör sönümlenme özelliklerine göre denklem (3.41) ve (3.42) ile MATLAB programı kullanılarak hesaplanmıştır. Burada amortisörlerin sönümlenme özellikleri, boyutsuz sönümlenme katsayısı ( $D_2$ ) ile belirlenmiştir.  $D_2$  arttıkça amortisör sertleşmekte azaldıkça da yumuşamaktadır.



Şekil 3.26: Basamak yol girişine göre amortisör sönümlenme özelliklerinin lastik yol etkileşimine etkileri

Şekil 3.26'da görüldüğü gibi Şekil 3.24'de görülen çeyrek taşıt modeli 0.035m yüksekliğindeki basamak girişi ile temsil edilen yol ile uyarılmaktadır. Bu uyarımın etkisinde ilk anlarda yol genliğinin ani artışı ile tüm cevaplar negatif değer almaktadır. Bu, tekerleğin engele ilk çarptığı anda lastik ile yol temasının çok kısa süreli azaldığını ifade etmektedir. Bundan sonra amortisör sönümlenme özelliğindeki değişim lastik ile yol arasındaki tutunmayı belirlemektedir. Amortisör sertleştikçe negatif değerler dikkate değer bir şekilde azalırken amortisör sönümlenme kapasitesi azaldıkça da negatif değer genlikleri artmaktadır. Bu sonuçlar, amortisörün sönümlenme kapasitesindeki artış ile tutunmanın arttığı sönümlenme kapasitesi azaldıkça da giderek artan bir şekilde tutunmanın azaldığını göstermektedir. Amortisörün sönümlenme kapasitesi arttıkça ( $z_1-h(t)$ ) farkı, kısa zamanda sabit bir değere oturduğundan aks salınımları sönümlenebilmektedir. Buna karşın, amortisör sönümlenme kapasitesi azaldıkça aks yer değiştirmesi negatif ve pozitif değerleri arasında sürekli salınım yaptığından aks salınımları kontrol edilememektedir. Bu sonuçlara göre amortisörün yumuşaması nedeniyle kontrol edilemeyen aks yer değiştirmeleri, lastik üzerinde çok şiddetli düşey yük salınımlarına sebep olduğundan

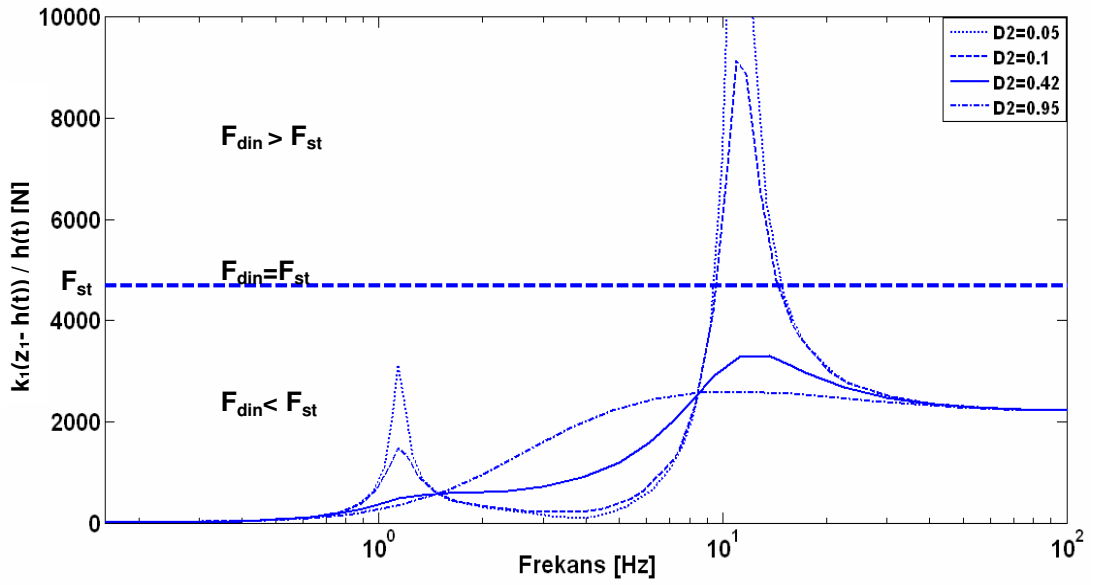
lastik yayındaki sıkışma, bu salınının enerjisini karşılayamayacağı ve lastik ile yol arasındaki tutunmanın kaybolabileceği görülmüştür. Farklı amortisör sönümleme özelliklerinin, lastik üzerindeki salınımlarına göre lastiğin tutunmasında meydana getirebileceği değişiklikler, dinamik tekerlek yükü salınımları ile belirlenmektedir.

$$F_{din} = k_1(z_1 - h(t)) \quad (3.44)$$

Dinamik tekerlek yükü salınımlarının hesaplanması için denklem (3.44) kullanılmıştır. Denklem (3.44) elde etmek için öncelikle, denklemler (3.34) ve (3.40) Matlab-Simulink ile çözülmüş ve bu çözümden elde edilen  $z_1$  ve  $h(t)$  yer değiştirmeleri ve lastik yay katsayısı  $k_1$  ile hesaplanmıştır. Bu salınının etkilerinde lastik yol tutuş potansiyeli dinamik tekerlek yükü ( $F_{din}$ )'in statik tekerlek yükü ( $F_{st}=mg$ )'ye göre konumu ile belirlenmektedir. Tekerlek temas durumları aşağıdaki koşullar ile farklılık göstermektedir.

- Dinamik tekerlek yükü, statik tekerlek yükünün altında olduğunda yani ( $F_{din} < F_{st}$ ) ise lastiğe etkiyen yük, lastik yaylanması ile karşılanabildiğinden lastiğin yol tutuş potansiyeli bozulmamaktadır.
- Dinamik tekerlek yükü, statik tekerlek yükünün üzerinde olduğunda yani ( $F_{din} > F_{st}$ ) ise lastiğe etkiyen toplam yük, lastik yaylanması ile karşılanamadığından tamamıyla sıkışmış lastik yol ile temasını kaybetmektedir.
- Dinamik tekerlek yükü, statik tekerlek yüküne eşit olduğunda yani ( $F_{din} = F_{st}$ ) ise lastiğin yola tutunması sınır değerdedir. Bu anda dinamik tekerlek yükündeki ani bir artış lastiğin yol ile temasının kaybolmasına neden olabilir.

Dinamik tekerlek yüklerini farklı amortisör özelliklerine göre elde etmek için yukarıdaki gibi boyutsuz sönüm katsayısı ( $D_2$ ) değiştirilmiştir. Sönümleme değişimlerin, dinamik tekerlek yükü salınımlarına etkilerini farklı yol uyarı frekanslarında belirlemek için Şekil 3.27'de görüldüğü gibi dinamik tekerlek yükü salınımlarının frekans cevabı incelenmiştir.



Şekil: 3.27 Farklı amortisör sönümleme özelliklerine göre dinamik tekerlek yükü salınımları frekans cevabı

Şekil 3.27’de iki adet rezonans tepesi görülmektedir. Bunlardan düşük frekanstaki taşıt gövdesi salınımlarına diğeri de aks salınımlarına aittir. Bu frekanslara göre Şekil 3.27 incelendiğinde özellikle aks frekansında amortisör yumuşadıkça yani amortisör sönümleme özelliğini kaybettikçe dinamik tekerlek yükü salınımlarının genliği statik tekerlek yükünden çok daha yüksek değerler almaktadır. Bu anda dinamik tekerlek yükünün kinetik enerjisi, lastiğin potansiyel enerjisinden çok daha yüksek olduğundan lastiğin yaylanması oldukça şiddetli hale gelmekte ve bunun sonucunda lastik ile yol arasındaki temas kaybolmaktadır. Buna karşın amortisörler sertleştikçe şekil 3.27’de görüldüğü gibi hem taşıt gövdesine ait hem de aks salınımına ait doğal frekans bölgelerinde dinamik tekerlek yükü salınımlarının genliği oldukça azalmakta ve bunun sonucunda statik tekerlek yükü, dinamik tekerlek yüküne göre çok daha yüksek değer almaktadır. Bu sonuç sert amortisörler ile yol frekansı ne olursa olsun lastiğin yol tutuş özelliklerinin kötüleşmediğini göstermektedir.

### 3.2.5. Süspansiyon sistemi ile ABS fren sistemi arasındaki dinamik etkileşimin incelenmesi

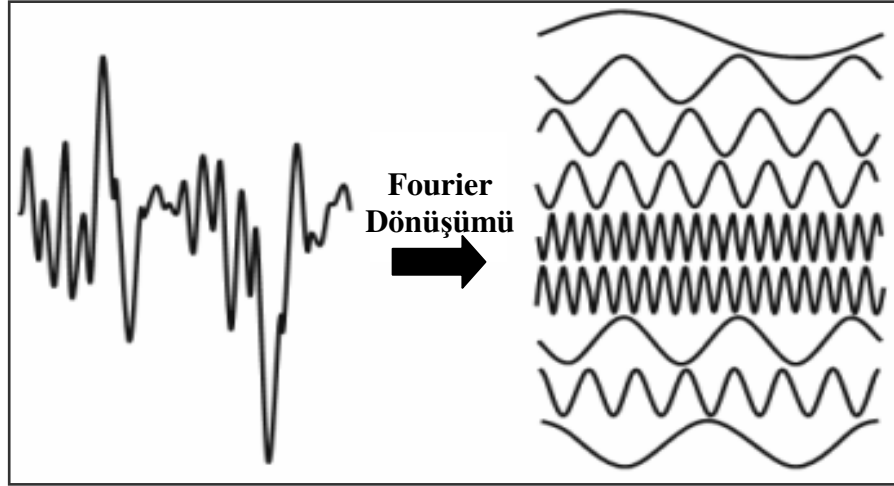
Fren dinamiği ve ABS ile ilgili yapılan incelemelerde frenleme performansının, tekerlek hız değişimleri referans alınarak elde edilen kayma, tutunma katsayısı, tekerlek ivmesi ve bu parametrelerdeki değişimi belirleyen fren basıncı döngüsüne bağlıdır. Buna karşın düşey ve boylamsal doğrultudaki aks ivmeleri ile dinamik

tekerlek yarıçapındaki salınımların kayma, tutunma katsayısı ve tekerlek ivme değişimlerini tahmin edilemeyecek hale getirdiğinde fren basıncı değişimleri de ABS performansını belirleyen bu parametreleri bozabilmektedir. ABS frenleme sistemlerinin performansını belirleyen tekerlek ivmesi ve tutunma katsayısı değişkenlerinin, denklem (3.10) ve (3.15)'de ifade edildiği gibi düşey yük değişimlerine bağlı olduğu açıkça görülmektedir. Bunun yanında sönümlenemeyen ve kontrol edilemeyen düşey yük salınımlarının, düşey ve boylamsal doğrultudaki aks ivmeleri ile dinamik tekerlek yarıçapındaki değişimleri, şiddetli salınımlara dönüştürerek ABS parametrelerini tahmin edilemez hale getireceği için gerçek yol şartlarına uygun eşik değerlerinin belirlenmesi oldukça zorlaşacaktır. Bunun sonucunda gerekli kontrol döngüsü sayısı artacağından istenilen sürede istenilen frenleme kuvveti elde edilemeyecektir. Bu yüzden durma mesafesi artacak ve ABS frenleme performansı kötüleşecektir.

### 3.3. Hızlı Fourier Dönüşümü ile Frekans Analizi

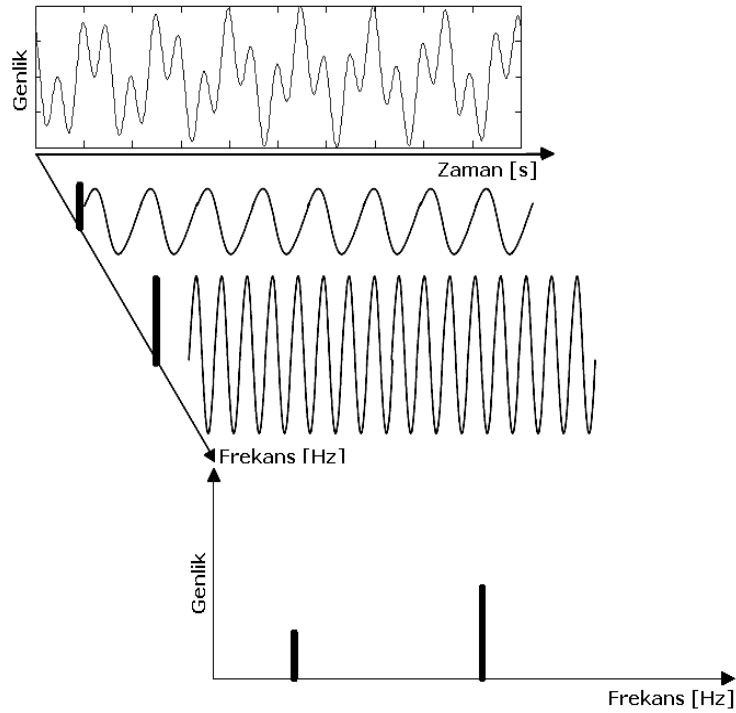
Frenleme anında pürüzlü ıslak-kuru ve pürüzlü kaygan yolda yapılan frenlemelerde, ABS'nin en iyi frenleme performansını belirleyebilecek amortisör sönümleme özelliğindeki değişimlerin, ABS performans parametrelerinin frekans ve genlik değişimleri ile yakalanabileceği yapılan zaman boyutu analizlerinde görülmektedir. Bu frekans ve genlikler, fren basıncı ile aks ve tekerlek salınımlarındaki farklılıklara uygun olarak değişiklik göstermektedir. Bu farklılıklar, fren basıncı ile aks ve tekerlek salınımlarının uygun amortisör sönümleme özelliğinin belirlenmesi için frekans boyutunda ele alınmasını gerektirmektedir. Bunun için bu bölümde normal, sert ve yumuşak olmak üzere üç farklı amortisör sönümleme özelliği için zaman boyutundaki fren basıncı, aks ve tekerlek salınım sinyallerinin yanında ABS performans parametrelerine ait sinyaller, denklem (3.44)'de görülen hızlı fourier dönüşümü (HFD) (Fast Fourier Transform-FFT) kullanılarak Şekil 3.28'deki gibi belirli frekanslara sahip sinüs eğrilerine ayrıştırılmaktadır. Ayrıştırılan sinyallerin hangi frekans ve şiddete sahip olduğu aşağıdaki denklem ile elde edilir [79].

$$X(j\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-j\omega t} dt = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-j2\pi ft} dt \quad (3.45)$$



Şekil 3.28: Zaman boyutundaki karışık bir sinyalin fourier dönüşümü ile farklı frekanslara sahip sinüs eğrilerine ayrıştırılması [79]

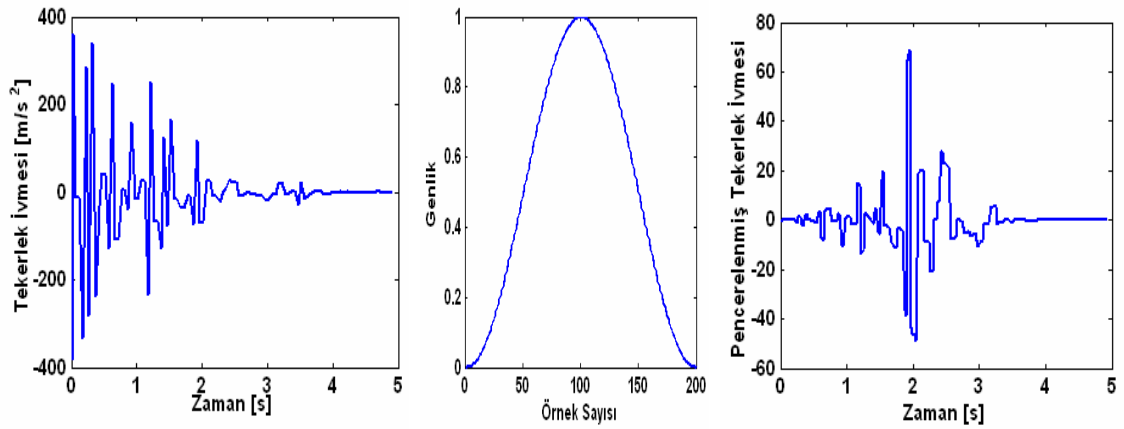
HFD, Şekil 3.28’de görüldüğü gibi karışık sinyal yumaklarını ayrıştırarak zaman alanından frekans alanına geçirilmesini sağlayan bir işlemdir. Şekil 3.29’da karışık bir sinyalin farklı frekanslara sahip sinüs eğrilerine ayrıştırılması ve bunun frekans boyutuna taşınmasını göstermektedir. HFD tekrarlanmayan sinyalleri dikkate almaz. Karmaşık sinyaller içinde periyodik olanları belirleyip harmonik bileşenlerine ayırır.



Şekil 3.29: Zaman boyutundaki karışık bir sinyalin frekans boyutundaki karşılığı [79]



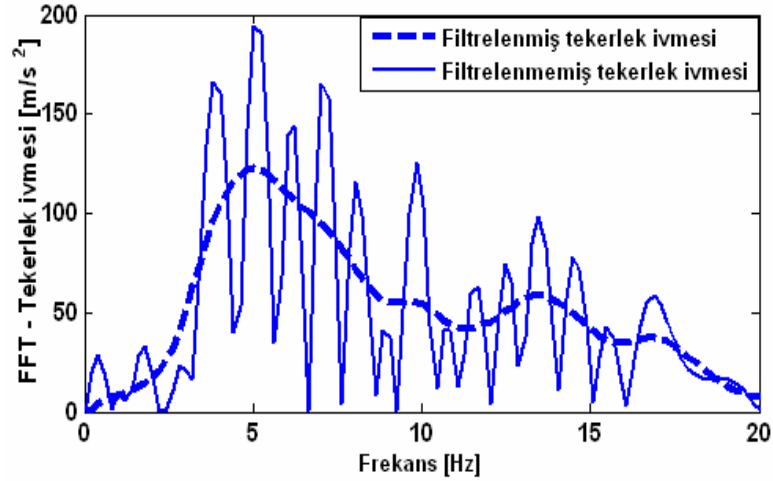
Böylelikle deneysel çalışmada ölçülen sinyaller ve bu sinyallerden elde edilen tüm büyüklüklerin, amortisör sönümlenme özelliklerine göre değişimleri frekans boyutunda karşılaştırılabilmektedir. Fourier dönüşümü hesabı sırasında sinyalin son değerleri ile ilk değerleri arasında meydana gelen ve HFD'nin doğasından kaynaklanan suni devamsızlık, sinyal enerjisinin diğer frekanslara sızmasına neden olmaktadır. Bu sızıntıya spektral sızıntı (spectral leakage) adı verilmektedir. Bu sızıntıyı azaltmanın yolu, sinyalin son değerleri ile ilk değerleri arasındaki devamsızlığın giderilmesidir. Bu amaçla sinyalde HFD öncesi pencereleme (windowing) kullanılmaktadır. Pencereleme yöntemi, işaretin HFD hesabı öncesinde genliği kenarlara doğru yavaşça sıfıra yaklaşan bir pencere fonksiyonu ile çarpılmasını öngörmektedir. Bu sayede işaretin ilk değerleri ile son değerleri arasındaki süreksizlik giderilmektedir [79]. Pencerelemeyi daha iyi ifade edebilmek için MATLAB kullanılarak ıslak-kuru yolda ölçülen tekerlek ivmesine pencereleme işleminin uygulandığı kod yazılmıştır. Bu kod ile elde edilen pencerelenmiş tekerlek ivmesi, Şekil 3.30'da aşamalı bir şekilde verilmektedir.



Şekil 3.30: Zaman boyutunda tekerlek ivmesi sinyalinin pencerelenmesi

Pencerelemeye ek olarak, frekans cevabı alınan sinyallerin, kayıplarının minimize edilmesi için örnekleme frekansının iki katı olan nyquist frekansından büyük frekans bileşenlerinin filtre edilmesi gerekmektedir. Nyquist frekansından daha büyük frekans bileşenleri ile sinyalin gerçek frekanslarının üst üste binmesine aliasing (ikiz yanılması) adı verilmektedir. Aliasing sebebiyle sinyal orijinaline dönüştürülemez hale gelir ve bazı frekans bileşenleri iç içe girer, neticede bozuk bir sinyal üzerinde

işlem yapılır. Bunun için anti-aliasing (ikiz yanılmasını engelleyen filtreler) kullanılmaktadır [79]. Bu filtrenin etkisini gösterebilmek için MATLAB programı kullanılarak ölçülen tekerlek ivmesine alçak geçiren filtre uygulayan program yazılmıştır. Elde edilen sonuçlar, Şekil 3.31’de görülmektedir.



Şekil 3.31: Filtreli ve filtre edilmemiş tekerlek ivmesi FFT dönüşümleri

Şekil 3.31’de görüldüğü gibi alçak geçiren filtre kullanılarak düşük frekanslı tekerlek ivmesi sinyaline binmiş olan yüksek frekanslı bileşenler yok edilmiş ve gürültüsüz bir tekerlek ivmesi frekans cevabı elde edilmiştir.

#### **4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR**

Bu tez çalışmasında süspansiyon dinamiğinin ABS'nin frenleme performansına etkilerini belirlemek için tekerlek hızı ve taşıt hızı ölçülmüş ve bu değerlere bağlı olarak ABS performans parametreleri olan kayma oranı, tekerlek ivmesi ve tutunma katsayıları elde edilmiştir. Frenleme anında ABS performans parametrelerinin karakteristiğindeki bozulmaların nedenlerini araştırabilmek için lastik tekerleğin etkin yuvarlanma yarıçapı, düşey aks ivmesi ve boylamsal aks ivmesi ölçülmüştür. ABS elektronik kontrol biriminin tekerlek hızı, kayma oranı ve tekerlek ivmesi değişimlerine tepkilerini belirlemek için hidrolik modülatör çıkışından fren basıncı değişimi ölçülmüştür.

ABS yol testleri, dört tekerleğin de aynı tutunma katsayısı ile hareketinin sağlanması için özel lastik branda ile örtülmüş ve belirli bir frekansa sahip pürüzlü yollarda gerçekleştirilmiştir. Ölçümlerin belirli frekansa sahip sinüs şeklinde olan pürüzlü yolda yapılması sayesinde tüm büyüklükler de sinüs formunda olacak ve belirli bir frekansa sahip olacaktır. Bu şekilde uyarıcı ile uyarılan frekansların çakışması ile ortaya çıkabilecek rezonans durumları incelenebilecektir. Aks titreşimlerini ve buna bağlı olarak lastik yol etkileşimi ile tekerlek dönüşünü etkileyen en önemli süspansiyon titreşim elemanı, amortisör olduğundan ABS yol testleri yumuşak, normal ve sert amortisörler ile tekrarlanmıştır. Farklı yollardaki parametre değişimlerini karşılaştırmak için dört tekerleğin lastik branda üzerinde olduğu kaygan zemin ve her iki aksın birer tekerleğinin lastik branda üzerinde diğer iki tekerleğin beton yolda olduğu ıslak-kuru ( $\mu$ -split) zeminde ayrı ayrı testler gerçekleştirilmiştir.

##### **4.1 ABS Test Yolunun Oluşturulması**

ABS yol testlerini gerçekleştirmek için Şekil 4.1'de görülen tahta kalaslar ile pürüzlü hale getirilen test yolu kullanılmıştır. Yolun dalga boyunu belirleyen tahta kalaslar arasındaki mesafe, süspansiyon sisteminin rezonans frekansına göre hesaplanmıştır.

ABS testlerinin yapılacağı test yolu, dört tekerleğin de aynı tutunma katsayısı ile dönmesini sağlamalıdır. Bunun için tahta kalaslar üzerine 80m uzunluğunda ve 6m genişliğinde 71/320/AT fren yönetmeliğine uygun olduğu onaylanmış ve buna uygun özel malzemeden imal edilmiş lastik branda örtülmüştür. Söz konusu fren yönetmeliğinde test yolunun yüksek tutunmaya sahip olması için yolun tutunma katsayısı azami 0.6, düşük tutunmaya sahip olması için yolun tutunma katsayısı, azami 0.3 olmalıdır. Buna göre Şekil 4.1’de A ile gösterilen bölge su ile ıslatılarak 0.6 tutunma katsayılı test yolu elde edilmiştir. Su ile ıslatılmış test yolunun tutunma katsayısını yönetmeliğe uygun olarak azaltmak için lastik branda üzerine belirli miktarda sıvı sabun dökülerek tutunma katsayısı 0.2’ye kadar azaltılmıştır. Böylece, 71/320/AT fren yönetmeliğine uygun ıslak-kuru zemin ve kaygan zemin olmak üzere iki farklı yol tipinde ABS testleri gerçekleştirilebilmiştir.

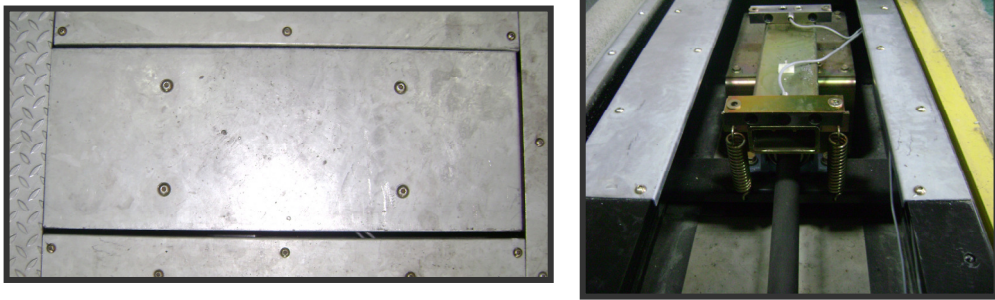


Şekil 4.1: Pürüzlü ABS test yolu (A: Lastik branda ile örtülmüş test yolu, B: Örtüsüz beton yol, C: Tahta kalaslar)

Tahta kalaslar arasındaki mesafe, süspansiyon sistemini zorlayabilecek aralıkta seçilmiştir. Buna göre test yolunun dalga boyu belirlenmiştir. Süspansiyon sisteminin kontrol ettiği aks sisteminin doğal frekanslarına göre yolun dalga boyu,

$$L = \frac{V}{\omega} \text{ formülü kullanılarak hesaplanmıştır.} \quad (4.1)$$

Burada süspansiyon sisteminin açısal doğal frekansı  $\omega$ , taşıt hızı  $V$  ve yolun dalga boyu  $L$ 'dir. Şekil 4.2'de görülen süspansiyon test cihazında yapılan testler ile elde edilen ve Şekil 4.16'da verilen faz değişim grafiklerinden test aracına ait süspansiyon sistemine bağlı aks sisteminin doğal frekanslarının 13-15 Hz (81.64 - 94.12 rad/s) arasında olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 4.2: Süspansiyon test cihazının palet ve titreşim yayları

Denklem (4.1) kullanılarak bu frekanslara karşılık gelen dalga boyu, frenleme başlangıcındaki taşıt hızına ( $V=26,38$  m/s) göre hesaplanmış ve Tablo 4.1'de verilmiştir.

Tablo 4.1: Süspansiyon sisteminin doğal frekans aralığı ve pürüzlü ABS test yolunun dalga boyu ve genliği

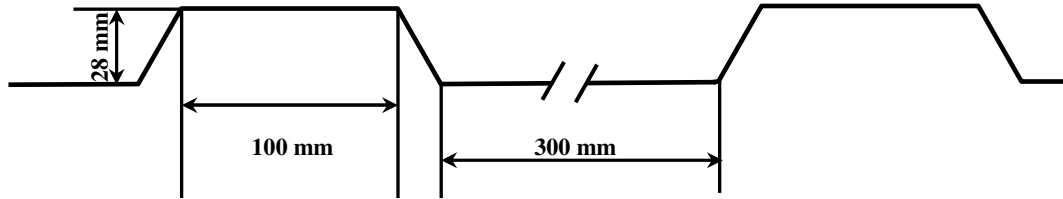
Frenleme başlangıcında taşıt hızı $V = 95$ km/h = 26.38 m/s		
Aks sisteminin doğal frekansları [Hz]	Yolun Dalga boyu (L) [m]	Yolun Genliği ( $\Delta_{ST}$ ) [m]
13 Hz (81.64 rad/s)	0.32	0.026
15 Hz (94.2 rad/s)	0.28	0.026

Yol uyarısının genliği, lastiğin statik yük altındaki sıkışma miktarından daha büyük olursa lastik yol etkileşimi kötüleşmektedir. Bu yüzden pürüzlü yolun yüksekliğinin belirlenmesi için lastiğin statik yük altındaki düşey yönde sıkışma miktarı referans alınmıştır.

$$\Delta s_T = \frac{F_{z,st}}{k_1} \quad (4.2)$$

Bunun için belirli bir yaylanma katsayısına ( $k_1$ ) sahip lastik tekerleğin statik yük ( $F_{z,st}$ ) altındaki sıkışma miktarı ( $\Delta s_T$ ) denklem (4.2) ile hesaplanmaktadır [59]. Şekil 4.2’de görülen süspansiyon test cihazı ile ön tekerleği üzerindeki statik yük 4690 N olarak ölçülmüştür. Denklem (4.8) kullanılarak lastik yay katsayısı, 171000 N/m olarak hesaplanmıştır. Buna göre denklem (4.2)’den lastiğin sıkışma miktarı  $\Delta s_T=0.026$ m olarak hesaplanmış ve Tablo 4.1’de verilmiştir. Belirlenen statik bir yük ile 26.38 m/s lik bir hızda frenlemeye başlayan bir taşıt için aks salınımlarını zorlayabilecek yol profilinin genliği 0.026 m’den büyük ve dalga boyu da 0.28 – 0.32 m arasında olmalıdır.

Bu bilgilere göre bu çalışmada, kullanılan pürüzlü test yolunun dalga boyu 0.30m (300mm) ve yüksekliği de 0.028m (28mm) alınmıştır. Bu yol profili, Şekil 4.3’de görülmektedir. Birden fazla aks salınımını uyarmak için gerekli yolun uzunluğu; dalga boyu, salınım sayısı ile çarpılarak elde edilmektedir.



Şekil 4.3: Pürüzlü test yolunun profili

Şekil 4.3’de görülen yol profilini elde edilmesini sağlayan süspansiyon rezonans frekansı ve buna uygun dalga boyu ile yolun genliği Tablo 4.1’de verilmiştir. Birden fazla aks salınımını uyarmak için gerekli yolun uzunluğu; dalga boyu, salınım sayısı ile çarpılarak elde edilmektedir. Bu özelliklere sahip test yolunda ABS yol testleri, ıslak kuru ve kaygan olmak üzere iki farklı zemin için gerçekleştirilmiştir. Islak kuru yolda ABS testi ön ve arka aksın sağ tekerlekleri Şekil 4.1’de A ile gösterilen ve lastik branda sabunlu su ile ıslatılarak tutunma katsayısı 0.2’ye kadar düşürülmüş bölgede ve sol tekerlekleri de B ile gösterilen ve tutunma katsayısı 0.6 değerinde

olan bölgede olacak şekilde yapılmıştır. Kaygan yolda ABS testi ise tüm tekerlekler, düşük tutunma katsayılı zemin üzerinde olacak şekilde ABS testi gerçekleştirilmiştir.

#### 4.2 Test Taşıtı

Test taşıtı olarak Şekil 4.4’de görülen 2.0 RXE model ve 4 servo valfe sahip ABS modülatörü bulunan Renault Safrane marka taşıt kullanılmıştır. Test aracının fren devresi çapraz olup tekil kontrollü dört hız sensörüne sahiptir.

Rnault Safrane 2.0 RXE			
Motor Hacmi (cc)	1995	Ağırlık (kg)	1450
Silindir Sayısı	4	Dingil mesafesi (mm)	2782
Beygir Gücü (BG/dev/dak)	138/6000	Uzunluk (mm)	4736
En yüksek Tork (Nm)/(dev/dak)	182/4500	Genişlik (mm)	1806
Son Hız (km/h)	207	Yükseklik (mm)	1400

Şekil 4.4: ABS donanımlı test taşıtı ve teknik özellikleri

#### 4.3 Test Materyalleri ve Ölçülen Parametrelerin Tanıtılması

##### 4.3.1 Taşıt hızı ve tekerlek hızı

Taşıt hızı, kayma denklemini elde etmek, tekerlek kilitlenmesinin etkilerini belirlemek, durma mesafesini ölçmek ve ölçüm referansı olarak kullanmak için ölçülmüştür. Taşıt hızı, uydu kontrollü hızölçer ile uyduya bağlı eksen takımına göre ölçülmüştür. Bu ölçüm cihazının Şekil 4.5’de görülen manyetik tabanlı GPS anteni, aracın üzerine yerleştirilmiş ve antenden gelen hız bilgileri MICROSAT isimli veri toplama ünitesine aktarılmıştır.

Bu bilgiler içerde bulunan hafızada depolanmaktadır. Hız ölçüm hassasiyeti, 0.1 [km/h]'dir. Taşıt hızı [km/h] olarak ölçülmüş ve [m/s] birimine dönüştürülmüştür. Böylece tekerlek çizgisel hızı ile karşılaştırılabilmektedir.



Şekil 4.5: GPS antenli hız ölçüm cihazı ve araç içindeki kurulumu

Teknik özellikleri, Tablo 4.2'de verilen hız sensörü, taşıta bağlı olduğu varsayılan hareketli eksen takımının, atalet eksen takımı yerine uyduya bağlı olduğu varsayılan sabit eksen takımına göre değişen hız bilgisini ölçmektedir.

Tablo 4.2: GPS sensörü teknik özellikleri

MicroSat GPS hız sensörü	
Ölçüm aralığı (Hız km/sa)	0 - 1854 km/sa
Hız doğruluğu	0.1
Mesafe doğruluğu	% 0.5
Çalışma sıcaklığı	-10 - 60 °C
Çalışma voltaj aralığı	0 - 20 Volt

Tekerlek jantının açısal hız bilgisini elde etmek için de tekerlek jantının yere göre açısal hızını ölçen ABS sensörlerinden gelen sinyaller kullanılmıştır. Açısal hızın birimi [rad/s]'dir. Bu verilerden, tekerlek jantının çizgisel hızı ile taşıt hızına dayalı kayma değişimleri hesaplanmıştır.



### 4.3.2 Etkin yuvarlanma yarıçapı

Frenleme anında fren basınçlarının etkisinde taşıt gövdesinin ön aks üzerinde salınımlar yapması sonucunda tekerlek yarıçapında salınımlar meydana gelmektedir. ABS devreye girdiğinde ortaya çıkan fren basıncı salınımları nedeniyle bu tekerlek salınımları, sürekli uyarılarak daha şiddetli hale gelebilmektedir. Bu tekerlek salınımları ile birlikte etkin yuvarlanma yarıçapı salınımlarının, tekerlek hızı değişimleri üzerinden ABS parametreleri kayma ve tekerlek ivmesi değişimlerine etkilerini tespit etmek için etkin yuvarlanma yarıçapı ( $R_e$ ) ölçülmüştür. Bunun için Şekil 4.6'da görülen lazer güdümlü tekerlek deplasman ölçüm cihazı kullanılmıştır. Etkin yuvarlanma yarıçapı özellikle pürüzlü yollarda en fazla etkilenen parametre olup yol pürüzlülüğünün tekerlek hızına yansıtılması için kullanılabilir. Etkin yuvarlanma yarıçapının birimi [m]'dir. Bu cihaz, Şekil 4.6'da görüldüğü gibi aparatları ile birlikte tekerleğe monte edilmiştir. Aparatlar, tekerlek göbeğine bağlanabilen 4 bijona uygun kanallı disk ve direksiyon hareketlerine cevap verebilecek oynar mafsalı çubuktur.

$$V_{tekerlek} = \omega R_e = \dot{\phi} R_e \quad (4.3)$$

Denklem (4.3) kullanılarak etkin yuvarlanma yarıçapının değişimine göre yol pürüzlülüğüne uygun tekerlek çizgisel hızları elde edilmiştir. Teknik özellikleri Tablo 4.3'de verilen sensörün ölçüm aralıklarının uygunluğu incelenmiştir.

Tablo 4.3: Tekerlek düşey deplasmanı için ölçüm cihazı teknik özellikleri

HF-250C optik lazer güdümlü sensör	
Ölçüm aralığı	100 - 350 mm
Çözünürlük	0.1 mm
Çalışma sıcaklığı	-5 - 60 °C
Güç tüketimi	12 Voltda 125 mA
Çalışma voltaj aralığı	0 - 10 Volt

Lastik yanaklarında bulunan 195/65 R15 koduna göre tekerlek jantının çapı 15" (0.381m), lastik genişliği 195mm ve lastik genişliğinin yüksekliğine oranı %65

(0.65) olup lastik yüksekliği  $195 \times 0.65 = 126.75mm = 0.12675m$  olarak bulunmuştur. Bu verilere göre jantın yarıçapı 0.1905m olduğundan lastiğin yola temas noktasına göre toplam statik tekerlek yarıçapı, jant ve lastik yüksekliği ile birlikte 0.3165 m'dir. Bu değerlere göre statik şartlarda lastik tekerleğin maksimum sıkışma miktarı, lastik yüksekliği kadar olmalıdır. Ölçümlerin 95 km/h taşıt hızından itibaren başladığı göz önüne alınarak dinamik lastik yarıçapının tespit edilmesi de gerekmektedir.

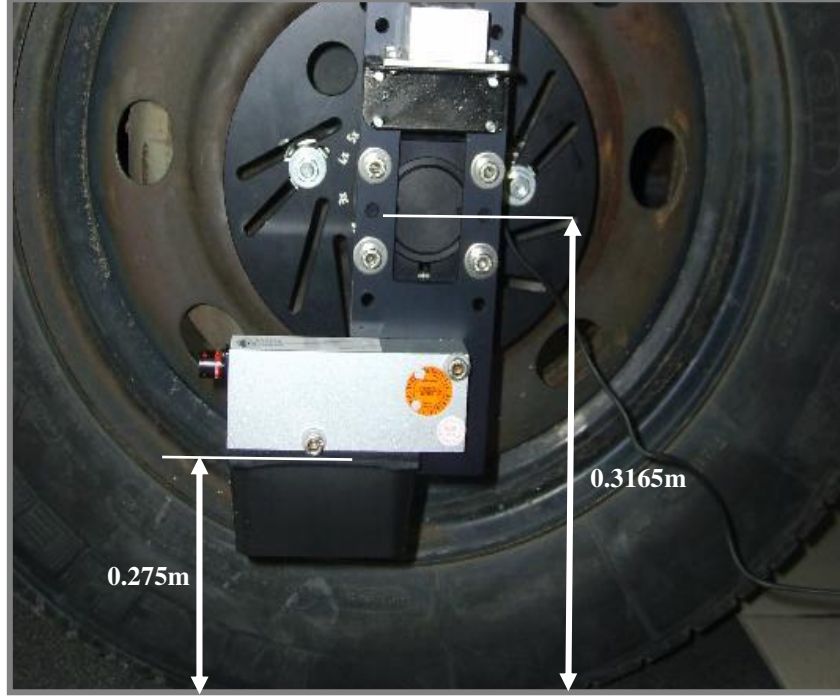
$$C_{R,din} = C_R(1 + 0.01k_v) \quad (4.4)$$

Bunun için öncelikle statik lastik çevresi ( $C_R$ ) ve buna bağlı olan dinamik tekerlek çevresi ( $C_{R,din}$ )'in tespit edilmesi gerektiğini ifade edilmiş ve denklem (4.4) ile hesaplanmıştır [64].  $C_R = 2\pi R_{st}$  olduğundan denklem (4.4) kullanılarak  $C_{R,din}$  1.988m olarak hesaplanmıştır. Böylece, dinamik tekerlek yarıçapı,

$$R_{din} = \frac{C_{R,din}}{2\pi} \text{ ile elde edilmektedir.} \quad (4.5)$$

Denklem (4.5)'e göre dinamik tekerlek yarıçapı  $R_{din}$  0.316m bulunur. Dinamik şartlarda maksimum lastik sıkışma miktarı  $0.316m - 0.1905m = 0.1255m$  olarak bulunur. Elde edilen sonuçlara göre hem statik hem de dinamik şartlarda doğru ölçüm elde edebilmek için ölçüm cihazının lazer lambasının yoldan yüksekliği Şekil 4.6'da görüldüğü gibi 0.275m olarak seçilmiştir. Ölçüm sonuçlarını, tekerlek yarıçapına göre değerlendirmek için ölçüm cihazı çıkış değerleri  $0.316 - 0.275 = 0.041m$  kadar arttırılmış ve böylelikle tekerlek yarıçapının tekerlek dönme merkezine göre değişimleri belirlenebilmiştir.

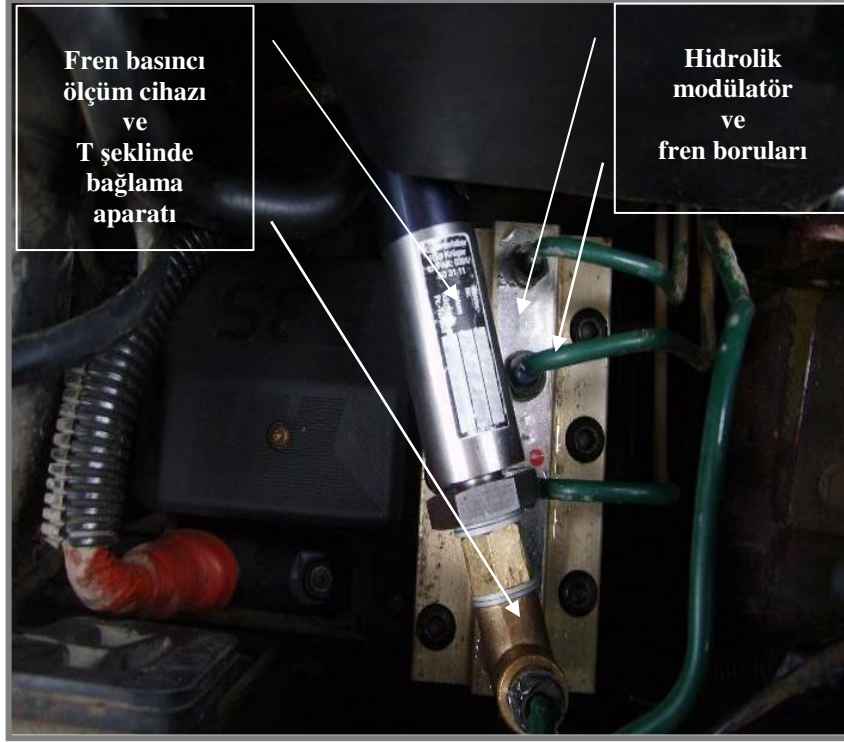
Şekil 4.6'da görülen ve tekerlek deplasman ölçümünde kullanılan ölçüm cihazının çektiğı güç miktarının diğer ölçüm cihazlarına göre yüksek olduğundan bu ölçüm cihazları ile birlikte kullanılan veri toplama cihazının karşılayabileceğı güç buna uygun olmalıdır.



Şekil 4.6: Tekerlek deplasman ölçüm cihazının tekerlek üzerine yerleştirilmesi

### 4.3.3 Fren basıncı

ABS devreye girdiğinde ölçülen tekerlek hız değişimleri ile karşılaştırılarak kayma ve tekerlek ivme değişimlerinin kontrol edilebilir olup olmadığını ortaya çıkarabilecek ve buna bağlı olarak elektronik kontrol biriminin performansını belirleyebilecek en önemli parametre, tekerlek merkez silindrine giden yani modülatör çıkışındaki fren basıncı değişimidir. Buna göre EKB'nin, kararsız ve kararlı parametre değişimlerine göre davranışları tespit edilerek bunlar karşılaştırılabilecektir. Bunun sonucunda EKB'nin kararsız parametreler ile karşılaştığı problemler ortaya çıkarılabilecektir. Hidrolik modülatörün çıkışındaki fren basıncı değişimlerini belirlemek için Şekil 4.7'de görüldüğü gibi ABS fren sistemine ait hidrolik modülatör üzerine bağlanmış basınçölçer kullanılmıştır. Bu çalışmada sadece sol ön tekerlek için ölçüm yapıldığından basınçölçer, Şekil 4.7'de görüldüğü gibi sol ön tekerlek fren silindrine giden hat üzerine bağlanmıştır. Basınçölçerlerin ABS testine uygun olabilmesi için ölçüm aralığının ve tepki süresinin, modülatör çıkış basınç değerine ve selenoid valfin tepki süresine uygun olması gerekmektedir.



Şekil 4.7: Fren basıncı ölçüm cihazının ABS hidrolük modülatörü üzerine bağlanması

ABS modülatöründe farklı yol şartlarında ve taşıt hızlarında fren basıncı 80-140 bar arasında değişirken basınç değişim modları arasındaki süre, 40ms–248ms aralığındadır. Bu değişimler esnasında selenoid valflerin tepki süreleri, 10-80ms aralığında değişmektedir [17, 19, 70, 71, 72].

Tablo 4.4: Fren basıncı ölçüm cihazının teknik özellikleri

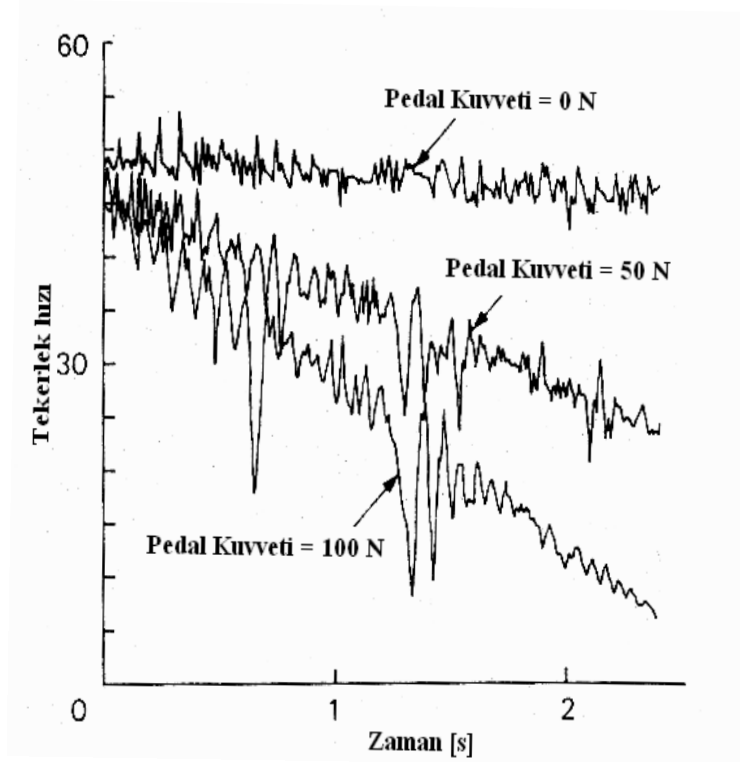
Type 2600 Basınç ölçüm cihazı	
Ölçüm aralığı	1 - 400 Bar
Doğruluk	%0.25 FS
Çalışma sıcaklığı	-40 - 125 °C
Tepki süresi	0.5 ms
Çalışma voltaj aralığı	0 - 5 Volt
Güç tüketimi	7.5 volta 6 mA

Tablo 4.4’de bu çalışmada kullanılan basınç ölçerin, 400 bar maksimum ölçüm değeri ve 0.5ms tepki süresi ile ABS modülatörü çıkış basıncını ölçmeye uygun olduğu ve selenoid valflerin tepki sürelerine uygun tepkiler verdiği görülmektedir.

#### 4.3.4 Fren pedal kuvveti

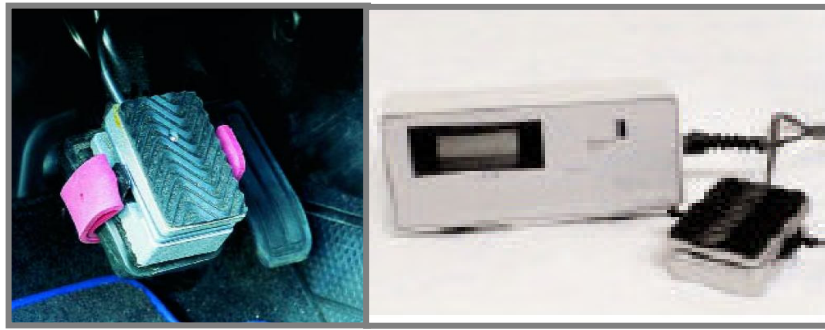
Ölçülen parametrelerden fren pedal kuvveti, frenlemenin başlamasını sağlayan, frenlemenin nasıl devam edeceğini ve frenleme anında aks üzerine etkiyecek düşey yük miktarını belirlemektedir. Fren basıncının değişimi, fren pedalına uygulanan kuvvete bağlıdır ve fren pedal kuvveti artırıldığında fren basıncı artmaktadır. Bu durumda tekerleklere uygulanan fren basıncı ihtiyaç duyduğu değerden daha fazla olduğunda uygulanan pedal kuvveti, tekerlek hızını hızla azaltarak kilitlenme sınırına yaklaştırmaktadır.

Şekil 4.8’de görüldüğü gibi aşırı pürüzlü bir yol üzerinde fren pedalına uygulanan kuvvet sıfır iken yol pürüzlüklerinden dolayı tekerlek hızı bir miktar azalmaktadır. Buna karşın, pedal kuvveti arttıkça tekerlek hızındaki değişimler artmakta ve tekerlek hızı daha çabuk sıfıra ulaşmaktadır. Bu, fren pedal kuvveti arttıkça tekerleğin daha çabuk kilitlenme sınırına yaklaşabileceğini göstermektedir. Bunun sonucunda tekerlek hızı ve buna bağlı kayma ve tekerlek ivme değişimleri daha karasız hale gelebilmektedir.



Şekil 4.8: Fren pedal kuvvetine göre tekerlek hızı değişimi [25]

Bu nedenle ölçümler, taşıt hızının yanında fren pedal kuvveti de referans alınarak yapılmalıdır. Bu şekilde fren pedal kuvvetindeki değişimlerin, ABS performans parametrelerinin ve bozucu etkilerin değişimine katkıları ve bunları nasıl değiştirdiği belirlenebilmektedir. Frenleme hareketi, ilk olarak fren pedalı ile sağlandığından parametrelerdeki ilk değişimler de fren pedal kuvveti değişimi ile elde edilmektedir. Fren pedal kuvvetini ölçmek için Şekil 4.9’da görülen fren pedal kuvvet sensörü ve göstergesi kullanılmıştır. Fren pedal kuvvet sensörü fren pedalına bağlanıp gösterge de araç içinde vakumlu elemanlar ile ön cama sabitlenmiştir.



Şekil 4.9: Fren pedal kuvvet sensörü ve göstergesi

Bu ölçüm cihazına ait teknik özellikleri elde edebilmek için Tablo 4.5’de görülen fren yönetmeliğine uygun fren pedal kuvveti değerleri kullanılmıştır.

Tablo 4.5: Fren pedal kuvveti ölçüm cihazı teknik özellikleri

<b>Corrsys-Datron Fren Pedal Kuvvet sensörü</b>	
Ölçüm aralığı	0 - 1500 N
Ölçüm hassasiyeti aralığı	%3 - %7
Çalışma sıcaklığı	-40 - 125 °C
Çalışma voltaj aralığı	0 - 10 Volt

Bu çalışmada Şekil 4.4’de görülen ve otomobil sınıfına giren bir test taşıtı kullanılmaktadır. Tablo 4.5’e göre bu taşıtta fren pedalına uygulanabilecek maksimum kuvvetin, 500 N olması gerektiği görülmektedir.

Tablo 4.6: Araç sınıflarına göre fren yönetmeliği fren pedal kuvveti sınır değerleri []

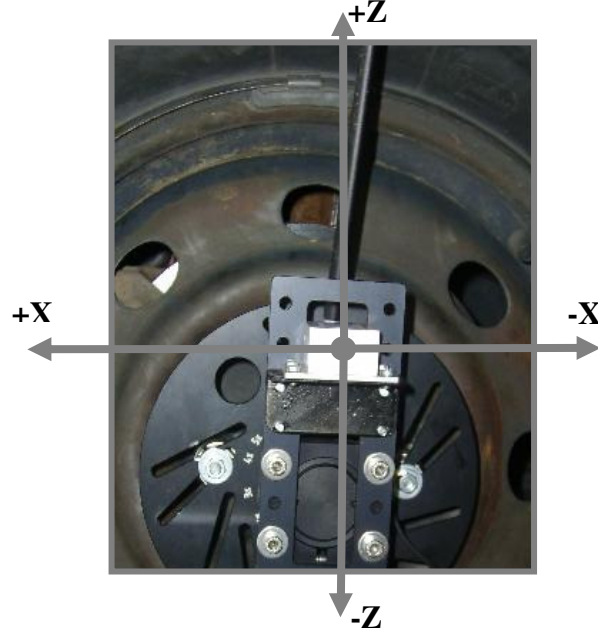
	Fren Pedalına Uygulanan Kuvvet [N]		
	Otomobil	Minibüs Otobüs	Kamyonet Kamyon Çekici
Servis Freni	500	700	700

Bu test çalışmasında kullanılan fren pedal kuvveti ölçüm cihazının teknik özellikleri Tablo 4.6'da görülmektedir. Bu ölçüm cihazı ile sadece fren pedalına uygulanan kuvvet ölçülmektedir ve yapılan ölçümler, ayak kuvvetinin uygulanma açısından bağımsızdır.

#### 4.3.5 Düşey ve boylamsal aks ivmeleri

Aksın boylamsal ve düşey doğrultudaki salınımları, özellikle panik frenlemelerde çok şiddetli hale gelmektedir. Bu salınımlar, tekerleğin açılma hızının tahmin edilemeyecek şekilde değişmesine neden olabilmektedir. Bu salınımların tekerlek hız değişimine etkileri üzerine yapılan çalışmalardan birinde, Hernandez, tekerlek hızının ABS sensörleri ile ölçülmesini zorlaştıran etkenlerin, 3-4Hz aralığında taşıt gövdesi salınımları, 4-8Hz aralığında düşük hızlardaki tekerlek titreşimleri ve 10-20 Hz aralığında aks titreşimleri olduğunu vurgulamıştır [4,5]. Bu titreşimlerin bu frekans aralığında rezonansa girmesi durumunda, lastiğin yol ile temasının çok azalması ile tekerlek hız değişimlerinin çok daha belirsiz hale gelebileceğini belirtmiştir.

Bu sonuçlar doğrultusunda hem taşıt gövdesinin hem de aksın salınımları, aks ivmeleri ile belirlendiğinden düşey ve boylamsal doğrultudaki aks ivmelerinin karakteristikleri ve sebep oldukları belirsizliklerin tespit edilmesi gerekmektedir. Bunun için Şekil 4.10'da görülen 3 yönlü ivmeölçer kullanılmıştır. İvmeölçerin aks doğrultusunda bir noktaya yerleştirilmesi gerektiğinden tekerlek deplasman ölçüm cihazı ile aynı aparat üzerinde tekerleğe yerleştirilmiştir. Bu şekilde bağlanan ivmeölçer ve deplasman ölçer sayesinde aynı aks hareketlerine ait değerler elde edilmiştir. Bu çalışmada sadece (x-z) yönünde ölçüm alınmıştır.



Şekil 4.10: Aksa aparatlar ile bağlanmış üç yönlü ivmeölçer

Kullanılan ivmeölçere ait teknik özellikler, Tablo 4.7’de verilmiştir. 71/320/AT fren yönetmeliğine göre otomobil için ortalama frenleme ivmesinin  $5.8\text{m/s}^2$  dir. Bu ivme değerine göre ölçüm cihazına ait ölçüm aralığının uygun olduğu görülmektedir.

Tablo 4.7: Aks titreşimi ölçümü için üç eksenli ivmeölçerin teknik özellikleri

<b>CXL – HF İvmeölçer</b>	
Ölçüm aralığı	0 - 10 g
Hassasiyet	$\pm 100 \text{ mV/g}$
Çalışma sıcaklığı	-40 - 125 °C
Güç Tüketimi	< 6 mA
Çalışma voltaj aralığı	0 - 30 Volt

#### 4.4 Ölçülen Parametrelere Bağlı Olarak Hesaplanan Parametreler

ABS performans parametreleri olan tekerleğin çizgisel hızını, kayma değişimini, tutunma katsayısını, taşıtın frenleme ivmesini, tekerleğin çizgisel ve açısal ivmesini hesaplayabilmek için ABS testlerinde ölçülen taşıt hızı, tekerlek açısal hızı, tekerleğin etkin yuvarlanma yarıçapı ve bunlara referans olarak da fren pedal kuvveti ve fren basıncı ölçülmüştür. Ölçülen ve hesaplanan ABS performans parametreleri Tablo 4.8’de görülmektedir.



Tablo 4.8: ABS Performans Parametreleri

Parametre Adı	Elde edilme yöntemi	Birimi	Denklemler No
Taşıt Hızı	Ölçüldü	m/s	-
Tekerlek açısal hızı	Ölçüldü	1/s	-
Tekerlek çizgisel hızı	$\omega R_e = \dot{\phi} R_e$	m/s	4.3
Kayma	$S = \frac{V_x - \omega R_e}{V_x}$	Birimsiz	3.8
Tekerlek açısal ivmesi	$\ddot{\phi} = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d\dot{\phi}}{dt}$	1/s <sup>2</sup>	3.9
Tekerlek çizgisel ivmesi	$\ddot{\phi} R_e = \left[ \frac{M_s - M_{br}}{J_T} \right] R_e$	m/s <sup>2</sup>	3.10
	$\frac{d\dot{\phi}}{dt} R_e = \ddot{\phi} R_e$		3.11
Tutunma katsayısı	$\mu_s = \frac{m\dot{V}}{F_z}$	Birimsiz	3.13
	$\mu_s = \frac{\dot{\phi} J_T + M_{br}}{F_z R_e}$		3.14
Taşıt gövdesi frenleme ivmesi	$\dot{V}_x = \frac{dV_x}{dt}$	m/s <sup>2</sup>	3.15
Fren basıncı	Ölçüldü	Bar	-
Fren basıncı değişim oranı	$\dot{P} = \frac{dP}{dt}$	Bar/s	3.20

Bunun yanında parametrelerin kontrolünü ve tahminini zorlaştırarak ABS'nin frenleme performansını bozabilen aks titreşimlerinin ortaya çıkarılması için de düşey ve boylamsal doğrultudaki aks ivmeleri ölçülmüş ve Tablo (4.9)'da verilmiştir.

Tablo 4.9: ABS'nin frenleme performansını bozabilecek parametreler

Parametre Adı	Elde edilme yöntemi	Birimi
Tekerleğin etkin yuv. yarıçapı	Ölçüldü	m
Aksın boylamsal ivmesi	Ölçüldü	m/s <sup>2</sup>
Aksın düşey ivmesi	Ölçüldü	m/s <sup>2</sup>

ABS testlerinde ölçülen fren pedal kuvveti ve fren basıncı değişimleri, tüm bozucu parametreler ve ABS performans parametrelerinin değerlendirilmesinde referans parametreleri olarak alınmıştır.

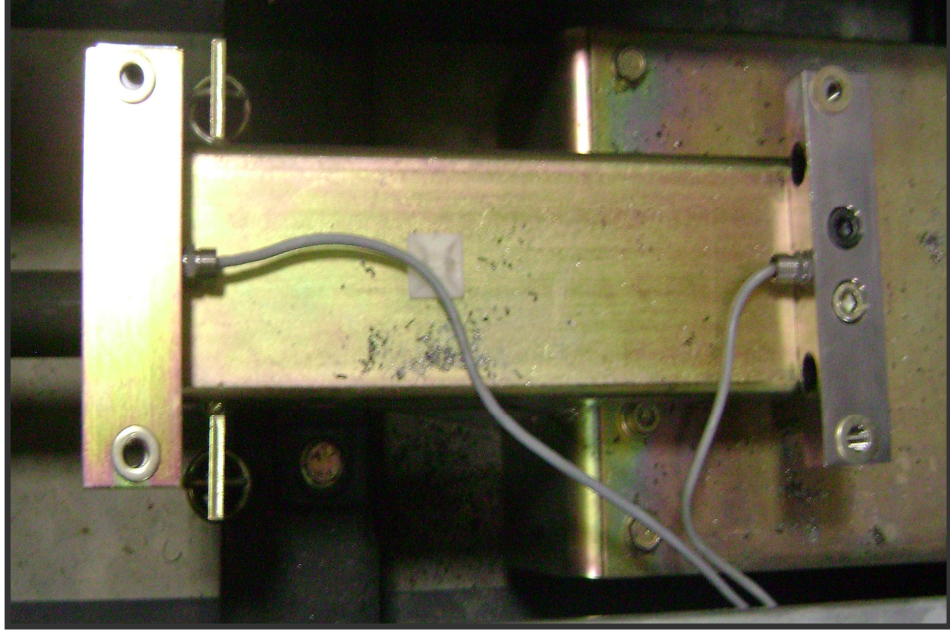
#### 4.5 Süspansiyon sistemi parametrelerinin belirlenmesi

Bu tez çalışmasında, farklı amortisör sönümlenme özelliklerinin, lastik tekerlek ile yol arasındaki tutunmada meydana getirdiği değişimlere göre ABS performansı analiz edilmiştir. Bu analiz sırasında süspansiyon parametreleri test taşıtına uygun olarak tespit edilmiştir. Bunun için Bölüm 3'de incelenen çeyrek taşıt modeline ait süspansiyon parametreleri, test taşıtına uygun olarak bu bölümde belirlenmiştir. Bu parametreler, Şekil 3.23'de görüldüğü gibi yaylı kütle ( $m_2$ ), yaysız kütle ( $m_1$ ), süspansiyon yay sabiti ( $k_2$ ), lastik yay sabiti ( $k_1$ ) ve amortisör sönümlenme katsayısı ( $c_2$ )'dir.

##### 4.5.1 Yaylı kütlenin belirlenmesi

Yaylı kütle, Şekil 4.11'de üstten çekilmiş fotoğrafı görülen iki tarafında düşey yükü ölçen yük hücrelerinin (load cell) bağlı olduğu süspansiyon test cihazının paletleri üzerinde ölçülmüştür. Kalibrasyon için kütlesi belli bir ağırlık kullanılmıştır. Test aracının ön sağ ve sol tekerleği, bu paletlerin tam ortasına yerleştirilerek ön aks yaylı

kütle değeri 956 kg olarak ölçülmüştür. Bu değerin yarısı 478 kg lık kütle değeri, test tekerleğine ait olan sol ön aksın yaylı kütle değeri ( $m_2$ ) olarak alınmıştır.



Şekil 4.11: Süspansiyon test cihazına ait düşey yük ölçümü için kullanılan ve paralel bağlanmış yük hücreleri

#### 4.5.2 Yaysız kütlelerin belirlenmesi

Test tekerleği ön sol tekerlek olduğu için yaysız kütle olarak sol ön aksın kütlesi hesaplanmıştır.

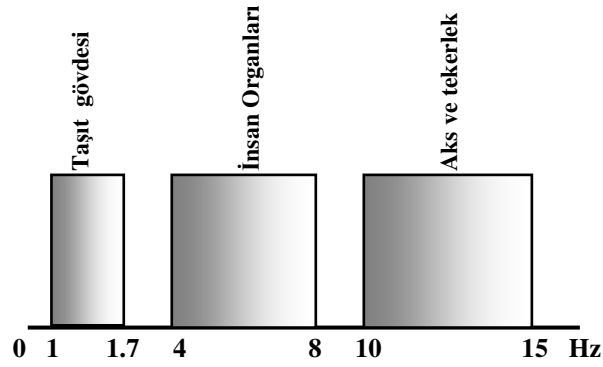
$$m_{1,T} = \frac{i_{m,f} m_2}{1 + i_{m,f}} \quad (4.6)$$

Yaysız kütle hesaplamak için denklem (4.6) kullanılmıştır. Bunun için deneysel olarak tespit edilmiş ön aks kütle oranı,  $i_{m,f}$  ve ön aksın yaylı kütle değeri  $m_{1,f}$  belirlenmelidir. Bu çalışmada, test aracı olarak önden çekişli araç kullanılmış ve taşıtın ön aksı için  $i_{m,f}$ , 0.12'dir [64]. Ön aksın toplam yaysız kütlesi,  $m_{1,T} = 102.4284$  kg olarak hesaplanmıştır.

$m_{1,T}$ , toplam ön aks yaysız kütle değeri olduğundan test aracının ölçüm yapılan sol aks kütlesi ( $m_1$ ), toplam ön aks yaysız kütlelerinin yarısına eşit yani 51.2142 kg değerine eşittir.

#### 4.5.3 Süspansiyon ve lastik yay sabitlerinin belirlenmesi

Aşağıdaki denklem (4.7) ve (4.8) ile süspansiyon yay sabiti ( $k_2$ ) ve lastik yay sabiti ( $k_1$ )'i hesaplayabilmek için taşıt gövdesinin ve aks kütlelerinin doğal frekansına ihtiyaç vardır. Taşıt gövdesi doğal frekansı ( $f_2$ ) ve aks doğal frekansı ( $f_1$ )'in genel frekans aralıkları, Şekil 4.12'deki gibidir [69].



Şekil 4.12: Taşıt titreşiminde doğal frekansların genel yerleri [69]

Tek tekerlek üzerine 4410 N etkidiğinde taşıt gövdesinin doğal frekansının yaklaşık değeri, 1.290 Hz'dir [76,77,78]. Bu çalışmada kullanılan yaylı kütlelerin doğal frekansı olarak 1.21 Hz değeri seçilmiştir. Yaysız kütlelerin doğal frekansı da Tablo 4.1'e göre 13 Hz olarak seçilmiştir.

$$k_2 = m_2(2\pi f_2)^2 \quad (4.7)$$

$$k_1 = m_1(2\pi f_1)^2 - k_2 \quad (4.8)$$

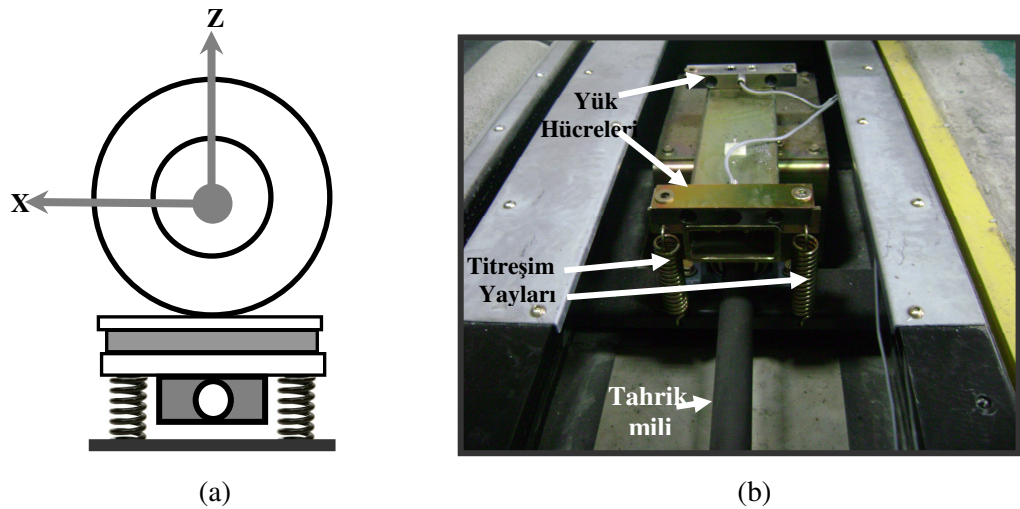
Böylelikle süspansiyon ve lastik yay sabitleri, sırasıyla denklemler (4.7) ve (4.8) kullanılarak 27600 N/m ve 171000 N/m olarak hesaplanmıştır.

#### 4.5.4 Amortisör sönümlenme katsayısının belirlenmesi

Amortisörlerin sönümlenme kapasitelerini belirten sönümlenme katsayısı,  $c_2$ , boyutsuz sönümlenme oranı  $D_2$  ile belirlenebilmektedir.

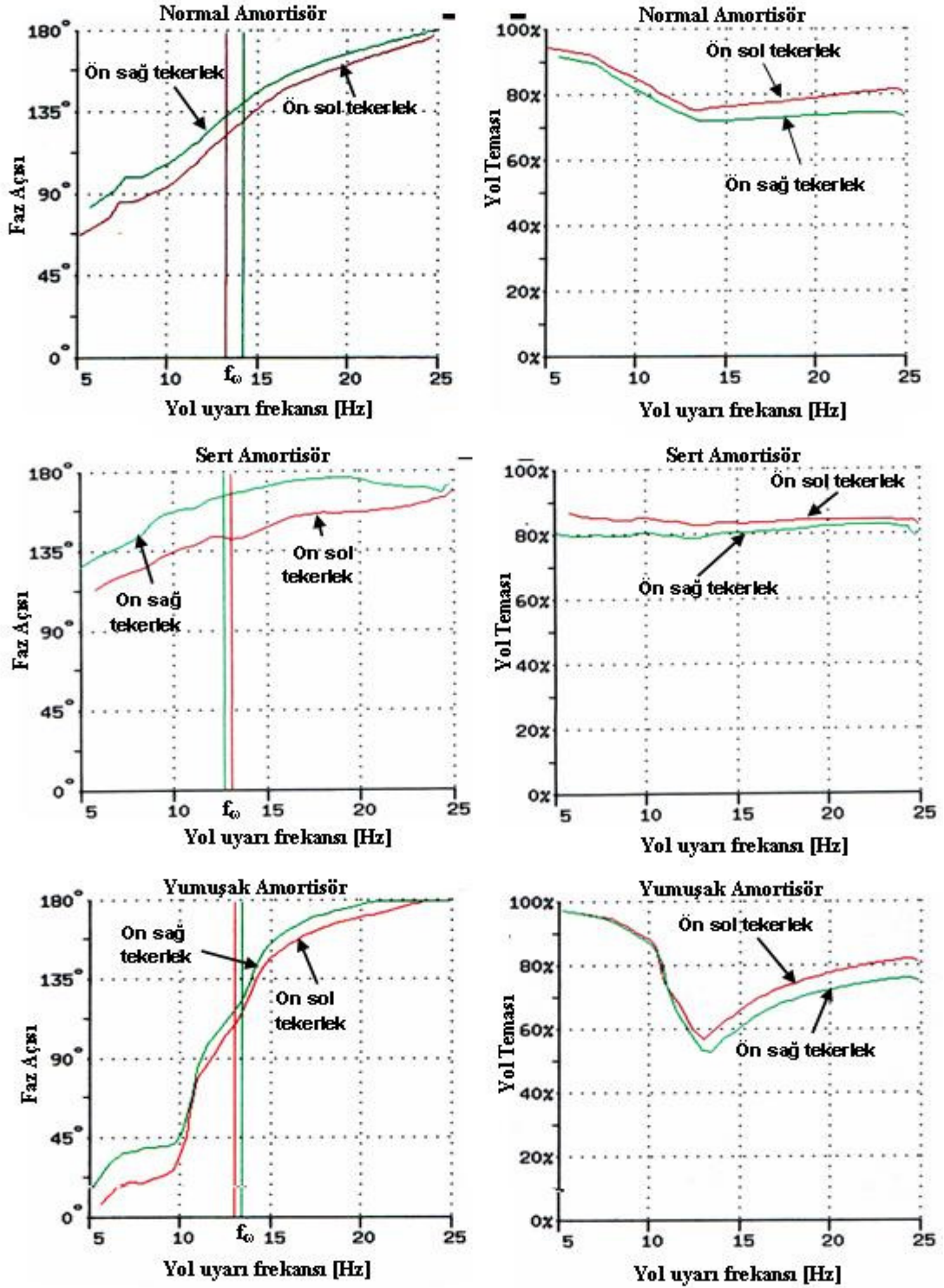
$$c_2 = D_2 2\sqrt{k_2 m_2} = D_2 2m_2 (2\pi f_2) \quad (4.9)$$

Amortisör sönümlenme katsayısı denklem (4.9) ile hesaplanmıştır. Denklem (4.9)'daki  $k_2$ ,  $m_2$  ve  $f_2$  değerleri yukarıda elde edilmiştir. Buradaki tek bilinmeyen  $D_2$  boyutsuz sönümlenme oranı farklı amortisör sönümlenme özelliklerine (normal, sert, yumuşak) göre elde edilmiş ve bunların yol temasına etkileri belirlenmiştir. Farklı amortisör sönümlenme özellikleri elde etmek için Bölüm 3'de ifade edildiği gibi amortisörün piston ve taban valfindeki akış alanı, farklı kalınlıktaki şimler kullanılarak değiştirilmiştir. Böylece, üç farklı sertlikte (normal, sert ve yumuşak) amortisör elde edilmiştir. Farklı sertlikteki amortisörlerin amortisör sönümlenme özelliklerini belirlemek için Şekil 4.13a ve b'de görülen süspansiyon test cihazı kullanılmıştır. Bu cihazın titreşim yayları, farklı devir sayıları ile dönen elektrik motoru ile uyarılarak farklı genlik ve frekanslarda titreşim hareketi elde edilebilmektedir. Elektrik motoru, ilk çalışma anında yüksek frekanslı düşük genlikli uyarılar üretirken ölçümün sonuna doğru uyarı frekansı azalmakta ve titreşim genliği yükselmektedir.



Şekil 4.13: a) Süspansiyon test cihazı ile ölçüm b) Süspansiyon test cihazının iç yapısı ve titreşim yayları

Süspansiyon ölçüm cihazı iki farklı grafiksel sonuç vermektedir. Bunlar; faz açısının ve yol temasının frekans cevabıdır. Faz açısının, yol uyarı frekansına göre değişimini gösteren frekans cevap grafiği Şekil 4.14’de görülmektedir.



Şekil 4.14: Sağ ve sol amortisör için yol uyarısına göre faz açısı ve yol teması değişimi

Bu grafikteki eğriler, ön dingile ait sağ ve sol amortisörlerin açılma ve kapanma zamanları arasındaki faz açılarını (faz farkı) ifade etmektedir. Düşey çizgiler ise amortisörlerin faz değişimine ait rezonans frekansını ( $f_0$ ) göstermektedir. Faz değişim grafiklerindeki rezonans frekansı, faz eğrilerinin eğiminin aniden artış gösterdiği frekans aralıklarında ortaya çıkmaktadır. Eğrinin eğiminin frekansa göre değişmesi sönümlenme oranları arasındaki farkı belirlemektedir. Eğim arttıkça sönümlenme oranı azalmakta, eğim azaldıkça da sönümlenme oranı artmaktadır. Şekil 4.14'de rezonans frekansı civarında yumuşak amortisörden sert amortisöre doğru faz eğrisi eğimlerinin azaldığı net olarak görülmektedir. Bu durum, sönümlenme oranının sert amortisörden yumuşak amortisöre doğru azaldığını göstermektedir. Süspansiyon testlerinden elde edilen sonuçlar, Tablo 4.10'da verilmiştir.

Tablo 4.10 Amortisör sönümlenme özelliklerine (sertliklerine) göre ölçülmüş boyutsuz sönümlenme oranı ve yol teması değişimleri

	Normal Amortisör	Sert Amortisör	Yumuşak Amortisör
<b>Boyutsuz Sönümlenme oranı (<math>D_2</math>)</b>	0.45	0.85	0.18
<b>Yol teması</b>	% 70	%85	% 55

Dixon [75], normal amortisör sönümlenme oranının 0.40-0.50 aralığında, sert amortisörün 0.80-1 aralığında ve yumuşak amortisörün 0.10-0.20 aralığında olduğunu ifade etmektedir. Bu değerler ile testlerden elde edilen sonuçların birbirine uyumlu olduğu Tablo 4.10'da görülmektedir. Ölçülen boyutsuz sönümlenme oranlarına göre amortisör sönümlenme katsayıları hesaplanmıştır.

Şekil 4.14'de yol teması grafikleri incelendiğinde lastik tekerlek ile yol arasındaki tutunmanın sert amortisörden yumuşak amortisöre doğru azaldığı görülmektedir. Bunun yanında yumuşak amortisör ile yol temasının birden ve keskin bir şekilde azaldığı, sert amortisör ile yol temasının neredeyse hiç azalmadığı ve normal amortisör ile çok az azaldığı görülmektedir. Bu durumlar, yumuşak amortisörün yoldan gelen uyarıya tepkisini kaybettiğini, sert amortisörün yol uyarısına tepkisinin çok fazla olduğu ve normal amortisörün tepkisinin de sert amortisöre göre çok daha

düşük olduğunu göstermektedir. Bu incelemelere göre bu çalışmada kullanılan amortisörlerin sönümleme özellikleri aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

- Normal amortisör, boyutsuz sönümleme oranı 0.45 olup orta değerlerde sönümleme kuvveti üretmekte ve yol uyarılarına tepkisi düşük olan sönümleme karakteristiği göstermektedir.
- Sert amortisör; boyutsuz sönümleme oranı 0.85 olup tüm aks ve taşıt hareketlerinde yüksek sönümleme kuvveti üretmekte ve hareketlere tepkisi çok şiddetli olan sönümleme özelliği göstermektedir.
- Yumuşak amortisör, boyutsuz sönümleme oranı 0.18 olup tüm aks ve taşıt hareketlerinde düşük sönümleme kuvveti üretmekte ve tepki kuvveti üretmeyen sönümleme özelliği göstermektedir. Bu amortisör özelliği bozuk amortisörleri temsil etmektedir.

Tablo 4.11: Süspansiyon sisteminin ölçülen ve hesaplanan parametreleri

Çeyrek taşıt parametreleri	Kullanılan yöntemler	Hesaplanan ve ölçülen değerler
Yaylı kütle ( $m_2$ ) (Ön aksın tek tekerleği için)	Ölçüldü	478 kg
Yaysız kütle ( $m_1$ ) (Ön aksın tek tekerleği için)	$(m_2 = 478 \text{ kg})$ $i_{m,f} = 0.12$ $m_{1,T} = \frac{i_{m,f} m_2}{1 + i_{m,f}}$	51.2142 kg
Süs. yay kat. ( $k_2$ )	$k_2 = m_2 (2\pi f_2)^2$	27600 N/m
Lastik yay katsayısı ( $k_1$ )	$k_1 = m_1 (2\pi f_1)^2 - k_2$	171000 N/m
Amortisör sön. kat. ( $c_2$ ) (Normal Amortisör)	$c_2 = D_2 2\sqrt{k_2 m_2} = D_2 2m_2 (2\pi f_2)$	3269 Ns/m
Amortisör sön. kat. ( $c_2$ ) (Sert Amortisör)	$c_2 = D_2 2\sqrt{k_2 m_2} = D_2 2m_2 (2\pi f_2)$	6174 Ns/m
Amortisör sön. kat. ( $c_2$ ) (Yumuşak Amortisör)	$c_2 = D_2 2\sqrt{k_2 m_2} = D_2 2m_2 (2\pi f_2)$	1307 Ns/m



Test taşıtının belirlenen süspansiyon sistemi parametreleri belirleme yöntemleri ile birlikte Tablo 4.11’de verilmiştir. Burada yaylı kütle  $m_2$ , taşıt kütlelerinin ön aks üzerindeki tek tekerlek için ölçülen değerdir. Yaysız kütle  $m_1$ , taşıtın ön aksının tek tekerleği için yaysız kütlelerini ifade etmektedir. Taşıt gövdesi doğal frekansı  $f_2$  olup 1.21 Hz olarak seçilmiştir. Aks doğal frekansı  $f_1$  de Şekil 4.15’deki faz grafiklerine göre 13 Hz olarak seçilmiştir.

#### **4.6 Deney Hazırlıkları ve Deneylerin Yapılması**

Deneysel çalışmada fren pedal kuvvetini, fren basıncını, etkin yuvarlanma yarıçapını, tekerleğin açısız hızını, taşıt hızını, aksın düşey ve boylamsal ivmelerini ölçmek için test taşıtında ilgili ölçüm noktalarına gerekli ölçüm cihazları yerleştirilerek pürüzlü yolda ABS yol testi gerçekleştirilmiştir.

##### **4.6.1 Test taşıtının deneylere hazırlanması**

Taşıtı teste hazırlamak için yukarıda 4.3 başlığı altında tanımlanan tüm ölçüm cihazları aracın üzerindeki ölçüm noktalarına yerleştirilmiştir. ABS sensörlerinden alınacak açısız hız sinyalleri için sensöre bir kablo bağlanmış ve bu kablo vasıtasıyla veri toplama ünitesi üzerinden sinyaller alınmıştır. Araç hızını ölçmek için Şekil 4.5’de görülen GPS antenli hız ölçer, aracın tavanına yerleştirilerek kontrol ünitesi aracın içine yerleştirilmiştir. Tekerlek deplasman değişimlerini incelemek için kullanılan lazer güdümlü ölçüm cihazı, Şekil 4.6’da görüldüğü gibi bijon somunlarına bağlanan disk ile yoldan belirli yükseklikte tekerleğe sabitlenmiş ve ölçüm cihazının tekerlek ile birlikte dönmemesi için direksiyon hareketlerine serbestlik sağlayan mafsalı çubuk kullanılmıştır. Bu çubuk tekerlek üzerinde taşıt gövdesine vakumlu yapıştırıcı ile sabitlenmiştir. Basınçölçer, Şekil 4.7’de görüldüğü gibi bir T aparatı ile hidrolik modülatörün sol ön tekerlek çıkışına bağlanmıştır. Fren pedal kuvvetini ölçen sensör Şekil 4.9’da görüldüğü gibi fren pedalına kelepçeler ile bağlanmış ve gösterge paneli de ön cama vakumlu yapıştırıcı ile sabitlenmiştir. Üç yönlü ivmeölçer de Şekil 4.10’da görüldüğü gibi tekerlek deplasman ölçüm cihazı ile aynı aparat üzerine L demir üzerine vidalanarak sabitlenmiştir.

Tüm bu ölçüm cihazları, Şekil 4.15a'da görülen 8 analog giriqli ve saniyede 1000 örnek veya 1 khz'e kadar örnekleme hızına sahip veri toplama ünitesine Şekil 4.15b'de görülen veri kazanım birimi vasıtasıyla bağlanmıştır. Veri toplama cihazı ile ölçüm cihazları arasında bağlantı kurmak için Şekil 4.15c'de görülen veri kazanım biriminin bir menüsü olan kanal Tablosu kullanılmıştır. Bu kanal Tablosu sayesinde 8 analog girişin yanında taşıt hızı ölçümü için sadece sensor giriqli mevcut olup bunun için bir analog girişe gerek yoktur.



(a)



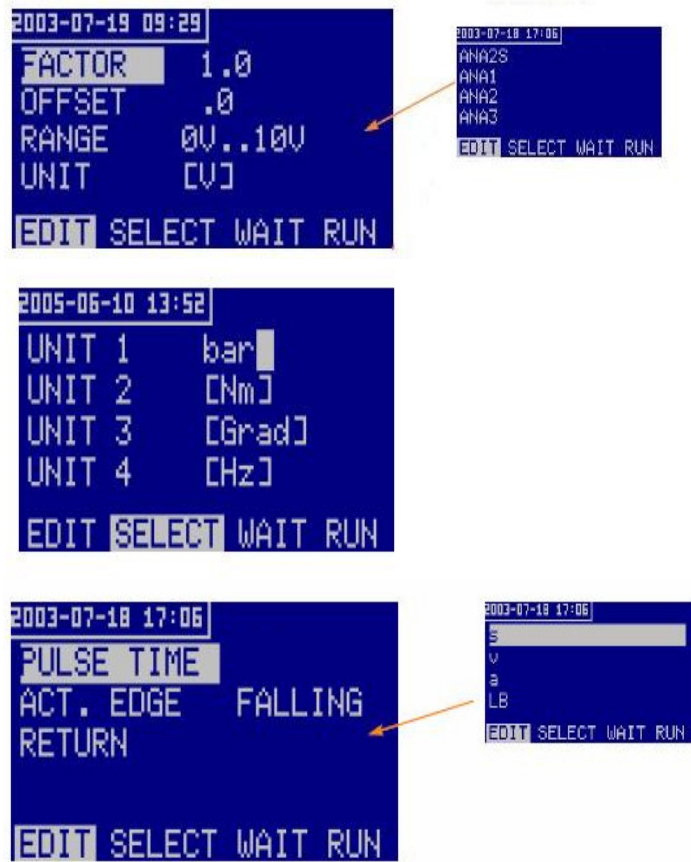
(b)



(c)

Şekil 4.15: a) Veri toplama birimi b) Veri kazanım birimi c) Veri kazanım birimi kanal Tablosu [74].

Burada veri toplama ünitesi gücünün, bağlı olduğu cihazların çektiği toplam gücü karşılaması gerektiğine dikkat edilmelidir. Çok kanallı veri toplama sistemlerinde karşılaşılan en büyük problem bu olmuştur. Özellikle lazer güdümlü ölçüm cihazlarının çektiği güce önem verilmelidir. Ölçüm cihazları ve ölçüm sistemi ile ilgili bilgiler girebilmek için de veri kazanım biriminde bulunan Şekil 4.16'daki menüler kullanılmıştır. Bu menüler aracılığıyla cihazın ölçüm aralığı, çalışacağı voltaj aralığı, örnekleme aralığı ve anlamlı veriler elde etmek için çarpılacak faktör değeri girilebilmektedir. Örneğin; bir ivmeölçerin değer aralığı 0-10g, çalışma voltajları 0-10V ve istediğimiz en yüksek ivme değeri 1g ise faktör değeri  $10/1=10$  olur. Bu şekilde 10V değerini, 1g değerine eşitlemiş oluyoruz. Bunun sonucunda İvmeölçerden gelen voltaj değerleri 0-1g arasındaki değerleri gösterecektir. Daha sonra bu ivme değerlerine Şekil 4.16'da görülen UNIT biriminden birimleri girilebilir. Örneğin; basınç değeri için (Bar) veya moment değeri için (Nm) girilebilir. Aynı zamanda PULSE TIME menüsü ile de örnekleme aralığı girilebilmektedir.



Şekil 4.16: Veri kazanım merkezinde cihaz ile ilgili bilgilerin girilebildiği menüler [74].

Bu çalışmada en yüksek frekans değeri, aks doğal frekans aralığında olup maksimum 20 Hz'dir. Nyquist örnekleme metoduna göre minimum örnekleme frekansı, ölçüm büyüklüğünün maksimum frekansının iki katından daha büyük olacak şekilde seçilmelidir [79]. Böylece bu çalışmada örnekleme frekansı 40 Hz den daha büyük seçilmiştir. Deneylere başlamadan önce veri ölçümünün başlayacağı referans değişkeninin belirlenmesi gerekmektedir. Bu çalışmada referans değişkeni olarak taşıt hızı alınmıştır. Ölçüme başlanacak taşıt hızı değeri, 80m'lik test yolunda platform üzerinde etkin frenleme yapılabilmesi için 95km/h olarak seçilmiştir. Bunun için veri kazanım merkezinde bulunan TRIGGER isimli menü kullanılmıştır. Bu menüde START TRIGGER ile ölçüme başlanılacak değer, STOP TRIGGER ile de ölçümün bitirileceği değer girilmiştir. Burada mantıksal işlemler yapılabilir.

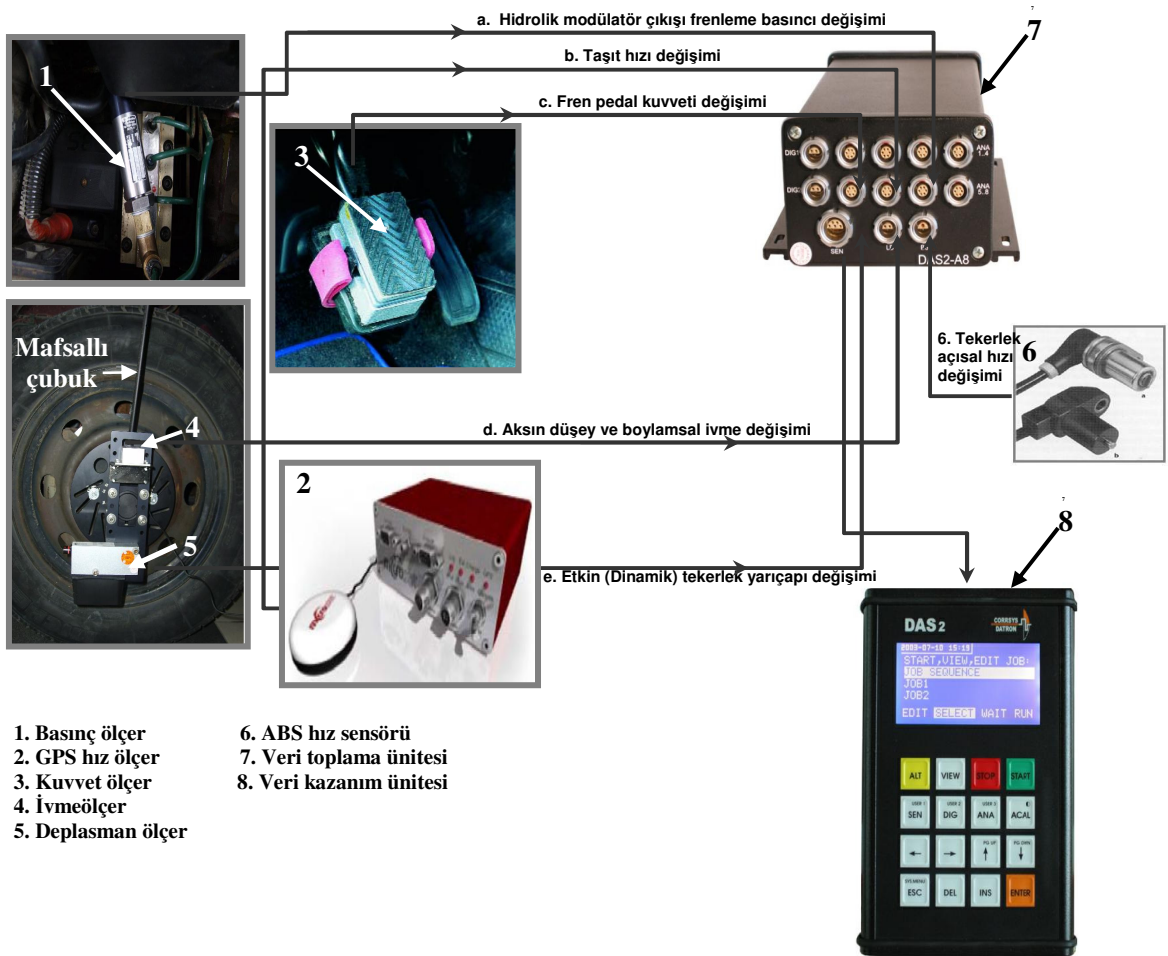
Örneğin; Şekil 4.17'de taşıt hızı, 40km/sa dan küçük ve eşit olduğunda ölçüm almaya başlayabilir ve taşıt hızı 0 km/sa olduğunda ölçüm bitirilebilmektedir. Bu projede kullanılan mantıksal işlem, taşıt hızı  $V_x \leq 95\text{km/h}$  iken ölçüme başlanmıştır ve  $V_x \leq 0$  km/sa olduğunda da ölçüm bitirilmiştir. Bu şekilde taşıt hızı, 95 km/h'ye eşit ve küçük iken frene basılarak ölçüm başlatıldı ve taşıt hızı 0 yani araç durana kadar ölçüm devam ettirilmiştir. Böylece tüm ölçümler, frenleme başlangıcından bitimine kadar 6 kanaldan aynı anda başlatılmış ve aynı anda bitirilmiştir.



Şekil 4.17: Veri kazanım merkezinde referans değerlerin girilmesini sağlayan menüler [79].

ABS testlerini gerçekleştirmek amacıyla yukarıda tanıtilan tüm cihazların ve Tablo 4.8 ile 4.9'da verilen deneysel çalışmada ölçülecek olan tüm değişkenlerin bir araya getirilmesiyle Şekil 4.18'de görülen deney tasarımı yapılmıştır. Bu tasarımda

değişkenlerin ölçüleceği nokta ve ölçüm alınacak elemanlar açık bir şekilde belirtilmiştir. Bunlar; ABS sensöründen gelen tekerlek açısız hızı değişimi, fren pedal kuvveti değişimi, hidrolik modülatörün çıkışındaki fren basıncı değişimi, taşıt hızı değişimi, aksın düşey ve boylamsal ivme değişimi ve etkin yuvarlanma yarıçapı değişimi olup bu değişkenlerin tümü, 8 kanallı veri toplama ünitesine Şekil 4.18’de görüldüğü gibi bağlanmıştır.

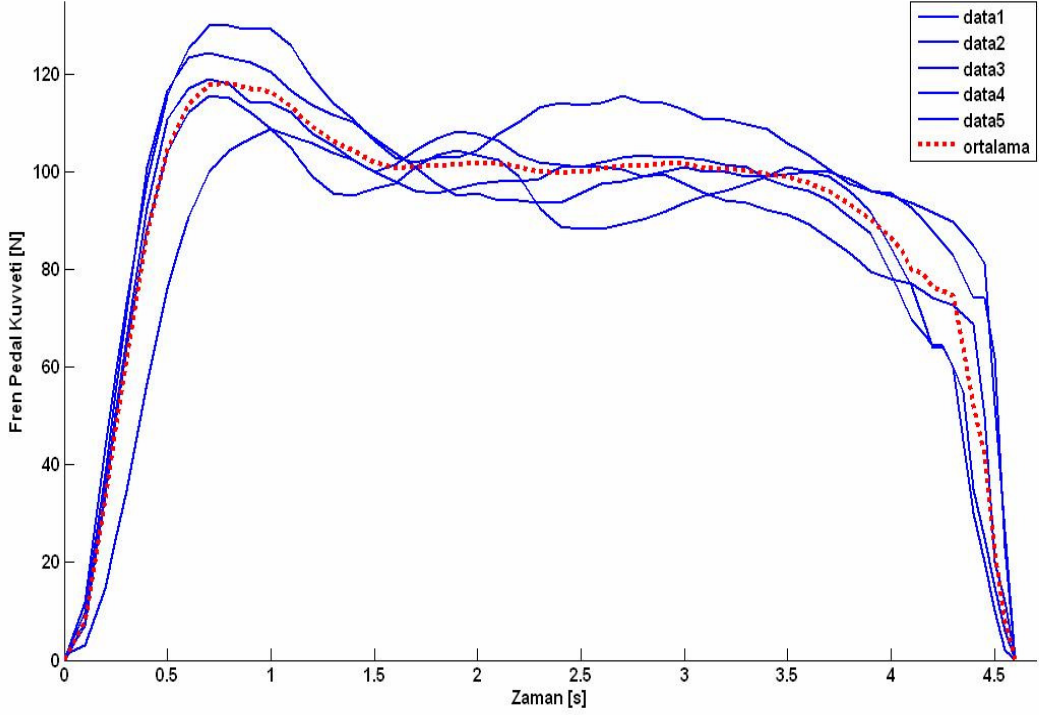


Şekil 4.18: ABS yol testi için hazırlanan deney tasarımı ve ölçülen parametreler

#### 4.6.2 Deneyin yapılışı

Deneyle, belirli aralıklarla yola monte edilmiş tahta kalaslar ile pürüzlü hale getirilmiş ve kalaslar üzerine her noktasında eşit sürtünme katsayısı sağlanması için lastik branda örtülerek oluşturulmuş Şekil 4.1’de görülen test yolunda gerçekleştirilmiştir. Test aracı, test yolu üzerinde 95km/h hızda frenlemeye başlaması

için test yolu başlangıcına yaklaşık olarak 250 m'lik mesafeden hızlanmaya başlanmıştır. Testler ıslak-kuru ( $\mu$  split) ve her iki tekerlekte ıslak zeminde olacak şekilde iki farklı yol tipinde yapılmıştır. Ölçümler, her yol tipinde üç farklı amortisör sertliklerinde 5 kez tekrar edilmiştir. Beş tekrar ile elde edilen fren pedal kuvveti eğrileri ve bunların ortalamaları Şekil 4.19'da görülmektedir.



Şekil 4.19: Tekrarlanan testlerde ölçülen fren pedal kuvveti değişimleri

Şekil 4.19'da görülen fren pedal kuvveti eğrileri ile ortalamaları arasındaki korelasyonlar hesaplanarak Tablo 4.12'de verilmiştir. Tablo 4.12'de beş fren pedal kuvvetinin ortalaması  $F_{ort}$  ve 1., 2., 3., 4. ve 5. tekrar ile elde edilen fren pedal kuvvetleri sırasıyla  $F_1$ ,  $F_2$ ,  $F_3$ ,  $F_4$  ve  $F_5$  ile gösterilmiş ve korelasyon da "r" ile ifade edilmiştir.

Tablo 4.12: Tekrarlanan ölçümler ile ortalamaları arasındaki korelasyon değerleri

$r(F_{ort}, F_1)$	$r(F_{ort}, F_2)$	$r(F_{ort}, F_3)$	$r(F_{ort}, F_4)$	$r(F_{ort}, F_5)$
0.9781	0.9874	0.9654	0.9890	0.9430

Buna göre  $F_{ort}$  ile diğer fren pedal kuvvetleri arasındaki korelasyon, %90 sınırı içinde olup birbirine uyumlu olduğu ve testlerin tekrarlanabilir olduğu görülmüştür.



(a)



(b)



(c)

Şekil 4.20: a) Amortisörün araç üzerindeki konumu b) Amortisörün demontajı c) Piston valfinin demontajı

Amortisörlerin sönümlenme özellikleri, Bölüm 3'de anlatıldığı gibi değiştirilmiştir. Buna göre denklem (3.22) kullanılarak valfler üzerindeki şimlerin sayısı ve kalınlığı değiştirilerek akış alanı değiştirilmiştir. Valfler üzerindeki şimler inceltilerek sayısı azaltıldığında daha düşük basınçlı yağ orifisten geçebilecek bunun sonucunda pistonu etkileyen kuvvet azalacak ve amortisör, yumuşak sönümlenme özelliğine sahip olacaktır. Şimler kalınlaştırılıp sayısı arttırıldığında şimler yağın akışına çok daha

fazla direnç göstereceğinden orifisten daha yüksek basınçta ve hızda yağ geçebilecek bunun sonucunda pistonu etkileyen kuvvet artacak ve amortisör sert sönümleme özelliğine sahip olacaktır. Amortisör sönümleme özelliğini değiştirmek için öncelikle Şekil 4.20a’da görülen araç üzerindeki amortisör sökülerek amortisörün, tüm parçalarının demontajı yapılmıştır. Daha sonra bu çalışmada yapılacak olan ABS testleri için Tablo 4.13’de görülen test matrisi oluşturulmuştur.

Tablo 4.13: ABS test matrisi

95 km/h frenleme başlangıç hızı				
DENEY NO	YOL TİPİ /YAPISI	PEDAL KUVVETİ	TEKRAR SAYISI	AMORTİSÖR SÖNÜMLEME TİPİ
1	KAYGAN YOL / (PÜRÜZLÜ YOL)	FRENLEME ANINDA DEĞİŞKEN	5	NORMAL
2	ISLAK-KURU ( $\mu$ – SPLIT) PÜRÜZLÜ YOL)	FRENLEME ANINDA DEĞİŞKEN	5	
3	KAYGAN YOL / (PÜRÜZLÜ YOL)	FRENLEME ANINDA DEĞİŞKEN	5	SERT
4	ISLAK-KURU ( $\mu$ – SPLIT) (PÜRÜZLÜ YOL)	FRENLEME ANINDA DEĞİŞKEN	5	
5	KAYGAN YOL / (PÜRÜZLÜ YOL)	FRENLEME ANINDA DEĞİŞKEN	5	YUMUŞAK
6	ISLAK-KURU ( $\mu$ – SPLIT) PÜRÜZLÜ YOL)	FRENLEME ANINDA DEĞİŞKEN	5	

Tablo 4.13’de görüldüğü gibi deneysel çalışmada üç farklı amortisör için kaygan yol ve ıslak-kuru yolda olmak üzere altı farklı deney yapılarak ölçüm sonuçları karşılaştırılmıştır. Ayrıca fren pedal kuvvetinin ABS performansına etkilerini ABS devrede iken tespit edebilmek için frenleme anında fren pedal kuvveti değiştirilmiştir. Bunun yanında tüm testler aynı taşıt hızında başlatılmış ve bitirilmiştir.



## 5. BULGULAR VE DEĞERLENDİRMELER

ABS yol testlerinde elde edilen tüm bulgular üç farklı durumda değerlendirilmiştir.

1. Islak-kuru ve kaygan yol tipinde normal, sert ve yumuşak amortisörler için ayrı ayrı değerlendirmeler yapılmıştır.
2. Aynı yol tipinde amortisör sönümlene özelliğindeki değişimlerin ABS performansına etkilerini belirlemek için normal, sert ve yumuşak amortisör sonuçları karşılaştırılmıştır.
3. Islak-kuru yolda yapılan frenlemelerde kaygan yola geçilmesi durumunda veya kaygan yolda yapılan frenlemelerde ıslak-kuru yola geçilmesi durumunda ABS performansının kötüleşmesini azaltacak amortisör sönümlene özelliğini araştırmak için kaygan ve ıslak-kuru yollarda elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.

### 5.1 Frenleme Süresi ve Fren Mesafesi

Frenleme süresi, fren basıncının tekerlek fren silindirine etkimesiyle tekerleklerin yavaşlamaya başladığı andan taşıtın durduğu ana kadar geçen süredir. Fren mesafesi de frenleme süresince alınan yolu ifade etmektedir. Bu bölümde verilen tüm grafikler elde edilen en iyi fren süresi ve fren mesafesi göz önüne alınarak değerlendirilmiştir. Tablo 5.1'de amortisör sönümlene özellikleri ve yol tiplerine göre frenleme sürelerinin karşılaştırılması yapılmıştır. Sonuçlar, incelendiğinde ıslak-kuru yolda en kısa frenleme süresinin, normal amortisör ile en uzun frenleme süresinin de yumuşak amortisör ile elde edildiği görülmektedir. Böylece, ıslak-kuru yolda amortisörün sönümlene kapasitesi azaldığında frenleme süresi 4.92s'den 6.33s'ye çıktığından frenleme süresi, 1.41s artarken sönümlene kapasitesi artırıldığında ise frenleme süresi 4.92s'den 6.03s'ye çıktığından 1.11s artmıştır. Kaygan yolda yapılan frenlemelerde en kısa frenleme süresi, sert amortisör, en uzun frenleme süresi ise yine yumuşak amortisör ile elde edilmiştir. Kaygan yolda amortisör sönümlene kapasitesi, sert amortisöre göre azaldıkça frenleme süresi 6.05s'den 6.32s'ye

çıkıldığından 0.15s artarken amortisörün sönümleme kapasitesini kaybetmesi halinde de frenleme süresi 6.05s'den 6.47s'ye çıkması ile 0.42s artmıştır. Frenleme anında yolun kayganlaşması durumunda normal amortisör sönümleme özellikleri ile frenleme süresi 1.4s artarken, aynı taşıtta sert amortisör sönümleme özelliği kullanıldığında frenleme süresi 0.02s ve yumuşak amortisör kullanıldığında ise 0.14s artmıştır. Ama yine de yumuşak amortisör pürüzlü yolun tipine bakılmaksızın en kötü frenleme performansına neden olmuştur.

Tablo 5.1: Amortisör özelliklerine göre ıslak-kuru ve kaygan yollarda elde edilen frenleme süreleri

Fren Başlangıç Hızı 95 [km/h]	Frenleme Süresi [s]	
	Islak-kuru (Pürüzlü) Yol	Kaygan (Pürüzlü) Yol
Normal Amortisör	4.92s	6.32s
Sert Amortisör	6.03s	6.05s
Yumuşak Amortisör	6.33s	6.47s

Deneysel çalışmalarda bu frenleme sürelerinde elde edilen fren mesafeleri, Tablo 5.2'de verilmektedir. Tablo 5.2 incelendiğinde ıslak-kuru yolda en uzun fren mesafesi yumuşak amortisör sönümleme özelliği ile, en kısa fren mesafesi de normal amortisör sönümleme özelliği ile alınmıştır. Islak-kuru yolda amortisör sönümleme kapasitesi azaldığında fren mesafesi 13.85m artarken sönümleme kapasitesi normal amortisöre göre arttığında ise 8.14m artmıştır. Kaygan yollarda en kısa fren mesafesi, sert amortisör, en uzun fren mesafesi de yumuşak amortisör ile alınmıştır. Kaygan yolda amortisör sönümleme kapasitesi normal amortisöre kadar azaldığında fren mesafesi 3.62m artarken yumuşak amortisöre kadar azaldığında da 11.91m artmıştır.

Tablo 5.2: Amortisör özelliklerine göre ıslak-kuru ve kaygan yollarda elde edilen fren mesafeleri

Fren Başlangıç Hızı 95 [km/h]	Fren Mesafesi [m]	
	Islak-kuru (Pürüzlü) Yol	Kaygan (Pürüzlü) Yol
Normal Amortisör	64.90m	91.96m
Sert Amortisör	73.04m	83.67m
Yumuşak Amortisör	78.75m	95.58m

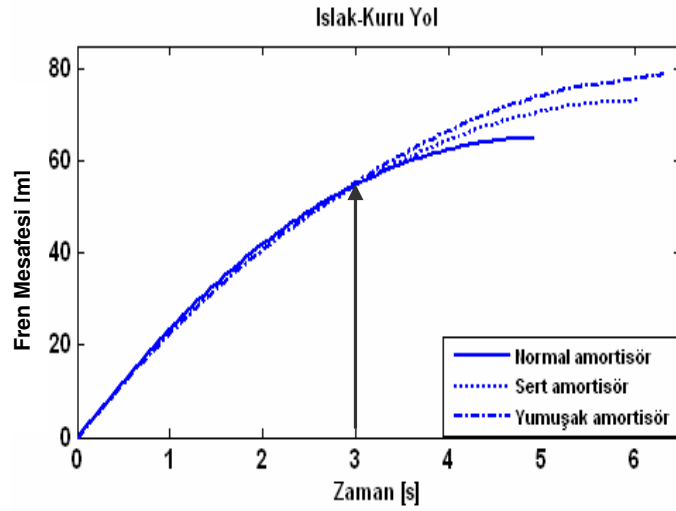
Yol kayganlaştıkça alınan fren mesafesi normal amortisör ile 27.6m artarken sert amortisör ile 10.63m ve yumuşak amortisör ile de 16.83m artmaktadır. Tablo 5.1’de görülen frenleme süreleri ile Tablo 5.2’de görülen fren mesafelerinin karşılaştırılması ile elde edilen ve yukarıda belirtilen tüm sonuçlar Tablo 5.3’de verilmiştir.

Tablo 5.3: Amortisör özelliklerine göre ıslak-kuru ve kaygan yollarda frenleme süresi ve fren mesafelerindeki değişimler

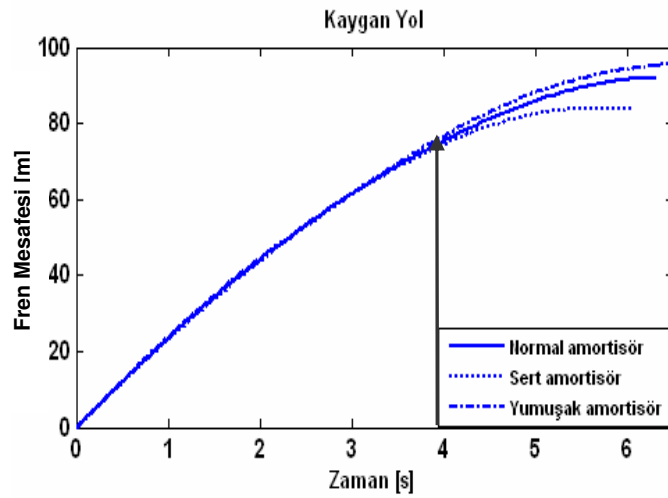
Amortisör sönümleme özelliklerindeki değişime göre kazanılan veya kaybedilen frenleme süreleri ile fren mesafeleri		
	Frenleme süresi [s]	Fren Mesafesi [m]
Islak-kuru Yol Normal→Sert	1.11s artmış	8.14m artmış
Islak-kuru Yol Normal→Yumuşak	1.41s artmış	13.85m artmış
Islak-kuru Yol Sert→Yumuşak	0.30s artmış	5.71m artmış
Kaygan Yol Normal→Sert	0.27s azalmış	8.29m azalmış
Kaygan Yol Normal→Yumuşak	0.15s artmış	3.62m artmış
Kaygan Yol Sert→Yumuşak	0.42s artmış	11.91m artmış
Yol tiplerine göre kazanılan veya kaybedilen frenleme süreleri ile fren mesafeleri		
Normal Amortisör Islak-kuru →Kaygan Yol	1.4s artmış	27.6m artmış (1 s’de ort. $27.6/6.32=4.36m$ )
Sert Amortisör Islak-kuru →Kaygan Yol	0.02s artmış	10.63m artmış (1 s’de ort. $10.63/6.05=1.75m$ )
Yumuşak Amortisör Islak-kuru →Kaygan Yol	0.14s artmış	16.83m artmış (1 s’de ort. $16.83/6.47=2.60m$ )

Bu tablodaki (→) işareti sönümleme özelliğinin değişim yönünü göstermektedir. Örneğin, “Normal→Sert”, normal amortisör sönümleme özelliğinin, sert amortisör sönümleme özelliğine geçişini ifade etmektedir. Tablo 5.3’de verilen değerlere göre ıslak-kuru yolda normal amortisörün sönümleme kapasitesinin artması veya azalması fren mesafesini arttırmaktadır. Sönümleme kapasitesinin artışı ile 8.14m artan fren mesafesi, sönümleme kapasitesinin azalması ile  $13.85-8.14=5.71m$  daha artış göstermiştir. Bu nedenle, kuru zeminlerde ABS ile yapılan frenlemelerde amortisörün sönümleme özelliğini kaybetmesi, fren mesafesini ciddi bir şekilde arttırmıştır.

Kaygan yollarda ise sert amortisör kullanıldığında en iyi değerler elde edilmiştir. Sert amortisörün sönümlenme özelliğinin bozulması, fren mesafesini çok daha ciddi bir şekilde arttırmıştır. Tablo 5.3 yol tiplerine göre incelendiğinde ise frenleme anında ABS devrede iken ıslak-kuru yoldan kaygan bir yola geçilmesi durumunda normal amortisör ile fren mesafesi kazaya sebebiyet verebilecek kadar ciddi bir şekilde artış göstermiştir. Bu artış, sert amortisör sönümlenme özelliğine geçiş ile azaltılabileceği görülmüştür. Bunun yanında yumuşak amortisör kullanımı ile frenleme anında ıslak-kuru yoldan kaygan bir yola geçilmesi durumunda toplam fren mesafesini dikkate değer bir şekilde arttırmıştır. Yukarıda ifade edilen fren mesafelerinin frenleme süresine göre değişimleri, Şekil 5.1’de görülmektedir.



(a)



(b)

Şekil 5.1: Amortisör özelliklerine göre pürüzlü ıslak-kuru ve kaygan yollarda fren mesafesi değişimleri

Şekil 5.1a'ya göre ıslak-kuru yolda taşıt 3. saniyeden sonra yavaşlama eğilimini arttırmıştır. Bu noktadan sonra en hızlı yavaşlama, eğrinin eğiminin azalmasından anlaşılacağı gibi normal amortisör ile gerçekleşmiş olup daha sonra sırayla sert ve yumuşak amortisör ile elde edilmiştir. Şekil 5.1b incelendiğinde kaygan yolda yavaşlama eğilimindeki artış, 4. saniyeden sonra meydana gelmiştir. Bu andan sonra sert amortisör kullanılarak çok daha hızlı yavaşlama elde edilmiştir. Şekil 5.1a ve 5.1b karşılaştırıldığında yol kayganlaştıkça taşıtın yavaşlama eğiliminin artması için geçen süre artmıştır. Yavaşlama eğiliminde artış sağlanan noktalar, Şekil 5.1a ve 5.1b'de okla belirtilmiştir.

Sonuç olarak yukarıda yapılan tüm incelemelerde aynı yol üzerinde ve farklı tutunma değerlerine sahip yollar arası geçişlerde amortisörlerin sönümleme özelliklerinin değiştirilmesi ile frenleme performansının iyileştirilebileceği ve uygun sönümleme özelliği elde edilemediği durumda da kötüleşebileceği açıkça görülmüştür.

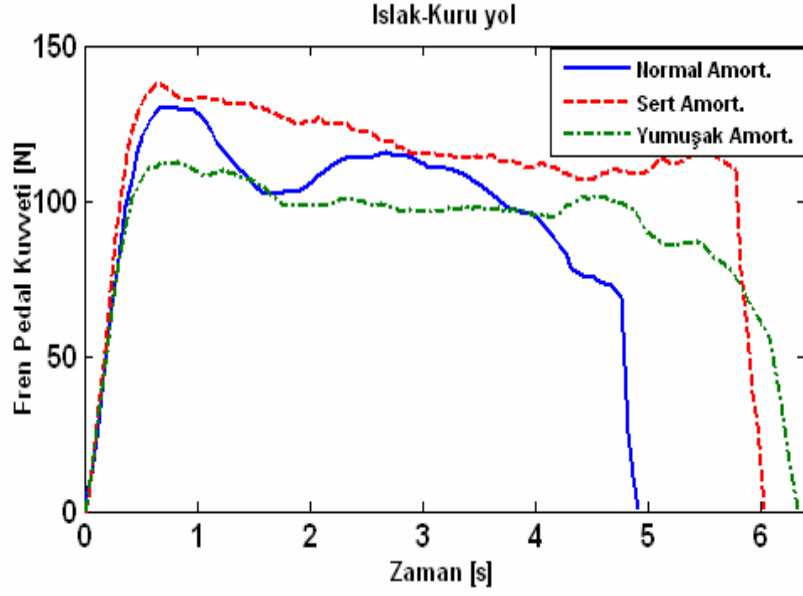
## **5.2 ABS Performansını Bozucu Parametreler**

### **5.2.1 Fren pedal kuvveti değişimi**

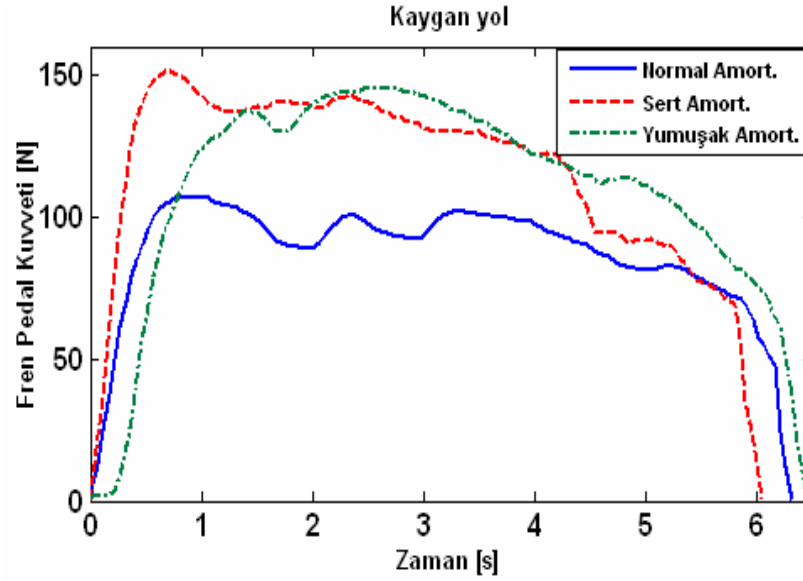
Fren pedal kuvvetinin amortisör sönümleme özellikleri ve yol tiplerine göre değişimleri Şekil 5.2'de görülmektedir. Şekil 5.2a'da görüldüğü gibi amortisör sönümleme özelliklerine göre incelendiğinde ıslak-kuru yolda sert amortisör ile en şiddetli fren pedal kuvveti elde edilirken yumuşak amortisör ile de en düşük frenleme kuvveti elde edilmiştir. Şekil 5.2b'de görüldüğü gibi kaygan yolda bu durum, değişiklik göstermiştir. Frenlemenin ilk anlarında sert amortisör ile en şiddetli pedal kuvveti elde edilirken 2.saniyeden sonra yumuşak amortisör ile elde edilmiştir.

Şekil 5.1'deki grafikler yol tipine göre incelendiğinde yol kayganlaştıkça fren pedal kuvveti, sert ve normal amortisör kullanıldığında azalma eğiliminde iken yumuşak amortisör kullanımı ile artma eğilimine geçmiştir. Bu pedal kuvveti değişimleri ile ıslak-kuru yolda sert ve yumuşak amortisör kullanıldığında fren pedal kuvveti şiddeti yüksek olduğunda, frenleme performansını kötüleştirmiştir. Yol kayganlaştıkça

özellikle yumuşak amortisör kullanıldığında fren pedal kuvveti şiddetinin yüksek olması, frenleme süresi ve durma mesafesini arttırmaktadır.



(a)



(b)

Şekil 5.2: Pürüzlü ıslak-kuru ve kaygan yollarda fren pedal kuvveti değişimleri

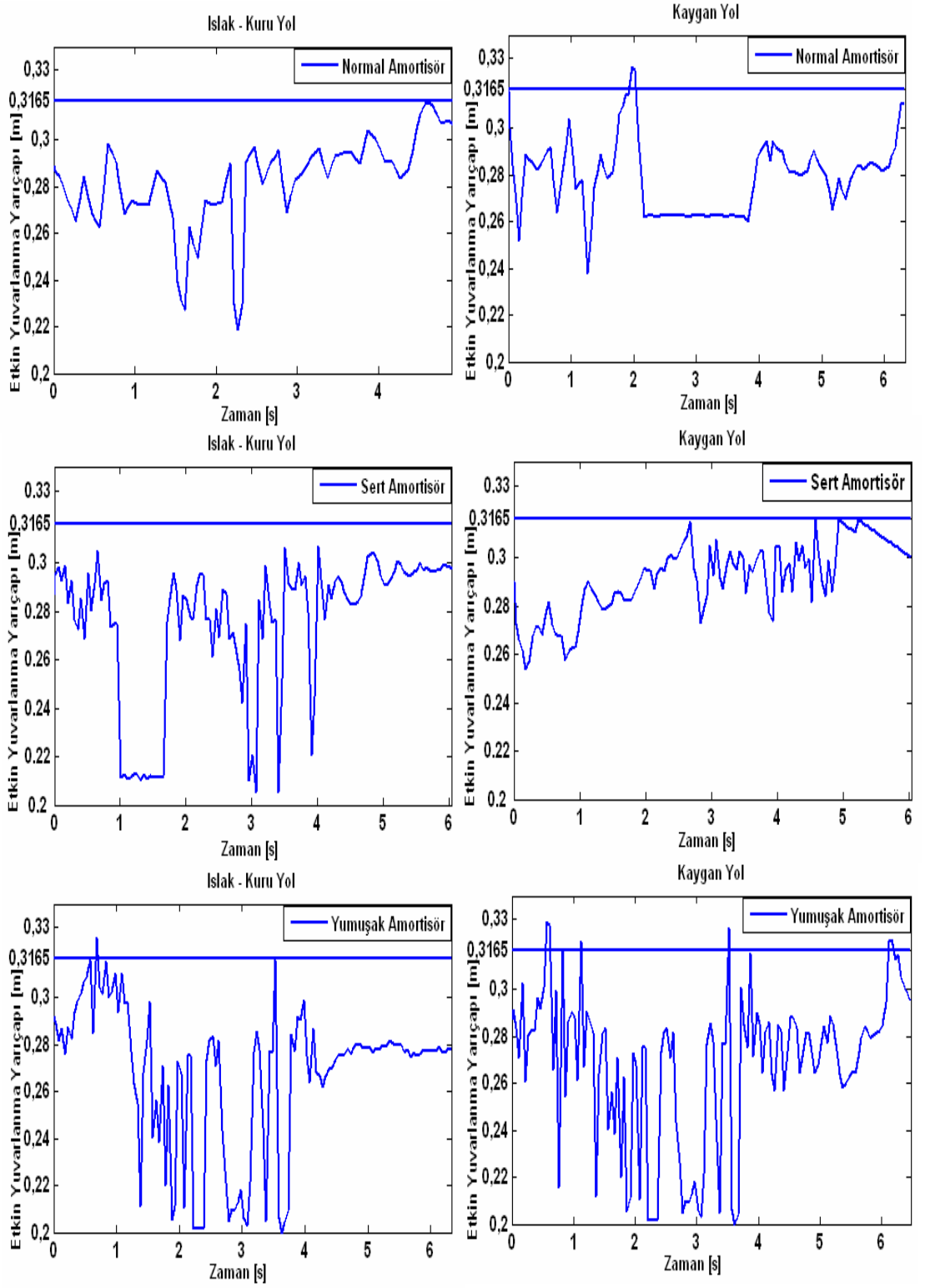
### 5.2.2 Etkin yuvarlanma yarıçapı değişimi

Pürüzlü ıslak-kuru ve kaygan yollarda normal, sert ve yumuşak amortisörlere göre etkin yuvarlanma yarıçapı değişimi Şekil 5.3'de görülmektedir.

Şekil 5.3’de görüldüğü gibi etkin yuvarlanma yarıçapının, sabit tekerlek yarıçapına göre değişimi, frenleme anında ABS aktif hale geldiğinde tekerlek ile yol arasındaki temasın değişimini göstermektedir. Buna göre Şekil 5.3’de yatay bir çizgi ile gösterilen 0.3165 değeri, aracın kendi ağırlığının etkisinde tekerleğin statik yarıçapını göstermektedir. Statik yarıçapından daha küçük değerler, aksın aşağıya doğru salınımını, daha büyük değerler ise lastik tekerlek ile yol arasındaki temasın çok azaldığını hatta temasın kaybedildiğini ifade etmektedir.

Şekil 5.3’de görüldüğü gibi ıslak-kuru yollarda normal amortisör ile en az salınımlı tekerlek yarıçapı değişimi elde edilmiştir. Frenlemenin sonuna doğru bu salınımların genliği, normal amortisör ile statik tekerlek yarıçapı değerine ulaşmıştır. Bu durum, frenlemenin sonuna doğru tekerlek salınımların normal amortisör ile kontrol edildiğini göstermektedir. Buna karşın ıslak-kuru yolda amortisör, sönümleme kapasitesini kaybettiğinde aksın aşağı hareketinin kontrol edilememesi nedeni ile etkin yuvarlanma yarıçapı, daha salınımlı olmuş ve frekansı artmıştır. Aynı zamanda, frenlemenin ilk anlarında ve 3-4s aralığında yuvarlanma yarıçapındaki artış, tekerlek yarıçapından daha büyük olmuştur. Bu durum, amortisör kapasitesinin azalması ile tekerleklerin geçici olarak yer ile temasının oldukça azaldığını hatta kesilebildiğini ifade etmektedir. Amortisör kapasitesi arttığında ise yarıçapta salınımlar meydana gelirken bu salınımlar, lastik tekerlek ile yol arasındaki teması çok fazla etkilememektedir. Daha çok frenleme anında aksın üzerine gelen düşey yükün etkisi ile aşağıya doğru salınımlar meydana gelmiştir.

Kaygan yolda yapılan frenlemelerde ise diğer bölümlerdeki gibi amortisör kapasitesinin artması, tekerlek yarıçapı salınımlarını dikkate değer bir şekilde azaltmakta ve 3. saniyeden sonra salınımlar, tamamıyla kontrol edilebilmektedir. Normal amortisör kullanıldığında ise salınımların frekansı çok fazla değişmemekle birlikte frenlemenin 2. saniyesinde lastik tekerleğin yol ile teması çok fazla azalmıştır. Aynı zamanda, 2-3s aralığında frenleme anında normal amortisör, aks üzerine etkileyen yüke çok fazla tepki gösterememektedir. Yumuşak amortisör kullanıldığında ise yarıçap salınımlarının şiddeti artarken frenleme süresince, lastik tekerlek ile yol arasındaki temas, ıslak-kuru yola göre daha fazla azalmıştır.



Şekil 5.3: Pürüzlü ıslak-kuru ve kaygan yolda etkin yuvarlanma yarıçapı değişimi

Şekil 5.3’de ıslak-kuru ve kaygan yolda elde edilen etkin yuvarlanma yarıçapı grafikleri karşılaştırıldığında frenleme anında yolun kayganlaşması durumunda ise



sert amortisör tekerleklerin salınımını oldukça azaltırken normal amortisör tekerleğin düşey hareketlerini daha zor kontrol etmiştir. Yumuşak amortisör ile yol kayganlaştıkça lastik tekerleğin yol ile temasını korumak oldukça zorlaşmıştır. Elde edilen bu sonuçlara göre normal amortisör, ıslak-kuru yolda yolun tekerleğin dönüşüne gösterdiği direnç kuvvetine karşı ürettiği tepki kuvveti, tekerlekte çok salınımlar meydana getirmemiştir. Yolun kayganlaşması durumunda ise ürettiği tepki kuvvetleri bazı anlar, taşıt gövdesinin aşağıya doğru hareketine eşdeğer tepki kuvveti üretememekte ve lastik tekerlek ile yol arasındaki temasın azalmasına neden olabilmektedir.

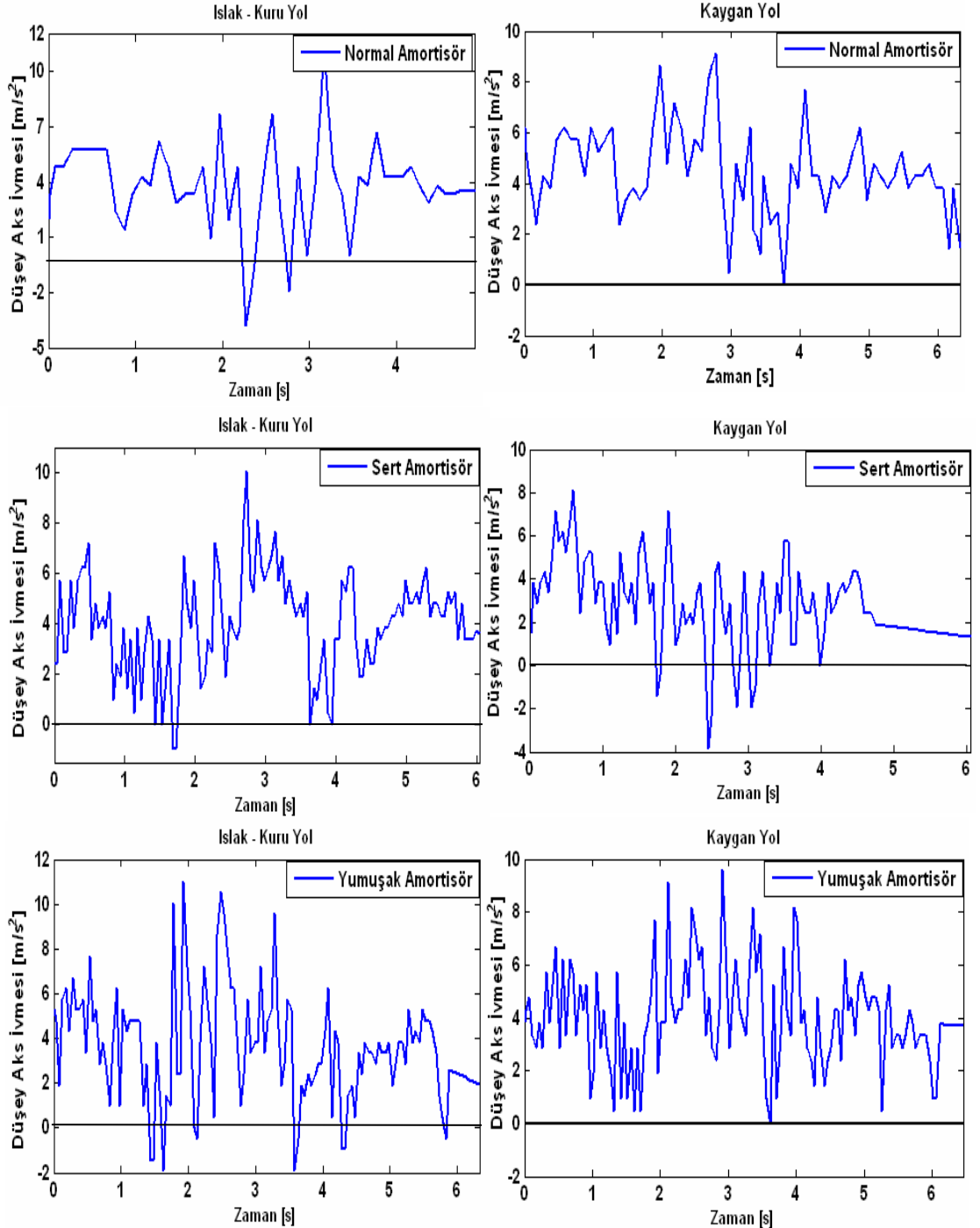
Sonuç olarak, frenleme anında ıslak-kuru yolda amortisörün sönümleme kapasitesi arttığında, yolun tekerleğin dönüşüne direncini arttırması ile sert amortisörün taşıt gövdesinin yaylanma hareketine karşı ürettiği tepki kuvveti de çok şiddetli olmuştur. Bu durum, amortisörün tekerleği aşağıya doğru itmesine ve salınımların daha çok sönümlenemeyen yük altında gerçekleşmesine neden olmaktadır. Bu anda frenleme performansı, daha çok sert amortisörün yola doğru ittiği lastik tekerleğin temas ettiği yolun direnci ile belirlenmiştir. Bu durum, bazı anlarda sert amortisörün, taşıt gövdesi yaylanmasını sönümleyememesine neden olmaktadır. Frenleme anında yolun kayganlaşması ile yolun direnci azalmakta ve sert amortisör, şiddetli olmayan daha uygun sönümleme kuvvetleri üretmiştir. Bu, lastik tekerleğin yola yüksüz olarak itilmesine ve bunun sonucunda salınımlarının azalmasına olanak sağlamaktadır. Bu nedenle, lastiğin yola iyi tutunduğu yollarda ürettiği şiddetli tepki kuvvetlerin, sert amortisörün en büyük dezavantajı olduğu görülmüştür. Frenleme anında amortisörün sönümleme kapasitesi azaldığında ise yol tipi değişimine bakılmaksızın tüm şartlarda tekerleğin şiddetli yaylanmasına ve bunun sonucunda lastik tekerleğin yol ile temasının kaybolmasına neden olmuştur. Bu durum, kaygan yollarda daha ciddi hal almıştır. Bu, yumuşak amortisör ile sönümleme kuvveti üretilmediğini ve hem aksın hem de taşıt gövdesi hareketinin sönümlenemediğini göstermektedir. Şekil 5.3'de yol tipinin değişmesine rağmen tekerlek yarıçapı değişiminin birbirine benzerlik göstermesi, bu sonucu doğrulamaktadır. Bu sonuçlar, fren mesafesi ve frenleme süresine göre karşılaştırıldığında ıslak-kuru yolda normal amortisörün en az salınımlı etkin yuvarlanma yarıçapı üretmesi, durma mesafesindeki değişimi yansıtmıştır. Sert amortisörün şiddetli tepki üretmesi ile

normal amortisöre göre daha salınımlı etkin yuvarlanma yarıçapı elde edilmesi ve yumuşak amortisör ile bazen lastik tekerlek ile yol arasındaki teması kaybettirebilecek şiddette yarıçap değişimleri üretmesi, durma mesafesindeki değişimleri yansıtmıştır. Yol kayganlaştıkça sert amortisör ile salınımların azalması ile en kısa durma mesafesindeki değişim ile normal ve yumuşak amortisör ile elde edilen durma mesafesi değişimleri, etkin yuvarlanma yarıçapı değişimleri ile uyum sağlamıştır.

### **5.2.3 Düşey aks ivmesi değişimi**

Ölçülen düşey aks ivmesinin ıslak-kuru ve kaygan yollarda amortisör sönümlenme özelliklerine göre değişimi Şekil 5.4'de görülmektedir. Ölçülen ivmelerin yönleri ve işaretleri Şekil 4.10'da görülmektedir. Buna göre, düşey doğrultudaki aks ivmesi, yukarı yönde pozitif değer alırken aşağı yönde negatif değer almaktadır. Düşey aks ivmesinin pozitif değerleri, aksın yukarı doğru hızlandığını, negatif ivme değerleri ise aksın yukarıya doğru hareket ederken yavaşlamaya başladığını ifade etmektedir. Şekil 5.4'de verilen düşey aks ivme grafikleri incelendiğinde ıslak-kuru yolda amortisörün sönümlenme kapasitesi yumuşak amortisöre doğru azaldıkça ivme değişimleri daha salınımlı hale gelmiş ve artan salınım frekansı ile birlikte salınım genlikleri daha yüksek değerler almıştır. Normal amortisörünkünden daha büyük sönümlenme kapasitesi ile de ivme değişiminin frekansı yine artmış ancak genlikler yumuşak amortisördeki kadar yüksek değerler almamıştır. Kaygan yol üzerinde yapılan frenlemelerde amortisörün sönümlenme kapasitesinin sertten yumuşağa doğru azalması durumunda ivme salınımlarının genlikleri ve frekansı artmıştır. Buna karşın amortisör sönümlenme kapasitesinin sert amortisöre doğru artması ile ivmenin genlikleri daha düşük değer almış ancak bazı anlarda negatif ivme değişimleri ile karşılaşmıştır. Frenleme anında ıslak-kuru yoldan kaygan yola geçilmesi durumunda ise normal amortisör kullanımı ile ivme genlikleri azalmış ancak frenlemenin 3.saniyesinden sonra ivme genlikleri sürekli olarak  $4m/s^2$  değeri etrafında küçük salınımlar yapmıştır. Sert amortisör kullanımı ile de ivme salınımlarının genlik ve frekansında dikkate değer bir şekilde azalma görülmüştür. Bunun yanında sert amortisör ile 1.5s – 3.5s zaman aralığında ivme genlikleri, negatif değerler almıştır. Yumuşak amortisör kullanımı ile ıslak-kuru yolda üretilen

şiddetli ivme genlikleri kaygan yolda şiddetini azaltmıştır. Ancak, frenlemenin 2. saniyesinden sonra ivme genlikleri  $4\text{m/s}^2$  değeri etrafında yüksek genlikli ve frekansı yüksek salınımlar yapmaya başlamıştır.



Şekil 5.4: Pürüzlü ıslak-kuru ve kaygan yolda düşey aks ivmesi değişimi

Yukarıda yapılan grafik analizlerine göre ıslak-kuru yolda yapılan ani frenlemelerde normal amortisör ile aks hareketleri kontrol edilebilmektedir. Frenlemenin 2s-3s

zaman aralığında aksın  $-4\text{m/s}^2$  lik negatif ivme ile yavaşlaması, aks hareketlerinin kontrol edildiğini doğrulamaktadır. Buna karşın, bu anda amortisör sönümlenme kapasitesinin azalması veya artması, aks salınımlarını arttırırken bu salınımlar frenlemenin sonunda da devam etmiştir. Ancak, sönümlenme kapasitesinin artması ile elde edilen genlik artışı, azalmasına göre daha az olmuştur.

Kaygan yolda yapılan frenlemelerde ise amortisörün sönümlenme kapasitesini normal amortisörünkine göre arttırıldığında aks salınımları oldukça etkili bir şekilde kontrol edilebilmiştir. Ayrıca, kaygan yol üzerinde sert amortisör ile frenleme yaparken 1.5s–3.5s zaman aralığında ivme genliklerinin negatif değer alması, sert amortisörün aksın hızını azalttığı ve aks hareketini yavaşlattığını ifade etmektedir. Buna ek olarak frenlemenin 3. saniyesinden sonra aks ivme genliklerinin oldukça azalması ve frenlemenin sonuna doğru salınımların sönümlenmesi de aks hareketini kontrolünün sürekliliğini göstermektedir. Normal ve yumuşak amortisör kaygan yolda meydana gelen ani frenlemelerde aks hareketlerini kontrol edememektedir. Ancak yine de normal amortisör ile aks hareketleri daha az salınımlı olmuştur.

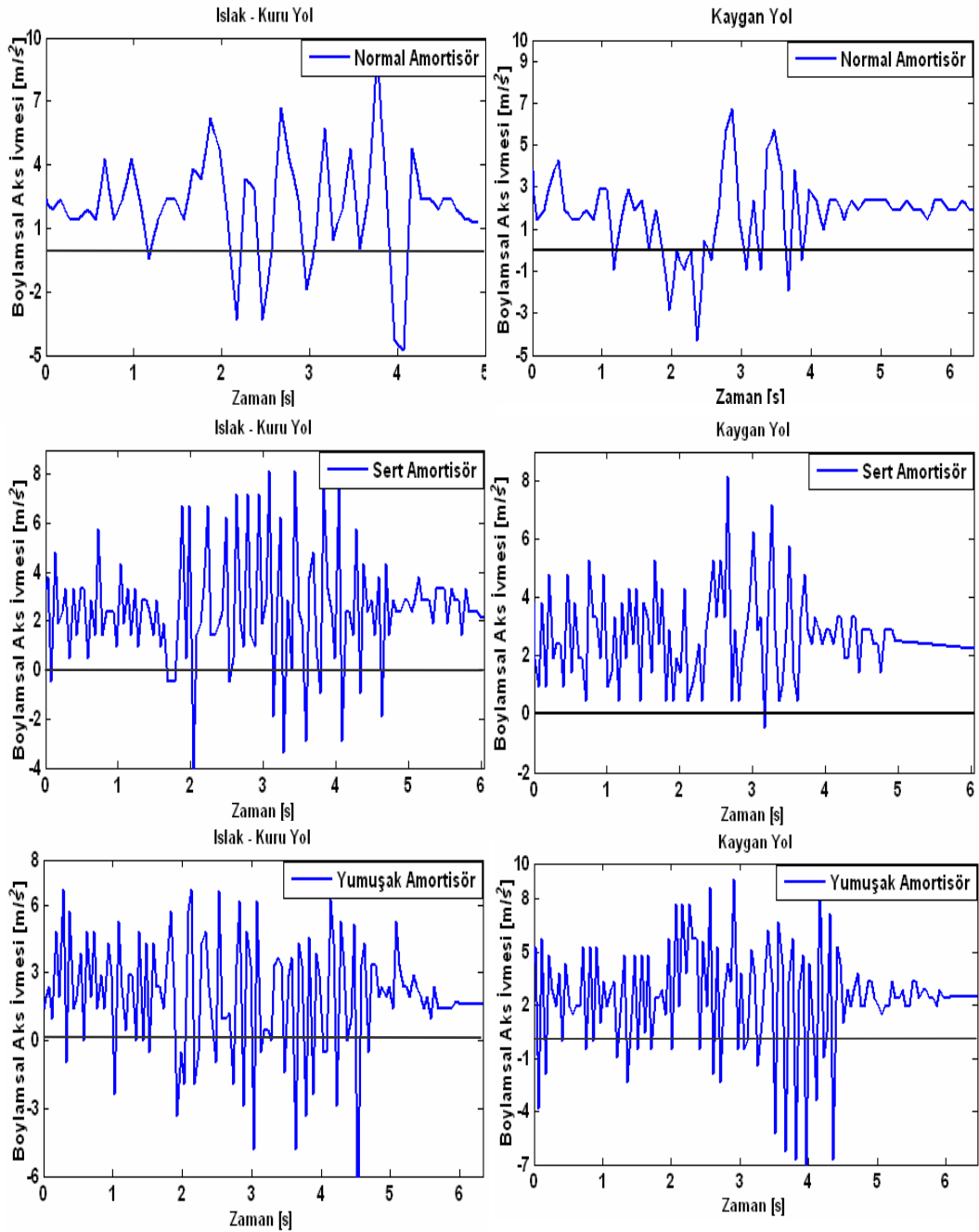
Frenleme anında yolun kayganlaşması durumunda ise yine yukarıda ifade edildiği gibi sert amortisör ile aksın düşey salınımları kontrol edilirken yumuşak ve normal amortisör ile kontrol edilmesi oldukça güçleşmiştir. Bu durum yumuşak amortisör ile daha tehlikeli hal almıştır.

Düşey aks ivmesindeki değişimler ile fren mesafesi ve frenleme süresi sonuçları karşılaştırıldığında ıslak-kuru yolda amortisörün sönümlenme kapasitesi azaldıkça düşey aks ivmelerinin genlik ve frekansının artması, aynı şartlarda elde edilen durma mesafesindeki artış ile paralellik göstermiştir. Buna karşın, ıslak kuru yolda sönümlenme kapasitesinin artması ile elde edilen ivme genliği değişimleri, durma mesafesi değişimini tam olarak yansıtmamıştır.

Kaygan yollarda ise sert amortisör ile sönümlenme kapasitesinin artması ile üretilen negatif ivme değerlerinin aks salınımlarının azaltılması ve bunun sonucunda aks salınım genliklerinin ve frekansının azalması, durma mesafesindeki azalma ile oldukça iyi uyum göstermiştir.

## 5.2.4 Boylamsal aks ivmesi değişimi

İvmeölçer ile ölçülen boylamsal aks ivmelerinin yönleri ve işaretleri Şekil 4.10'da görülmektedir. Buna göre, boylamsal doğrultudaki aks ivmesi, taşıt gövdesinin önüne doğru pozitif değer alırken arkasına doğru negatif değer almaktadır. Şekil 5.5'de ölçülen boylamsal aks ivmelerinin amortisör sönümleme özelliklerine göre değişim grafikleri görülmektedir.



Şekil 5.5: Pürüzlü ıslak-kuru ve kaygan yolda boylamsal aks ivmesi değişimi

Şekil 5.5 incelendiğinde ıslak-kuru yolda en az salınımlı boylamsal ivmenin normal amortisör ile elde edildiği açıkça görülmektedir. Buna karşın, ıslak-kuru yolda amortisörün sönümlene kapasitesi, normal amortisöre göre arttıkça veya azaldıkça boylamsal aks ivmesinin frekansı ve genlikleri artarken genlik değerleri daha çok negatif değer almaya başlamıştır. Bu durum, Şekil 5.6'da sıfır çizgisi altındaki ivme değerleri ile açıkça görülmektedir. Islak-kuru yolda en fazla negatif ivme değeri yumuşak amortisör ile üretilmiştir.

Kaygan yolda yapılan frenlemlerde ise en az salınımlı boylamsal aks ivmesi, sert amortisör ile elde edilmiştir. Bunun yanında, yol kayganlaştıkça sert amortisör ile boylamsal aks ivmelerinin hem frekansı hem de genliğinin azalmasına karşın yumuşak amortisörler ile boylamsal aks ivmelerinin hem genliği hem de frekansı özellikle frenlemenin sonuna doğru artmıştır. Bunun yanında amortisör sertliği azaldıkça, boylamsal aks ivme genliklerinin daha çok negatif değer aldığı görülmüştür. Bu durum, sert amortisörün boylamsal aks ivmesini sönümlemesinin, daha etkili olduğunu ve yumuşak amortisör ile aksın taşıt gövdesi ile birlikte sürüklendiğini ifade etmektedir. Sonuç olarak, yolun tekerleğin dönüşüne gösterdiği reaksiyon arttığında aksın üzerine gelen boylamsal yük artmaktadır. Sert amortisörün bu yük artışına tepkisi de şiddetli olmaktadır. Bu nedenle, yol direncinin yüksek olduğu zeminlerde sert amortisörün boylamsal yöndeki sönümlene kabiliyeti azalmaktadır. Yumuşak amortisör ile yolun tekerleğin dönüşüne gösterdiği reaksiyondaki değişime bakılmaksızın tepki kuvveti üretilmediğinden boylamsal yöndeki aks ve tekerlek hareketleri kontrol edilememiştir. Boylamsal aks ivmesindeki değişimler ile fren mesafesi ve frenleme süresi sonuçları karşılaştırıldığında ıslak-kuru yolda amortisör sönümlene kapasitesi azaldıkça ivme değişimlerinin daha çok negatif değer alması ve şiddetinin artması, durma mesafesinin artışı ile paralellik göstermiştir. Aynı şekilde kaygan yolda sert amortisör ile boylamsal aks ivmesinin daha az negatif değer alması ve genliğinin azalması, kaygan yoldaki durma mesafesi değişimine paralellik göstermiştir. Yol tipi değiştiğinde ise sert amortisörün aldığı negatif değerler ve ivme genlikleri azalırken yumuşak amortisör ile artış göstermiştir. Aksın boylamsal ivmesindeki bu değişimler, yol tipi geçişleri ile ölçülen durma mesafesi değişimlerine de paralellik göstermiştir.

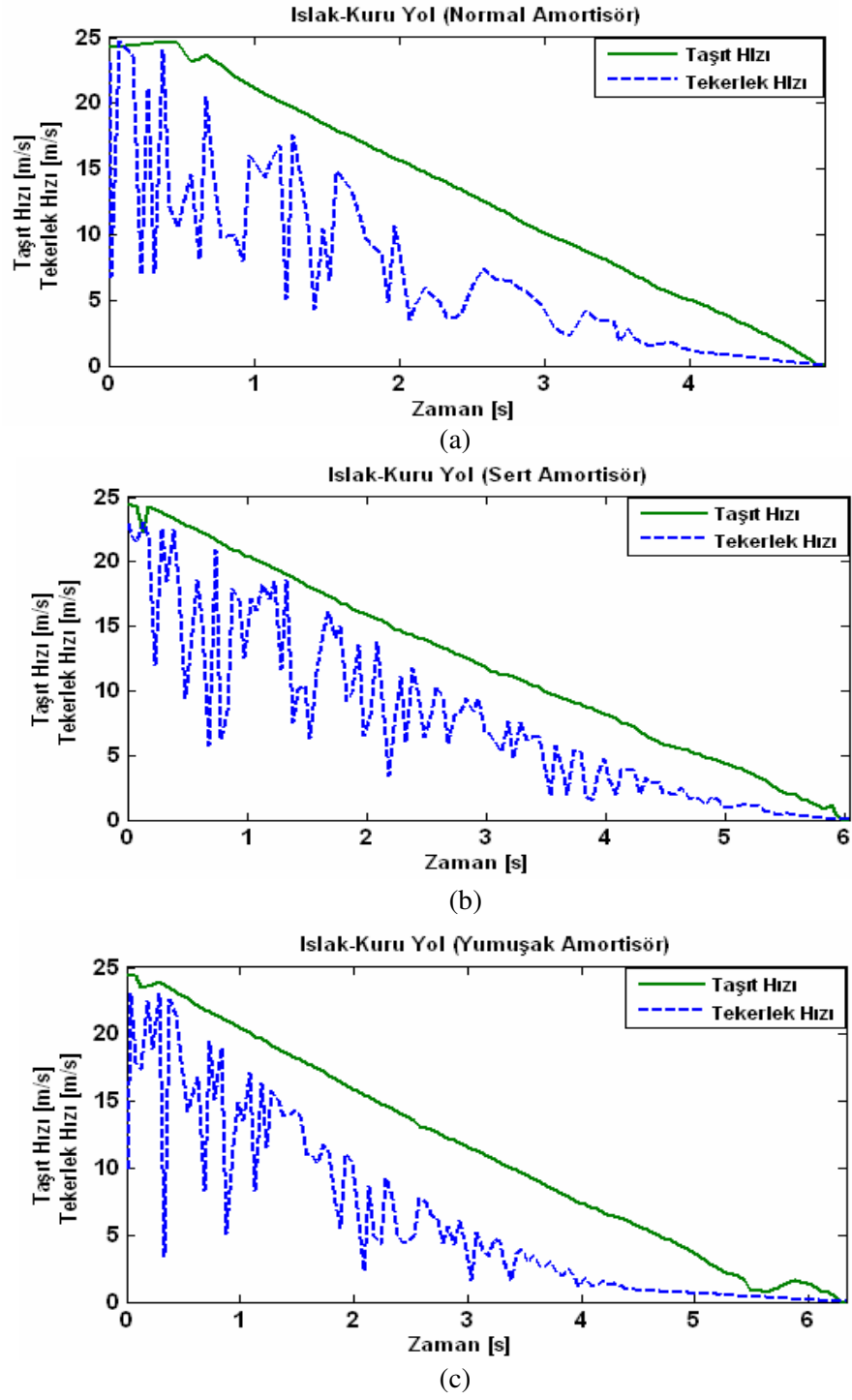
### **5.3. ABS Performans Parametreleri**

#### **5.3.1. Tekerlek ve taşıt hızı**

Fren basıncı ve aks salınımlarının etkisinde ABS fren sistemlerinin performansının belirleyen en önemli nokta, ABS aktif olduğunda tekerleklerin kilitlenip kilitlenmediğinin tespit edilmesidir. Tekerleğin kilitlenmesini belirleyen en etkili metotlardan biri, tekerlek hızının taşıt hızına göre değişimidir. Bu çalışmada iki farklı tekerlek hızı göz önüne alınmıştır. Bunlar, ABS sensörlerinden ıslak-kuru ve kaygan yolda elde edilen ve Şekil 5.6 ve 5.7’de görülen sabit tekerlek yarıçapına bağlı tekerlek hızı ve denklem (4.3) kullanılarak elde edilen ve Şekil 5.8 ve 5.9’da görülen etkin yuvarlanma yarıçapı değişimine bağlı tekerlek hızıdır.

##### **5.3.1.1 Sabit tekerlek yarıçapına bağlı tekerlek hızı ve taşıt hızı**

Şekil 5.6’da tekerlek hızının, taşıt hızına göre daha önce sıfır çizgisine yaklaşması, ABS devrede iken tekerleklerin kilitlenme eğilimini gösterirken sıfır çizgisini kesmesi de tekerleklerin kilitlendiğini ifade etmektedir. Tekerlek hızı ile taşıt hızı arasındaki farkın artması da tekerlek hızlarından taşıt hızlarının tahmininin zorlaştığını ve taşıt hızı ile tekerlek hızı arasındaki farkın azalması da taşıt hızı tahmininin kolaylaştığını göstermektedir. Şekil 5.6a incelendiğinde normal amortisör ile ıslak kuru yolda frenlemenin ilk 2 saniyesinde elde edilen tekerlek hızı değişimlerinin taşıt hızından uzaklaşma eğiliminde olduğu görülmüştür. Ancak, 2. saniyeden sonra tekerlek hızı ile taşıt hızı arasındaki fark azalarak beraber sıfır değerine ulaşmıştır. Sert amortisör kullanımı ile frenlemenin ilk anlarında salınımlı başlayan tekerlek hızları, frenlemenin sonuna doğru sönümlenebilmiştir. Yumuşak amortisör kullanıldığında ise tekerlek hızı sıfır değerine yaklaşmış ve bunun sonucunda tekerlek daha fazla kilitlenme eğilimine geçmiştir. Frenlemenin sonuna doğru yumuşak amortisörün sönümlenme özellikleri nedeniyle tekerlekler kilitlenme sınırına gelmekte ve frenlemeyi kilitli tekerlekler ile bitirebilmiştir. Bu durum, frenleme anında tekerlekler kilitlenmeden taşıtın durmasını sağlayan ABS fren sistemi için bir problem oluşturmaktadır. Bu problemin, lastiğin yola iyi tutunduğu yolda da ortaya çıkması, bu durumu daha ciddi hale getirmektedir.

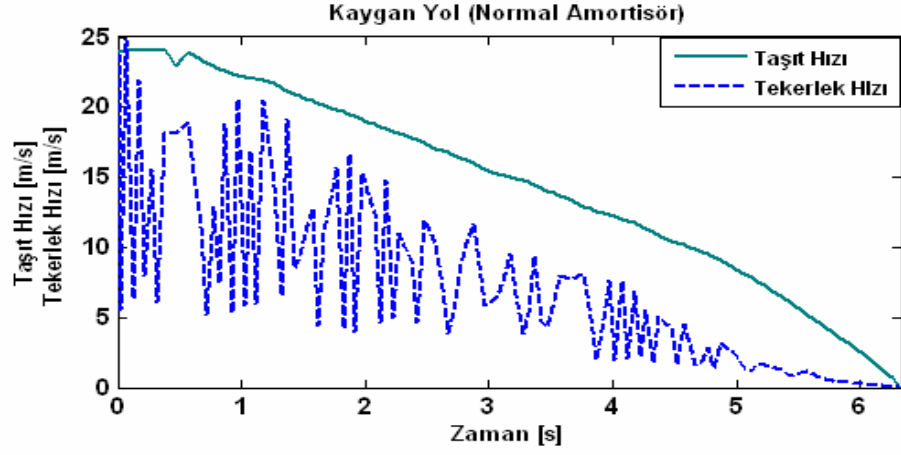


Şekil 5.6: Pürüzlü ıslak-kuru yolda taşıt hızı ve sabit tekerlek yarıçapına bağlı tekerlek hızı değişimleri

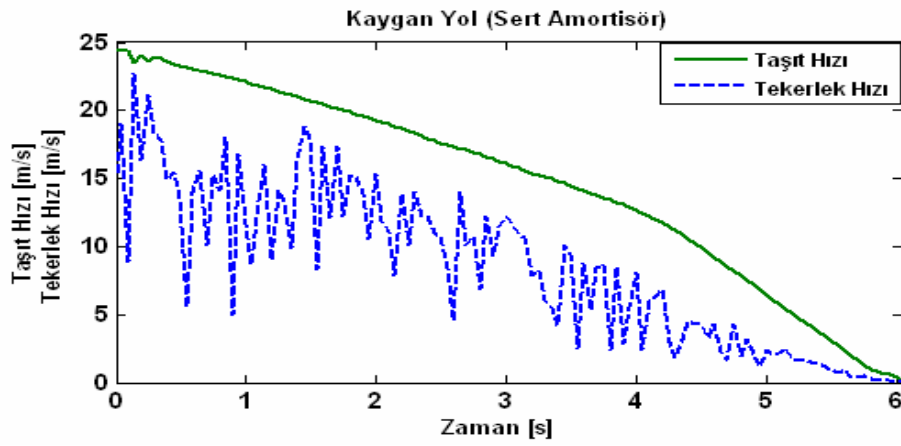
Kaygan yolda ABS sensörlerinden elde edilen sabit tekerlek yarıçapına bağlı tekerlek hızı ile taşıt hızı arasındaki ilişki Şekil 5.7’de görülmektedir. Şekil 5.7’deki tüm grafiklerde kaygan yolda elde edilen tekerlek hız salınımlarının, amortisör



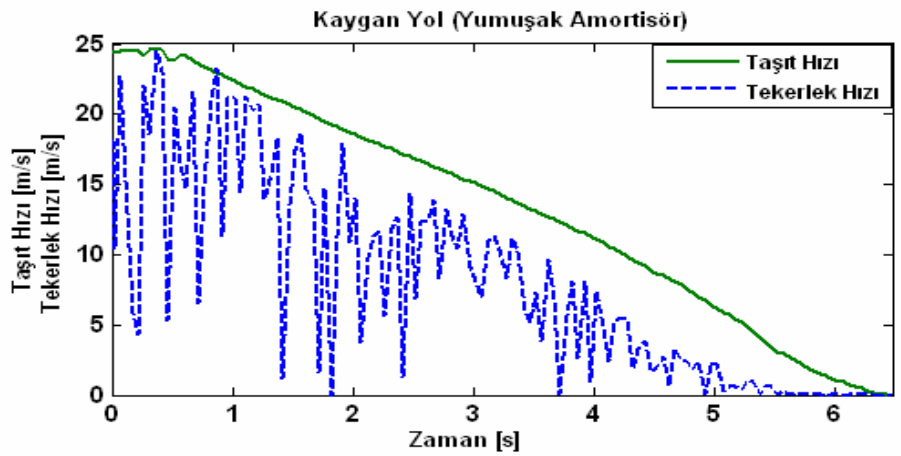
sönümlenme özelliğine bakılmaksızın ıslak-kuru yola göre arttığı açık bir şekilde görülmektedir.



(a)



(b)



(c)

Şekil 5.7: Pürüzlü kaygan yolda taşıt hızı ve sabit tekerlek yarıçapına bağlı tekerlek hızı değişimleri

Şekil 5.7a'da görüldüğü gibi kaygan yolda normal amortisör ile tekerlek hız değişimlerinin genlik ve frekansının arttığı ve bunun sonucunda tekerlek hız değişimleri sıfır çizgisine yaklaşarak tekerleğin kilitlenme eğilimini arttırdığı görülmüştür.

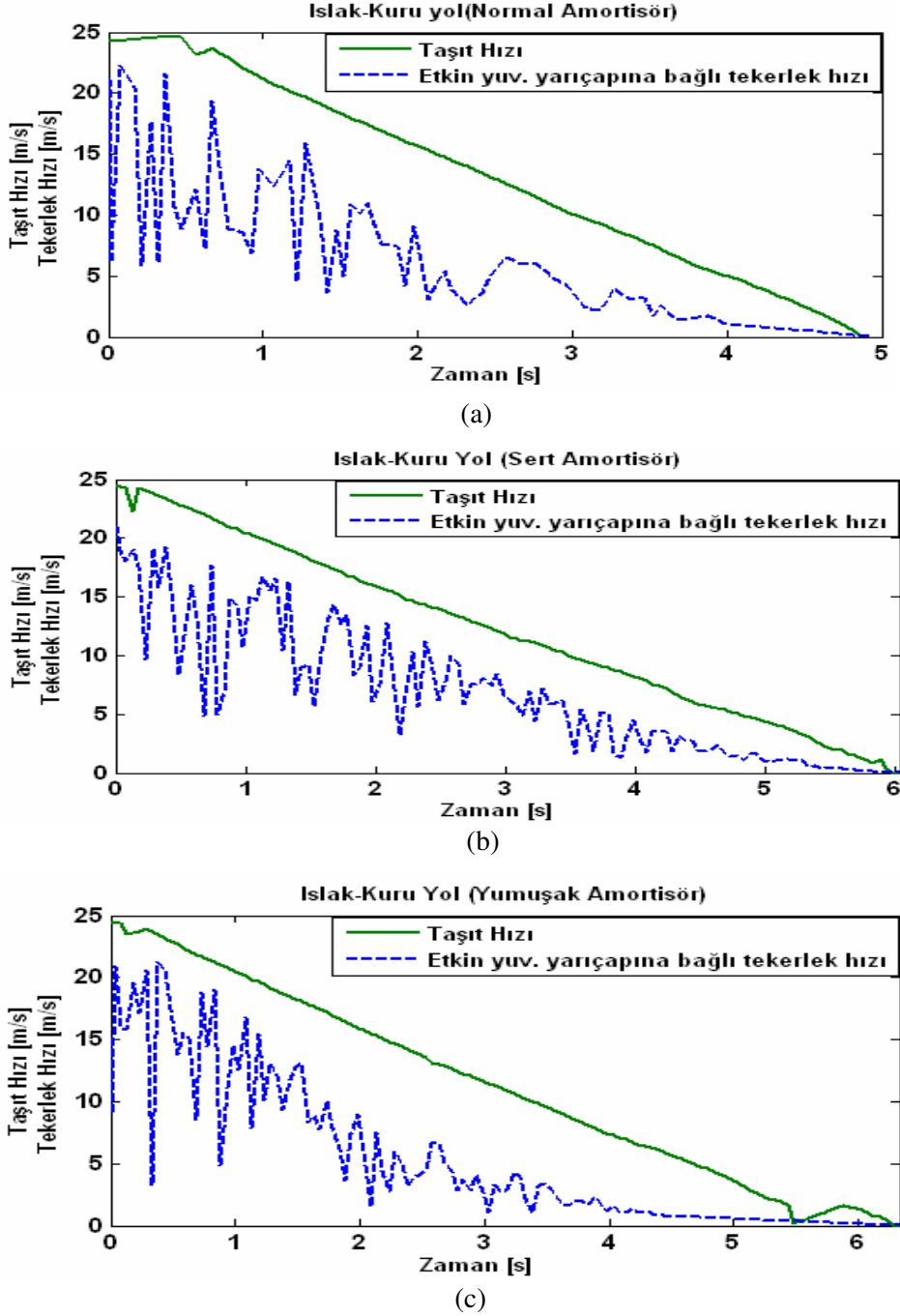
Şekil 5.7b'de görüldüğü gibi sert amortisör ile kaygan yolda yapılan frenlemelerde tekerlek hız değişimleri frenleme boyunca sıfır çizgisinden uzaklaşma eğilimine geçmiş ve taşıt hızı ile arasındaki fark azalmıştır. Buna göre, frenleme anında yolun kayganlaşması durumunda sert amortisör ile tekerlek hızları daha rahat kontrol edilmiştir. Bu durum, kaygan yolun tekerleğin dönüşüne direncini azaltması ile sert amortisörün tekerleği yola basma kuvvetindeki şiddetli salınımları azalttığını ifade etmektedir.

Şekil 5.7c incelendiğinde kaygan yollarda yumuşak amortisör ile frenlemenin ilk 5 saniyesinde tekerleklerin kilitlenme sınırına çok kez yaklaştığı ve bazı anlarda kilitlendiği görülmüştür. Frenlemenin 5. saniyesinden itibaren tekerlekler kilitlenmiş ve frenleme kilitli tekerlekler ile sona ermiştir. Kaygan yolda tekerleklerin kilitli kaldığı süre, yaklaşık 1.47s'dir. Bu durum, yumuşak amortisörlerin kaygan yolda yapılan frenlemelerde çok ciddi tehlikelere neden olabileceğini göstermektedir.

### **5.3.1.2 Etkin yuvarlanma yarıçapına bağlı tekerlek hızı ve taşıt hızı**

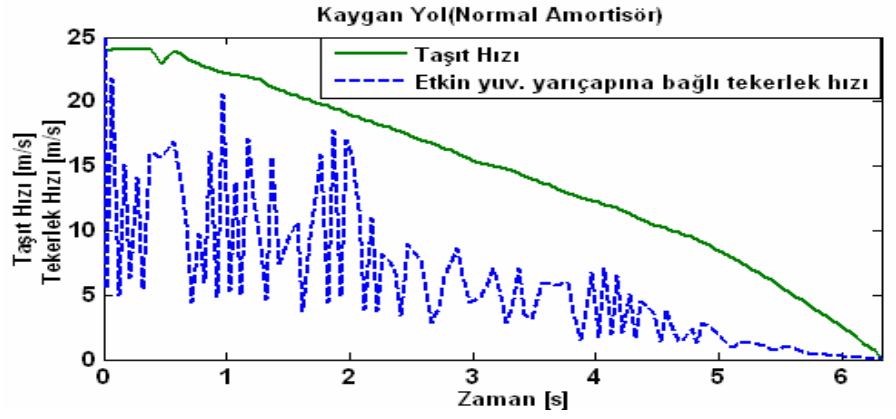
Etkin yuvarlanma yarıçapına bağlı tekerlek hız değişimleri, frenleme anında oluşan yük transferinin tekerlek hızlarını nasıl değiştirdiği ile ilgili bilgi içermektedir. Islak-kuru yolda elde edilen etkin yuvarlanma yarıçapına bağlı tekerlek hızı ile taşıt hızı arasındaki ilişki Şekil 5.8'de görülmektedir. Şekil 5.8a'da görüldüğü gibi normal amortisör ile frenlemenin ilk anlarında etkin yuvarlanma yarıçapının etkisiyle tekerlek hız değişimleri ile taşıt hızındaki fark artarken frenlemenin sonuna doğru bu fark azalmıştır. Bu durum, normal amortisör ile frenlemenin ilk anlarındaki tekerlek hız salınımlarının sönümlenmesi sayesinde tekerleklerin kilitlenmediğini göstermektedir. Ayrıca, normal amortisör kullanımında etkin yuvarlanma yarıçapının katkısıyla tekerlek hızlarının sıfır çizgisine daha çok yaklaşması nedeniyle kilitlenme eğiliminin az da olsa artabileceği görülmüştür. Sert amortisör kullanımı ile etkin yuvarlanma yarıçapının etkisinde tekerlek hızları, özellikle frenlemenin ilk 3

saniyesinde azalma eğiliminde iken 3. saniyeden sonra ıslak-kuru yoldan daha az salınımlı hale geldiği Şekil 5.8b’de görülmektedir. Bu durum, sert amortisörün, frenlemenin ilk anlarında gösterdiği tepki kuvvetinin tekerlek hızı değişimleri üzerindeki etkilerinin daha fazla olduğunu frenlemenin sonuna doğru sert amortisörün aks hareketlerini daha iyi kontrol etmesi ile bu etkilerin oldukça azaldığını ifade etmektedir.

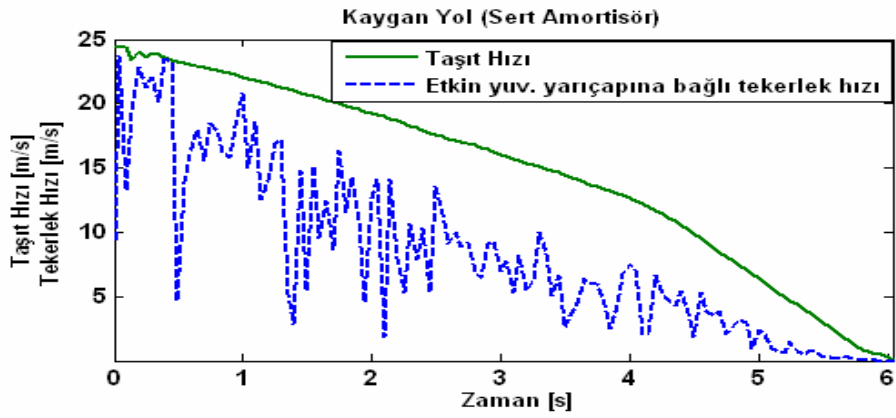


Şekil 5.8: Pürüzlü ıslak-kuru yolda taşıt hızı ve etkin yuvarlanma yarıçapına bağlı tekerlek hızı değişimleri

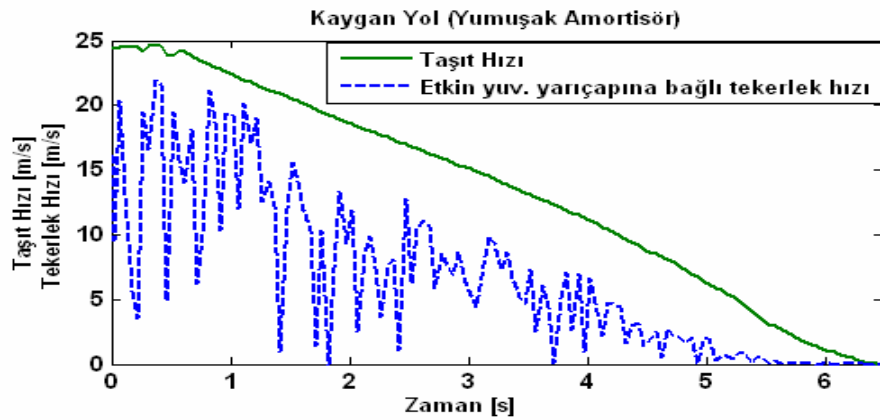
Şekil 5.8c incelendiğinde amortisörün yumuşaması ile birlikte etkin yuvarlanma yarıçapı tekerlek hızının sıfır çizgisine yaklaşmasına ve taşıt hızı ile arasındaki farkın artmasına neden olduğu görülmüştür. Kaygan yolda elde edilen etkin yuvarlanma yarıçapına bağlı tekerlek hızı ile taşıt hızı arasındaki ilişki Şekil 5.9'da görülmektedir.



(a)



(b)



(c)

Şekil 5.9: Pürüzlü kaygan yolda taşıt hızı ve etkin yuvarlanma yarıçapına bağlı tekerlek hızı değişimleri

Şekil 5.9a incelendiğinde kaygan yolda normal amortisör ile değişen etkin yuvarlanma yarıçapı, ıslak-kuru yolda olduğu gibi tekerleğin kilitlenme eğilimini arttırdığı görülmüştür. Frenlemenin ilk anlarında etkin yuvarlanma yarıçapının etkisiyle tekerlek hız değişimleri ile taşıt hızındaki fark artarken frenlemenin sonuna doğru bu fark azalmıştır. Bu durum, normal amortisör kullanımında frenlemenin ilk anlarında meydana gelen şiddetli aks yükü değişimleri ile ortaya çıkan etkin yuvarlanma yarıçapının katkısıyla tekerlek hızlarının sıfır çizgisine daha çok yaklaştığını ve tekerleklerin kilitlenme eğiliminin az da olsa artabileceğini göstermektedir.

Şekil 5.9b'incelendiğinde sert amortisör kullanımında etkin yuvarlanma yarıçapının etkisinde tekerlek hızlarının, özellikle frenlemenin ilk 3 saniyesinde azalma eğiliminde olduğu 3. saniyeden sonra ıslak-kuru yoldan daha az salınımlı hale geldiği görülmüştür. Bu durum, sert amortisörün, frenlemenin ilk anlarında gösterdiği tepki kuvvetinin tekerlek hızı değişimleri üzerindeki etkilerinin daha fazla olduğunu frenlemenin sonuna doğru azalan yol direnci ile sert amortisörün aks hareketlerini daha iyi kontrol etmesi ile bu etkilerin oldukça azaldığını ifade etmektedir. Kaygan yolda yapılan frenleme anında amortisörün sönümlenme özelliğini kaybetmesi durumunda da aynı ıslak-kuru yolda olduğu gibi tekerleklerin aniden yavaşlaması ile tekerlek hızları, taşıt hızından uzaklaşmıştır. Bunun nedeni, yumuşak amortisörün hem ıslak-kuru hem de kaygan yolda frenleme anında taşıt gövdesi ve aks hareketlerini kontrol edebilecek sönümlenme kuvvetlerini üretmemesidir.

### **5.3.1.3 Islak-kuru ve kaygan yolda tekerlek hız değişimlerine göre amortisör sönümlenme özelliği değişimi**

Frenleme anında ıslak-kuru yoldan kaygan yola geçilmesi veya kaygan yoldan ıslak-kuru yola geçilmesi durumunda ABS sensörleri ile ölçülen tekerlek hız bilgisi kullanılarak yol geçişlerinde gerekli olan amortisör özelliklerinin belirgin bir şekilde tespit edilip edilemeyeceği ve amortisör sönümlenme özelliklerindeki değişimleri ne kadar yansıttığı araştırılmıştır. Bunun için ıslak-kuru yol testlerine ait olan Şekil 5.6 ve 5.8'deki tüm sonuçlar karşılaştırılmıştır. Frenleme anında ıslak-kuru yoldan kaygan yola geçilmesi durumunda en kısa frenleme süresi, sert amortisör ile elde

edilmiştir. Buna göre frenleme anında ıslak-kuru yoldan kaygan yola geçişte amortisör sönümlene kapasitesinin artırılması gerekmektedir. Bu artışı belirleyen faktörler, tekerlek hızı frekansının artması ile tekerlek hızının aniden ve sürekli olarak azalmaya başlamasıdır. Buna göre, frenleme anında sadece tekerlek hızı frekansının artması, amortisör sönümlene kapasitesinin çok fazla artırılmasını gerektirmektedir. Buna karşın, tekerlek hızının frekans artışı ile birlikte tekerlek hızlarının sürekli olarak aniden azalmaya başlaması, amortisör sönümlene kapasitesinin daha fazla artırılmasını gerektirir.

Frenleme anında kaygan yoldan ıslak-kuru yola geçilmesi durumunda en kısa frenleme süresinin, normal amortisör ile elde edildiği göz önüne alındığında ıslak-kuru yolda amortisör sönümlene kapasitesi, belirli bir sönümlene oranına kadar azaltılması veya artırılması gerektiği görülmüştür. Tekerlek hızının frekansı aniden arttığında frekans azalana kadar amortisör sönümlene kapasitesi azaltılmalı, tekerlek hızındaki ani azalmalar çok fazla arttığında ise tekerleğin hızlanmasında süreklilik elde edilene kadar sönümlene kapasitesi artırılmalıdır. Etkin yuvarlanma yarıçapı değişimi göz önüne alındığında her iki yol geçişinde de yukarıda ifade edilen amortisör sönümlene kapasitesindeki artış ve azalma daha fazla olmalıdır. Çünkü etkin yuvarlanma yarıçapı, her iki durumda da tekerlek hızının taşıt hızından uzaklaşmasına neden olmaktadır. Sonuç olarak, tekerlek hızının azalma eğilimlerindeki artış ve bunun sürekliliği frenleme anında tekerlek hızı değişim frekansı ve genliklerinde tutarsız değişimlere neden olmaktadır. Bu durum, tekerlek hızının kontrol edilmesini güçleştirmektedir.

### **5.3.2. Kayma oranı**

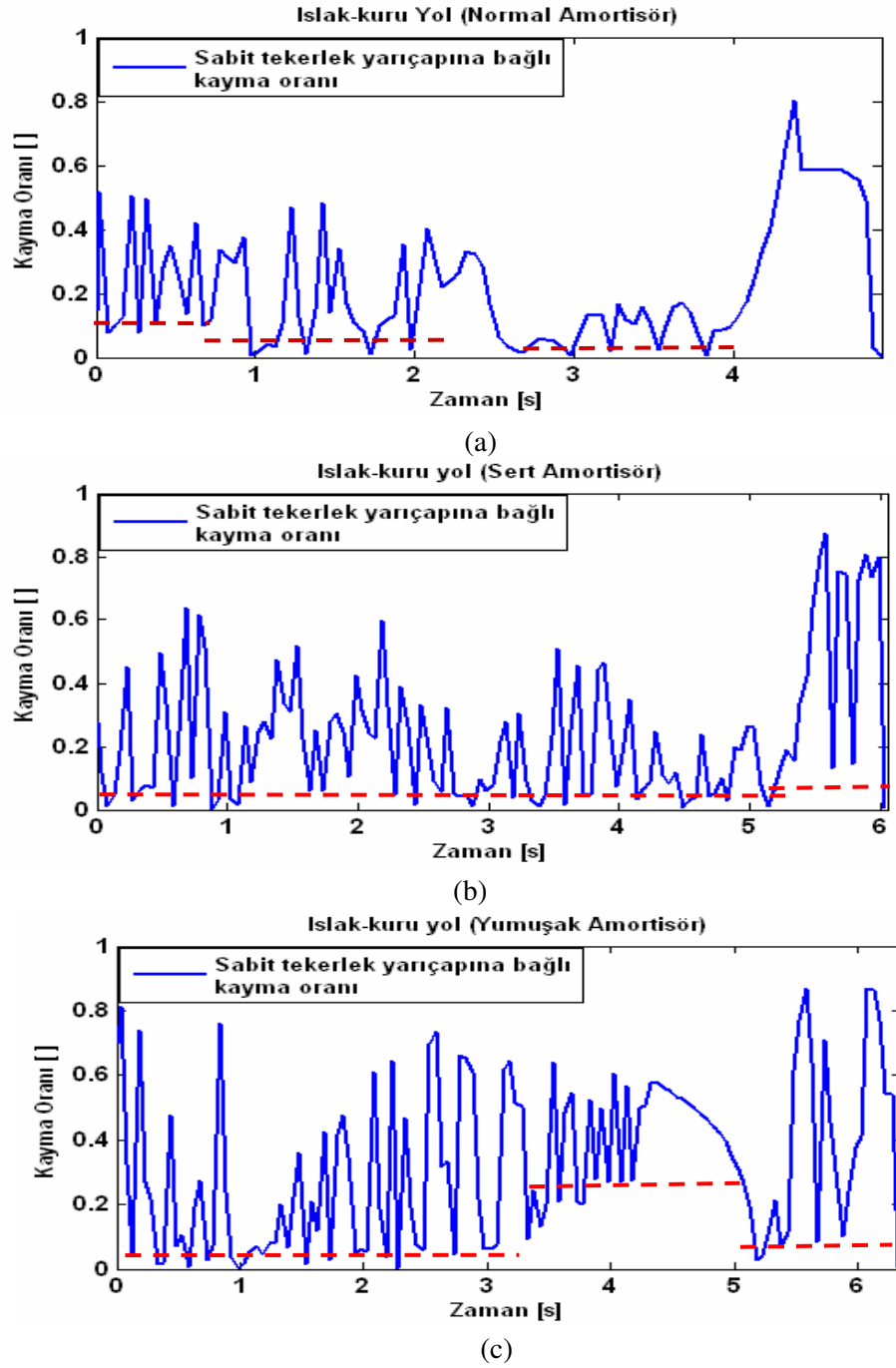
ABS aktif halde iken ABS kontrol döngüsünde fren basıncı, ilk olarak sensörlerden ölçülen tekerlek hız bilgisi üzerinden kayma oranı ile değişmektedir. Kayma değişimi, denklem (3.8) ile hesaplanmaktadır. Bu denklemlerde kayma değişimini belirleyen parametreler, tekerlek hızı, taşıt hızı ve tekerleğin etkin yuvarlanma yarıçapıdır. Denklem (3.8)'e göre kayma oranının azalması, tekerlek hızı ile taşıt hızı arasındaki farkın azaldığını ve tekerleğin yola daha iyi tutunduğunu ifade etmektedir. Buna karşın, kayma oranının artması, tekerlek hızı ile taşıt hızı arasındaki farkın

arttığını ve lastik tekerlek ile yol arasındaki tutunmanın gittikçe azaldığını belirtmektedir. Günümüz ABS fren sistemlerinde tekerlek hızları sabit tekerlek yarıçapı ile belirlenmektedir. Ancak, denklem (3.8)'de görüldüğü üzere tekerleğin çevresel hızını belirleyen en önemli etken, etkin yuvarlanma yarıçapıdır. Bu nedenle, bu çalışmada elde edilen kayma oranı değişimleri, hem sabit tekerlek yarıçapı hem de etkin yuvarlanma yarıçapına bağlıdır. Islak-kuru ve kaygan yollarda elde edilen sabit tekerlek yarıçapına bağlı kayma oranının amortisör sönümleme özelliğine göre değişimleri, Şekil 5.10 ve 5.11'de ve etkin yuvarlanma yarıçapına bağlı kayma oranları da Şekil 5.12 ve 5.13'de verilmiştir. Tüm kayma oranı grafiklerinde kesik çizgi ile gösterilen bölgelere ait kayma oranı değerleri görülmektedir. Bu değerler, elektronik kontrol biriminin kayma oranı salınımlarını kontrol ettiği ayarlama noktası (set point)'i göstermektedir. Elektronik kontrol birimi, kayma oranı değerlerini bu noktaya yaklaştırmak amacıyla fren basıncını arttırmakta, azaltmakta veya sabit tutmaktadır. İyi bir kayma oranı kontrolü, düşük kayma oranı salınım genlikleri ile ayarlama noktasının konumunun frenlemenin sonuna kadar sabit olmasını veya ayarlama noktasını belirleyen kayma oranı değerinin sürekli olarak azalmasını gerektirir. Düşük genlikler ile bu değer azalması, lastik tekerleğin yola daha iyi tutunmaya başladığını, yüksek genlikler ile artması da lastiğin yola daha az tutunmaya başladığını ve tekerleklerin kilitlenme eğiliminin arttığını ifade etmektedir. Ayar noktasının belirli süre sabit kalması, o aralıkta kararlı kayma oranı değişimlerini ifade etmektedir. Ancak, frenleme anında belirli anlarda sabit kalıp daha sonra sürekli olarak ayarlama noktasının konumunu değiştirmesi, kayma oranı kontrolündeki kararsızlıkları belirtmektedir.

### **5.3.2.1 Sabit tekerlek yarıçapına bağlı kayma oranı değişimi**

Şekil 5.10a incelendiğinde ıslak kuru yolda frenlemenin ilk anlarında normal amortisörün elde ettiği sabit tekerlek yarıçapına bağlı kayma oranı salınımları, diğer amortisörlere göre azalmıştır. Ayarlama noktası düşük kayma değerlerinde elde edilirken konumunda çok fazla değişiklik görülmemiştir. Şekil 5.10b'ye göre sert amortisör kullanımında sabit tekerlek yarıçapına bağlı kayma oranı genlikleri, yüksek değerlerde salınım yapmaya başlamış ancak kayma oranı ayar noktasının değişmemiştir. Buna göre sert amortisör sönümleme özelliği, kayma oranı değişimi

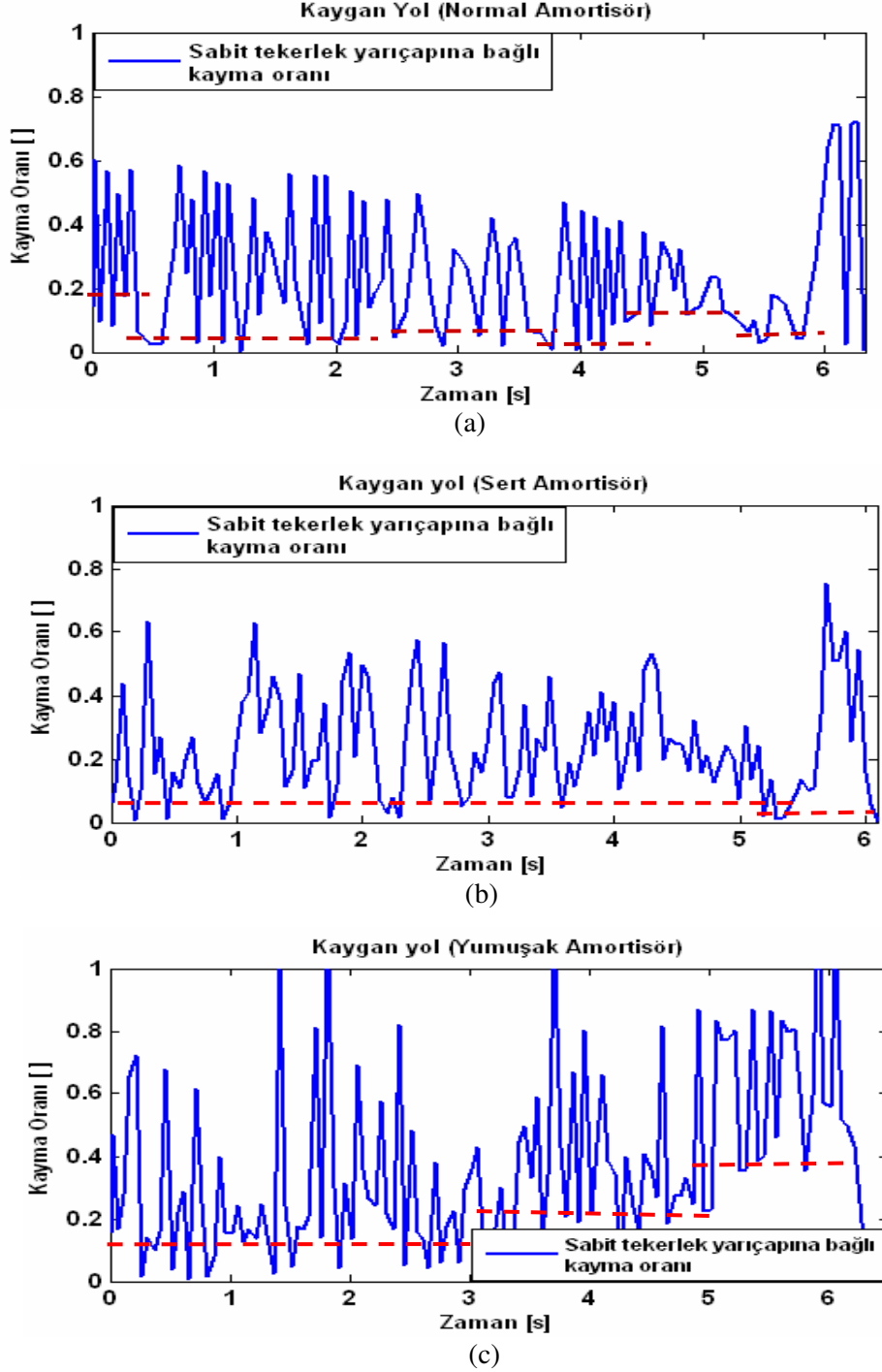
şiddetlendirirken kararlılığını bozmamıştır. Kayma oranında ortaya çıkan şiddetli salınımlar, fren mesafesinin artmasına neden olabileceği görülmüştür. Şekil 5.10c incelendiğinde ıslak-kuru yolda yapılan frenlemede yumuşak amortisörün kayma oranını şiddetli hale getirdiği ve bazı anlarda kayma oranı eşik değerinin yüksekte kalmasına neden olduğu görülmüştür. Buna göre yumuşak amortisörün lastiğin yola temasını kötüleştirmedi ve bunun sürekli kayma değişimi ile görülebilmektedir.



Şekil 5.10: Pürüzlü ıslak-kuru yolda sabit tekerlek yarıçapına bağlı kayma oranı değişimleri



Kaygan yolda elde edilen sabit tekerlek yarıçapına bağlı kayma oranının amortisör sönümlenme özelliğine göre değişimleri Şekil 5.11’de verilmiştir.



Şekil 5.11: Pürüzlü kaygan yolda sabit tekerlek yarıçapına bağlı kayma oranı değişimleri

Şekil 5.11a incelendiğinde normal amortisör ile kaygan yolda yapılan frenlemelerde kayma oranı salınımlarının genliklerinin, ıslak-kuru yola göre daha yüksek değer

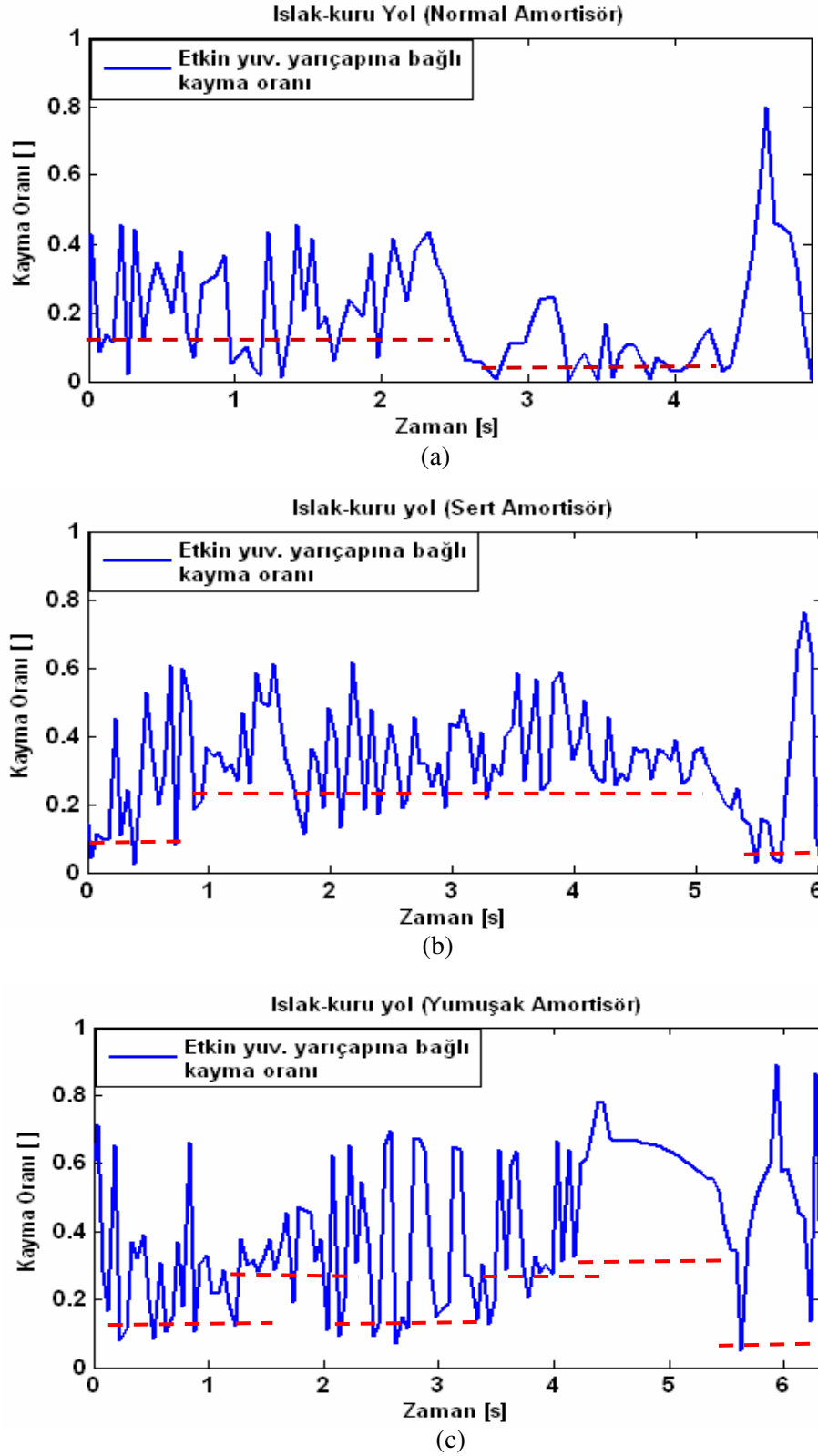
aldığı ve frekansının çok fazla arttığı görülmüştür. Frenleme anında normal amortisör ile ayarlama noktasının konumu, sürekli olarak değişmiştir. Bu durum, kayma oranı değişiminin kararsızlaştığını göstermektedir. Sert amortisör ile Şekil 5.12b’de görüldüğü gibi kaygan yollarda kayma oranı ayarlama noktası hem düşük kayma değerinde hem de frenleme boyunca neredeyse sabit kalmıştır. Buna göre sert amortisör sönümlenme özelliği ile oldukça kararlı kayma değişimleri elde edilmiştir. Bu sonuç, kaygan yollarda sert amortisörlerin yoldan aldığı tepki kuvveti daha az olduğundan etkin yuvarlanma yarıçapı salınımlarının azaldığını ve bunun sonucunda tekerlek hızının taşıt hızına yaklaşması ile kayma oranı ayar noktasının konumunun kontrol edilebildiğini göstermektedir. Şekil 5.12c’ye göre yumuşak amortisör kullanımı ile kaygan yolda kayma oranı genlikleri ve frekansları ıslak-kuru yoldakinden çok daha yüksek değerlere çıkmıştır. Bu kayma oranı salınımları ile birlikte ayarlama noktası konumunu belirleyen kayma oranı değerlerinin sürekli artış göstermesi yumuşak amortisörün kararsız bir kayma değişimine neden olduğunu göstermektedir.

### **5.3.2.2 Etkin yuvarlanma yarıçapına bağlı kayma oranı değişimi**

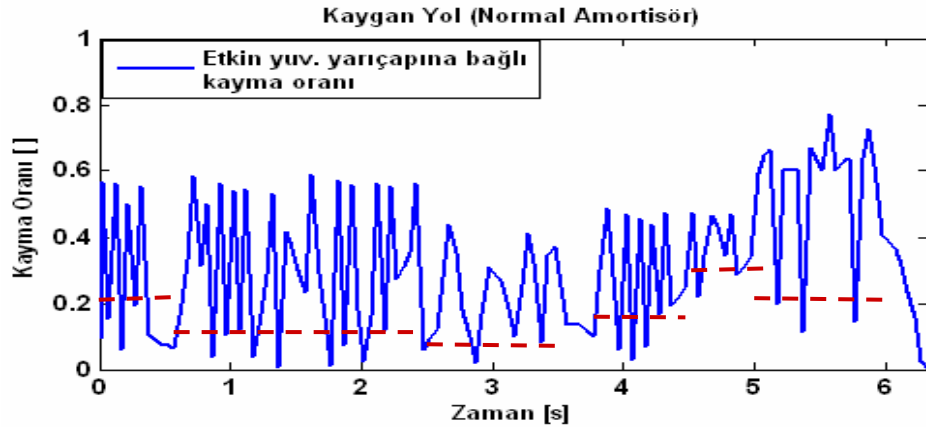
Şekil 5.12a incelendiğinde ıslak kuru yolda frenleme anında normal amortisörün elde ettiği sabit tekerlek yarıçapına bağlı kayma oranı ile etkin yuvarlanma yarıçapına bağlı kayma oranı salınım sayısı ve oturdukları ayarlama noktası açısından genel olarak birbirine benzediği görülmüştür. Frenlemenin son anlarında taşıtın yavaşlamasının arttığı ve buna bağlı olarak aks üzerine gelen yük salınımlarının şiddetlendiği anlarda etkin yuvarlanma yarıçapının kayma oranına etkileri, daha fazla olmuş ve bu etki çok kısa sürmüştür.

Sert amortisör kullanımı ile kayma oranı genlik değerleri, Şekil 5.12b’de görülen etkin yuvarlanma yarıçapı değişimi ile azalırken kayma oranı, daha yüksek eşik değerlerinde salınım yapmaya başlamıştır. Buna göre sert amortisörün sönümlenme özelliği ile etkin yuvarlanma yarıçapı salınımları ıslak-kuru yolda, kayma oranı ayarlama noktasının konumunu değiştirmiştir. Şekil 5.12c’ye göre yumuşak amortisörün etkisindeki etkin yuvarlanma yarıçapı ile bu kayma oranı salınımlarının

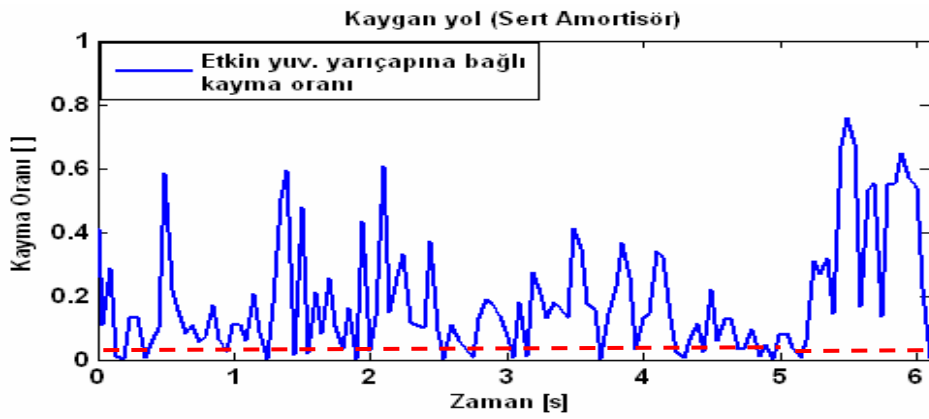
daha yüksek genlik değerleri aldığı görülmüştür. Yumuşak amortisör ile ayarlama noktalarının konumu, etkin yuvarlanma yarıçapı ile çok fazla değişime uğramıştır.



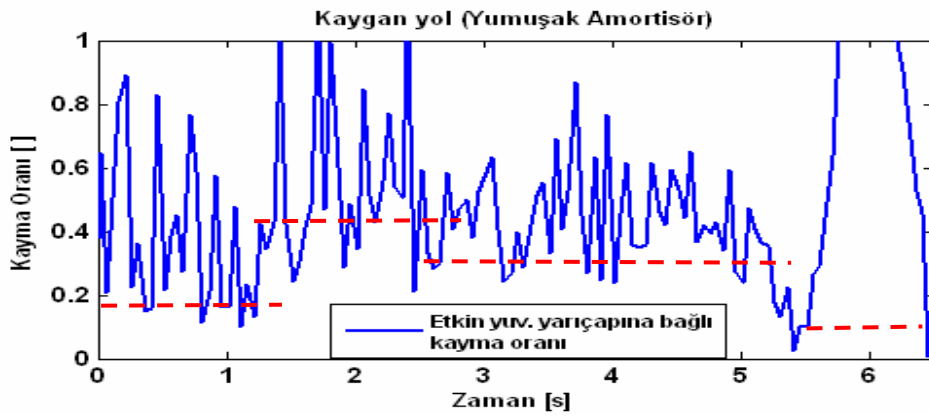
Şekil 5.12: Pürüzlü ıslak-kuru yolda etkin yuv. yarıçapına bağlı kayma oranı değişimleri



(a)



(b)



(c)

Şekil 5.13: Pürüzlü kaygan yolda etkin yuvarlanma yarıçapına bağlı kayma oranı değişimleri

Kaygan yolda elde edilen etkin yuvarlanma yarıçapına bağlı kayma oranının amortisör sönümleme özelliğine göre değişimleri, Şekil 5.13'de verilmiştir. Şekil 5.13a incelendiğinde normal amortisör ile kaygan yolda etkin yuvarlanma yarıçapının, ayarlama noktası sayısını arttırması ile kayma oranı değişimleri daha kararsız hale gelmiştir. Bu durum, normal amortisörün kaygan yolda düşey tekerlek

salınımlarını sönümleyemediği ve bunun sonucunda tekerlek hızı değişiminde şiddetli bir şekilde salınım meydana geldiğini göstermiştir. Bunun yanında, Şekil 5.13b’de sert amortisör sönümlene özelliğinin etkin yuvarlanma yarıçapı değişiminin ayar noktasının konumunu değiştirmedeği görülmüştür. Bu sonuç, kaygan yollarda sert amortisörlerin yoldan aldığı tepki kuvveti daha az olduğundan etkin yuvarlanma yarıçapı salınımlarının azaldığını ve bunun sonucunda tekerlek hızının taşıt hızına yaklaşması ile kayma oranı ayar noktasının konumunun kontrol edilebildiğini göstermektedir. Şekil 5.11c ve 5.13c karşılaştırıldığında yumuşak amortisör kullanımı ile ayarlama noktasını belirleyen kayma oranı eşik değerlerinin, sabit tekerlek yarıçapı ile sürekli yükseldiği ve etkin yuvarlanma yarıçapı ile de ayarlama noktasının konumunun sürekli değiştiği görülmüştür. Ayrıca, Şekil 5.13c’ye göre frenlemenin sona ererken etkin yuvarlanma yarıçapı, sabit tekerlek yarıçapını aştığı anlarda kayma oranı, bazı anlarda 1 değerinden çok az yüksek değerler alabileceği görülmüştür.

### **5.3.2.3 Islak-kuru ve kaygan yolda kayma oranı değişimlerine göre amortisör sönümlene özelliği değişimi**

Islak kuru yolda yapılan frenlemede kayma oranı değişiminin frekansının ve genliğinin artışı ile birlikte ayarlama noktasının daha yüksek değerlerde konumlanması, amortisör sönümlene kapasitesinin normal amortisöre göre artmasını gerektirmektedir. Buna karşın, ayarlama noktasının konumu sabitlenip genliklerin azalması ve frekansın halen yüksek olması durumunda da amortisörün sönümlene kapasitesinin sert amortisöre göre azalması gerekebilir. Kapasitedeki azalma, kayma oranı salınım frekansının azalması ile sona erebilir. Ayarlama noktası konumunun sürekli değişmesi, amortisörün sönümlene kapasitesinin artırılmasını ayarlama noktasının sabitlenmesi de kapasitedeki bu artışın durdurulmasını gerektirir. Şekil 5.12’ye göre etkin yuvarlanma yarıçapına bağlı kayma oranı salınımları ile amortisör sönümlene özelliğinin değiştirilmesi daha çok ayarlama noktasının konumuna bağlıdır.

Kaygan yolda yapılan frenlemelerde sürekli artan kayma oranı değişim frekansı ve genlikleri ile ayarlama noktasının konumunu belirleyen kayma oranı değerlerinin

sürekli artması, amortisör sönümlleme kapasitesinin normal amortisöre göre artmasını gerektirmektedir. Frekans artışı ile birlikte ayarlama noktasının düşük kayma oranı değerlerine konumlanması, sönümlleme kapasitesindeki artış daha az olmalıdır. Her iki durum için sönümlleme kapasitesi artışın sınırı, düşük kayma oranı değerlerinde sabit ayarlama noktası konumu ve kayma oranı değişim frekansının azalması ile belirlenmektedir. Şekil 5.13 incelendiğinde etkin yuvarlanma yarıçapına bağlı kayma oranı değişimlerine göre ayarlama noktasının sürekli konum değiştirmesi ve frekansının artması ile yüksek genlik değerleri, frenleme anında amortisör kapasitesinin arttırılmasını gerektiren diğer bir durum olduğu görülmektedir.

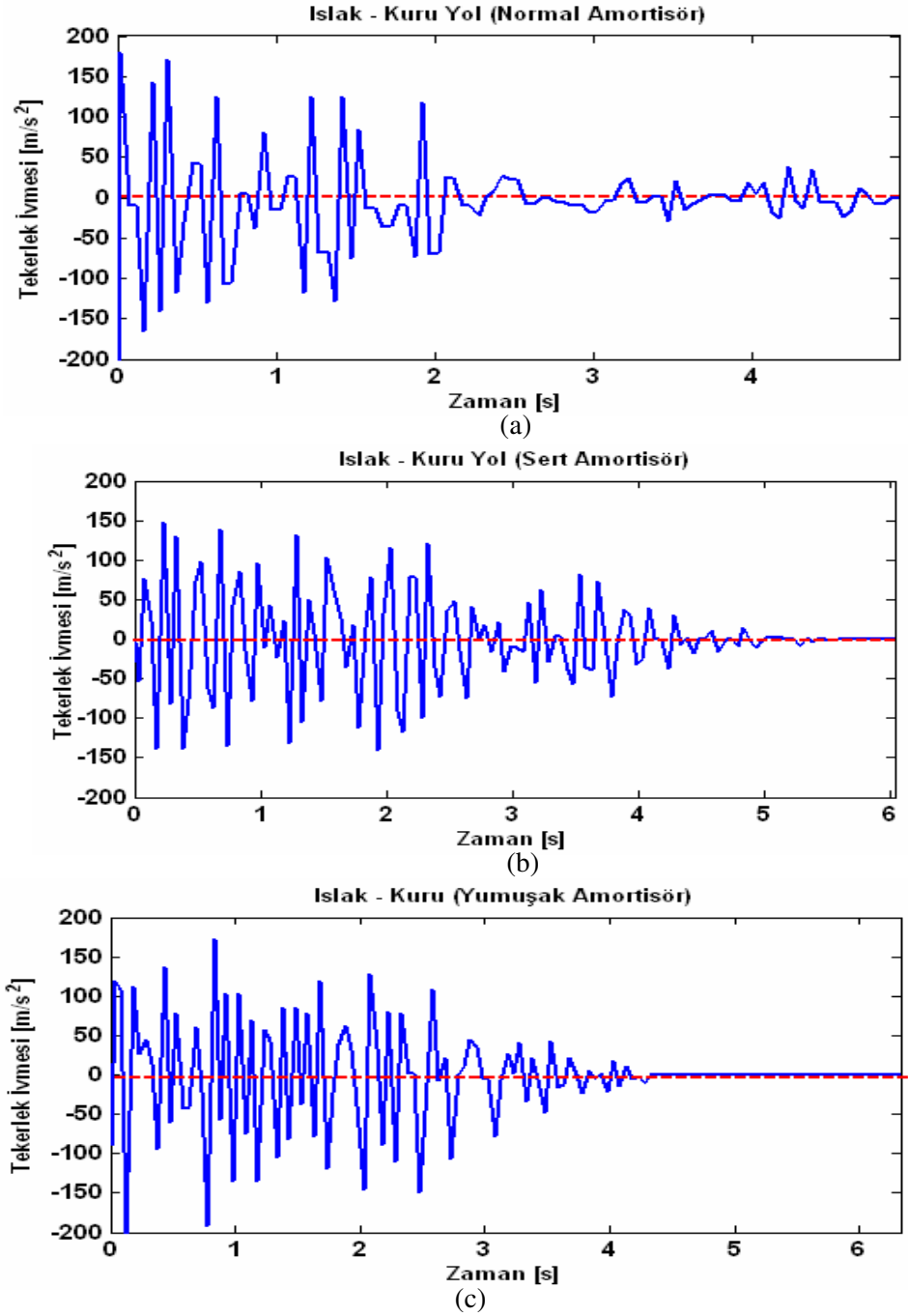
### **5.3.3 Tekerlek ivmesi**

Sadece kayma oranı kontrolünü gerçekleştiren ABS fren sistemi ile frenleme anında çok küçük fren pedal kuvvetlerinde tüm tekerleklerin kilitlenmesi durumunda taşıt gövdesinin sürüklenmesi, ortaya çıkarılamamaktadır. Bunun sonucunda frene müdahale çok geç olmaktadır. Bu anda bu problemi çözümllemek için ABS fren sistemi kayma oranına ek olarak tekerlek ivmesini kontrol etmektedir. Bu metotta en önemli nokta tekerlek ivmesinin aniden değişmesi ile fren basıncının azaltılacağı ivme sınırıdır. ABS'de sınır olarak taşıtın erişebileceği maksimum frenleme ivmesi alınabilmektedir.

Tekerlek ivmesi pozitif, negatif ve sıfır değeri alabilir. Pozitif değeri tekerleğin hızlandığını, negatif değeri tekerleğin yavaşladığını ve sıfır değeri ise tekerleğin durduğunu ifade etmektedir. Frenleme anında tekerlek ivmesinin aldığı pozitif değer sayısının artması, tekerleğin frenleme anında hızlandığını ve kilitlenme eğilimden uzak olduğunu göstermektedir. Buna karşın, frenleme anında tekerlek ivmesinin aldığı negatif değer sayısının artması, tekerleğin frenleme anında sürekli yavaşladığını ve bunun sonucunda tekerleğin kilitlenme eğiliminin arttığını ifade etmektedir. Tekerlek ivmesinin sıfır değeri alması, iki durumu ifade edebilir. Bunların ilki tekerleğin durduğunu, ikincisi de tekerlek hızından ivmenin elde edilememesidir. Son durum, tekerleğin sürekli aşırı yavaşlama eğiliminde olduğunu ve bunun sonucunda tekerleklerin kilitlenme eğiliminin oldukça arttığını veya kilitlendiğini göstermektedir.

### 5.3.3.1 Sabit tekerlek yarıçapına bağlı tekerlek ivmesi değişimi

Islak-kuru yolda normal, sert ve yumuşak amortisör sönümlenme özelliklerine göre denklem (3.11) ile hesaplanan sabit tekerlek yarıçapına bağlı tekerlek ivme değişimi sonuçları Şekil 5.14’de görülmektedir.



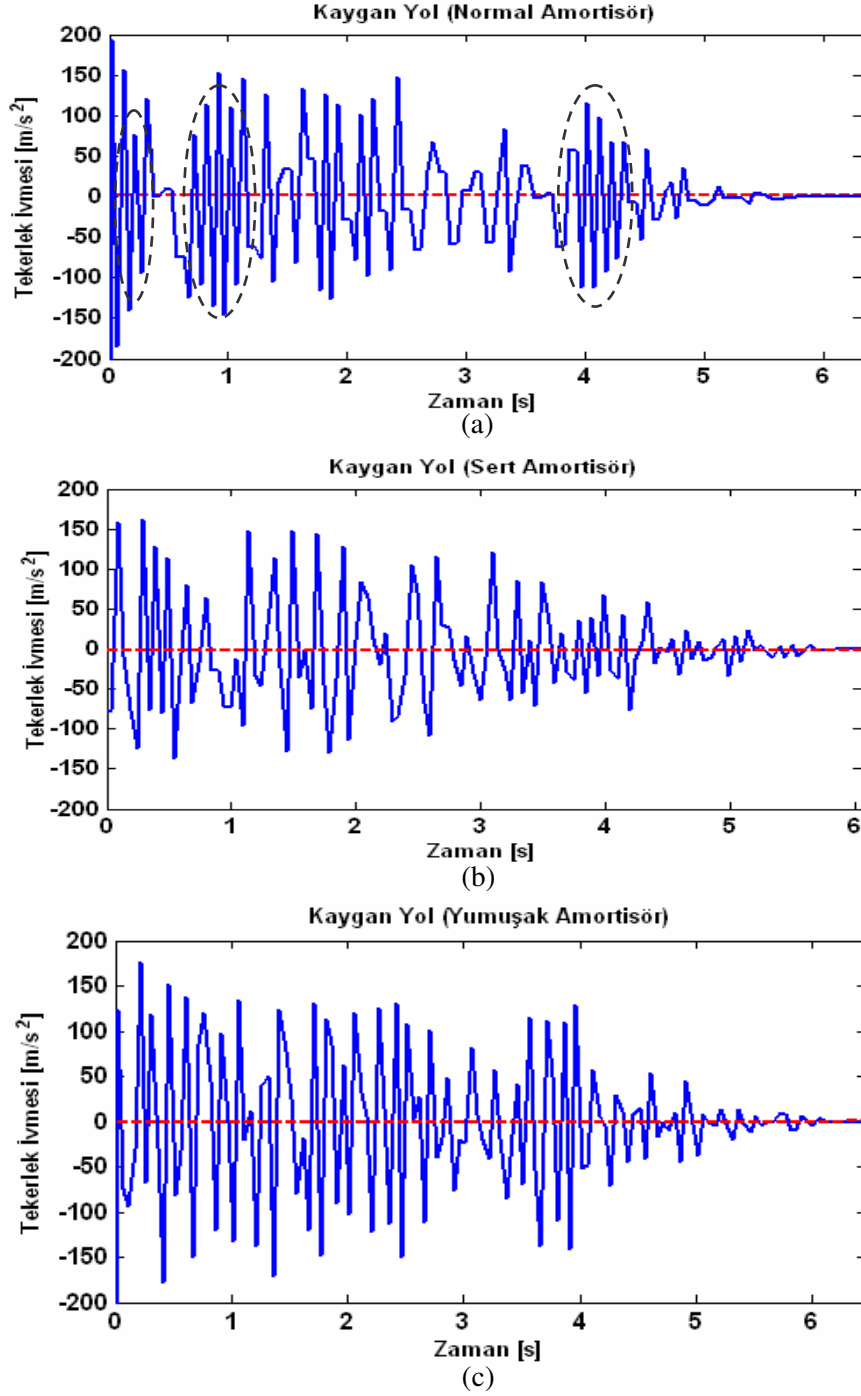
Şekil 5.14: Pürüzlü ıslak-kuru yolda sabit tekerlek yarıçapına bağlı tekerlek ivmesi değişimleri

Şekil 5.14a'da görüldüğü üzere normal amortisör ile ıslak-kuru yolda sabit tekerlek yarıçapına bağlı tekerlek ivme değişimlerinin frekansı düşük olup 2. saniyeden sonra genlikler oldukça azalmıştır. Sert amortisör kullanımı ile ıslak-kuru yolda tekerlek ivme genliklerinin, daha yüksek negatif değerler aldığı Şekil 5.14b'de görülmüştür. Buna göre sert amortisör, ıslak-kuru yolda tekerleğin hızlanmasından daha çok yavaşlamasına neden olmaktadır. Hız değişiminin yavaş olduğu yerlerde tekerleğin kilitlenme eğilimi artmıştır. Bunun yanında Şekil 5.14b'de frenlemenin sonuna doğru tekerlek ivme değişimlerinin elde edilemediği görülmüştür. Bu durum, sert amortisör sönümleme özelliğinin, frenlemenin sonuna doğru tekerleklerin aşırı bir şekilde yavaşlamasına ve kilitlenme eğilimini çok fazla artmasına neden olmuştur. Yumuşak amortisörün ise negatif bölgede oldukça yüksek genlikli tekerlek ivmesi değişimlerine neden olduğu pozitif bölgede ise çok daha düşük genlik değerlerine sahip olduğu Şekil 5.14c'de görülmüştür. Bu durum, yumuşak amortisörün, ıslak-kuru yolda tekerleğin hızlanmasından daha çok aşırı bir şekilde yavaşlamasına neden olduğunu göstermektedir. Ayrıca, ıslak-kuru yolda 4. saniyeden sonra tekerlek ivme değişiminin algılanamaması, tekerlek hızının sifıra çok yakın değerler aldığı ve bunun sonucunda tekerleğin sürekli kilitlenme sınırında döndüğünü ifade etmektedir.

Kaygan yolda elde edilen sabit tekerlek yarıçapına bağlı tekerlek ivmelerinin amortisör sönümleme özelliğine göre değişimleri, Şekil 5.15'de görülmektedir. Şekil 5.15a'ya göre normal amortisör ile kaygan yollarda sabit tekerlek yarıçapına bağlı tekerlek ivmesinin frekansı yükselmiş ve genlikler artmıştır. Kaygan yolda elde edilen tekerlek ivmelerinin aldığı negatif ve pozitif değerlerin artması ve bunların yüksek genlikli olması, tekerleklerin aniden ve aşırı bir şekilde hızlanıp yavaşladığını göstermiştir. Bunun yanında Şekil 5.15a'da daire içine alınmış bölgelerde tekerlek ivme frekansının aniden arttığı görülmüştür. Bu bölgelerde tekerlek ivme değişimlerinin kararsız olduğu ve bunu engellemek için ivme değişiminin gereksiz yere kontrol edildiği görülmüştür. Şekil 5.15b'de görüldüğü üzere sert amortisör, kaygan yolda frenleme yaparken tekerleğin daha fazla hızlanmasını sağlamıştır. Bu durum, sert amortisörün kaygan yolda tekerleğin kilitlenme eğiliminden uzaklaştırarak tekerleğin daha çabuk yavaşladığını göstermektedir. Şekil 5.14b ve 5.15b karşılaştırıldığında sert amortisörün, ıslak-kuru yolda düzgün olmayan tekerlek ivmesi değişimine neden olduğunu, kaygan yolda da tekerlek ivmesinin kademeli bir



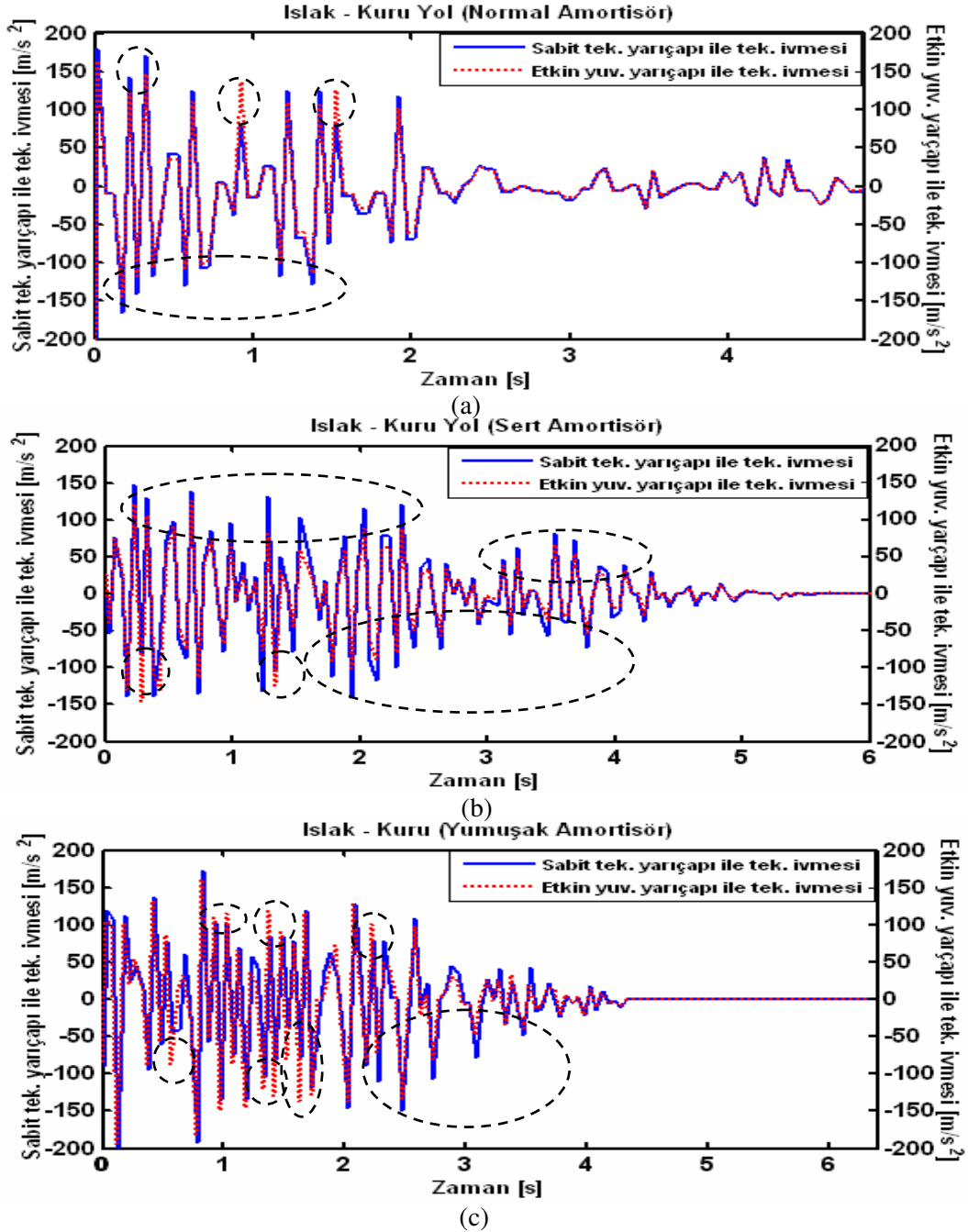
şekilde azalmasını sağladığı görülmüştür. Buna karşın, yumuşak amortisör kaygan yolda hem pozitif bölgede hem de negatif bölgede çoğunlukla yüksek değer alan yüksek frekanslı ivme genlikleri ortaya çıkardığı Şekil 5.16c'de görülmüştür. Bu sonuçlar, yumuşak amortisörün, kaygan yollarda aşırı ivme genlikleri ile tekerleğin ani bir şekilde sürekli olarak hızlanıp yavaşlamasına sebep olduğunu göstermektedir.



Şekil 5.15: Pürüzlü kaygan yolda sabit tekerlek yarıçapına bağlı tekerlek ivmesi değişimleri

### 5.3.3.2 Etkin yuvarlanma yarıçapına bağlı tekerlek ivmesi değişimi

Etkin yuvarlanma yarıçapı ile hesaplanan tekerlek ivme değişimleri, tekerleğin gerçek şartlardaki dönüşünü belirlemek için elde edilmiştir. Islak-kuru yolda ABS'nin hesapladığı tekerlek ivme değişimlerinin tekerleğin gerçek şartlarını ne kadar yansıttığı Şekil 5.16'da görülen grafikler ile belirlenebilmektedir.



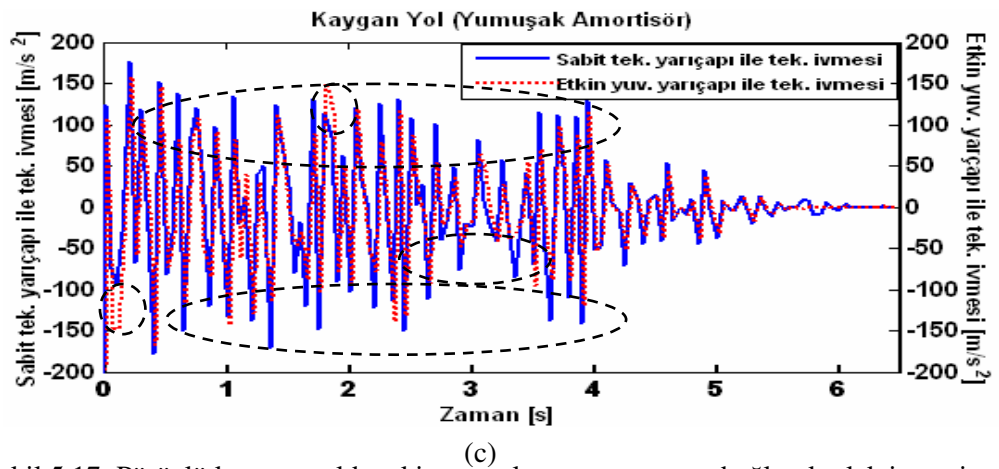
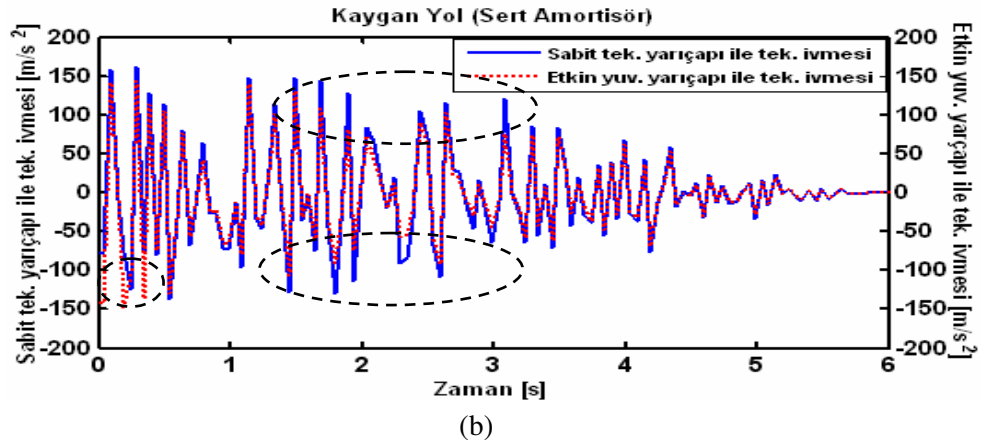
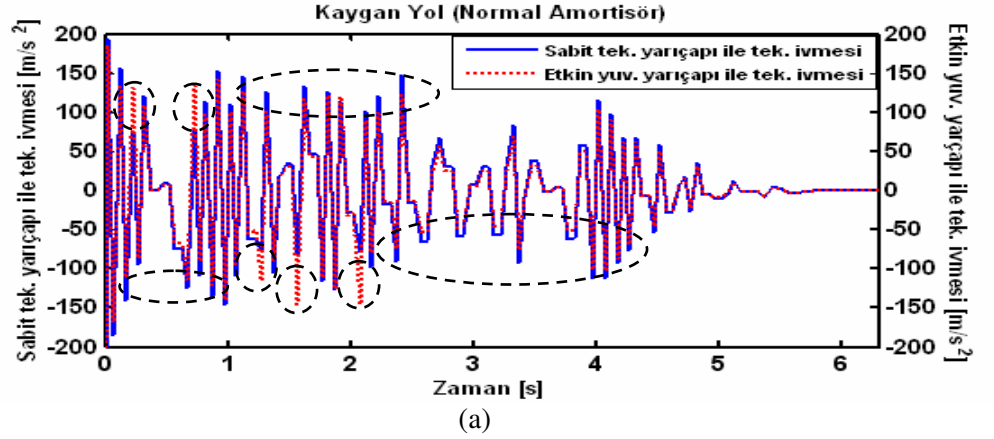
Şekil 5.16: Pürüzlü ıslak-kuru yolda etkin yuvarlanma yarıçapına bağlı tekerlek ivmesi değişimleri

Bu grafiklerde, sabit tekerlek yarıçapı ile elde edilen tekerlek ivmesi ile etkin yuvarlanma yarıçapı ile elde edilen tekerlek ivmesi üst üste eklenmiş ve aralarındaki genlik farklarına göre karşılaştırılmıştır. Bu grafiklerde daire içine alınmış bölgeler, bu farkı yansıtmaktadır. Daire içinde kesikli çizgi olduğunda etkin yuvarlanma yarıçapına bağlı tekerlek ivmesinin diğerine göre daha yüksek genliğe sahip olduğunu göstermektedir. Daire içinde düz çizgi var ise bu da sabit tekerlek yarıçapına bağlı tekerlek ivme genliğinin daha yüksek olduğunu ifade etmektedir. Bunların dışındaki daire içine alınmayan bölgeler ise iki tekerlek ivmesinin uyum içinde olduğunu göstermektedir.

Buna göre Şekil 5.16a' incelendiğinde normal amortisör ile ıslak-kuru yolda her iki ivme değişimi arasında çok az fark olduğu frenlemenin sonuna doğru bu farkın tamamıyla ortadan kalktığı görülmüştür. Sert amortisör, Şekil 5.16b'de pozitif bölgelerde tekerleğin gereğinden daha hızlı dönmesini sağlarken negatif bölgede gereğinden daha hızlı yavaşlamasına neden olmuştur. Sert amortisör ile bu tekerlek ivme değişimlerine ıslak-kuru yolda daha fazla rastlanmıştır. Yumuşak amortisör kullanıldığında ıslak-kuru yolda elde edilen tekerlek ivme değişimlerinde Şekil 5.16c'de küçük daire ile gösterilen bölgelerde tekerlek gereği kadar hızlanıp yavaşlayamadığı görülmüştür.

Kaygan yolda etkin yuvarlanma yarıçapına bağlı tekerlek ivmesi değişimleri Şekil 5.17'de görülmektedir. Şekil 5.17a'ya göre kaygan yolda normal amortisör ile ivme değişimleri arasında farkların arttığı, daire içine alınmış bölge sayısı ile çok açık bir şekilde görülmüştür. Bazı noktalarda sabit tekerlek yarıçapına bağlı tekerlek ivmesinin bazı bölgelerde de etkin yuvarlanma yarıçapına bağlı tekerlek ivme genliklerinin daha yüksek değer aldığı görülmüştür. Normal amortisör ile kaygan yolda taralı bölge sayısının artması, tekerleğin sürekli olarak gereğinden daha fazla veya daha az hızlanıp yavaşladığını göstermektedir. Bu durum, kaygan yolda normal amortisör ile elde edilen tekerlek hız değişimlerinin tekerleğin düşey salınımları ile bozulduğunu göstermektedir. Şekil 5.17b'ye göre sert amortisör, pozitif bölgelerde tekerleğin gereğinden daha hızlı dönmesini sağlarken negatif bölgede tekerleğin gereğinden daha hızlı yavaşlamasına neden olmuştur. Islak-kuru yolda bu sonuçlara daha fazla rastlanmıştır. Kaygan yolda ise frenlemenin 2s-3s aralığında bu duruma

rastlanırken frenlemenin 3. saniyesinden sonra ABS hız sensörlerinden elde edilen tekerlek ivmesi gerçek şartlara uyum göstermiş ve bunu frenlemenin sonuna kadar devam ettirmiştir. Bu da sert amortisörün kaygan yollarda frenlemenin sonuna doğru tekerlek ivmesi değişimlerine yol pürüzlülüklerini yansıttığını göstermektedir. Bunun sonucunda sert amortisör ile kaygan yolda en kısa frenleme ve durma mesafesi elde edilmiştir.



Şekil 5.17: Pürüzlü kaygan yolda etkin yuvarlanma yarıçapına bağlı tekerlek ivmesi değişimleri

Buna karşın, yumuşak amortisör kullanımı ile kaygan yolda tekerleğin sürekli olarak gereğinden daha fazla hızlandığı ve yavaşladığı Şekil 5.17c'de büyük daire ile gösterilen bölgelerde görülmüştür. Bu durum, yumuşak amortisörün, hem ıslak-kuru hem de kaygan yolda ortaya çıkan tekerlek ivmesi değişimini kararsız hale getirdiğini göstermektedir.

### **5.3.3.3 Islak-kuru ve kaygan yolda tekerlek ivme değişimlerine göre amortisör sönümlenme özelliği değişimi**

Islak-kuru yolda iyi bir frenleme performansı için tekerlek ivme değişimlerinin frekansı ile birlikte pozitif ve negatif genlikleri, birbirine göre sürekli azalmalıdır. Frenlemenin sonuna doğru genliklerdeki azalma artmalı ve frenlemenin sonuna kadar düşük ivme genlikleri ile tekerlek ivme değişimleri algılanabilmelidir. Buna göre tekerlek ivme değişimlerinin frekansının küçük zaman aralığında aniden artması ve ivme genliklerinin düzgün bir şekilde azalmaması, amortisör sönümlenme kapasitesini arttırmayı gerektirmektedir. Tekerlek ivme frekansının yumuşak amortisörde olduğu gibi daha geniş zaman aralığında artması amortisör sönümlenme kapasitesinin normal amortisöre kadar arttırılmasını ve sert amortisörde olduğu gibi ivme genliklerinin daha küçük genlik değerleri arasında salınım yapması da azaltılmasını gerektirmektedir. Sonuç olarak, ıslak-kuru yolda yapılan frenleme anında tekerlek ivme değişim frekansının artış süresi ve genliklerdeki düzgün olmayan değişimler amortisör sönümlenme özelliklerinin değiştirilmesini gerektirmektedir. Frenlemenin sonuna doğru tekerleğin kilitlenme eğilimini ifade eden tekerlek ivme değişiminin elde edilememesi de amortisör sönümlenme özelliklerinin değişmesini bildiren diğer bir durum olduğu görülmektedir.

Etkin yuvarlanma yarıçapı göz önüne alındığında ıslak-kuru yolda amortisörün sönümlenme kapasitesi arttıkça tekerlek ivmesi değişiminde hem pozitif hem de negatif bölgede gereğinden daha yüksek genlikler ortaya çıktığı görülmüştür. Buna karşın, amortisör sönümlenme kapasitesi normal amortisör sertliğine göre azaldıkça tekerlek ivme değişiminde gereği kadar ivme genliklerinin elde edilemediği görülmektedir. Buna göre amortisör sönümlenme kapasitesi normal amortisöre doğru

arttıkça, frenleme anında ABS devrede iken tekerlekler daha hızlı dönmekte ve daha çabuk yavaşlamaktadır.

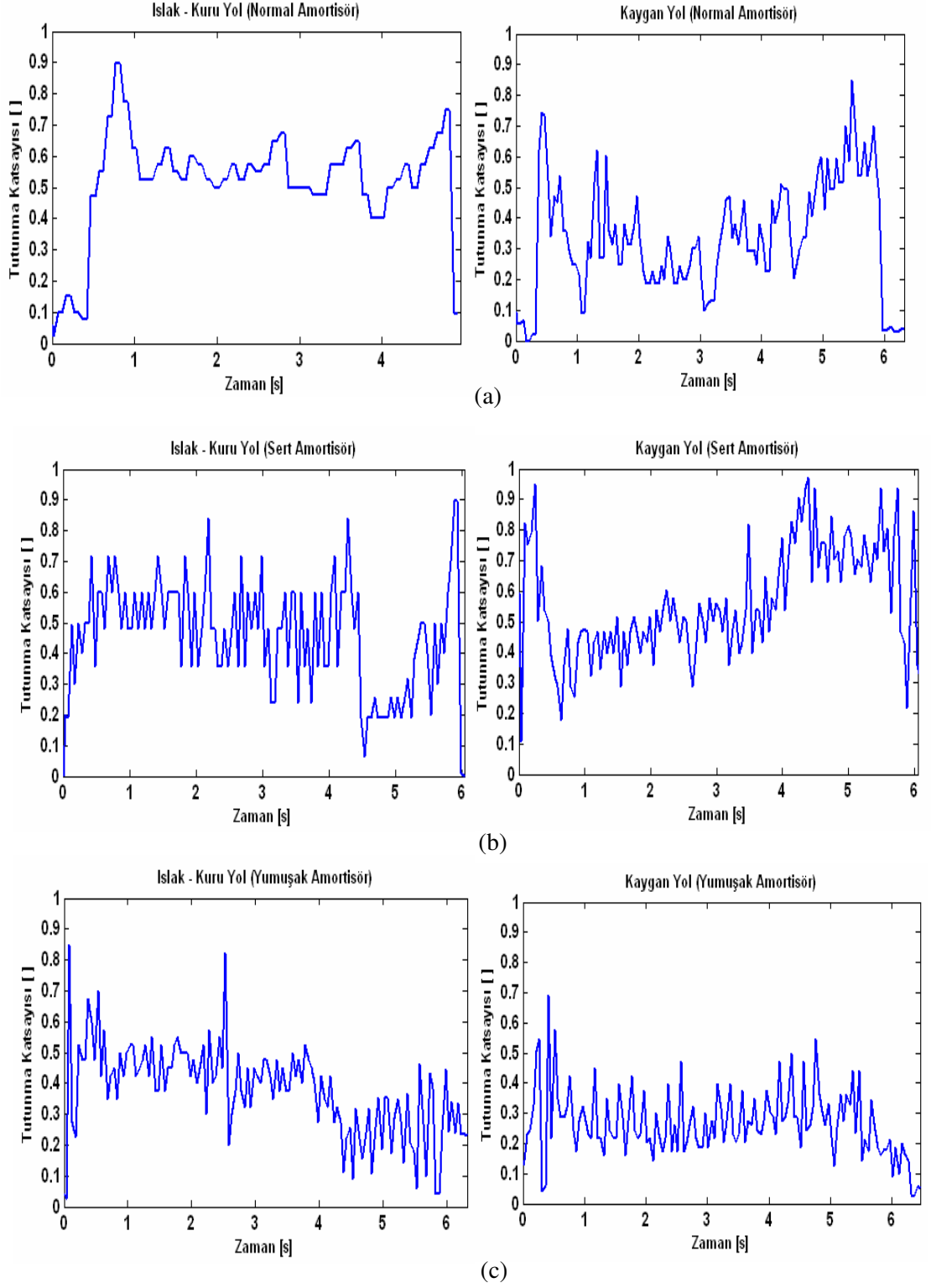
Kaygan yolda frenleme anında tekerleğin pozitif ivme genliklerinin artması, negatif ivme genliklerinin frenlemenin sonuna kadar sürekli azalması ve bu anda tekerleğin yavaşlamadan daha çok hızlanma eğiliminde olması, frenleme performansının iyileştiğini göstermektedir. Bu sonuç değerlendirilirken frenleme anında hızlanma eğiliminde olan tekerleğin kilitlenme sınırından çok uzak olduğu göz önüne alınmalıdır. Ayrıca, frenlemenin sonuna kadar ABS sensöründen ölçülen hız bilgisinden tekerlek ivme değişimlerinin elde edilebilmesi de frenlemenin iyileşmesini sağlayan unsurlardandır. Kaygan yolda frenleme anında tekerlek ivme değişimi frekanslarının çok kısa zaman aralığında birden artması ve bunun frenlemenin sonuna doğru belirli zaman aralıklarında ortaya çıkması, amortisör sönümlenme kapasitesinin normal amortisörden sert amortisöre doğru arttırılmasını gerektirir. Tekerlek ivme değişimi frekanslarının frenleme süresi boyunca sert amortisöre göre artması ve negatif ivme genliklerinin çok daha yüksek değerler alması, amortisör sönümlenme kapasitesinin çok daha fazla arttırılmasını gerektirmektedir.

Etkin yuvarlanma yarıçapı göz önüne alındığında sert amortisörün, kaygan yolda frenlemenin başında tekerleklerin gereğinden daha fazla hızlanmasına ve yavaşlamasına neden olduğu görülmüştür. Bunun belirli bir süre devam ettiği ve daha sonra sert amortisör ile tekerlek ivme değişimlerinin gerçek yol şartlarına uygun hale geldiği belirlenmiştir. Sönümlenme kapasitesinin yumuşak amortisöre kadar azalması da hem pozitif hem de negatif bölgede gereğinden daha yüksek tekerlek ivme genliklerine neden olmaktadır.

#### **5.3.4 Tutunma katsayısı**

Amortisör sönümlenme özelliğindeki değişime göre kayma oranı ve tekerlek ivmesindeki salınımların frenleme performansına etkileri lastik ile yol arasındaki tutunma ile belirlenmektedir. Frenleme anında lastik ile yol arasındaki tutunmayı ifade eden ABS performans parametresi, denklem (3.13) ile ifade edilen tutunma

katsayısıdır. Tutunma katsayısının ıslak-kuru ve kaygan yollarda amortisör sönümlenme özeliğine göre değişimleri Şekil 5.18’de görülmektedir.



Şekil 5.18: Pürüzlü ıslak-kuru ve kaygan yolda tutunma katsayısı değişimleri

Şekil 5.18a'da görüldüğü gibi normal amortisör ile ıslak-kuru yolda yapılan frenlemede tutunma katsayısı, oldukça yüksek değerler alırken kaygan yollarda tutunma, daha düşük değerler almış ve frekansı artmaya başlamıştır. Bu durum, frenleme anında yolun kayganlaşması ile normal amortisörün, lastik üzerinde ürettiği titreşimleri sönmüleyemeyerek şiddetini arttırdığını ve bunun etkisinde lastiğin yola tutunmasını azalttığını göstermektedir. Bu azalmanın salınımlı hale gelmesi de normal amortisörün tutunmayı kararsız hale getirdiğini ifade etmektedir. Bu anda frenleme kuvvetinin etkisi artarken tutunma kuvvetinin etkisi azalmıştır. Bu da frenleme anında tekerleği kilitlenme sınırına yaklaştırmıştır. Normal amortisör kullanıldığında kaygan yolda frenlemenin sonuna doğru tutunmanın artması ile kilitlenme eğilimi azalmıştır.

Sert amortisörün kullanımı ile ıslak-kuru ve kaygan yollardaki tutunma katsayısı değişimleri Şekil 5.18b'de görülmektedir. Frenleme anında ıslak-kuru yollarda yol pürüzlülüklerinin tekerleğin dönüşüne gösterdiği direnci arttırması, sert amortisörün bu dirence daha şiddetli ve aniden değişebilen tepki kuvvetleri üretmesine yol açmaktadır. Artan bu kuvvetlerin etkisinde, ıslak-kuru yolda sert amortisör tutunmayı frenlemenin başında belirli bir seviyede tutarken frenlemenin sonuna doğru daha düşük seviyede tutarak tutunmanın aniden düşmesine neden olmuştur. Kaygan yolda bu tepki kuvvetinin azalması ile tutunma, sürekli yükselme eğiliminde olup frenlemenin sonunda lastik tekerlek ile yol arasındaki tutunmayı yüksek seviyede tutabilmiştir. Bu sonuçlara göre sert amortisörün ürettiği sönmüleme kuvvetlerinin tutunma katsayısı değişimine etkisi, frenlemenin sonunda yani aks üzerine etkiyen düşey yüklerin arttığı anlarda kendini göstermiştir.

Islak-kuru ve kaygan yollarda yumuşak amortisörler ile yapılan frenleme süresince tutunma katsayısında meydana gelen değişimler de Şekil 5.18c'de görülmektedir. Yumuşak amortisör ile frenleme anında yol tipi ne olursa olsun yol pürüzlülüğüne tepki üretilememesi, lastik üzerinde çok şiddetli salınımlar üretmektedir. Bu salınımlar, ıslak-kuru yolda frenlemenin sonuna doğru tutunma katsayısı salınımlarının genlik ve frekansını, lastiğin yol ile temasını kaybedecek şekilde arttırmıştır. Kaygan yolda frenleme boyunca tutunma katsayısı düşük değerlerde yüksek genlik ve frekans ile salınmaya başlamıştır. Bu salınımların etkisi,



frenlemenin sonunda kendini göstermiş ve bu anda lastik tekerlek ile yol arasındaki tutunma oldukça kötüleşmiştir.

Islak-kuru yolda yapılan frenlemelerde elde edilen tutunma katsayısı değişimlerini amortisör sönümlene özelliklerine göre incelemek için Şekil 5.18'deki tüm sonuçlar karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmalar, yukarıda ifade edilen ıslak-kuru yolda en iyi performansın elde edildiği sönümlene kapasitesine göre gerçekleştirilmiştir. Islak-kuru yolda tutunma katsayısına göre frenleme performansında meydana gelen kötüleşmeler daha çok frenlemenin sonuna doğru ortaya çıkmıştır. Buna göre tutunma katsayısındaki kötüleşmelerin etkisinde frenleme performansının iyileştirilmesi için amortisör sönümlene kapasitesi, frenlemenin sonuna doğru normal amortisör sönümlene özelliklerine göre değiştirilmesi gerekmektedir. Tutunma katsayısı azalırken salınım frekansı arttığında amortisör sönümlene kapasitesi artırılmalı frekans azaldığında ise sönümlene kapasitesi azaltılmalıdır. Amortisör sönümlene kapasitesindeki değişim için sınır koşul, lastik ile yol arasındaki tutunma katsayısının artırılması ve bunun sürekliliğidir. Bunun yanında frenlemenin başından sonuna kadar tutunma katsayısı değerinin azalma eğilimi, amortisör kapasitesinin artırılmasını gerektirirken tutunma katsayısının belirli değerler etrafında salınımlı bir şekilde değişmesi de amortisör kapasitesinin azaltılmasını gerektirmektedir.

Kaygan yollarda yapılan frenlemelerde amortisör sönümlene özelliklerine göre tutunma katsayısı değişimlerini belirlemek için Şekil 5.18'de kaygan yola ait sonuçlar karşılaştırılmıştır. Kaygan yolda en iyi frenleme süresinin sert amortisör ile elde edildiği göz önüne alındığında her koşulda amortisör kapasitesinin artırılması gerekmektedir. Ancak ne kadar artırılacağı, tutunma katsayısı değişim karakteristiğine bağlıdır.

Buna göre kaygan yollarda tutunma katsayısı değişimlerinin kararsız olması ve tutunma katsayısı genliklerinin düşük değerlerden yüksek değerlere aniden yükselmesi, amortisör sönümlene kapasitesinin artırılmasını gerektirmektedir. Bunun için sınır koşul, Şekil 5.18b'de yumuşak amortisör sonuçlarında görüldüğü gibi tutunma katsayısının daha yüksek değerlerde kararlı hale gelmesidir. Bunun yanında,

frenlemenin başlamasından hemen sonra tutunma katsayısının aniden azalması ve bunun frenlemenin sonuna kadar devam ettirmesi, amortisör sönümlene kapasitesinin normal amortisörünkinden çok daha fazla artırılmasını gerektirmektedir.

#### **5.3.4.1 Islak-kuru ve kaygan yolda tutunma katsayısı değişimlerine göre amortisör sönümlene özelliği değişimi**

Frenleme anında ıslak-kuru yoldan kaygan yola veya kaygan yoldan ıslak-kuru yola geçilmesi durumunda amortisör sönümlene özelliklerinin tutunma katsayısına göre nasıl değişeceği Şekil 5.18'de ıslak-kuru ve kaygan yola ait sonuçlardan belirlenebilir. Islak-kuru yolda yapılan frenleme sırasında kaygan yola geçilmesi durumunda amortisör kapasitesinin artırılması gerektiği daha önceki bölümlerde belirtilmiştir. Bu artış, kaygan yolda sert amortisör ile elde edilen tutunma katsayısı değişimleri ile diğer amortisörler ile elde edilen tutunma katsayısı değişimleri arasındaki farka bağlıdır. Böylece, frenleme anında kaygan yola geçildiğinde tutunma katsayısının düşük değerlerde salınımlı bir şekilde değişmesi, amortisör kapasitesinin daha fazla artırılmasını gerektirirken tutunma katsayısının aniden düşük değerlerden yüksek değerlere çıkması bu artışı azaltmaktadır.

Kaygan yolda yapılan frenleme anında ıslak-kuru yola geçilmesi durumunda da amortisör sönümlene kapasitesi, normal amortisöre uygun olarak değişmelidir. Bu değişim, frenlemenin sonuna doğru tutunma katsayısının aniden azalması ve bu andaki frekans değişimi ile belirlenmektedir. Tutunma katsayısı değişim frekansının artması, amortisörün sönümlene kapasitesinin artırılmasını gerektirmektedir. Tutunma katsayısı genliklerinin düzgün bir şekilde artması da amortisörün sönümlene kapasitesinin, normal amortisöre doğru azaltılmasını gerektirmektedir.

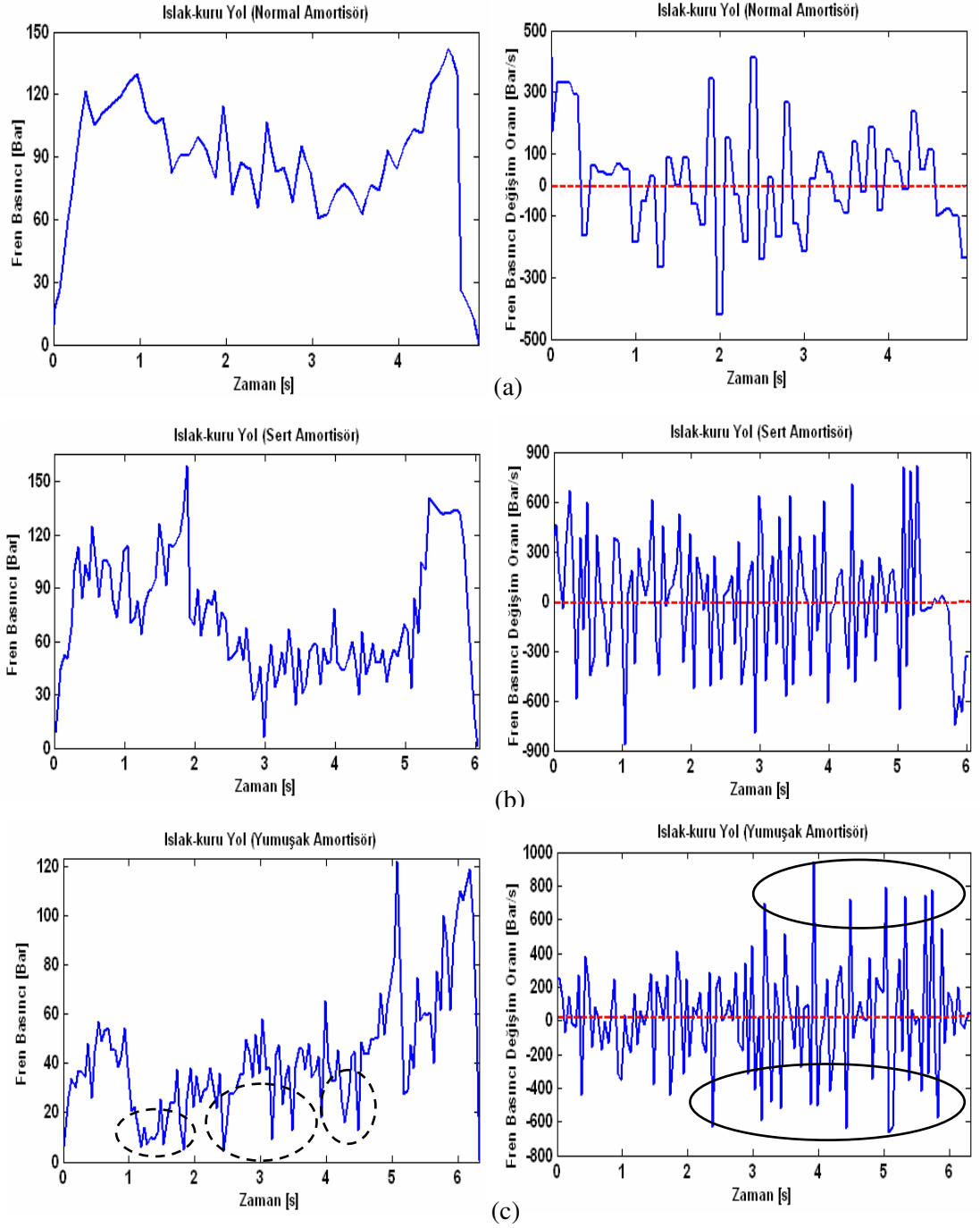
Tutunma katsayısı ile amortisör sönümlene özelliği değişimi, daha çok lastik ile yol arasında tutunmanın sürekliliğine bağlı olup bunun frenleme anında tahmini çok zor olmaktadır. Bu nedenle amortisör sönümlene özelliğindeki değişim, daha çok tekerlek hızı ve tekerlek hızının zamana göre türevi olan tekerlek ivmesine dayandırılmalıdır.

### 5.3.5 Fren basıncı ve fren basıncı değişim oranı

Bu çalışmada fren basıncı, bölüm 4’de ifade edildiği gibi hidrolik modülatörün çıkışından ölçülmüştür. ABS devrede iken fren basıncının artışı, elektronik kontrol biriminin, tekerleklerin kilitlenme eğiliminden uzaklaştığını fren basıncının azalması da, tekerleklerin kilitlenme eğilimini algıladığını ifade etmektedir. Fren basıncının yanında elektronik kontrol biriminin ABS performans parametrelerindeki değişimlere nasıl cevap verdiğini belirleyebilmek için fren basıncı değişimi denklem (4.7) ile hesaplanmıştır. Basıncı değişim oranları, pozitif ve negatif değerler alabilirler. Pozitif değer alması, fren basıncının artış hızını ve negatif değer alması da fren basıncının azalma hızını göstermektedir. Pozitif değer sayısı arttıkça fren basıncının artış eğiliminde olduğunu yani kilitlenmeyen tekerlekler ile frenleme performansının iyileştiğini göstermektedir. Buna karşın, fren basıncı değişim oranının aldığı negatif değer sayısının artması, fren basıncının azalma eğiliminde olduğu yani kilitlenme sınırında olan tekerlekler ile frenleme performansının ktleşebileceğini belirtmektedir.

Islak-kuru yolda amortisör sönümleme özelliklerine göre elde edilmiş fren basıncı ve fren basıncı değişim oranları Şekil 5.19’da görülmektedir. Frenlemenin ilk anlarında fren basıncıları normal amortisör ve sert amortisör ile yüksek değerler alırken yumuşak amortisör ile daha düşük değerler almasının yanında bazı anlar fren basıncı çok fazla düşmüştür. Bu anlar, Şekil 5.19c’de kesik çizgili daire içine alınmış bölgelerde görülmektedir. Frenlemenin sonuna doğru normal amortisör ile fren basıncı yüksek değerler almaya devam ederken sert amortisör ile fren basıncı aniden daha düşük değerler almaya başlamıştır. Bu anda yumuşak amortisör ile fren basıncı, düşük değerler almaya devam ederken aşırı düşüşe daha çok rastlanmıştır. Frenlemenin sonunda ise normal ve sert amortisör ile fren basıncı artarken yumuşak amortisör ile kararsız bir fren basıncı değişimi ortaya çıkmıştır. Fren basıncı değişim oranları, sert ve yumuşak amortisör ile daha salınımlı ve şiddetli hale gelmiştir. Sert amortisörün etkisinde fren basıncının artması ve azalması, frenleme boyunca yüksek fren basıncı değişim oranları ile karşılanmıştır. Yumuşak amortisörün etkisinde ise frenlemenin ilk anlarında fren basıncı değişim oranları daha düşük değerler alırken

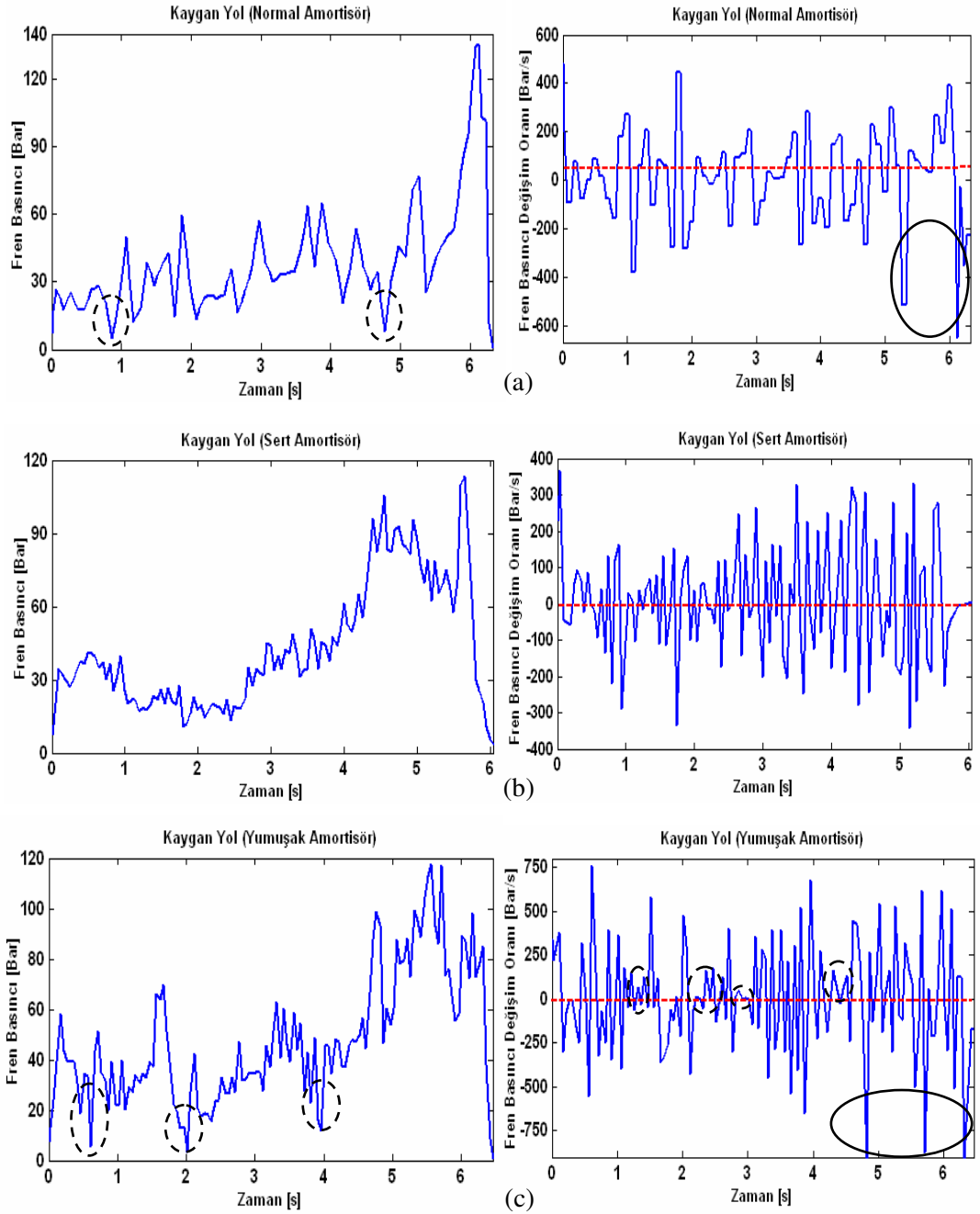
frenlemenin sonuna doğru bu değerler aniden yükselmiştir. Bu durum, yumuşak amortisör ile fren basıncının kararsız bir şekilde değiştiğini ifade etmektedir.



Şekil 5.19: Pürüzlü ıslak-kuru yolda fren basıncı ve fren basıncı değişim oranları

Bu sonuçlara göre ıslak-kuru yolda normal amortisör ile elde edilen fren basınçları tekerleğin hız değişimine daha uygun olup bunun etkisinde frenleme daha kısa sürede sona ermiştir. Sert amortisör ile sürekli şiddetli basınç değişimlerinin elde

edilmesi, tekerlek hızının sert ve ani bir şekilde değiştiğini basınçtaki azalmaya rağmen basınç değişim oranının azalmaması, bu anda tekerleğin dönüşüne uygun fren basıncı elde edilmediğini ifade etmektedir. Yumuşak amortisör ile fren basıncının sürekli düşük değerde kalması, frenleme anında tekerlek hızının kontrol edilemediğini göstermektedir. Kaygan yolda amortisör sönümleme özelliğindeki değişimlere göre fren basıncı ve fren basıncı değişim oranı grafikleri Şekil 5.20’de görülmektedir.



Şekil 5.20: Pürüzlü kaygan yolda fren basıncı ve fren basıncı değişim oranları

Kaygan yolda tüm amortisörler ile fren basınçları, frenlemenin ilk anlarında düşük değerler almıştır. Bu andan sonra fren basıncı ilk olarak sert amortisör ile artmaya başlamıştır. Aynı şekilde yumuşak amortisör ile fren basıncı artarken bazı anlarda ani ve şiddetli bir şekilde basınç düşüşleri ortaya çıkmıştır. Bu basınç düşüşleri Şekil 5.20c'de kesik çizgili daireler ile gösterilmektedir. Normal amortisör ile fren basınçlarının frenlemenin sonuna kadar düşük değerler almasına karşın bazı anlarda aşırı basınç düşüşleri ile karşılaşmıştır. Bu anlar da Şekil 5.20b'de kesik çizgili daireler ile gösterilmektedir. Frenlemenin sonuna gelindiğinde sert amortisör ile fren basıncı kısa süreli olarak azalma eğiliminde iken aniden bir artış göstermiştir. Aynı anda normal amortisör ile de fren basıncı çok düşük değerlerden ani bir artış göstermiştir. Yumuşak amortisörün bu anda oldukça kararsız basınç değişimlerine neden olduğu Şekil 5.20c'de açıkça görülmektedir.

Şekil 5.20'de kaygan yoldaki fren basıncı değişim oranları incelendiğinde normal amortisör ile fren basıncı değişim oranlarının negatif değerlerin, pozitif değerlere göre çok daha yüksek olduğu görülmüştür. Sert amortisör ile ise pozitif değerlerin, negatif değerlerden çok daha yüksek olduğu görülmüştür. Yumuşak amortisör ile de çok kararsız basınç değişim oranları elde edilirken bazı anlarda basınç değişim oranları çok düşük değerler almıştır. Frenlemenin sonuna doğru sert amortisör ile basınç değişim oranlarının şiddeti azalırken normal ve yumuşak amortisör ile çok yüksek negatif değerli basınç değişim oranları ortaya çıkmıştır. Bu durum, Şekil 5.20'de normal ve yumuşak amortisör ile fren basıncı değişim oranı grafiklerinde düz çizgili daire ile gösterilmektedir. Bu sonuçlara göre kaygan yolda fren basıncı değişimlerine en uygun fren basıncı değişim oranı sert amortisör ile elde edildiği görülmüştür. Fren basıncının düşük kaldığı anlarda sert amortisör ile fren basıncı değişim oranının artmaması ve fren basıncının arttığı anlarda fren basıncı değişim oranının daha çok pozitif değer ile artması, kaygan yolda tekerlek hızlarının daha kolay kontrol edildiğini ifade etmektedir.

Normal amortisör ile sürekli düşük değerli fren basınçları elde edilmesinin yanında fren basıncı değişim oranının negatif bölgede yüksek değerler alması aralarındaki uyumsuzluğu net olarak göstermektedir. Bu nedenle kaygan yolda normal amortisörün, tekerleklerin sürekli yavaşlamasına ve sonunda tekerlekleri

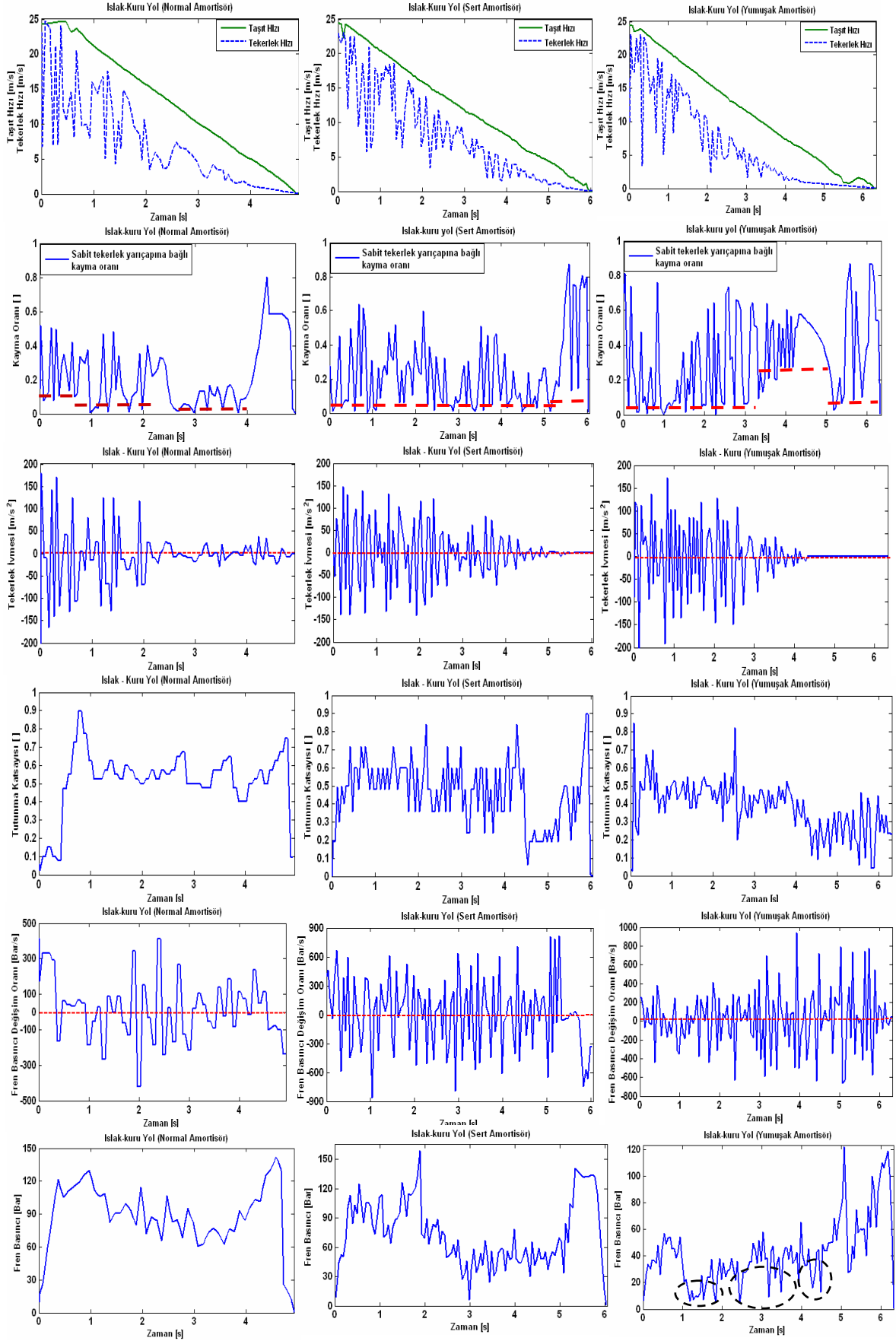
kilitleyebilecek fren basıncı değişimlerine neden olabileceği görülmüştür. Yumuşak amortisör ile de kararsız basınç değişimlerine kararsız basınç değişim oranı ile karşılık verilmiştir. Bu kararsızlıklar neticesinde basınç değişim oranının bazı anlarda çok düşük değerlerde kalması, tekerleklerin kilitlendiği durumları göstermektedir. Frenlemenin son anlarında fren basıncı değişim oranlarının çok yüksek negatif değer alması da tekerleklerin kilitlenmesine neden olabileceği belirlenmiştir.

## **5.4 Pürüzlü Islak-Kuru Yolda ABS Performansının Analizi**

### **5.4.1 Performans parametrelerine göre ABS performansı**

Bu bölümde ABS frenleme performansını belirleyen tekerlek hızı, kayma oranı, tekerlek ivmesi ve tutunma katsayısındaki değişimler ile fren performansını bozacağı düşünölen parametreler arasındaki bağıntılar analiz edilmiştir. Şekil 5.24’de tekerlek hızları, kayma oranları, tekerlek ivmeleri, tutunma katsayıları ile fren basıncı değişimleri arasındaki uyuma göre farklı amortisör sönümleme özellikleri ile karşılaştırılmaktadır. Şekil 5.21’de ilk sütunda normal amortisöre, ikinci sütunda sert amortisöre ve üçüncü sütunda da yumuşak amortisöre ait sonuçlar görölmektedir. Bu karşılaştırmalar, frenleme süresi ve durma mesafesindeki değişimler referans alınarak yapılmaktadır.

Şekil 5.21’de göröldüğü gibi normal amortisör ile frenlemenin ilk anlarında tekerlek hızlarının salınımı ve taşıt hızından uzaklaşma eğilimi artmıştır. Bu anda kayma değişiminin ayarlama noktası daha yüksek kayma değerlerinde elde edilirken tekerlek ivme değişimleri daha fazla negatif değer almıştır. Fren basıncı bu değişimlere azalarak cevap verirken basınç değişim oranları da daha çok negatif değer almıştır. Tüm bu değişimler sonucunda bu anlarda tutunma katsayısının oldukça iyi değerlerde tutulduğu, Şekil 5.21’de normal amortisörlerin tutunma katsayısı grafiklerinde açıkça görölmektedir. Bu andan sonra tekerlek hızının salınımı azalırken taşıt hızı ile arasındaki fark azalmaya başlamıştır. Bu durum, tekerlek ivmesinin aldığı negatif değerlerin azalması ve ivme değişimi salınım genliklerindeki büyük azalma ile doğrulanabilir.



Şekil 5.21: Pürüzlü ıslak-kuru yollarda ABS parametre değişimleri ile fren basıncı değişimi

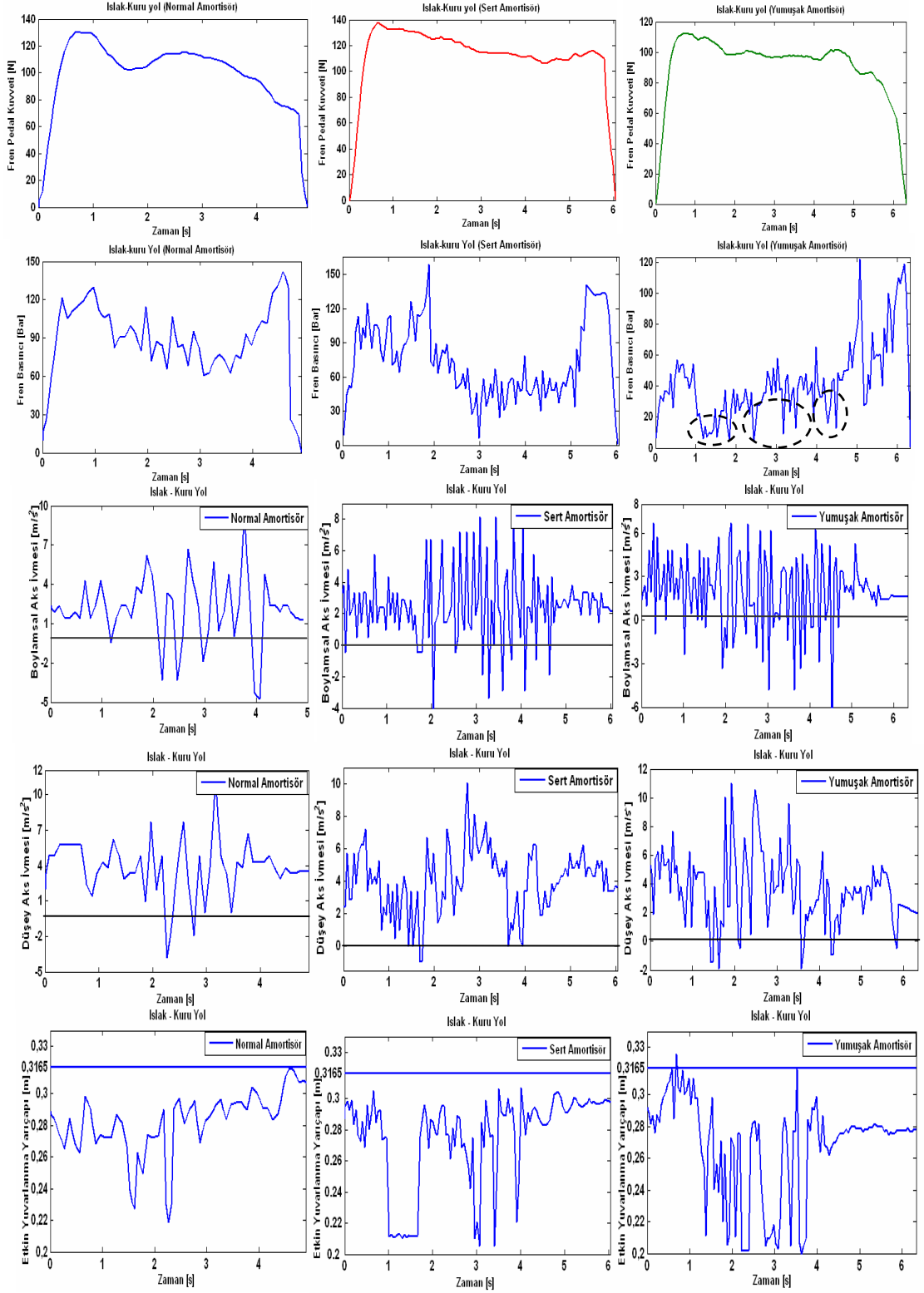


Normal amortisör kullanımı ile frenlemenin sonuna kadar tutunma katsayısı, yüksek değerlerde kalmış ve bunun sonucunda tekerlekler kilitlenmeden frenleme tamamlanmıştır. Bu durum, ıslak-kuru yolda normal amortisör kullanımında fren basıncı değişimleri ile ABS parametre değişimleri arasındaki uyumun belirli bir süreden sonra elde edildiğini ve bu uyumun frenlemenin sonuna kadar sürdürüldüğünü ifade etmektedir. Buna karşın, sert ve yumuşak amortisör ile tekerlek hızlarının azalma eğilimleri genel olarak artarken tekerlek hızı, taşıt hızından daha fazla uzaklaşma eğilimine geçmiştir. Yumuşak amortisörün, tekerlek hızı ile taşıt hızı arasındaki farkı, sert amortisöre göre çok fazla arttırdığı ve frenlemenin sonuna doğru tekerlek hızının çok düşük değerler almasına neden olduğu Şekil 5.21’de görülmüştür. Bu düşük tekerlek hızları nedeniyle bu anda Şekil 5.21’de görüldüğü gibi yumuşak amortisör ile tekerlek ivme değişimleri elde edilememiştir. Sert amortisör ile de bu durum söz konusu ancak sadece frenlemenin sona erdiği anda tekerlek ivmelerinin elde edilmesi güçleşmiştir. Tekerlek hızı ve ivmesindeki bu değişimler, ıslak-kuru yolda frenlemenin sonuna doğru yumuşak amortisörün tekerleklerin kilitlenme eğilimini çok fazla arttırdığını, sert amortisörün de frenlemenin sona erdiği anda tekerleğin çok kısa süreli kilitlenme eğilimini arttırdığını göstermektedir.

#### **5.4.2 Bozucu etkiler ile ABS performansı**

Yukarıdaki sonuçlar incelendiğinde, ıslak-kuru yolda yapılan frenlemelerde amortisör sönümlene özelliğindeki değişimlerin tekerleğin kendi eksenine etrafındaki dönüşünde ve düşey yaylanmasında meydana getirdiği salınımların ve bu salınımlar ile değişen fren basıncının, ABS parametrelerindeki değişimi belirlediği açıkça görülmektedir. Fren basıncı ile tekerlek hızı ve tekerlek ivmesi değişimlerinin birbirine uyumunun amortisör sönümlene özelliğine göre farklılık gösterdiği önceki bölümlerde belirlenmiştir. Bu farklılığa neden olan faktörler, fren basıncı değişiminin yanında ABS sensörlerinden elde edilen tekerlek hız sinyallerinin ve tekerlek ivmelerinin kontrol edilemez şekilde değişmesine neden olabilecek bozucu etkiler olabilir. Bu bozucu etkiler, fren pedal kuvvetinin referanslığında etkin yuvarlanma yarıçapı ile aksın düşey ve boylamsal ivme değişimleridir. Tüm bozucu etkilerin amortisör sönümlene özelliğine göre değişimi Şekil 5.22’de görülmektedir. Normal

amortisör ile fren basıncı ile fren pedal kuvveti arasındaki etkileşim, yüksek fren basınçları ile gerçekleşmiştir. Bu durum, normal amortisör ile fren basıncının fren pedal kuvvetine göre değiştiğini ifade etmektedir.



Şekil 5.22: Pürüzlü ıslak-kuru yollarda bozucu etkiler ile fren basıncı değişimleri

Ancak bazı anlarda fren pedal kuvvetindeki artışlar, fren basıncındaki azalmalar ile karşılanmıştır. Bu anlarda aksın boylamsal ve düşey ivmeleri ile etkin yuvarlanma yarıçapı değişimlerinin daha salınımlı halde olduğu açıkça görülmektedir. Boylamsal ve düşey aks ivmesi bu anlarda negatif değer almış ve etkin yuvarlanma yarıçapı da bu anlarda daha düşük değerler almıştır. Bu durumlar, frenleme anında normal amortisör ile fren basıncının fren pedal kuvvetindeki değişimin gerektirdiğinden daha az olmasının, aks ve tekerlek salınımlarından kaynaklanan tekerlek hız değişimlerden meydana geldiğini ifade etmektedir. Ancak yine de tekerlek ivmelerinin bu anlarda düşük değerler alması ve tutunma katsayısının yüksek değerlerde tutulması tekerlek hızlarının kontrol edilebildiğini ifade etmektedir. Islak-kuru yolda yapılan frenlemelerde normal amortisör sönümleme özellikleri sayesinde tekerlek hızı salınımlarının çok kısa süreli gerçekleşmesi, frenleme süresini ve mesafesini diğer amortisörlere göre azaltmıştır.

Şekil 5.22'deki sert amortisör sonuçları incelendiğinde fren pedal kuvveti ile fren basıncı belirli bir süre beraber artmıştır. Bu andan sonra fren pedal kuvvetinin çok fazla değişmemesine karşın fren basıncı azalmaya başlamıştır. Bu azalma sırasında fren basıncı, normal amortisöre göre çok daha düşük değerler almıştır. Fren basıncının düşük kaldığı anlarda aksın düşey ve boylamsal aks ivmelerinin frekansının ve genliklerinin arttığı görülmüştür. Boylamsal aks ivmeleri bu anlarda belirli bir süre çok daha yüksek negatif ve pozitif değerler arasında salınım yapmaya başlamıştır. Aynı şekilde fren basıncının azalması ile düşey aks ivmeleri de daha salınımlı hale gelirken etkin yuvarlanma yarıçapında da bu anlarda ani düşüşler gerçekleşmiştir. Bu sonuçlar, frenleme anında sert amortisörün ürettiği şiddetli tepki kuvvetleri nedeniyle aksın düşey ve boylamsal yönde ani olarak ve şiddetli bir şekilde hızlanıp yavaşladığını göstermektedir. Bu hız değişimleri, Şekil 5.22'de sert amortisör sonuçlarında görülen tekerlek hızlarındaki yavaşlamayı arttırarak tekerleğin dönüşüne uygun olmayan fren basıncı değişimine neden olmuştur. Sert amortisör ile frenlemenin sonunda fren basıncındaki ani artış ile tekerlek hızının çok düşük değerler alması, aks ivmeleri ve tekerlek salınımı kaynaklı olmadığı Şekil 5.22'de sert amortisöre ait grafiklerde görülmüştür. Tekerlek hızındaki bu azalmanın, düzgün olmayan tekerlek hızı salınımlarının etkisinde doğru basınç değişimlerinin tespit edilmesindeki gecikmeden kaynaklanabileceği belirlenmiştir.

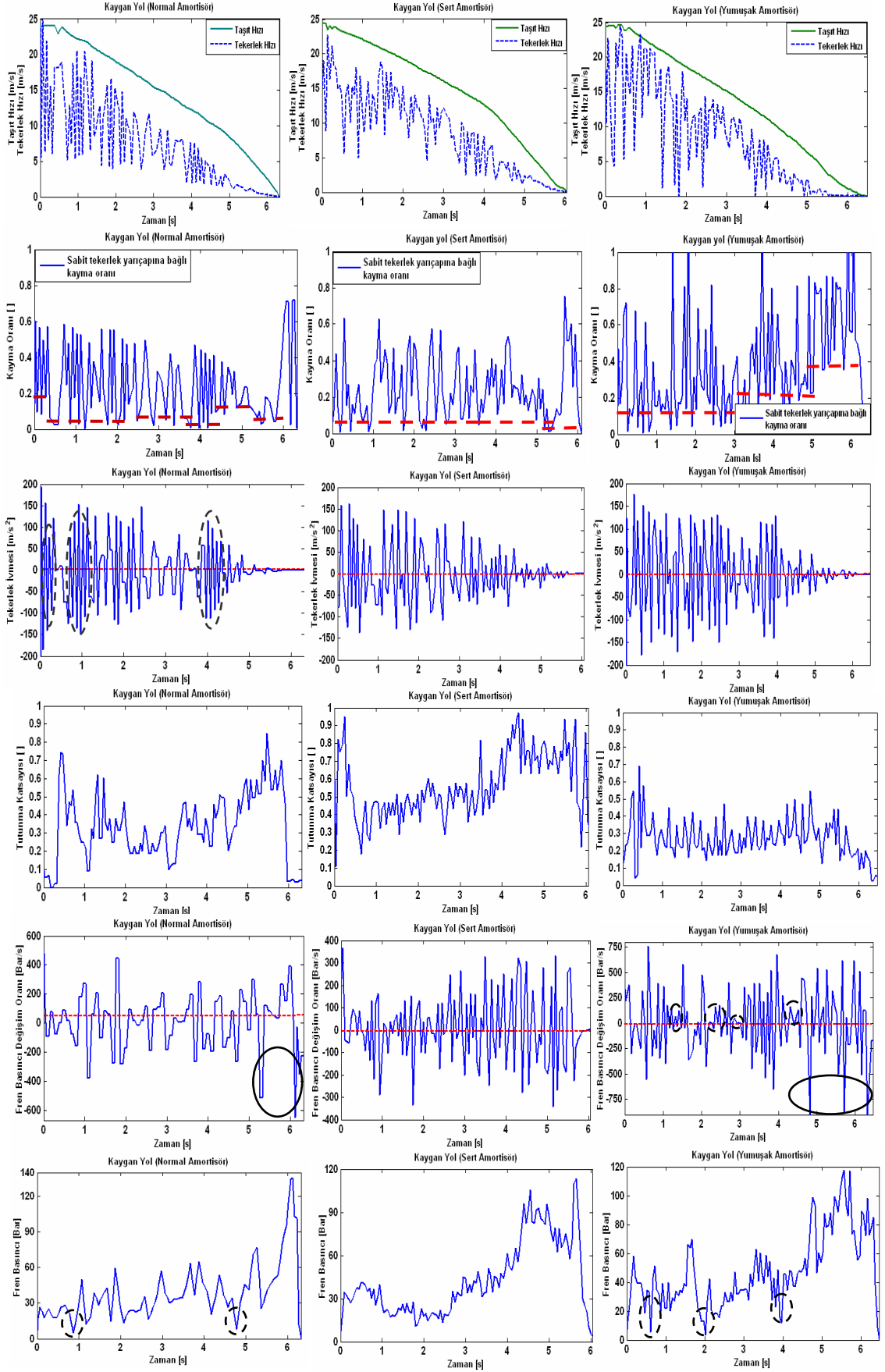
Şekil 5.22’de yumuşak amortisör sonuçları incelendiğinde yüksek fren pedal kuvvetinin düşük değerli fren basıncı ile karşılandığı ve aralarında uyumun olmadığı görülmüştür. Bazı anlarda fren basıncının, sifıra yakın değerler almaya başladığı daire içindeki bölgeler ile açıkça görülmektedir. Boylamsal aks ivmesi, diğer amortisörlere göre daha fazla ve yüksek negatif değerler almıştır. Düşey aks ivmesi ise en yüksek pozitif değerlerini alırken etkin yuvarlanma yarıçapında daha şiddetli salınımlar meydana gelmiştir. Bu sonuçlar, yumuşak amortisör ile frenleme anında aksın taşıt gövdesi ile sürüklendiği ve aksın yukarı aşağıya salınımlarının kontrol edilemediğini göstermektedir. Bunların etkisinde fren basınçları sürekli düşük değerde kalmış ve Şekil 5.21’de tekerlek hızı grafiğinde görüldüğü gibi tekerleğin kilitlenme eğilimi artmıştır. Bunun sonucunda frenleme kilitli tekerlekler ile sona ermiştir. Bu sonuçlar, frenlemenin sonuna doğru tekerlek ivmelerinin algılanma güçlüğü ve tutunma katsayısının çok fazla azalması ile doğrulanabilir.

Elde edilen bu sonuçlara göre frenleme anında yumuşak amortisörün sönümleme özelliklerinin etkisinde yapılan frenlemelerde ortaya çıkan aks ve tekerlek salınımlarının tekerlek hızını kontrol edilemez şekilde değiştirdiği ve bunun etkisinde fren basıncının sürekli düşük değerlerde kaldığı görülmüştür.

## **5.5 Pürüzlü Kaygan Yolda ABS Performansının Analizi**

### **5.5.1 Performans parametrelerine göre ABS performansı**

Kaygan yolda tüm ABS parametrelerinin ve fren basınçlarının farklı amortisör sönümleme özelliklerine göre değişimi Şekil 5.23’de görülmektedir. Bu bölümde kaygan yolda elde edilen ABS parametreleri, basınç değişimleri ve bozucu etkiler arasındaki ilişkiler, amortisör sönümleme özelliklerine göre incelenmiştir. Şekil 5.23’de tekerlek hızları, kayma oranları, tekerlek ivmeleri, tutunma katsayıları ile fren basıncı değişimleri arasındaki etkileşim farklı amortisör sönümleme özellikleri için karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmalarda ilk olarak kaygan yolda en kısa frenleme süresinin sert amortisör ile elde edildiği göz önüne alınmıştır. Şekil 5.23’de görüldüğü gibi yol kayganlaştığında tüm parametrelerin genlik ve frekansları artmıştır.



Şekil 5.23: Pürüzlü kaygan yollarda ABS parametre değişimleri ile fren basıncı değişimleri

Düşük fren basınçlarında Şekil 5.23’de görüldüğü gibi frenleme anında tekerlek sert amortisör ile diğer amortisörlere göre daha az salınımla ve daha yüksek hızlarda dönmüştür. Bunun sonucunda kayma değişimlerinin ayarlama noktaları daha düşük kayma değerlerinde elde edilmiştir.

Sert amortisör ile elde edilen düşük fren basınçlarında frenlemenin ilk anlarındaki yüksek genlikli tekerlek ivmeleri, belirli bir süre sonra azalmaya başlarken frenlemenin ilk anlarında azalan tutunma katsayısı da belirli bir süre sonra artma eğilimine geçmiştir. Fren basıncı yükselmeye başlayınca da kayma değişiminin ayarlama nokta konumu değişmemiş ve tekerlek hızları ile taşıt hızı arasındaki fark azalmadan beraber sıfır değerine ulaşmıştır. Bu anlarda tekerlek ivme değişimleri oldukça düşük değerler alırken tutunma katsayısı da en yüksek değerlerini almıştır. Böylece, sert amortisör kullanıldığında frenlemenin ilk anlarında düşük fren basınçlarının frenlemenin sonuna doğru yükselmesi ile en kısa frenleme süresinde uygun tekerlek dönüşleri elde edilebileceği görülmüştür.

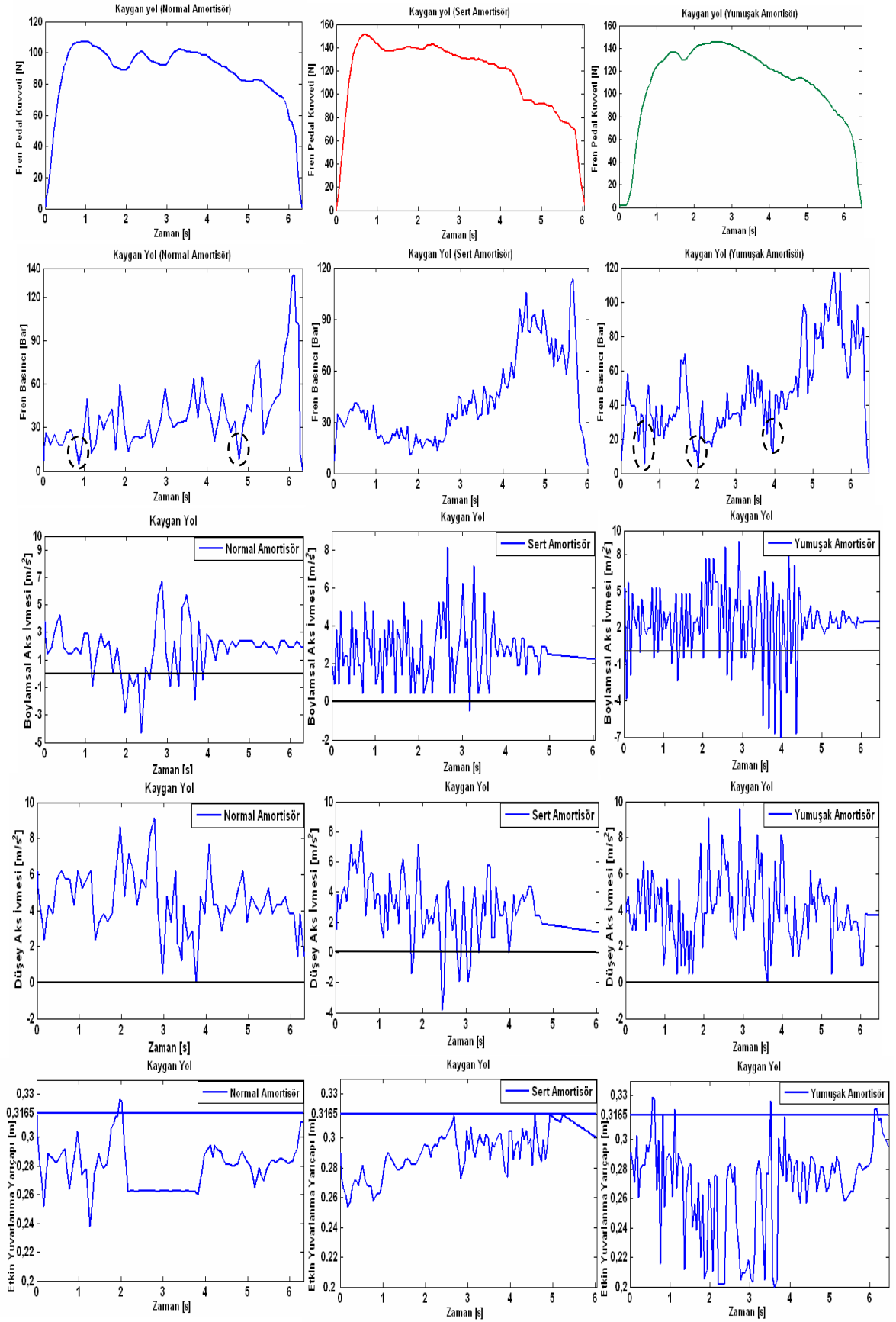
Yumuşak amortisör kullanımında fren basınçlarında ortaya çıkan ani düşüştten hemen sonra tekerlek dönüşünün belirlenemediği ve bunun sonucunda basınç değişiminin gerçekleşmediği Şekil 5.23’de görülmüştür. Basınç değişimlerinin etkisinde tekerlek hızları aniden ve çok şiddetli bir şekilde hızlanıp yavaşlamış ve bazı anlarda kilitlendikten sonra tekrar aniden hızlanmıştır. Frenlemenin sonunda bu tekerlek hızı salınımları, tekerleklerin kilitlenmesine neden olabilecek fren basınçlarını ortaya çıkarmıştır. Bu andaki fren basıncı artışı, tekerleklerin yaklaşık olarak 1s kilitli olarak sürüklenmesine ve frenlemenin bu şekilde sona ermesine neden olmuştur. Bu kilitlenme anlarında lastiğin anlık olarak yoldan ayrılmasının, kayma oranı değişiminin 1 değerini aşmasına ve bunun etkisinde frenleme boyunca ayarlama noktasını belirleyen kayma oranı değerinin sürekli artmasına neden olduğu Şekil 5.23’de görülmüştür. Aynı şekilde tekerlek ivmelerinin pozitif değerden daha çok negatif değerler alması, tekerleklerini sürekli kilitlenme sınırına yakın hızlarda döndüğünü ifade etmektedir. Yumuşak amortisör ile tutunma katsayısının sürekli çok düşük değer alması, yumuşak amortisörün sönümleme özelliğinin frenleme anında lastik tekerlek ile yol arasındaki tutunmayı kötüleştirdiğini belirtmektedir.

### 5.5.2 Bozucu etkiler ile ABS performansı

Kaygan yollarda yapılan frenleme anında bozucu etkilerin amortisör sönümlenme özelliklerine göre değişimi Şekil 5.24’de görülmektedir. Bu bölümde de öncelikle kaygan yolda en iyi performansın elde edildiği sert amortisörün sonuçlarına göre kıyaslama yapılmıştır.

Şekil 5.24’de görüldüğü gibi kaygan yollarda frenlemenin ilk anlarında fren pedal kuvveti değişimlerine tüm amortisör sönümlenme özellikleri ile düşük fren basıncı değişimleri ile karşılık verilmiştir. Yumuşak ve normal amortisör ile bu basınç değişimleri sırasında bazı anlarda ani basınç düşüşleri meydana gelirken sert amortisör ile bu basınç düşüşleri gerçekleşmemiştir. Tüm amortisörlerde frenlemenin sonuna doğru azalan fren pedal kuvvetine fren basıncındaki artış ile karşılık verilmiştir. Bu sonuçlara göre basınç değişimlerinin amortisörlere göre değişmesini belirleyen en önemli unsurun, fren basınçlarındaki ani düşüşler olduğu görülmüştür. Fren basınçlarındaki ani düşüşler göz önüne alınmadığında tüm amortisörlerde fren basınçları, fren pedal kuvvetine aynı şekilde cevap vermiştir. Yani, frenlemenin ilk anlarında artan fren pedal kuvvetine düşük fren basıncı, frenlemenin sonuna doğru da azalan fren pedal kuvvetine yüksek fren basıncı değişimi ile karşılık verilmiştir.

En düşük frenleme süresinin elde edildiği sert amortisör kullanımı ile pozitif boylamsal aks ivmeleri düşük değerler alırken bazı anlarda çok kısa süreli yüksek değerler elde edilmiştir. Şekil 5.24’de görüldüğü gibi sert amortisörün boylamsal aks ivmeleri üzerindeki en belirgin etkisi, boylamsal aks ivmelerinin negatif değer almamış olmasıdır. Bu şekilde frenleme anında sert amortisör, taşıtın negatif yöndeki frenleme ivmesine direnç göstererek aks salınımlarını oldukça azaltmıştır. Düşey aks ivmeleri, pozitif bölgelerde diğer amortisörlere göre daha düşük değerler alırken negatif bölgelerde diğerlerine göre çok daha yüksek değerler almıştır. Bu düşey aks ivmesi değişimlerine göre sert amortisör frenleme anında aksın düşey yönde hızını azaltarak düşey aks salınımlarını kontrol edebildiği görülmüştür. Bu aks ivmelerinin yanında etkin yuvarlanma yarıçapı da frenleme anında oldukça düşük salınımlar yapmıştır.



Şekil 5.24: Pürüzlü kaygan yollarda bozucu etkiler ile fren basıncı değişimleri



Böylelikle sert amortisör kullanımı ile frenlemenin ilk anlarında fren basıncının düşük olduğu durumlarda aksın boylamsal yönde salınımı azalırken aks düşey yönde ilk anlarda hızlandıktan sonra yavaşlamakta ve bu şekilde aks salınımları kontrol edilmiştir. Frenlemenin sonuna doğru fren basıncının artışı ile aksın hem boylamsal hem de düşey yöndeki ivmelerinin salınımları dikkate değer şekilde azalmıştır. Bu aks salınımlarının etkisinde Şekil 5.23'de görüldüğü gibi tekerlek hız salınımları, frenlemenin sonuna doğru azalırken tutunma katsayısı artmıştır. Bu şekilde tekerlekler kilitlenmeden frenleme sona ermiştir. Bu durum, sert amortisör ile tekerleğin dönüşüne uygun fren basıncının elde edilebildiğini göstermektedir.

Normal amortisör kullanımı ile Şekil 5.24'de görüldüğü gibi boylamsal aks ivmeleri negatif değer alırken düşey aks ivmeleri sert amortisöre göre çok daha yüksek pozitif değerler almıştır. Boylamsal aks ivmesinin en yüksek negatif değerlerinin ve düşey aks ivmesinin en yüksek pozitif değerlerinin elde edildiği anlarda etkin yuvarlanma yarıçapı statik tekerlek yarıçapından daha yüksek değer almıştır. Bu anlarda Şekil 5.23'de görüldüğü gibi tekerlek hızları ani ve şiddetli bir şekilde hızlanıp yavaşlamış ve tutunma katsayısı azalmıştır. Buna göre normal amortisör, frenleme anında aksın taşıt kütlesi ile sürüklenmesine ve düşey aks salınımları etkisinin arttırılmasına neden olmuş ve bu durumlar tekerleğin anlık olarak yol ile temasının kaybetmesine neden olmuştur. Bu tekerlek hız değişimlerinin fren basıncındaki ani düşüşten hemen sonra gerçekleşmesinin oldukça dikkat çekici bir nokta olduğu görülmüştür. Frenlemenin sonunda fren basıncının artması ile aksın boylamsal ve düşey yöndeki ivme genlikleri azalmıştır.

Bu basınç değişimlerinin etkisinde Şekil 5.23'de görüldüğü gibi tekerlek hızları uygun hale getirilebilmiş ve tekerlekler kilitlenmeden frenleme sona ermiştir. Bu sonuçlara göre normal amortisör ile frenlemenin ilk anlarında ortaya çıkan aks salınımlarının sebep olduğu düşük fren basınçları ile kaybedilen frenleme performansı, frenlemenin sonuna doğru artan fren basınçları ile birlikte azalan aks ivmeleri sayesinde yeniden kazanılmıştır.

Şekil 5.24'e göre yumuşak amortisör kullanıldığında aksın hem boylamsal hem de düşey ivmeleri en şiddetli hale gelmiştir. Boylamsal aks ivmesi en yüksek negatif

değerleri alırken düşey aks ivmesi de en yüksek pozitif değerleri almıştır. Buna göre yumuşak amortisör, frenleme anında aksın taşıt ile birlikte sürüklenmesine ve tekerlek üzerinde şiddetli salınımların ortaya çıkmasına neden olmuştur. Tekerlek üzerindeki şiddetli salınımlar, etkin yuvarlanma yarıçapı değişiminde meydana gelen şiddetli salınımlar ile doğrulanabilir.

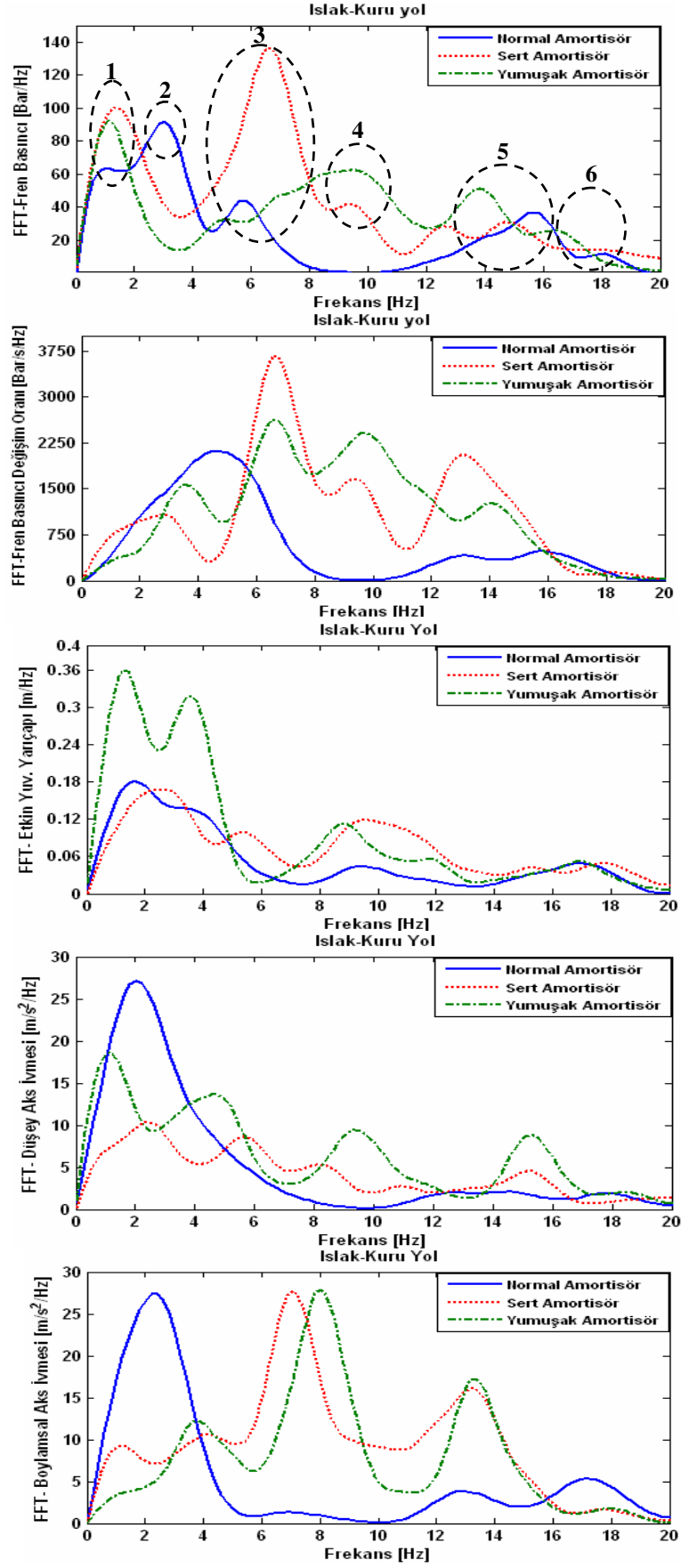
Yumuşak amortisör için fren basıncı ile bozucu etkiler arasındaki etkileşim sonucunda Şekil 5.24'e göre fren basıncında belirli aralıklarla ortaya çıkan ani düşüşler boylamsal aks ivmelerinin şiddetli negatif değerler almasına ve bu anda en yüksek pozitif genlikli düşey aks ivme salınımlarına neden olmuştur. Frenlemenin sonuna doğru fren basıncının artması ile boylamsal aks salınımları azalırken düşey aks ivmelerindeki azalma çok daha az olmuştur. Bu anda etkin yuvarlanma yarıçapının statik tekerlek yarıçapından daha yüksek değere çıktığı Şekil 5.24'de görülmüştür.

## **5.6 Frekans Analizi ile ABS Performansının Analizi**

### **5.6.1 Islak-kuru yolda bozucu etkilerin frekans analizi ile ABS performansı**

Bu bölümde ıslak-kuru yolda elde edilen ABS parametre değişimleri ile fren basıncı ve bozucu büyüklükler arasındaki etkileşim frekans boyutunda incelenecektir. Bu şekilde ıslak-kuru yolda elde edilebilecek en iyi frenleme performansını sağlayan amortisör sönümleme özelliği frekans boyutunda araştırılmıştır.

Frekans analizi için zaman boyutundaki her büyüklük, denklem (3.44) ile frekans boyutuna taşınmıştır. Bunun için zaman boyutunda her sinyale pencereleme, frekans boyutunda da alçak geçiren filtre uygulanmıştır. Pencereleme ve filtreleme işlemleri sonrasında HFD (FFT) ile elde edilen ıslak kuru yoldaki tekerlek hızı, kayma oranı, tekerlek ivmesi, tutunma katsayısı, fren basıncı, etkin yuvarlanma yarıçapı ile aksın düşey ve boylamsal ivmelerine ait frekans cevapları, Şekil 5.25 ve Şekil 5.26'daki grafiklerde görülmektedir. Şekil 5.25'de fren basıncı ile etkin yuvarlanma yarıçapı, aksın düşey ve boylamsal ivmeleri karşılaştırılarak aralarındaki uyum amortisör sönümleme özelliğine göre araştırılmıştır.



Şekil 5.25: Pürüzlü ıslak-kuru yolda bozucu etkiler ve fren basıncının frekans cevapları

Pürüzlü yolda yapılan ani frenlemelerde yol pürüzlülüğü ve fren basıncı uyarıları ile taşıt gövdesi ve aks sisteminde salınımlar meydana gelmektedir. Bu salınımlara ait genliklerin sonsuza gittiği belirli frekanslar bulunmaktadır. Bu frekanslara rezonans frekansı (doğal frekans) adı verilmekte ve Şekil 5.25’de görüldüğü gibi bu frekanslarda rezonans tepeleri ortaya çıkmıştır. Şekil 5.25’de rezonans tepesinin meydana geldiği birçok rezonans frekans aralıkları görülmektedir. Bunlardan Şekil 5.25’de 1 nolu daire ile gösterilen 0-2 Hz frekans aralığı, taşıt gövdesi salınımlarının rezonans frekansını ve 5 nolu daire ile gösterilen 13-15 Hz frekans aralığı, bölüm 4’de verilen aks salınımlarının rezonans frekansını göstermektedir. Taşıt, sadece yol pürüzlülüğü ile uyarılsaydı Şekil 5.25’de görülen frekans cevaplarında sadece bu iki rezonans tepesi bulunmalıydı. Ancak pürüzlü yolda yapılan frenleme anında taşıt sistemi, yol pürüzlülüğünün yanında fren basıncı salınımları ile uyarıldığından Şekil 5.25’de görüldüğü gibi 0-2 Hz ve 13-15 Hz frekans aralıklarının dışındaki frekanslarda da rezonans tepeleri bulunmaktadır. Böylelikle, Şekil 5.25’de 2, 3, 4 ve 6 nolu daireler ile gösterilen bu rezonans tepelerinin fren basıncı salınımlarına ait olduğu anlaşılmaktadır. Islak-kuru yolda yapılan frenleme anında ortaya çıkan ve Şekil 5.25’de görülen tüm frekans cevapları, tespit edilen bu frekans aralıklarına göre değerlendirilmiştir. Bu değerlendirmeler, zaman boyutu analizinde olduğu gibi ıslak-kuru yolda en iyi frenleme performansının normal amortisör ile elde edildiği göz önüne alınarak yapılmış ve diğer amortisör sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

Şekil 5.25’e incelendiğinde normal amortisör ile taşıt gövdesinin rezonans frekanslarında fren basıncının genliği en düşük değerleri alırken fren basıncı değişim oranı genliklerinin çok daha yüksek değer aldığı görülmüştür. Bu fren basıncı salınımları, düşey ve boylamsal aks ivmelerinde en şiddetli salınım genliğine neden olurken etkin yuvarlanma yarıçapı salınım genliği, çok daha düşük değerlerdedir. Aks salınımları rezonansa maruz kaldığında ise fren basınçlarının şiddeti artış göstermiş ve bunun sonucunda etkin yuvarlanma yarıçapı ve düşey aks ivmesi çok düşük genliklere sahip iken boylamsal aks ivmesinde düşük genlikli rezonans tepesi ortaya çıkmıştır. Uyarı frekansı 15-20 Hz arasında olduğunda yani yüksek frekanslı fren basıncının etkisinde etkin yuvarlanma yarıçapı ve özellikle boylamsal aks ivmesi diğer amortisörlere göre çok daha şiddetli hale gelmiştir. Buna göre, normal amortisör ile yapılan frenlemelerde taşıt gövdesi ve aks sistemi rezonansa maruz

kaldığında fren basıncının şiddeti artmıştır. Tekerlek-aks sistemi sadece fren basıncının etkisinde iken ve fren basıncının frekansı aksın rezonans frekansından daha düşük olduğunda çok küçük genlikli aks ve tekerlek salınımları elde edilebileceği görülmüştür. Buna karşın, aksın rezonans frekansından daha büyük frekansa sahip fren basınçları ise boylamsal doğrultuda en şiddetli aks salınımlarına neden olmuştur. Bu nedenle fren basıncının frekansı arttıkça fren basıncı değişiminin genliği azalmıştır.

Şekil 5.25, sert amortisöre göre incelendiğinde taşıt gövdesinin rezonans frekansında sert amortisör, normal amortisörün tam tersine boylamsal ve düşey aks ivmesinin şiddetini azaltmıştır. Fren basıncının değişim frekansı 6-10 Hz aralığında iken sert amortisör ile fren basıncının şiddeti çok fazla artmıştır. Fren basıncındaki bu artış ile birlikte aksın düşey yöndeki salınım şiddeti oldukça düşük seviyede iken etkin yuvarlanma yarıçapı ve boylamsal aks ivmesinin şiddeti, normal amortisöre göre dikkate değer bir şekilde artmıştır. Bu durum, frenleme anında fren basıncının değişim frekansı, 6-10 Hz aralığında iken tekerleğin düşey ve aksın boylamsal doğrultuda aşırı salınımlara maruz kaldığını göstermektedir. Frenleme anında aks sistemi rezonansa maruz kaldığında ise tekerleğin düşey yöndeki salınımları azalırken boylamsal aks ivmesinin şiddetinin, normal amortisöre göre çok daha yüksek olduğu görülmüştür. Sert amortisörün frenleme performansı üzerindeki en önemli etkisi, belirli frekanslardaki fren basınçlarının, aksın boylamsal ve tekerleğin düşey doğrultudaki salınımlarını şiddetlendirmesidir. Bu durum, frenleme anında sert amortisörün bu frekanslarda gelen uyarılara şiddetli tepki kuvveti üretmesi ile ortaya çıkabileceği belirlenmiştir. Aynı şekilde aks salınımlarının rezonansa maruz kalması sonucunda tekerleklere gönderilen fren basıncının şiddeti, diğer amortisörlere göre azalırken fren basıncı değişiminin şiddeti artmıştır. Bu basınç değişimi nedeniyle sert amortisör, aksın boylamsal doğrultuda şiddetli bir şekilde salınmasına neden olmuştur.

Şekil 5.25, yumuşak amortisöre göre incelendiğinde, frenleme anında taşıt gövdesinin rezonansa maruz kalması sonucunda en şiddetli etkin yuvarlanma yarıçapı salınımı yumuşak amortisör ile meydana gelişir. Bu şiddetli salınım yüksek genlikli fren basıncı ile cevap verilmiştir.

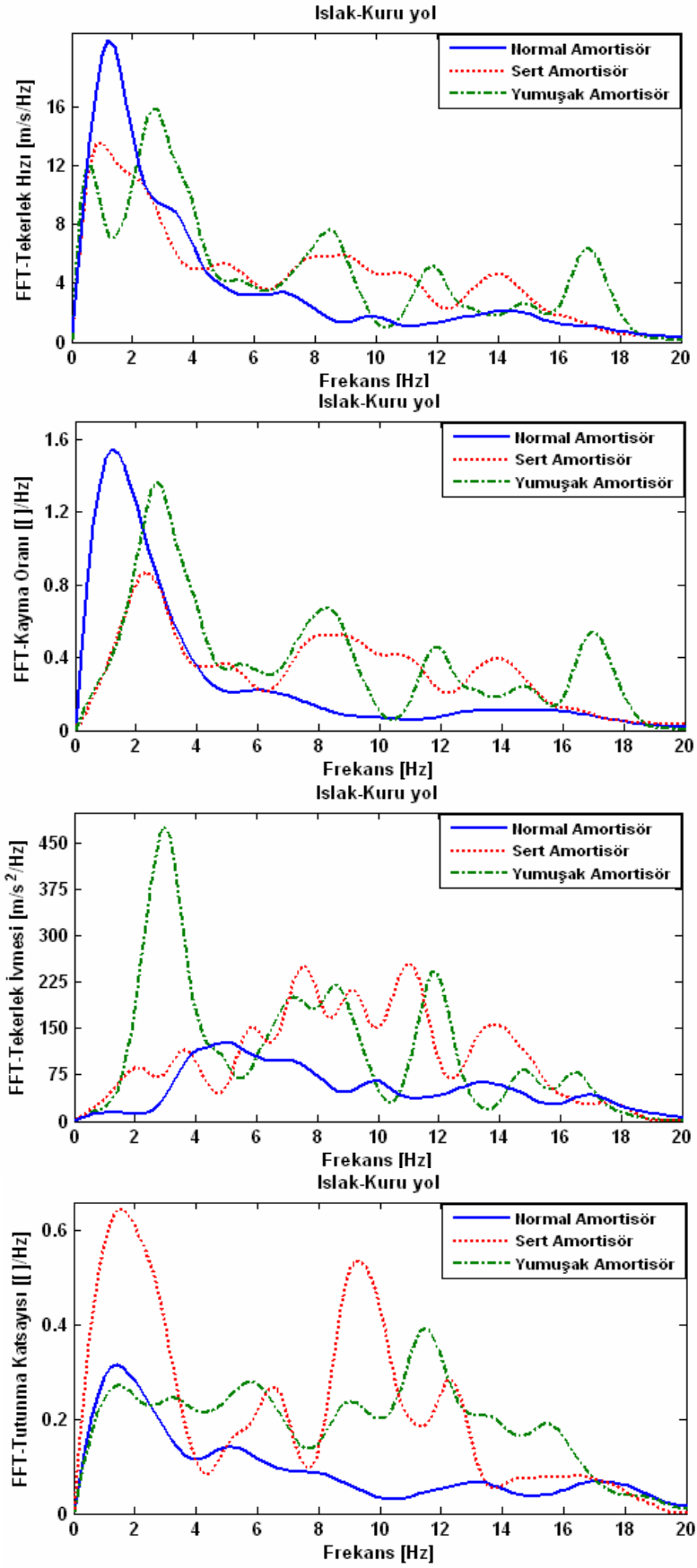
Bundan sonra etkin yuvarlanma yarıçapı, yalnızca fren basıncının uyarısı ile tekrar rezonansa maruz kalmıştır. Fren basıncının etkisinde, uyarı frekansı 6-10 Hz frekans aralığında iken sert amortisörde olduğu gibi aksın boylamsal doğrultudaki salınımları oldukça şiddetli hale gelmiştir. Sadece fren basıncının uyarısında, uyarı frekansı 13 Hz'e kadar arttığında tüm aks ve tekerlek salınımları en şiddetli duruma gelmiştir. Aks salınımlarının rezonansa girmesi sonucunda yol pürüzlülüğü ile birlikte fren basıncı salınımları, hem düşey hem de boylamsal aks ivmesinde en şiddetli salınımları ortaya çıkarmıştır. Bu salınımlar sırasında fren basıncının şiddeti, normal amortisörünkine yakın iken fren basıncı değişim genliği, oldukça yüksek değer almıştır.

Frekans analizine göre yumuşak amortisörün frenleme performansı üzerindeki en belirgin etkilerinin; taşıt gövdesinin rezonans frekansında çok şiddetli etkin yuvarlanma yarıçapı salınımlarının ortaya çıkması, fren basıncı 6-10 Hz frekans aralığında değişirken boylamsal aks ivmesi salınımlarının kontrol edilemez şekilde rezonansa girmesi, aksın rezonansa maruz kalması ile şiddetlenen boylamsal aks ivmesinin etkisinde fren basıncının şiddetinin artmasına karşın fren basıncı değişiminin azalması olduğu görülmüştür.

### **5.6.2 Islak-kuru yolda ABS performans parametrelerinin frekans analizi ile ABS performansı**

Islak-kuru yolda elde edilen ABS performans parametrelerinin frekans cevapları Şekil 5.26'da görülmektedir. Şekil 5.26 normal amortisöre göre incelendiğinde, fren basıncının etkisinde taşıt gövdesinin rezonansa maruz kaldığı anlarda tekerlek hızı ile kayma oranı salınımlarının çok fazla şiddetlendiği görülmüştür.

Bu frekanslarda etkin yuvarlanma yarıçapı ve düşey aks ivmesinin bu parametre değişimlerine katkısı olduğu Şekil 5.25'de açıkça görülmüştür. Normal amortisör ile taşıt gövdesindeki şiddetli salınımların, tutunma katsayısı salınımlarını şiddetlendirmezken tekerlek ivmesini etkilemediği açıkça görülmüştür. Aks salınımlarının rezonansa maruz kalması durumunda ise normal amortisör, tüm parametreleri kontrol edebilmiştir.



Şekil 5.26: Pürüzlü ıslak-kuru yolda ABS performans parametrelerinin frekans cevabı

Şekil 5.26 sert amortisöre göre incelendiğinde, fren basıncının etkisinde taşıt gövdesinin rezonansa maruz kaldığı anlarda sert amortisör kullanımı, tutunma katsayısında normal amortisöre göre şiddetli salınımlar ortaya çıkarmıştır. Aks salınımları rezonansa maruz kaldığında ise sert amortisör kullanımı ile tekerlek hızı, kayma oranı ve tekerlek ivmesinde ortaya çıkan salınımlar diğer amortisörlere göre çok daha yüksek hale gelmiştir. Bu frekanslarda tutunma katsayısının çok fazla etkilenmemesi dikkat çekici bir nokta olduğu görülmüştür. Sadece fren basıncına ait rezonans frekanslarında sert amortisör, özellikle tutunma katsayısı ve tekerlek ivmesinde diğer amortisörlere göre şiddetli salınımlar ortaya çıkarmıştır. Şekil 5.25’de görüldüğü gibi 6-10 Hz arasındaki frekanslara sahip fren basıncı değişimleri ile şiddetlenen boylamsal aks ivmelerinin en fazla tutunma katsayısı ve tekerlek ivmesini etkilediği Şekil 5.26’da açıkça görülmüştür.

Şekil 5.26 yumuşak amortisöre göre incelendiğinde, yine fren basıncının etkisinde taşıt gövdesinin rezonansa maruz kaldığında, tekerlek ivmesinde çok yüksek genlikler elde edilirken bu frekanslarda tekerlek hızı iki defa rezonansa maruz kalmıştır. Aynı şekilde Şekil 5.25 incelendiğinde etkin yuvarlanma yarıçapı ile tekerlek hızının paralellik gösterdiği açıkça görülmüştür. Bu durum, taşıt gövdesinin rezonans frekansına yakın frekansa sahip fren basıncının, etkin yuvarlanma yarıçapı salınımlarını rezonansa maruz bırakıp tekerleğin düşey yaylanmasını şiddetlendirdiğini ifade etmektedir. Aks salınımları rezonansa maruz kaldığında ise en şiddetli salınım, tutunma katsayısında ortaya çıkmıştır. Bunun yanında sadece fren basıncının rezonans frekansları göz önüne alındığında aksın rezonans frekansından daha küçük ve taşıt gövdesinin rezonans frekansından daha yüksek frekansa sahip fren basınçları, yumuşak amortisör kullanımı ile daha yüksek genlikli parametre değişimleri ortaya çıkarmıştır.

### **5.6.3 Kaygan yolda bozucu etkilerin frekans analizi ile ABS performansı**

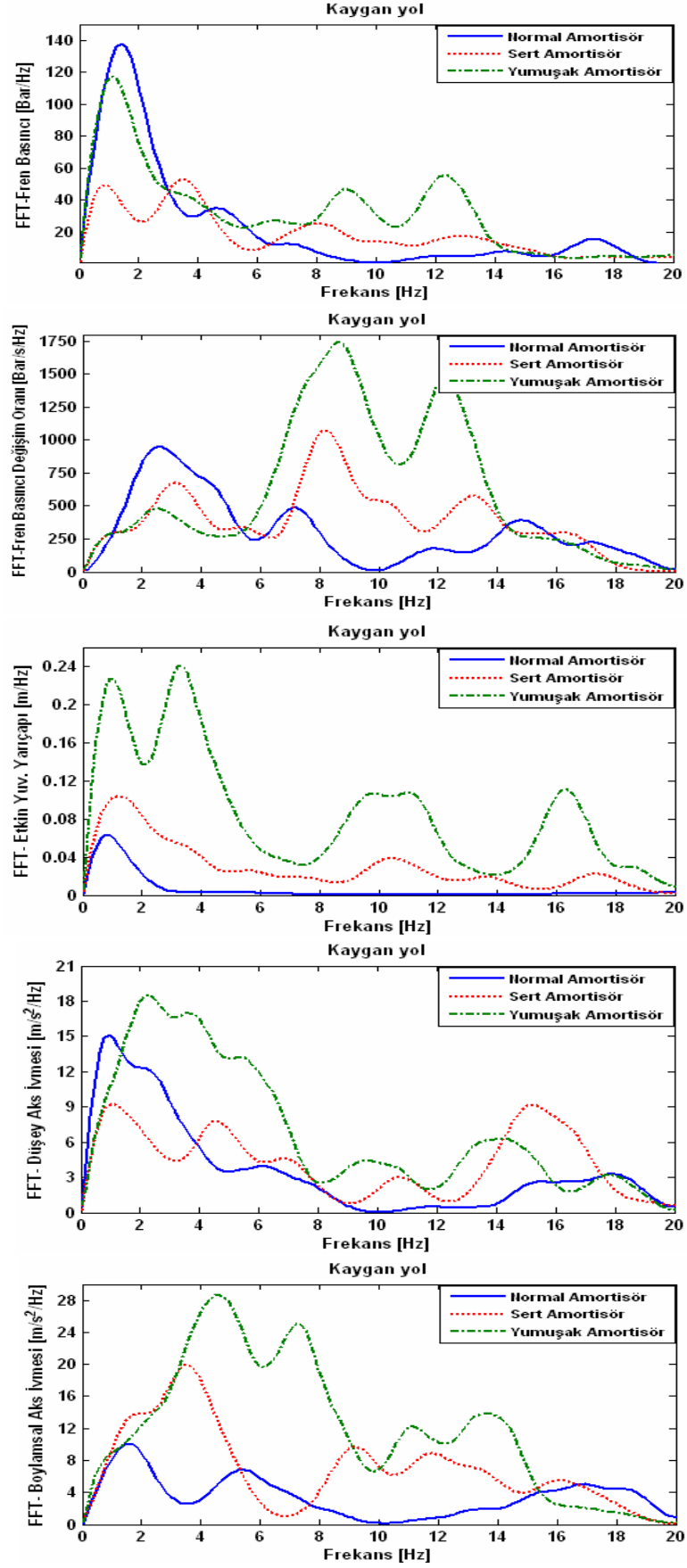
Bu bölümde kaygan yolda elde edilen ABS parametre değişimleri ile fren basıncı ve bozucu büyüklükler arasındaki etkileşim frekans boyutunda incelenmiştir. Kaygan yoldaki tekerlek hızı, kayma oranı, tekerlek ivmesi, tutunma katsayısı, fren basıncı, etkin yuvarlanma yarıçapı ile aksın düşey ve boylamsal ivmelerine ait frekans



cevapları, Şekil 5.27 ve 5.28'deki grafiklerde görülmektedir. Şekil 5.27'de fren basıncı, etkin yuvarlanma yarıçapı ile aksın düşey ve boylamsal ivmelerinin amortisör sönümlene özelliğine göre değişimleri frekans boyutunda görülmektedir. Bu grafiklerin değerlendirmeleri, kaygan yolda en iyi frenleme performansının sert amortisör ile elde edildiği göz önüne alınarak yapılacak ve diğer amortisör sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

Kaygan yollarda yapılan frenleme anında taşıt gövdesi rezonansa maruz kaldığında sert amortisör ile fren basıncındaki artış düşük değerlerde iken fren basıncı değişimi, taşıt gövdesinin rezonansından etkilenmemektedir. Bunun yanında düşey aks ivmesi sert amortisör ile en düşük değerini alırken etkin yuvarlanma yarıçapı salınımları bu frekansta şiddetlenebilmektedir. Rezonans ile şiddetlenen taşıt gövdesinin düşey salınımları, sert amortisör ile en şiddetli boylamsal aks ivmesine neden olmaktadır. Aks sisteminin rezonansa maruz kalması ile de fren basıncı salınımı azalırken fren basıncı değişim oranı tüm amortisörlerde çok düşük değerler almıştır. Bu anda hem düşey aks ivmesi hem de boylamsal aks ivmesi rezonansa maruz kalırken etkin yuvarlanma yarıçapı etkilenmemiştir. Fren basıncı değişimlerinin rezonans etkileri aksın rezonans frekansına kadar fren basıncı değişimlerinin şiddetini arttırmıştır. Bu anda düşey yöndeki aks ivmesi ve etkin yuvarlanma yarıçapı oldukça düşük değerler alırken boylamsal aks ivmesi salınımları daha şiddetli hale gelmiştir.

Frenleme anında normal amortisör ile taşıt gövdesi rezonansa maruz kaldığında fren basıncı ve fren basıncı değişim genlikleri en yüksek değerleri almıştır. Bu basınç değişimi ile etkin yuvarlanma yarıçapı ve boylamsal aks ivmesi en düşük değerinde iken düşey aks ivmesi daha yüksek genliklerde salınmıştır. Aks sistemi rezonansa maruz kaldığında ise fren basıncı artışı en düşük değerlerde iken fren basıncı değişiminin genlikleri artış göstermiştir. Bu fren basınçları ile etkin yuvarlanma yarıçapı en düşük değer almış olup düşey ve boylamsal aks ivmesi salınımları genlikleri de oldukça düşük değerler almıştır. Bunun yanında fren basıncı salınımlarının rezonans etkisinde fren basıncındaki artışlar ve fren basıncı değişimleri çok düşük değerler almıştır. Fren basıncı salınımlarının etkisinde normal amortisör, etkin yuvarlanma yarıçapını etkilemezken diğer aks ivmeleri de oldukça düşük değerler almıştır.



Şekil 5.27: Pürüzlü kaygan yolda bozucu etkiler ve fren basıncının frekans cevapları

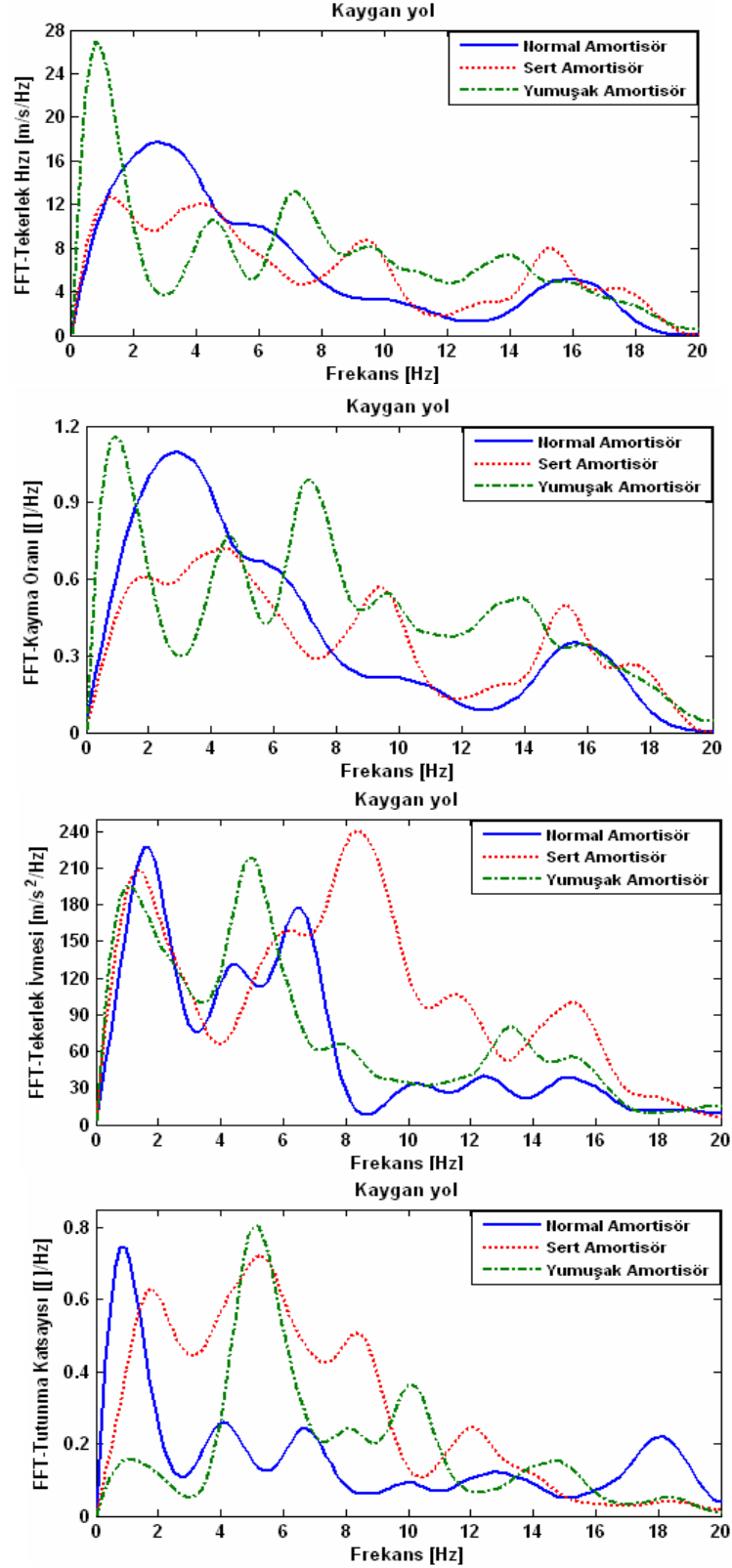
Frenleme anında yumuşak amortisör ile taşıt gövdesi rezonansa maruz kaldığında fren basıncının artışına karşın fren basıncı değişimine ait salınımların şiddeti çok düşük değerlerde kalmıştır. Bu basınç değişimlerinin etkisinde ve bu rezonans frekanslarında etkin yuvarlanma yarıçapı, özellikle yumuşak amortisörler ile çok şiddetli salınımlara maruz kalırken boylamsal aks ivmelerindeki salınımlar çok daha düşük değerler almıştır. Aks sisteminin doğal frekansına kadar sadece fren basıncı salınımlarının rezonans frekansları göz önüne alındığında fren basıncı çok daha düşük değer alırken fren basıncı değişimleri yumuşak amortisörler ile çok şiddetli hale gelmiştir. Fren basıncının rezonans frekansında yumuşak amortisörler ile fren basıncı değişimleri en şiddetli halini almıştır. Aynı şekilde etkin yuvarlanma yarıçapı, düşey ve boylamsal aks ivmesi de yumuşak amortisör ile şiddetlenmiştir.

#### **5.6.4 Kaygan yolda ABS performans parametrelerinin frekans analizi ile ABS performansı**

Kaygan yolda elde edilen tekerlek hızı, kayma oranı, tekerlek ivmesi ve tutunma katsayısı değişimlerinin frekans cevapları Şekil 5.28’de görülmektedir. Buna göre kaygan yolda yapılan frenleme anında taşıt gövdesi salınımları sert amortisör ile rezonansa girdiğinde Şekil 5.27’de görülen sert amortisör ile elde edilen düşük genlikli fren basıncı salınımına karşın tekerlek ivmesi ve tutunma katsayısı oldukça yüksek genlikler almıştır. Buna karşın, tekerlek hızı ve kayma oranı bu frekanslarda daha küçük genlikler ile salınmıştır. Şekil 5.27 incelendiğinde bu frekans aralığında düşey aks ivmesinin etkili olduğu görülmüştür.

Aksın rezonansa maruz kalması durumunda sert amortisör ile elde edilen en düşük genlikli fren basıncı salınımlarına karşın tekerlek hızı, kayma oranı ve tekerlek ivmesi salınımları en yüksek değerleri almıştır. Buna karşın bu frekanslarda tutunma katsayısı en düşük değerini almıştır. Bu frekanslarda en fazla düşey aks ivmesi olmak üzere boylamsal aks ivmelerinin de etkili olduğu Şekil 5.27’de görülmüştür. Fren basıncı salınımlarının rezonans frekansı, aksın rezonans frekansından daha düşük iken ve aksın rezonans frekansına yaklaştıkça tekerlek ivmesi salınımlarının genlikleri ve taşıt gövdesi rezonans frekansına daha yakın olduğunda da tutunma katsayısı genlikleri çok yüksek değerler almıştır. Şekil 5.28’de görüldüğü gibi

tutunma katsayısı genlikleri daha çok boylamsal aks ivmesi ile tekerlek ivmesinin genlikleri de daha çok fren basıncı salınımları ile belirlenmiştir.



Şekil 5.28: Pürüzlü kaygan yolda ABS performans parametrelerinin frekans cevapları

Şekil 5.28 normal amortisöre göre incelendiğinde kaygan yolda yapılan frenleme anında taşıt gövdesi salınımları normal amortisör ile rezonansa girdiğinde tekerlek hızı ve kayma oranı salınımlarında rezonans tepesi meydana gelmez iken tekerlek ivmesi ve tutunma katsayısı genlikleri oldukça yüksek değer almıştır. Aks salınımları rezonansa girdiğinde ise tekerlek hızı ve kayma oranı genlikleri en yüksek değeri alırken tekerlek ivmesi genlikleri çok daha düşük değer almıştır. Bunlara ek olarak tutunma katsayısı salınımlarının genlikleri en düşük değerlerini almıştır. Şekil 5.27'ye göre bu frekans aralığında fren basıncının çok etkili olduğu görülmüştür. Fren basıncına ait rezonans frekansları, taşıt gövdesi frekansına yakın olduğunda tekerlek ivmesinin salınım genlikleri artarken aksın rezonans frekansına yaklaştığında da genlikler tüm ABS parametrelerinde düşük değerler almıştır.

Son olarak, Şekil 5.28 yumuşak amortisöre göre incelendiğinde, frenleme anında taşıt gövdesi salınımları rezonansa girdiğinde tekerlek hızı, tekerlek ivmesi ve kayma oranı genlikleri en yüksek değerlerini almıştır. Buna karşın tutunma katsayısı en düşük değerini almıştır. Bu frekanslarda elde edilen yüksek genlikler, daha çok Şekil 5.27'de görüldüğü gibi etkin yuvarlanma yarıçapı ve fren basıncı salınımlarından kaynaklandığı görülmüştür. Aks salınımlarının rezonansa maruz kalması durumunda da tekerlek hızı ve kayma oranının salınım genlikleri en yüksek değere almaya başlarken tutunma katsayısı en düşük değerleri almıştır.

Fren basıncı salınımlarının rezonans frekansı taşıt gövdesi salınımlarının rezonans frekansına yaklaşırken tekerlek ivmesi ve tutunma katsayısı salınımlarının genlikleri artış göstermiştir. Bunun yanında fren basıncı rezonans frekansı, aksın rezonans frekansına yaklaştığında da kayma oranı genliklerinin arttığı Şekil 5.28'de görülmüştür. Şekil 5.26'ya göre ıslak-kuru yolda amortisör sönümlenme özelliğindeki değişimi belirleyen en önemli kriterler, amortisörlere ait rezonans frekanslarındaki değişimler, ABS parametresini uyarayan fren basıncına ait rezonans frekansının, aks ve taşıt gövdesinin rezonans frekansları arasındaki konumu ve fren basıncı değişiminin etkilediği aks ve tekerlek salınımlarının rezonansa maruz kalması olduğu görülmüştür. Rezonans frekanslarındaki değişim, özellikle aksın rezonans frekanslarında oldukça belirgin olup rezonans frekansları, normal, sert ve yumuşak amortisöre doğru artış göstermiştir.

## 6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, amortisörlerin aşınma sonucunda sönümleme kapasitelerinin çok azalmasının ve belirli nedenlerden dolayı amortisörlerin sönümleme kapasitelerinin arttırılmasının ABS frenleme performansına etkileri, aks ve tekerlek salınımlarına bağlı olarak fren basıncı referans alınarak araştırılmıştır. Ayrıca, ABS devrede iken bu amortisörlerin kötüleştirdiği frenleme performansını iyileştirebilecek sönümleme kapasitesi araştırılmıştır.

Bunları amaç edinmiş bu çalışmada pürüzlü yolda ABS testleri gerçekleştirilmiştir. ABS testlerinde normal, sert ve yumuşak olmak üzere üç farklı amortisör kullanılmış ve bu amortisörler ile ıslak–kuru ve kaygan zeminlerde ölçümler yapılmıştır. Burada sert amortisör herhangi bir nedenle sertleştirilmiş amortisörü ve yumuşak amortisör de aşınmış amortisörü ifade etmektedir. Bu ölçümlerden ABS performans parametresi olarak tekerlek hızı, tekerlek ivmesi, kayma oranı ve tutunma katsayısı elde edilirken bozucu etki olarak da etkin yuvarlanma yarıçapı, düşey aks ivmesi ve boylamsal aks ivmesi elde edilmiştir. Bulguları değerlendirmek için öncelikle testlerde elde edilen frenleme süreleri ve fren mesafeleri incelenmiş ve en iyi amortisörler belirlenmiştir. Daha sonra bozucu etkiler ve ABS performans parametreleri en iyi amortisör sönümleme özelliğine göre karşılaştırılmıştır.

### 6.1 Fren Mesafesi ve Frenleme Süreleri

Islak-kuru yolda yapılan ABS testlerinde ABS'nin aktif hale geldiği frenlemede en kısa fren mesafesi normal amortisör ile elde edilirken yumuşak amortisör en uzun fren mesafesine neden olmuştur. Normal amortisör ile elde edilen fren mesafesinin, sert amortisörünkine göre % 13.09 ve yumuşak amortisörünkine göre de % 21.3 daha kısa olduğu belirlenmiştir. Sert amortisörün fren mesafesinin de yumuşak amortisörünkine göre %7.81 daha kısa olduğu görülmüştür.

Kaygan yolda yapılan testlerde sert amortisör ile en kısa fren mesafesi elde edilirken yine yumuşak amortisör ile en uzun fren mesafesi elde edilmiştir. Sert amortisör ile elde edilen fren mesafesi, normal amortisörünkine göre %9.90 ve yumuşak amortisörünkine göre % 14.23 daha kısadır. Normal amortisörün fren mesafesinin yumuşak amortisörünkine göre %3.93 daha kısa olduğu belirlenmiştir.

Islak-kuru yolda yapılan frenleme anında ABS aktif hale geldiğinde yolun kayganlaşması durumunda normal amortisör fren mesafesini %41.6, sert amortisör %14.55 ve yumuşak amortisör de %21.37 arttırmıştır. Normal amortisör ile kaygan yolda yapılan frenlemelerde fren mesafesinin ıslak-kuru yoldakine göre çok fazla arttığı oldukça dikkat çekici bir durumdur.

## **6.2. Etkin Yuvarlanma Yarıçapı ile Düşey ve Boylamsal Aks İvmeleri**

Islak-kuru yolda aşınmış amortisör kullanımında frenleme anında aksın taşıt gövdesinin sürüklenme etkisine direnci çok azalmıştır. Bu anda aks düşey doğrultuda yavaşlarken aniden hızlanma eğilimine geçmiştir. Aşınmış amortisörler ile elde edilen bu aks ivme değişimleri, frenleme sırasında bazı anlarda lastik tekerlek ile yol arasındaki teması kaybettirebilecek şiddette yarıçap değişimlerine neden olmuştur. Aşınmış amortisör, frenleme anında yolun kayganlaşması durumunda boylamsal aks ivmesinin şiddetini artırırken en şiddetli düşey aks ivme değişimlerine neden olmuştur. Bu aks ivmelerinin etkisinde tekerleğin etkin yuvarlanma yarıçapı salınımları en şiddetli haline gelmiş ve bazı anlarda lastik ile yol arasındaki temas kaybolmuştur. Buna göre yolun tutunmasına bakılmaksızın aşınmış amortisör ile lastik ile yol arasındaki tutunmayı kötüleştirebilecek benzer aks ve tekerlek salınımları ile karşılaşmıştır.

Islak-kuru yolda sert amortisörün taşıt gövdesinin sürüklenme etkisine çok şiddetli tepki göstermesi nedeniyle aksın düşey ve boylamsal doğrultudaki titreşimleri çok şiddetli hale gelmiştir. Bu aks ivmelerinin etkisinde normal amortisöre göre daha salınımlı etkin yuvarlanma yarıçapı elde edilmiştir. Sert amortisör ile kaygan yolda yapılan frenleme anında yolun tekerleğin dönüşüne gösterdiği direnç azaldığından aks ivmeleri ve etkin yuvarlanma yarıçapı salınımları daha düzgün hale gelmiştir.

Normal amortisör, ıslak-kuru yolda en uygun aks ve tekerlek salınımları sağlamış ve bunun sonucunda en iyi frenleme performansı elde edilmiştir. Yolun kayganlaşması ile frenlemenin ilk anlarında bu salınımların şiddeti artmış daha sonra uygun fren basınçları ile salınımlar azalmıştır. Bu sonuçlara göre normal amortisör ile frenlemenin ilk anlarında ortaya çıkan aks salınımlarının sebep olduğu düşük fren basınçları ile kaybedilen frenleme performansı, frenlemenin sonuna doğru artan fren basınçları ile birlikte azalan aks ivmeleri sayesinde yeniden kazanılmıştır.

Yukarıda ifade edilen aks ve tekerlek salınımları ile fren sistemi arasındaki etkileşimin, fren basıncı salınımlarının aks ve tekerlek salınımlarını ne kadar uyardığına bağlı olduğunun vurgulanması gereken en önemli husus olduğu görülmüştür.

### **6.3 Tekerlek ve Taşıt Hızı**

Islak-kuru yolda frenleme anında aşınmış amortisör ile tekerlekler aniden hızlanıp yavaşlamaya başlamış ve taşıt hızı ile arasındaki fark sürekli değişkenlik göstermiştir. Kaygan yolda aşınmış amortisör ile tekerlek hızı değişimleri daha şiddetli hale gelmiş ve taşıt hızı ile arasındaki fark ıslak-kuru yoldakine göre daha çok artmıştır. Kaygan yolda aşınmış amortisör ile tekerlek hızının taşıt hızından ayrılması çok daha hızlı olduğundan tekerleklerin kilitlenebileceği görülmüştür.

Islak-kuru yolda sert amortisör, tekerlek hızı değişim frekansını arttırırken kilitleme eğilimi ilk anlarda daha az iken frenlemenin sonuna doğru kilitleme eğilimini arttırmıştır. Sert amortisör kaygan yolda frenlemenin ilk anlarındaki tekerlek hız salınımlarını düzelterek frenlemenin sonuna doğru çok kararlı tekerlek hızı değişimi elde edilmesini sağlamıştır. Tekerlek hızı ile taşıt hızı arasındaki farkın, ıslak-kuru yolda azalmasına karşın çok fazla değişkenlik göstermiştir. Kaygan yolda bu hız farkı çok fazla artmadan frenleme tamamlanmıştır.

Islak-kuru yolda normal amortisör ile özellikle frenlemenin sonuna doğru taşıt hızındaki azalmaya paralel bir şekilde en düzgün tekerlek hızı değişimi elde edilmiştir. Kaygan yolda normal amortisör, tekerleğin yavaşlamasını arttırmış ve



tekerlek hızı sürekli olarak taşıt hızından uzaklaşma eğilimine girmiştir. Frenlemenin sonunda tekerlek hızı, taşıt hızına paralel bir şekilde azalmıştır.

#### **6.4 Kayma Oranı**

Islak-kuru yolda aşınmış amortisörler ile kayma oranı salınımlarının şiddeti artmış ancak kayma eşik değeri çok fazla değişiklik göstermemiştir. Buna karşın, aşınmış amortisör ile kaygan yolda şiddetlenen etkin yuvarlanma yarıçapının etkisinde kayma eşik değeri sürekli artış gösterirken kayma oranı, bazı anlarda 1 değerini aşmıştır. Bu sonuçlar, tekerlek hızı ile taşıt hızı arasındaki dengenin aşınmış amortisör ile elde edilmesinin oldukça güç olduğunu göstermiştir. Bunu belirleyen en önemli etkenin etkin yuvarlanma yarıçapındaki kontrol edilemeyen salınımlar olduğu görülmüştür.

Islak-kuru yolda sert amortisör, kayma oranı ayarlama noktasının konumu sabit tekerlek yarıçapı ile düşük kayma değerlerinde sabitlenirken etkin yuvarlanma yarıçapı ile kayma eşik değeri artış göstermiştir. Bu eşik değerleri ile kayma oranı salınım frekansları da artmıştır. Sert amortisör ile kaygan yolda tekerlek yarıçapındaki değişime bakılmaksızın kayma oranı eşik değeri değişmemiş ve değişim frekansı azalmıştır. Buna göre sert amortisör ile ıslak-kuru yolda tekerlek hızının, taşıt hızına yaklaşma eğilimi etkin yuvarlanma yarıçapı salınımı ile azalırken kaygan yolda sert amortisör ile elde edilen etkin yuvarlanma yarıçapı değişimleri ile bu eğilim artmış ve kısa bir süre sonra taşıt hızı ile paralellik sağlanmıştır.

Islak-kuru yolda normal amortisör ile en düzgün kayma oranı değişimi elde edilmiş ve kayma oranı eşik değerinde çok az değişiklik görülmüştür. Normal amortisör ile kaygan yolda yapılan frenleme esnasında şiddetlenen etkin yuvarlanma yarıçapı değişimleri ile birlikte kayma eşik değeri düzensizleşirken hem frekansı hem de genliği artmıştır. Bunun sonucunda frenlemenin sonuna kadar tekerlek hızı ile taşıt hızı arasında denge aşınmış amortisör ile olduğu gibi oldukça güç hale gelmiştir. Böylece, etkin yuvarlanma yarıçapı değişiminin ve bunun amortisör sönümleme özelliğine göre farklılık göstermesinin, ABS'nin kayma oranı kontrolünde dikkat edilmesi gereken en önemli husus olduğu görülmüştür.

## 6.5 Tekerlek İvmesi

Islak-kuru yolda aşınmış amortisörler ile tekerleklerin hızlanmasından daha çok aniden yavaşlamasına neden olabilecek karakteristiğe sahip tekerlek ivmeleri elde edilmiştir. Frenlemenin sonuna doğru tekerlek ivmesinin algılanmasında güçlükler ortaya çıkmıştır. Aşınmış amortisör, kaygan yolda tekerleğin gereğinden daha fazla yavaşlamasına ancak gereği kadar hızlanmamasına neden olan tekerlek ivmelerine sebep olmuştur. Tüm yol şartlarında aşınmış amortisör ile elde edilen etkin yuvarlanma yarıçapının etkisinde ihtiyaç duyulan tekerlek ivme değişimleri elde edilememiştir. Bu durum, aşınmış amortisörün, yolun tutunma özelliğine bakılmaksızın kararsız tekerlek ivme salınımlarına neden olduğunu göstermiştir.

Islak-kuru yolda sert amortisör ile frenlemenin ilk anlarında tekerleğin yavaşlama eğilimi artmış, frenlemenin sonuna doğru çok kısa bir süre tekerlek ivmesi algılanamamıştır. Kaygan yolda sert amortisör ile en düzgün tekerlek ivme değişimi elde edilmiştir. Buna karşın, tekerlekler durmaya yaklaşırken ivme algılanma gücü çok kısa sürede olsa görülmüştür. Etkin yuvarlanma yarıçapı değişimi, kaygan yolda ihtiyaç duyulan tekerlek hız değişiminin elde edilmesini sağlarken ıslak-kuru yolda gereğinden daha fazla hızlanmasına neden olmuştur.

Islak-kuru yolda normal amortisör ile düzgün azalan tekerlek ivmesi elde edilmiştir. Kaygan yolda tekerlek ivmesi frekansı belirli aralıklarda aniden yükselip azalmış ve bunun sonucunda tekerleğin frenleme anında aniden ve aşırı bir şekilde hızlanıp yavaşladığı görülmüştür. Tekerlek ivmesinde kaygan yolda ortaya çıkan farklılığın, etkin yuvarlanma yarıçapı değişiminden kaynaklandığı görülmüştür.

## 6.6 Tutunma Katsayısı

Islak-kuru yolda aşınmış amortisörler ile tutunma katsayısı çok daha düşük değer almaya başlamış ve frenlemenin sonuna doğru tutunma katsayısında ani düşüşler ortaya çıkmıştır. Kaygan yolda aşınmış amortisör, tutunma katsayısını çok fazla azaltmış ve bunun sonucunda frenleme anında lastik ile yol arasındaki temasın kaybolmasına sebep olabileceği görülmüştür.

Islak-kuru yolda sert amortisör ile tutunma katsayısı öncelikle uygun değerlerde ve salınımlı bir şekilde uygun değerlerde tutulmuş ancak sert amortisörün tepki kuvvetlerini arttırması ile frenlemenin sonuna doğru lastik ile yol arasındaki tutunma kötüleşmiştir. Kaygan yolda sert amortisör ile tutunma katsayısı çok daha yüksek değerler almaya başlamış ve en sonunda aşınmış amortisörün tersine lastik ile yol arasındaki teması oldukça zorlaşmıştır.

Islak-kuru yolda normal amortisör ile en düzgün tutunma elde edilmiştir. Buna karşın frenleme anında yolun kayganlaşması ile birlikte tutunma katsayısı, frenlemenin ilk anlarında aniden azalmaya başlarken frenlemenin sonunda artma eğilimine geçmiştir.

### **6.7 Fren Basıncı ve Fren Basıncı Değişim Oranı**

Aşınmış amortisör ile düşük fren basınçlarının, tekerleği aniden hızlanması ve fren basıncının artışı ile aniden yavaşlaması, o anda elde edilen ABS parametre değişimlerinin fren basıncı ile uyumsuz olduğunu açık bir şekilde göstermiştir. Kaygan yolda aşınmış amortisör, düşük fren basınçları ile tekerleğin ihtiyacından daha düşük fren basıncı ile frenlenmesine neden olmuştur. Uygun olmayan fren basıncı değişimleri nedeniyle de tekerleğin frenleme sırasında hızlandığı kadar yavaşlaması sağlanamamış ve bunun sonucunda fren mesafesi diğer amortisörlerinkine göre daha çok uzamıştır.

Islak-kuru yolda sert amortisör ile elde edilen fren basıncı değişimleri öncelikle tekerleklerin hızlanmasına müsaade etmiş daha sonra ABS parametresinde ortaya çıkan salınımlar nedeniyle tekerleklerin hızlanmasını kısıtlayıp daha çok yavaşlamasına neden olmuştur. Kaygan yolda sert amortisör ile frenleme anında tekerleğin yüksek fren basınçları ile birlikte hızlanmasına ve tekerleğin yola tutunmasına uygun bir şekilde yavaşlamasına müsaade edilerek daha erken durması sağlanmıştır.

Normal amortisör ile ıslak-kuru yolda yapılan frenleme anında elde edilen yüksek fren basınçları sayesinde tekerleğin dönüşüne uygun fren basıncı değişimi elde edilmiştir. Kaygan yolda normal amortisör ile elde edilen fren basıncı değişimlerinin,

tekerlekleri sürekli yavaşlatma eğiliminde tutabileceği ve frenlemenin son anlarında aşırı yavaşlayan tekerlek ile birlikte kilitlemesine neden olabileceği görülmüştür.

### **6.8 ABS Parametre Değişimleri ile Amortisör Sönümlene Özelliği Değişimi**

Frenleme anında ABS aktif halde iken sönümlene özelliğinin nasıl değişmesi gerektiğini belirleyen tekerlek hızı karakteristikleri; tekerlek hızının değişim frekansı ve tekerlek hızının frenleme boyunca ve anlık olarak nasıl azaldığıdır. Tekerlek hızı değişim frekansının azalması ile birlikte tekerlek hızları düzgün ve ani düşüşler meydana gelmeden azalmaya başladığında sönümlene özelliği değişiminin sona erdirilmesi gerektiği görülmüştür.

Frenleme anında ABS aktif halde iken sönümlene özelliğinin nasıl değişmesi gerektiğini belirleyen kayma oranı karakteristikleri, kayma oranı değişim frekansı ile kayma oranı ayarlama noktasının konumu ve bu konumun sürekliliğidir. Ayarlama noktası düşük değerli kayma oranı ile elde edildiğinde ve ayarlama noktasının düşük kayma oranı değerinde sabitlenmesi ile birlikte kayma oranı değişim frekansı azaldığında sönümlene özelliği değişiminin sona erdirilmesi gerektiği görülmüştür.

Frenleme anında ABS aktif halde iken sönümlene özelliğinin nasıl değişmesi gerektiğini belirleyen tekerlek ivmesi karakteristikleri; tekerlek ivmesinin frekansı ile birlikte aldığı negatif ve pozitif değer sayıları ve birbirine göre durumudur. Tekerlek ivmesinin aldığı pozitif değer sayısının negatif ivmeninkinden çok daha fazla olduğunda ve pozitif tekerlek ivmesi genliği negatif genliklere göre daha yüksek değer aldığıda sönümlene özelliği değişiminin sona erdirilmesi gerektiği görülmüştür. Tekerlek ivmesi değişimine göre müdahaleyi gerektiren en önemli noktanın, frenleme anında algılanma zorluğu olduğu belirlenmiştir.

Frenleme anında ABS aktif halde iken sönümlene özelliğinin nasıl değişmesi gerektiğini belirleyen tutunma katsayısı karakteristikleri de; sadece tutunma katsayısının düşük değer almaya başlaması ve bunun sürekliliğinin olmasıdır.

Sonuç olarak tutunma katsayısı ile amortisör sönümlene özelliği değişimi, daha çok lastik ile yol arasında tutunmanın sürekliliğine bağlı olup bunun frenleme anında

tahmini çok zor olmaktadır. Bu nedenle amortisör sönümlenme özelliğindeki değişim, daha çok tekerlek hızı, kayma oranı ve tekerlek ivmesine dayandırılması gerektiği görülmüştür.

## **6.9 Frekans Analizi ile ABS performansı**

Frekans analizi ile amortisörlerin neden olduğu fren basıncı değişimleri ile birlikte aks ve tekerlek salınımlarının ABS parametrelerine etkileri, sadece rezonans tepelerini ortaya çıkaran rezonans frekansları ve bu frekanslara ait uyarının tespit edilmesi ile belirlenebilmiştir. Frekans analizinde ABS parametrelerindeki kötüleşmelerin şiddeti, rezonans tepesinin genlik değeri ile tespit edilebilmiştir. Hangi bozucu etkinin hangi ABS parametresini ne kadar şiddette etkilediği, bozucu etkilerin frekans cevabı ile ABS parametrelerinin frekans cevabının fren basıncı değişimine göre karşılaştırılması ile tespit edilmiştir. Bu tespitler sonucunda frekans analizi ile uygun sönümlenme özelliğinin, aynı uyarıya ait rezonans frekanslarının yer değiştirmesi ile belirlenebileceği bununla birlikte sönümlenme özelliği değişim süresinin de rezonans tepelerinin genişliği ile tespit edilebileceği görülmüştür. Ayrıca, frekans analizinde, fren basıncı değişiminin frekans cevabını tekerlek hızı, tekerlek ivmesi ve kayma oranı frekans cevapları ile karşılaştırılarak tekerlek yük değişim noktalarının tespit edilebileceği de görülmüştür. Frenleme anında ıslak-kuru yoldan kaygan yola veya kaygan yoldan ıslak-kuru yola geçişlerde sönümlenme kapasitesinin, rezonans frekanslarında elde edilen genliklerdeki değişim ile kolaylıkla ortaya çıkarılabileceği görülmüştür. Sonuç olarak, ABS parametrelerinin frekans analizi kullanılarak parametrelerdeki kötüleşmelerin sebebi, kolaylıkla tespit edilirken parametrelerin maruz kaldığı fiziki şartlar ile ilgili bilgi içermemektedir. Zaman boyutu analizi parametrenin değişimi ile ilgili tüm ayrıntıları verirken zaman boyutu analizi ile sonuç çıkarılmasının birçok koşula bağlı olduğu ve bunun sonucunda sonuç elde edilmesinin çok daha uzun süre aldığı görülmüştür.

Bu tez çalışması ile literatür çalışmalarına aşağıda belirtilen katkılar sağlanmıştır.

- Islak-kuru ve kaygan yolda sert, normal ve aşınmış amortisör sönümlenme özelliklerinin etkin yuvarlanma yarıçapı, düşey aks ivmesi ile boylamsal aks

ivmesine etkilerine göre ABS performans parametrelerindeki değişim incelenmiştir.

- Amortisör sönümlenme özelliğinin değişimi ile frenleme performansının iyileştirilmesi ve bu sönümlenme özelliklerini belirleyen performans parametre değişimleri araştırılmıştır.
- Bozucu etkiler ile ABS performans parametrelerinin frekans analizi yapılmış ve frenlemeyi iyileştirebilecek sönümlenme özelliğini belirleyen ABS parametre değişimlerinin frekans boyutunda belirlenebileceği görülmüştür.

## 6.10 Öneriler

Bundan sonraki çalışmalarda bu çalışmada kullanılan sönümlenme özelliğine sahip amortisörler ile ABS testlerinin dört tekerlek için gerçekleştirilmesi, ABS performans analizine farklı bir bakış açısı getirecektir. Dört tekerlek analizi ile sağ ve sol tekerleklerin yanında sol ön tekerlek ile sağ arka tekerlek gibi çapraz tekerlekler arasındaki etkileşimler incelenebilir. Bunun sonucunda frenleme anında ABS aktif hale geldiğinde hem düz yolda hem de dönüş anında yapılan frenlemelerde frenleme performansını iyileştirebilecek amortisör sönümlenme özelliği tespit edilebilir. Bu çalışmalar ile elde edilecek sonuçlar kullanılarak ESP (Electronic Stability Program) gibi sürüş anında taşıt gövdesinin savrulmasını kontrol eden sistemler için uygun amortisör sönümlenme özelliği değişimi tespit edilebilir. ESP, taşıt gövdesinin savrulması durumunda çapraz tekerleklere farklı değerde fren basınçları göndererek taşıt gövdesinin doğrultusunu korumaktadır. Bu nedenle ESP aktif hale geldiğinde çapraz tekerleklere ait amortisörlerin sönümlenme özellikleri değiştirilerek ESP'nin frenleme performansı düzeltiler. Dört tekerleğe ait tekerlek hızı, tekerlek ivmesi, kayma oranı ve tutunma katsayısı değişimlerinin frekans analizi yapılarak sağ ve sol tekerlek ile çapraz tekerlekler arasındaki etkileşimler rezonans frekansı ve genlik değişimlerine göre belirlenebilir.

## KAYNAKLAR

- [1] Bosch, R., Driving Safety Systems, *2nd Edition, SAE, USA*, (1999).
- [2] Göktaş, A.D., Güney, A., Ereke, M., "Taşıt Frenleri", *İTÜ Makine Fakültesi, Otomotiv Anabilim Dalı, İstanbul*, (1995).
- [3] Scharwz, R., Nelles, O., Scheerer, P., Iserman, R., "Increasing Signal Accuracy Of Automobile Wheel Speed Sensors By On-Line Learning", *Proceedings Of the American Control Conference, New Mexico* ,1131-1135, (1997).
- [4] Hernandez, W., "Improving the Response of a Wheel Speed Sensor by Using Frequency-Domain Adaptive filtering" *IEEE Sensors journal*, 3,4, 404–413, (2003).
- [5] Hernandez, W., "Improving the Response of a Wheel Speed Sensor Using an Adaptive Line Enhancer" *Journal of Measurement*, 33, 229-240, (2003).
- [6] Hernandez, W., "Improving the Response of a Wheel Speed Sensor by Using Robust and Optimal Signal Processing Technique" *IEEE ISIE, Dubrovnik, Croatia*, 1049-1053, (2005).
- [7] Liu, G., Zhang, Q., Wang, Y., Dong, Z., Liu, B., "Analysis of the ABS Wheel Speed Signal Error and Method of Equal period Sampling", *Proceedings of the International Conference of Information Acquisition, China*, 994-999, (2006).
- [8] Kapser, K., Sterling, J., "Integrated GMR Based Wheel Speed Sensor for Automotive Applications", *IEEE Sensors Conference*, 848-851, (2007).
- [9] Liu, G., Zhang, Q., Wang, Y and Zhou, T., "An Investigation of Digital Filter Technology on ABS Wheel Speed Signal", *IEEE-Proceedings of International Conference on Information Acquisition*, 151-154, (2004).
- [10] Sharp, R.S and Allison, D.J., "On the Measurement of Variations in the Spin Velocity of a Wheel", *IMECH E*, 214, 1, 149-156, (2000).
- [11] Jian, Z., Neng-Yen, D and Gui-Zhen, G., "Research on ABS Wheel Speed Processing Approaches Based on 80C196 Singlechip", *IEEE*, 372-375, (2006).
- [12] Schwarz, R., Willimowski, M., Isermann, R., Willimowski, P., "Improved Wheel Speed and Slip Determination Considering Influences of Wheel-Suspension Dynamics and Tire Dynamics", *SAE 971117, USA*, (1997).
- [13] Schneider, M.J., "Use of a Hazard and Operability Study for Evaluation of ABS control Logic", *SAE Paper*, No:970815, (1997).

- [14] Zegelaar, P. W. A., "The Dynamic Response of Tyres To Brake Torque Variations and Road Unevennesses" Doctoral Thesis, Delft University of Technology, 205-206, Delf, Nedherland, (1998).
- [15] Zhang, Q., Liu, G., Wang, Y., Zhou, T., "A study calculation method of Wheel angular acceleration in ABS System", *Proceedings of International Conference on Information Acquisition*, 147-150, (2004).
- [16] Watanabe, M., Noguchi, N., "A New Algoritihm for ABS to Compensate for Road – Disturbance", *SAE Paper, No.900205*, (1990).
- [17] Cheli, F., Concas, A., Giangiulio, E., Sabbioni, E., "A simplified ABS numerical model : Comparison with HIL and Full Scale Experimental Tests", *Computers and Structures*, 86, 1494-1502, (2008).
- [18] Li, J., Yu, F., Zhang, J.W., Feng, J.Z., Zhao, H.P., "The Rapid Development of A Vehicle Electronic Control System and Its Application to An Anti-Lock Braking System Based on Hardware-In-The-Loop Simulation", *IMechE – Part D: Journal of Automobile Engineering*, 216, 95-105, (2002).
- [19] Guntur, R.R., "Design Considerations of Adaptive Brake Control Systems", *SAE Paper, No: 741082*, (1974).
- [20] Müller, S., Uchanski, M., Hedrick, K., "Estimation of Maximum Tire-road Friction Coefficient", *ASME – Journal of Dynamic systems, Measurement and Control*, 125, 607-617, (2003).
- [21] Sugai, M., Yamaguchi, H., Miyashita, M., Umeno, T., Asano, K., "New Control Technique for Maximizing Braking Force on Antilock Braking System", *Vehicle System Dynamics*, 32, 299-312, (1999).
- [22] Weida, W., Nengen, D., Xiangyang, D., "An Improved Self-Adaptive of Vehicle Reference Speeds for ABS", *IEEE*, 98-102, (2006).
- [23] Solyom, S., Rantzer, A., Lüdemann, J., "Synthesis of a Model-Based Tire Slip Controller", *Vehicle System Dynamics*, 41, 6, 475-499, (2004).
- [24] Gustafsson, F., "Monitoring tire-road friction using the wheel slip" *IEEE Control Systems, Mag., Issue: August*, 18, 4, 42-49, (1998).
- [25] Satoh, M., Shiraishi, S., "Excess operation of Anti Lock Brake System on a Rough Road", *IMECHE., C18/83*, (1983).
- [26] Hong, D., Yoon, P., Kang, H.J., Hwang, I., Huh, K., "Wheel Slip Control Systems Utilizing the Estimated Tire Force", *Proceedings of the 2006 American Control Conference, Minnesota, USA*, 5873-5878, (2006).
- [27] Zhiquan, Q., Zhaodu, L., "Determination of Vehicle Reference Speed for ABS System", *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery*, (2005).



- [28] Mingyuan, B., Keqiang, L., "Algorithm of Reference Velocity Calculation Braked Vehicle Based on Wheel Speed Information, *Transactions of Chinese Society of Agricultural Machinery*, (2005).
- [29] Zhang, Q., Liu, G., Liu, B., Xie, X., "Sensor Fusion Based Estimation Technology of Vehicle Velocity in Anti-Lock Braking System", *Proceedings of International conference on Information Acquisition, Jecu City, Korea*, 106-111, (2007).
- [30] Kudarauskas, N., "Analysis of Emergency Braking of a Vehicle", *Transport*, 22, 3, 154-159, (2007).
- [31] Xin, Z., Yuanyuan, L., Xiufang, Y., "Study of control logic for Automobile Anti-Lock Braking System", *International Conference on Intelligent Computation Technology and Automation*, 493-497, (2008).
- [32] Yonggon, L and Zak S.H, "Genetic neural fuzzy control of anti-lock brake systems", *Proceedings of the American Control Conference*, 2, 671-676, June (2001).
- [33] Lin, C.M and Chun, F.H., "Self-Learning Fuzzy Sliding-Mode Control for Antilock Braking Systems", *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 11, 2, 273-278, (2003).
- [34] Mauer, G., Gissinger, G and Chamaillard, Y., "Fuzzy Logic Continuous and Quantizing Control of an ABS Braking System", *SAE Paper, No:940830*, (1994).
- [35] Wang, W.Y., Chen, G.M., Tao, C.W., "Stable anti-lock braking system using output-feedback direct adaptive fuzzy neural control Systems", *IEEE International Conference on Man and Cyber-netics*, 4, 3675-3680, Oct.(2003).
- [36] Schinkel, M., Hunt K., "Anti-Lock Braking Control using a Sliding Mode", *Proceedings of the American Control Conference, Anchorage*, May 8-10, (2002).
- [37] Kazemi, R and Zaviyeh, K.J., "Development of a new ABS for passenger cars using dynamic surface control method", *Proceedings of the American Control Conference*, 2, 25-27, June (2001).
- [38] Drakunov S., "ABS Control Using Optimum Search via Sliding Modes", *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 3, 1, 79-85, (1995).
- [39] Chun, K., Sunwoo, M., "Wheel Slip tracking Using Moving Sliding Surface", *IMEchE, D16703, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 19, 31-41, (2005).
- [40] Amodeo, M., Antonello, F., Terzaghi, R., Vecchio, C., "Wheel slip control via second order sliding modes generation", *Proceedings of 46th Conference on Decision and Control, New Orleans, USA*, 3889-3894, Dec. (2007).

- [41] Harifi, A., Aghagolzadeh, A., Alizadeh G., Sadeghi, M., "Designing a Sliding Mode Controller for Slip Control of Antilock Brake Systems", *Transportation Research Part C* **16**, 731-741, (2008).
- [42] Patel, N., Edwards, C., Spurgeon, S.K., "Optimal Braking and Estimation of Tyre Friction in Automotive Vehicles Using Sliding Modes", *International Journal of Systems Science*, **38**, 11, 901-912, (2008).
- [43] Choi, S.B., Cho, M.S., Wereley, N.M., "Wheel-Slip Control of a Passenger Vehicle Using an Electrorheological Valve Pressure Modulator", IMechE, D08204, *Part D: Journal of Automobile Engineering*, **220**, 519-529, (2006).
- [44] Hongqing, L., Yingmin, J., Junping, D., Qingnan D., "ABS Composite Control Based on Optimal Slip Ratio" *Proceedings of American Control Conference, New York, NY* **7**, 9-13, 5748 – 5752, July (2007).
- [45] Johansen, T.A., Petersen, I., Kalkkuhl, J., Lüdemann, J., "Gain-Scheduled Wheel Slip Control in Automotive Brake Systems", *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, **11**, 6, 799-811, (2003).
- [46] Başlamışlı, S.Ç., Köse, İ.E., Anlaş, G., "Robust Control of Anti Lock Brake System", *Vehicle System Dynamics*, **45**, 3, 217-232, (2007).
- [47] Eren, H and Gökten, A.G., "External Torque Application on Antilock Brake Systems", *Technical Note, IMechE –Part D Automobile Engineering, Paper No. D 06400*, **215**, 789-794, (2001).
- [48] Miller, S.L., Youngberg, B., Schweizer, P., Gerdes, J.C., "Calculating Longitudinal Wheel slip and Tire Parameters Using GPS Velocity", *Proceedings of the American Control Conference, Arlington*, 1800-1805, (2001).
- [49] Carlson, C.R and Gerdes, J.C., "Nonlinear estimation of longitudinal tire slip under several driving conditions", *Proceedings of American Control Conference*, **6**, 4975- 4980, (2003).
- [50] Uchanski, M., "Road Friction Estimation for Automobiles Using Digital Signal Processing Methods", *PhD thesis, University of California, Berkeley*, Fall (2001).
- [51] Lee, C., Hedrick, K., Yi, K., "Real-Time Slip-Based Estimation of Maximum Tire-Road Friction Coefficient", *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, **9**, 2, 454-458, (2004).
- [52] Choi, S.B., "Antilock Brake System with a Continuous Wheel Slip Control to Maximize the Braking Performance and Ride Quality", *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, **16**, 5, (2008).
- [53] Yafu, Z and Zhiqiang, H., "Design of a Semi-Physical Simulation Evaluation for ABS", *IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, China*, (2008).

- [54] Li, W., Wang, X., Leng, X., Wang, M., "Modelling and simulation of automobile braking system based on kinetic energy conversion", *IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, China*, (2008).
- [55] Wang, T., Wu, J., Zhou, S., "Normal Similarity for Determination of Road Surface about ABS", *IEEE Control and Decision Conference, Chinese*, (2008).
- [56] Van Der Jagt, P., Pacejka H.B., Savkoor A.R., "Influence of Tyre and Suspension Dynamics on the Braking Performance of an Anti-lock System on Uneven Roads", *IMechE, C 382/047*, 453-460, (1989)
- [57] Kapitaniak, T., "The Influence of Vehicle Suspension Displacements on the Working of Anti-Lock Braking Systems", *IMech.E., C178/85*, (1985).
- [58] Bogdevicius, M and Vladimirov, O., "Efficiency of a Braking Process Evaluating The Roughness of Road Surface", *Transport*, 21,1, 3-7, (2006).
- [59] Reimpell, J., Stoll, H., Betzler, J.W., "The Automotive Chassis Engineering Principles", *Butterworth-Heinemann, Second Edition*, (2001).
- [60] Shao, J., Zheng, L., Li, Y.N., Wei, J.S., Luo, M.G., "The Integrated Control of Anti-Lock Braking System and Active Suspension in Vehicle", *Fourth International Conference on Fuzzy Systems and Knowledge Discovery, China*, (2007).
- [61] Alleyne, A., "Improved Vehicle Performance Using Combined Suspension and Braking Forces", *Vehicle System Dynamics*, 27, 235-265, (1997).
- [62] Lin, J.S and Ting, W.E., "Nonlinear Control Design of Anti-Lock Braking Systems With Assistance of Active Suspension", *IET Control Theory Appl.*, 1, 1, 343-348, (2007).
- [63] Wallentowitz, H., "Longitudinal dynamics of Vehicle", *IKA, 4th edition, Aachen*, (2004).
- [64] Özdalyan, B., "The Integration of Tyre, Suspension and ABS Models into Full Vehicle Braking Simulations", *Coventry University in Collaboration with Lucas Varsity and Dunlop Tyres Ltd*, England, (1999).
- [65] Rill, G., "Vehicle Dynamics Lecture notes", *University of Applied Sciences, FH Regensburg, Germany*, (1999).
- [66] Kiencke, U., "Vehicle Control Systems", *Springer Publication, Germany*, (2000).
- [67] Maler, M and Müller, K., "ABS5.3 The New and Compact ABS5 Unit for Passenger Cars", *SAE 950757, USA*, (1995).

- [68] Pasin, F., “Mekanik Sistemlerin Dinamiği”, *İTÜ Makine Fakültesi, İstanbul*, (1994).
- [69] Güney, A., “Taşıtlarda Titreşim ve Gürültü”, *İTÜ Makine Fakültesi, İstanbul*, (2000).
- [70] Pawelussen, J.P., Gootjes, L., Schröder, S., Köhne, K., Jansen, S., Schmeitz, A., “Full Vehicle ABS Braking Using The SWIFT Rigid Ring Tyre Model”, *Control Engineering Practice*, 11, 199-207, (2003).
- [71] Suraci, E., Abagnale, P., Amoroso, D., Marinello, F., “Development and Road Tests of an ABS Control Systems”, *Vehicle System Dynamics*, 44, 393-401, (2006).
- [72] Spartan, S., “General Specifications for Solenoid Valves [online]”, Scientific spartan, [http : // www.spartanscientific.com / tech\\_generalspecifications\\_main.asp](http://www.spartanscientific.com/tech_generalspecifications_main.asp), (Ziyaret tarihi : 09.03.2009).
- [73] Longoria, R.G., “Vehicle System Dynamics and Control Lecture Notes”, *The University of Texas, Department of Mechanical Engineering*, Austin, USA, (2003).
- [74] Datron, C., “DAS-3 for Vehicle Dynamics Measurement with Correvit Sensors”, *Corrsys-Datron Sensor Systems Inc.*, Wetzlar, Germany, (2008).
- [75] Dixon, J.C., “The Shock Absorber Handbook : Second Edition”, *John Wiley & Sons*, England, (2007).
- [76] Mitschke, M., “Dynamik der Kraftfahrzeuge”, *Springer-Verlag*, Germany, (1997).
- [77] Erzi, A.I., “Cadde ve Ray Taşıtları Titreşimi Ders Notları”, *İTÜ Makine Fakültesi*, İstanbul, (2000).
- [78] Chondors, T.G., Belokas, B.A., and Vamvakeros, K., “Vehicle Dynamics Simulation and Suspension Design”, *SAE Paper, No:970105*, (1997).
- [79] Ertürk, S., “Sayısal İşaret İşleme”, *Birsen Yayınevi*, İstanbul, (2005).

## ÖZGEÇMİŞ

Hakan KÖYLÜ, 1973 yılında Adana'da doğdu. İlk ve orta öğrenimini Adana'da tamamladı. 2000 yılında Kocaeli Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makina Eğitimi Bölümü Otomotiv Anabilim dalından lisans derecesi aldı. 2000 yılında Kocaeli Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makina Eğitimi Bölümünde araştırma görevlisi olarak çalışmaya başladı. 2002 yılının bahar döneminde yüksek lisansını tamamladı. 2003 yılının güz döneminde aynı anabilim dalında doktora eğitimine başladı. Halen Kocaeli Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesinde araştırma görevlisi olarak çalışmaktadır.