

**KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ \* FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**KAMPANALI HAFİF TİCARİ ARAÇLARDA FRENLEME İLE  
OLUŞAN TİTREŞİMLERİN ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Mak. Müh. Cengiz İĞDELI**

**Anabilim Dalı: MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ**

**Danışman: Yrd. Doç. Dr. Sedat KARABAY**

**KOCAELİ, 2008**

**KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ \* FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**KAMPANALI HAFİF TİCARİ ARAÇLARDA FRENLEME İLE  
OLUŞAN TİTREŞİMLERİN ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZ**

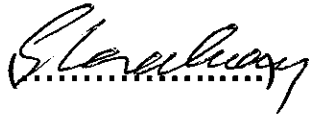
**Mak.Müh. Cengiz İĞDELİ**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih: 26 Mayıs 2008**

**Tezin Savunulduğu Tarih: 20 Haziran 2008**

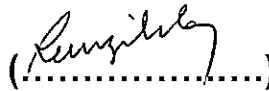
**Tez Danışmanı**

**Yrd. Doç. Dr. Sedat KARABAY**



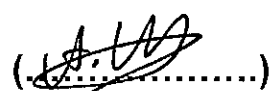
**Üye**

**Prof. Dr. Remzi ASLAN**



**Üye**

**Prof. Dr. Ata MUĞAN**



**KOCAELİ, 2008**

## **ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR**

Öncelikle proje ve tez aşamasında fikirleri ile beni yönlendiren ve teşvik eden danışmanım Sn. Yrd. Doç. Dr. Sedat KARABAY'a sonsuz teşekkürlerimi sunuyorum.

Ayrıca, bu çalışmanın sonuçlanmasında desteklerini benden esirgemeyen, yapılan testlerdeki şahsi katılımları ve verdiği fikirlerle sonuca ulaşmamda katkı sahibi olan Ege Fren'den Üretim Şefi Sn. Bayram Anıl ÖZTÜRK'e, NVH Mühendisleri Sn. Mert DOĞANLI, Fuat Okan TANDOĞAN ve Mehmet Özgür ARSLAN'a, Ford Otosan PVT Şasi ve Ürün Geliştirme Kalite Ekiplerindeki tüm çalışma arkadaşlarıma, çok değerli dostlarım Ahmet Emre ÇETİN, Hilal AKKOÇ, Uğur BİNİCİ ve Tarkan YAPICI'ya teşekkür ederim.

Son olarak uzun süren eğitim hayatım boyunca göstermiş oldukları sınırsız destek ve koşulsuz sevgilerinden dolayı tüm aileme teşekkür ediyor, bu süre zarfında kendilerini fazlaca ihmal ettiğim sevgili kızım ve eşime de sevgilerimi sunuyorum.

## İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ .....	i
İNDEKİLER .....	ii
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	iv
TABLolar DİZİNİ .....	vi
SİMGELER .....	vii
KISALTMALAR .....	viii
GİRİŞ .....	ix
SUMMARY .....	x
1. GİRİŞ VE ÇALIŞMANIN HEDEFLERİ .....	1
2. TEORİ VE LİTERATÜR TARAMASI .....	4
2.1 Akustik, Titreşim ve Sürtünme .....	4
2.1.1. Akustik açıdan gürültünün değerlendirilmesi .....	4
2.1.2. Ses yeğirliğı .....	7
2.1.3. Duyma ve araç öznel sınıflandırma ölçeğı .....	9
2.1.4. Temel titreşim bilgileri .....	12
2.1.5. Sönümsüz serbest titreşim .....	13
2.1.6. Sönümsüz zorlanmış titreşim .....	15
2.1.7. Coulomb sönümlenmesiyle serbest titreşim .....	16
2.1.7.1. Hareket denklemi .....	17
2.1.7.2. Çözüm .....	19
2.1.8. Coulomb sönümlenmesiyle zorlamalı titreşim .....	22
2.1.9. Viskoz sönümlenme .....	26
2.1.10. Yapısal sönümlenme .....	27
2.1.11. Frekans karakteristiğı fonksiyonu (FKF) .....	28
2.2. Araçlarda Şasi .....	29
2.2.1. Süspansiyon sistemi .....	30
2.2.2. Fren sistemi .....	32
2.3. Araçlarda Fren Sistemi Teorisi .....	34
2.3.1. Tekerlek hareket denklemleri .....	34
2.3.1.1. Yuvarlanma direnci .....	35
2.3.1.2. Kuvvet bağlantısı ve kayma .....	36
2.3.2. Taşıt denklemleri .....	37
2.3.3. Fren dinamiğı ve fren enerjisi .....	40
2.3.4. Fren sisteminin yapısı ve sürtünmeli frenler .....	44
2.3.4.1. Diskli frenler .....	44
2.3.4.2. Kampanalı frenler .....	46
2.4. Değer Analizi Yönetimi .....	52
3. SORUNUN ÇÖZÜMÜ İÇİN ÇALIŞMA PLANI .....	54
4. KULLANILAN TEST VE ANALİZ DONANIMI .....	57
4.1. Test Aracı Spesifikasyonu .....	57
4.2. Kullanılan Ölçüm Aletleri .....	59
5. ARKA KAMPANA VURUNTU VE TİTREŞİM ANALİZİ .....	63
5.1. Sistem ve Parçaların Test ve Analizleri .....	63
5.1.1. Tekerlek mili - süspansiyon sistemi .....	63
5.1.2. Kampana – fren sistemi .....	64
5.1.3. Fren tablası – fren sistemi .....	66

5.2. Servis Departmanı Aracılığıyla Müşteri Sesinin Dinlenmesi .....	67
5.3. NVH (Gürültü-Titreşim-Vuruntu) Analizleri .....	69
5.3.1. Birinci deneme - fren tablasının dışından ölçüm alma .....	69
5.3.2. İkinci deneme – karşılıklı çeneler üzerinden ölçüm alma .....	77
5.3.3. Üçüncü deneme – tek metal çene üzerinden ölçüm alma.....	82
6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA .....	89
KAYNAKLAR.....	95
ÖZGEÇMİŞ .....	97

## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Sesli fren şikayetinden dolayı tamir görmüş araçların maliyet trendi.....	2
Şekil 1.2. Sesli fren şikayetinden dolayı tamir görmüş araçların adeti .....	3
Şekil 2.1. Ses dalgasının parametrelerinin şematik gösterimi.....	4
Şekil 2.2. Frekans ile dalga boyu arasındaki ilişki .....	5
Şekil 2.3. Ses basınç seviyesi ağırlaştırma ölçekleri.....	7
Şekil 2.4. Ses yeğlinliği .....	8
Şekil 2.5. Eş ses şiddet eğrileri .....	9
Şekil 2.6. İnsan duyma sisteminin temel anatomisi.....	10
Şekil 2.7. Tek serbestlik dereceli sistemin temel modeli .....	13
Şekil 2.8. Sönümsüz serbest titreşim .....	13
Şekil 2.9. Sönümsüz serbest sistemin deplasman eğrisi .....	14
Şekil 2.10. Sönümsüz zorlanmış sistemin deplasman eğrisi.....	16
Şekil 2.11. Coulomb sönümlenmesiyle kütle-yay sistemi.....	17
Şekil 2.12. Coulomb sönümlenmesiyle kütle hareketi .....	18
Şekil 2.13. Coulomb sönümlenmesiyle tek serbestlik dereceli system .....	22
Şekil 2.14. Coulomb sönümlenmesiyle enerji girişi ve enerji yayılımı .....	25
Şekil 2.15. Kuvvet - yer değiştirme karakteristikleri.....	27
Şekil 2.16. Sönümsüz tek serbestlik dereceli sistem için reseptans <sup>1</sup> grafiği .....	28
Şekil 2.17. Sönümsüz tek serbestlik dereceli sistem için devinim <sup>2</sup> grafiği.....	29
Şekil 2.18. Sönümsüz tek serbestlik dereceli sistem için inertans <sup>3</sup> grafiği .....	29
Şekil 2.19. Bir hafif ticari araç ön süspansiyon sistemi.....	30
Şekil 2.20. Arka süspansiyon sistemi .....	31
Şekil 2.21. ABS'siz kampanalı fren sistemi .....	32
Şekil 2.22. İçten pabuçlu kampanalı frenlerin yapısı .....	33
Şekil 2.23. Kampanalı frenlerin alt parçaları.....	33
Şekil 2.24. Tekerlek kuvvetleri .....	34
Şekil 2.25. Kuvvet bağlantı katsayısı - kayma ilişkisi .....	37
Şekil 2.26. Taşıt hareket kuvvetleri .....	37
Şekil 2.27. Frenleme gücünün, sabit ivme hali için zamana bağlı değişimi.....	42
Şekil 2.28. Frenleme gücü – fren sıcaklığı eğrisi.....	43
Şekil 2.29. Bir otomobilin hidrolik fren sistemi .....	44
Şekil 2.30. Bir disk fren ve elemanları .....	45
Şekil 2.31. Çeşitli disk fren tipleri .....	46
Şekil 2.32. Kampanalı fren yapı şekilleri. A) içten pabuçlu B) bantlı C) dıştan pabuçlu.....	46
Şekil 2.33. Kampanalı fren .....	47
Şekil 2.34. Kampanalı fren örneğinde iç çevrim oranı hesabı için kullanılan büyüklükler .....	49
Şekil 2.35. Örnek alınan kampanalı frende pabuç çevrim oranının $\mu$ 'ye bağlı değişimi .....	51
Şekil 3.1. Garanti veri tabanından alınan tamir masrafları grafiği .....	54
Şekil 3.2. Temel çalışmalar .....	55
Şekil 3.3. Sorunun çözümü için oluşturulmuş iş akış diyagramı.....	55
Şekil 3.4. Ülke dağılımına göre fren sesinden dolayı yapılan garanti tamirleri.....	56
Şekil 4.1. Kabin içi mikrofon pozisyonu .....	59
Şekil 4.2. Sol ve sağ fren tablaları üzerine yerleştirilen ivmeölçerler .....	60
Şekil 4.3. Metal çene üzerine ivmeölçer yerleşimi.....	60

Şekil 4.4. Ön tekerleğe optik okuyucu yerleşimi.....	61
Şekil 4.5. Verilerin işlenmesi için kurulan FFT analizörü .....	61
Şekil 4.6. 3D yüzey tarama cihazı .....	62
Şekil 5.1. Kampana fren sistemini oluşturan parçalar .....	63
Şekil 5.2. Tabla oturma kenarları iyileştirilmiş tekerlek mili .....	63
Şekil 5.3. Kampana frekans karakteristik fonksiyonu .....	64
Şekil 5.4. Kampana mevcut ve önerilen işleme yöntemleri .....	65
Şekil 5.5. 3D yüzey tarama cihazı ile tarama yapılan tablo.....	66
Şekil 5.6. Arka kampana fren dinamometre testi.....	68
Şekil 5.7. Kampanaya dönüş hareketini verecek olan silindir .....	68
Şekil 5.8. Kampana montajından sonra silindirin çalışma hareketi .....	68
Şekil 5.9. İvmeölçerlerin yerleştirildiği araç sağ tarafı .....	69
Şekil 5.10. İvmeölçerlerin yerleştirildiği araç sol tarafı.....	70
Şekil 5.11. Birinci prosedürle yapılan wavelet analizi (sağ/sol karşılaştırma) .....	71
Şekil 5.12. Test araçlarının sürücü tarafındaki 1. ivmeölçerden toplanan veriler .....	72
Şekil 5.13. Test araçlarının sürücü tarafındaki 2. ivmeölçerden toplanan veriler .....	73
Şekil 5.14. Test araçlarının yolcu tarafındaki 3. ivmeölçerden toplanan veriler .....	74
Şekil 5.15. Test araçlarının yolcu tarafındaki 4. ivmeölçerden toplanan veriler .....	75
Şekil 5.16. İkinci prosedür ile araç sağ ve sol taraflarının karşılaştırılması .....	76
Şekil 5.17. İkinci deneme – ivmeölçer yerleşimleri.....	77
Şekil 5.18. Ses frekans seviyesini tespit etmek için kullanılan Wavelet analizi.....	78
Şekil 5.19. Sağ ve sol frenler üzerinde alınan ivmeölçer verileri .....	79
Şekil 5.20. İvmeölçer'lerin çalışma eksenleri.....	80
Şekil 5.21. Araç bir müddet kullanıldıktan sonra ses kaybolmaktadır .....	81
Şekil 5.22. Ses oluşma periyodunun analizi.....	81
Şekil 5.23. İvmeölçerlerin aynı çene üzerine yerleştirilmesi .....	82
Şekil 5.24. Ön çenelere yerleştirilen ivmeölçerlerden alınan veriler .....	83
Şekil 5.25. Balatanın kampanaya alışması ile sesin kesilme grafiği .....	84
Şekil 5.26. Vuruntu periyodu .....	84
Şekil 5.27. Modülasyon frekansı .....	85
Şekil 5.28. Gerçek sesin kabin içerisine ulaşan kısmı.....	86
Şekil 5.29. Sesin olduğu 5.23'üncü saniyedeki genlik.....	87
Şekil 5.30. 5,22'nci ile 5.24'üncü saniyeler arasındaki balatanın simülasyonu .....	87
Şekil 6.1. Metal Çene ve Balata .....	89
Şekil 6.2. Yapılan iyileştirmeler sonunda gerçekleşen garanti tamirleri .....	90
Şekil 6.3. Yapılan test ve incelemelerin şematik gösterimi.....	91
Şekil 6.4. Yapıştırma prosesinin şematik gösterimi.....	92
Şekil 6.5. Sessiz araç balatalarına ait sürtünme seviyesi ölçümleri .....	93
Şekil 6.6. Sesli araç balatalarına ait sürtünme seviyesi ölçümleri .....	93

## TABLolar DİZİNİ

Tablo 2.1. Günlük yaşamdaki rastlanan gürültüler için SPL değerleri.....	6
Tablo 2.2. Araç öznel sınıflandırma ölçeği .....	12
Tablo 2.3. Pabuç iç çevrim oran hesabı .....	51
Tablo 4.1. Çeşitli işleme hızlarıyla üretilen kampanaların ses analizi .....	65
Tablo 4.2. Fren tablası 3D yüzey tarama değerleri .....	67



## SİMGELER

$c$	: Viskoz sönümlleme katsayısı
$c_w$	: Hava direnci katsayısı
$e$	: Tekerlek yükünün etkime noktasının eksenden kaçıklığı
$F_x$	: Tekerlek çevre kuvveti
$F_z$	: Yolun tepki kuvveti = tekerlek yükü
$F_0$	: $F(t)$ kuvvetinin genliği
$l$	: Ses yeğlinliği
$l_0$	: Eşik ses yeğlinliği
$J_T$	: Tekerlek ataleti
$K$	: Adyabatik hacim modülü
$L_P$	: Ses basınç seviyesi
$M$	: Kütle
$M_T$	: Tekerlek momenti
$m_T$	: Tekerlek kütlesi
$m$	: Kütle
$n$	: Devir sayısı
$N$	: Normal kuvvet
$P$	: Ses basıncı
$P_0$	: Referans ses basıncı, $20\mu\text{Pa}$
$P_T$	: Tekerlek gücü
$r$	: Tekerlek statik yarıçapı
$r_{B,A}$	: Arka fren etkili yarıçapı
$r_{B,\text{Ö}}$	: Ön fren etkili yarıçapı
$S_B$	: Fren baskı kuvveti
$R_0$	: Dinamik tekerlek yarıçapı
$U_B$	: Fren çevresel kuvveti
$v$	: Taşıt hızı
$W$	: Ses gücü
$W_A$	: Ağırlaştırma ölçeği
$X$	: Taşıtın tekerleğe tepki kuvveti
$x_p$	: $x(t)$ 'nin belirli kısmı
$X$	: $x(t)$ 'nin genliği
$Z$	: Taşıtın ağırlığından tekerleğe düşen kuvvet
$\zeta$	: Sönümlleme Oranı
$\eta_k$	: Aktarma organlarının toplam verimi
$\lambda$	: Dalga Boyu
$\rho$	: Yoğunluk
$\mu$	: Sürtünme katsayısı
$\omega$	: Osilasyon frekansı
$\omega_n$	: Doğal frekans

## KISALTMALAR

GVM	: Azami Yüklü Ağırlık (Gross Vehicle Mass - GVM)
MIS	: Kullanımdaki Aylar (Months in Service)
T/1000	: Belirtilen dönemde her 1000 araç arasından tamir görenlerin adedi
TVM	: Değer Analizi Yönetimi (Total Value Management)
NVH	: Gürültü-Titreşim-Vuruntu (Noise-Vibration-Harshness)

# KAMPANALI HAFİF TİCARİ ARAÇLARDA FRENLEME İLE OLUŞAN TİTREŞİMLERİN ANALİZİ

## GİRİŞ

**Anahtar Kelimeler:** Kampana sesi, Arka fren sesi, Frenlemede vuruntu sesi, Arka fren titreşimi

Frenleme esnasında araçların ön veya arkasında duyulan sesler veya algılanan titreşimler müşterilerin hiç hoşnut olmadıkları ve yüksek garanti harcamalarıyla sonuçlanan hata türleridir ve bu hataları çözmek için çeşitli Otomotiv üreticileri ve akademisyenler sayısız incelemeler yapmışlardır. Yayınlanmış uluslararası makaleler incelendiğinde, tezimize konu olan araç arka süspansiyonuna (Hotchkiss Süspansiyon) sahip araçlarda benzeri çalışmaların daha önce yapılmamış olduğu gözlenmiştir. Bu bakımdan, inceleyeceğimiz konu bu sınıftaki araçlarda ilk kez tarafımızdan incelenmiş olacaktır.

Bu tezde yaprak yaylı arka süspansiyona sahip kampanalı hafif ticari araçların frenlemesi esnasında, aracın arkasında oluşan vuruntu ve titreşimler analiz edilmiş olup yüzlerce fren parçaları ile denemeler yapılmış, yüzlerce araç üzerinde ses ve titreşim olup olmadığı kontrol edilmiş ve ileride detaylı bir şekilde açıklanacağı üzere çok uzun süreli bir analiz neticesinde hatanın kök nedenine ulaşılmıştır.

## **ANALYSIS OF VIBRATION OCCURING DURING BRAKING EVENT OF LIGHT COMMERCIAL VEHICLES WITH DRUM BRAKE**

### **SUMMARY**

**Key Words:** Drum Noise, Rear Brake Noise, Knocking Noise During Braking, Rear Brake Vibration

The noise and vibration during braking event at the back of vehicles are one of the major complaints of the customers. Generally those kind of failures result with high warranty spends and it is obvious that many automotive manufacturers and academicians have focused to those kind of problems and made many investigations accordingly. When we made a detailed investigation among the published articles, we saw that no similar problem was experienced on vehicles having leaf spring at the rear suspension (Hotchkiss Suspension). Therefore, this study is being performed first on our vehicles in this segment.

Analysis of impact and vibration has been done on light commercial vehicles during braking event having drum brake at rear suspension and hundreds of trials were made with different kind of samples, hundreds of vehicles have been tested and evaluated in noise availability point of view and the root cause was found after a long time of period as it will be explained in detail in the following parts.

## 1. GİRİŞ VE ÇALIŞMANIN HEDEFLERİ

Araçların seri olarak üretilip satılmaya başlandığı zamanlardan beri, müşterilerin memnuniyetsizliklerini en fazla bildirdikleri konuların başında frenleme performansı gelmektedir. Çalışmamızla ilgili yayınlanmış bilimsel makaleler incelendiğinde, bilim adamlarının ikinci dünya savaşı bitiminin hemen birkaç yıl sonrasında beri aktif olarak çeşitli fren sorunları üzerine incelemeler yaptığı göze çarpmaktadır.

Araçların en kritik özelliklerinden birisi fren sistemi olduğu için, fabrikadan yeni üretilmiş sıfır kilometre bir aracın frenlemesi esnasında aracın kullanıcıya verdiği hissiyat kullanıcının güvende olup olmadığı ile ilgili ipuçları vermekle birlikte, bazı frenleme sorunları da zamanla kendini göstermektedir. İncelemekte olduğumuz “frenleme esnasında oluşan vuruş veya titreşimlerin, aracın frenleme performansına etkisi olmasa da müşteri memnuniyetsizliği ve buna bağlı olarak araç üreticisinin imaj ve para kaybına neden olmaktadır. Yani araç üreticisi, hem sattığı aracın sahiplerini mutlu etmek için garantiden birçok parça değiştirmek zorunda kalacak hem de aracında bu tür bir memnuniyetsizliğin kullanıcılar arasında telaffuz edilmesinden dolayı bir önyargı ile karşı karşıya kalarak belki araç satışlarında dahi sıkıntılar yaşayabilecektir.

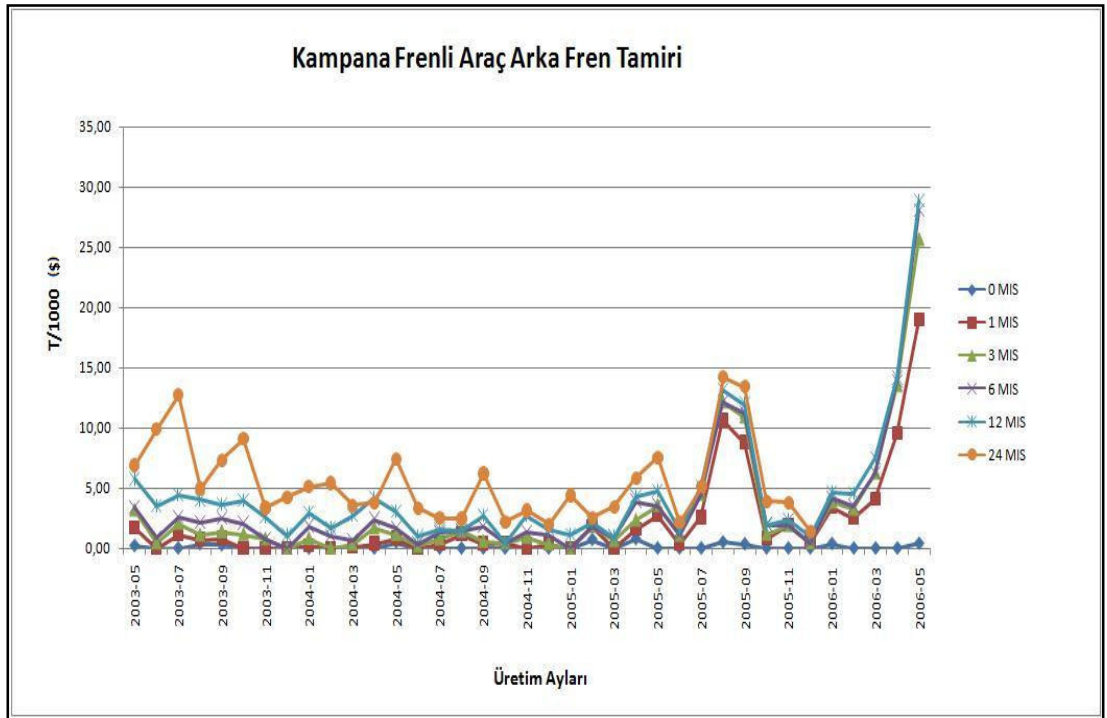
Bu çalışmada arka kampanalı frene ve yaprak yaylı arka süspansiyona (hotchkiss suspension) sahip hafif ticari araçların frenlemesi esnasında aracın arkasında duyulan bir tür vuruş sesi ve o bölgeye ulaşmış el ile dokunulduğunda hissedilen titreşim ele alınmıştır. Piyasadaki müşterilerin büyük bir kesimi bu sorunu “hızınızın yüksek olmasına bağlı olmaksızın (örneğin 2. viteste veya 30-40 km/h'lik bir hızda bile) ani bir fren yaptığınızda sanki birisi evinizin kapısını tıkladıyormuş gibi bir ses geliyor” şeklinde tasvir etmişlerdir.

Ses, gerçekten de sanki bir tahta kapıya vuruluyormuş gibi gelmektedir ve söz konusu araç bir hafif ticari araç (Van) olduğundan, sesin olduğu bölgeye geçip el ile dokunulduğunda sese paralel olarak elinizle hissedebileceğiniz bir titreşim algılanmaktadır. Bu sesin ABS'siz araçlarda da duyulması ise, sesin bilindik ABS aktivasyon sesi olmadığını göstermektedir.

Sesin geldiği bölge aracın arka şasisi olduğu için, incelemeyi sağlıklı bir şekilde sürdürebilmek adına araç süspansiyon ve fren sistemlerini iyi tanımak ve birbirleriyle etkileşimlerini iyi anlamak gerekmektedir. Bu yüzden bir sonraki bölümlerde üzerinde çalışacağımız aracın süspansiyon ve fren sistemi hakkında temel tanımlamalar yapılacaktır.

Sorunun kök nedenine ulaşabilmek için laboratuvar testlerinden ivmeölçerlerle yapılan mekanik titreşim ölçüm cihazlarına varana kadar bir çok alet ve ekipman kullanılmış, yüzlerce araç üzerinde değerlendirme sürüşleri yapılmış ve çalışmanın sürdüğü bir yıllık dönem içerisinde üretilmiş olan yaklaşık 70.000 kampanalı aracın satıldıktan sonraki garanti tamirleri bir veri tabanı üzerinden takip edilerek sorunun maddi etkileri ile devam edip etmediği takip edilmiştir.

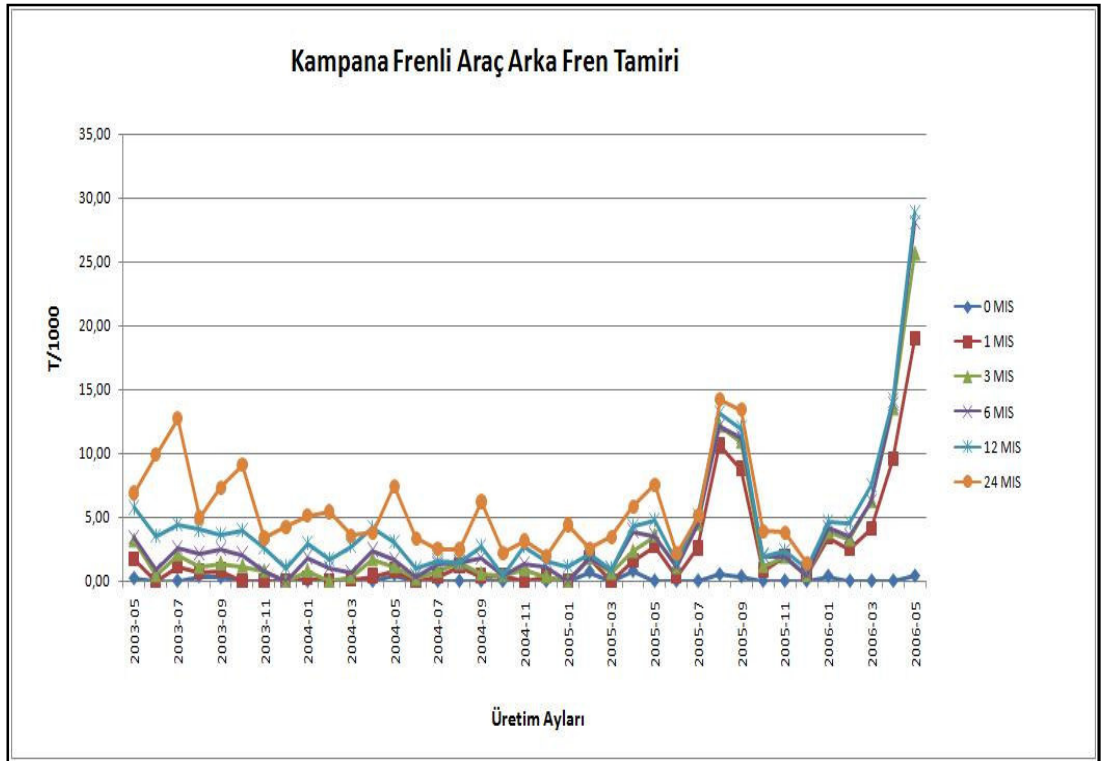
Satılan araçların garanti tamirlerini takip ederek parça tasarım ve/veya kalitesinde her hangi bir sorun olup olmadığı mercek altına almak üzere kurulmuş olan söz konusu veri tabanı üzerinden aracın en fazla satıldığı 15 ülkedeki garanti işlemleri incelendiğinde “kampanalı” araçların arka fren sisteminde bir sorun olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 1.1: Sesli fren şikayetinden dolayı tamir görmüş araçların maliyet trendi

Şekil 1.1'deki grafikte de görüldüğü gibi Mayıs 2003'ten beri yatağan bir hareket halindeki "Kampana Fren"li araçların garanti tamirinden oluşan masrafların trendi Ağustos 2005'te sorun olduğunun sinyalini vermiş takip eden bir kaç ay içerisinde bu sefer daha yüksek bir noktaya tırmanmıştır. Grafiğin "y" eksenindeki "Araç Başına Maliyet", ilgili ayda yapılan servis masraflarının üretilmiş olan tüm araç adetlerine olan dağılımlarını göstermektedir.

Şekil 1.1'deki grafiği okuyabilmek için aşağıda Şekil 1.2'deki grafiğe de ihtiyaç duyulmaktadır. Aşağıdaki grafik, x ekseninde belirtilen aylarda üretilmiş araçların kaç aylık kullanımdan sonra tamir gördüğünü, y eksenindeki T/1000 ise her bin araçtan kaçının tamir gördüğünü ifade etmektedir. Örneğin 2005 Ağustos ayında üretilmiş her 1000 araçtan 24'üncü ay kullanımında (24 MIS'te), yaklaşık 15 araç fren sesinden dolayı tamir için servise gelmiştir. Bu 15 aracın garanti maliyeti ise Şekil 1.1'de, x ekseninde 24 MIS'in y ekseninde kesiştiği değer kadar yani yaklaşık 2 USD para harcanmıştır.



Şekil 1.2: Sesli fren şikayetinden dolayı tamir görmüş araçların adeti

## 2. TEORİ VE LİTERATÜR TARAMASI

### 2.1 Akustik, Titreşim ve Sürtünme

#### 2.1.1 Akustik açıdan gürültünün değerlendirilmesi

Ses, basit anlamıyla katı cisimlerin titreşimleriyle oluşan ve yayılma hızı tamamıyla bulunduğu ortama bağlı olan mekanik bir dalgadır. Sesin rahatsız ediciliğini anlatmak için gürültü terimi kullanılır. Ses kalitesi, duyulan belirli bir sesin niteliğinin öznel olarak belirlenmesinde kullanılan genel bir terimdir. Bilinen bir ses, farklı ortamlarda, öznel olarak farklı değerlendirilebilir [1].

Ses basınç seviyesinin önemli ölçüde daha düşük olmasına rağmen, sesin tanınması ve spektral karakteristiklerinin zamanla değişiminin algılanması, dinleyici tarafından bir sesin daha gürültülü veya daha rahatsız edici olarak sınıflandırılmasına sebep olabilir. Bu nedenle belirli bir sesin rahatsız ediciliği, sesin kalitesi ve dolayısıyla insanın algısına bağlıdır [2].

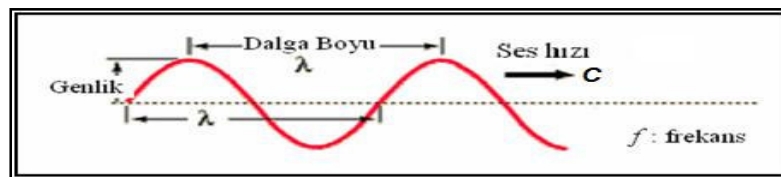
Ses temel olarak iki ölçülebilir değişken ile tanımlanabilir, frekans ve ses basınç seviyesi. Yukarıda belirtildiği üzere sesin yayılma hızını bulunduğu ortam belirler ve bu hız genel olarak aşağıdaki formül ile hesaplanır [3].

$$c = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \quad (2.1)$$

c: Hız

K: Adyabatik hacim modülü

$\rho$ : Yoğunluk



Şekil 2.1: Ses dalgasının parametrelerinin şemantik gösterimi [3]



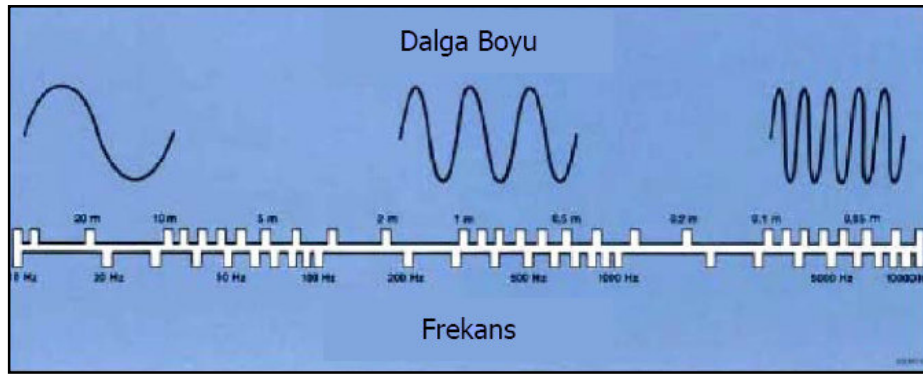
Sesin havadaki hızı, yukarıda verilen değişkenlerin bölgesel olarak ve zamanla değişmediği kabul edilirse, genel kabul olan  $340 \text{ m.s}^{-1}$  değeridir. Mekanik bir dalga olan sesin hızı, dalga boyu ve basınç değişimlerinin bir saniyedeki tekrar sayısı olarak nitelendirilebilecek frekans ile aşağıdaki biçimde ifade edilir [3,4].

$$c = \lambda \times f \quad (2.2)$$

$\lambda$ : Dalga boyu

$f$ : Frekans

Görüldüğü üzere dalga boyu ile frekans arasındaki değişim ters orantılıdır. Yani uzun dalga boyları küçük frekanslar, kısa dalga boyları büyük frekanslar gerektirir. Bu durum Şekil 2.2 içerisinde resmedilmiştir.



Şekil 2.2: Frekans ile dalga boyu arasındaki ilişki [4]

Sesi belirleyen ikinci değişken ise ses basınç seviyesidir. Ses dalgaları çarptıkları yüzeylerde klasik basınç ölçü birimi pascal ( $\text{N/m}^2$ ) ile belirtilebilecek bir etki yaparlar. İnsanın oldukça geniş olan duyma aralığı nedeniyle, sesin bu etkisi klasik basınç ölçü birimi yerine, logaritmik bir ölçek olan ses basınç seviyesi ( $L_p$ ) ile ölçülür ve birimi desibeldir (dB).

$$L_p = 20 \log_{10} \left( \frac{P}{P_0} \right) \quad (2.3)$$

P: Ses basıncı

$P_0$ : Referans ses basıncı,  $20 \mu\text{Pa}$

Formülden anlaşılacağı üzere ses basıncı 20  $\mu\text{Pa}$ , yani referans ses basıncına eşit olduğunda, ses basınç seviyesi '0 dB' olacaktır ve bu seviye insanın duyma sınırındır. Günlük yaşamda rastlanabilecek seslerin desibel ölçeğine göre sınıflandırması Tablo 2.1 içerisinde bulunabilir [5].

Tablo 2.1: Günlük yaşamdaki rastlanan gürültüler için SPL değerleri

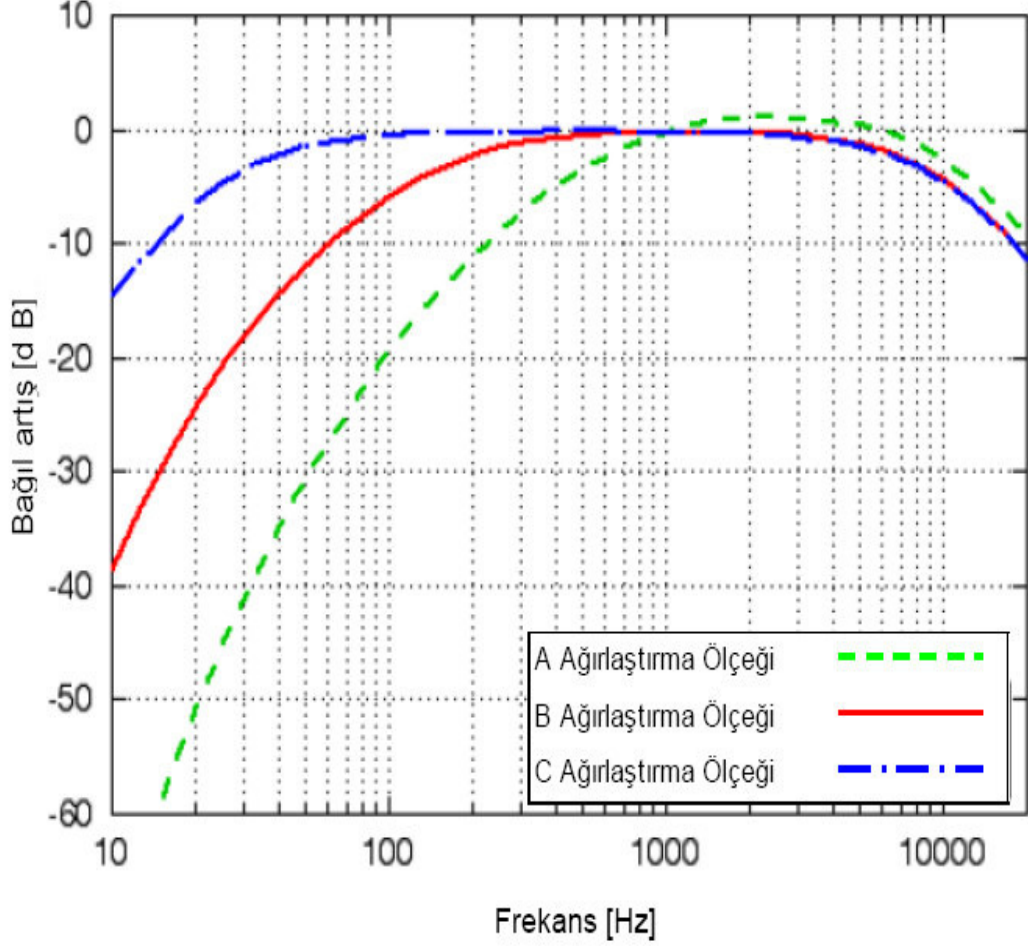
Ses Basıncı [N/m <sup>2</sup> ]	Ses Basınç Seviyesi L <sub>p</sub> [dB]	Tanımlama
2.10 <sup>-5</sup>	0	Duyma sınırı
2.10 <sup>-4</sup>	20	Hafif Rüzgâr sesi, orman
2.10 <sup>-3</sup>	40	Kütüphane
2.10 <sup>-2</sup>	60	Ofis
2.10 <sup>-1</sup>	80	Kalabalık bir cadde
2.10 <sup>0</sup>	100	Darbeli çekiç, siren
2.10 <sup>1</sup>	120	Jet motoru
2.10 <sup>1</sup>	140	Acı sınırı, üst sınır

Sesinin yarattığı basınç etkisinin ölçülmesinde desibel ölçeğinin pascal ölçeğine tercih edilmesinin altındaki diğer bir neden, insan kulağının bir desibellik logaritmik değişimi algılamaya yetenekli olmasıdır. Buna ek olarak, ses basınç seviyesindeki 6 dB'lik bir artış, basıncın pascal olarak iki katına çıktığı anlamına gelse de, öznel olarak bir sesin iki kat şiddetli olarak değerlendirilmesi için ses basınç seviyesinde en az 10 dB'lik bir artış gerekmektedir [1].

İnsan kulağının algılama yeteneğinin en fazla duyarlı olduğu 2 kHz ile 5 kHz frekans aralığında, insanın yakalayabileceği en küçük ses basınç seviyesi değişimi 3 dB olmaktadır [1,2]. Bu aralığın dışına çıkıldıkça insan kulağının ses basınç değişimlerini algılamadaki yeteneği giderek düşer. Bu gerçeği karşılamak için, ölçüm aletlerinin duyarlılığı 1 kHz altı ve 4 kHz üstü frekanslarında, arka fren sesinin ölçümünde de olduğu gibi, genelde 'A' ağırlaştırma ölçeği kullanılarak modifiye edilir. Frekansın bir fonksiyonu olarak 'A' ağırlaştırma ölçeğinin yaklaşık olarak nasıl hesaplandığı aşağıda verilmiştir.

$$W_A = 10\text{Log} \left[ \frac{1.562339f^4}{(f^2+107.65265^2)(f^2+737.86223^2)} \right] + 10\text{Log} \left[ \frac{2.24288.10^{16}f^4}{(f^2+20.598997^2)^2(f^2+12194.222^2)^2} \right] \quad (2.4)$$

Bilinen 'B' ve 'C' ağırlaştırma ölçekleri öznel değerlendirmelerle uyumlu olmadığından kullanılmamaktadır. Şekil 2.3'te bu ölçekler gösterilmiştir.



Şekil 2.3: Ses basınç seviyesi ağırlaştırma ölçekleri [3]

### 2.1.2 Ses yeğİnlİğİ

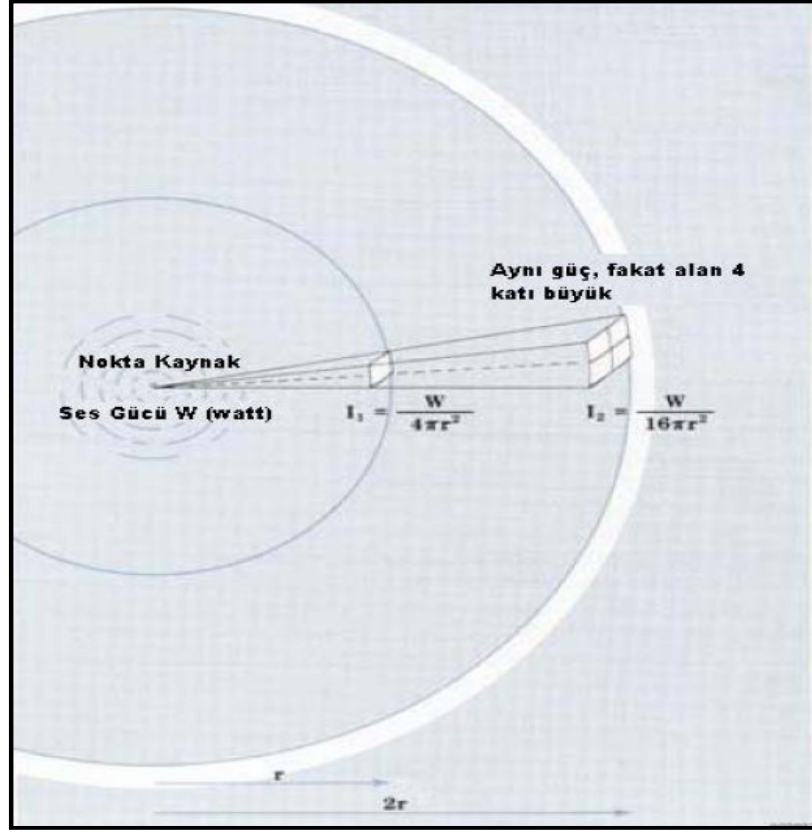
Gürültü şiddeti, duyulan bir sesin sertliğini tabir etmekte kullanılan öznel bir terimdir ve ses yeğİnlİğİ ile yakından ilgilidir [3].

$$I = \frac{W}{A} \quad (2.5)$$

W : Güç

A : Alan

Ses yeğinliği, basit olarak SI sistemine göre 1 m<sup>2</sup> olan birim alandaki ses gücüdür ve birimi watt/m<sup>2</sup>'dir. Ses gücünün nasıl yayldğı ve ses yeğinliğinin nasıl hesaplandığı, kaynaktan r ve 2r uzaklıkları için rneklerle Şekil 2.4 içerisinde verilmiştir.



Şekil 2.4: Ses yeğinliği [3]

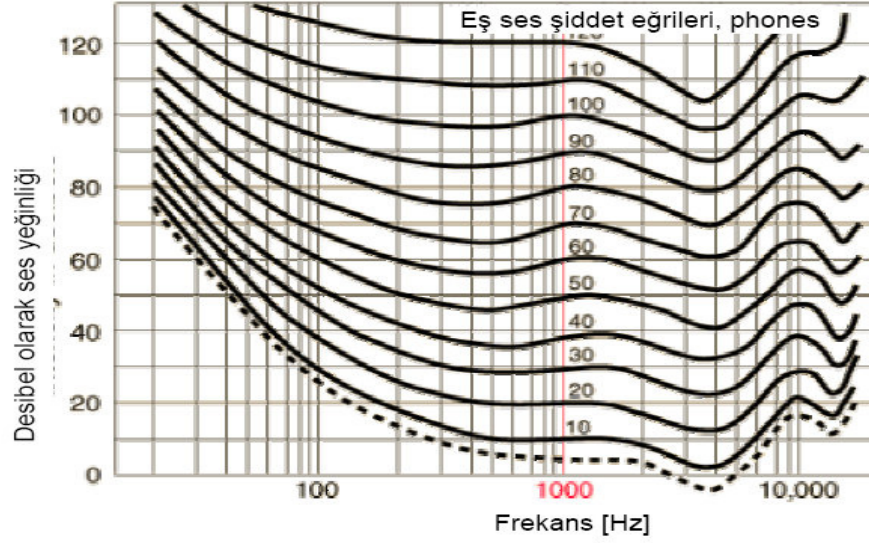
Ses basınç seviyesine benzer olarak, ses yeğinliği duyma sınırına denk gelecek biçimde tariflenen bir eşik değere göre tanımlanıp logaritmik ölçek ile desibel olarak gösterilebilir.

$$I(\text{dB}) = 10\text{Log}_{10} \left( \frac{I}{I_0} \right) \quad (2.6)$$

$I_0$ : Eşik ses yeğinliği= $10^{-12}$  watt/m<sup>2</sup>

İnsanın duyma duyarlığının frekans ile değişmesi nedeniyle, aynı ses yeğinliğindeki iki sesin, öznel olarak gürültü şiddetinin aynı olduğu anlamına gelmez. Bu nedenle

'phon' ölçeği üzerine kurulmuş Şekil 2.5'te verilen eş gürültü şiddet eğrileri tanımlanmıştır.



Şekil 2.5: Eş ses şiddet eğrileri [4]

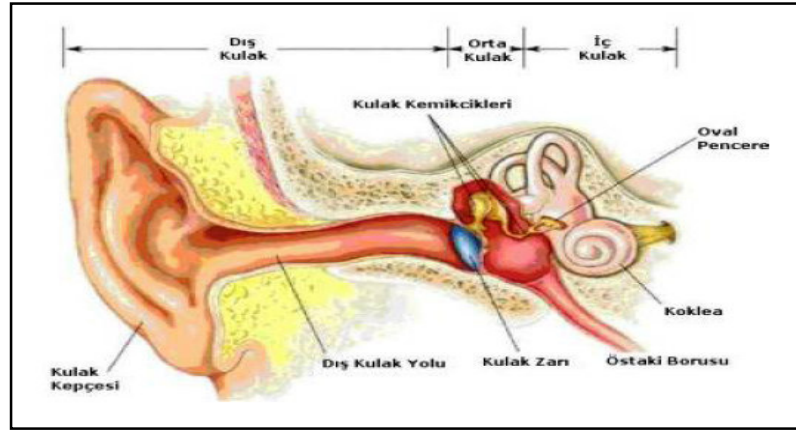
İnsan kulağının tonal hafızası oldukça duyarlıdır, fakat genliğe ilişkin hafıza oldukça sınırlıdır. Bunun bir sonucu olarak insan bildiği bir sesi kolaylıkla tanıyabilir, fakat gürültü şiddetini öznel olarak sınıflandırma yeteneği sınırlıdır. Bunun üstesinden gelmek için, istatistiksel açıdan oldukça fazla sayıda hat seviyesi araç kullanılarak bu etkinin önüne geçilmeye çalışılmıştır [6].

### 2.1.3 Duyma ve araç öznel sınıflandırma ölçeği

Tüm ürün kullanıcılarının, ürün performansı algılamasında direkt etkili olduğundan müşteri memnuniyeti açısından kritik olan karakteristikler vardır. Arka fren vuruntu sesine gelince, müşteri aracı kullanırken sessin oluşma mekanizmasını bilmek zorunda değildir ve doğal olarak gürültünün yarattığı rahatsız edici durumla daha çok ilgilenir. Bu nedenle arka fren sesini nitelendirilirken, insanın duyma yetisinin belirlediği rahatsız ediciliğin nasıl algılandığı önemlidir.

Kulak, basınç değişikliklerini algılayabilen ve bu basınç değişikliğini sinirler vasıtasıyla beyne ileten, bu sayede duymamızı sağlayan organımızdır. İşitme ve denge organını içinde bulunduran yapıdır ve Şekil 2.6'da görüldüğü üzere dış kulak, orta kulak ve iç kulak olmak üzere 3 kısımdan oluşur [7].

Dış kulak, iki kısımdan meydana gelmiştir. Dışa doğru çıkıntı yapan kısmına kulak kepçesi (auricula) adı verilir. Burayı orta kulağa bağlayan kanal ikinci kısmı oluşturur ve dış kulak yolu (meatus acusticus externus) olarak adlandırılır. Dıştan içe doğru uzanan bu kanal yaklaşık 2,5 cm kadardır. Kanalin bir kısmı kıkırdak, diğer kısmı kemik yapısındadır. Kıkırdak kısım üzerinde tragi adı verilen kıllar vardır. Kanal içinde bezlerin salgısı ve bunların üzerine binen tozlar sonucu kulak kirleri (cerumen) oluşur. Bu kirler birleşip kuruduğu zaman (buşon) kanalı tıkayabilir ve işitmeye engel olabilirler.



Şekil 2.6: İnsan duyma sisteminin temel anatomisi [7]

Dış kulak yolunun sonunda yarı saydam olan sedef renginde kulak zarı (membrana tympani) bulunur. Kulak zarı; dış kulak ile orta kulağı birbirinden ayırır. Her iki yüzü, atmosfer basıncı ile dengelenmiştir. Zarın iç yüzünü, östaki borusu (tuba auditiva) aracılığı ile boğazdan (pharynx) gelen hava dengeler. Böylece kulak zarının içe çökmesi engellenmiş olur.

Orta kulak, yaklaşık 0,5 cm<sup>3</sup> hacminde küçük bir boşluktur. İçinde hava ve 3 tane küçük kulak kemikçigi bulunur. Boşluğa östaki borusu aracılığıyla hava gelir. Boşluğun arka duvarı temporal kemik içerisinde yer alan mastoid hava hücrelerine (cellulae mastoideae) açılır. Birbiri ile eklemlenen üç kemik timpan zarına çarpan ses dalgalarının genliğini yükselterek, iç kulaktaki sıvıya iletirler. Kulak zarına tutunan ilk kemik malleus (çekiç kemiği)'tur. Ortadaki incus (örs), sondaki ise stapes. (üzengi)'tir. Üzengi kemiği oval pencere (fenestra vestibuli) adı verilen açıklık üzerine oturur.

İç kulak, çok karışık yapılardan oluşan ve önemli fonksiyonlar üstlenen kısımdır. Hepsi de temporal kemik içerisinde yer alan, birbirinden ayrı üç kemik boşluktan meydana gelir. Bu kemik boşluklara kemik labirent (labyrinthus osseus) adı verilir. Kemik labirent üç bölümden oluşur. Oval pencerenin açıldığı kısma vestibulum denilir. Diğer ikisi ise cochlea (salyangoz kabuğu) ve semisirküler kanallardır (canalis semisircularis osseus, kemik yarım daire kanalları).

Vestibulum merkezde olmak üzere; önünde cochlea, arkasında semisirküler kanallar yerleşir. Her üç bölme de, perilenfa adı verilen sıvı ile doludur. Kemik labirentin içinde, labirentin kıvrımlarına uyan ve içi endolenfa ile dolu olan zar labirent (labyrinthus membranaceus) bulunur. Zar labirentin, kemik labirent kısımlarına uyan bölmeleri şunlardır: Vestibulum içindeki kısmı, utriculus ve sacculus'tur. Cochlea içinde kalan kısmı ductus cochlearis ve semisirküler kanallar içinde yer alan kısmı da ductus semisircularis adını alırlar.

Mekanik ses uyarılarını elektrik impulslarına dönüştüren reseptörlere işitme veya corti organı denir. Bu reseptörler zar cochlea'nın (ductus cochlearis) içinde yerleşmiş olarak işitme siniri (n. cochlearis) ile irtibat halindedirler. Dış kulak yolu içinde ilerleyen ses dalgaları, kulak zarını titreştirerek buraya temas eden kulak kemikçiklerini harekete geçirir.

Burada genliği yükselen ses dalgaları, kemik labirent içindeki perilenfa'ya taşınır. Buradan da endolenfa membranına ulaşırlar. Endolenfa'da ki dalgalanma ince saç kılı şeklindeki reseptörleri (corti organı) uyarır. Bu işlem, sinir impulslarının başlamasını ve işitme siniri ile beyne taşınmasını sağlar.

İnsanın duyma yeteneği yaşlanmayla birlikte değişir. İnsan duyma sisteminin 300 Hz altında ve 8 KHz üzerindeki sesleri algılayabilmesi için daha yüksek ses seviyelerine ihtiyaç vardır. Gerçek yaşamda ortalama bir insan 50 Hz altı ve 15 KHz üzeri sesleri algılayamaz. İnsanın duyma sistemi, 40 dB ile 80 dB ses basınç seviyesi aralığı ve 300 Hz ve 5 KHz frekans aralığında, ardı ardına duyduğunda, aralarında 1 dB kadar fark olan iki sesin, hangisinin daha gürültülü olduğunu ayırt edebilir. Fakat bu sesler birbirinden bağımsız olarak duyulduğunda, yani aralarında saatler, günler varsa, ayırtedilebilirlik için 3 dB bir fark gerekir [2].

Araçların gürültü açısından değerlendirilmesinde, taşıtı günlük hayatında kullanacak olan sürücülerden faydalanılması pratik açıdan mümkün olmadığından, bu işi eğitilmiş NVH mühendisleri tarafından Tablo 2.2’de verilen araç öznel sınıflandırma ölçeği temel alınarak yapılır. Öznel değerlendirmeler, doğası gereği tamamıyla gözlemcinin dürüstlüğüne ve yeteneğine bağlıdır. İnsanın tonal hafızası, gözlemcinin tespit ettiği bir probleme odaklanmasına, aynı seviyedeki problemin sürüşten sürüşe daha kötü değerlendirilmesine neden olabilir.

Tablo 2.2: Araç öznel sınıflandırma ölçeği

PUAN	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
DEĞERLENDİRME	ÇOK KÖTÜ			MÜŞTERİ ŞİKAYETİ	SINIR	ANCAK KABUL EDİLEBİLİR	UYGUN	İYİ	ÇOK İYİ	KUSURSUZ
NVH SINIFLANDIRMASI	KABUL EDİLEMEZ			UYGUNSUZ	GELİŞTİRME GEREKLİDİR	ORTA	AZ	ÇOK AZ	SADECE İZ	HİÇ YOK
FARK EDİLEBİLİRLİK	TÜM MÜŞTERİLER	MÜŞTERİLERİN BÜYÜK ÇOĞUNLUĞU			KRİTİK MÜŞTERİ			EĞİTİMLİ GÖZLEMCİ	ALGILANAMAZ	
PROSEDÜR	TEDBİR GEREKLİDİR				ARAŞTIRMA GEREKLİDİR		KABUL		SONUÇLARI KONTROL ET	

Araçın müşteri tarafından herhangi bir şikâyete konu olmaması için minimum 6 ile sınıflandırılması gereklidir. Bunun altındaki puanlamalarda servislerden şikâyetlerin gelmesi kuvvetle muhtemeldir. Bir araç için değerlendirmenin 7 ve üzeri olması durumunda, ‘kritik müşterinin’ dahi, araçla ilgili gürültü ve titreşim kaynaklı bir şikâyete sahip olması beklenmez. 5.5 un altındaki araçlar satış onayı alamazlar [8].

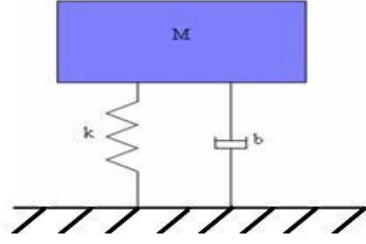
#### 2.1.4 Temel titreşim bilgileri

Titreşim, en basit anlamıyla bir denge durumundan salınım olarak tanımlanabilir. Bir cismin titreşimi için her zaman bir kuvvet olmalıdır. Bu kuvvet sistemin dışından gelebileceği gibi, sistemin içerisinde de oluşabilir. Titreşim, sistem dışı bir kuvvetle oluşmadığı zaman, serbest titreşim olarak adlandırılır. Sistem dışı bir kuvvet titreşimin kaynağı ise zorlanmış titreşim olarak adlandırılır [9].

Serbest ve zorlanmış titreşim durumlarının her ikisi de kendi içerisinde sönümlenmemiş, viskoz sönümlü ve yapısal sönümlü olarak gruplanabilir. Titreşimin sınıflandırılmasının diğer bir yoluysa sistemin serbestlik derecesidir. Bir yapıyı tek serbestlik dereceli sistem modeline göre modellemek her zaman gerçek durumu temsil eden yöntem olmasa da, tek serbestlik dereceli sistemin fiziksel özelliklerini bilmek ve kullanmak, daha gerçekçi olan çoklu serbestlik dereceli sistemlerin



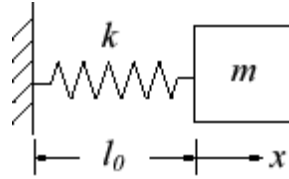
modellenebilmesi için çok önemlidir. Tek serbestlik dereceli sistemin temel modeli Şekil 2.7’de resmedilmiştir.



Şekil 2.7: Tek serbestlik dereceli sistemin temel modeli

### 2.1.5 Sönümsüz serbest titreşim

Eğer sisteme dışarıdan uygulanan bir kuvvet yoksa ( $f(t)=0$ ), sistem bir serbest titreşime maruz kalacaktır. Sistemin hareketi başlangıç tahriki (başlangıç şartları) ile kurulacaktır.



Şekil 2.8: Sönümsüz serbest titreşim

Ayrıca, eğer sistemde bir direnç veya sönümlenme yoksa ( $c_v=0$ ), salınım hareketi sonsuza kadar sabit bir genlikte devam edecektir. Bu tür sistemler sönümsüz olarak tarif edilir [10] ve Şekil 2.8’de gösterilmiştir.

$m\ddot{x} + kx = 0$  hareket denkleminde başlangıç şartlarının,

$$\begin{cases} x(t = 0) = x_0 \\ \dot{x}(t = 0) = v_0 \end{cases}$$

olduğu bilindiğine göre; bu denklem ikinci dereceden, homojen, basit bir diferansiyel denklemdir. Eğer kütle ve yay sertliği sabit ise, basit diferansiyel denklem sabit katsayılı bir lineer homojen basit diferansiyel denklem olur ve karakteristik denklem metodu ile çözülür. Bu sorun için karakteristik denklem

$$ms^2 + k = 0 \quad (2.7)$$

ve sönümsüz titreşim problemi için iki bağımsız kök hesaplar. Karakteristik denklemden iki bağımsız kökü içeren ve başlangıç koşulunu sağlayan nihai çözüm,

$$\begin{aligned} x(t) &= c_1 e^{i\omega_n t} + c_2 e^{-i\omega_n t} \\ &= d_1 \cos\omega_n t + d_2 \sin\omega_n t \quad \Leftrightarrow \quad x(t) = x_0 \cos\omega_n t + \frac{v_0}{\omega_n} \sin\omega_n t \end{aligned} \quad (2.8)$$

Doğal frekans,  $\omega_n$  aşağıdaki eşitlik ile tanımlanır,

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

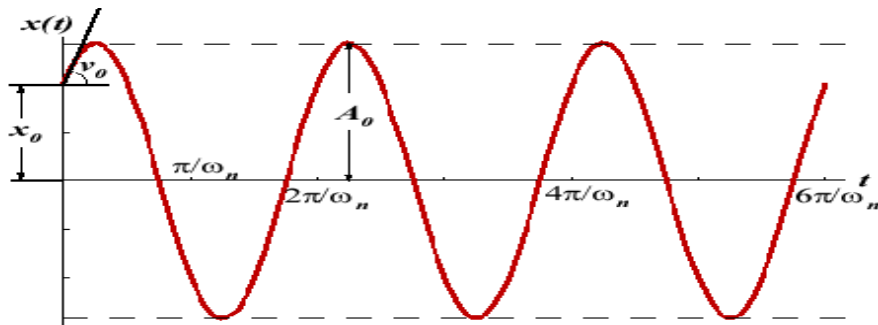
ve sadece sistem kütlesi ve yay sertliğine bağlıdır (yani her hangi bir sönümlenme sistemin doğal frekansını değiştirmeyecektir). Alternatif olarak çözüm,  $A_0$  genliği ve  $\phi_0$  faz'ının verildiği denge formu ile de tarif edilebilir,

$$x(t) = A_0 \cos(\omega_n t - \phi_0) \quad (2.9)$$

$$A_0 = \sqrt{x_0^2 + \left(\frac{v_0}{\omega_n}\right)^2} \quad (2.10)$$

$$\phi_0 = \tan^{-1}\left(\frac{v_0}{x_0 \omega_n}\right) \quad (2.11)$$

Sönümsüz bir sistemin deplasman eğrisi aşağıdaki gibi oluşmaktadır



Şekil 2.9: Sönümsüz serbest sistemin deplasman eğrisi [11]

### 2.1.6 Sönümsüz zorlanmış titreşim

Tek serbestlik dereceli sistemde, harmonik bir kuvvet dikkate alındığında, denklem aşağıdaki hale gelecektir.

$$-kx + F(t) = m\ddot{x} \quad (2.12)$$

$F(t)$  sinusoidal harekette en büyük değeri  $F_1$  olan harmonik bir kuvvet ise, 2.12 ifadesi aşağıdaki şekli alacaktır.

$$m\ddot{x} + kx = F_1 \sin \omega t \quad (2.13)$$

$$\ddot{x} + \frac{k}{m}x = \frac{F_1}{m} \sin \omega t$$

Diferansiyel denklem çözüldüğünde aşağıdaki ifade elde edilir.

$$x = A \cos \omega_n t + B \sin \omega_n t + \frac{F_1}{m(\omega_n^2 - \omega^2)} \sin \omega t$$

Bu denklemde, son terim sabit denge durumu olduğundan sistemin başlangıç durumundan etkilenmeyecektir. Bu nedenle, denklemin ilk iki terimi elendiğinde aşağıdaki ifade bulunur.

$$x = \frac{F_1}{m(\omega_n^2 - \omega^2)} \sin \omega t$$

An büyük yer değiştirme temel harmonik hareketten aşağıdaki biçimde olacaktır.

$$x = \frac{F_1}{m(\omega_n^2 - \omega^2)}$$

$$\frac{x}{F_1/k} = \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}} \quad (2.14)$$

Dış kuvvetin  $F(t) = F_1 e^{i\omega t}$  formunda üstsel bir formda bulunması halinde, hareket denklemini şu şekli alır.

$$\ddot{x} + \frac{k}{m}x = \frac{F_1}{m} e^{i\omega t} \quad (2.15)$$

Diferansiyel denklem çözüldüğünde aşağıdaki ifade elde edilir.

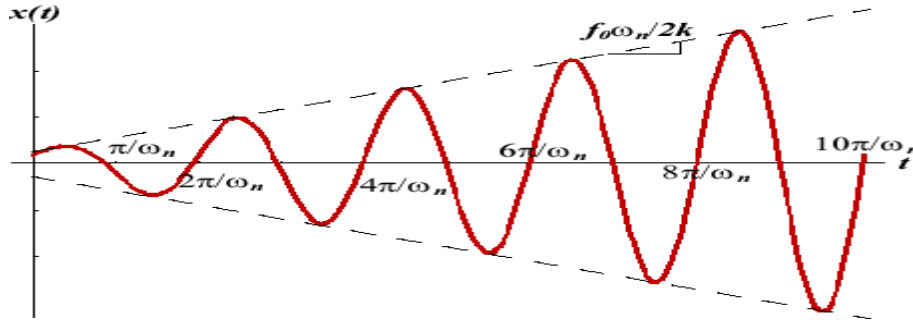
$$x = A \cos \omega_n t + B \sin \omega_n t + \frac{F_1}{m(\omega_n^2 - \omega^2)} e^{i\omega t} \quad (2.16)$$

$$\frac{x}{F_1/k} = \frac{1}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)} \quad (2.17)$$

Dış kuvvet için diğer bir form dengelenmemiş dönen bir sistem göz önüne alındığından  $F(t) = m_0 \omega^2 e \sin \omega t$  olabilir. Bu durumda hareket denklemini aşağıdaki gibi olur.

$$x = \frac{m_0 \omega^2 e}{m(\omega_n^2 - \omega^2)} \sin \omega t \quad (2.18)$$

$$x = \frac{m_0 \omega^2 e}{m(\omega_n^2 - \omega^2)}$$



Şekil 2.10: Sönümsüz zorlanmış sistemin deplasman eğrisi [11]

### 2.1.7 Coulomb sönümlenmesiyle serbest titreşim

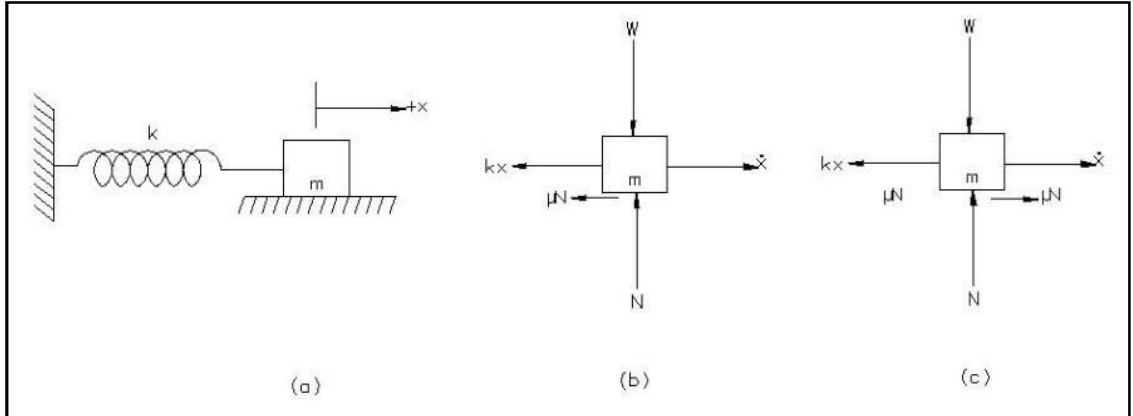
Bir çok mekanik sistemlerde, mekanik kolaylık ve uygunluklarından dolayı Coulomb veya Kuru Sürtünme sönümleyicileri kullanılır. Titreşen yapılar da, birbirine bağlı olarak kaydıklarında birbirleri arasında kuru sürtünme sönümlenmesi oluşur. Coulomb sönümlenmesi gövdelerin kuru yüzeylerde kaymaları durumunda gerçekleşir. Coulomb'un kuru sürtünme kanunu, iki gövdenin temasta olması durumunda, kaymayı gerçekleştirecek kuvvetin oluşumunun temas düzlemine etkiyen normal kuvvete bağlı olduğunu gösterir [12]. Böylece sürtünme kuvveti  $F$ ,

$$F = \mu N = \mu W = \mu mg \quad (2.19)$$

denklemlerle verilir. Burada  $N$ , kütlenin ağırlığına eşit olan ( $W = mg$ ) normal kuvveti ve  $\mu$  de kayma ya da kinetik sürtünme katsayısını temsil eder. Sürtünme katsayısının ( $\mu$ ) değeri, temas halindeki malzemelere ve temas halindeki yüzeylerin durumuna bağlıdır. Örneğin, metal metale (yağlı) sürtünme için  $\mu \cong 0,1$ , metal metale (kuru) sürtünme için  $\mu \cong 0,3$  ve kauçuk metal sürtünmeleri için de yaklaşık 1,0'dır. Sürtünme kuvveti hız yönünün tersine etki eder. Coulomb sürtünmesi bazen sabit sönümlenme şeklinde de adlandırılır çünkü sönümlenme kuvveti deplasman ve hızdan bağımsızdır, sadece kayan yüzeyler arasındaki normal kuvvet  $N$ 'e bağlıdır.

### 2.1.7.1 Hareket denklemleri

Şekil 2.11 (a)'daki gibi kuru sürtünmeli Tek Serbestlik Dereceli (SDOF) bir sistemi ele alalım. Sürtünme kuvveti, hızın yönüyle değişeceği için, Şekil 2.11 (b) ve (c)'deki gibi iki durumu göz önünde bulundurmalıyız.



Şekil 2.11: Coulomb sönümlenmesiyle kütle-yay sistemi [12]

1. Durum:  $x$  pozitif ve  $dx/dt$  pozitif olduğunda veya  $x$  negatif ve  $dx/dt$  pozitif olduğu durumda (kütlenin soldan sağa hareket ettiği yarım çevrim esnasında), hareket denklemleri Newton'un ikinci kanunundan bulunur (Şekil 2.11(b));

$$m\ddot{x} = -kx - \mu N \quad \text{or} \quad m\ddot{x} + kx = -\mu N \quad (2.20)$$

Bu bir ikinci dereceden homojen olmayan diferansiyel denklemdir. Çözüm, (2.21) denkleminin (2.20) içerisinde yerlerine yazılarak elde edilir.

$$x(t) = A_1 \cos \omega_n t + A_2 \sin \omega_n t - \frac{\mu N}{k} \quad (2.21)$$

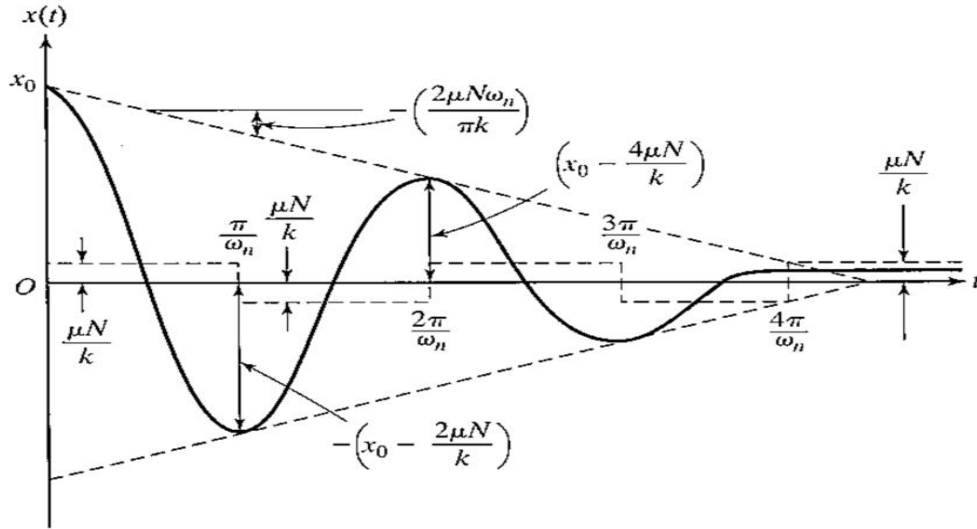
Burada  $\omega_n = \sqrt{k/m}$ , titreşim frekansını ve  $A_1$  ve  $A_2$  de bu yarım çevrimdeki başlangıç şartlarına bağlı olan sabitlerdir.

2. Durum:  $x$  pozitif ve  $dx/dt$  negatif olduğunda veya  $x$  negatif ve  $dx/dt$  negatif olduğu durumda (kütlenin sağdan sola hareket ettiği yarım çevrim esnasında), hareket denklemini Şekil 2.11 (c)'den elde edilir.

$$-kx + \mu N = m\ddot{x} \quad \text{veya} \quad m\ddot{x} + kx = \mu N \quad (2.22)$$

(2.22) denkleminin çözümü

$$x(t) = A_1 \cos \omega_n t + A_2 \sin \omega_n t + \frac{\mu N}{k} \quad (2.23)$$



Şekil 2.12: Coulomb sönümlenmesiyle kütlenin hareketi [12]

denklemini ile verilmektedir. Burada  $A_3$  ve  $A_4$ , bu yarım çevrimin başlangıç şartlarından elde edilen sabitlerdir. (2.21) ve (2.23) denklemleri Şekil 2.12'de gösterildiği üzere, her yarım çevrimde  $\mu N/k$  ile  $-\mu N/k$  arasında değişen denge durumundaki bir harmonik hareketi göstermektedir.

### 2.1.7.2 Çözüm

(2.20) ve (2.22) denklemleri tek eşitlik olarak yazılabilirler ( $N=mg$  eşitliği kullanılarak)

$$m\ddot{x} + \mu mg \operatorname{sgn}(\dot{x}) + kx = 0 \quad (2.24)$$

Buradaki  $\operatorname{sgn}(y)$ ,  $y>0$  için 1,  $y<0$  için -1 ve  $y=0$  için 0 olan signum fonksiyonunu ifade etmektedir. (2.24) denklemini çözmek için nümerik metotlar kullanılmalıdır. Ancak bir eşitlik, zaman eksenini  $\dot{x} = 0$  ile bölmelere ayırarak analitik olarak çözülür (hareketin farklı yönleriyle zaman aralıkları gibi). Bu prosedürle çözümü bulmak için başlangıç şartlarını

$$x(t = 0) = x_0$$

$$\dot{x}(t = 0) = 0 \quad (2.25)$$

olarak kabul edelim. Bu, sistemin sıfır hızla ve  $t=0$ 'da  $x_0$  deplasmanı ile başladığını ifade etmektedir.  $x=x_0$  ve  $t=0$  olduğundan, hareket sağdan sola doğru başlar.  $x_1, x_2, x_3, \dots$ 'nin başarılı bir yarım çevrimindeki hareketin genliği olduğunu kabul edelim. (2.24) ve (2.25) denklemlerini kullanarak,  $A_3$  ve  $A_4$  sabitlerini değerlendirebiliriz.

$$A_3 = x_0 - \frac{\mu N}{k}, \quad A_4 = 0$$

Böylece (2.23) denklemini

$$x(t) = \left(x_0 - \frac{\mu N}{k}\right) \cos \omega_n t + \frac{\mu N}{k} \quad (2.26)$$

olur. Bu çözüm sadece yarım çevrimde yani  $0 \leq t \leq \pi/\omega_n$ 'de geçerlidir.  $t = \pi/\omega_n$  olduğunda, kütle en üst sol noktada olacaktır ve denge durumundaki deplasmanı (2.26) denkleminde bulunabilir.

$$-x_1 = x\left(t = \frac{\pi}{\omega_n}\right) = \left(x_0 - \frac{\mu N}{k}\right) \cos \pi + \frac{\mu N}{k} = -\left(x_0 - \frac{2\mu N}{k}\right)$$

Yarım çevrimdeki hareket  $x=x_0$  deplasmanı ile başladığından,  $x$ 'in değeri  $-[x_0 - (2\mu N/k)]$  ve  $x$ 'in  $\pi/\omega_n$  zamanındaki şiddetinin azalması  $2\mu N/k$  kadar olur.

İkinci yarım çevrimde, kütle soldan sağa hareket eder e böylece (2.21) denklemi kullanılır. Bu yarım çevrimin başlangıç şartları,

$$x(t = 0) = (2.26) \text{ eşitliğindeki } x' \text{ in } t = \frac{\pi}{\omega_n} \text{ deki bir değeri} = -\left(x_0 - \frac{2\mu N}{k}\right)$$

ve

$$\begin{aligned} \dot{x}(t = 0) &= (2.26) \text{ eşitliğindeki } \dot{x}' \text{ in } t = \frac{\pi}{\omega_n} \text{ deki bir değeri} \\ &= \left\{-\omega_n \left(x_0 - \frac{\mu N}{k}\right) \sin \omega_n t' \text{ nin } t = \frac{\pi}{\omega_n} \text{ deki bir değeri}\right\} = 0 \end{aligned}$$

olur. Böylece (2.21) denklemindeki sabit

$$-A_1 = -x_0 + \frac{3\mu N}{k}, \quad A_2 = 0$$

olur ve (2.21) denklemi

$$x(t) = \left(x_0 - \frac{3\mu N}{k}\right) \cos \omega_n t - \frac{\mu N}{k} \quad (2.27)$$

olarak yazılır. Bu eşitlik sadece ikinci yarım çevrim yani  $\pi/\omega_n \leq t \leq 2\pi/\omega_n$  için geçerlidir. Bu çevrim sonunda  $x(t)$  değeri

$$(2.27) \text{ denklemindeki } x_2 = x\left(t = \frac{\pi}{\omega_n}\right) = x_0 - \frac{4\mu N}{k} \text{ ve}$$

$$(2.27) \text{ denklemindeki } \dot{x}\left(t = \frac{\pi}{\omega_n}\right) = 0$$

olur. Bunlar, üçüncü yarım çevrim için başlangıç şartlarını oluşturur ve bu prosedür, hareket durana kadar bu şekilde devam eder.  $x_n \leq \mu N/k$  olduğunda hareket durur



çünkü  $(kx)$  yayının harekete geçirdiği kuvvet artık sürtünme kuvveti  $\mu N$ 'den küçüktür. Böylece, hareket durmadan önceki yarım çevrimlerin sayısı ( $r$ )

$$x_0 - r \frac{2\mu N}{k} \leq \frac{\mu N}{k}$$

ve buradan da

$$r \geq \left\{ \frac{x_0 - \frac{\mu N}{k}}{\frac{2\mu N}{k}} \right\} \quad (2.28)$$

bulunur.

Burada Coulomb sönümlenmeli bir sistemin aşağıdaki özelliklerini unutmayınız [12]:

- 1- Viskoz sönümlemede hareket denklemleri lineer iken, Coulomb sönümlemesinde non-lineer'dir.
- 2- Sistemin doğal frekansı viskoz sönümleme ile azalırken, Coulomb sönümlemesiyle değişmez.
- 3- Hareket, viskoz olarak sönümlenen (aşırı sönüm halindeki) sistemde non-periodik olabilir ancak Coulomb sönümlemede periodiktir.
- 4- Hareket, viskoz veya histerisis sönümlemesinde teorik olarak sonsuza dek (belki çok küçük genliklerle) sürerken Coulomb sönümlemede belli bir zaman sonra durur.
- 5- Genlik, viskoz sönümlemede üssel olarak azalırken, Coulomb sönümlemede lineer olarak azalır.
- 6- Her başarılı çevrimde, hareketin genliği  $4\mu N/k$  kadar azalır, yani birbirini takip eden her hangi iki çevrimin genliği arasında

$$x_m = x_{m-1} - \frac{4\mu N}{k} \quad (2.29)$$

şeklinde bir ilişki vardır. Bir çevrimdeki genlik  $4\mu N/k$  kadar azaldığında ( $2\pi/\omega_n$  zamanında) Şekil 2.12'deki kesik çizgilerle oluşturulan düz doğrunun eğimi

$$-\left(\frac{4\mu N}{k}\right) / \left(\frac{2\pi}{\omega_n}\right) = -\left(\frac{2\mu N \omega_n}{\pi k}\right)$$

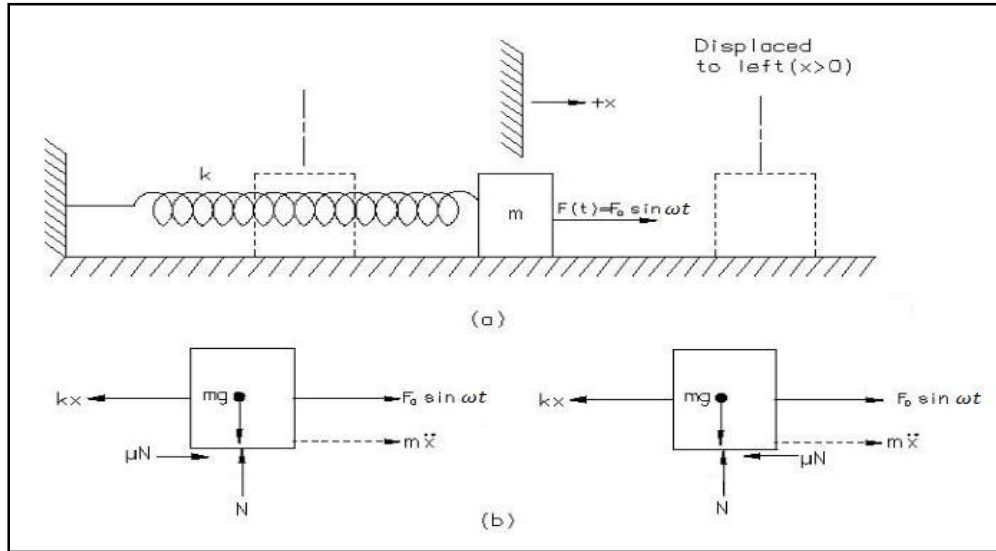
olur. Kütle nin nihai pozisyonu, genel olarak denge durumundan ( $x=0$ ) uzaklaşmıştır ve sürtünme kuvvetinin etkilediği kalıcı deplasmanı temsil eder. Kütle ye hafifçe vurma hareketi genelde, sistemin denge durumuna gelmesini sağlar.

### 2.1.8 Coulomb sönümlenmesiyle zorlamalı titreşim

Şekil 2.13'te gösterildiği gibi,  $F(t) = F_0 \sin \omega t$  Harmonik kuvvetine maruz kalan Coulomb veya kuru sürtünme sönümlenmeli tek serbestlik dereceli bir sistem için hareket denklemi

$$m\ddot{x} + kx \pm \mu N = F(t) = F_0 \sin \omega t \quad (2.30)$$

şeklinde verilmektedir.



Şekil 2.13: Coulomb sönümlenmesiyle tek serbestlik dereceli sistem [12]

Burada, kütle soldan sağa doğru hareket ettiği zaman sürtünme kuvvetinin ( $\mu N = \mu mg$ ) işareti pozitiftir. (2.30) eşitliğinin kesin çözümü oldukça karmaşıktır. Ancak, eğer kuru sürtünme sönümlenme kuvveti büyükse kütle hareketinin süresiz olmasını bekleriz. Diğer taraftan, kuru sürtünme kuvveti uygulanan  $F_0$  kuvvetinin genliğine oranla küçük ise, denge durumu çözümünün neredeyse harmonic olması

beklenmektedir. Bu durumda, eşdeğer viskoz sönümlenme oranını bularak (2.30)'in yaklaşık çözümünü bulabiliriz. Bu tür bir oranı bulmak için, kuru sürtünmenin yaydığı enerjiyi hareketin komple bir çevrimi esnasında oluşan eşdeğer viskoz sönümlenme tarafından yayılan enerjiye eşitleriz. Hareketin genliği  $X$  ile gösterildiğinde, çeyrek çevrimde sürtünme kuvveti  $\mu N$ 'in yaydığı enerji  $\mu NX$ 'tir. Böylece bir tam çevrimde, kuru sürtünme sönümlenmesinin yaymış olduğu enerji

$$\Delta W = 4\mu NX \quad (2.31)$$

eşitliği ile verilmiş olur. Eşdeğer viskoz sönümlenme katsayısı  $c_{eq}$  ile ifade edildiğinde tam çevrimde yayılan enerji

$$\Delta W = \pi c_{eq} \omega X^2 \quad (2.32)$$

olacaktır. (2.31)'yi (2.32)'ye eşitlediğimizde

$$c_{eq} = \frac{4\mu N}{\pi \omega X} \quad (2.33)$$

eşitliğini elde ederiz. Böylece denge durumu cevabı

$$x_p(t) = X \sin \omega t - \phi \quad (2.34)$$

eşitliği ile gösterilmiş olur. Burada  $X$  değeri

$$X = \frac{F_0}{[(k-m\omega^2)^2 + (c_{eq}\omega)^2]^{1/2}} = \frac{(F_0/k)}{\left[ \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + \left(2\zeta_{eq}\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 \right]^{1/2}} \quad (2.35)$$

ve

$$\zeta_{eq} = \frac{c_{eq}}{c_c} = \frac{c_{eq}}{2m\omega_n} = \frac{4\mu N}{2m\omega_n\pi\omega X} = \frac{\mu N}{\pi m\omega\omega_n X} \quad (2.36)$$

eşitliklerinden bulunur. (3.36)'ı (2.35)'da yerine yazarsak

$$X = \frac{(F_0/k)}{\left[ \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + \left(\frac{4\mu N}{\pi k X}\right)^2 \right]^{1/2}} \quad (2.37)$$

eşitliğini elde etmiş oluruz. Bu eşitliğin çözümü X'in genliğini

$$X = \frac{F_0}{k} \left[ \frac{1 - \left(\frac{4\mu N}{\pi F_0}\right)^2}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2} \right]^{1/2} \quad (2.38)$$

olarak verir. Daha önce de belirtildiği üzere, (2.38) eşitliği sadece sürtünme kuvvetinin  $F_0$ 'a oranla küçük olduğu durumlarda kullanılabilir. Aslında,  $\mu N$  sürtünme kuvvetinin sınırlayıcı değeri (2.38) eşitliğinden elde edilir. X'in hayali değerlerini elimine etmek için

$$1 - \left(\frac{4\mu N}{\pi F_0}\right)^2 > 0 \quad \text{veya} \quad \frac{F_0}{\mu N} > \frac{4}{\pi}$$

şartlarına sahip olmamız gerekmektedir.  $\phi$  faz açısı

$$\phi = \tan^{-1} \left( \frac{c_{eq} \omega}{k - m \omega^2} \right) = \tan^{-1} \left[ \frac{2\zeta_{eq} \frac{\omega}{\omega_n}}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}} \right] = \tan^{-1} \left\{ \frac{\frac{4\mu N}{\pi k X}}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}} \right\} \quad (2.39)$$

denklemden bulunur. (2.38) eşitliğini (2.39)'te yerine yazarsak

$$\phi = \tan^{-1} \left[ \frac{\frac{4\mu N}{\pi F_0}}{\left\{ 1 - \left(\frac{4\mu N}{\pi F_0}\right)^2 \right\}^{1/2}} \right] \quad (2.40)$$

eşitliğini elde ederiz. (2.39) eşitliği,  $\tan \phi$ 'nin verilen bir  $F_0/\mu N$  değeri için sabit olduğunu göstermektedir.  $\phi$ ,  $\omega/\omega_n = 1$ 'de (rezonans durumu) süresizdir, çünkü  $\omega/\omega_n < 1$  durumunda pozitif değeri  $\omega/\omega_n > 1$  durumunda da negative değeri alır. Böylece (2.40) eşitliği

$$\phi = \tan^{-1} \left[ \frac{\pm \frac{4\mu N}{\pi F_0}}{\left\{ 1 - \left( \frac{4\mu N}{\pi F_0} \right)^2 \right\}^{1/2}} \right] \quad (2.41)$$

olarak ta yazılır. (2.37) denklemi gösteriyor ki sürtünme  $\omega/\omega_n \neq 1$  için zorlamalı titreşim genliğinin sınırlanmasına yardımcı olmaktadır. Ancak, rezonans durumunda ( $\omega/\omega_n = 1$ ), genlik sonsuz olur. Bu şu şekilde açıklanabilir; bir çevrimde sisteme yönlendirilen enerji eğer rezonans durumunda harmonik olarak hareket ettirilirse denklem aşağıdaki gibi olur,

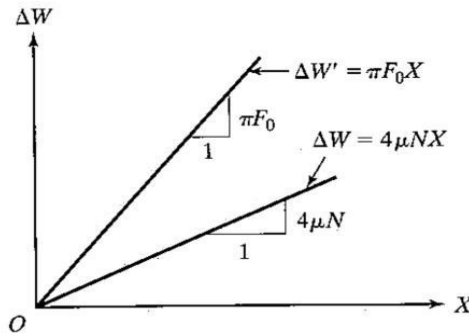
$$\Delta W' = \int F dx = \int_0^\tau F \frac{dx}{dt} dt = \int_0^{\tau=2\pi/\omega} F_0 \sin \omega t [\omega X \cos(\omega t - \phi)] dt \quad (2.42)$$

(2.39) denklemi rezonansda  $\phi = 90^\circ$  değerini verdiği için, (2.42) denklemi

$$\Delta W' = F_0 X \omega \int_0^{2\pi/\omega} \sin^2 \omega t dt = \pi F_0 X \quad (2.43)$$

halini alır. Sistemden yayılan enerji (2.31) denkleminde verilmiştir. Gerçek değere sahip bir  $X$  için  $\pi F_0 X > 4\mu NX$  olacağından, rezonansda  $\Delta W' > \Delta W$  olacaktır (bkz Şekil 2.14). Böylece çevrim başına sisteme yönlendirilen enerji sistemden yayılan enerjiden daha fazla olacaktır. Bu fazladan enerji titreşimin genliğini düzenlemektedir. Rezonans'ın olmadığı durumlarda ( $\omega/\omega_n \neq 1$ ), enerji girdisi (2.42) denkleminde bulunabilir:

$$\Delta W' = \omega F_0 X \int_0^{2\pi/\omega} \sin \omega t \cos(\omega t - \phi) dt = \pi F_0 X \sin \phi \quad (2.44)$$



Şekil 2.14: Coulomb sönümlenmesiyle enerji girişi ve enerji yayılımı [12]

(2.44) denkleminde  $\sin \phi$ 'nin varlığından dolayı, Şekil 2.14'teki girdi enerji eğrisi, yayılan enerji eğrisi ile çakıştığından genlik sınırlanmıştır. Böylece  $\phi$  hareketi fazının, hareket genliğini sınırladığı görülebilmektedir.

### 2.1.9 Viskoz sönümlenme

Şekil 2.8'de gösterilen tek serbestlik dereceli sistem göz önüne alınırsa, kütleye bir sönümleyici eklendiğinde, sistem viskoz sönümlenmeye tabi olacaktır. Sönümlenmeden gelen karşıt kuvvetin birimi aşağıdaki biçimde yazılabilir.

$$F = -bv \quad (2.45)$$

Sönümlenme kuvveti, hareket denkleminde dâhil edildiğinde aşağıdaki ifadeye ulaşılır.

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + kx = 0 \quad (2.46)$$

Viskoz sönümlenme kuvveti, pistonun silindir içerisindeki hareketi esnasında akışkanın hareketiyle ortaya çıkar. Viskoz sönümlenmede çok önemli olan bir temel karakteristik frekans bağımlı olmayışı ve hızla doğru orantılı oluşudur. Ayrıca, viskoz kuvvetin yönü hızın aksi yönünde olduğundan, 2.45 numaralı ifade negatiftir.

$x(t) = Xe^{st}$  genel çözümü diferansiyel sisteme uygulandığında aşağıda verilen ifadeler elde edilir.

$$ms^2 + bs + k = 0 \quad (2.47)$$

$$s_{1,2} = -\frac{b}{2m} \pm \frac{\sqrt{b^2 - 4km}}{2m} \quad (2.48)$$

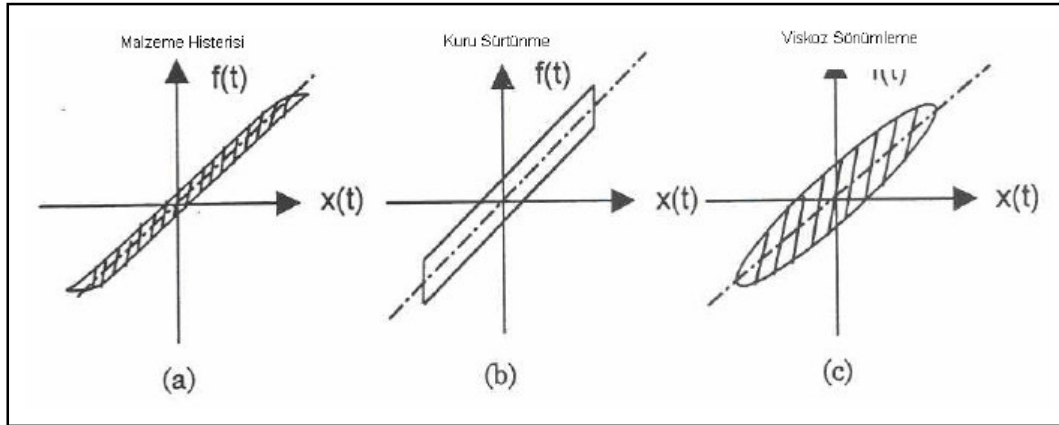
Bu denklemde kullanılan  $\omega_n^2$  ve  $\xi$  aşağıda verilmiştir.

$$\omega_n^2 = \frac{k}{m} \quad ; \quad \xi = \frac{b}{b_0} = \frac{b}{2\sqrt{km}}$$

### 2.1.10 Yapısal sönümlenme

Viskoz sönümlenme, yapı dinamiği sönümlenmede kapsamlı bir biçimde kullanılan ve viskoz kuvveti doğrusal olduğundan oldukça faydalı olan bir kavramdır. Buna karşın, özellikle çoklu serbestlik dereceli gerçek yapılarda, yaygın kullanım alanı olan viskoz sönümlenme gerçek durumu yansıtamaz. Gerçek durumu tam olarak yansıtmak için gerekli olan modelde, viskoz sönümlenmenin aksine kuvvet frekansın da bir fonksiyonu değildir. Tüm yapılar malzemenin histerik özellikleri nedeniyle bir oranda iç sönümlenmeye sahiptirler ve bu sönümlenmeyi viskoz sönümlenme ile modellemek birçok hataya neden olur.

Malzemenin histerik kuvvet-yer değiştirme viskoz sönümlenme karakteristiği Şekil 2.15'te verilmiştir.



Şekil 2.15: Kuvvet - yer değiştirme karakteristikleri

Hareket denklemi alternatif yapısal sönümlenme modelini içererek yazıldığı takdirde aşağıdaki ifade elde edilir.

$$(-\omega^2 m + k + id)Xe^{i\omega t} = Fe^{i\omega t} \quad (2.49)$$

$$\frac{X}{F} = \alpha(\omega) = \frac{1}{(k - \omega^2 m) + id}$$

$$\alpha(\omega) = \frac{1/k}{(1 - \omega/\omega_n)^2 + i\eta} \quad (2.50)$$

Denklemler 2.50 de verilen yapısal sönümlenme kayıp faktörü  $\eta$  yerini kritik sönümlenme oranı  $\zeta$ 'ya bırakmıştır.

### 2.1.11 Frekans karakteristiği fonksiyonu (FKF)

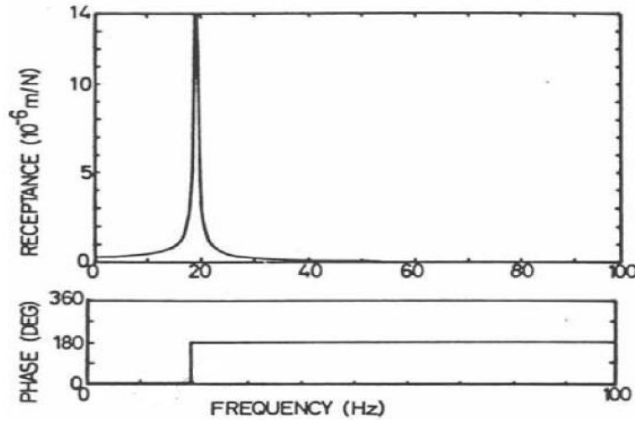
Frekans karakteristiği fonksiyonu, sistemin bilinen bir girdi altındaki davranışını ifade eden bir kavramdır. Diğer bir deyişle, frekans karakteristiği fonksiyonu sistemin girdisi ile çıktısı arasındaki oranı verir. Titreşimi göstermek için geleneksel ve en yaygın biçimde kullanılan ölçekler yer değiştirme, hız ve ivmedir. Sistem çıktısı hız olarak gösterildiğinde, devingenliğe gönderme yapılan frekans karakteristiği fonksiyonu aşağıdaki biçimde ifade edilebilir.

$$Y(\omega) = \frac{V e^{i\omega t}}{F e^{i\omega t}} = \frac{V}{F} \quad (2.51)$$

Sistem çıktısı ivme olarak gösterildiğinde frekans karakteristiği fonksiyonu aşağıdaki biçimde ifade edilebilir.

$$A(\omega) = \frac{A}{F} = -\omega^2 \alpha(\omega) \quad (2.52)$$

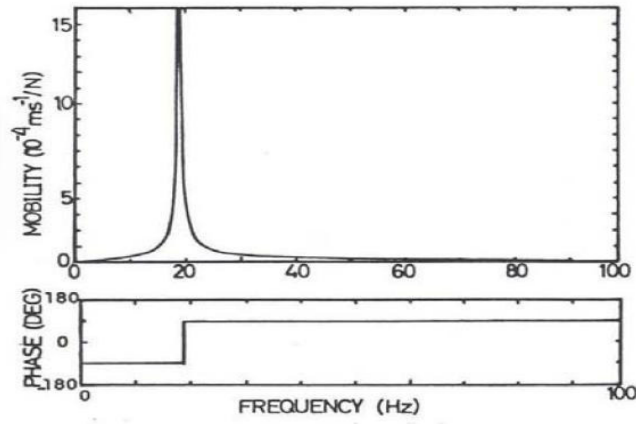
Tek serbestlik dereceli sistem için tipik frekans karakteristik fonksiyonu eğrileri Şekil 2.16, Şekil 2.17 ve Şekil 2.18'de verilmektedir;



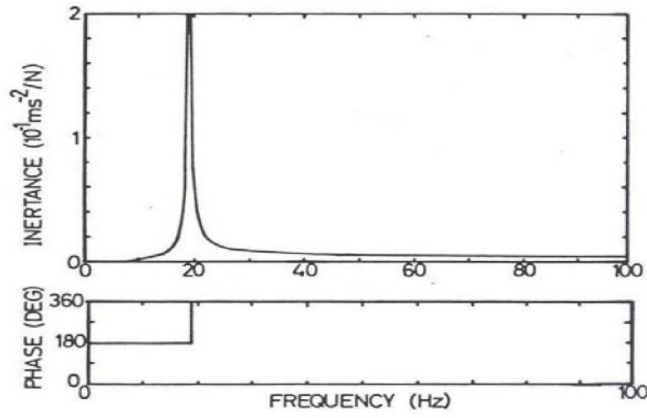
Şekil 2.16: Sönümsüz tek serbestlik dereceli sistem için reseptans<sup>1</sup> grafiği

<sup>1</sup>Receptance: birim kuvvetteki devinim





Şekil 2.17: Sönümsüz tek serbestlik dereceli sistem için devinim<sup>1</sup> grafiği



Şekil 2.18: Sönümsüz tek serbestlik dereceli sistem için inertans<sup>2</sup> grafiği

## 2.2 Araçlarda Şasi

Genel otomotiv kabulü olarak araç şasisi; süspansiyon, direksiyon, yakıt ve fren olmak üzere dört sistem altında toplanmaktadır. Sorunumuz bu dört sistemden süspansiyon ve fren sistemleri olmak üzere ikisinin birbiri ile etkileşimi veya kendi içlerindeki bir tasarım veya kalite hatalarından kaynaklı olabilir. Bu yüzden de bu iki sistem ana hatlarıyla incelenecektir.

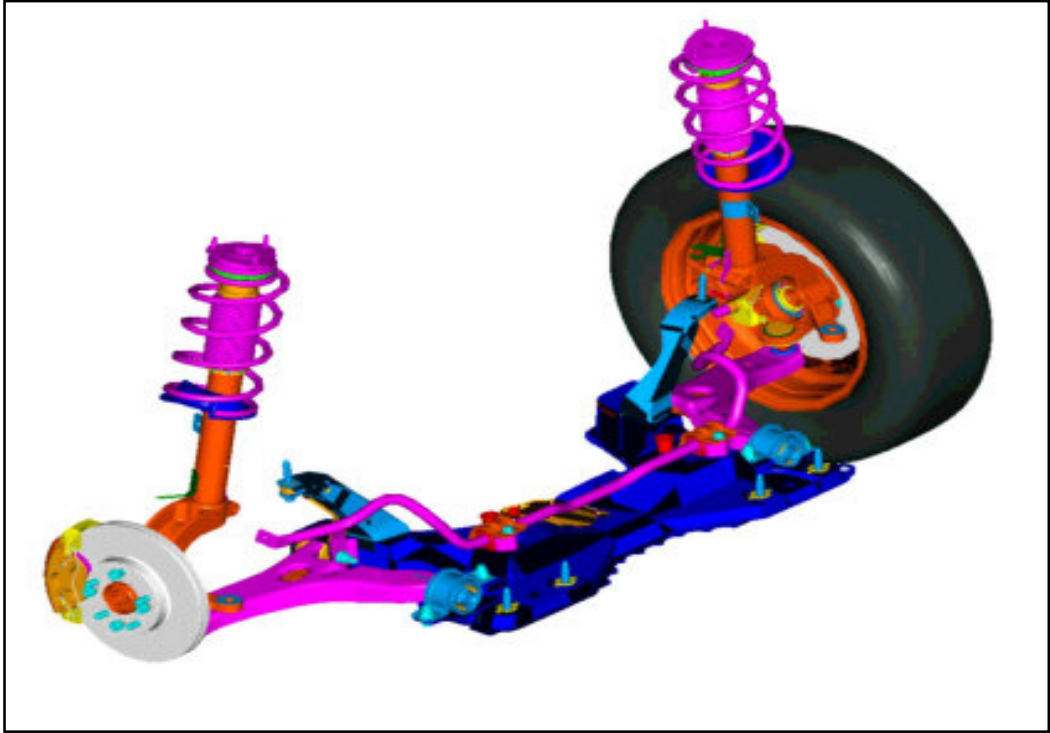
<sup>1</sup>Mobility: birim kuvvetteki devinim

<sup>2</sup>Inertance (L(kgm<sup>-4</sup>)): Gazın yoğunluğu ( $\rho_0$  (kgm<sup>-3</sup>)) x mesafe değişimi ( $\Delta x$  (m))/kesit alanı (A(m<sup>2</sup>))

### 2.2.1 Süspansiyon sistemi

Sorunlu araçların süspansiyon konfigürasyonlarını incelemeden önce, genel olarak söz konusu araç süspansiyonlarının değişkenlikleri şu şekildedir; ön süspansiyon sadece ABS'li ve ABS'siz araç ayırımına göre aksonda değişkenlik gösteriyor, yani ABS'li araç aksollarının rulmanları üzerinde ABS sensör okuyucusu (encoder) bulunmaktadır.

Bir diğer fark ise, arka süspansiyonda denge çubuğu bulunmayan araçların ön denge çubuklarının çapları normalden daha küçüktür. Sorunu inceleyeceğimiz aracın ön süspansiyonu tam bağımsız (Mc Pherson) ön süspansiyon olup salıncak kollarıyla, yay askı kollarına bağlantılı olan motor beşiği ve üzerine yerleştirilmiş ön denge çubuğu, ön süspansiyonu oluştururken yay askı kolu da kendi içerisinde amortisör, helezon yay, aksan ve poyradan oluşmaktadır.

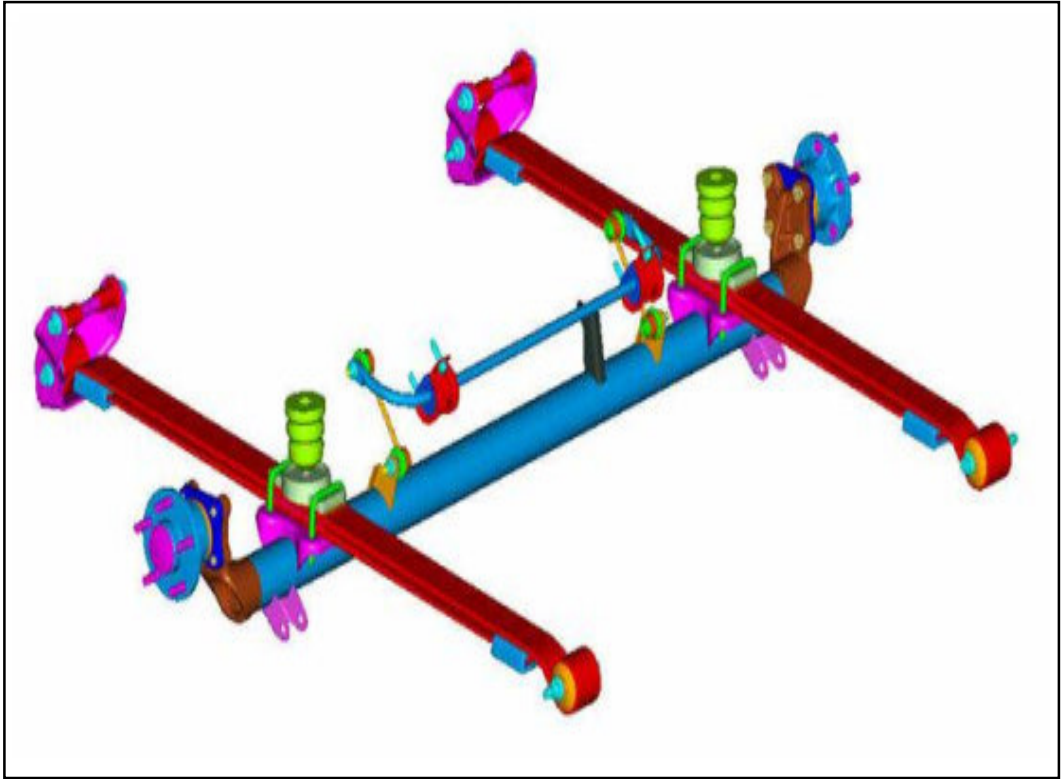


Şekil 2.19: Bir hafif ticari araç ön süspansiyon sistemi

Mc Pherson tipi ön süspansiyon tipi genelde binek araçlarla azami yüklü ağırlığı (GVM) ~3,5 ton'a kadar olan hafif ölçekli ticari araçlarda uygulanmaktadır.

Arkada ise, bir hayli fazla bir süspansiyon konfigürasyonu bulunmaktadır. Aracın kısa ya da uzun şasi'li oluşuna göre arka denge çubuklarının çapları ve boyutları farklılık gösterirken çift katlı yaprak yaylara sahip iken, denge çubuksuz olan süspansiyonlarda ise tek katlı yaprak yay kullanılmaktadır.

Önden çekişli olan aracımızın arka süspansiyonu ise Hotchkiss süspansiyon olarak bilinen bağımlı süspansiyon olup Şekil 2.20'de de görüleceği üzere cansız arka aks üzerine yaprak yaylı ve denge çubuklu bir süspansiyondur.

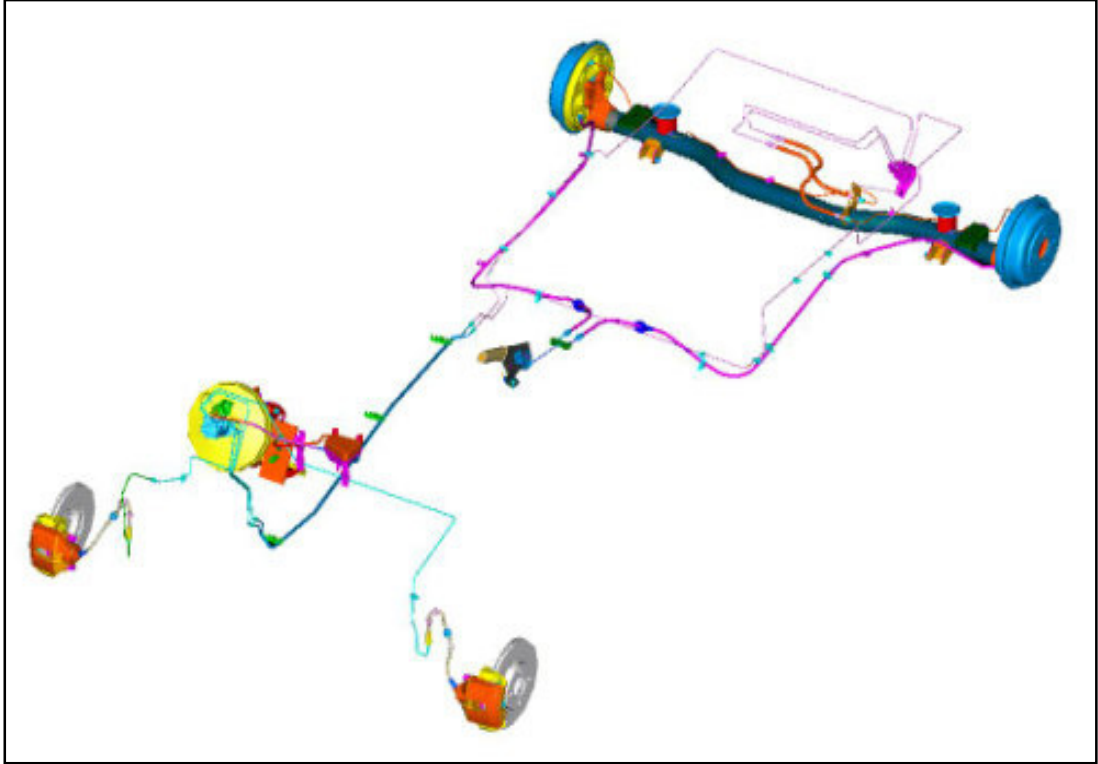


Şekil 2.20: Arka süspansiyon sistemi

Denge çubuğu aracın devreye alındığı zamanlarda tüm araçlarda kullanılıyor iken daha sonra yapılan değer analizi çalışmaları neticesinde, bazı araç versiyonlarında, yaprak yaylar modifiye edilerek denge çubuğu özelliği yaprak yaya kazandırılmıştır. Sorunun olduğu araçların süspansiyon konfigürasyonları incelendiğinde denge çubuklu araçlarda da denge çubuksuz araçlarda da yaşandığı tespit edilmiştir.

## 2.2.2 Fren sistemi

Fren sistemi arka frenlerin diskli ve kampanalı olmasının yanı sıra ABS'li ve ABS'siz seçenekleriyle her türlü müşteriye hitap eden hidrolik frenden oluşmaktadır. Şekil 2.21'de ABS'siz kampanalı bir araç fren sisteminin şeması görülmektedir.

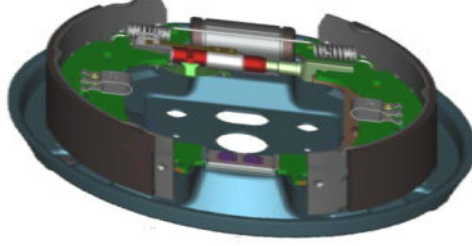


Şekil 2.21: ABS'siz kampanalı fren sistemi

Kampanalı frenlerde fren yüzeyi silindriktir. Çeşitli tipleri olmakla birlikte karayolu taşıtlarının tekerlek frenlerinde içten pabuçlu olanlar kullanılmaktadır. Kampanalı bir frenin ana parçaları kampana, pabuçlar, baskı düzeni ve taşıma düzenidir.

Kampana, işletme şartlarının gerektirdiği mukavemet ve ısı özellikleri sağlamak üzere tasarlanan bir elemandır. Dış yüzeyinde çepeçevre uzanan kanatçıklar mukavemeti arttırmak üzere kullanılırken, açık kenarda çepeçevre bir kesit istenmeyen ısı genleşmeleri önlemektedir. Soğutma fonksiyonunu da gören bu kanatçıklar bazı kampanalarda radyal doğrultuda birbirine paralel çok sayıda yapılarak hava hareketleri artırılmakta ve dolayısıyla soğutma daha iyi sağlanabilmektedir.

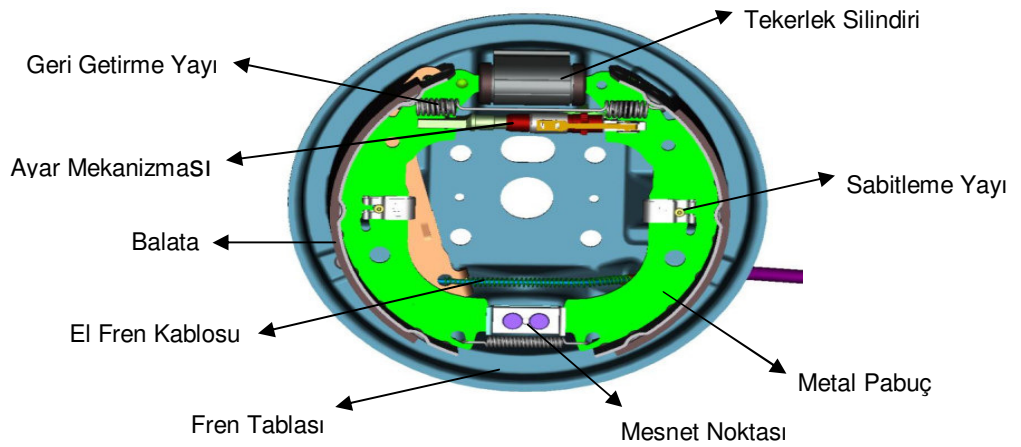
Fren pabuçları genellikle T-kesitlidir. O sayede eğilme sertliği arttırılmakta, bunun da gürültü azaltıcı etkisi olmaktadır. Balata pabuç üzerine perçin ya da yapıştırma yoluyla tutturulmaktadır ve üzerinde çalışmış olduğumuz balata da yapıştırma yöntemi ile tutturulmuştur.



Şekil 2.22: İçten pabuçlu kampanalı frenlerin yapısı

Şekil 2.22’de görüleceği üzere, baskı düzeni pabuçları kampanaya doğru sıkıştırma fonksiyonu görmektedir. Taşıma düzenine ise pabuç mafsalları ve baskı düzeni bağlıdır. Aynı zamanda kampanayı çepeçevre sararak iç kısımları kirlenmeye karşı koruyan çerçeve de taşıma düzenine bağlıdır.

Şekil 2.23’te kampanalı bir frenin alt parçaları gösterilmektedir. Buna göre, fren tablası üzerine sabitleme yayı vasıtasıyla konumlandırılan metal pabuçlar tablanın üst kısmındaki tekerlek silindiri aracılığıyla kampanaya doğru itilerek çalışırken, balata yüzeyindeki her aşınma sonrası ayar mekanizması da balataları açarak fren çapını sürekli sabit tutar.

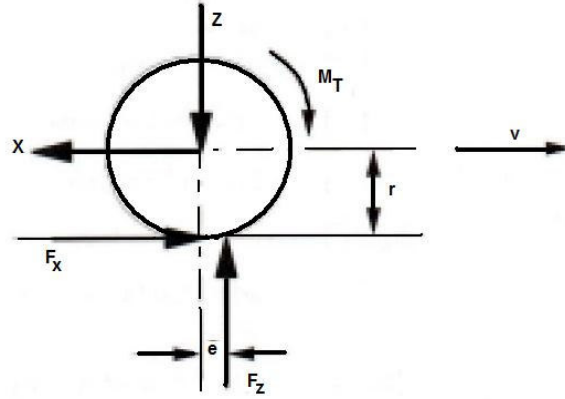


Şekil 2.23: Kampanalı frenlerin alt parçaları

## 2.3 Araçlarda Fren Sistemi Teorisi

### 2.3.1 Tekerlek hareket denklemleri

Fren konusunu önce dinamik, daha sonra yapısal açıdan ele almadan önce, hareket halindeki bir tekerleğe ve daha sonra da hareket halindeki iki akslı bir taşıta etki eden kuvvet ve momentlerin incelenmesi uygun olacaktır. Bu kuvvet ve momentlerin dengelerinden yararlanılarak hareket denklemleri çıkarılacak, ayrıca tekerlek ile zemin arasındaki kuvvet bağlantısı incelenecektir. Şekil 2.24'te belirli bir tahrik momenti altında iken yuvarlanan bir tekerleği etkileyen kuvvetler görülmektedir. Bunlar:



Şekil 2.24: Tekerlek kuvvetleri [14]

- X : taşıtın tekerleğe tepki kuvveti
- Z : taşıtın ağırlığından tekerleğe düşen kuvvet
- $M_T$  : tekerlek momenti
- $F_x$  : tekerlek çevre kuvveti
- $F_z$  : yolun tepki kuvveti = tekerlek yükü
- $m_T$  : tekerlek kütlesi
- $J_T$  : tekerlek ataleti
- v : taşıt hızı
- r : tekerlek statik yarıçapı
- e : tekerlek yükünün etkiye noktasının eksenden kaçıklığı

Tekerleğin hareket yönündeki doğrusal deplasmanı x ile, tekerlek aksının düşey yöndeki deplasmanı ise z ile gösterilmektedir. Zamana göre alınan türevler değişkenin üzerine konulan nokta ile ifade edilmektedir.  $\ddot{x}$  zamanına göre ikinci türev

olup tekerleğin hareketi doğrultusundaki ivmesini ifade etmektedir. Aynı şekilde  $\ddot{z}$  ise aksın düşey yöndeki hareketinin ivmesidir. Her iki ivmenin, tekerlek kütlesi ile birlikte yol açtıkları atalet kuvvetlerinin dengeleri

$$m_T \ddot{x} = F_x - X \quad (2.53)$$

$$m_T \ddot{z} = F_z - Z - m_T g \quad (2.54)$$

şeklinde ifade edilebilir. Dönen tekerleğin atalet momenti ise tekerleğin dönme açısal ivmesi  $\ddot{\phi}$  olmak üzere

$$J_T \ddot{\phi} = M_T - F_x r - F_z e \quad (2.55)$$

bağıntısı ile ifade edilir.

### 2.3.1.1 Yuvarlanma direnci

İzerinde moment olmayan bir tekerleği sabit hızla çekmek istersek (2.55) denkleminde göre uygulamamız gereken kuvvet şöyle bulunur:

$$(M_T = 0 ; \ddot{\phi} = 0)$$

$$-F_x = (e/r) F_z \quad (2.56)$$

Bu negatif kuvvete yuvarlanma direnci denir ve  $F_R$  ile gösterilir.  $(e/r)$  oranı da  $f_R$  yuvarlanma direnci katsayısı olarak adlandırılır.

$$F_R = f_R F_z \quad (2.57)$$

Bu denklemden görüldüğü gibi yuvarlanma direnci, yuvarlanma direnci katsayısı ile tekerlek yükünün çarpılmasıyla bulunur.

Yuvarlanma direnci, tekerlek yuvarlanırken zeminle temas bölgesinin ezilmesi, bu bölgeye giren lastik elemanlarının sıkışması, çıkan elemanların uzaması, bu olayın

zeminde asimetrik bir basınç doğurması ve sıkışıp uzama olayının kayıplı olmasından kaynaklanmaktadır.

Yol kaplaması	$f_R$
Lastik tekerlek	
Beton,asfalt, parke taşı	0,015
Stabilize	0,025
Toprak yol	0,050
Zincirli lastik - Tarla zemini	0,150
Demiryolu tekerleği – Ray	0,0015

### 2.3.1.2 Kuvvet bağlantısı ve kayma

Tekerleğe bir  $M_T$  momenti etki ediyorsa, ivmesiz harekette (2.55) denkleminde görebülür.  $M_T / r$  oranına tekerlek çeki kuvveti denir.

$$F_x = M_T / r - F_R \quad (2.58)$$

Tekerlek çevre kuvveti = Tekerlek çeki kuvveti - Yuvarlanma direnci

Ancak burada bulunan çevre kuvveti sınırsız olmayıp, zeminle lastik tekerlek arasındaki kuvvet bağlantısına bağlıdır.  $\mu$ , kuvvet bağlantı katsayısını gösterirsek,

$$F_x = \mu F_z \quad (2.59)$$

çevre kuvvetinin alabileceği değerleri buluruz. Kuvvet bağlantı katsayısı lastiğin dönerken zemin üzerinde kaymasına bağlıdır. Kaymasız yuvarlanan bir tekerlek bir dönüşünde yuvarlanma çevresi adı verilen  $U$  mesafesini kat eder.

$$U = 2 \pi R \quad (2.60)$$

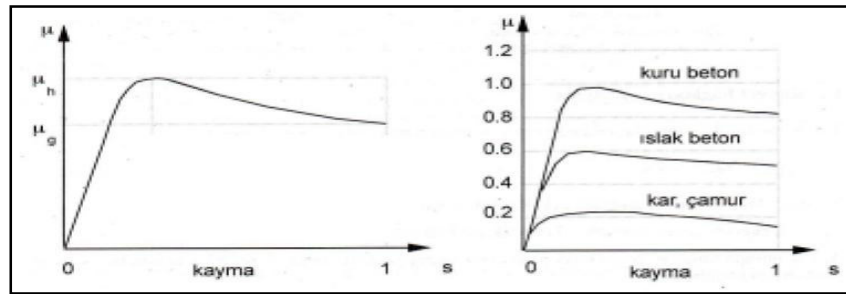
2.60'tan hesaplanan  $R$  'ye dinamik tekerlek yarıçapı denir. Tekerleğin yuvarlanarak eriştiği çevresel hız  $R\dot{\phi}$ , taşıt hızı  $v$  den farklı ise kayma olmaktadır. Bu iki hızın farkının büyük olan hıza oranına kayma denir. Kayma hep pozitif olsun diye frende ve tahrikte iki farklı ifade kullanılır. Kayma 0 ile 1 arasında değerler alır.



Frende :  $s = \frac{v - \dot{R}_J}{v}$  (2.61)

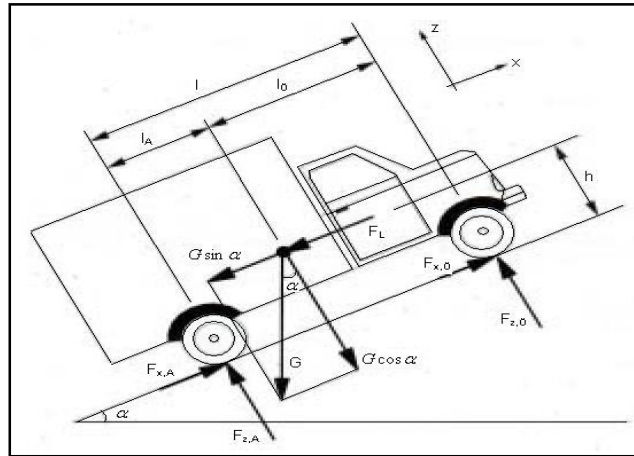
Tahrikte :  $s = \frac{\dot{R}_J - v}{\dot{R}_J}$  (2.62)

Kayma ile kuvvet bağlantı katsayısı arasındaki ilişki Şekilde gösterilmiştir. Kuvvet bağlantı katsayısının en büyük değerine  $\mu_h$  tutunma katsayısı, kaymanın 1 olduğu değerine ise  $\mu_g$  kayma katsayısı denir.



Şekil 2.25: Kuvvet bağlantı katsayısı - kayma ilişkisi [14]

### 2.3.2 Taşıt denklemleri



Şekil 2.26: Taşıt hareket kuvvetleri [14]

Şekil 2.26'da eğimli bir yolda, yukarı doğru hareket halindeki bir taşıta etki eden kuvvetler ve taşıtın hareket denklemleri açısından önemli olan boyutları görülmektedir. Aşağıda bu kuvvetlerin arasındaki bağıntılar ve taşıta etki eden hareket dirençleri kısaca ele alınacaktır.

Yine taşıtın hareket doğrultusundaki deplasmanı  $x$  olmak üzere  $x$  eksenini boyunca kuvvetlerin dengesini yazarsak :

$$m\ddot{x} = F_{x,\ddot{O}} + F_{x,A} - mg \sin \alpha - F_L \quad (2.63)$$

(1.3) tekerlek dönme hareketi denklemini kullanarak ön ve arka tekerlekler için  $F_x$  tekerlek çevre kuvvetlerini yerine koyalım:

$$\ddot{x} = \ddot{\phi}R$$

$$F_{x,\ddot{O}} = \frac{M_{T\ddot{O}}}{r} - F_{z,\ddot{O}}f_R - \frac{J_{T\ddot{O}}\ddot{x}}{rR_{\ddot{O}}} \quad (2.64)$$

$$F_{x,A} = \frac{M_{TA}}{r} - F_{z,A}f_R - \frac{J_{TA}\ddot{x}}{rR_A} \quad (2.65)$$

$$\frac{M_{T\ddot{O}}}{r} + \frac{M_{TA}}{r} = \left(m + \frac{J_{T\ddot{O}}}{rR_{\ddot{O}}} + \frac{J_{TA}}{rR_A}\right)\ddot{x} + mg \sin \alpha + F_L + (F_{z,\ddot{O}} + F_{z,A})f_R \quad (2.66)$$

Bu eşitliğin elemanlarını teker teker incelersek:

$$F_T = F_B + F_{Sf} + F_L + F_R \quad (2.67)$$

$F_T$ : Tekerlek çeki kuvveti

$$F_T = \frac{M_{T\ddot{O}}}{r} + \frac{M_{TA}}{r}$$

$F_B$ : Taşıt ivme kuvveti

$r = R_{\ddot{O}} = R_A$  kabulü ile döner kütlelerin taşıt ivmelenmesine etkisi  $\lambda$  faktörü ile basitçe belirlenir.

$$\lambda = 1 + \frac{J_{\dot{\theta}} + J_A}{mr^2} \quad (2.68)$$

olmak üzere

$$F_B = \lambda m \ddot{x} \quad (2.69)$$

olarak yazılabilir.  $\lambda$  değeri otomobillerde 1. viteste 1.45; 2. viteste 1.15; 3. viteste 1.08; 4. viteste 1.05; 5. viteste 1.03 civarında alınabilir.

$F_{St}$  : Taşıt yokuş kuvveti

Meyiller ufak olduğundan  $\sin \alpha = \tan \alpha = p$  kullanılır.

$$F_{St} = m g p \quad (2.70)$$

$F_L$ : Taşıt hava direnci kuvveti

$$F_L = 0.5 \rho c_w A v^2 \quad (2.71)$$

$\rho = 1.226 \text{Ns}^2 / \text{m}^4$  hava yoğunluğu (1.0133 bar ve 15°C'da)

$c_w$ : Hava direnci katsayısı. Otomobillerde 0.3 - 0,4; kamyonlarda 0.8

A: Kesit alanı. Otomobillerde 1.85 m<sup>2</sup>; kamyonlarda 8 m<sup>2</sup> alınabilir.

$F_R$ : yuvarlanma direnci kuvveti

$$F_R = f_R (F_{z\dot{\theta}} + F_{zA})$$

Tekerlek çeki kuvveti de yukarıdaki direnç kuvvetlerinin toplamı olarak ifade edilir.

$$F_T = \lambda m \ddot{x} + (f_R + p) m g + 0,5 \rho c_w A v^2 \quad (2.72)$$

### 2.3.3 Fren dinamiği ve fren enerjisi

Fren elemanlarının konstrüktif yapı ve özelliklerinin incelenmesine geçilmeden önce frenleme olayının dinamiği ele alınacaktır. Yokuş aşağı sabit hızda seyretmek üzere yapılan frenleme, yeterli olduğu sürece motorun kompresyon momenti kullanılarak sağlanır. Ayrıca ağır taşıtlar için egzoz freni ve yavaşlatıcı kullanımı da aynı fonksiyonu görmektedir. Ancak bu şekilde sağlanan momentin yeterli olmadığı durumlarda sürtünmeli tekerlek frenleri kullanılır.

Daha yüksek frenleme ivmeleri ve durmak üzere yapılan frenlemeler, motor kompresyon momenti, egzoz freni veya yavaşlatıcı ile sağlanamaz. Bu durumda sürücü tarafından kumanda edilen ve taşıtın bütün tekerleklerine etki eden servis freni kullanılır. Bu bölümde frenleme ivmeleri ve fren momentleri arasındaki bağıntılar, fren momentlerinin akslara dağılımı ve çevresel kuvvetlerle kuvvet bağlantıları arasındaki bağıntılar incelenecektir.

Park freni basit bir kuvvet problemidir. Burada taşıt, yol üzerinde kaymaması için belirli bir çevresel kuvvet uygulamasıyla sabit tutulmaktadır. Çevresel kuvvetin büyüklüğü yokuş eğimine bağlı olarak kolayca hesaplanabileceğinden park freni üzerinde fazla durulmayacaktır.

Taşıtın hareketi için gerekli olan tekerlek gücü:

$$P_T = F_R v + F_L v + F_{St} v + F_B v$$

$$P_T = (f_R + p + \frac{\lambda \ddot{x}}{g}) G v + c_w A \frac{\rho}{2} v^3$$

Motordan elde edilen frenleme gücü  $P_M/\eta_k$  gerekli frenlemeyi sağlayamıyorsa, geri kalan güç  $P$ , sürtünmeli frenlerden elde edilecektir.

$$P_T = P + P_M / \eta_k \text{ bağıntısı ile}$$

$$P = -P_M / \eta_k + (f_R + p + \frac{\lambda \ddot{x}}{g}) G v + c_w A \frac{\rho}{2} v^3 \quad (2.73)$$

şeklinde sürtünmeli frenlerin sağlayacağı güç ifade edilir.

Bu ifadede motor fren gücünün negatif konduğunu, fren ivmesinin ve de frenin üstleneceği fren gücünün de negatif olacağına dikkat etmek gerekir. İki örnekle fren hesabını görelim:

1- Yokuş aşağı inen ( $p < 0$ ), 22 ton kütlesinde motor freni yapmayan bir taşıtın ( $P_M = 0$ ) sabit hızla gidebilmesi ( $\ddot{x} = 0$ ) için frenlerinin üstleneceği gücü ve yaptığı işi hesaplayalım:

Hız düşük olduğundan rüzgar direncini de ihmal edelim. 2.73 denklemine göre

$$P = (f_R + p)Gv$$

İnilen yokuş %7 eğimli ( $p = -0,07$ ) ve  $L = 6$  km uzunluğunda olsun. Bu uzunluk standart bir mesafedir. Sabit hız  $v = 30$  km/h =  $8,33$  m/s olsun. Yuvarlanma direnci katsayısı  $f_R = 0,01$ ; yerçekimi ivmesi  $g = 10$  m/s<sup>2</sup> alınsın.

$$P = (0,01 - 0,07) \cdot 22000 \cdot 10 \cdot 8,33 = -110 \text{ kW}$$

Yapılan iş ise,

$$W = \int P dt \text{ ile hesaplanır.}$$

Bu örnekte hız sabit olduğundan fren gücü de sabittir. Dolayısıyla  $W = PT$  ile hesaplanabilir. Geçen zaman  $T = L/v = 6000/8,33 = 720$ s olarak bulunur.  $W = -110 \cdot 720 = -79200$  kJ bulunur.

2- Bu örnekte aynı taşıtın düz yolda ( $p = 0$ ) frenleyerek durma olayını inceleyelim ( $\ddot{x} < 0$ ). Yine motor frenini ve rüzgar direncini ihmal edelim.

$$P = \left( f_R + \frac{\lambda \ddot{x}}{g} \right) Gv$$

Başlangıç hızı  $v_0 = 60$  km/h =  $16,7$  m/s ve frenleme ivmesi  $\ddot{x} = -5$  m/s<sup>2</sup> sabit olsun. Dönen kütlelerin ivmeye etkisini de ihmal edelim. Hıza bağlı olarak fren gücü  $P$

lineer olarak sifira düşecektir (Şekil 2.27'deki gibi). Fren işini iki yolla hesaplayabiliriz:

a) Başlangıç fren gücü:  $P_0=(0,01-0,5).22000.10.16,7=-1800$  kW

Ancak bu çok büyük güç  $T=v/-\ddot{x}=16,7/5=3,33$ s'de sifira düşmektedir. Bu düşüş lineer olduğundan, fren işi güç-zaman doğrusunun altındaki alandan  $W=P_0T/2=-1800.3,33/2=-2997$  kJ olarak hesaplanabilir.

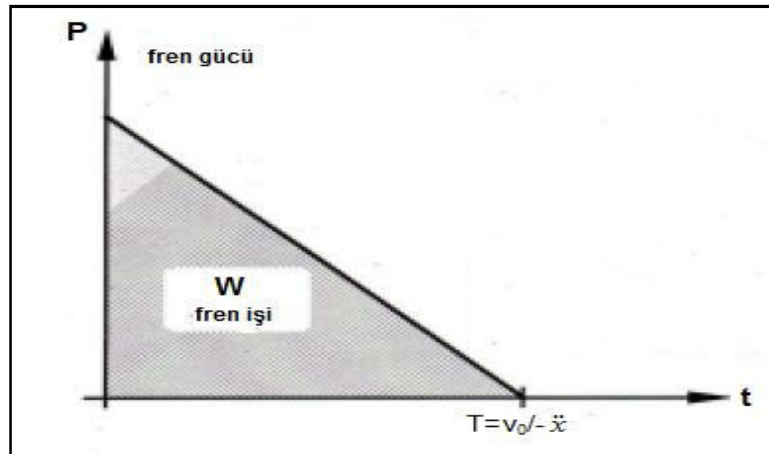
b) İş integralin çözümüyle de hesaplayabiliriz.

$$W = \int_0^T (f_R + \frac{\lambda}{g} \frac{dv}{dt}) G v dt = f_R G \int_0^T v dt + G \frac{\lambda}{g} \int_{v_0}^0 v dv$$

$$W = G (f_R v_{ort} T + \frac{\lambda}{g} (-\frac{v_0^2}{2}))$$

$$W = 22000.10(0,01.16,7.3,33/2 - 16,7^2/2.10) = -2997$$
 kJ

Bu iki örnek karşılaştırıldığında sabit hızla yokuş inmede fren gücünün ufak ancak fren işinin çok büyük olduğu, durma freninde ise fren gücünün büyük ancak süre kısa olduğundan harcanan işin ufak olduğu görülmektedir.



Şekil 2.27: Frenleme gücünün, sabit ivme hali için zamana bağlı değişimi [14]

Zamana bağılı değişimi Şekil 2.27'de görülen P frenleme gücü nedeniyle birim zamanda açığa çıkan ısının bir kısmı depolanmakta ( $\dot{Q}_{depo}$ ), kalan kısmı ise konveksiyonla havaya atılmaktadır ( $\dot{Q}_{konveksiyon}$ ) (ışırma yoluyla atılan ısı ihmal edilebilir). Hesapları basitleştirmek üzere frenin homojen olarak  $\theta$  sıcaklığına ısındığı kabul edilirse;

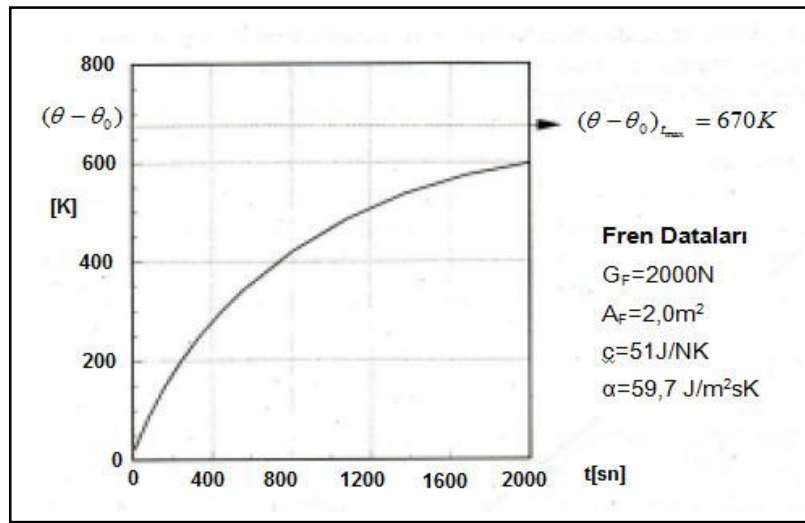
$$P = \dot{Q}_{depo} + \dot{Q}_{konveksiyon}$$

$$P = cG_F \dot{\theta} + \alpha A_F (\theta - \theta_0) \quad (2.74)$$

yazılabilir. Bu bağıntıda c özgül ısı kapasitesi,  $G_F$  fren diski (veya kampanası) ağırlığı,  $\alpha$  ısı iletim katsayısı,  $A_F$  ısı veren yüzey,  $\theta_0$  ise çevre sıcaklığıdır. Bağıntının çözümü

$$\theta - \theta_0 = \frac{P}{\alpha A_F} \left( 1 - e^{-\left(\frac{\alpha A_F t}{c G_F}\right)} \right) \quad (2.75)$$

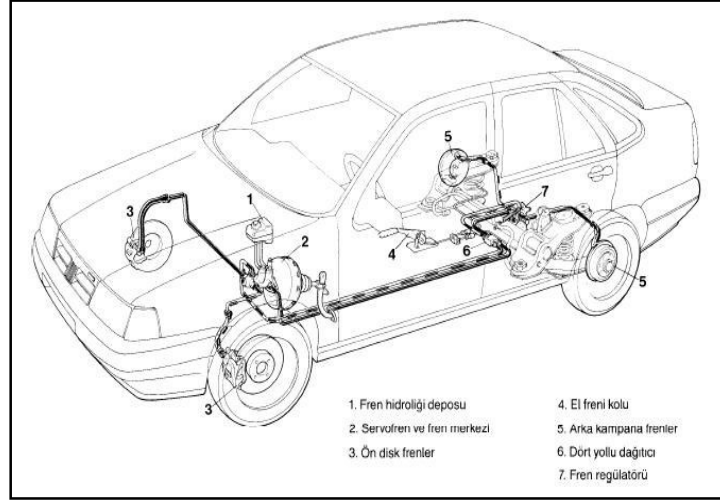
şeklinde elde edilir. Şekil 2.28'de örnek bir yük taşıtın dataları kullanılarak eğimli bir yolda yokuş aşağı sabit hızda seyretmek üzere yapılan frenlemede (frenleme gücü sabit) sıcaklık artışı görülmektedir.



Şekil 2.28: Frenleme gücü – fren sıcaklığı eğrisi [14]

### 2.3.4 Fren sisteminin yapısı ve sürtünmeli frenler

Bir taşıtın fren sisteminin işlev akışına göre bölümleri daha önce ayrılmıştı. Şekil 2.29'da örnek bir otomobilin hidrolik fren sistemi görülmektedir. Sistem elemanları tekerlek frenlerinden başlanarak ayrı ayrı ele alınacak ve yapısal açıdan incelenecektir.



Şekil 2.29: Bir otomobilin hidrolik fren sistemi [14]

Taşıtlarda tekerlek freni olarak sürtünmeli frenler kullanılmaktadır. Genel olarak doğrudan doğruya tekerleğe bağlı olan bu frenler iki ana fonksiyonu yerine getirirler;

1. Fren momentinin oluşturulması
2. Enerji değişiminin gerçekleşmesi (kinetik veya potansiyel enerjinin ısı enerjisine dönüştürülmesi ve bu ısının atılması)

Kampanalı ve diskli olmak üzere iki tipe ayrılan frenlerden disk frenler nispeten yeni oldukları halde yapılarının basitliği nedeniyle daha önce inceleneceklerdir.

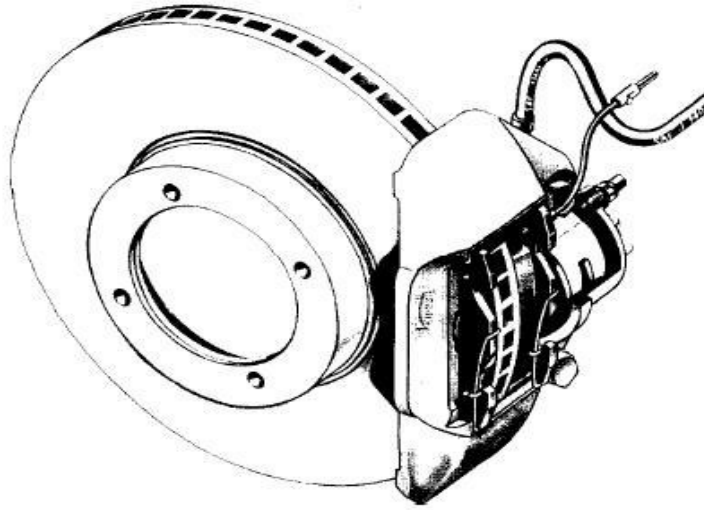
#### 2.3.4.1 Diskli frenler

Prensip olarak tekerlekle eş eksenli olarak monte edilmiş olan metal bir disk tekerlekle birlikte dönmektedir. Semer adı verilen ve tekerlek askı kollarına bağlı olan bir parça diski genel olarak bir köşesinden kavrar. Ender olarak diski çepeçevre kavrayan semerler de mevcuttur. Semerin iç kısımlarında diskin iki yüzeyine



yaslanan balatalar frenleme sırasında hidrolik basınç ile diski her iki yönden eşit kuvvetle sıkıştırırlar.

Diskin semer tarafından örtülü olmayan kısımları hava akımlarına açık bulunduğundan kolayca soğutulmaktadır. Çamur ve balata tozları merkezkaç kuvvetle ya da hava akımı ile temizlenirler. Fren cevap süresini uzatan nem oldukça hızlı buharlaştığından cevap çabuklaşır. Disk kaba kirlenmelere karşı bir çamurluk saçı ile korunmaktadır. Şekil 2.30'da bir disk fren görülmektedir.



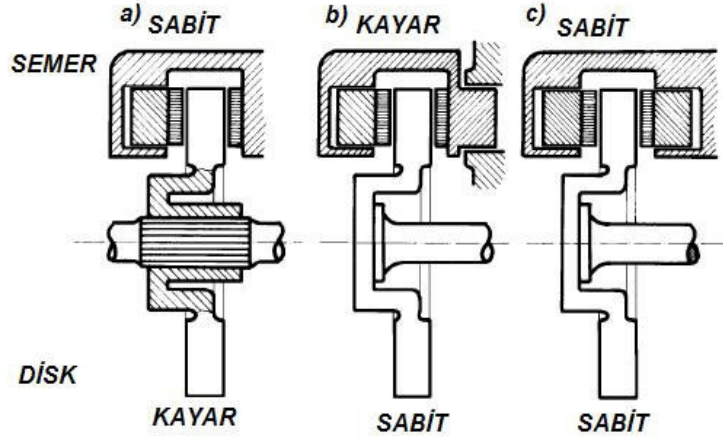
Şekil 2.30: Bir disk fren ve elemanları [14]

Balataların diski her iki yandan eşit kuvvetle sıkıştırabilmesi için ya diskin, ya semerin, ya da her iki balatanın aksenal yönde hareketli olması gerekir. Hareketlilik açısından konstrüktif yapılara göre farklılıklar gösteren disk frenlerin birkaç değişik tipi Şekil 2.31'de görülmektedir.

Taşıt tekniğinde disk frenlerin gelişmesi Şekil 2.31c'deki sabit semerli tipte başlamıştır. Aksenal yönde hareketsiz olarak monte edilmiş olan semerin her iki yanında karşılıklı duran fren silindirlerindeki hidrolik basınçları eşittir. Diskin aksenal yöndeki kaçınılmaz balanssızlığı pistonların hareketleri ile dengelenir. Günümüzde Şekil 2.31b'deki kayar semerli konstrüksiyon, kayma bölgelerinin korozyon ve kirden iyi korunabiliyor olması nedeniyle daha çok kullanılmaktadır. Kayar semerli konstrüksiyonun avantajları:

Fren hidrolüğü ile dolu bir adet hücre, seyir rüzgarıyla soğutulabilmektedir. Bu sayede ısınma ile ortaya çıkabilecek hidrolik buharlaşması tehlikesinin önüne geçilmiştir.

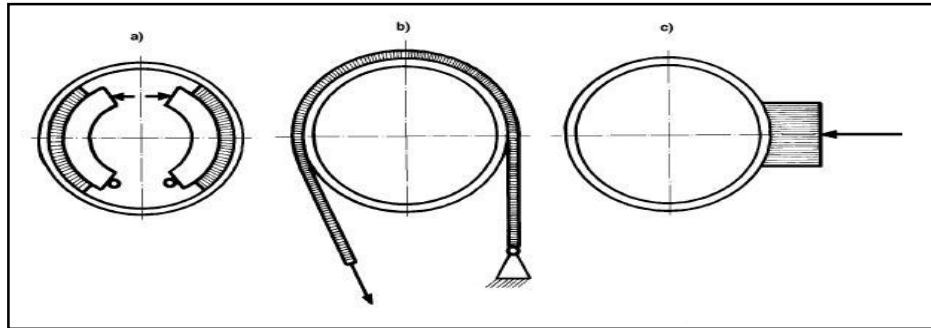
Fren taşıtın daha dışına doğru yerleştirilebildiğinden ön aksta direksiyon pimi de daha dışa doğru eğilebilmekte ve negatif yuvarlanma yarıçapı elde edilebilmektedir.



Şekil 2.31: Çeşitli disk fren tipleri [14]

#### 2.3.4.2 Kampanalı frenler

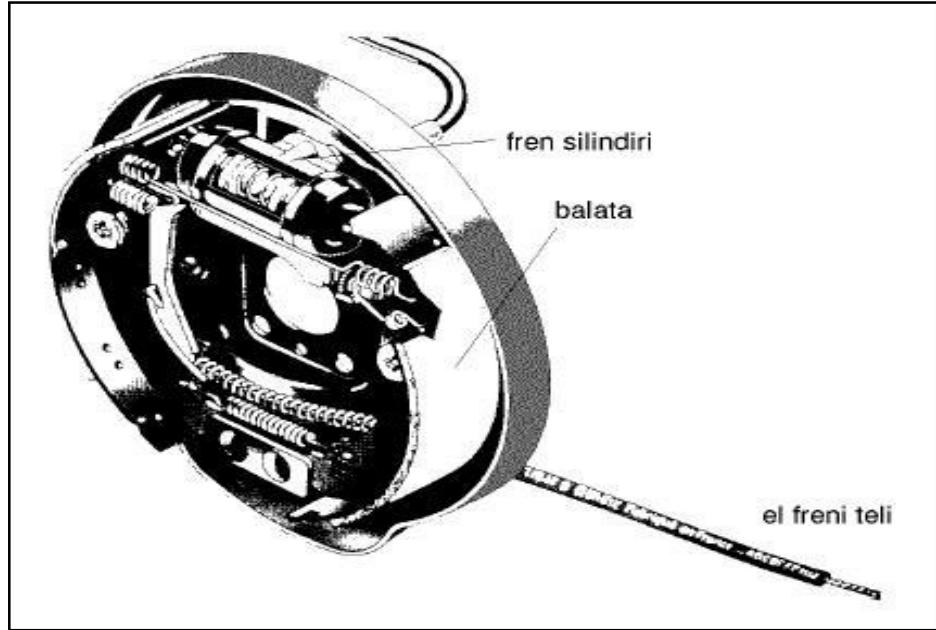
Kampanalı frenlerde fren yüzeyi silindirikdir. Çeşitli tipleri olmakla birlikte karayolu taşıtlarının tekerlek frenlerinde içten pabuçlu olanlar kullanılmaktadır (Şekil 2.32). Bantlı frenler genellikle otomatik vites kutularında, dıştan pabuçlu frenler ise raylı taşıtlarda bulunmaktadır. Aşağıdaki bölümlerde yalnız içten pabuçlu tipleri ele alınacaktır.



Şekil 2.32: Kampanalı fren yapı şekilleri. A) içten pabuçlu B) bantlı C) dıştan pabuçlu [14]

Kampanalı bir frenin ana parçaları kampana, pabuçlar, baskı düzeni ve taşıma düzenidir. Kampana, işletme şartlarının gerektirdiği mukavemet ve ısıl özellikleri sağlamak üzere inşa edilen bir elemandır. Dış yüzeyinde çepeçevre uzanan kanatçıklar mukavemeti arttırmak üzere kullanılırken, açık kenarda çepeçevre bir profil istenmeyen ısıl genleşmeleri önlemektedir. Soğutma fonksiyonunu da gören bu kanatçıklar bazı kampanalarda radyal doğrultuda birbirine paralel çok sayıda yapılarak hava hareketleri artırılmakta ve dolayısıyla soğutma daha iyi sağlanabilmektedir. Fren pabuçları genellikle T-profillidir. O sayede eğilme sertliği artırılmakta, bunun da gürültü azaltıcı etkisi olmaktadır. Balata pabuç üzerine perçin ya da yapıştırma yoluyla tutturulmaktadır.

Baskı düzeni pabuçları kampanaya doğru sıkıştırma fonksiyonunu görmektedir. Taşıma düzenine ise pabuç mafsalları ve baskı düzeni bağlıdır. Aynı zamanda kampanayı çepeçevre sararak iç kısımları kirlenmeye karşı koruyan çerçeve de taşıma düzenine bağlıdır. Şekil 2.33'de bir kampanalı fren örneği görülmektedir.



Şekil 2.33: Kampanalı fren [14]

Kampanalı frenlerde fren momentinin oluşumunun incelenmesi disk frenlerdeki kadar basit değildir. Pabuca bir ucundan uygulanan baskı kuvvetinin balataya dağılımı ve çevresel kuvvet, dayanma yüzeyi boyunca alınacak integrallerle hesaplanabilmektedir. Hesap yönteminin kolay anlaşılır olabilmesi için Şekil 2.34a'da görülen, pabucu sabit yataklanmış bir kampanalı fren örneği kullanılacaktır.

Hesaplanması gereken büyüklük frenin pabuç çevrim oranı  $U_B/S_B$ 'dir. Çevresel kuvvet

$$U_B = \int dR = \mu \int dN \quad (2.76)$$

şeklindeki integrasyon ile bulunur.  $S_B$  baskı kuvveti için pabuç mafsalına göre alınan momentlerin denge denklemi yazılacak olursa:

$$S_{Bh} - \int_{-\alpha_1}^{\alpha_2} \text{moment kolu } dN \pm \int_{-\alpha_1}^{\alpha_2} \text{moment kolu } dR = 0 \quad (2.77)$$

(Kampananın balata  $\rightarrow$  mafsal yönlü hareketi için "+", mafsal  $\rightarrow$  balata yönlü hareketi için ise "-" işareti kullanılır). Şekil 2.34b'ye göre

$$\text{moment kolu } dN = a_0 \cos \alpha \, dN \quad \text{ve} \quad \text{moment kolu } dR = (r_B - a_0 \sin \alpha) \, dR$$

eşitlikleri kullanılarak pabuç çevrim oranı yazılabilir.

$$\frac{U_B}{S_B} = \frac{h \mu \int_{-\alpha_1}^{\alpha_2} dN}{\int_{-\alpha_1}^{\alpha_2} (\alpha_0 \cos \alpha \pm \mu (r_B - a_0 \sin \alpha)) dN} \quad (2.78)$$

Normal kuvvet  $N$  veya diferansiyeli  $dN$ , balata yüzeyinin  $dA$  kadar bir parçasının  $p$  yüzey basıncı kullanılarak

$$dN = p dA \quad (2.79)$$

şeklinde hesaplanır.

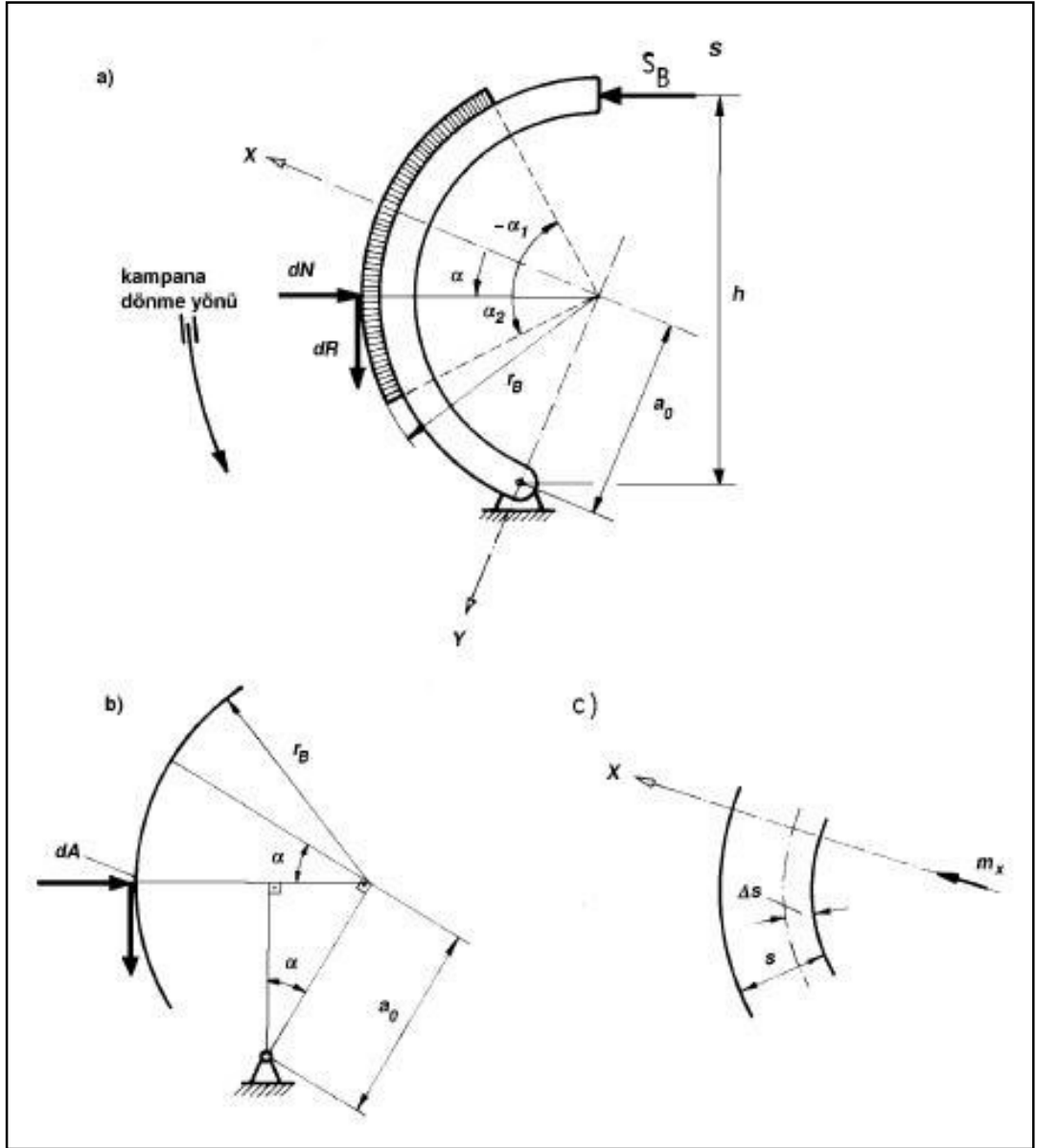
$$dA = b r_b d\alpha \quad (b = \text{balata genişliği})$$

Balata yüzey basıncı  $p$ , Şekil 2.34c'ye göre  $\Delta s$  balata ezilmesi ve  $E$  elastisite modülü kullanılarak ve

- Balatanın Hook kanunlarına uygun şekilde deforme olduğu,
- Fren pabucunun ve kampananın katı olduğu kabulleri ile

$$p = E \Delta s / s \quad (2.80)$$

ifadesi yazılabilir. Balata ezilmesi Şekil 2.34c'de görülen pabuç merkezi ötelemesi  $m_x$  cinsinden ifade edilir.



Şekil 2.34: Kampanalı fren örneğinde iç çevrim oranı hesabı için kullanılan büyüklükler [14]

$$\Delta s = m_x \cos \alpha \quad (2.81)$$

(2.80)'de yerine konulursa

$$p = (m_x / s) \cos \alpha E \quad \text{ifadesi (2.79)'de yerleştirilerek}$$

$$dN = (m_x / s) E b r_B \cos \alpha d\alpha \quad (2.82)$$

elde edilir. (2.78) bağıntısı ise

$$\frac{U_B}{S_B} = \frac{h\mu \int_{-\alpha_1}^{\alpha_2} \cos \alpha d\alpha}{\int_{-\alpha_1}^{\alpha_2} (a_0 \cos \alpha \pm \mu(r_B - a_0 \sin \alpha)) \cos \alpha d\alpha} \quad (2.84)$$

şeklini alır. İntegrasyon işlemi yapıldığında pabuç çevrim oranı

$$\frac{U_B}{S_B} = \frac{\mu h (\sin \alpha_2 + \sin \alpha_1)}{(1/2)a_0((1/2)(\sin 2\alpha_2 + \sin 2\alpha_1) + (\alpha_1 + \alpha_2)) \pm \mu r_B (\sin \alpha_2 + \sin \alpha_1) - (1/2)a_0 (\sin^2 \alpha_2 - \sin^2 \alpha_1)} \quad (2.85)$$

olarak elde edilir. Görüldüğü gibi bağıntı disk frenlerin iç çevrim oranı kadar kolay anlaşılır değildir. Frenin etki şeklini irdeleyebilmek için, basit bir hal olan simetrik balata yerleşimi ( $|\alpha_1| = |\alpha_2| = \alpha$ ) olduğu kabul edilirse

$$\frac{U_B}{S_B} = \frac{\mu h}{(a_0 (\sin 2\alpha + 2\alpha) / 4 \sin \alpha) \pm \mu r_B} \quad (2.86)$$

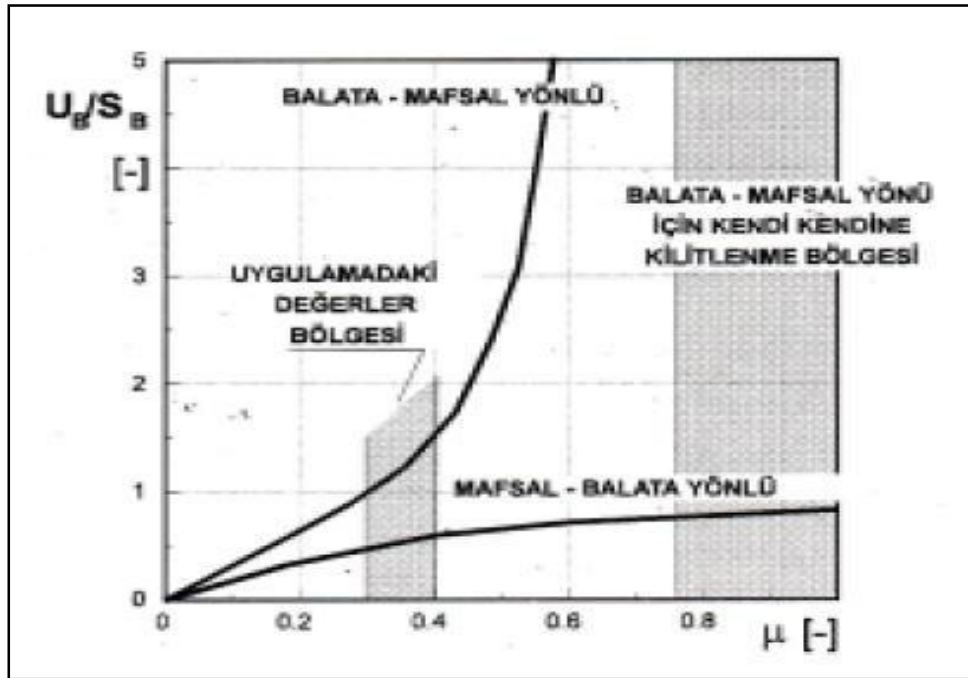
bağıntısı bulunur. Büyüklüklerin mertebeleri hakkında fikir sahibi olmak üzere örnek datalar:  $\alpha = 35^\circ$ ,  $r_B = 12 \text{ cm}$ ,  $a_0 = 10 \text{ cm}$ ,  $h = 19 \text{ cm}$  kullanılarak pabuç çevrim oranı hesaplanırsa

$$\frac{U_B}{S_B} = \frac{1,583\mu}{0,785\mu} \quad \text{ile Tablo 2.3 yapılabilir.}$$

Tablo 2.3: Pabuç iç çevrim oran hesabı

$\frac{U_B}{S_B}$	$\mu$	0,2	0,4	0,5	0,6	0,785
balata → mafsal yönlü		0,54	1,64	2,78	5,13	$\infty$
mafsal → balata yönlü		0,33	0,55	0,63	0,70	0,81

Bu kampanalı frende pabuç çevrim oranının sürtünme katsayısına bağlı değişimi Şekil 2.35'te görülmektedir. Balata → mafsal yönlü hareket için sürtünme kuvveti baskı kuvveti ile aynı yönde etkidiğinden, pabuç çevrim oranı ile progresif olarak artmaktadır. Mafsal → balata yönlü harekette ise söz konusu kuvvetler ters yönde etkimekte, dolayısıyla değişim regresif olmaktadır.



Şekil 2.35: Örnek alınan kampanalı frende pabuç çevrim oranının  $\mu$ 'ye bağlı değişimi [14]

Uygulamada karşılaşılan değerler sürtünme katsayısı için  $\mu = 0,3...0,4$  (gri döküm veya dökme çelik kampana ile organik balata çifti için) ve ortalama balata yüzey basıncı için  $p_m = U_B / (A_B \mu) = 100...120 \text{ N/cm}^2$ 'dir.

Dupleks tipinde de her iki fren silindirin çapları eşitse yine aynı baskı kuvveti etkir. Bu durumda toplam çevresel kuvvetin baskı kuvvetine oranı olan  $C^*$  iç çevrim oranı

$$C^* = U_{B1} / S_B + U_{B2} / S_B = (U_{B1} + U_{B2}) / S_B \quad (2.87)$$

şeklinde ifade edilebilir. Simpleks ve dupleks frenlerin iç çevrim oranlarının  $\mu$ 'ye bağlı değişimleri Şekil 2.35'te görülmektedir. Karşılaştırma amacıyla şekle servo tipi fren ve disk frene ait iç çevrim oranı değişimleri de eklenmiştir.

Belli bir baskı kuvveti ve pratiğe uygun bir  $\mu = 0,35$  sürtünme katsayısında elde edilen toplam çevresel kuvvet  $\Sigma U_B$  disk frenden servo tipi kampanalı frene uzanan bir sırayla artmaktadır. Diğer bir deyişle belli bir çevresel kuvvet  $\Sigma U_B$  elde etmek üzere gereken baskı kuvveti  $S_B$ , servo tipi kampanalı frende en küçük disk frende ise en yüksek değerini almaktadır.

## 2.4 Değer Analizi Yönetimi

Değer Analizi çok genel tanımıyla, hangi seçeneğin daha iyi üreteceğini saptamak ve gerekli fonksiyonların en düşük maliyetle elde edilmesine çalışmaktır. Bunun için de hangi fonksiyonların gerekli olduğuna karar verilmesi ve buna bağlı olarak gereksiz maliyetlerin elimine edilmesi gerekmektedir. Fakat gereksiz maliyetleri elimine etmek; kalite, güvenilirlik, tüketici arzusu ve çekicilik gibi faktörlerden fedakârlık yapmak şeklinde anlaşılmalıdır.

Değer analizinde; Ürünün fonksiyonu nedir? Bu fonksiyon gerekli midir? Maliyeti nedir? Aynı fonksiyonu başka hangi ürün yerine getirebilir? Bunun maliyeti ne olacaktır? gibi sorulara cevap aranır. Genellikle değer analizi ve değer mühendisliği kavramları eşanlamlı olarak kullanılmaktadır. Ancak işin aslı, değer mühendisliği yeni ürünlerin, değer analizi ise mevcut ürünlerin tasarımında kullanılır. Yani yöntemleri aynı olmasına rağmen, tam anlamıyla aynı kavram değildir.

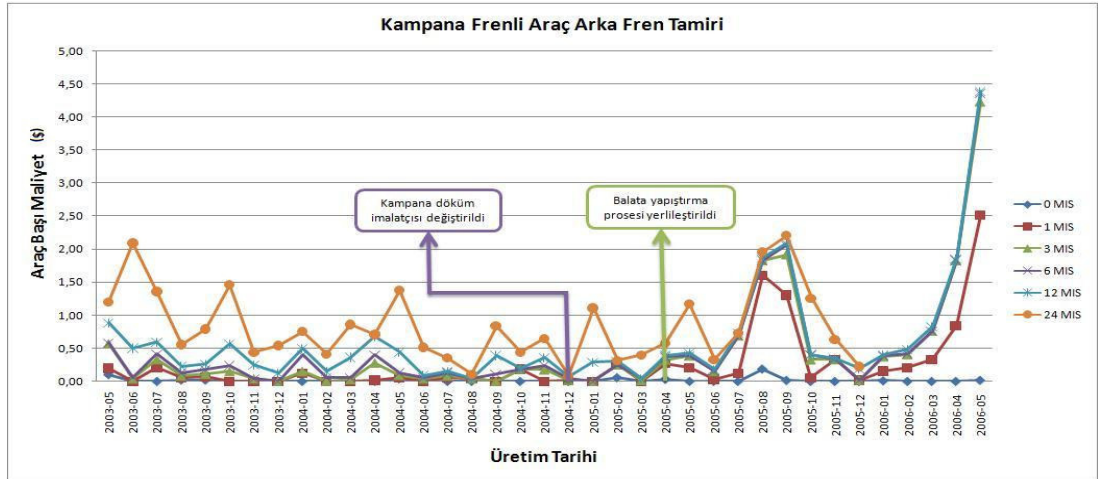
Değer analizi / değer mühendisliği kavramları ilk kez 2. Dünya Savaşı esnasında L.D. Miles'in girişimleriyle General Electrics tarafından ortaya çıkarılıp daha ucuz alternatif malzeme kullanarak üretim yapmaya başlamış ve savaş sonrası da bu tutumunu devam ettirme kararı almıştır. Sistemli çalışmalar da o dönemlerde



başlatılmıştır. Daha sonraları ürünün fonksiyonel görünümü önem kazanmış ve değişiklikler sadece ürünün malzeme veya üretimi yönünden değil, tasarımı yönünden de göz önüne alınmıştır. 1978 yılında, T. Fowler ve T. Snodgrass, kullanıcı ya da müşterinin bakış açısından bir ürünün tamamının incelenmesi üzerine yoğunlaşan bir fonksiyonel analiz sistemleri tekniği geliştirmişlerdir. Müşteri ve pazarlamayı dikkate alarak; bir ürünün temel fonksiyonlarının yanı sıra, kolaylık sağlaması, güvenilirlik sağlaması, kullanıcıyı cezbetmesi ve kullanıcıyı tatmin etmesi ile ilgili fonksiyonları da bu tekniğe dahil etmişlerdir. Bu dönemde tüm ürün ve müşteri göz önüne alınmış; temel olmayan, fakat müşteri için önemli olan estetik fonksiyonlar da dikkate alınmıştır. Günümüzde de değer analizi veya değer mühendisliği, mamul ve hizmetlerin değerini geliştirmede bir disiplin olarak yaygın bir kabul görmektedir.

### 3. SORUNUN ÇÖZÜMÜ İÇİN ÇALIŞMA PLANI

Bölüm 2.4'te ana hatlarıyla tanımlanan “Değer Analizi Yönetimi (TVM)” her otomotiv firmasında olduğu gibi, konu aracı üreten firmada da Kalite'den ödün vermeksizin faal olarak çalışmaktadır. Daha önce de değinildiği üzere, Avrupa genelindeki garanti tamirlerini takip eden bir veri tabanı üzerindeki incelemelerde 2005 Ağustos ayında bir şeylerin yanlış gittiği anlaşılmış ve buna istinaden geriye dönülerek ne tür bir TVM çalışmasının yapıldığı incelendiğinde 2004 Aralık ayında kampana döküm imalatçısının değiştiği, 2005 Şubat ayında da balata yapıştırma prosesinin yurtdışından yerleştirildiği fark edilmiş ve kök nedenin tespiti için bir ekip kurularak çalışma planı hazırlanmıştır.



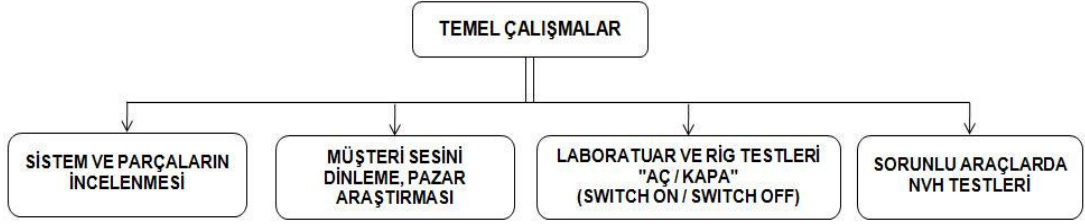
Şekil 3.1: Garanti veri tabanından alınan tamir masrafları grafiği

Bu çalışma planına göre, öncelikle etkilenen sistem ve/veya parçalarda (süspansiyon sistemi ile fren tablası ve kampanada) yapılan tasarım değişiklikleri detaylıca incelenerek devreye alma testleri gözden geçirilecek, diğer taraftan da sorunun daha iyi anlaşılması için NVH (Noise-Vibration-Harshness) bölümünden sesin analiz edilmesi talep edilecektir. Sistem ve parçalar üzerine planlanan çalışmalar Şekil 3.3'deki iş akış diyagramında gösterilmiştir.

Diğer taraftan sorunun daha iyi anlaşılması için; yapılan tamirlerin detayları, değiştirilen parçaların temin edilerek sessiz bir araç üzerinde sesin tekrar

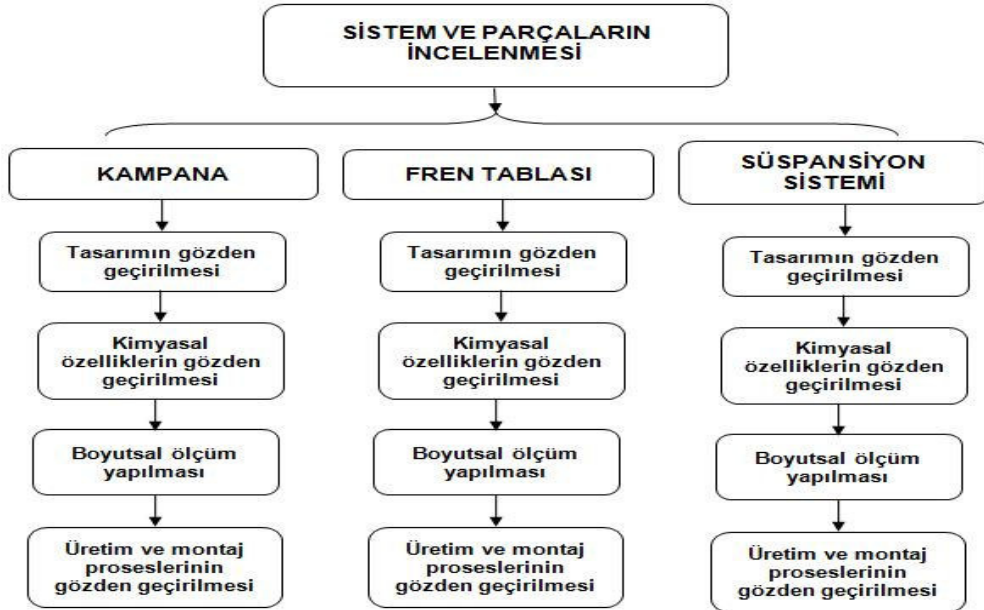
oluşturulması, mümkün olduğunca müşteri ile bizzat konuşup sesin mekanizmasını anlamak ve sesin ülke ve/veya iklimle alakalı olup olmadığını anlamak adına market incelemesi yapmak ta yukarıdaki iş akışının paralelinde Servis departmanı tarafından sorgulanan konulardır.

Böylece, yapılacak çalışmaları temelde 4 grup altında toplayabiliriz;



Şekil 3.2: Temel çalışmalar

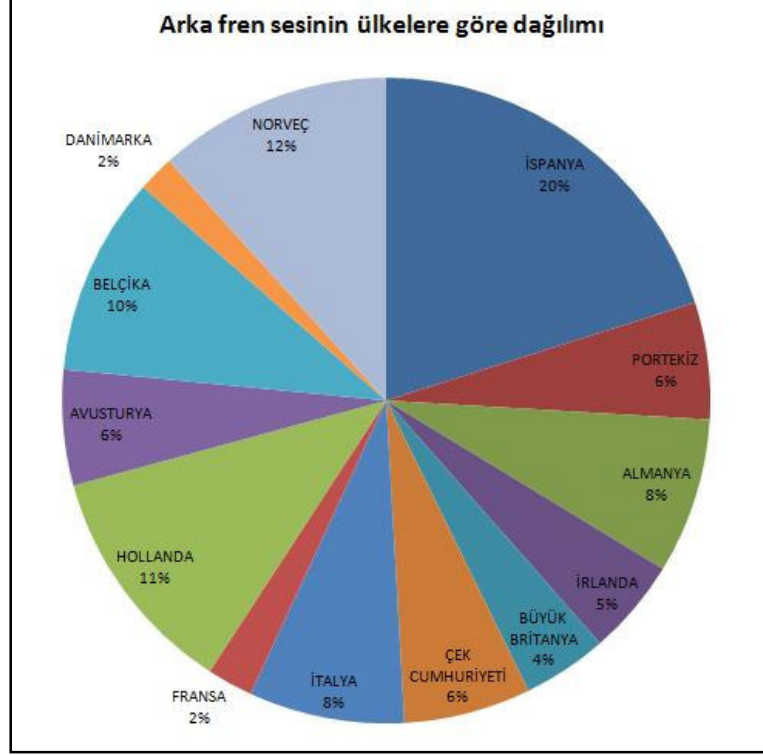
1. Sistem ve parçaların incelenmesi: Tüm sistem ve parçaların tasarımlarının yanı sıra kaliteleri ile üretim proseslerinin de aşağıdaki plan çerçevesinde gözden geçirilmesi: Bu maddede yer alan sistem ve parçalarla yapılan testlerin detaylarına ilerleyen bölümde ayrıntılı olarak değinilecektir.



Şekil 3.3: Sorunun çözümü için oluşturulmuş iş akış diyagramı

2. Müşterinin Sesi: Servis departmanı aracılığıyla müşterilere ulaşılarak sesin mekanizmasının anlaşılmasına çalışılması, değişen parçalarla test araçları üzerinde denemeler yapılması ve sorunun ülkelere göre dağılım oranlarına bakılarak iklimsel

bir sorun olup olmadığının anlaşılması: Bu çerçevede Şekil 3.4'te de görüleceği üzere Avrupa'da konu aracın en fazla satıldığı 15 ülke mercek altına alınmış ve Akdeniz ikliminden İskandinav iklimine kadar farklı ülkelerde sorunun gözlemlenmiş olması, sorunun ülke bazlı olmadığını göstermiştir.



Şekil 3.4: Ülke dağılımına göre fren sesinden dolayı yapılan garanti tamirleri

3. Laboratuar ve Rig Testleri: Sesi tekrarlayabilmek için sesli bir araçtan sökülen fren ve süspansiyon parçalarıyla bir dinamometre testi kurulmuş ve kök neden anlaşılmaya çalışılmıştır.

4. Araç Testleri: Sesli araçlar üzerinde uzman NVH mühendislerinin de yardımıyla ses ve titreşim ölçüleri alarak sorunlu parçaya ulaşılması: 3.2'nci bölümde tanımlanan ekipmanlardan da anlaşılacağı üzere, NVH ekibi ile çok ayrıntılı testler yapılmış ve kök nedene ulaşmada bu sonuçlardan oldukça faydalanılmıştır.

## 4. KULLANILAN TEST VE ANALİZ DONANIMI

### 4.1 Test Aracı Spesifikasyonu

Yürütölen testler boyunca farklı gövde, süspansiyon ve fren sistemlerine sahip araçlar kullanılmıştır. Her bir testten elde edilen veri kullanılırken aracın özellikleri de raporlanmıştır. Tamamı kampana frenli olmak üzere kullanılan tüm aracın spesifikasyonları aşağıdaki gibidir;

- Kısa şasili araç
- Uzun şasili araç
- ABS'li araç
- ABS'siz araç
- Tek katlı arka makasa ve denge çubuksuz süspansiyona sahip araç
- Çift katlı arka makasa ve denge çubuklu süspansiyona sahip araç

seçeneklerinden oluşan geniş bir konfigürasyon yelpazesine sahip araçların her birinde tezimize konu olan sorun görüldüğü için, her tür araç test edilmiştir. Araçların frenleme esnasında ses oluşturup oluşturmadığı iki farklı yöntemle kontrol edilmektedir. Bu yöntemlerden birincisi aracı 40-50 km/saat'e kadar ivmelendirdikten sonra panik fren yaparcasına ani fren uygulamaktır. Bu ani fren uygulaması ve araç hızının azalmasıyla birlikte vurunlu duyulmakta ve o bölgeye el ile dokunulduğunda da bir titreşim hissedilmektedir. Bu yöntem, sesin tespiti açısından daha tercih edilen bir yöntem olsa da, fabrika içersinde bu hıza ulaşmak her zaman mümkün olmadığından alternatif olarak ta banttan çıkan her araca el freni uygulayarak yaklaşık 25m kadar aracı ikinci vites'te ve 20-30 km/saat hızda sürmektir. Bu şekilde de ses tespit edilmekle birlikte bu durum çok ekstrem bir sürüşü simüle ettiği için, normalde "OK" alacak araçlar da "Not OK" alabiliyorlar.

Merak edilen bir diğer soru ise aracın geriye giderken de aynı şekilde ses oluşturup oluşturmadığı idi. Geriye ivmelenmede, ileriye ivmelenmede olduğu kadar yüksek hıza ulaşamadığı için ve araç kontrolünün kolay kaybolacağı endişesiyle, geriye

sürüş esnasındaki frenlemede ilgili sese ulaşılamadı ancak yine el frenini aktive ettikten sonra geriye doğru sürüş yapıldığında bazı araçlarda ses oluşturulabildi.

Böylece, araçta sesin oluştuğu şartlar üç koşul altında gerçekleşebilmektedir;

- 1- Öne doğru 40-50 km/saat'e kadar ivmelandikten sonra panik fren yapılırken
- 2- Öne doğru el freni çekili durumda, 2. viteste ve 20-30 km/saat hızla gidilirken
- 3- Geriye doğru el freni çekili durumda, 2. viteste ve 20-30 km/saat hızla gidilirken.

Bir otomotiv şirketinin hedeflenen aylık karı tutturabilmesi için üretilen araçların mümkün olduğu kadar sıfır hata ile üretilmesi gerekmektedir ve bu yüzden de frenleme esnasında ses oluşturan araçlara da acil geçici tamir uygulanmaktadır. Rakip otomotiv şirketlerinin de uyguladığı acil geçici tamir yöntemi, yukarıda sesin olup olmadığının tespit edilmesi için uygulanan ikinci adımdaki gibi el freni uygulanıp aracın 50m kadar sürülerek fren balatalarının kampanaya alıştırılması ile çözüm uygulanmış olur.

Yani sesin tespit edilmesi için, ikinci adımdaki gibi aracın 15-20m sürülmesi yeterli iken acil geçici tamir uygulamak için 50m kadar aynı yöntemle aracı kullanmak genelde yeterli gelmektedir. Ancak sesin oluşturulması koşullarını gözden geçirirken uygulamış olduğumuz tamir yönteminin peşi sıra yine el freni çekili iken bu sefer geriye doğru aracı sürmenin, sesi neredeyse tamamen kestiği de fark edilerek sesli araç tamiri için aşağıdaki detayı içeren bir teknik servis bülten yayınlanmıştır;

“Bir aracın ani frenlemesi esnasında arkadan vuruş sesi ve/veya titreşim gelmesi durumunda, muhtemel kök neden balataların kampanaya yataklama sorunu olabilir. Bu tür bir sorunla karşılaşıldığında, aracın el frenini 3 çıt'a kadar aktive ettikten sonra aracı 50m ileri ve yine el freni aktive pozisyonunda 50m de geriye doğru aracı sürün. Daha sonra 15 dakika bekledikten sonra, sesin gidip gitmediğini kontrol edin”.

Buradan da anlaşılacağı üzere, her ne kadar sesi tamir etmenin bir yolu olsa da, gerek fabrikada sesli aracın tespit edilmesi gerekse müşteriye satıldıktan sonra ortaya çıkması edilmesi aynı derecede maliyetli bir iştir. Bu yüzden hedef, sorunsuz araç üretmek olduğu için sesin kök nedeni mutlaka tespit edilmelidir.

## 4.2 Kullanılan Ölçüm Aletleri

Kabin içi ses basınç seviyesi ölçülürken Şekil 4.1 içinde gösterildiği üzere sürücünün sol ve yolcunun sağ kulağına mümkün olduğunca yakına yerleştirilen mikrofonlardan (Brüel&Kjær tip 4189-A-021) faydalanılmıştır. Araçlar test edilirken, tüm camlar kapatılmış, sürücü ve yolcuların sessiz olmaları sağlanmıştır. Test başlarken tip 2671 preamplifier'lı Brüel&Kjær Mikrofon 93.8dB – 1000 Hz kalibratör ile kontrol edilmiştir.

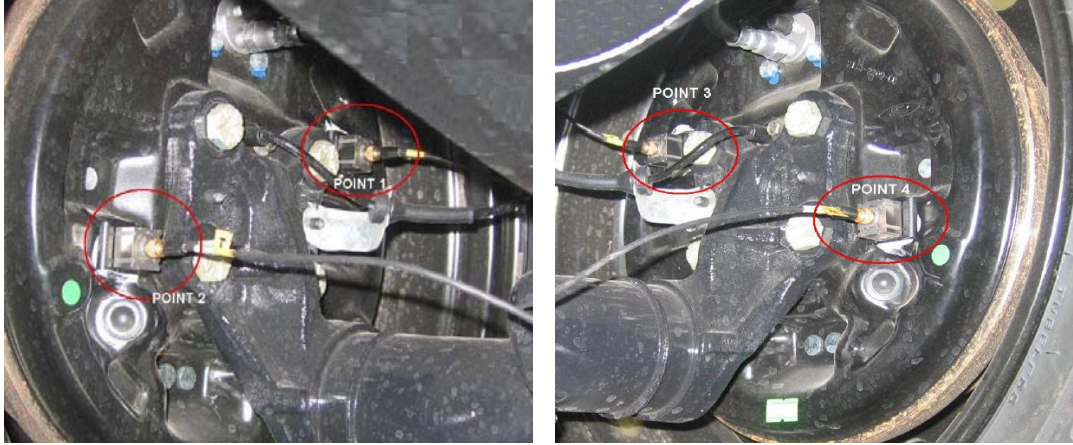
Çalışmada araçla yürütülen testler sırasında kabin içerisinden ses basınç seviyesi verisi ve ilk aşamada fren tablasının üzerinden (Şekil 4.2) ikinci aşamada ise fren balatalarının yapıştırıldığı metal çene üzerinden (Şekil 4.3) olmak üzere ivme verisi toplanmış, alınan verilerin de araç hızıyla karşılaştırılması için optik okuyucular kullanılmıştır (Şekil 4.4).



Şekil 4.1: Kabin içi mikrofon pozisyonu

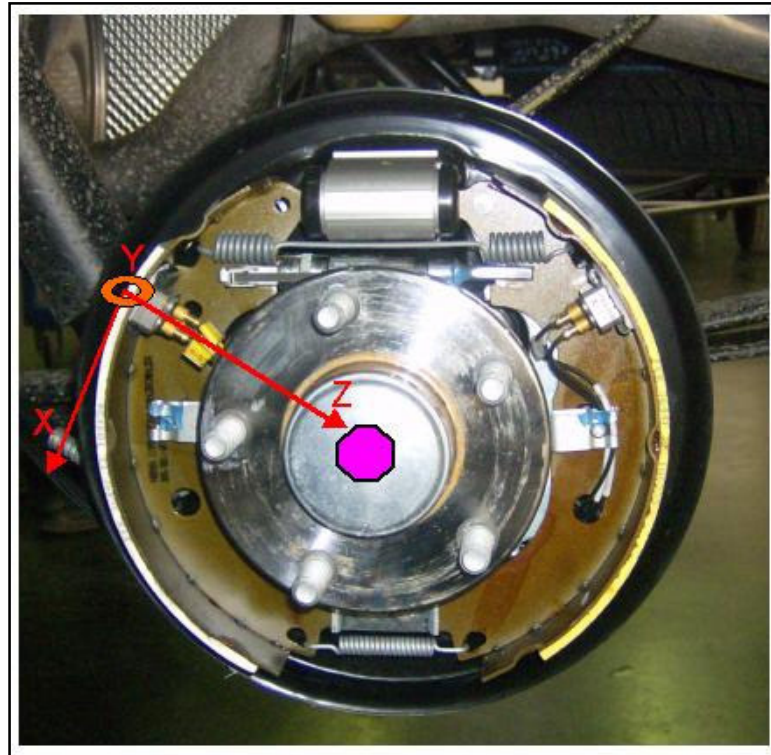
Araçla yapılan testler sırasında kabin için ses seviyesiyle birlikte, Şekil 4.2'de gösterildiği üzere sağ ve sol fren tablalarının üzerlerine yerleştirilen ikişer adet

ivmeölçerler (4mA - 100m V/g lik 7254A-100 ve 2258-100 tip) vasıtasıyla ivme datası toplanmıştır.



Şekil 4.2: Sol ve sağ fren tablaları üzerine yerleştirilen ivmeölçerler

Araçta kabin içi ses seviyesi verisi ve fren tablası ivme verisi alındıktan sonra işleme için bir FFT analizörüne verilmektedir. Veriler, Head Acoustics ArtemiS ve SQLab III bilgisayar yazılımları üzerinden analiz edilmektedir (Şekil 4.5).



Şekil 4.3: Metal çene üzerine ivmeölçer yerleşimi



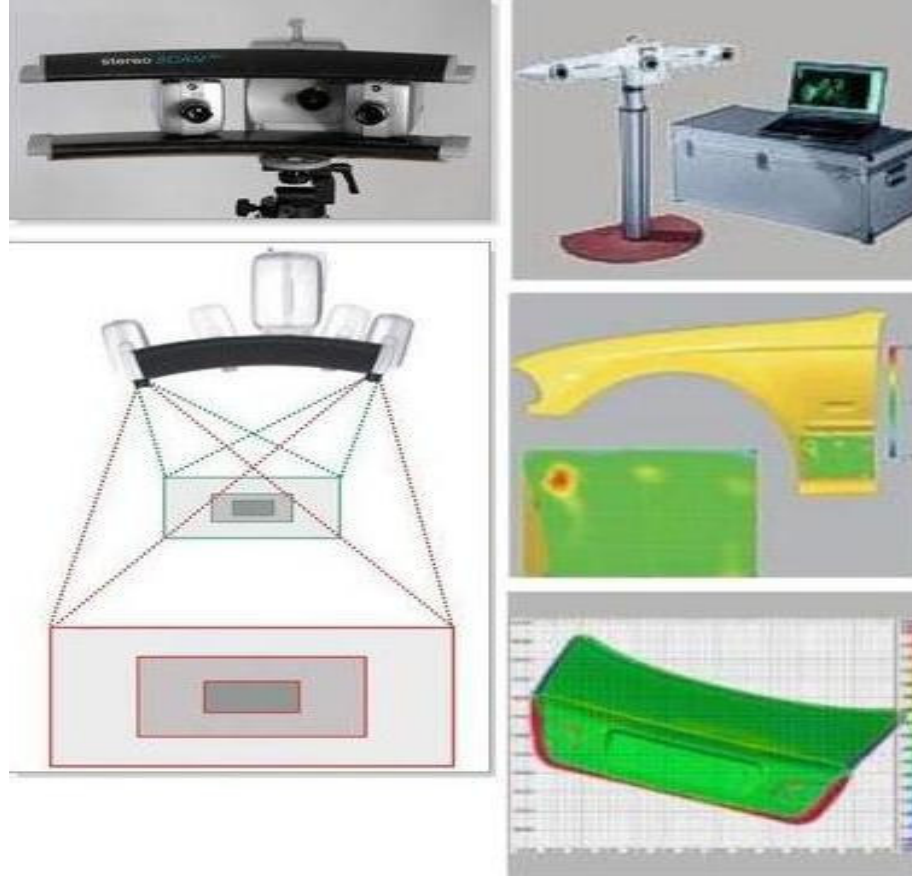


Şekil 4.4: Ön tekerleğe optik okuyucu yerleşimi



Şekil 4.5: Verilerin işlenmesi için kurulan FFT analizörü

Tüm bu ölçümler yapılırken de motor devrini ölçmek için Can-Bus ve elde edilen verilerin de simülasyonunu kurmak üzere Vibrant Me'Scope tipi dinamik veri görüntüleyici programı kullanılmıştır.



Şekil 4.6: 3D yüzey tarama cihazı

Diğer taraftan iki farklı imalatçı tarafından üretilmiş kampanalarının doğal frekanslarını karşılaştırmak için deneysel frekans karakteristik fonksiyonu çalışmasındaysa, Brüel&Kjær 8206 tip darbe çekici ile titreşim oluşturulmuş ve ivmeölçerlerle ivme verisi toplanmıştır.

Ayrıca ileride detaylıca değinileceği üzere, yüzlerce kampana üzerinden yüzey pürüzlülüğü değerleri alınmış ve fren tablasının düzlemselliğini kontrol etmek üzere Şekil 4.6'da gösterilen 3 boyutlu yüzey tarama cihazı ile taramalar yapılmıştır. Bunların yanı sıra da soruna müdahil olan imalatçılar da CMM 3 boyutlu ölçüm tezgâhlarıyla, spektrometrelerle yapılan analizlerle çalışmaya katkı sağlamışlardır.

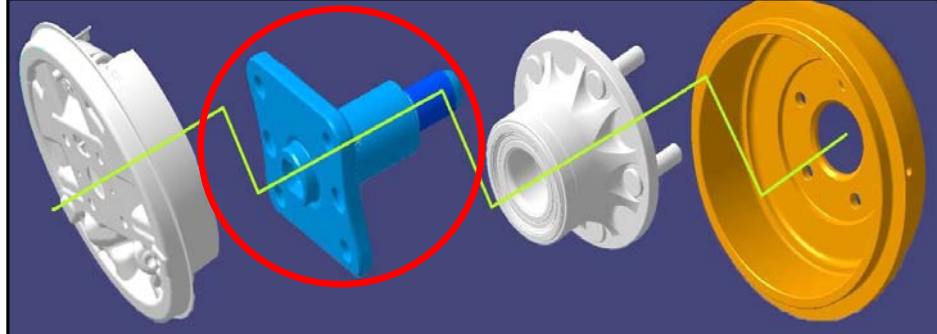
## 5. ARKA KAMPANA VURUNTU VE TİTREŞİM ANALİZİ

### 5.1 Sistem ve Parçaların Test ve Analizleri

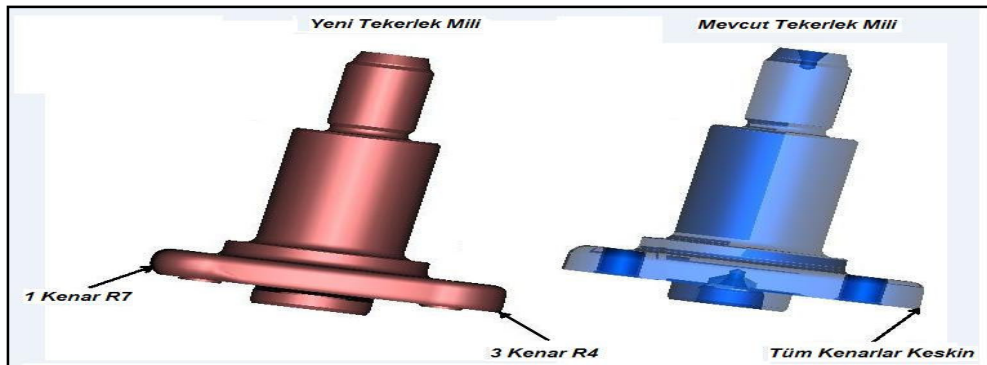
Sorunun kök nedenini tespit etmek üzere; süspansiyon ve fren sistemlerinde her hangi bir tasarım değişikliği olup olmadığı incelenmiş, daha sonra da fren tablası, kampana ve tekerlek mili gibi temel parçalar da ayrı ayrı incelenmiştir.

#### 5.1.1 Tekerlek mili - süspansiyon sistemi

Tekerlek mili Şekil 5.1'de daire içinde gösterildiği gibi, "Poyra- -Kampana" grubunu Fren Tabla'sına sabitleyen bir parçadır. Tasarım gereği tekerlek mili, fren tablasının üzerine düzgün bir şekilde oturmalı ve poyra ve fren tablası arasında boşluksuz çalışmalıdır.



Şekil 5.1: Kampana fren sistemini oluşturan parçalar



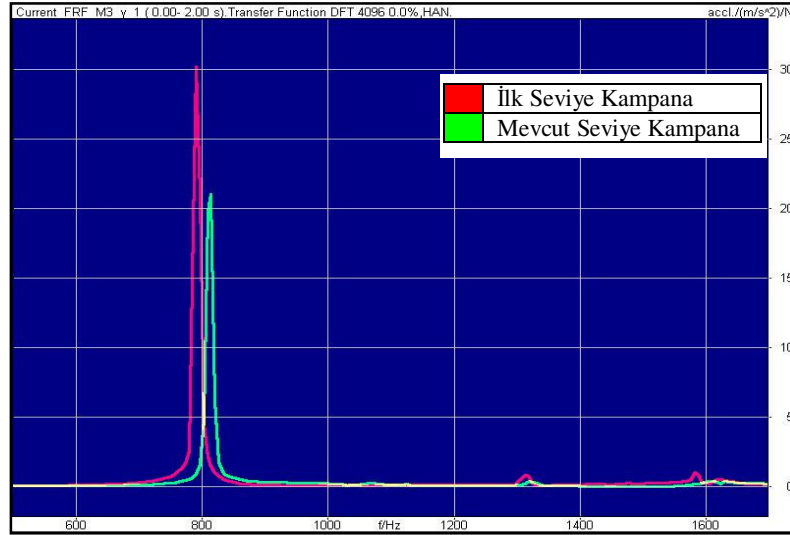
Şekil 5.2: Tabla oturma kenarları iyileştirilmiş tekerlek mili

Tasarımın detaylı bir şekilde incelenmesi sonucu, tekerlek milinin fren tablasına oturduğu kenarların keskin olduğu ve aracın frenlemesi ile birlikte zamanla tablayı ısırarak boşluklar oluşturduğu fark edilmiştir. Buna istinaden tekerlek mili oturma kenarlarına, tablanın müsaade ettiği ölçülerde radyüsler atılarak sorunun önüne geçilmiştir (Şekil 5.2).

### 5.1.2 Kampana – fren sistemi

Şekil 3.1'deki grafikte görüldüğü gibi, Aralık 2004 tarihinde TVM çalışmaları çerçevesinde kampana döküm tedarikçisi değiştirilmiş ancak işleme tedarikçisi sabit kalmıştır. Bu yüzden yapılan tüm testler gözden geçirilmiş ve aynı zamanda titreşim yapan aracın kampanası temin edilerek stokta şahit numune olarak saklanan kampana ile peş peşe Frekans Karakteristik Fonksiyonu (FRF) testine tabi tutulmuş ve Şekil 5.3'teki grafik elde edilmiş ve değerler aşağıdaki gibi çıkmıştır;

- İlk Seviye Kampana: 791,0 Hz
- Mevcut Seviye Kampana: 814,4 Hz



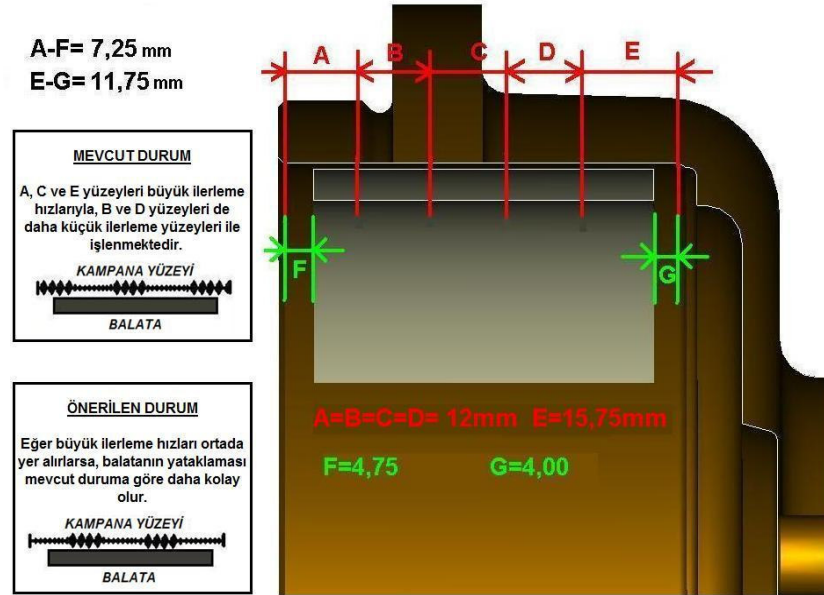
Şekil 5.3: Kampana frekans karakteristik fonksiyonu

Parça teknik resminde tanımlanan doğal frekans aralığı 760 Hz ile 815 Hz olduğundan ve her ikisi de bu aralığın içerisine oturduğundan sorunun doğal frekans kaynaklı olmadığı sonucuna ulaşılmıştır. Ayrıca, sesli bir araç kampanası ile sessiz bir araç kampanası karşılaştırmalı olarak spektral analize tabi tutulmuş, her iki kampananın da kimyasal özelliklerinin aynı olduğu gözlemlenmiştir.

Sorunun kök nedeninin kampana olmadığı yapılan inceleme ve testler neticesinde belli olmuş olsa da acil kalıcı çözüm bulmak adına kampana işleme prosesleri ayrıntılı olarak incelenmiş ve farklı işleme prosesleri ile üretilmiş kampanalar araçlara monte edilerek test edilmiştir. Yapılan testler Tablo 5.1’de gösterilmiştir;

Tablo 5.1: Çeşitli işleme hızlarıyla üretilen kampanaların ses analizi

	Birinci İlerleme Hızı (mm/dev)	Birinci İlerleme Hızı (mm/dev)	Test edilen araç sayısı	Sesli araç sayısı	Yüzde	Açıklamalar
1	0,13	0,12	1404	561	%40	Yayınli işleme hızı
2	0,14	0,10	812	29	%4	Düzenli hat kontrolü
3	0,10	0,10	186	19	%8	Tek ilerleme hızı
4	0,13	0,12	68	15	%22	Tek bıçakla işleme
5	0,20	0,12	138	6	%4	Düzenli hat kontrolü
6	0,08	0,14	219	5	%2	Düzenli hat kontrolü



Şekil 5.4: Kampana mevcut ve önerilen işleme yöntemleri

Tablo 5.1’den görüldüğü gibi, kampana işleme teknik resminde yayınli olan iki farklı ilerleme hızlarının amacı, frenleme esnasında balatanın aksenel olarak kaçmasını engellemek için düşünülmüş ancak yapılan denemeler ilerleme oranları arasındaki farkı artırdıkça sesli araç adetlerinde ciddi bir düşüş gözlenmiştir. Bu denemelere

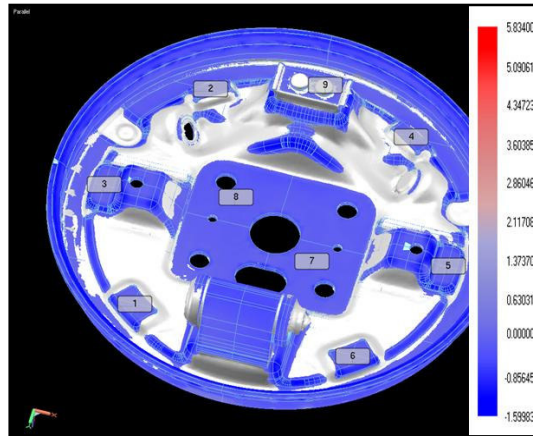
istinaden, kampana imalatçısının işleme hızlarını 0,08 ve 0,14 mm/devir olarak değiştirecekleri şekilde parçalar revize edilmiştir.

Kampana işleme yönteminde tespit edilen bir diğer konu ise, ilerleme hızı küçük olandan başlayıp büyük ilerleme hızı ile devam edecek ve küçük hızla bitecek şekilde olması gerektiği. Bunun gerekçesi ise Şekil 5.4'de şematik olarak gösterilmiştir. Buna göre, daha kaba olan yüzeyler balata çalışma bandının tam ortasına gelecek olurlarsa, balatanın fren tablasından ayrılma eğilimini de bertaraf etmiş olacaktır.

### 5.1.3 Fren tablası – fren sistemi

Fren tablası yapısı gereği, en karmaşık parçadır ve her bir alt parçayı en ince ayrıntısına kadar incelemek gerekmektedir. Ancak, tekerlek milinin incelendiği 4.1.1 numaralı başlık altında tekerlek mili ile fren tablasının arasında boşluk olmaması gerektiğine değinilmişti.

Bu yüzden, on binde bir hassasiyetli Şekil 4.6'daki 3D yüzey tarama cihazı ile fren tablasının yüzeyi taranacak ve tüm oturma yüzeylerinin model'e göre doğru olup olmadığına bakılacaktır.



Şekil 5.5: 3D yüzey tarama cihazı ile tarama yapılan tabla

Şekil 5.5'de görüldüğü gibi fren tablasının gruplanmamış tablası tedarikçiden temin edilerek 7 ve 8 numaralı ölçümlerin alındığı tekerlek mili oturma yüzeyi ile balata pabuçlarının oturduğu ayakların düzlemselliği taranarak aşağıdaki tablo elde edilmiştir;

Tablo 5.2: Fren tablası 3D yüzey tarama değerleri

	Ölçülen Değerler			Model Değerleri			Değişkenlikler			Fark
	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z	
1	-66,805086	81,201006	-9,000413	-66,805086	81,201006	-9,000000	0,000000	0,000000	0,000413	0,000413
2	-61,937206	-84,693127	-8,952194	-61,937206	-84,693127	-9,000000	0,000000	0,000000	-0,047806	-0,047806
3	-104,661801	0,822886	-9,005215	-104,661801	0,822886	-9,000000	0,000000	0,000000	0,005215	0,005215
4	60,842993	-84,396770	-8,856332	60,842993	-84,396770	-9,000000	0,000000	0,000000	-0,143668	-0,143668
5	104,136695	1,419854	-8,883244	104,136695	1,419854	-9,000000	0,000000	0,000000	-0,116756	-0,116756
6	66,948426	81,497203	-8,940738	66,948426	81,497203	-9,000000	0,000000	0,000000	-0,059262	-0,059262
7	25,148201	15,830919	-2,353404	25,148201	15,830919	-2,500000	0,000000	0,000000	-0,146596	-0,146596
8	-28,833219	-17,116150	-2,356091	-28,833219	-17,116150	-2,500000	0,000000	0,000000	-0,143909	-0,143909
9	8,428188	-79,032450	-43,665180	8,428188	-79,032450	-42,750000	0,000000	0,000000	0,915180	0,915180

Özellikle tekerlek milinin oturduğu yüzeydeki “z” yükselti farklılığı ~0,14mm bulunmuştur ve bizim aradığımız düzlemsellik daha yüksek mertebelerde olduğu için bu sonuçların da uygun olduğu sonucuna varılmıştır. Bundan sonraki adımda sıkıştırma yayları, metal çeneler, sabitleme pimleri, ayar mekanizması, tekerlek silindiri, balatalar ve balata yapıştırma elemanları gibi fren tablasının alt parçaları detaylıca incelenmiş ve tüm bu parçaların tasarımlarında her hangi bir değişiklik yapılmamasından dolayı NVH ekibiyle detaylı bir titreşim ve ses analizi planlanmıştır.

## 5.2 Servis Departmanı Aracılığıyla Müşteri Sesinin Dinlenmesi

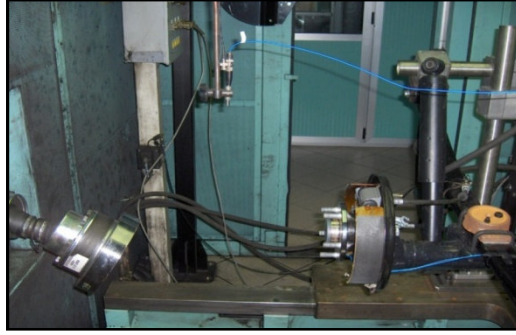
Servis departmanı aracılığıyla sorunu yaşayan müşterilere ulaşılarak sesin nasıl bir şey olduğu, hangi müdahale veya sürüş sonrasında geçtiği detaylıca analiz edilmiş, ses bilgisayara kaydedilmiştir. Ayrıca sesli araçtan sökülen fren tablası, kampana, poyra ve tekerlek mili fabrikaya getirilip orijinal arka süspansiyon parçaları kullanılmak şartıyla fren tablası tasarımcısı firmaya rig testi yaptırıldı.

Şekil 5.6’da görüldüğü gibi araç şartlarını bire bir simüle etmek için fabrikadan bir adet arka süspansiyon seti (arka aks, tek katlı makas ve bağlantı elemanları, amortisör) üzerine araç şasesini temsilen 4 köşeden oluşan bir sistem kuruldu. Daha sonra da kampananın sistem üzerinde hareket ettiği gözlemlendikten sonra hidrolik basıncı ve el freni uygulaması ile frenlemenin yapıldığı kontrol edildi.



Şekil 5.6: Arka kampana fren dinamometre testi

Şekil 5.7’de görülen mavi kablolar metal çenelerin üzerine monte edilmiş tek eksenli ivmeölçerlerin bilgisayara aktarımı için sisteme düzgünce yerleştirilerek Şekil 5.8’de görüldüğü gibi sistem çalıştırılarak sesin olup olmadığı kontrol edildi ancak her hangi bir ses oluşturulamadı.



Şekil 5.7: Kampanaya dönüş hareketini verecek olan silindir



Şekil 5.8: Kampana montajından sonra silindirin çalışma hareketi

Bu denemeden sonra, gönderilmiş olan diğer 2 set sesli parça da arka arkaya rig’e yerleştirildi ancak o parçalarla da ses oluşturulamadı. Bu denemeler, sorunun sadece araç üzerinde incelenmesi gerektiği ve kök nedenin de yine araç üzerinde



tespit edilmesi gerektiğini gösterdi, çünkü laboratuvar ortamında araç kütlesinin  $W=mg$  etkisi oluşturulmadığından ve aracın frenleme esnasındaki sürüklenmesi mümkün olmadığından bu çalışma neticesinde her hangi bir sonuca ulaşılamadı.

### 5.3 NVH (Gürültü-Titreşim-Vuruntu) Analizleri

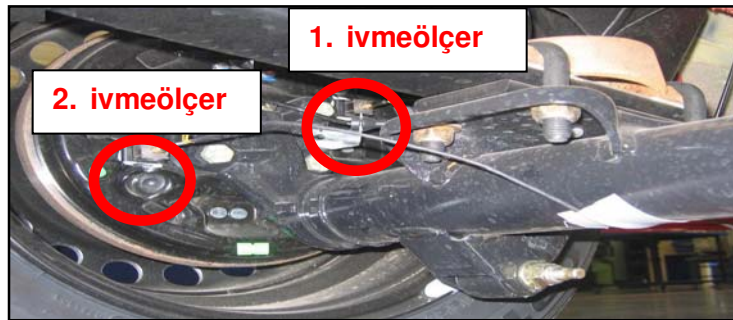
Çok sayıda araç "gürültü-titreşim-vuruntu" bakımından farklı yöntemlerle teste tabii tutulmuş ve sonuca ulaşmada yol gösterici olmuşlardır. Bu testler, temel olarak ivmeölçerler ve kabin içi ses şiddetinin ölçülmesi için mikrofonlar kullanılarak yapılmış, sesin olduğu frekans bölgesi ve periyodu tespit edilmeye çalışılmıştır.

Sorunun kök nedeni hakkında yorum yapabilmek için, 3 farklı yöntemle test edilmiştir. Bu testlerin her birini aşağıda alt başlıklar halinde ayrıntılarıyla inceleyeceğiz.

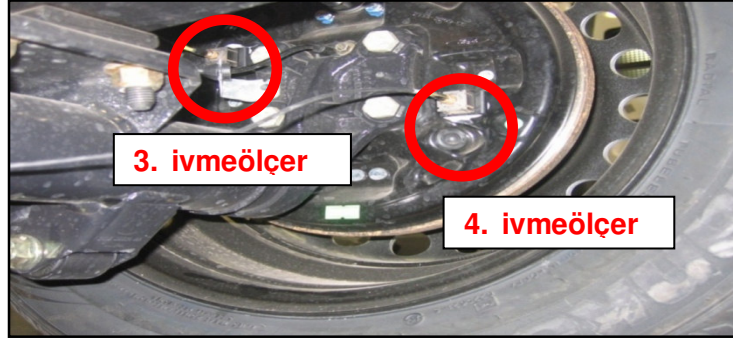
#### 5.3.1 Birinci deneme - fren tablasının dışından ölçüm alma

Bu aşamada 2 farklı araç arka arkaya test edilmişlerdir. Kullanılan araçların konfigürasyon farklılıklarından kaynaklanacak farklı ses veya titreşimleri önlemek için her iki aracın da aynı özellikte olması sağlanmıştır. Buna göre kullanılan araçların her ikisi de 90PS'lik alçak tavanlı, sağdan direksiyonlu ve komple arka bölmeli van araçlar olacak şekilde seçilmiştir.

Şekil 5.9 ve 5.10'da kırmızı dairelerin içerisinde görüldüğü gibi her iki aracın da sağ ve sol fren tablalarına, dışarıda kalacak şekilde 2'şer ivmeölçer yerleştirilmiş, ayrıca sürücünün sol kulağına ve yolcunun sağ kulağına da mikrofonlar yerleştirilmiştir.



Şekil 5.9: İvmeölçerlerin yerleştirildiği araç sağ tarafı



Şekil 5.10: İvmeölçerlerin yerleştirildiği araç sol tarafı

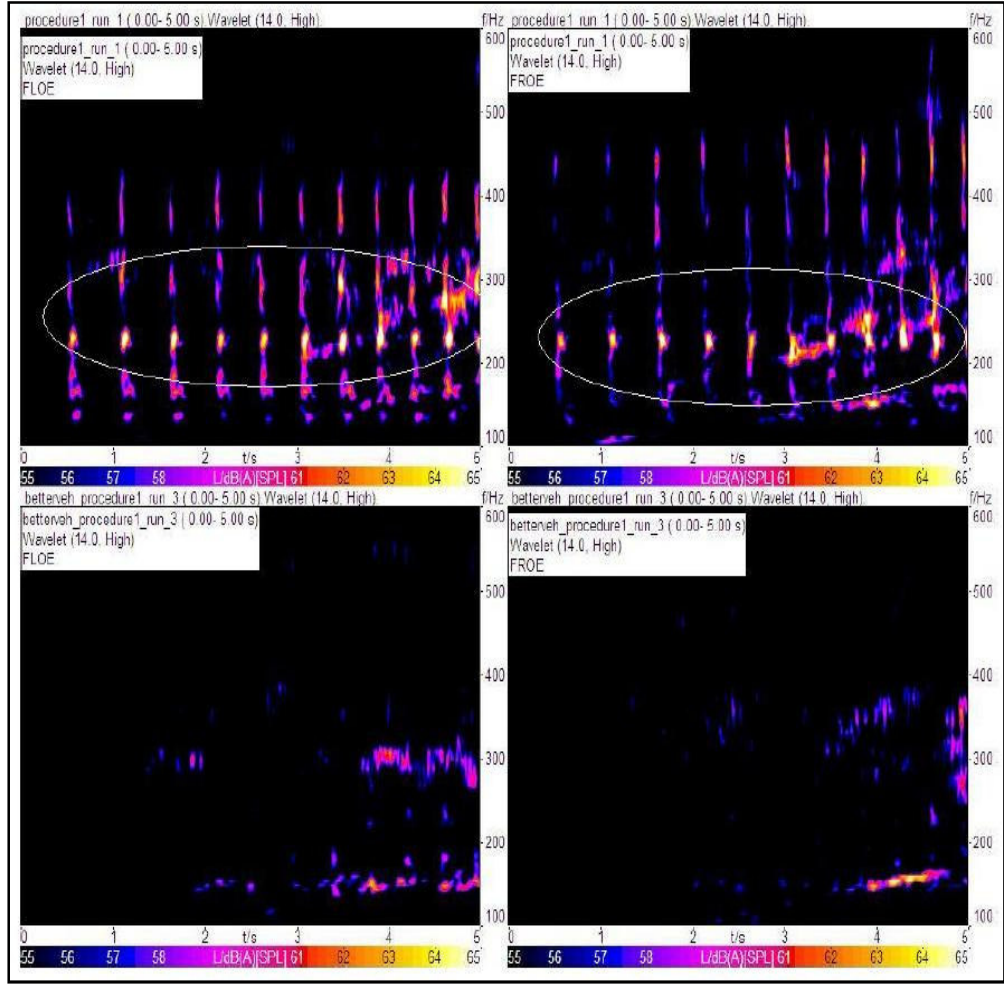
Sesi oluşturabilmek için farklı test çevrimleri oluşturulmuştur;

1. El freni üçüncü seviyeye çekilmiş, birinci viteste, 3000 rpm'e ivmelenme
2. El freni üçüncü seviyeye çekilmiş, birinci viteste, 3000 rpm'den yavaşlama
3. Sesin duyulduğu ve 10 sn boyunca devam ettiği sürüş durumu
4. Üçüncü vites, 50 km/saat'te panik freni

Ancak bu test çevrimlerinden sadece birinci ve dördüncü prosedürlerle ses oluşturulabilmiş ve bu prosedürlerle oluşturulan seslerin birbirine çok benzemesinden dolayı, tüm testlerde sadece birinci prosedür uygulanmıştır. Ayrıca dördüncü prosedürle iyi seviyedeki araçlarda bile ses olduğu tespit edilmiştir.

Sorunun zamana bağlı olarak kaybolan cinsten olmasından dolayı, veriye wavelet analizi ile bakmanın daha iyi olacağı düşünülmüştür. Aksi takdirde, durağan olmayan bir veriyi düzenli analiz metotları ile analiz etmek güvenilir olmayabilirdi.

Araçlardan bir tanesi daha iyi bir ses performansı sergilemiş ve bundan sonraki kısımlarda ve grafiklerde "sessiz araç" (better vehicle) olarak, sessize oranla daha kötü durumdaki araç ise "sesli araç" olarak adlandırılacaktır. İlk veriler sessiz ve sesli araçları mikrofonda seviyesinde karşılaştırabildi ve bu da sese neden olan frekansların belirlenmesinde yardımcı oldu.



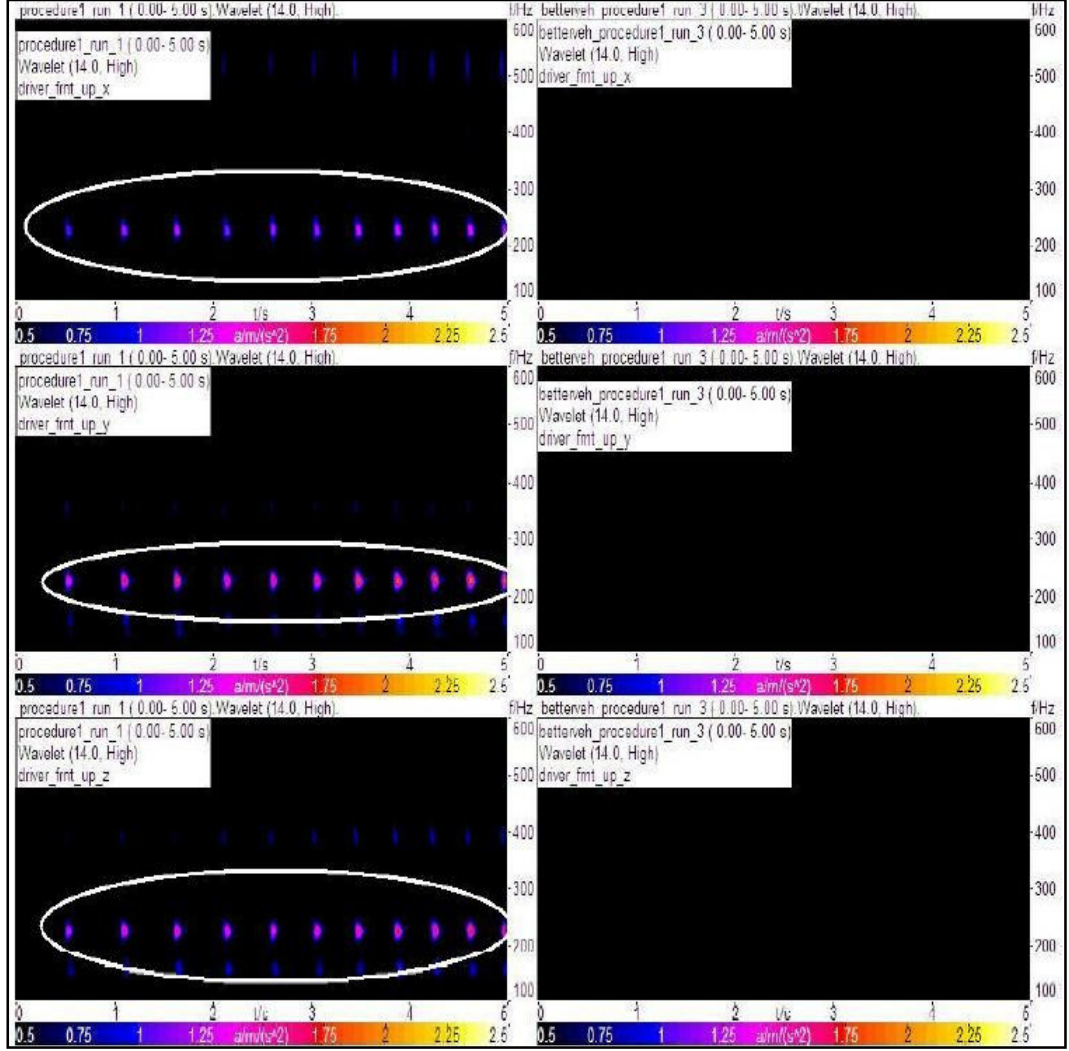
Şekil 5.11: Birinci prosedürle yapılan wavelet analizi (sağ/sol karşılaştırma)

Şekil 5.11’de üst sol taraftaki grafik, sesli aracın sol tarafına ait (FLOE: Front Left Outer Ear), sağdaki grafik ise sesli aracın sağ tarafına aittir (FROE: Front Right Outer Ear).

Alt taraftaki grafikler ise sessiz aracın performansını göstermektedir ve yine sol taraftaki grafik aracın solundaki ve sağ taraftaki grafik de aracın sağındaki ses performansını göstermektedir.

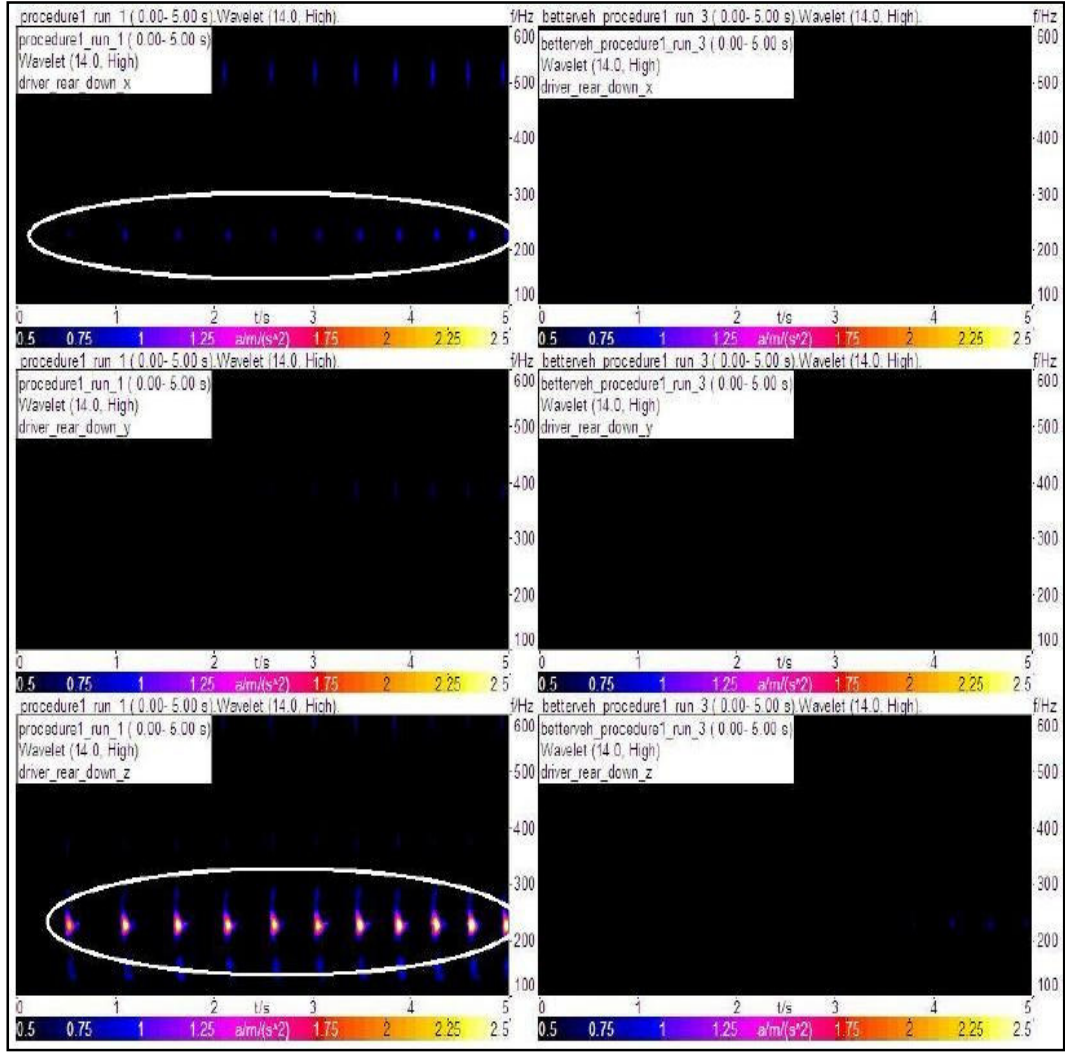
Bu grafikten görüleceği gibi; sesli aracın 200 ile 300 Hz frekansları arasında, sürekli tekrarlanan bir ses oluşturduğu ve bu aralıkta bir hassasiyet olduğu sonucuna varılmaktadır. Yani bu grafikler, mikروفon aracılığıyla toplanan ses grafiğidir ve aracın sağ ve sol taraflarını karşılaştırdığımızda sol tarafın daha sesli olduğu

gözlemlenmiştir. Zaten, hattan bu araç alındığında da “aracın sol tarafından vuruntu sesi tespit edildi” ifadesiyle teslim alınmıştır.



Şekil 5.12: Test araçlarının sürücü tarafındaki 1. ivmeölçerden toplanan veriler

Yukarıdaki grafikte ise, Şekil 5.9'daki aracın sürücü tarafına (sağdan direksiyonlu araç olduğu için aracın sağ tarafına) ve arka aks'ın arka tarafına gelecek şekilde konumlandırılan birinci ivmeölçer'den toplanan verilere ait performans gösterilmiştir. Bu grafiklerden sol taraftakiler sesli aracın, sağ taraftaki grafikler ise sessiz aracın x, y ve z eksenlerindeki verileri göstermektedir. Sessiz araçta hiçbir uygunsuzluk gözlemlenmezken sesli araçta ise her üç eksen de bir sorun olduğu görülmektedir.

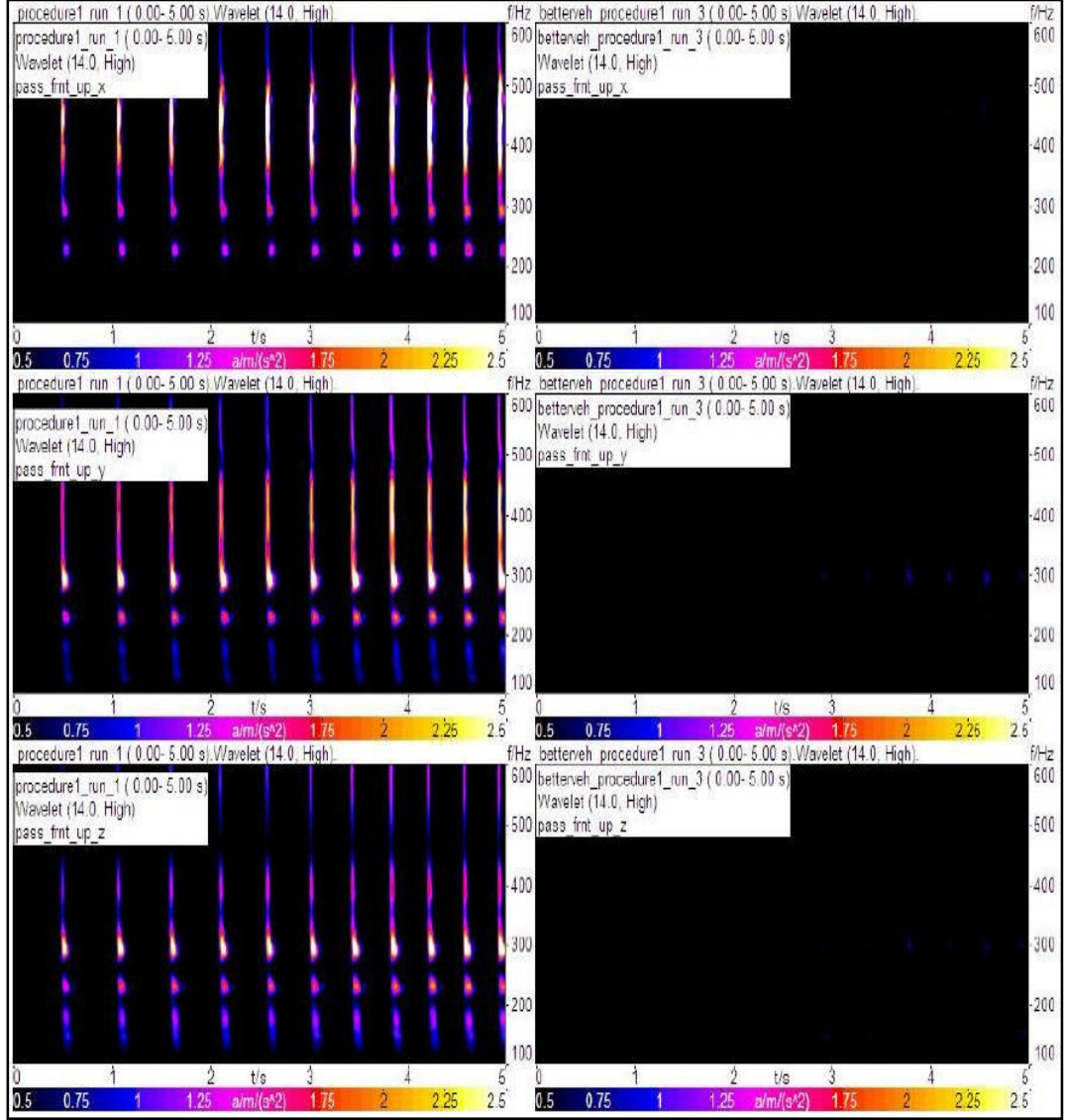


Şekil 5.13: Test araçlarının sürücü tarafındaki 2. ivmeölçerden toplanan veriler

Bu sefer, yine Şekil 5.9'daki aracın sürücü tarafına ve arka aks'ın ön tarafına gelecek şekilde konumlandırılan ikinci ivmeölçer'den toplanan verilere ait performans gösterilmiştir. Yine bu grafiklerden sol sütundakiler sesli aracın, sağ sütundakiler ise sessiz aracın x, y ve z eksenlerindeki verileri göstermektedir. Sessiz aracın ikinci ivmeölçerinde de bir uygunsuzluk gözlemlenmezken, sesli aracın y ekseninde her hangi bir uygunsuzluk tespit edilmemiş, x ekseninde ise nispeten daha zayıf bir veri aktarımı gözlemlenmiştir. Ancak bu noktanın z ekseninde birinci ivmeölçerin her üç ekseninden daha kuvvetli bir çıktı alınmıştır.

Yukarıdaki veriler, sessiz aracın sağ tarafı ile sesli aracın sağ tarafından (ses yapmayan tarafından) ve birinci ve ikinci ivmeölçerlerden toplanan veriler idi. Diğer taraftan yolcu tarafından (sol taraftan) toplanan verilerin grafikleri de Şekil 5.14,

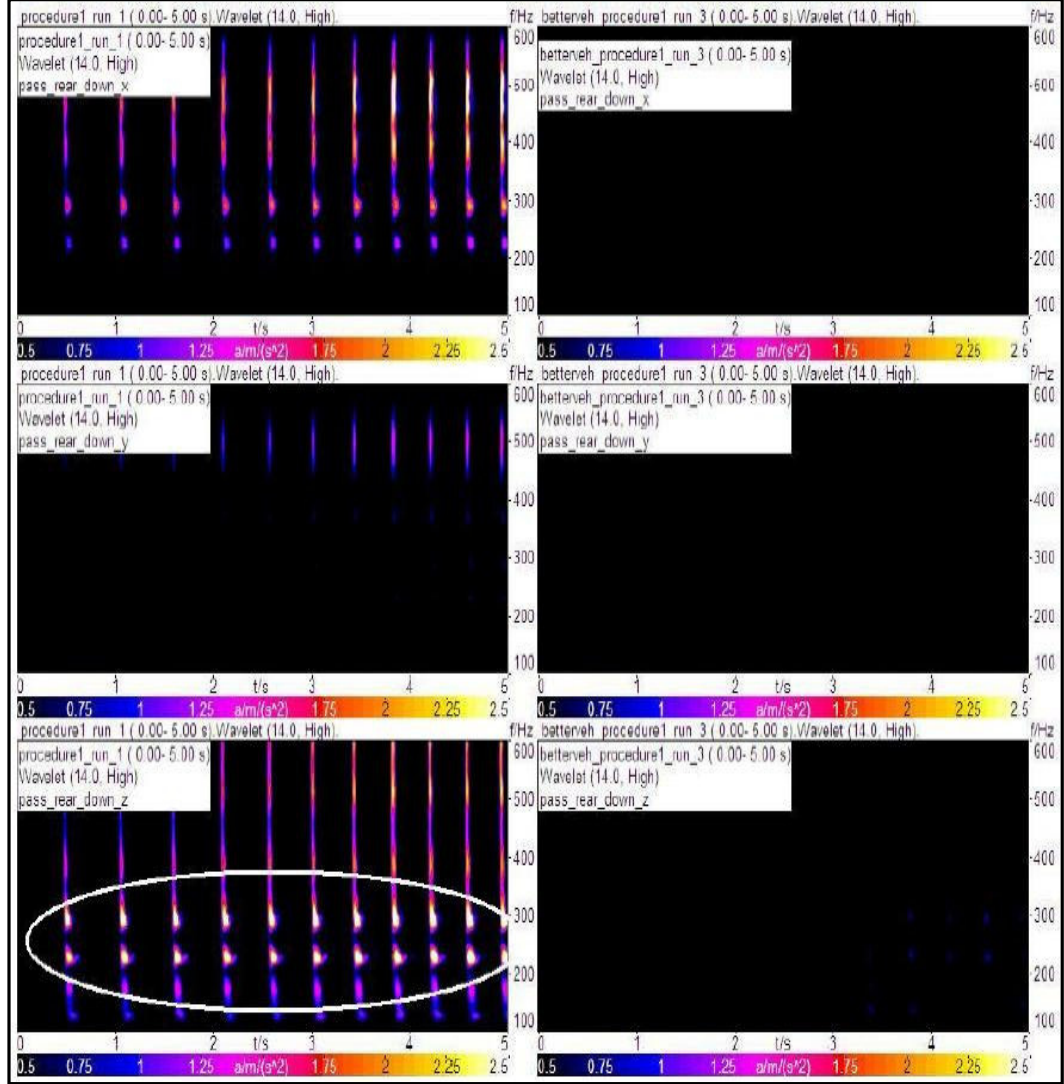
Şekil 5.15 ve Şekil 5.16'da verilmektedir. Bu veriler de üçüncü ve dördüncü ivmeölçerlerle toplanan verilerdir.



Şekil 5.14: Test araçlarının yolcu tarafındaki 3. ivmeölçerden toplanan veriler

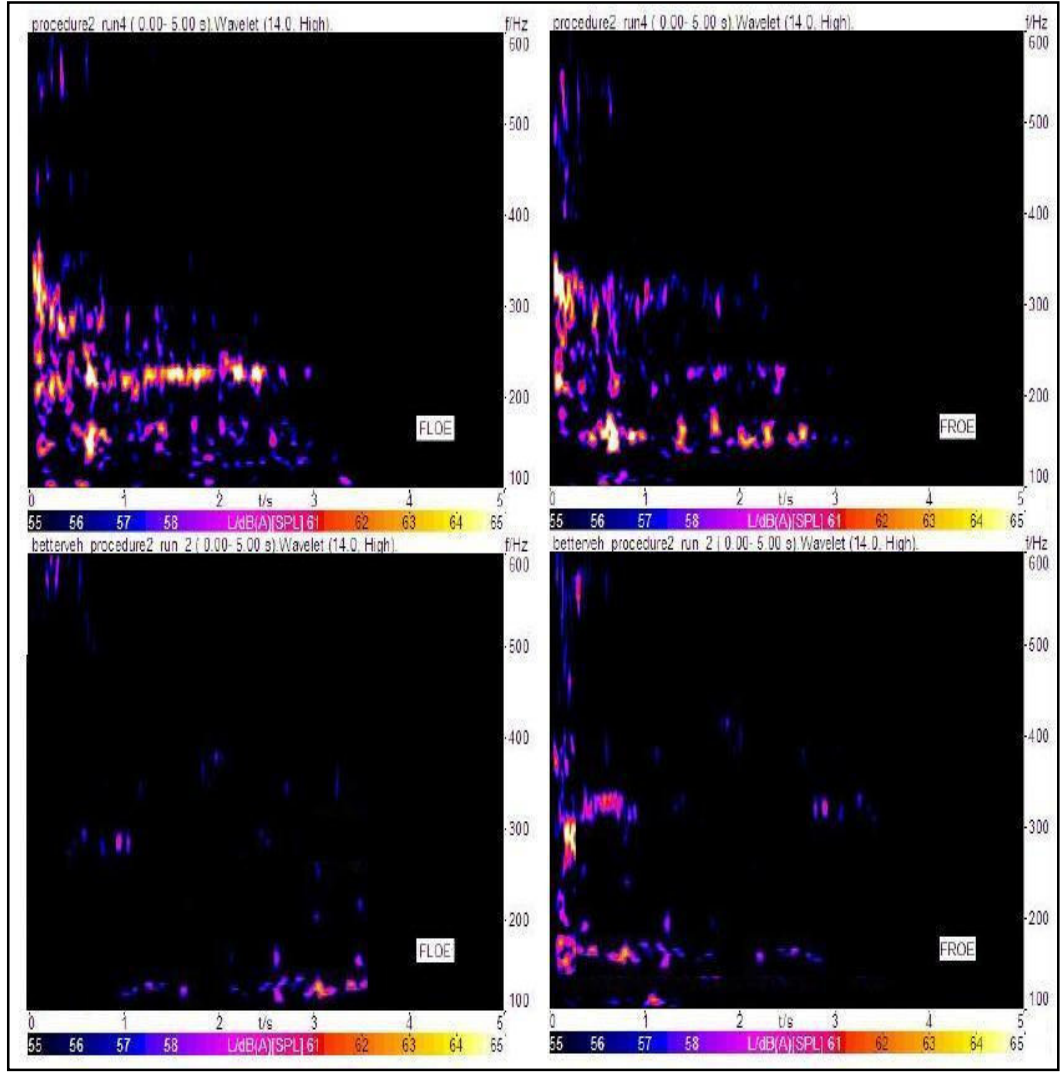
Şekil 5.11'deki birinci prosedürle yapılan wavelet analizinden de anlaşıldığı gibi, aracın sol tarafı sağ tarafa oranla daha fazla ses yapıyor. Zaten bu bulguyu da ivmeölçerin konumlarından dolayı, Şekil 5.12 ile 5.14'ü birbirleriyle kıyaslayarak net bir şekilde görebiliyoruz. Şekil 5.14'te 400 Hz'e kadar yayılan bir spektrum frekansı görülmektedir. Ne var ki, bu spektrumun hareket kazandığı frekans noktası 227 Hz bölgesidir.

Bu durumda esasen sesli aracın sağından ses olmadığı fakat sol taraftaki sesin sağ tarafa da aktarıldığı ortaya çıkmıştır.



Şekil 5.15: Test araçlarının yolcu tarafındaki 4. ivmeölçerden toplanan veriler

Aynı şekilde, Şekil 5.13 ile 5.15 birbirlerine oldukça benzemektedirler. Yaklaşık olarak fren pabuçlarının uç kısmına yakın bir bölgeye yerleştirilmiş olan ivmeölçerler z ekseninde yüksek genlik göstermektedirler. Bunu Şekil 5.14 ile 5.15'i birbirleri arasında kıyasladığımızda da net olarak görmekteyiz. Her ne kadar 400 Hz bölgesinde frekans geniş bir alana otursa da bu bölgedeki frekansların kabin içi sese neden olmadıkları frekansların genliğinden görülmektedir. Grafik skalasında da görüldüğü gibi “mavi renk” en küçük genliği, “beyaz renk” ise en büyük genliği ifade etmektedir.



Şekil 5.16: İkinci prosedür ile araç sağ ve sol taraflarının karşılaştırılması

Bu grafikte de sesli ve sessiz araçlar farklı bir prosedürle test edilmişler ve yine aralarındaki farklılık net olarak gözlemlenmiştir.

Tüm bu çalışmalar neticesinde, sürüş ekibinin Tablo 2.2’de verilen “Araç öznel sınıflandırma ölçeği”ne göre yaptıkları tespitten öteye gidemediği için, problem çözme ekibinin ortak kararıyla biraz daha detaylı çalışma için bu sefer ivme ölçerler fren tablasının iç kısımdaki metal çene üzerine konumlandırılması yönünde karar alınmıştır.



### 5.3.2 İkinci deneme – karşılıklı çeneler üzerinden ölçüm alma

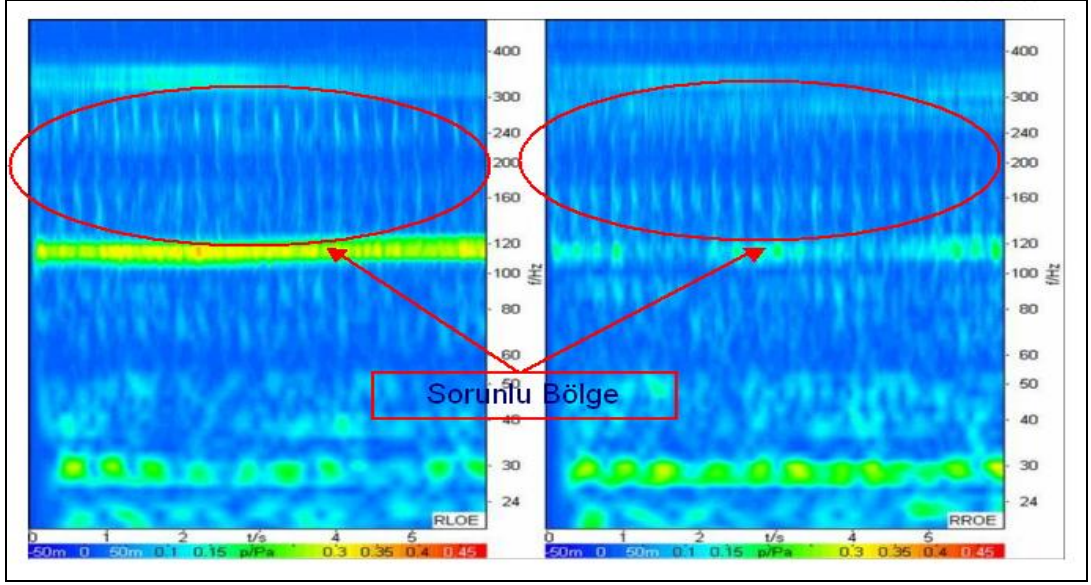
İkinci denemede ise hattan tespit edilen ve yine sağ tarafı sesli olan bir araç alınarak, balataların yapıştırıldığı ön ve arka metal çenelerin üzerine Şekil 5.17’de kırmızı çember içinde gösterildiği gibi ivmeölçer yerleştirilmesine karar verilmiştir. Bu sefer 90PS, alçak tavanlı, soldan direksiyonlu ikinci sıra koltuklu bir özelliğe sahip araç temin edilmiştir. Bu yüzden, ekipman donanımı birinci denemedeki gibi sadece fren tablaları üzerindeki ivmeölçerlerle kabin içerisindeki 2 adet mikrofonun yanı sıra sesin oluşma frekansını tespit etmek üzere tekerlek dönüş hızını okuyabilen bir optik okuyucu ile arka koltuk bölgesine de ilaveten 2 adet mikrofon yerleştirilmiştir.



Şekil 5.17: İkinci deneme – ivmeölçer yerleşimleri

Balata montajında hatalı montajı önlemek için renk kodu uygulandığı için, sarı balatanın aracın hareket yönüne göre arka tarafını, beyaz balata ise ön tarafını temsil etmektedir.

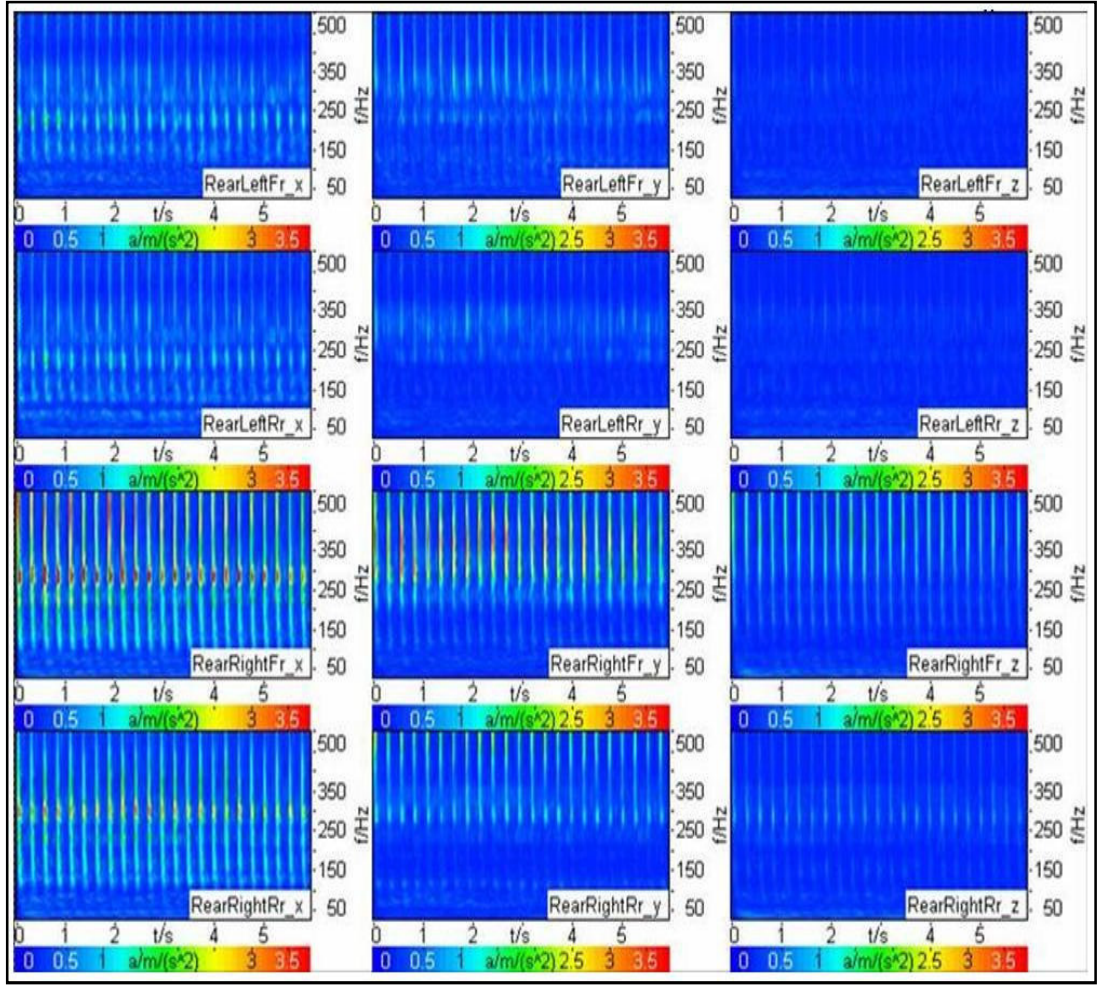
Bu nedenle yukarıdaki şekilden soldaki resmin aracın sol tarafını, sağdaki resmin ise sağ tarafını gösterdiğini rahatlıkla görmekteyiz. Bu durumda alınan veriler Şekil 5.18’de gösterilmiştir.



Şekil 5.18: Ses frekans seviyesini tespit etmek için kullanılan Wavelet analizi

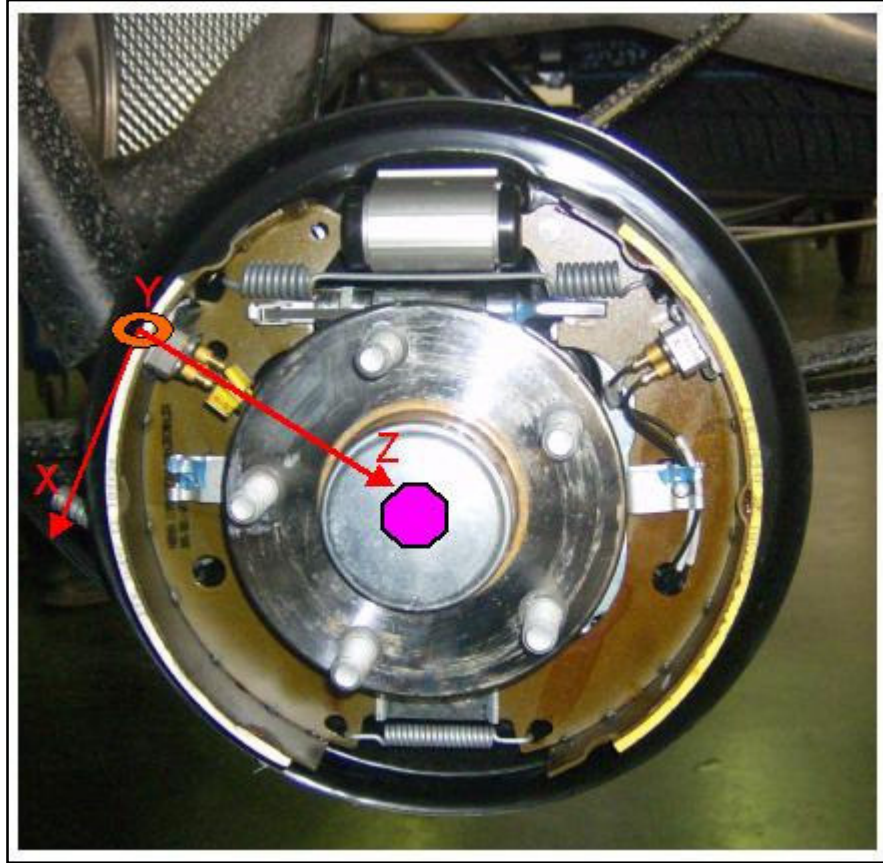
Yukarıdaki şekilde kabin içerisinde toplanan ses veri grafiği görülmektedir. Grafiklerin sağ alt köşesinde de görüleceği üzere veriler arka mikrofondan yani ikinci sıra koltuk bölgesinden toplanmıştır (RLOE: Rear Left Outer Ear / RROE: Rear Right Outer Ear) ve sarı şerit<sup>1</sup> bölgesinin hemen üzerindeki sorunlu bölge daire içine alınmıştır. Bu bölgeden sorunlu olduğu Şekil 5.19'daki ivmeölçer verisinden daha net olarak anlaşılmaktadır.

<sup>1</sup>Sarı şerit: Bu bölge sistemde rezonans olduğunu göstermekle birlikte sorunlu bölgenin altında olduğu için konumuzla ilgili değil yani ses rezonatif bir ses değildir.



Şekil 5.19: Sağ ve sol frenler üzerinde alınan ivmeölçer verileri

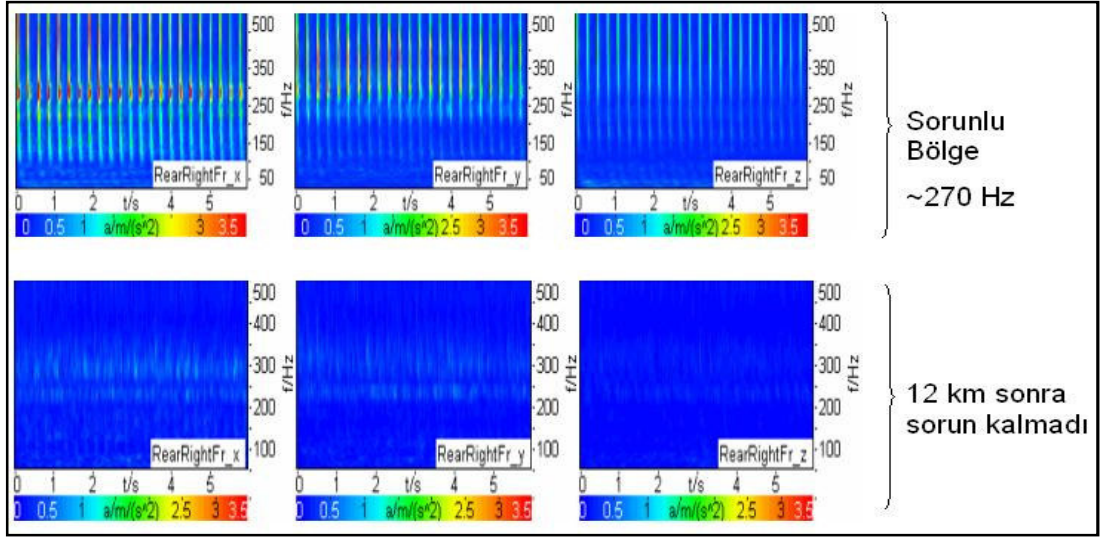
Şekil 5.19'daki 1. satır, sol fren tablası üzerindeki ön metal çene (beyaz balata) üzerinde toplanan veriyi; 2. satır, sol fren tablası üzerindeki arka metal çene (sarı balata) üzerinde toplanan veriyi göstermektedir. Aynı şekilde 3. ve 4. satırlar da aracın sağ fren tablasındaki ön ve arkalarını göstermektedir. Dikey eksendeki 3 kolon da x, y ve z eksenlerini vermektedir. Bu eksenleri kafamızda daha iyi oturtabilmek için, aşağıdaki şekil bize yardımcı olmaktadır.



Şekil 5.20: İvmeölçer'lerin çalışma eksenleri

Şekil 5.20'te de görüleceği üzere, saat tersi yönü x eksenini, araç koorinatındaki y eksenini aynı zamanda ivmeölçer eksenini ve ivmeölçerden aks merkezine olan eksen de z eksenidir. Yine bir önceki şekile dönecek olursak, ilk iki satırla son iki satırı kıyaslayarak sesli tarafın sağ taraf olduğunu net olarak görebiliriz. Bu sefer de sağ tarafta ön çene de mi yoksa arka çenede mi sorun olduğunu anlamak için spektrum dalgaların boyutuna bakmak yeterli olacaktır. Vuruntu genliğinin ön çenedeki x ekseninde daha büyük olduğu görülmekte iken y ekseninde de etkileri görülmektedir. Arka çenenin x eksenindeki veri ise doğrudan ön çene tarafından tetiklendiği bu çenenin diğer eksenlerinde sorun olmaması ile izah edilebilir.

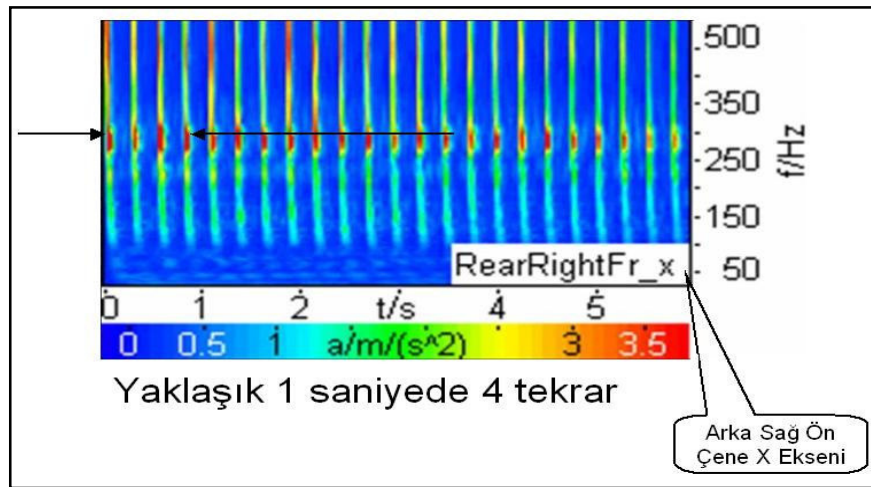
Bu ölçüm gösterdi ki sesi tetikleyen mekanizmanın, frenlemenin yapıldığı esnada kampana hareketinin tersi yönündeki ekseninde yani x ekseninde oluşmuştur. Araç kullanıldıkça da sürekli frenleme verisi toplandığından, Şekil 5.21'de görüldüğü gibi belli bir mesafe sonunda sorun kendiliğinden yok olmaktadır.



Şekil 5.21: Araç bir müddet kullanıldıktan sonra ses kaybolmaktadır

Sorunun kaybolma mesafesi ise belli bir rakam etrafında gezinmediğinden sorunu detaylı bir şekilde inceleme ihtiyacı doğmuştur. Yani yetkili servislerin müşterilere "15-20 km kullanın, kendiliğinden geçecektir" gibi bir telkinde bulunmaları mümkün değildir, zira bir müşteri sorunun 15-20 km'de kendiliğinden yok olduğunu söylerken, diğeri 100 km'nin üzerinde kullanmasına karşılık sorunun hala devam ettiğini bildirmektedir.

Bir sonraki adımda ise aşağıdaki şekilde görüleceği gibi sesin oluşma periyodu irdelenmiştir.

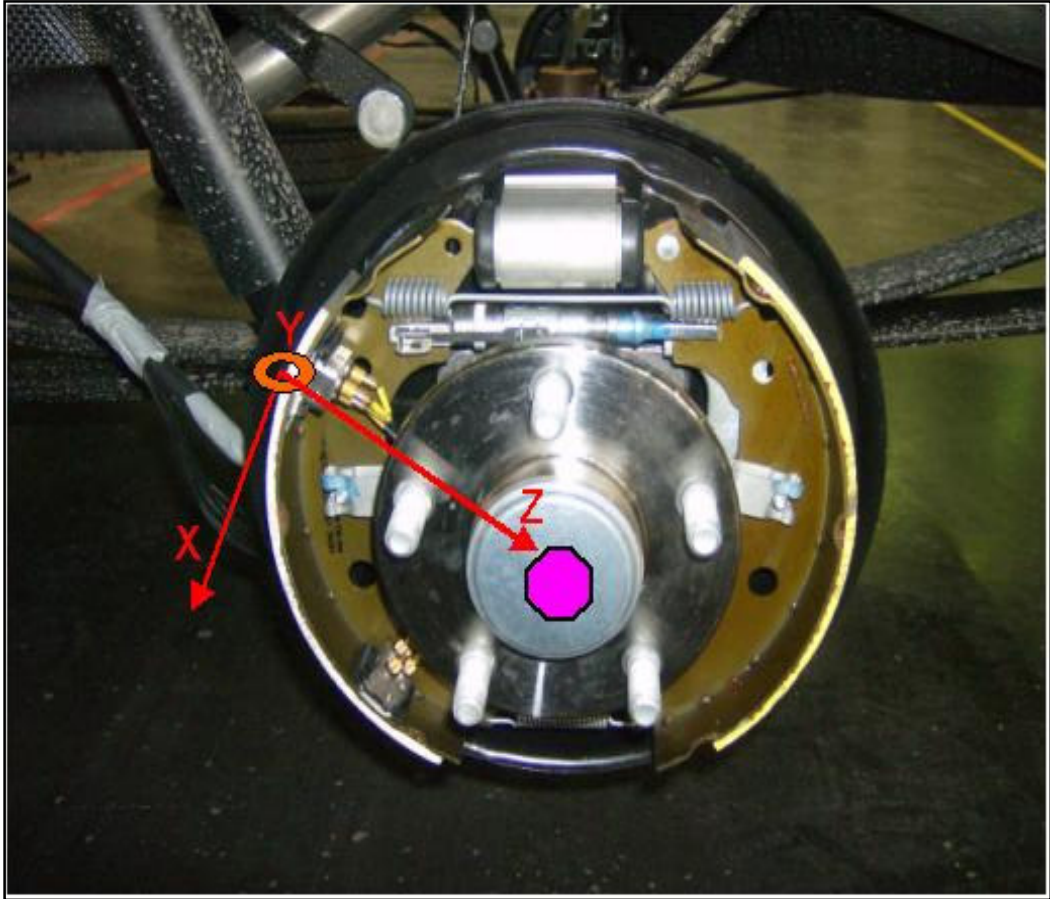


Şekil 5.22: Ses oluşma periyodunun analizi

Şekil 5.22’de, sesin en fazla görüldüğü ön çene x eksenindeki grafiği büyüttüğümüzde yaklaşık olarak her saniyede 4 vuruş olduğu görülmektedir. Diğer taraftan ise, bu verinin toplandığı anki teker devrinin yaklaşık dakikada 230 olduğu optik okuyucularla tespit edilerek saniyedeki devir sayısının yaklaşık olarak 4 olduğu görüldü. Bu da tekerleğin her devirde bir “tak” sesi yapması anlamına gelmektedir.

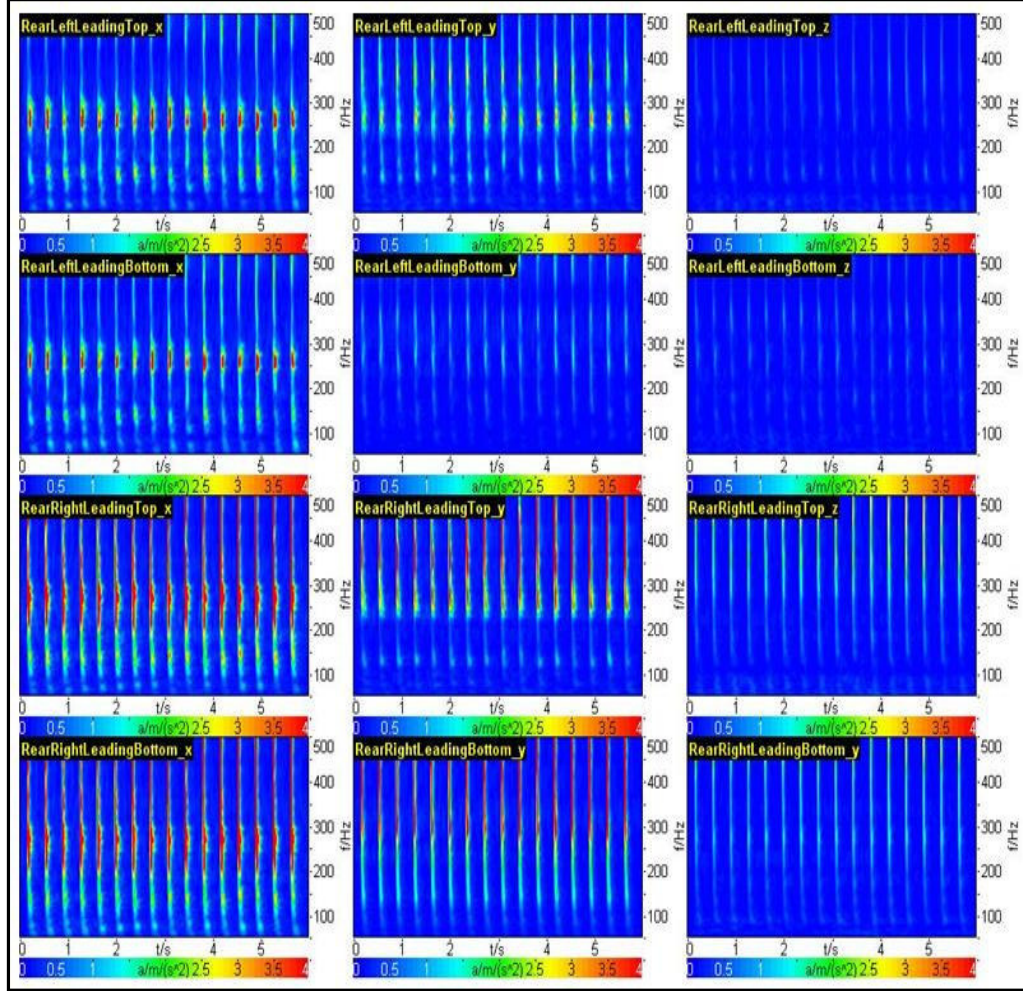
### 5.3.3 Üçüncü deneme – tek metal çene üzerinden ölçüm alma

Sesin mekanizmasını biraz daha ayrıntılı incelemek üzere üçüncü bir deneme daha yapılmasına karar verildi. Bu sefer de sesli bir aracın ön çenesinin üzerine aşağıda görüldüğü gibi biri altta diğeri üstte olacak şekilde bağlanan ivmeölçerlerle veri toplanacak.



Şekil 5.23: İvmeölçerlerin aynı çene üzerine yerleştirilmesi

İkinci denememizde sesi oluşturan mekanizmanın ön balata tarafından tetiklendiğini tespit ettikten sonra, Şekil 5.23'teki gibi aracın her iki tarafının ön çenelerine iki ivmeölçer monte edilerek üçüncü bir deneme daha yapıldı.

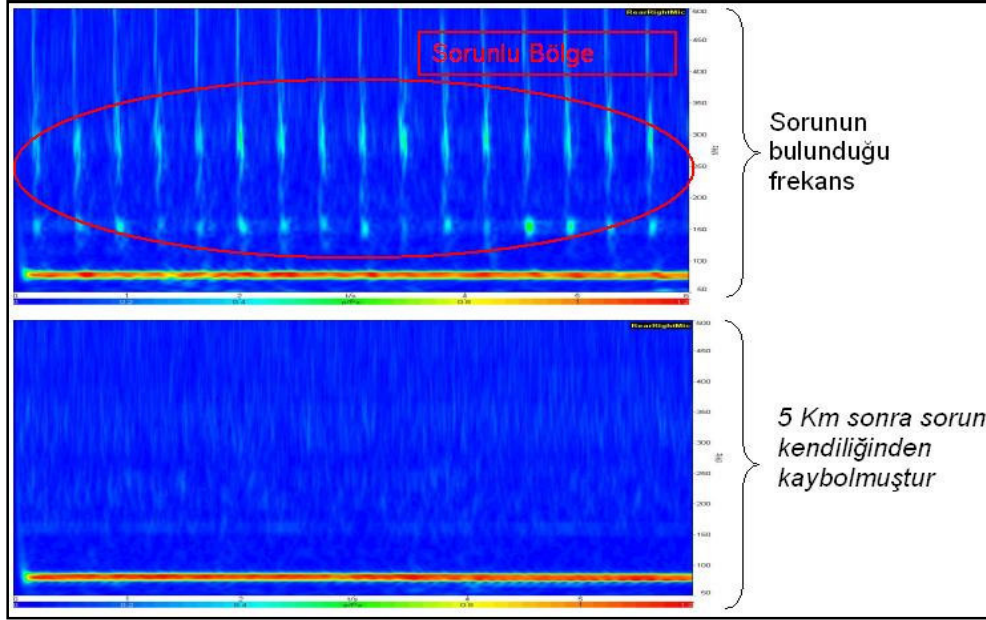


Şekil 5.24: Ön çenelere yerleştirilen ivmeölçerlerden alınan veriler

Şekil 5.24'te, 4 satırdaki grafiklerden ilk ikisi sırasıyla aracın sol tarafındaki üst ve alt ivmeölçerlerinin konumlarını, son iki sıradakiler ise sağ üst ve alt ivmeölçerlerinin konumlarını göstermektedir. Dikeyde ise, ivmeölçerlerin x, y ve z eksenlerindeki karakteristik yer almaktadır.

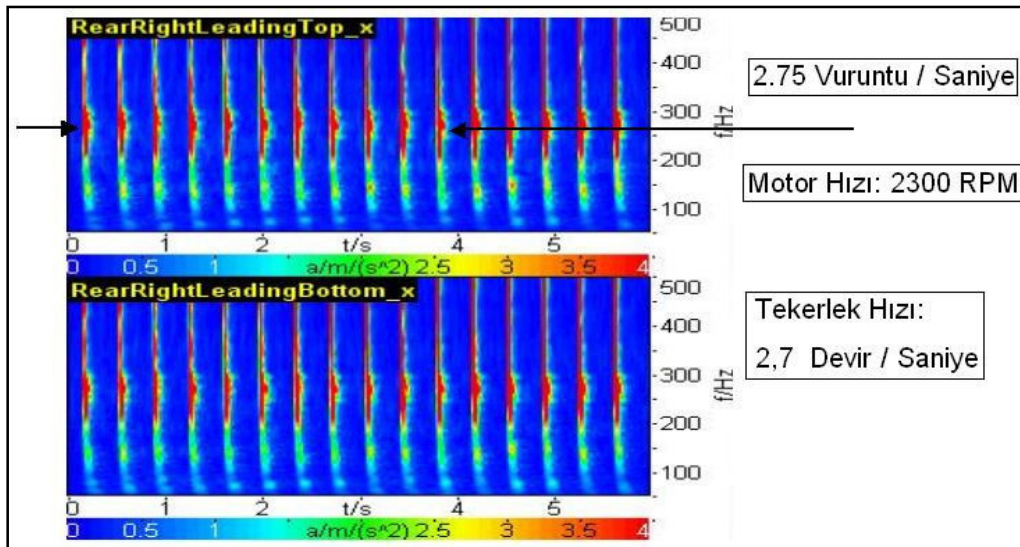
Bu grafiklerde aracın sol tarafında her hangi bir sorun olmadığı ancak sağ taraftan tetiklenen ses nedeniyle 200 – 300 Hz arasında bir ivme değişkenliği görülmektedir. Sağ bölgenin grafiğine baktığımızda ise; x ekseninde hem üst hem de alt nokta aynı oranda değişkenlik gösterirken, y eksenine baktığımızda üst tarafın daha fazla bir

etkileşim altında kaldığını görüyoruz. Bu yüzden de titreşimin, metal çenenin üst noktadan tetiklendiği yorumu ortaya çıkmaktadır. Yine bu çenenin z eksenine baktığımızda ise, z ekseninde kayda değer bir sorun olmadığını söyleyebiliriz.



Şekil 5.25: Balatanın kampanaya alışması ile sesin kesilme grafiği

İkinci denemede tecrübe edildiği üzere, araç belli bir süre frenlemeye maruz kaldıktan sonra ses kendiliğinden kaybolmaktadır. Bu araçta da ses, 5'inci km'den sonra kendiliğinden gitmiş ve Şekil 5.25'in alt tarafında kalan grafik elde edilmiştir.

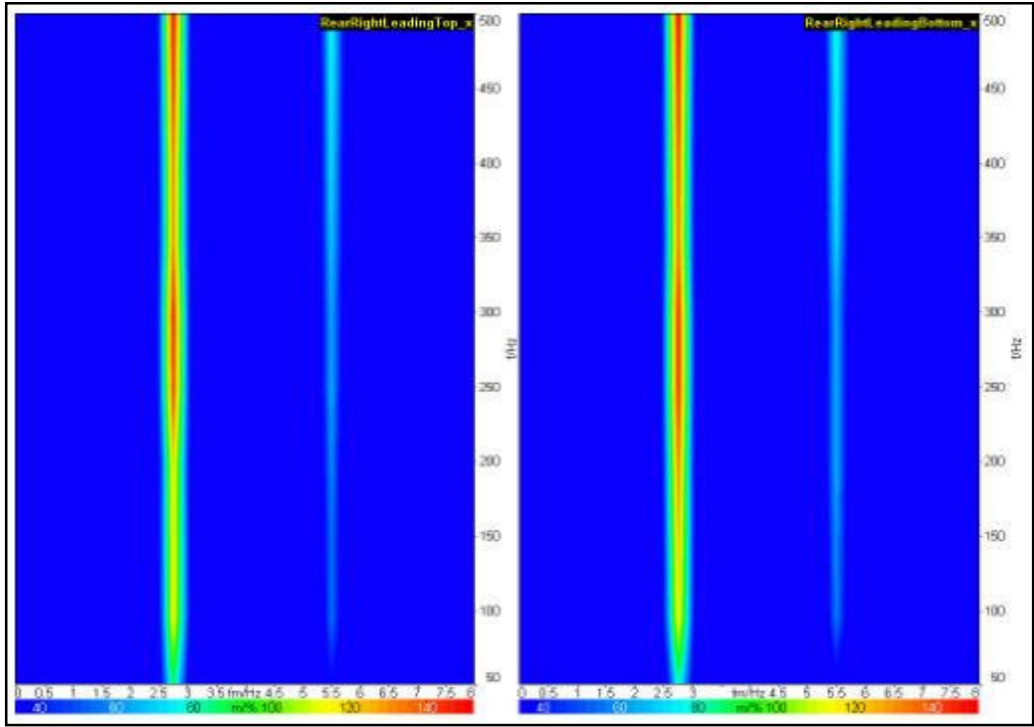


Şekil 5.26: Vuruntu periyodu



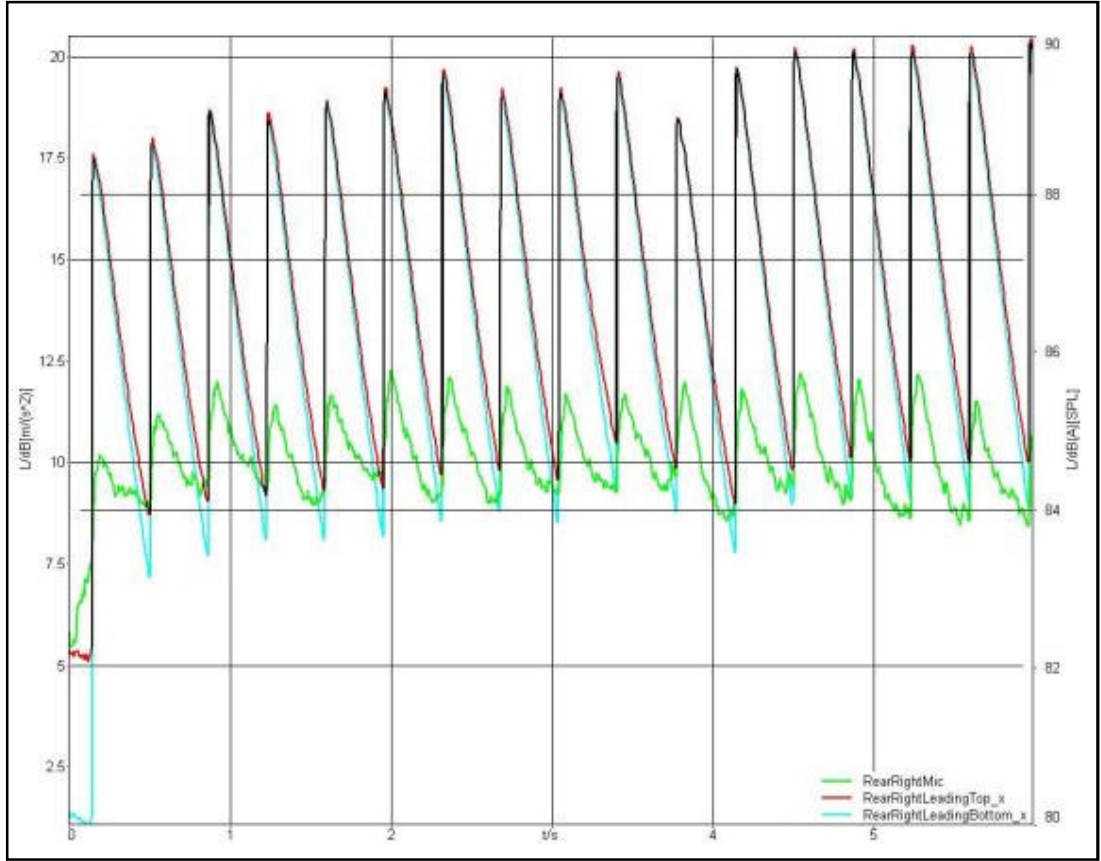
İkinci denemede tespit edilen vuruntu oluşum sıklığı bu araçta da test edilerek hata modunun tekrarlanabilirliğine bakılmış ve teyit edilmiştir.

Bu araçtaki hız ile ikinci denemede hızların ve frenleme kuvvetlerinin aynı olmamasından dolayı vuruntu frekansı ile tekerlek hızı aynı olmamakla birlikte, benzeri metodoloji ile yapılan hesaplamalarda tekerleğin her turunda bir “tak” sesi geldiği görülmektedir. Yani tekerlek hızı 2,7 devir / saniye hesaplanmış, vuruntu oluşma sıklığı da ~2,75 olduğundan her devirde bir vuruntu oluştuğu tespit edilmiş oluyor.



Şekil 5.27: Modülasyon frekansı

Yukarıdaki modülasyon frekansı grafiğinde ise, vuruntunun oluştuğu zaman (2,7'nci saniye) gösterilmiştir. Sağ taraftaki grafik aracın sol ön pabucundaki üst ivmeölçerden alınan veri zamanını gösterirken, sağ taraftaki grafik de aynı pabucun alt ivmeölçerden alınan veri zamanını göstermektedir.



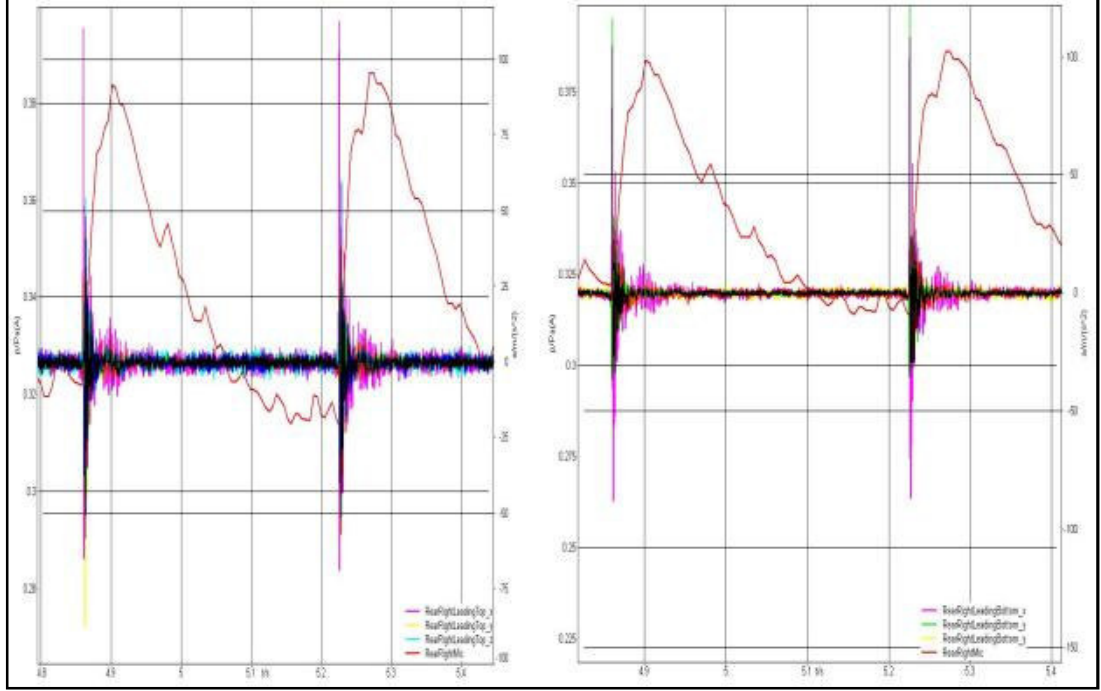
Şekil 5.28: Gerçek sesin kabin içerisine ulaşan kısmı

Şekil 5.28'de mavi ile gösterilmiş grafik metal çenenin alt noktasını, kırmızı ile gösterilmiş grafik te aynı çenenin üst noktasından elde edilen ses şiddetini göstermektedir. Daha alt seviyedeki yeşil grafik ise, bu sesin kabin içinde ne boyutta duyulduğunu göstermektedir. Buradan da görüldüğü gibi, aslında frenlemenin yarattığı gürültü çok daha fazla olmasına rağmen aracın yalıtımından dolayı biz sadece küçük bir kısmını duymaktayız.

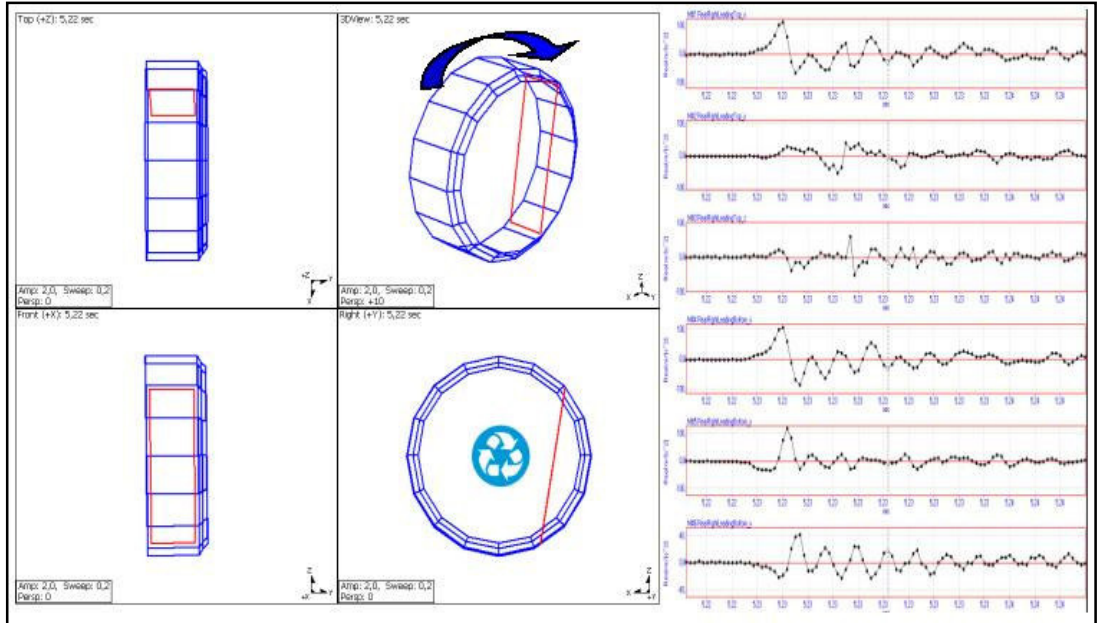
Üçüncü denememizde, yukarıda anlatılan tüm çalışmaların yanı sıra, bir de frenleme nedeniyle oluşan vuruş ve titreşim esnasında balatanın nasıl davrandığı simüle edilmeye çalışılmıştır. Bunu yapmak için "Head Acoustics HEIM ve software Artemis 8.0" ile data toplandıktan sonra "real time operational data MeScope" ile kaba bir model kurularak hareketin nasıl olduğu anlaşılmasına çalışıldı.

Şekil 5.29'da simülasyonu kurduğumuz grafik yer almaktadır. Bu grafiğin sol tarafındaki veriler balata üst tarafına ve sağ taraftaki veriler de alt tarafına aittir.

Simülasyonu 5,22'nci ve 5,24'üncü zaman aralığındaki üst bölgenin verisine göre kurarak Şekil 5.30'daki tablo oluşturulmuştur.



Şekil 5.29: Sesin oluştuğu 5.23'üncü saniyedeki genlik



Şekil 5.30: 5,22'nci ile 5,24'üncü saniyeler arasındaki balatanın simülasyonu

Bu sayede balata hareketinin 0,2 saniyelik aralığı hareketli dosyaya aktarılarak izlenmiştir. Bu hareket dosyasına göre; frenlemenin tetiklendiği esnada balata, kampana yüzeyine tutunmaya çalışıyor ancak kampananın balata üzerine uyguladığı kuvvetten dolayı bu tutunma gerçekleşmeden balata fren tablasından ayrılma eğilimine giriyor. Yapabileceği maksimum serbest hareketi yaptıktan sonra da geri yerine dönüyor.

Bir başka ifadeyle, balata yüzeyindeki sürtünme etkisi tamamıyla kaybolmuş ve sadece balata ile kampananın kenetlenme hareketiyle balata, fren tablasından kalkarak geri yerine kaçıyor.

## 6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Son adımda yapılan simülasyon, balata yüzeyindeki bir etkiden dolayı sürtünme özelliğinin kaybolduğu sonucunu ortaya çıkardı ve bu yüzden “sesli bir araçtaki balata malzemesinin kimyasal özelliğini kısa bir süreliğine de olsa değiştirme” ve sesin gidip gitmediğine bakma kararı alındı. Bu çerçevede sırayla aşağıdakilerin yapılması sağlandı;

- Hattan, sesli bir araç bulunması
- Araç atölyede lifte alınması
- Sesli tarafın tekerlek ve kampanası sökülmesi
- Balataları sarabilecek boyutta 2 adet bez parçası yeni kaynamış suyun içinde 1-2 dakika kadar bekletilmesi
- Ön ve arka balataların her ikisi de bu bezlerle sarılır ve 5 dakika kadar bekletilmesi
- Balata yüzeylerinin nemden dolayı değiştiği gözlemlenmesi
- Yüzeyler kurumadan kampana ve tekerlek takılması
- Araç sürülerek ses olup olmadığı kontrol edilmesi



Şekil 6.1: Metal Çene ve Balata

Bu şekilde sürülen 3 farklı aracın hiç birisinde de ses gelmediği teyit edildikten sonra, TVM aksiyonu öncesindeki (Avrupalı) imalatçı ile sonrasındaki (yerli) imalatçı prosesleri tek tek incelendi ve bu incelemelerde yerli imalatçının balata yapıştırma prosesinin ardındaki fırınlama süresini öncekine oranla daha uzun yaptığı

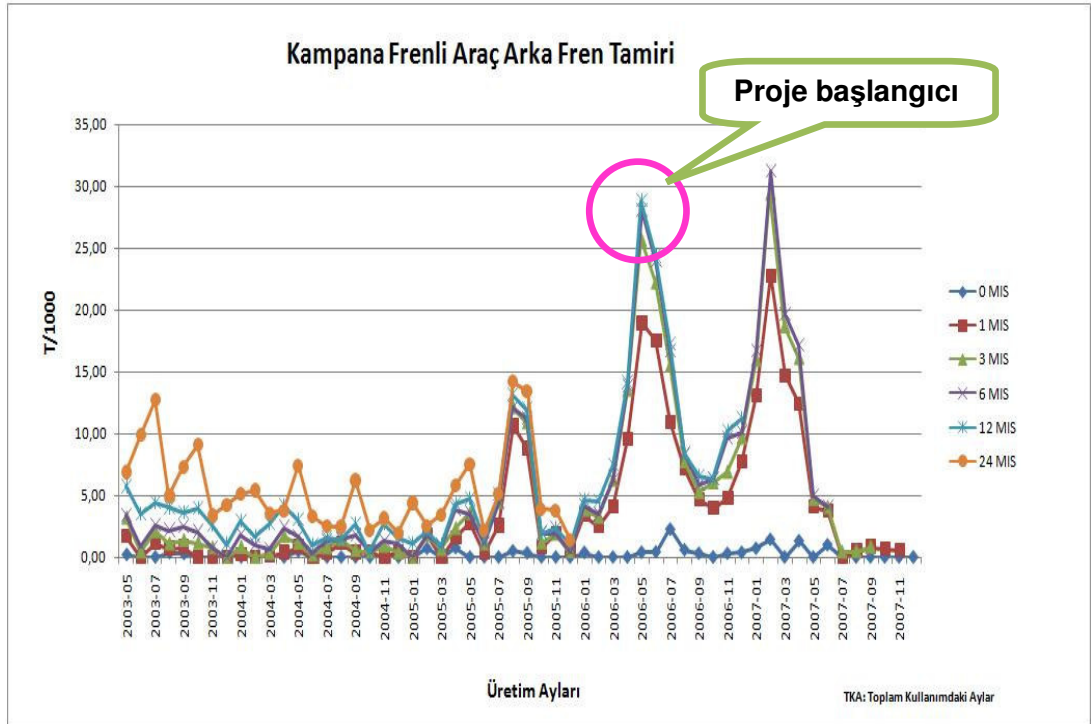
gözlemlendi. Böylece parçanın fazlaca piştiği yani uluslararası literatürdeki ifadeyle parçanın “overcure” olduğu ve balata yüzeylerinin kristalleştiği ortaya çıkmıştır.

Yabancı ve yerli firmaların fırınlama bilgileri şu şekildedir;

- Yabancı firma: 195 °C’de 200 saniye
- Yerli firma: 200 °C’de 390 saniye

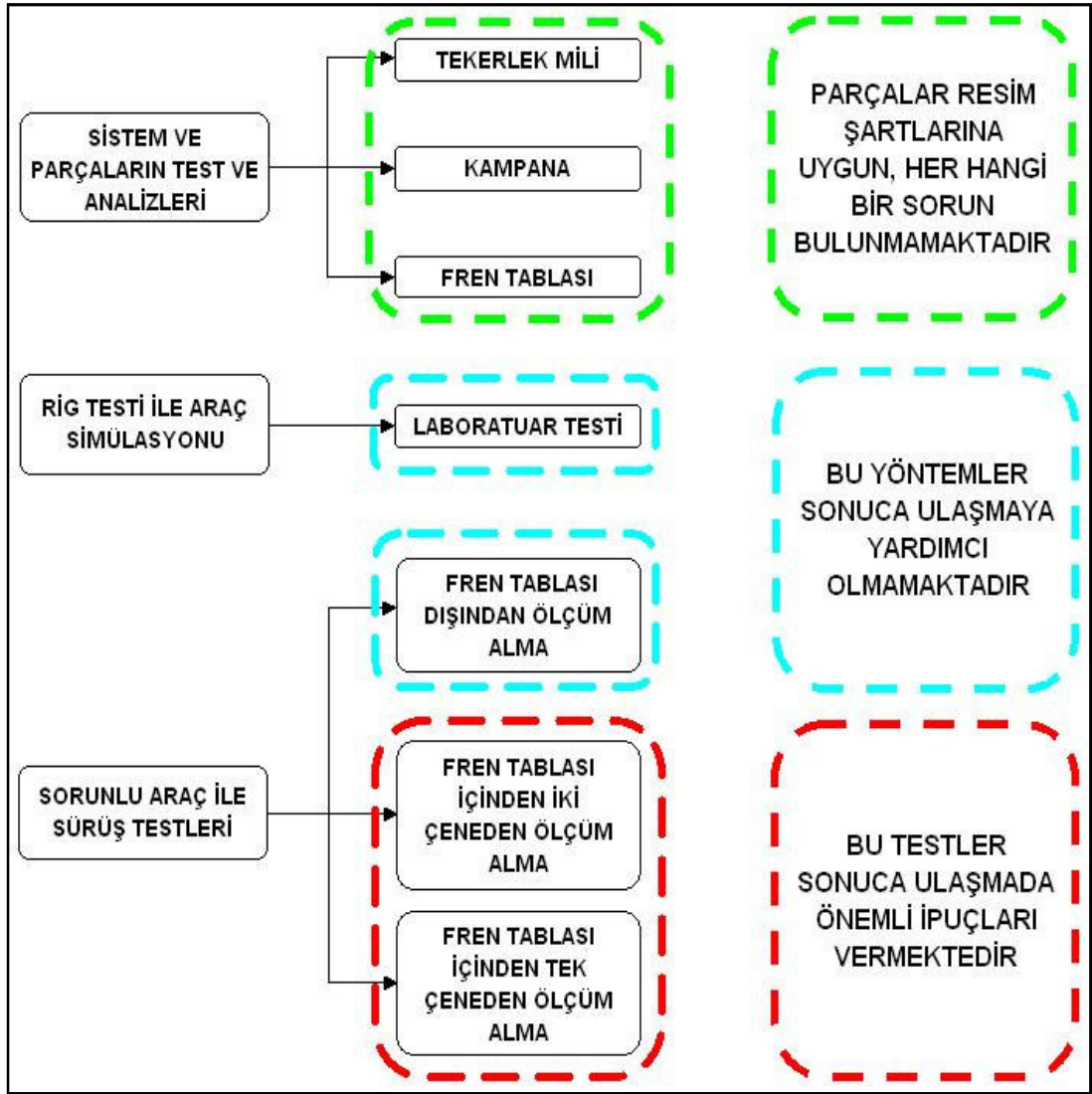
Dolayısıyla yerli firma parçayı 5 °C daha yüksekte ve 190 saniye daha fazla fırınıyor. Bu tespitten ardından daha fazla servis masrafı yapmamak ve müşteri gözünde imaj zedelememek için acil plan çerçevesinde yabancı firma yapıştırma prosesine geri dönülerek, yerli imalatçıdan da fırınlama operasyonunu düzenlemek üzere telkinlerde bulunarak yatırım yapması ve fırınlama sürelerini yabancı firma parametreleri ile eşitlemeleri durumunda kendilerinden parça alınmasına devam edileceği garantisi verildi.

Yabancı firmaya geçilmesinin ardından, aracın kampana frenleri ile ilgili servis harcamaları yaklaşık 5-6 ay izlendi ve harcamaların ciddi bir biçimde düştüğü gözlemlendi. Bu noktada alınmış garanti harcama grafiği Şekil 6.2’de gösterilmiştir.



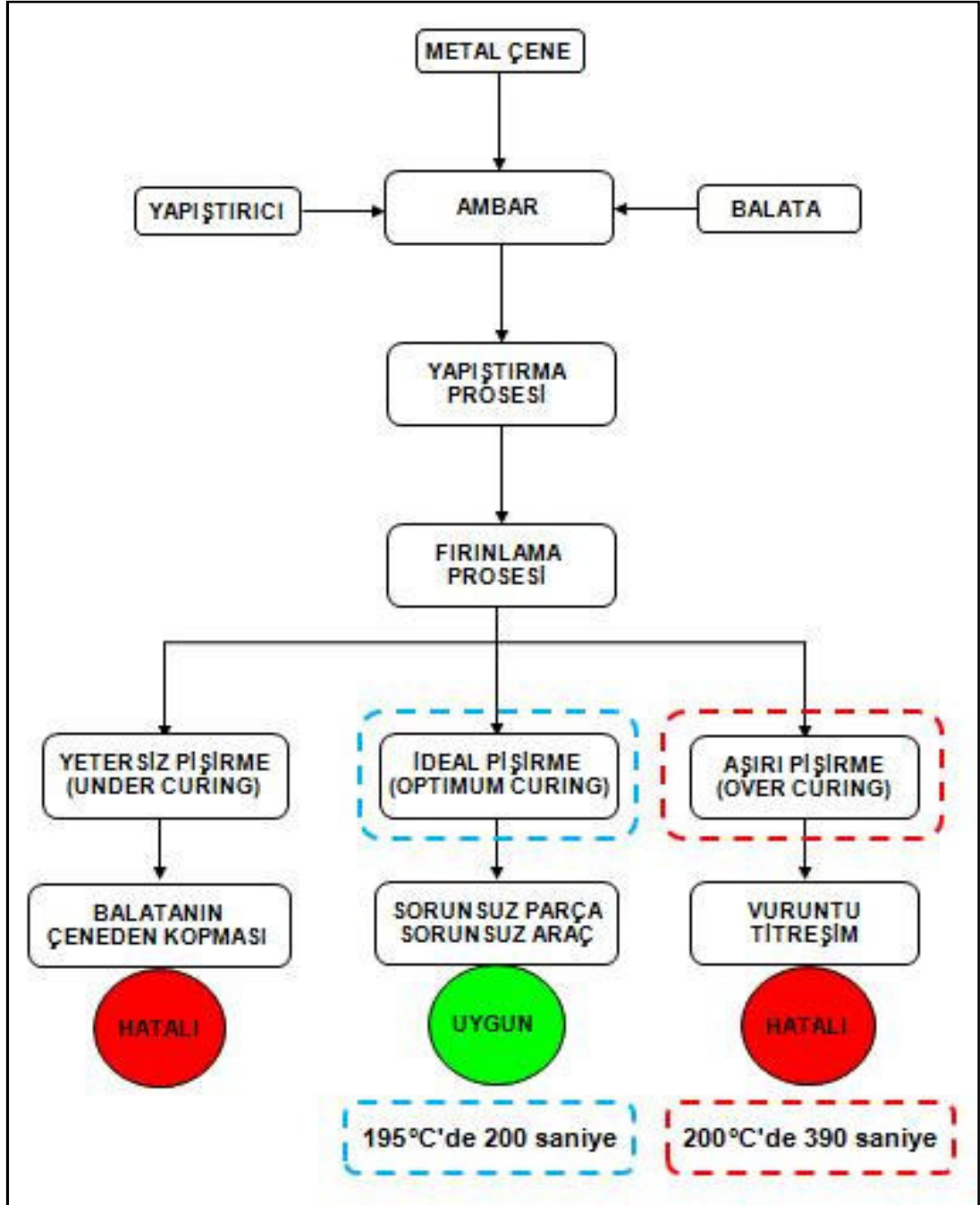
Şekil 6.2: Yapılan iyileştirmeler sonunda gerçekleşen garanti tamirleri

Yapılan tüm test ve inceleme çalışmalarının şematik gösterimi Şekil 6.3'te gösterilmiştir. Bu şablona göre yeşil kutucuk içindeki parçalar her hangi bir uygunsuzluk olmadığını, mavi kutucuk içindeki çalışmaların sonuca ulaşmada her hangi bir etkisinin olmadığını, kırmızı kutucuk içindeki çalışmalar ise sorunun tespit ve tarifi konusunda önemli ipuçları verilmesini sağlamıştır.



Şekil 6.3: Yapılan test ve incelemelerin şematik gösterimi

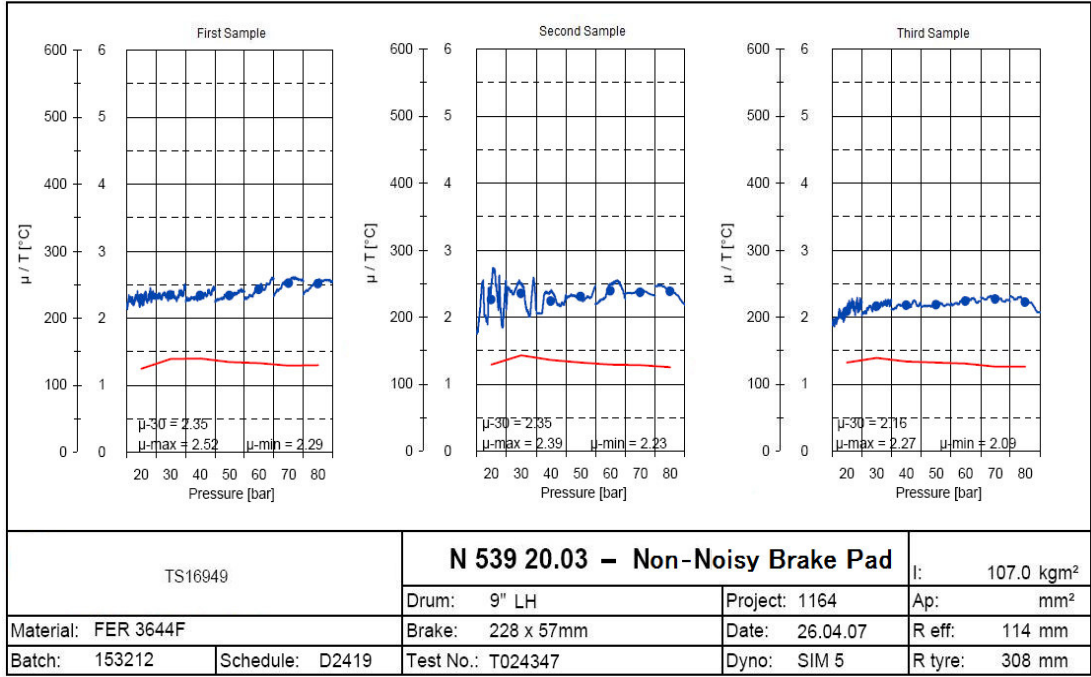
Şekil 6.4'teki şema ise balata yapıştırma prosesini ve proses değişkenliklerinin sebep olacağı etkileri göstermektedir. Pişirme sürelerinin etkileri testlerle doğrulanmış, aşırı pişirme prosesinin sesi oluşturma etkisi balata imalatçısının laboratuvar tesislerinde test edilerek kanıtlanmıştır.



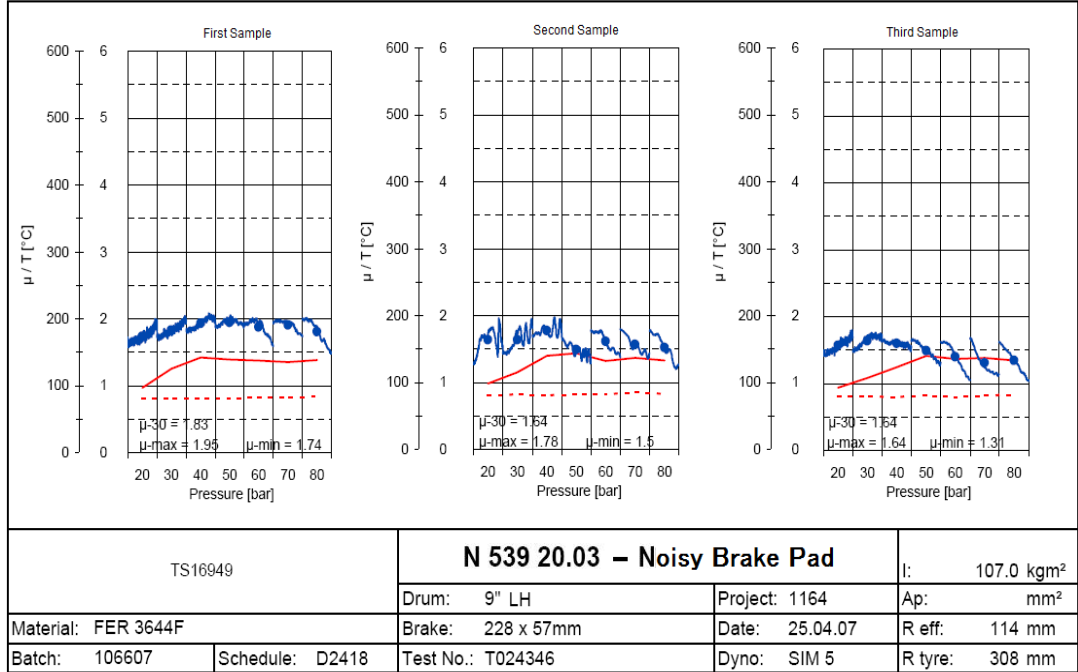
Şekil 6.4: Yapıştırma prosesinin şematik gösterimi

Balata imalatçısının teknik resminde sürtünme seviyesi 2.0-2.5 olarak belirtilmiştir. Bu değer aralığının sesli ve sessiz araçlarda nasıl olduğunu incelemek üzere, fabrikadan tespit edilmiş 3 adet sesli ve 3 adet sessiz aracın balataları imalatçıya gönderilerek test edilmiştir. Elde edilen test sonuçları Şekil 6.5 ile Şekil 6.6'da yer almaktadır.





Şekil 6.5: Sessiz araç balatalarına ait sürtünme seviyesi ölçümleri



Şekil 6.6: Sesli araç balatalarına ait sürtünme seviyesi ölçümleri

Bu test raporlarına göre sessiz araç balatalarının sürtünme seviyeleri 2.09 ile 2.52 arasında çıkarken, sesli araç balatalarının sürtünme seviyeleri de 1.31 ile 1.95 arasında çıkmıştır. Bu da, yapıştırma sonrası fırınlama süresinin uzatılması

durumunda balata yüzeyinin kristalize olmasından dolayı metal metal sürtünme ya da diğer bir ifadeyle kuru sürtünmeye neden olduğu sonucunu göstermiştir.

Bu sonuçların ardından derhal olaya müdahale edilmiş ve araçlar eski seviye parçalarla üretilmeye başlanmıştır. Buna paralel olarak, tüm çalışmalarda “sorun tespit etme ve çözme tekniği” olarak bilinen ve Endüstri Mühendisliğinin en önemli materyallerinden biri olan “Hata Türleri ve Etkileri Analizi” tekniği [Failure Mode and Effect Analysis (FMEA)] aracılığıyla ulaşılan bu başarılı sonuç, yerli firma ile paylaşılarak pişirme (curing) prosesinde ısı miktarının ve çevrim süresinin sonuca nasıl etkilediği anlatılmış ve kendileri bu alanda yapacakları yatırımla kazanmaya devam edecekleri yönünde cesaretlendirilmiştir.

Diğer taraftan bu çalışma gösterdi ki, tezimize konu olan firma gibi dünyada önemli bir marka olmuş firmaların başarısının ardında, kusursuz ürün üretmek için kendilerini disipline ettikleri FMEA ve benzeri materyal kullanımları yatmaktadır.

Bizim de sorun çözmeye kullandığımız ancak aslında sorun oluşmadan önce oluşması muhtemel sorunların önüne geçmeyi amaçlayan bu teknik (FMEA) sayesinde, birlikte çalıştığımız yerli sanayilere de bu tür parametrik problemlerin nasıl çözülebileceği konusunda bir nebze olsun ışık tutacak bir sorun analizi yapılmış ve kendilerinin de FMEA, G8D, 6 Sigma gibi faaliyetleri bir disiplin olarak kendi firmalarına kurmalarının önemine değinilmiştir.

## KAYNAKLAR

- [1] Bruel & Kjaer, "Measuring Sound", **K.Larson and Sons Factory Brochure**, Denmark, 3-6, (1984).
- [2] F.Fahy J.Walker, "Fundamentals of Noise and Vibration", **Imprint of Routledge E & FN Spon.**, 121-164 (1998).
- [3] Kinsler, L.E., "Fundamentals of Acoustics", 4<sup>th</sup> Edition, **John Wiley & Sons**, New York, 79-126, (1999).
- [4] LL.Beranek "Noise and Vibration Control Engineering", 2<sup>nd</sup> Edition, **John Wiley & Sons**, New York, 42-216, (2005).
- [5] Möser, M., "Engineering Acoustics", **Springer**, Berlin, 34-36, (2004).
- [6] S.Becker S.Yu, "Objective Noise Rating of Gear Whine", **SAE 1999-01-1720**, 165-186, (1999).
- [7] Başaran İ.Eren, Ses Frekans Tekniği, <http://www.muzikportali.com/ses/ses2.asp> (Ziyaret Tarihi: 24.04.2005).
- [8] Guegen J., **R202 Drive Evaluation Training Notes**, Drive Evaluation Seminar, Ford Motor Company, Lommel, Belgium (2005).
- [9] Tandoğan, F.O., "Vehicle Interior Noise Source Contribution And Transfer Path Analysis, M.Sc.", **ITU Institute of Science and Technology**, İstanbul, 78-95, (2006).
- [10] Yrd. Doç. Dr. Sedat Karabay, "Sürekli Ortamların Mekanik Titreşimi", **Kocaeli Üniversitesi Yüksek Lisans Ders Notları**, Kocaeli (2007).
- [11] Mettler K., SDOF Systems under Harmonic Excitation, [http://www.efunda.com/formulae/vibrations/sdof\\_harmo.cfm](http://www.efunda.com/formulae/vibrations/sdof_harmo.cfm) (Ziyaret Tarihi: 24.04.2005).
- [12] Rau S.S., Mechanical Vibrations, 4<sup>th</sup> Edition, **Pearson Prentice Hall**, USA, 156,162, 249, (2004).
- [13] Bauer H., Bosch Automotive Handbook, 4<sup>th</sup> Edition, SAE Society of Automotive Engineers, 39-42, (1996).

[14] A.G. Gökten, A. Güney, M. Ereke, "Taşıt Frenleri", ***İTÜ Makina Fakültesi Otomotiv Anabilim Dalı***, İstanbul, 1-35, (1995)

## **ÖZGEÇMİŞ**

1969 yılında Kırşehirde doğdu. İlköğrenimini Kırşehir’de, lise eğitimini de Kırıkkale Kurtuluş Lisesinde tamamladı. Macaristan Budapeşte Teknik Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği bölümünde lisans eğitimini tamamladıktan sonra Almanyada Almanca eğitimi aldı. Daha sonra Türkiyeye döndü ve askerliğini uzun dönem olarak Kocaeli Cengiz Topel Deniz Hava Üs Komutanlığında tamamladı. 2 yıl TAI Kalite Güvence bölümünde, 7 yıl da Ford Otosan’da Ürün Geliştirme Şasi bölümünde çalıştı. Halen Temsa Araştırma Geliştirme ve Teknoloji AŞ’de Ar-Ge Mühendisi olarak çalışmakta ve İngilizce, Almanca ve Macarca bilmektedir. Evli ve bir kız babasıdır.