

# AMORTİSÖR SÖNÜMLEME ÖZELLİĞİNE GÖRE DEĞİŞEN FREN BASINCI İLE ABS KONTROL PARAMETRELERİ ARASINDAKİ ETKİLEŞİMİN FREKANS TEPKİ FONKSİYONU İLE İNCELENMESİ

**Hakan KÖYLÜ, Ali ÇINAR, Mehmet UÇAR**

Otomotiv ABD, Teknik Eğitim Fakültesi, Kocaeli Üniversitesi, 41380, Umutepe, İzmit-Kocaeli.  
[hkoylu@kocaeli.edu.tr](mailto:hkoylu@kocaeli.edu.tr), [alicinar@kocaeli.edu.tr](mailto:alicinar@kocaeli.edu.tr), [ucarm@kocaeli.edu.tr](mailto:ucarm@kocaeli.edu.tr)

(Geliş/Received: 20.09.2010; Kabul/Accepted: 28.03.2011)

## ÖZET

Bu çalışmada, ıslak ve kaygan yüzeyli pürüzlü yolda ABS(Anti-Lock Brake System)'nin aktif olduğu sert frenleme anında farklı karakteristikte fren basıncı değişimleri ile kayma oranı ve tekerlek ivmesi arasındaki etkileşimler, frekans boyutunda araştırılmıştır. Farklı fren basıncı karakteristikleri, amortisör sönümleme kapasitesini değiştirerek elde edilmiştir. Bunun için pürüzlü yol üzerinde sert, orta-sert ve yumuşak amortisörlerin ayrı ayrı kullanıldığı ABS testleri, gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmada, tekerlek hızı, taşıt hızı, fren basıncı değişimleri ve etkin yuvarlanma yarıçapı değişimleri ölçülmüştür. ABS'nin kontrol ettiği kayma oranı ve tekerlek ivmesi ölçülen parametrelerden hesaplanmıştır. Elde edilen bulgulardan fren basıncı ile kayma oranı ve tekerlek ivmesi arasında iki farklı frekans tepki fonksiyonu (FTF), MATLAB'da yazılan program ile bulunmuşlardır. FTF sonuçlarında fren basıncının, kayma oranı ve tekerlek ivmesini farklı frekanslarda ve şiddetlerde uyardığı görülmüştür. Bu şekilde uyarılan kontrol parametrelerinin fren basıncı değişimlerine karşı gösterdikleri tepkiler, ABS'nin kontrol performansının belirlenmesini sağlamıştır. Buna göre, FTF'lerde yol tipi ve amortisör sönümleme kapasitesi değişimine göre kontrol performansını belirleyen faktörlerin, tepkilerin oluşum hızı, tepki şiddeti ve tepki sayısı olduğu görülmüştür. Bunlardan yol tipi değişimi, bu faktörler ile elde edilirken amortisör sönümleme kapasitesi değişimi, bu faktörlerin yanında rezonans frekanslarında kayma ile belirlenebildiği görülmüştür.

**Anahtar kelimeler :** ABS, pürüzlü yol, kayma oranı, tekerlek ivmesi, FTF.

## THE INVESTIGATION OF THE BRAKE PRESSURE-ABS CONTROL PARAMETERS INTERACTION WITH SHOCK ABSORBER DAMPING FEATURES USING FREQUENCY RESPONSE FUNCTION

### ABSTRACT

In this study, the interactions between the different brake pressure changes and the changes at slip ratio and wheel acceleration which was obtained during hard braking with ABS on wet and slippery rough roads were investigated in frequency domain. The different brake pressure characteristics were achieved by changing the damping capacity of shock absorber. For this aim, ABS tests were conducted on rough road using hard, medium-hard and soft shock absorbers. In experimental study, the wheel speed, the vehicle speed, the brake pressure changes and the effective rolling radius were measured. The ABS control parameters were calculated from measured parameters. Two different frequency response functions (FRF) between the brake pressure and ABS control parameters were found by program written in MATLAB. In FRF results, the slip ratio and wheel acceleration were excited at different frequency and amplitudes by the brake pressure changes. The responses of ABS control parameters against brake pressure changes provided the control performance of ABS to be determined. Therefore, it was observed that the factors determining the control performance with respect to road type and damping capacity changes were the change rate, amplitudes and number of the responses. As a result, the road type changes were determined by these factors; however, the changes at shock absorber damping capacity were determined by the shifting of resonance frequency as well as these factors.

**Key words :** ABS, rough road, slip ratio, wheel acceleration, FRF.

## 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

ABS (Anti-lock Brake System) fren sistemi, aniden gerçekleşen frenleme sırasında tekerleklerin kilitlenme sınırına yaklaştığı algılandığında devreye girmektedir. Tekerleğin kilitlenmesi, ABS sensörleri ile ölçülen tekerlek hız sinyallerinden hesaplanan kayma ve tekerlek hızı ivmesinde ortaya çıkan salınımlardan belirlenmektedir. Frenleme anında ABS kontrolü, tekerleklerin kilitlenmesini önleyecek şekilde fren basıncının artırılması, azaltılması ve sabit tutabilmesi ile sağlanmaktadır. Fren basıncının nasıl değişeceği kayma ve tekerlek hızı ivmesinin değişimine bağlıdır. ABS bu şekilde, kayma ve tekerlek hızı ivmesini kontrol etmektedir. Kayma kontrolünde optimum kayma değeri, tekerlek hızlarının birbiriyle karşılaştırılması yoluyla yaklaşık olarak tespit edilmektedir. Kayma kontrolü sırasında dört tekerleğin bloke olması halinde referans alabileceği bir tekerlek hız bilgisi olamayacağından kaymanın kontrol edildiği bir blokaj kontrolü, eksik bir kontrol olacaktır. Bu şartlarda tekerlek, taşıtın gerçekleştiremeyeceği kadar ani bir yavaşlamaya maruz kalmakta ve tekerleğin yavaşlama ivmesi, taşıtın erişebileceği frenleme ivmesini aşmaktadır. Bu durum, tekerlek hızının ivmesindeki ani düşüş nedeniyle tekerleğin kilitlenmek üzere olduğunu ve fren basıncının azalması gerektiğini göstermektedir [1]. Bu nedenle, ABS, kayma değişimi ile tekerlek hızının ivmesini beraber kontrol etmektedir. Bu nedenle, bu kontrol değişkenlerinin tahmin edilmesini zorlaştıran etkiler, ABS performansını kötüleştirebilmektedir. Bu kötüleşmeler, tahmini zorlaşan kontrol değişkenleri nedeniyle doğru tahmin edilemeyen fren basıncı değişim noktalarından kaynaklanmaktadır.

Watanabe ve Noguchi [2], basınç değişimi başlangıç noktasının kayma değişimi ve basınç değişimini sona erdirecek noktanın da tekerlek ivmesi değişimi ile yapıldığını ifade etmişlerdir. Herhangi bir nedenden dolayı ortaya çıkan tekerlek hız salınımları nedeniyle basınç değişim noktalarının yerlerinin tam olarak tespit edilemediği ve bunun sonucunda tekerleklere gerçek tutunma şartlarına uygun olmayan fren basıncı gönderildiğini tespit etmişlerdir. Bu nedenle daha iyi bir ABS kontrolü için kontrol değişkenleri ile fren basıncı değişimi arasındaki kontrol döngüsünü kötüleştiren etkenler üzerine araştırmalar gerçekleştirilmiştir. Cheli vd. [3] çalışmalarında, her kontrol döngüsünün başlayacağı ve sona ereceği basınç değişim noktalarının iyi tespit edilmesi gerektiğini belirtmişlerdir. Bu noktaların, farklı tutunma katsayılı yollarda farklılık göstereceğini de vurgulamışlardır. Li vd. [4] çalışmalarında, tekerlek ivmesinin belirlediği basınç değişim noktalarının, yol pürüzlülüğü ve tutunma katsayısı değişimine bağlı olarak sürekli olarak yer değiştirmesi gerektiğini ifade etmişlerdir. Müller vd. [5] çalışmalarında, kayma değerinin artması ile birlikte lastiğin yola iyi

tutunmadığını ifade etmişler. Bunun sonucunda tekerlek hızına ait ivme salınımlarının şiddetlendiğini vurgulamışlardır. Sugai vd. [6] çalışmalarında, farklı yol koşullarında elde edilebilecek maksimum tutunma değerlerindeki farklılıkların, kayma değişiminin kontrolünü zorlaştırdığını görmüşlerdir. Weida vd. [7] 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 vd. [8] çalışmalarında, lastik ile yol arasındaki etkileşim, lineerlik göstermediğinden ABS'nin çalışmasında ortaya çıkan en büyük belirsizliğin, lastik ile yol arasındaki sürtünmeden kaynaklandığını ifade etmişlerdir. Satoh ve Shiraiishi [9] 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 belirlemişlerdir. Mauer vd. [10] çalışmalarında, frenleme anında kayma, tutunma katsayısı ve düşey yükte meydana gelen şiddetli salınımların yol şartlarından kaynaklandığını ifade etmişlerdir. Watanabe ve Noguchi [2] çalışmalarında, kayma ve tekerlek ivme değişiminde kararsızlığa neden olabilecek etkenlerin, tekerlek ivme değişimlerinin yol pürüzlülüğü ile şiddetli bir şekilde uyarıldığı frekans aralığında ortaya çıkabileceğini vurgulamışlardır. Bu frekanslara sahip yol pürüzlülüğü nedeniyle tekerleğin sürekli ve ani titreşim hareketlerine maruz kaldığı rezonansların ortaya çıktığını ifade etmişlerdir. Zegelaar [11] çalışmasında, pürüzlü yollarda ortaya çıkan tekerlek titreşimleri nedeniyle ABS kontrol birimine gerçek şartlardaki yol ve tekerlek ile ilgili yanlış bilgi içeren tekerlek hız sinyali gönderilebileceğini belirlemiş. Bunun ABS için ciddi problemlere sebep olabileceğini ifade etmiştir. Schneider [12] çalışmasında, tutunma katsayılarında yol pürüzlülüğü kaynaklı 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.

Bu çalışmaların tümünde kontrol parametrelerinin tahmin edilmesini zorlaştıran etkenler araştırılmıştır. Bazı çalışmalarda da bu zorlaştıran etkenlerin etkisini azaltabilecek kontrol metodları üzerine araştırmalar yapılmıştır. Sugai vd. [6], taşıt gövdesi ve yol pürüzlülüğüne bağlı olarak süspansiyon sisteminin rezonans karakteristiklerinin, tekerlek ile yol arasındaki kaymayı belirlediğini göz önüne alarak, frenleme kuvvetini maksimum değere yaklaştırmaya çalışmışlardır. Shao vd. [13]

çalışmalarında, ABS fren sisteminin frenleme performansını arttırmak için lastik üzerine gelen düşey yüklerin, frenleme momenti ile aynı fazda değişmesini sağlayan ve ABS ile aktif süspansiyon sistemi entegrasyonu elde etmişlerdir. Alleyne [14] çalışmasında, frenleme kuvvetini optimum tutunma bölgesinde tutmak için iki ayrı kontrolörün kullanıldığı ABS ve aktif süspansiyon entegrasyonu geliştirmiştir. 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 [15] çalışmalarında, geri adımlı kontrol metodu kullanarak ABS ile aktif süspansiyon sistemini bütünleştirerek fren kuvveti değişimine göre tekerlekler üzerindeki düşey yük miktarını değiştirmişlerdir. Sonuç olarak yapılan çalışmalarda, kontrol değişkenlerindeki kötüleşmenin en önemli nedeninin, lastik ile yol arasındaki tutunmanın tespit edilme zorluğu olduğu belirlenmiştir. Bu güçlükler nedeniyle gerçek yol ve tutunma şartlarına uygun olmayan kayma ve tekerlek ivme değişimlerinin ortaya çıkmasının, tekerleğin dönüşüne uygun olmayan fren basıncı değişimlerine neden olduğu görülmüştür. Bunu düzeltmek için yapılan çalışmalarda, yarı aktif süspansiyon sistemi ile ABS arasındaki entegrasyona dayalı kontrol metodları geliştirilmiştir. Bu metodlarda lastik ile yol arasındaki tutunmayı kontrol etmek için düşey yükler değiştirilmiştir. Ayrıca, literatürde ABS ile ilgili yapılan çalışmaların tamamında elde edilen bulguların zaman boyutunda analiz edildiği ancak frekans boyutunda analiz edilmediği görülmüştür.

Bu çalışmada var olan ABS fren sisteminin kontrol performansını düzeltebilecek amortisör sönümleme özelliği frekans boyutunda araştırılmıştır. Bunun için, farklı amortisörler ile elde edilen fren basıncı değişimleri ile uyarılan kontrol parametreleri arasındaki etkileşim incelenmiştir. Ayrıca, ABS kontrol performansının kayma oranı ve tekerlek ivmesi arasındaki uyuma göre frekans boyutunda nasıl analiz edileceği incelenmiştir. Test sonuçlarını, frekans boyutunda analiz edebilmek için ABS testleri, belirli bir frekansa sahip sinus şeklindeki yol üzerinde gerçekleştirilmiştir. Bu testlerde, ABS ile frenleme anında amortisör sönümleme özelliğine göre değişen fren basınçları elde edebilmek ve lastik üzerine etkiyen yükleri değiştirmek için testlerde sert, orta-sert ve yumuşak amortisörler ayrı ayrı kullanılmıştır. Elde edilen sonuçları yol tipine göre değerlendirmek için testler, ıslak ve kaygan yol üzerinde tekrarlanmıştır.

## 2. FARKLI AMORTİSÖRLER İLE PÜRÜZLÜ YOLDA ABS TESTİ (ABS TEST ON ROUGH ROAD WITH DIFFERENT SHOCK ABSORBERS)

### 2.1 Test Yolunun Oluşturulması (The Formation of Test Road)

ABS yol testleri için kullanılan test yolu üzerine 80m uzunluğunda ve 6m genişliğinde lastik branda örtülmüştür ve yolun her noktasında tutunma katsayısı yaklaşık olarak aynı değerdedir. Böylece, test esnasında dört tekerleğin de aynı tutunma katsayısı ile dönmesi sağlanmıştır. Ayrıca, test yolunun tutunma katsayısı, lastik branda su ile ıslatılarak azaltılabilmektedir. Test yolunu pürüzlü hale getirmek için tahta kalaslar kullanılmıştır. Tahta kalaslar arasındaki mesafe, aks salınımlarını şiddetlendirebilecek şekilde seçilmiştir. Bu şekilde frenleme anında ortaya çıkan yük transferinin lastik üzerindeki etkileri, daha açık bir şekilde ortaya çıkarılabilecektir. Test yolunun dalga boyu bu amaçlara göre belirlenmiştir. Yolun dalga boyu, Şekil 2'de görülen süspansiyon test cihazında yapılan testlerden elde edilen aks doğal frekanslarına göre denklem (1) ile hesaplanmıştır.

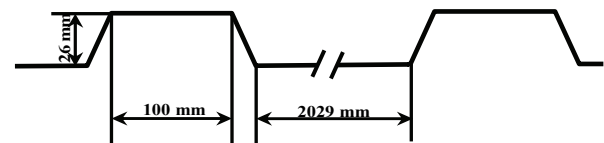
$$L = \frac{1}{f} V \quad (1)$$

Burada aks sisteminin doğal frekansı  $f$ , frenleme başlangıç hızı  $V$  ve yolun dalga boyu  $L$ 'dir. Bu çalışmada dalga boyu, aks doğal frekansı Şekil 3'de görülen 13 Hz'e göre belirlenmiştir. Pürüzlü yolun yüksekliğinin belirlenmesi için de lastiğin statik yük altında düşey yöndeki sıkışma miktarı referans alınmıştır. Böylece, frenlemenin 26,38 m/s'de başladığı ve bu anda aks salınımlarını uyarayan dalga boyuna ve lastiği statik yükten daha fazla sıkışmasını sağlayan genliğe sahip test yolu bilgileri Tablo 1'de görülmektedir.

**Tablo 1.** Aks salınımı doğal frekansına göre ABS yol testi için pürüzlü yolun dalga boyu ve genliği (The wavelength and amplitude of rough road according to the axle natural frequency of suspension system)

Frenleme başlangıcında taşıt hızı $V = 95 \text{ km/h} = 26,38 \text{ m/s}$		
Aks sisteminin doğal frekansları [Hz]	Yolun Dalga boyu (L) [m]	Yolun Genliği ( $\Delta_{ST}$ ) [m]
13 Hz	2,029	0,026

Tablo 1'de verilen bilgilere göre tasarlanan pürüzlü yol profili Şekil 1'de görülmektedir.

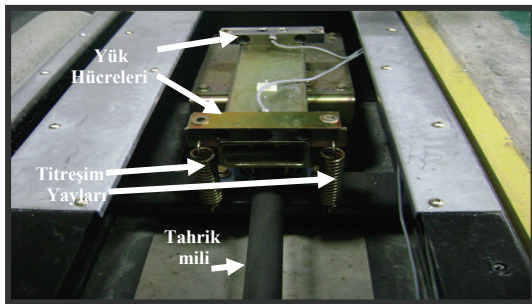


**Şekil 1.** Pürüzlü test yolunun profili (Rough test road profile)

Bu özelliklere sahip test yolunda ABS yol testleri, ıslak ve kaygan olmak üzere iki farklı zeminde gerçekleştirilmiştir. Islak yol testinde taşıtın tüm tekerlekleri, test boyunca sadece su ile ıslatılarak 0,6 tutunma katsayısına düşürülen bölgede olacak şekilde ABS testi yapılmıştır. Kaygan yol testinde ise tüm tekerlekler, tutunma katsayısı sabunlu su ile 0,25'e kadar azaltılarak düşük tutunma katsayılı hale getirilen bölgede olacak şekilde ABS testi gerçekleştirilmiştir. Test taşıtı olarak 4 servo valfli ABS modülatörüne sahip Renault Safrane 2.0 RXE model binek bir taşıt kullanılmıştır. Test aracının ABS fren sistemi, her tekerleğin birbirinden bağımsız olarak kontrol edildiği dört hız sensörüne sahiptir. Taşıtın sol ön tekerleği ölçüm tekerleği olarak kabul edilmiştir. Test sırasında tüm sinyaller, bu tekerlekten ölçülmüştür.

## 2.2. Amortisör Sönümleme Özelliklerinin Tespit Edilmesi (The Determining of The Shock Absorber Damping Features)

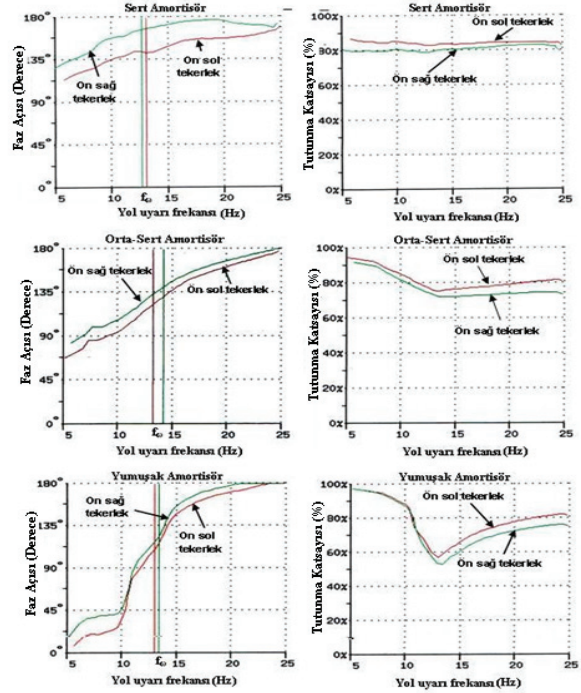
Bu çalışmada üç farklı amortisör sönümleme özelliği kullanılmıştır. Amortisörlerin sönümleme özelliklerini değiştirmek için amortisörün piston ve taban valfindeki akış alanı değiştirilmiştir. Akış alanını değiştirmek için değişik kalınlıkta şimmler kullanılmıştır. Sert amortisör için çok kalın, orta-sert amortisör için daha ince ve yumuşak amortisör için en ince şimmler kullanılmıştır. Şimmleri değişen amortisörün sönümleme karakteristikleri, Şekil 2'de görülen süspansiyon test cihazı ile elde edilmiştir. Bu test cihazı, Avrupa Amortisör İmalatçıları Birliği (EUSAMA (European Shock Absorbers Manufacturer Association))'a ait standart ölçüm prensibini kullanmaktadır. Bu prensip ile Şekil 2'de görülen elektrik motoruna bağlı tahrik mili, farklı genlik ve 0-25 aralığında değişen frekanslarda titreşim yaylarını uyatarak titreşim hareketi elde edilmektedir.



Şekil 2. Süspansiyon test cihazı (The suspension test bench)

Süspansiyon test cihazı ile yapılan testlerde elde edilen faz açısı değişimleri ve lastik tekerleğin yol temasını yol uyarı frekansına göre değişimleri Şekil 3'de görülmektedir. Bu grafikteki düşey çizgiler, amortisörlerin faz değişimine ait rezonans frekansının 10-15Hz aralığında gerçekleştiğini ifade etmekte ve ( $f_{\omega}$ ) ile göstermektedir. Faz değişim grafiklerindeki rezonans frekansı, faz eğrilerinin eğiminin aniden

artış gösterdiği frekans aralıklarında ortaya çıkmaktadır. Eğrinin eğimi arttıkça sönümleme oranı azalmakta, eğim azaldıkça da sönümleme oranı artmaktadır. Şekil 3'de rezonans frekansı civarında yumuşak amortisörden sert amortisöre doğru faz eğrisi eğimlerinin azaldığı net olarak görülmektedir. Bu durum, sönümleme oranının sert amortisörden yumuşak amortisöre doğru azaldığını göstermektedir.



Şekil 3. Sert, orta-sert (Normal) ve yumuşak amortisörlere ait faz açısı ve yol teması değişimleri (The phase angle and road contact related to hard, medium-hard and soft shock absorbers)

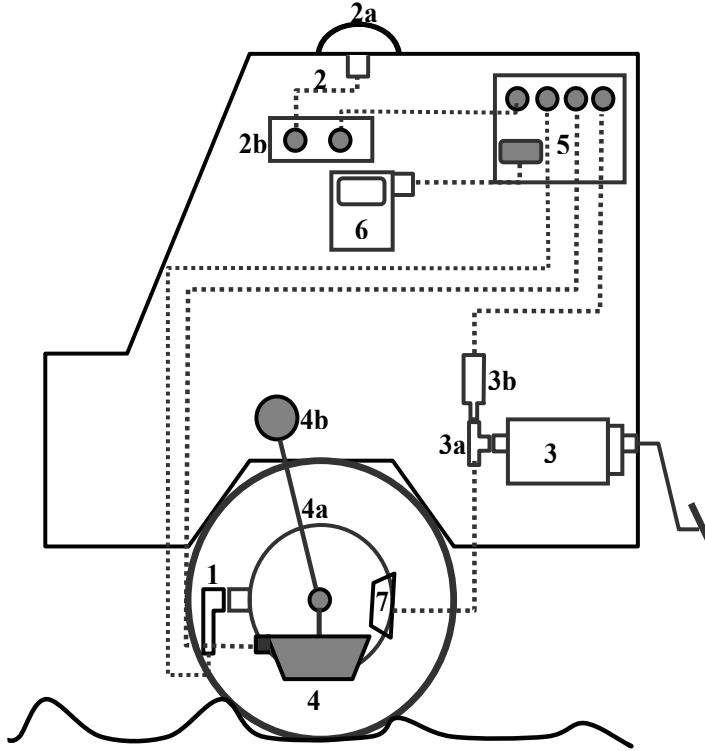
Şekil 3'de verilen yol teması grafikleri incelendiğinde lastik tekerlek ile yol arasındaki tutunmanın sert amortisörden yumuşak amortisöre doğru azaldığı görülmektedir. Bunun yanında yumuşak amortisör ile yol temasının birden ve keskin bir şekilde azaldığı, sert amortisör ile yol temasının neredeyse hiç azalmadığı ve orta-sert amortisör ile çok az azaldığı görülmektedir. Süspansiyon testlerinden elde edilen boyutsuz sönümleme oranları ( $\xi$ ) ve yol teması bilgileri Tablo 2'de verilmiştir.

Tablo 2. Amortisörlerin sönüm kapasitesine göre boyutsuz sönümleme oranı ve yol tutunma katsayısı değişimi (The dimensionless damping rate and adherence rate with respect to shock absorber damping capacity)

Amortisörler	Normal Amortisör	Sert Amortisör	Yumuşak Amortisör
Boyutsuz Sönümleme oranı	0,45	0,85	0,18
Yol teması	% 70	%85	% 55

## 2.3. Deneyin tasarımı (The Design of Experiment)

Şekil 4'de deneysel çalışmada kullanılan ölçüm cihazları ve veri toplama ünitesine bağlantı şekilleri



- |                                     |                              |   |
|-------------------------------------|------------------------------|---|
| 1. ABS sensörü                      | 2. Hızölçer                  | 2a. GPS anteni - 2b. GPS anten veri toplama ünitesi |
| 3. Fren basıncı modülatorü          | 3a. T bağlantı               | 3b. Basınç ölçer                                    |
| 4. Tekerlek deplasmanı ölçüm cihazı | 4a. Mafsallı bağlantı çubuğu | 4b. Vakumlu bağlantı elemanı                        |
| 5. Veri toplama cihazı              | 6. Veri kazanım birimi       | 7. Fren kaliperi                                    |

**Şekil 4.** ABS yol testi için deney tasarımı ve ölçülen parametreler (The experimental design and measured parameters for ABS test)

görülmektedir. Deneysel çalışmada, tekerlek hızı, taşıt hızı, tekerleğin etkin yuvarlanma yarıçapı ve hidrolik modülatorün çıkışındaki fren basıncı değişimi ölçülmüştür. Tekerleğin hız sinyalleri, Şekil 4’de görülen 1 nolu ABS sensörünün elektronik kontrol birimine gelen bağlantısından alınmıştır. Taşıt hızı ölçümü için 0-1854 km/h ölçüm aralığına sahip ve ölçüm hassasiyeti 0,1 [km/h] olan 2 nolu MICROSAT isimli uydü kontrollü GPS tabanlı hızölçer kullanılmıştır. Bu ölçüm cihazının 2a nolu GPS anteni manyetik taban aracılığıyla aracın üzerine yerleştirilmiştir. Fren basıncını ölçmek için 1-40 MPa ölçüm aralığına sahip 0,5ms tepki süresi olan 3b nolu Type 2600 model basınç ölçer kullanılmıştır. Basınçölçer, 3 nolu hidrolik modülatorün sol ön tekerleğe ait çıkışına 3a nolu bir T aparatı ile bağlanmıştır. Etkin yuvarlanma yarıçapındaki değişimlerin tekerlek hızı, kayma oranı ve tekerlek ivmesine etkilerini belirlemek için 100-350mm ölçüm aralığına sahip 0,1mm çözünürlüklü ve lazer güdümlü 4 nolu HF-250C isimli ölçüm cihazı kullanılarak tekerleğin düşey deplasmanı ölçülmüştür. Bu cihaz, ölçüm tekerleği olan sol ön tekerlek üzerine özel aparatlar ile bağlanmıştır. Bu aparatlar, ölçüm cihazını tekerlek üzerinde hareket ettirmeden direksiyon hareketlerine serbestlik sağlayan 4a nolu mafsallı

çubuk ve bu çubuğu taşıt gövdesine sabitleyen 4b nolu vakumlu yapıştırıcıdır.

Şekil 4’de görülen tüm ölçüm cihazları, kanal başına 1kHz’e kadar örnekleme kapasitesine sahip DAS-2 marka 5 nolu veri toplama ünitesine bağlanmıştır. Veri toplama cihazının ölçüm aralığının, örnekleme oranının ve ölçülecek değişkenlerin referans alınacağı büyüklüğün belirlenmesinde ve mantıksal işlemlerin yapılmasında 6 nolu veri kazanım birimi kullanılmıştır. Veri kazanım merkezinde ölçümün aynı anda başlaması ve bitirilmesi için taşıt hızı, referans değişkeni olarak alınmıştır. 80m’lik test yolu üzerinde etkin frenleme yapılabilmesi için ölçüme başlanacak taşıt hızı 95km/h olarak seçilmiştir. Buna göre kullanılan mantıksal işlem, taşıt hızı  $V \leq 95$  km/h iken ölçüme başlanması ve  $V \leq 0$  km/h olduğunda ölçümün bitirilmesidir. Bu şekilde frenleme başlangıç hızı, 95 km/h’e ulaştığında ölçüm başlatılmış ve taşıt durana kadar ölçüm devam ettirilmiştir. Tüm ölçümler, frenleme başlangıcından bitimine kadar 5 kanaldan aynı anda başlatılmış ve aynı anda bitirilmiştir. Tüm testler, 71/320/AT fren yönetmeliğine uygun olarak ıslak yol için 0,6 ve kaygan yol için de 0,2 tutunma katsayılı yüzeye sahip iki farklı pürüzlü yolda gerçekleştirilmiştir.





### 3.1. Ölçüm verilerinden hesaplanan parametreler (The parameters calculated from measured datas)

Ölçümlerden elde edilen veriler kullanılarak tekerleğin çevresel hızı, tekerleğin çevresel ivmesi ve fren basıncı değişim oranı hesaplanmıştır. Bu hesaplamalar, Şekil 5’de verilen çeyrek taşıt fren dinamiği modeline göre yapılmıştır. ABS sensörleri ile ölçülen tekerleğin açısal hız değişimine bağlı olarak tekerleğin çevresel hızı, denklem (2) ile hesaplanmıştır. Denklem (2)’de frenleme anında değişen etkin yuvarlanma yarıçapı, tekerleğin çevresel hızına yansıtılmış ve  $\bar{R}_e$  ile gösterilmiştir.

$$V_{tekerlek} = \dot{\phi} \bar{R}_e \quad (2)$$

Tekerleklerin blokaj durumunu belirlemek için kullanılan ve taşıt hızı ile tekerlek çizgisel hızı arasındaki farkı gösteren rölatif kayma oranı modeli, denklem (3) ile oluşturulmuştur.

$$S = \frac{V_x - \dot{\phi} \bar{R}_e}{V_x} = \frac{V_{tasit} - V_{tekerlek}}{V_{tasit}} \quad (3)$$

Denklem (3)’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 gövdesi 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 eşit olduğunda ise  $s=0$  olacak ve tekerlek kaymadan yuvarlanacaktır.

Tekerleklerin ya da tekerleklerden birinin çizgisel frenleme ivmesinin, taşıtın erişebileceği frenleme ivmesinden daha büyük olması yani tekerleğin taşıtın gerçekleştiremeyeceği kadar ani yavaşlama eğiliminde olması, tekerleğin bloke olmak üzere olduğunu gösterir. Bu durum için ABS’nin kontrol ettiği değişken, tekerleğin çizgisel ivmesidir. Bu çalışmada tekerleğin çizgisel ivmesini hesaplamak için denklem (4) kullanılmıştır.

$$\ddot{\phi} \bar{R}_e = \frac{d\dot{\phi}}{dt} \bar{R}_e \quad (4)$$

ABS fren sistemi için tekerlek ivmesinin negatif değeri, tekerleğin yavaşlama ivmesini ifade eder. Bu durum fren momentinin etkisinin arttığını, tekerleğin yavaşladığını ve tekerleklerin kilitlenme eğiliminde olduğunu gösterir. Buna göre fren momenti  $M_{br}$ , tutunma momenti  $M_s$ ’den daha büyük olduğunda söz konusu tekerlekler kilitlenebilmektedir. Tekerlek ivmesinin pozitif değeri ise, tekerleğin hızlanma ivmesini ifade eder. Bu durum ise tutunma momentinin etkisinin arttığını ve daha iyi bir frenleme

performansı için fren basıncının artırılması gerektiğini göstermektedir. Tekerlek ivmesinin sıfır değeri etrafında çok küçük değişimler göstermesi veya sıfır değeri alması tutunma momentinin fren momentine çok yakın veya eşit olduğunu ve bunun sonucunda tekerleğin kilitlenmeden durmaya yakın olduğunu veya durduğunu ifade etmektedir. Ayrıca, bazı anlarda frenleme ile tekerlek hızının sıfıra yaklaşması sonucunda ivme değeri çok düşük değerler alabilmektedir. Bu durum, tekerlek ivmesinin algılanmadığını ve bunun sonucunda tekerleklerin kilitlenme eğiliminin çok fazla arttığını göstermektedir.

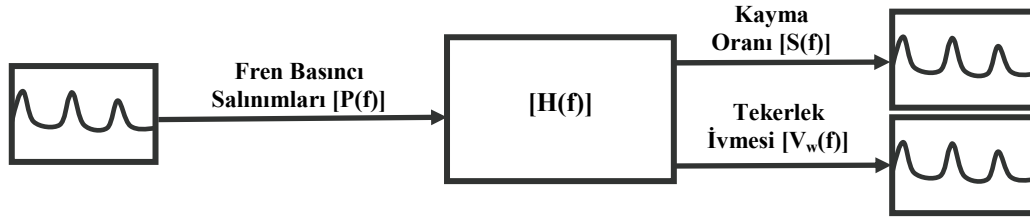
Hidrolik modülatörün basınç değiştirme karakteristiği ve birim zamandaki fren basıncı değişiminin ABS parametrelerine etkileri, fren basıncı değişim oranı ile belirlenmiştir. Fren basıncı değişim oranı, fren basıncının zamana göre değişimini ifade eder ve ABS aktif halde iken fren basıncının artış ve azalış hızının tespit edilmesini sağlar. Fren basıncının değişim oranı, fren basıncının zamana göre türevi alınmış ve denklem (5) ile hesaplanmıştır.

$$\pm \Delta P_{br} = \dot{P}_{br} = \frac{dP_{br}}{dt} \quad (5)$$

Basınç değişim oranlarının pozitif değer alması, fren basıncının artış hızını ve negatif değer alması da fren basıncının azalma hızını göstermektedir. Pozitif değer sayısının artması, fren basıncının artış eğiliminde olduğunu yani kilitlenmeyen tekerlekler ile frenleme yapıldığını göstermektedir. Buna karşın, fren basınç değişim oranının aldığı negatif değer sayısının artması, fren basıncının azalma eğiliminde olduğunu yani kilitlenme sınırında olan tekerlekler ile frenleme yapıldığını ve bunun frenleme performansını kötüleştirebileceğini belirtmektedir.

### 3.2. Frekans Tepki Fonksiyonu Tahmini (FTF) (The Estimation of Frequency Response Function)

Bu çalışmada, ABS testleri belirli bir frekansa sahip sinus şeklindeki yol üzerinde gerçekleştirilmiştir. Bu test yolunun uyarıları, sinus formunda olduğundan fren basıncı salınımları ile kayma ve tekerlek ivmesi değişimleri de aynı forma sahiptir. Bu şekilde uyarı ve uyarılan değişkenlerin belirli bir frekansa sahip olması sağlanmıştır. ABS ile pürüzlü yolda yapılan frenlemede ortaya çıkan fren basıncı salınımlarının uyarısında, kayma ve tekerlek ivme değişimlerinin frekans cevaplarını ifade etmek için Şekil 6’daki model oluşturulmuştur. Bu modelde frekans cevaplarını elde etmek için Frekans Tepki Fonksiyonu (FTF) tahmin metodu kullanılmıştır. FTF tahmin metotları,  $H_1(f)$ ,  $H_2(f)$  ve  $H_3(f)$  olarak isimlendirilmektedir.  $H_1(f)$  metodunda, giriş sinyali üzerindeki gürültü kaldırılmakta,  $H_2(f)$  metodunda çıkış sinyali üzerindeki gürültü kaldırılmakta ve  $H_3(f)$  metodunda gürültüler ihmal edilmektedir [16]



**Şekil 6.** Tek girişli iki çıkışlı sistem için frekans tepki fonksiyonu modeli (The frequency response function model for the system with single input and two outputs)

Bu çalışmada, sistemi gerçek fren basıncı değişimi ile uyarabilmek için basınç sinyallerini bozan gürültüler ortadan kaldırılmış ve bunun için  $H_1(f)$  metodu kullanılmıştır. Böylelikle, ABS kontrol parametrelerinin frekans cevapları, denklem (6) ve (8)'de görülen ve  $H_1(f)$  metodu ile tahmin edilen frekans tepki fonksiyonu (FTF)'ler ile elde edilmiştir. Denklem (6), fren basıncı salınımları ile kayma oranı arasındaki FTF'yi tahmin eden fonksiyonu ifade etmektedir.

$$H_1(f) = \frac{S_{SP}(f)}{S_{PP}(f)} \quad (6)$$

Denklem (6)'da fren basıncı ile kayma oranı arasındaki çapraz spektrum,  $S_{SP}(f)$  ve fren basıncının oto spektrumu,  $S_{PP}(f)$  ile gösterilmekte ve tüm spektrumlar, denklem (7)'de görüldüğü gibi fourier dönüşümü (FFT) ile ifade edilmektedir.

$$H_1(f) = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N S_n(f) P_n^*(f)}{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N P_n(f) P_n^*(f)} \quad (7)$$

Denklem (7)'de fren basıncı FFT'sinin kompleks eşleniği,  $P_n^*(f)$ , fren basıncının FFT'si,  $P_n(f)$ , kayma oranının fourier dönüşümü,  $S_n(f)$  ve fourier dönüşümlerinin hesaplandığı nokta sayısı,  $N$  ile gösterilmektedir. Fren basıncı salınımları ile tekerleğin çizgisel ivmesi arasındaki FTF'yi tahmin etmek için de denklem (8) kullanılmıştır.

$$H_1(f) = \frac{S_{V_w,P}(f)}{S_{PP}(f)} \quad (8)$$

Denklem (8)'de fren basıncı ile tekerleğin çizgisel ivmesi arasındaki çapraz spektrum,  $S_{V_w,P}(f)$  ve fren basıncının oto spektrum,  $S_{PP}(f)$  ile gösterilmekte ve tüm spektrumlar, denklem (9)'de görüldüğü gibi fourier dönüşüm fonksiyonu (FFT) ile ifade edilmektedir.

$$H_1(f) = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N V_{wn}(f) P_n^*(f)}{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N P_n(f) P_n^*(f)} \quad (9)$$

Fourier dönüşümü hesabı sırasında sinyalin son değerleri ile ilk değerleri arasında meydana gelen ve FFT'nin doğasından kaynaklanan suni devamsızlık, sinyal enerjisinin diğer frekanslara sızmasına neden olmaktadır. Bu sızıntıya spektral sızıntı (spectral leakage) adı verilmektedir. Bu sızıntıyı azaltmak için FFT öncesi pencereleme (windowing) kullanılmıştır. Pencerelemeye ek olarak, frekans cevabı alınan sinyallerin, kayıplarının minimize edilmesi için örnekleme frekansının iki katı olan nyquist frekansından büyük frekans bileşenlerinin filtre edilmesi gerekmektedir. Bunun için alçak geçiren yani nyquist frekansından daha düşük frekansları geçiren daha yükseklerini geçirmeyen filtre kullanılmıştır. Tüm FTF denklemleri ile bu denklemleri hesaplayan fourier fonksiyonlarına pencereleme ve alçak filtre uygulayan program, MATLAB'da yazılmıştır.

#### 4. DENEYSEL BULGULAR VE TARTIŞMA (EXPERIMENTAL RESULTS AND DISCUSSION)

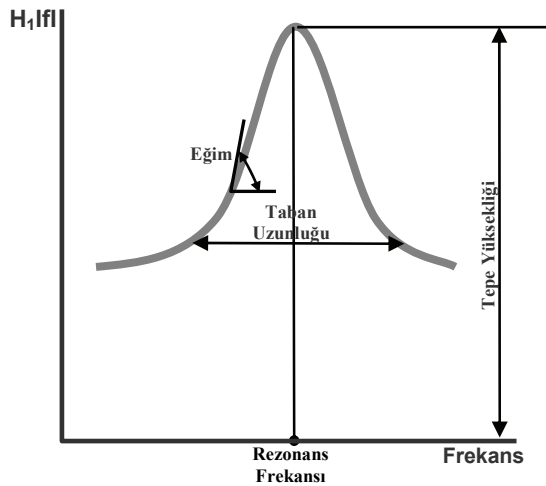
ABS'nin frenleme performansını tespit edebilmek amacıyla yapılan deneysel çalışmalarda, taşıt hızı (m/s), tekerlek açılma hızı (rad/s) ve basınç değişimi (Mpa) ölçülmüştür. Sert, orta-sert ve yumuşak amortisörlerin sönümleme özelliklerinin ABS kontrol değişkenlerine etkilerini belirlemek için de etkin yuvarlanma yarıçapı ölçülmüştür. Tüm ölçülen parametreler belirli frekansa sahip yol pürüzlülüğü ile uyarılmış ve bu şekilde tüm parametrelerin frekans cevapları elde edilebilmiştir. Elde edilen sonuçlar, ortaya çıkan rezonans durumlarına göre karşılaştırılmıştır. Bu rezonanslar ile fren basıncı salınımlarının ABS'nin frenleme performansına etkilerinin tespit edilip edilemeyeceği ve tespit edilme metotları araştırılmıştır. Aynı zamanda ABS aktif hale geldiğinde frenleme performansını iyileştirebilecek fren basıncının elde edilmesini sağlayan amortisör sönümleme kapasitesi değişimi frekans boyutunda analiz edilmiştir.

##### 4.1 Pürüzlü Islak ve Kaygan Yollarda Frekans Tepki Fonksiyonu Sonuçları (The frequency response function results on wet and slippery rough roads)

Aks salınımı rezonansa maruz bırakabilen dalga boyuna sahip ıslak pürüzlü yolda ABS ile frenleme anında tekerlek ivmesi ve kayma oranı değişimleri



fren basıncı değişimi ile uyarılmıştır. Bu çalışmada, fren basıncının tekerlek ivmesine etkileri, amortisör sönümleme özelliğindeki değişime göre incelendiğinden ilgilenilen frekans aralığı, tüm grafiklerde görüldüğü gibi 0-20Hz'dir. Bu frekans aralığı, amortisör değişiminin etkilediği taşıt gövdesi ve aks rezonans frekanslarını içermektedir. Nyquist teoremine göre FTF'lerde bu frekans aralığını elde edebilmek için örnekleme frekansı, bu frekansların iki katı veya daha fazlası olmak zorundadır. Bu nedenle, bu çalışmada yapılan ölçümlerin örnekleme frekansı 40 Hz olmuştur. Elde edilen tüm grafiklerde rezonans tepesinin meydana geldiği birçok rezonans frekans aralıkları görülmektedir. Bunlardan 0-2 Hz, taşıt gövdesi salınımlarının ve 10-15 Hz de aks salınımları rezonans frekanslarının genel yerlerini göstermektedir [16]. Bu frekans aralıkları, tüm sonuç grafiklerinde kesikli çizgiler ile gösterilmiştir. FTF'lerde tekerlek ivmesi sadece yol pürüzlülüğü ile uyarılıysa grafiklerde görülen frekans cevaplarında sadece bu iki rezonans tepesi bulunacaktı. Ancak, bu çalışmada tahmin edilen FTF'lerde tekerlek ivmeleri, fren basıncı salınımları ile uyarıldığından 0-2 Hz ve 10-15 Hz frekans aralıklarının dışındaki frekanslarda da rezonans tepeleri bulunmaktadır. Bu rezonans tepeleri, belirli frekanstaki fren basıncı uygulandıktan sonra kayma veya tekerlek ivme değişimlerinin, birim zamandaki fren basıncı değişimlerine yanıtını (tepkisini) ifade etmektedir.



**Şekil 7.** FTF grafiği değerlendirme noktaları (The evaluation points of Frequency Response function)

Bu şekilde tekerleğe fren basıncı uygulandıktan sonra, fren basıncı değişiminin kayma oranı ve tekerlek ivmesini ne kadar uyarabileceği belirlenebilir. FTF grafiklerinde rezonans tepeleri, Şekil 7'de görüldüğü gibi tepelerin konumu, eğrilerin eğimi, eğrinin taban uzunluğu ve tepe noktasının yüksekliği ile şekillenmektedir. Tepelerin konumu, rezonans frekanslarını göstermektedir. Rezonans tepelerini oluşturan eğrilerin eğimi, çıkış değişkeninin değişim hızını ifade etmektedir. Eğrinin taban uzunluğu,

uyarının etkime süresini göstermektedir. Rezonans eğrilerinin birleştiği tepe noktasının yüksekliği, çıkış değişkeninin tepki oluşum şiddetini belirtmektedir. Rezonans tepe sayısının artması, uyarının çıkış değişkenini daha fazla uyarıya başladığını göstermektedir [17]. Böylece, rezonans tepesini oluşturan eğrinin eğimi artarsa, tekerlek ivmesi veya kayma oranı aniden ve daha hızlı bir şekilde tepki gösterirken eğrinin eğimi azaldığında da daha yavaş tepki göstermektedir. Eğrinin taban uzunluğunun artması, sönümlemenin arttığını yani, kayma oranı ve tekerlek ivmesinin fren basıncı değişimine tepki süresinin arttığını ifade etmektedir. Ayrıca, yanıtın gücünü göstermektedir. Rezonans tepesinin yükselmesi, tekerlek ivmesi veya kayma oranı değişiminin tepki şiddetinin arttığını ifade etmektedir. Eğrilerin sıfır çizgisinden uzaklaşması, birbiri ardına oluşan tekerlek ivmesi veya kayma oranı tepkilerinin oluşum hızını vermektedir. Eğri sıfır çizgisinden uzaklaştıkça ardı ardına oluşan kontrol değişkeni tepkilerinin oluşum hızları artmakta ve çizgiye yaklaştıkça da oluşum hızı azalmaktadır.

Bu genel sonuçlar doğrultusunda amortisörler ve yol tiplerine göre elde edilen FTF sonuçlarından en uygun kayma oranı değişimini belirlemek amacıyla en iyi ABS performansını gösteren amortisörler araştırılmış ve bunun için Tablo 4 oluşturulmuştur.

**Tablo 4.** Amortisör sönümleme özelliklerine göre frenleme ivmeleri ve fren mesafeleri (The braking acceleration and braking distance with respect to shock absorber damping features)

Frenleme başlangıç hızı 28.36 [m/s]		Amortisör Tipi		
		Sert	Orta-sert	Yumuşak
Ort. Frenleme İvmesi [m/s <sup>2</sup> ]	Islak yol	5,96	6,83	5,74
	Kaygan Yol	5,9141	5,0064	4,444
Fren mesafesi [m]	Islak yol	73,04	64,90	78,75
	Kaygan Yol	83,67	91,96	95,58

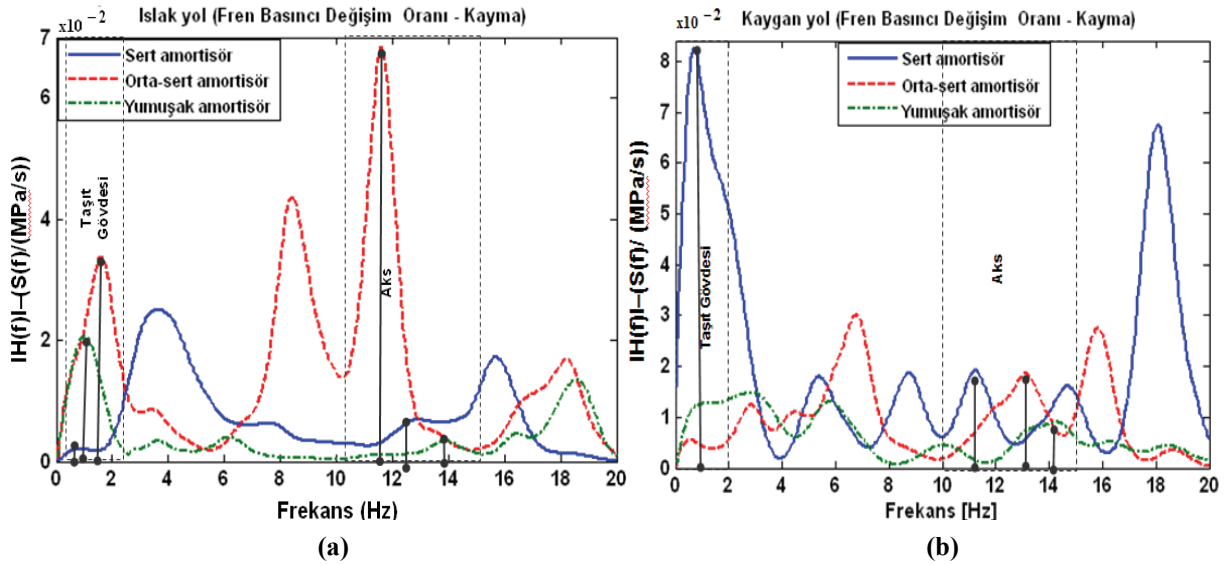
Tablo 4'e göre ıslak yolda en iyi frenleme performansı, 6,83m/s<sup>2</sup>'lik frenleme ivmesi ile 64,90m fren mesafesine sahip orta-sert amortisör ile elde edilmiştir. Kaygan yolda en iyi frenleme performansı, 5,9141m/s<sup>2</sup>'lik frenleme ivmesi ile 73,04m fren mesafesine sahip sert amortisör ile elde edilmiştir. Orta-sert amortisör, kaygan yolda yapılan frenleme anında frenleme ivmesinde 1,8263 m/s<sup>2</sup>'lik düşüşe neden olmuş ve bunun sonucunda fren mesafesi 27,06m artmıştır. Bu nedenle orta-sert amortisör, kaygan yolda frenleme performansını dikkat değer bir şekilde kötüleştirmiştir. Bunun yanında yumuşak amortisör, tüm yollarda en kötü frenleme performansını elde etmiştir. Böylece ıslak yol sonuçları için orta-sert amortisör, kaygan yol için de sert amortisör sonuçları referans alınmıştır.

#### 4.1.1. Kayma Oranı Sonuçları (The results related to Slip Ratio)

Islak yolda elde edilen fren basıncı değişim oranı ile kayma oranı arasındaki FTF'ler Şekil 8'de

görülmektedir. İşaretli bölgelerde görüldüğü gibi aynı fren basıncı değişim frekansı ile oluşan kayma oranı değişimine ait rezonans frekanslarının konumu, amortisör sönümleme özelliği ile değişmiş ve farklı şiddetlerde tepkiler elde edilmiştir. Şekil 8'a'da görüldüğü gibi ıslak yolda yapılan frenleme anında orta-sert amortisör ile kayma oranının hem tepki sayısı hem de tepkinin şiddeti ve hızı diğer amortisörlere göre artmıştır. Buna karşın, sert amortisörden yumuşak amortisöre doğru kayma oranı tepkisinin, hem şiddeti hem de sayısı azalmış ve bunun sonucunda fren basıncına tepkiler kötüleşmiştir.

Taşıt gövdesi salınımlarını rezonansa maruz bırakabilecek frekansta fren basıncı uygulandığında en uygun tepki, rezonans frekansını arttırarak orta-sert amortisör, en kötü tepkiyi de frekans kayması ile sert amortisör göstermiştir. Aks, fren basıncı değişimi ile rezonansa maruz kaldığında ise kayma oranının tepkisi, sert ve yumuşak amortisörlere kötüleşmiştir. Yumuşak amortisör, sadece aks salınımlarında kayma oranı tepkisinin alınmasını zorlaştırmıştır. Böylece, lastik ile yol arasındaki temasın kötüleşebileceği böylesi güç durumlarda, orta-sert amortisör, kayma oranı değişimi ile ilgili bilgilerin alınmasını sağlayabilmiştir.



Şekil 8. Islak ve kaygan yolda kayma oranı değişiminin frekans tepki fonksiyonları (The frequency response functions of the slip ratio on wet and slippery rough roads)

Kaygan yolda elde edilen fren basıncı değişim oranı ile kayma oranı arasındaki FTF'ler Şekil 8b'de görülmektedir. Kaygan yolda yapılan frenleme anında sert amortisör, kayma oranının, fren basıncına gösterdiği tepki sayısını arttırıp tepki oluşum süresini kısaltmıştır. Aynı zamanda, tepkilerin şiddeti, ya artmış ya da diğer amortisörlere göre değişmeden aynı değerlerde kalmıştır. Buna karşın, orta-sert amortisörden yumuşak amortisöre kadar kayma oranı tepkisinin hem şiddeti hem de sayısı azalmıştır. Bunun sonucunda kayma oranının fren basıncına tepkileri, tüm frekanslarda kötüleşmiştir. Taşıt gövdesi salınımlarını rezonansa maruz bırakabilecek frekansta fren basıncı uygulandığında, sert amortisör ile en uygun tepki elde edilirken en kötü tepki orta-sert ve yumuşak amortisörlere gösterilmiştir.

Fren basıncı ile aks rezonansa maruz kaldığında ise en uygun kayma oranı tepkisi oluşum hızını arttırarak yine sert amortisör ile elde edilmiştir. Buna karşın, orta-sert amortisör oluşum hızını azaltarak tepkiyi kötüleştirirken yumuşak amortisör, tepkinin elde edilmesini oldukça zorlaştırmıştır.

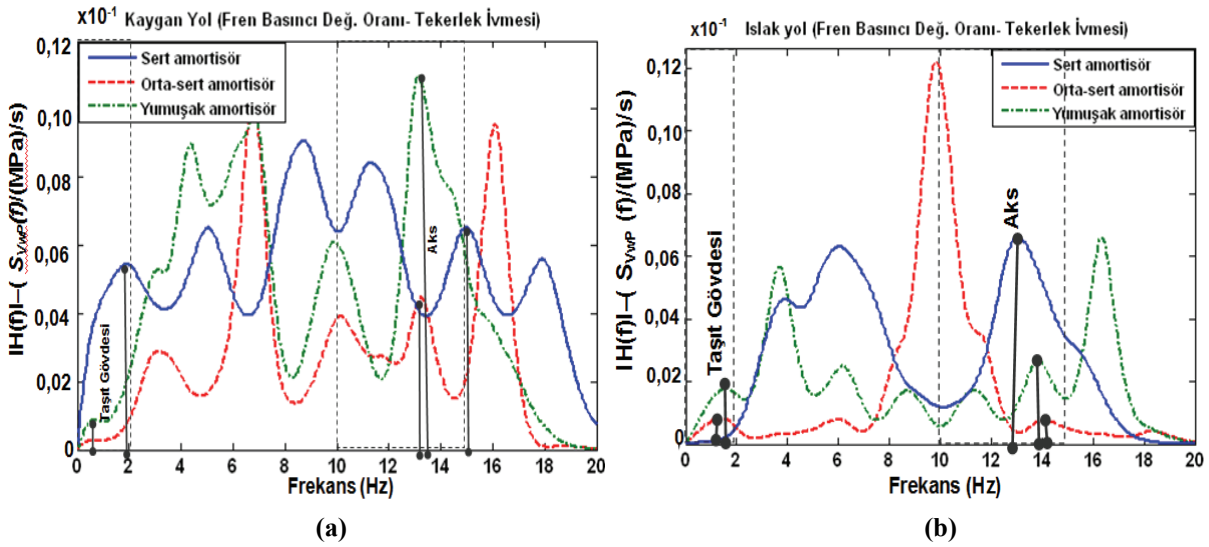
#### 4.1.2. Tekerlek Hızı İvmesine Ait Sonuçlar (The results related to wheel acceleration and decelerations)

Islak yolda elde edilen fren basıncı değişim oranı ile tekerlek ivmesi arasındaki FTF'ler Şekil 9a'da görülmektedir. Şekil 9a'da görüldüğü gibi amortisör sönümleme kapasitesinin değişmesi ile farklı genlik ve frekanslara sahip tekerlek ivmesi değişimleri elde edilmiştir. Islak yolda yapılan frenleme anında orta-sert amortisör ile tekerlek ivmesi, tek frekansta şiddetlenirken diğer frekanslarda oldukça iyi bir şekilde sönümlenmiştir. Sert amortisör ile tekerlek ivmesi, orta-sert amortisöre göre daha şiddetli hale gelmiş ve bu şiddetli hali uzun süre etkisini göstermiştir.

Yumuşak amortisör ile fren basıncı, tekerlek ivmesini çok kez şiddetlendirmiş ve belirli frekanslarda tekerlek ivmesinin tepki süresi çok fazla azaldığından tepkiler frenleme boyunca aniden ortaya çıkmış ve kaybolmuştur. Bu da istenilen kayma değişiminin elde edilmesini oldukça güç hale getirmektedir. Frenleme anında uygulanan fren basıncı ile taşıt gövdesi rezonansa maruz kaldığında yumuşak amortisör, tekerlek ivmesini en şiddetli hale gelmesine karşın

orta-sert ve sert amortisörler, etkili bir şekilde sönümlenmiştir. Aks sistemi fren basıncı salınımları ile rezonansa maruz kaldığında, orta-sert amortisör ile tekerlek ivmesi en şiddetli haline gelirken, sert amortisör ile bu durum çok daha uzun sürmüştür. Kaygan yolda elde edilen fren basıncı değişim oranı ile tekerlek ivmesi arasındaki FTF'ler Şekil 9b'de görülmektedir. Kaygan yolda yapılan frenleme anında sert amortisör ile tekerlek ivmesinin fren basıncına gösterdiği tepki sayısı ve tepki oluşum hızı artmıştır. Bu şekilde tekerlek ivme değişimleri diğer amortisörlere göre daha düzgün hale gelmiştir. Buna karşın, orta-sert amortisörden yumuşak amortisöre doğru tekerlek ivmesi tepkisinin sayısı azalırken tepkilerin genlikleri sürekli değişmiştir. Böylelikle, tekerlek ivmesinin kontrolü bu amortisörler ile güçleşmektedir.

Uygulanan fren basıncı ile taşıt gövdesinin salınımlarının rezonansa maruz kalması halinde, sert amortisör ile en uygun tepki elde edilirken en kötü tepki, orta-sert ve yumuşak amortisörler ile gösterilmiştir. Aksın, fren basıncı ile rezonansa maruz kalması durumunda ise tekerlek ivmesinin, uygulanan fren basıncına tepkisi orta-sert amortisör ile kötüleşirken yumuşak amortisör ile tepki oluşum hızının azalmasına karşın çok şiddetli hale gelmiştir. Buna karşın, sert amortisör ile tekerlek ivmesi fren basıncı değişimine en uygun tepkiyi göstermiştir. Bu durum, sert amortisör ile kaygan yolda tekerlek ivmesinin, her fren basıncı değişim frekansında kontrol edilebileceğini göstermektedir.



Şekil 9. Islak ve kaygan yolda tekerlek ivmesinin frekans tepki fonksiyonları (The frequency response functions of wheel acceleration on wet and slippery rough roads)

## 5. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Bu çalışmada, ABS'nin kontrol performansı, frekans boyutunda analiz edilmiştir. Elde edilen sonuçlar kullanılarak farklı karakteristiğe sahip fren basıncı değişimleri ile kontrol parametreleri arasındaki etkileşimler araştırılmıştır. Buradaki farklı karakteristiğe sahip fren basıncı değişimleri, amortisörün sönümlenme kapasitesi değiştirilerek elde edilmiştir. Böylelikle, bu çalışmada ABS'nin frenleme performansının frekans boyutunda analizi şeklinde literatüre farklı bir bakış açısı kazandırılması amaçlanmıştır. Frekans boyutu analizi için her ikisinde de fren basıncı değişiminin uyarı olduğu ve birinin çıkışı kayma oranı diğerinin çıkışı tekerlek ivmesi olan iki farklı Frekans Tepki Fonksiyonu (FTF)'ler tahmin edilmiştir. Bu fonksiyonlar, ıslak ve kaygan yola göre sert, orta-sert ve yumuşak amortisörler için ayrı ayrı elde edilmiştir. Elde edilen frekans tepki fonksiyonları ile kayma oranı ve tekerlek ivmesinin farklı frekanslara sahip fren basıncı değişimlerine karşı gösterdikleri tepkiler, ABS'nin

ıslak ve kaygan yol şartlarında kayma oranı ve tekerlek ivmesini nasıl kontrol ettiğinin belirlenmesini sağlamıştır. Tepkilerin şiddeti, sayısı ve oluşum hızı, kontrol performansını belirleyen faktörler olmuştur. Bu faktörlerdeki değişim, ABS performansı için en önemli husus olan kayma oranı ve tekerlek ivmesi değişimi ile ilgili bilgilerin, fren basıncı değişim frekansına bağlı olarak alınmasını sağlamıştır. Bu bilgiler, amortisör sönümlenme özellikleri ve yol tipindeki değişimin yanında taşıt gövdesi ve aks rezonans frekanslarına göre farklılık göstermiştir. Böylelikle, kayma oranı değişiminin tepki sayısı ve oluşum hızı arttığında, tekerlek ivme değişimi salınımlarının azalması, en iyi amortisör sönümlenme özelliği ile birlikte en iyi frenleme performansının belirlenmesini sağlamıştır. Ayrıca, taşıt gövdesi ve aksın rezonansa maruz kaldığı en zor şartlarda hem kayma oranı hem de tekerlek ivmesine ait rezonans frekansının kayması, amortisör sönümlenme özelliği değişimini belirlemiştir. ABS'de en zor tahmin edilen

yol tipi değişimlerinin de bu faktörler ile tahmin edilmesi daha kolay hale gelmiştir. Tepkilerin oluşum hızı ve tepki sayısının, yol tipi değişimini belirleyen en önemli faktörler olduğu görülmüştür. Sonuç olarak, yapılan değerlendirmeler ile frekans tepki fonksiyonlarının, ABS ile frenleme anında amortisör sönümleme özelliği ve yol tipi değişimlerinin belirlenmesinde etkili bir metod olduğu ortaya konmuştur. ABS kontrol biriminde süspansiyon rezonans frekanslarını tespit etmek için tekerlek hızlarının frekans analizinin gerçekleştirildiği göz önüne alındığında kayma oranı ve tekerlek ivmesinin frekans analizi kolaylıkla yerine getirilebilir. Bu nedenle bu metod, frenleme sırasında elde edilen tekerlek hızı, taşıt hızı ve tekerlek ivmesi bilgileri ile ek donanıma gerek kalmadan ABS kontrol biriminde kolaylıkla uygulanabilir.

#### 6. TEŞEKKÜR (ACKNOWLEDGEMENTS)

Bu çalışma, 107M188 numaralı TÜBİTAK ve 2007/31 numaralı Kocaeli Üniversitesi Bilimsel Araştırma Birimi projeleri kapsamında yapılmıştır. Bu projeler, ayrıca Frenteknik ve Hurmoğlu Eğitim Danışmanlık firmaları tarafından da desteklenmiştir. Makalenin yazarları olarak katkılarından dolayı adı geçen kurumlara ve firmalara teşekkür ederiz.

#### 7. KAYNAKLAR (REFERENCES)

- Gökten, A.D., Güney, A., Ereke, M, **Taşıt Frenleri**, İTÜ Matbaası, İstanbul, 1995.
- Watanabe, M., Noguchi, N., "A New Algorithm for ABS to Compensate for Road – Disturbance", **SAE Paper**, No.900205, 1990.
- 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.
- 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.
- 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.
- 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.
- Weida, W., Nengen, D., Xiangyang, D., "An Improved Self-Adaptive of Vehicle Reference Speeds for ABS", **IEEE**, 98-102, 2006.
- Solyom, S., Rantzer, A., Lüdemann, J., "Synthesis of a Model-Based Tire Slip Controller", **Vehicle System Dynamics**, 41, 6, 475-499, 2004.
- Satoh, M., Shiraishi, S., "Excess operation of Anti Lock Brake System on a Rough Road", **IMECHE.**, C18/83, 1983.
- Mauer, G., Gissinger, G and Chamaillard, Y., "Fuzzy Logic Continuous and Quantizing Control of an ABS Braking System", **SAE Paper**, No:940830, 1994.
- 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.
- Schneider, M.J., "Use of a Hazard and Operability Study for Evaluation of ABS control Logic", **SAE Paper**, No:970815, 1997.
- 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.
- Alleyne, A., "Improved Vehicle Performance Using Combined Suspension and Braking Forces", **Vehicle System Dynamics**, 27, 235-265, 1997.
- Lin, J.S and Ting, W.E., "Nonlinear Control Design of Anti-Lock Braking Systems With Assistance of Active Suspension", **IET Control Theory Appl.**, vol 1, pp 343-348, 2007.
- Güney, A., **Taşıtlarda Titreşim ve Gürültü**, İTÜ Matbaası, İstanbul, 2000.
- Jimin, H and Zhi-Fang, F., **Modal Analysis**, Butterworth-Heinemann, London, England, 2001.