

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**İLETİM YOLU ANALİZİ METODUNUN BİR ARAÇ
ÜZERİNDE UYGULANMASI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Başar SAVRAN**

Anabilim Dalı : Makina Mühendisliği

Program : Otomotiv

HAZİRAN 2009

**İLETİM YOLU ANALİZİ METODUNUN BİR ARAÇ
ÜZERİNDE UYGULANMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Başar SAVRAN
(503061703)**

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 04 Mayıs 2009

Tezin Savunulduğu Tarih : 05 Haziran 2009

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Ahmet Güney (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Murat Ereke (İTÜ)
Prof. Dr. İrfan Yavaşlıol (YTÜ)

HAZİRAN 2009

ÖNSÖZ

Öncelikle çalışmamın her aşamasında bana yol gösteren, destekleyen ve bilgisini benden esirgemeyen tez danışmanım Prof. Dr. Ahmet Güney'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Dostluğuyla her zaman yanımda olan ve her konuda bana yardımcı olan arkadaşlarım Fatih Taş, Mustafa Ataş ve İlke Kahyaoğlu'na teşekkür ederim.

Tofaş Türk Otomobil Fabrikası A.Ş NVH departmanından Ziya Girgin, Mehdi Yıldız ve Aytekin Özkan'a bu çalışmaya katkılarından, gösterdikleri emeklerden ve bana her konuda sağladıkları kolaylıklardan dolayı minnettarlığımı sunarım.

Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu'na (TÜBİTAK) Yurt içi Yüksek Lisans Burs Programı ile beni destekledikleri için teşekkür ederim.

Son olarak aileme hayatımın her aşamasında olduğu gibi eğitim hayatımın bu döneminde de yanımda oldukları, her türlü olanak ve desteği sağladıkları, sabırlı ve anlayışlı tutumları için teşekkür ederim.

Haziran 2009

Başar SAVRAN

(Uzay Müh.)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

KISALTMALAR.....	vii
ÇİZELGE LİSTESİ	viii
ŞEKİL LİSTESİ	ix
SEMBOL LİSTESİ	ixi
ÖZET	xiii
SUMMARY	xv
1. GİRİŞ.....	1
2. TEMEL SES BİLGİSİ	3
2.1. Ses ve Gürültü	3
2.2. Ses Dalgalarının Özellikleri.....	3
2.3. Harmonik Olmayan Ses Dalgaları ve Rms Değerleri.....	4
2.4. Desibel	5
2.5. Ses Gücü Düzeyi	5
2.6. Ses Basıncı Düzeyi	6
2.7. Ses Şiddeti ve Ses Şiddeti Düzeyi	6
2.8. Yönelme ve Yönelme Katsayısı	8
2.9. Arı Ses, Peryodik ve Karmaşık Sesler.....	9
2.10. Serbest Alanda Sesin Yayılması.....	10
2.10.1. Serbest alanda ses basıncı düzeyinin bulunması	10
2.11. Frekans Analizi.....	12
2.12. Oktav Bantları	13
3. SES YÜKSEKLİK DÜZEYİ VE SES DÜZEYİ.....	17
3.1. Ses Yükseklik Düzeyi.....	17
3.2. Ses Düzeyi	20
3.3. Eşdeğer Sürekli Ses Düzeyi ve Ses Etkilenim Düzeyi.....	22
4. NVH ÖLÇÜMLERİ VE ÖLÇÜM EKİPMANLARI.....	25
4.1. NVH Tanımı	25
4.2. Otomotiv Endüstrisinde NVH'in Önemi	25
4.3. Gürültü ve Titreşim Ölçümleri	27
4.3.1. Ses gücü düzeyi ölçümleri.....	28
4.3.2. Ses şiddeti ölçümleri	29
4.3.3. Titreşim ölçümleri	29
4.3.4. Yapısal/modal analiz	30
4.4. Gürültünün Sınıflandırılması.....	30
4.5. Gürültü ve Titreşim Ölçümlerinde Kullanılan Ölçüm Ekipmanları.....	31
4.5.1. Mikrofonlar	31
4.5.2. İvme-ölçerler	32
4.5.3. Darbe çekici.....	35
4.5.4. Sallayıcılar.....	35

4.5.5. Bruel&Kjaer PULSE analizörü	35
5. İLETİM YOLU ANALİZİ.....	39
5.1. Giriş.....	39
5.2. İletim Yolu Analizinin Önemi	39
5.3. İletim Yolu Analizi ile NVH İyileştirmeleri, Sorunların Giderilmesi ve Prototip Tasarımı	40
5.4. Gürültü İletim Yolları	41
5.5. İletim Yolu Analizi Ölçümleri	43
5.5.1. İletim yollarının ölçülmesi.....	43
5.5.1.1. Yapısal iletim yolu ile toplam ses basınç seviyesinin ölçülmesi	44
5.5.1.2. Hava yolu ile iletim ve tersinirlik metodu	45
5.5.2. Motor ve süspansiyon çıkarılmış durumda gövde FTF'nu ölçümü	46
5.6. Dolaylı Yöntemlerle Operasyonel Kuvvetlerin Ölçülmesi.....	46
5.6.1. Kompleks katılık metodu.....	47
5.6.2. Matris inversiyonu metodu	47
5.7. Dolaylı Yöntemlerle Operasyonel Hacimsel Hızların Belirlenmesi.....	49
5.7.1. Noktadan noktaya yüzey örnekleme.....	49
5.7.2. Ses şiddetinin ölçülmesi	50
5.7.3. Hacimsel hız için matris inversiyonu metodu	51
5.7.4. Metodların karşılaştırılması	52
6. İLETİM YOLU ANALİZİNDE AYIRMA YÖNTEMİ UYGULAMASI	53
6.1. Giriş.....	53
6.2. Ayırma ve Pencereleme Yöntemleri.....	54
6.3. Ayırma Yöntemi Ölçümlerinin Yapılması.....	54
7. ARAÇ ÜZERİNDE YAPILAN TESTLER.....	59
7.1. Mevcut Durumun Tespit Edilmesi.....	59
7.1.1. Pos 2 iç gürültü ölçümleri.....	61
7.1.2. Pos 5 iç gürültü ölçümleri.....	67
7.1.3. Motor takozlarının durumunun belirlenmesi.....	71
7.1.4. Şanzıman takozu ölçümleri.....	77
8. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME	81
ÖZGEÇMİŞ	87

KISALTMALAR

CPB	: Constant Percentage Bandwidth (Sabit Yüzdeli Bantgeniřlięi)
FFT	: Fast Fourier Transform (Hızlı Fourier Dönüşümü)
FTF	: Frekans Tepki Fonksiyonu
NVH	: Noise Vibration Harshness (Gürültü Titreşim Sertlik)
SEL	: Ses Etkilenim Düzeyi

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 2.1 : Gürültü kaynaklarının ses gücü düzeyi [1]	6
Çizelge 2.2 : Kaynağın konumuna göre yönelme katsayıları [1]	9
Çizelge 2.3 : Oktav bant aralıkları [3]	15
Çizelge 3.1 : Bir fabrikanın ses düzey sınırları	22
Çizelge 4.1 : Gürültünün zamanla değişimine göre yapılan ölçümler [1]	28
Çizelge 4.2 : Mikrofon çeşitleri [9]	32
Çizelge 4.3 : Tek eksenli ve üç eksenli ivme-ölçerlerin özellikleri [9]	34
Çizelge 4.4 : Çeşitli B&K ivme-ölçer modelleri özellikleri [9]	34
Çizelge 4.5 : B&K PULSE analiz sistemi	38
Çizelge 6.1 : Ayırma matrisi [17]	55

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Basit harmonik bir ses dalgası [1].	3
Şekil 2.2 : Basit harmonik ses dalgasının ilerleyişi [1].	4
Şekil 2.3 : Ses şiddeti [2].	7
Şekil 2.4 : Harmonik fonksiyonlardan harmonik olmayan periyodik bir fonksiyonun elde edilişi [1].	10
Şekil 2.5 : Serbest alanda ses basıncı düzeyinin, kaynağa olan uzaklıkla değişimi [1].	12
Şekil 2.6 : Harmonik, periyodik, karmaşık seslerin ses basınç ve frekans değişimi[1].	13
Şekil 2.7 : 1/1 ve 1/3 oktav bantlar [4].	15
Şekil 2.8 : 1/1 ve 1/3 oktav filtreleme farkı [4].	16
Şekil 3.1 : Eşyükseklik eğrileri [5].	18
Şekil 3.2 : İşitme sınırları [1].	18
Şekil 3.3 : Sone - phon çevrim eğrisi.	19
Şekil 3.4 : Eşyükseklik indeksi eğrileri [6].	20
Şekil 3.5 : A,B ve C ağırlıklı ses düzeyleri eğrileri [8].	21
Şekil 3.6 : Zamanla Değişen Ses Düzeyinin (L_{eq}) ile Gösterilmesi	22
Şekil 4.1 : Mikrofonların iç ve dış yapısı [9].	31
Şekil 4.2 : 3 Eksenli ivme-ölçerler [9].	33
Şekil 4.3 : Tek eksenli ivme-ölçer [9].	33
Şekil 4.4 : B&K darbe çekici [11].	35
Şekil 4.5 : B&K 4824 model sallayıcı [12].	35
Şekil 4.6 : CPB 1/n oktav bant analizleri [13].	36
Şekil 4.7 : B&K Pulse FFT ve CPB analiz sonucu gösterimleri [13].	37
Şekil 4.8 : FFT darbe çekici test sonuçları gösterimi [13].	37
Şekil 5.1 : Gürültü iletim yolu çeşitleri [15].	41
Şekil 5.2 : Kaynak yol alıcı modeli [15].	41
Şekil 5.3 : Gürültü iletim yolları.	42
Şekil 5.4 : Gürültü ve titreşim kaynakları [15].	42
Şekil 5.5 : Bağlantı noktalarındaki kuvvetler [15].	44
Şekil 5.6 : Kompleks katılık metodu.	44
Şekil 5.7 : Kabin içi ses basıncının ölçülmesi [15].	45
Şekil 5.8 : Kabin içi hacimsel hızın mikrofonlar ile ölçülmesi [15].	45
Şekil 5.9 : Kabin içi hacimsel hızın ivme-ölçerler ile ölçülmesi [15].	46
Şekil 5.10 : Matris inversiyonu metodu için ivmelerin ölçülmesi.	49
Şekil 5.11 : Yüzey alanlarında ivme ölçümü [16].	50
Şekil 5.12 : Transfer fonksiyonun tersinin ölçülmesi [16].	51
Şekil 6.1 : Tek kaynaklı, alıcılı ve iki iletim yollu.	53
Şekil 7.1 : Mikrofon pozisyonları.	59
Şekil 7.2 : Mikrofon yükseklikleri.	60

Şekil 7.3 : Araç içi mikrofon pozisyonları.....	60
Şekil 7.4 : Sinyal işleme özellikleri.....	61
Şekil 7.5 : Pos 2 renkli haritalama genel görünüş.....	62
Şekil 7.6 : Pos 2 renkli haritalama 2. mertebe detay.....	63
Şekil 7.7 : Pos 2 2. mertebe gürültü dağılımı.....	64
Şekil 7.8 : Pos 2 A-filtreli toplam gürültü seviyesi.....	65
Şekil 7.9 : Pos 2 oktav analizi 2546-3494 d/d.....	66
Şekil 7.10 : Pos 2 oktav analizi 2546-3652 d/d.....	66
Şekil 7.11 : Pos 2 oktav analizi 3652-3996 d/d.....	67
Şekil 7.12 : Pos 5 renkli haritalama genel görünüş.....	68
Şekil 7.13 : Pos 5 renkli haritalama 2. mertebe detay.....	68
Şekil 7.14 : Pos 5 2. mertebe gürültü dağılımı.....	69
Şekil 7.15 : Pos 5 A-filtreli toplam gürültü seviyesi.....	70
Şekil 7.16 : Pos 5 oktav analizi 3898-3996 d/d.....	70
Şekil 7.17 : Motor takozu üzerindeki ivme-ölçerler.....	71
Şekil 7.18 : Motor takozu gövde x yönündeki ivmeler.....	72
Şekil 7.19 : Motor takozu gövde y yönündeki ivmeler.....	72
Şekil 7.20 : Motor takozu gövde z yönündeki ivmeler.....	73
Şekil 7.21 : 2. mertebe x yönündeki ivmeler.....	74
Şekil 7.22 : 2. mertebe y yönündeki ivmeler.....	75
Şekil 7.23 : 2. mertebe z yönündeki ivmeler.....	76
Şekil 7.24 : 2. mertebe z yönünde gövde üzerindeki ivmeler.....	76
Şekil 7.25 : 2. mertebe şanzıman takozu x yönündeki ivmeler.....	77
Şekil 7.26 : 2. mertebe şanzıman takozu y yönündeki ivmeler.....	78
Şekil 7.27 : 4. mertebe şanzıman takozu gövde ivmeleri.....	78
Şekil 7.28 : 2. mertebe şanzıman takozu z yönündeki ivmeler.....	79

SEMBOL LİSTESİ

A	: Küre yüzey alanı
b_w	: Bant genişliği
c	: Sesin Yayılma Hızı
F_j	: j İletim Yolundaki Kuvvet
f	: Frekans
f_0	: Merkez Frekansı
f_1	: Alt Sınır Frekansı
f_2	: Üst Sınır Frekansı
$f_i(\omega)$	: i İletim Yolundaki Operasyonel Kuvvet
H	: Gürültü Transfer Fonksiyonu
I	: Ses Şiddeti
I_0	: Uluslararası Referans Ses Şiddeti
I_t	: Teorik Ses Şiddeti
$K(\omega)$	: Kompleks Dinamik Katılık
L_{eq}	: Eşdeğer Sürekli Ses Düzeyi
L_I	: Ses Şiddeti Düzeyi
L_L	: Phon
L_p	: Ses Basıncı Düzeyi
L_p^-	: Ortalama Ses Basıncı Düzeyi
L_w	: Ses Gücü Düzeyi
P_i^{oper}	: Operasyonel Ses Basıncı
P_{kabin}	: Kabin Ses Basıncı
Pow_j	: Ses Şiddetine bağlı Ses Gücü
$\frac{P_r}{Q_i}$	: Ses Basıncı ve Hacimsel Hız arasındaki İletim Fonksiyonu
p	: Ses Basıncı
p_0	: Uluslararası Referans Basıncı
P_i	: i noktasındaki Ses Basıncı
p_t	: Teorik Ses Basıncı
Q	: Yönelme Katsayısı
Q_i	: i noktasındaki Hacimsel Ses Hızı
Q_i^{oper}	: Operasyonel Hacimsel Ses Hızı
Q_{kabin}	: Kabin Hacimsel Ses Hızı
$\dot{q}_j$	: Hacimsel İvme

r	: Kaynaktan olan Uzaklık
S	: Sone
S_i	: i. Ses Yüksekliği
S_j	: j yüzeyinin Alanı
S_m	: En Büyük Ses Yüksekliği
S_t	: Toplam Ses Yüksekliği
T	: Ses Dalgasının Periyodu
W	: Ses Gücü
W_0	: Uluslararası Referans Gücü
$\ddot{X}_{ij}$	: j İletim yoluna bağlı i noktasındaki İvmeler
$\ddot{X}_{jn}$	: Yüzeye dik yöndeki İvmeler
$x_s(\omega)$	: Kaynak bağlantı noktasındaki Operasyonel Deplasman
$x_t(\omega)$	: Alıcı bağlantı noktasındaki Operasyonel Deplasman
λ	: Ses Dalgasının Dalga Boyu
ρ	: Ortam Yoğunluğu

İLETİM YOLU ANALİZİ METODUNUN BİR ARAÇ ÜZERİNDE UYGULANMASI

ÖZET

Günümüzde, taşıt gürültü ve titreşim performansı, sürüş kalitesi ve seyahat konforu açısından büyük önem taşımaktadır. Birçok parametreye bağlı olarak ortaya çıkan araç titreşim ve gürültüsünün konforlu bir sürüş sağlayacak şekilde optimize edilmesi gerekmektedir.

Otomobil gibi birçok alt sistemden oluşan karmaşık yapılarda, gürültü ve titreşim çeşitli kaynaklardan yayılabilmektedir. Çeşitli kaynaklardan ortaya çıkan bu gürültü ve titreşimler yapısal yolla veya hava iletimi yolu ile kabin içerisine iletilir. Motor bağlantı noktaları, egzoz sistemi bağlantıları, süspansiyonlar ve hatta dolaylı olarak kam mili bile yolcu kabinine iletilen titreşim ve gürültünün sebebi olabilir. Aynı şekilde, egzozdan ve emme manifoldundan hava yolu iletimi sonucu yolcu kabinine titreşim ve gürültü iletilmektedir. Bazı iletim yolları belirli bir frekansta rahatsız edici titreşim ve gürültüye sebebiyet vermekte ve bu vibro-akustik hisler kullanıcılar tarafından rahatsızlık olarak nitelendirilmektedir. Bu nedenle, İletim Yolu Analizi metodu kullanılarak kaynaktan alıcıya aktarılan her bir enerji iletim yolunun aracın titreşim ve gürültüsüne ne kadar etki ettiğinin belirlenmesi büyük önem taşımaktadır. Bu yöntem ile kaynaklar ve iletim yolları belirlenerek hangi iletim yolunun iyileştirilmesi gerektiği açıkça ortaya çıkar ve istenilen araç karakteristiklerini sağlamak için tasarımlar optimize edilebilir.

Bu çalışmada, gürültü ve titreşimin temelleri, araç gürültü kaynaklarının ve iletim yollarının belirlenmesi ve NVH ölçümlerinin yapılması gibi bazı önemli bilgilere yer verilmiş ve araç içerisindeki toplam gürültünün İletim Yolu Analizi metodu kullanılarak nasıl belirlenmesi gerektiği anlatılmıştır. Ayrıca bu çalışma ile İletim Yolu Analizinin bir araç üzerinde uygulanması da detaylı olarak aktarılmaktadır.

TRANSFER PATH ANALYSIS METHOD APPLICATION ON A CAR

SUMMARY

Nowadays, vehicle noise and vibration performance has a great impact on drive quality and travel comfort. Vehicle vibration and noise which emerge depending on the various parameters can be optimize regarding to provide a comfortable drive.

The noise and vibrations on the complex structures such as automobile which consist of a numerous subsystems could be come out from the various sources. These noise and vibrations emerged from various sources are transmitted to the vehicle cabin by structure or airborne transfer paths. Engine mounts, exhaust mounts, suspension components and even indirectly the camshaft could be the reason of these transmitted noise and vibrations sources. Similarly, exhaust and intake manifold are transmitting noise and vibrations by airborne transfer. Some of the transfer paths on specific frequencies cause a disturbing noise and vibrations which can also be described by the passenger as disturbing vibro-acoustic feelings. Therefore, Transfer Path Analysis method plays an important role on determining the energy transfer paths between the sources and the receivers to notice the contribution of each path. The paths and the sources can be easily determined and the modification necessity on some of the paths can be obviously seen while applying this method. Transfer Path Analysis also gives a chance to satisfy intended vehicle characteristic by optimizing the components' design.

In this study, some of the basic information about noise and vibration fundamentals, determination of the sources and transfer paths, applications of the NVH measurements have been given and the total interior noise on the cabin has been determined using the Transfer Path Analysis. Moreover, in this study, the application of the Transfer Path Analysis on a car has been explained in details.

1. GİRİŞ

Gelişen yeni teknolojiler ve mühendislik yöntemleri zaman içerisinde otomobil kullanıcılarının da beklentilerinin artmasına sebep olmuştur. Otomobil kullanıcılarının bu yüksek beklenti ve istekleri doğrultusunda daha konforlu ve daha kaliteli araçların tasarlanıp üretilmesine verilen önem artmıştır. Müşterilerin en çok önem verdikleri ve otomotiv firmaları tarafından da yeni teknolojilerle en çok geliştirilmeye çalışılan araç özellikleri güvenlik, konfor, yakıt tüketimi, performans, ergonomi, gürültü ve titreşim (NVH) olarak belirtilebilir.

Sürüş kalitesi ve seyahat konforu açısından büyük önem taşıyan gürültü ve titreşim kontrolü, birçok parametreye bağlı olarak ortaya çıkan araç içi titreşim ve gürültüsünün optimize edilmesini sağlamaktadır. Motor ve aktarma organları, yol ve rüzgar gibi çeşitli kaynaklardan ortaya çıkan bu gürültü ve titreşimler yapısal yolla veya hava iletimi yolu ile kabin içerisine iletilir. Araç kabini içerisinde kullanıcı ve yolcuları rahatsız edebilecek düzeydeki bu gürültü ve titreşimler NVH ölçümleri ve buna bağlı olarak yapılan iyileştirmelerle azaltılmaya çalışılmaktadır. NVH çalışmaları yapılırken çeşitli ölçüm yöntemleri ve stratejiler izlenilmektedir.

Bu çalışmada da kullanılan İletim Yolu Analizi metodu, araç içerisindeki gürültünün azaltılması yönünde büyük kolaylıklar sağlayan bir yöntemdir. Bu projenin amacı; İletim Yolu Analizi metodu kullanılarak kaynaktan alıcıya aktarılan her bir enerji iletim yolunun aracın titreşim ve gürültüsüne ne kadar etki ettiğini belirlemektir. Bu yöntem ile araç içerisindeki çeşitli kaynaklardan gürültünün hangi yolları izleyerek alıcılara ulaştığı saptanmaktadır. Tüm gürültü yollarının teker teker saptanarak önlem alınması ve uygun görülen noktalara yapılan iyileştirmelerle gürültü seviyeleri azaltılabilmektedir.

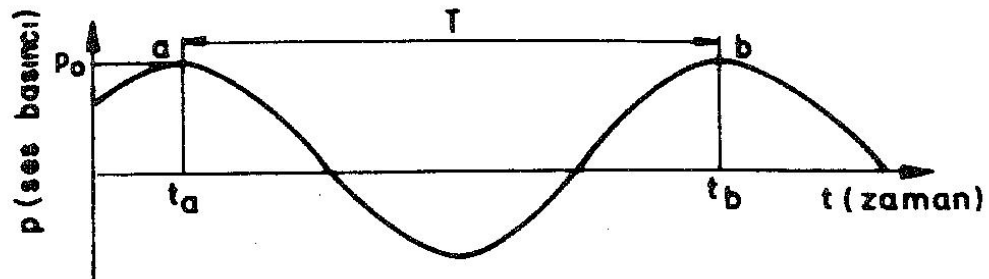
2. TEMEL SES BİLGİSİ

2.1. Ses ve Gürültü

Ses, kulak tarafından algılanabilen hava, su ya da benzeri bir ortamdaki basınç değişimi sonucu oluşan ve dalgalar halinde yayılan bir enerji şeklidir. Ortamdaki parçacıkların titreşimi ile ses doğar ve bu titreşimlerin komşu parçacıklara iletilmesiyle çevreye yayılır. Hoşa gitmeyen, istenmeyen, rahatsız edici sesler gürültü olarak tanımlanabilir. Bir sesin gürültü olarak nitelenip nitelenmemesi kişilerin rahatsız olmasına bağlı olarak değişebilir.

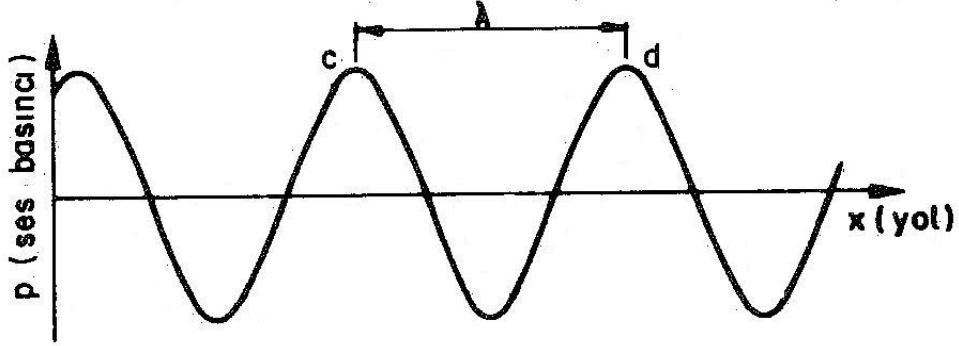
2.2. Ses Dalgalarının Özellikleri

Basit harmonik bir ses dalgasının bir noktada oluşturduğu ses basıncının zamanla değişimi Şekil 2.1’ de gösterilmektedir. P_0 ile gösterilen, basıncın en büyük değerine genlik, basıncın birbirini izleyen en büyük iki değeri arasında geçen zamana ise periyot adı verilir. Periyot, T ile gösterilir ve birimi ise saniyedir. Bir basınç değişim devri için geçen zaman periyot olarak tanımlanır. Birim zamandaki basınç değişim devri sayısını tanımlayan frekans (f) ise periyodun tersidir. Basınç değişim devri ile belirtilmek istenen, basıncın aynı yönden yaklaşarak aynı düzeye ulaştığı birbirini izleyen iki nokta arasındaki kısımdır. Frekans bir saniyedeki devir sayısı olan Hertz ile ölçülür [1].



Şekil 2.1 : Basit harmonik bir ses dalgası [1].

Ses dalgasının yarattığı ses basıncının ses kaynağından olan uzaklıkla değişimi Şekil 2.2 ile gösterilmektedir. Şekil 2.2'de, yatay eksenle birbirini izleyen iki benzer nokta arasındaki uzaklık dalga boyunu (λ) tanımlamaktadır.



Şekil 2.2 : Basit harmonik ses dalgasının ilerleyişi [1].

Periyodu olan T sürede (λ) dalga boyuna sahip bir ses dalgası kendi boyu kadar yol gideceğinden, dalganın yayılma hızı,

$$c = \frac{\lambda}{T} \quad (2.1)$$

olacaktır. Dolayısıyla, bir dalganın frekansı veya periyodu ile dalga boyu arasındaki ilişki denklem 2.2 ile gösterilebilir.

$$c = \frac{\lambda}{T} = \lambda \cdot f \quad (2.2)$$

2.3. Harmonik Olmayan Ses Dalgaları ve Rms Değerleri

Günlük hayatta çevremizde işittiğimiz seslerin, periyodik olsun veya olmasın, büyük bir çoğunluğu harmonik değildir. Bu gibi durumlarda ses basıncının yüksekliğini, ses basıncının genliği ile tanımlamamız olanaksızdır. Ses basıncı hakkındaki en önemli bilgiyi, ses basıncının rms değeri adı verilen ortalama kare değerinin karekökü verir. Ses basıncının zamanla değişimi $p(t)$ ise, bu ses basıncının T süresindeki rms değeri denklem 2.3'de olduğu gibi yazılabilir.

$$p = \left[\frac{1}{T} \int_0^T p(t)^2 dt \right]^{1/2} \quad (2.3)$$

Periyodik ses dalgaları için, denklem 2.3'de T olarak ses dalgasının periyodu alınır. Periyodik olmayan ses dalgaları için ise, ses basıncının rms değeri belirli bir T süresi için bulunabilir.

2.4. Desibel

İki büyüklüğün oranının logaritması olarak tanımlanan ve Graham Bell'in anısına adı verilen birim bel olarak bilinir. 1 bel, oranları 10 olan iki büyüklüğü göstermektedir. Oranların logaritmasının 10 katı olarak tanımlanan desibel adı verilen birim daha yaygın olarak kullanılmaktadır. Sayılardan biri bilindiğinde; desibel, söz konusu bir büyüklüğün referans büyüklüğüne oranının logaritmasının 10 katıdır. Genellikle, güç ya da güç eşdeğeri büyüklükleri ölçmekte kullanılır. Desibel (dB) ile ölçtüğümüz büyüklüklere düzey adı verilir. W değerindeki bir gücün W_0 referans değerine göre düzeyi denklem 2.4 ile tanımlanmıştır.

$$Düzy(dB) = 10 \log \frac{W}{W_0} \quad (2.4)$$

Referans gücü olarak uluslararası referans $W_0 = 10^{-12}$ W kullanılır. Alt ve üst sınır değerleri arasında büyük farklar olan ses ölçümleri için desibel çok uygundur. Bunun nedeni, Doğrusal bir ölçek yerine logaritmik bir ölçek kullanılmasıdır [1].

2.5. Ses Gücü Düzeyi

Ses gücü, bir ses kaynağının yaydığı ses enerjisinin gücü olarak tanımlandırılabilir. Bu gücün düzeyine ise ses gücü düzeyi L_w denir. Yukarıdaki tanıma göre, ses gücü W olan bir kaynağın ses gücü düzeyi L_w , denklem 2.5 ile gösterilmektedir.

$$L_w = 10 \log \frac{W}{10^{-12}} \quad (2.5)$$

Bir makinanın ses gücü, bu makinanın toplam gücünün ses olarak yayılan kısmıdır ve genellikle toplam gücün çok küçük bir kısmıdır. Çizelge 2.1'de bazı ses ve gürültü kaynaklarının harcadıkları ses güçleri ve ses gücü düzeyleri verilmiştir.

Çizelge 2.1 : Gürültü kaynaklarının ses gücü düzeyi [1].

Kaynak	Ses Gücü (W)	Ses Gücü Düzeyi (dB, re 10^{-12} W)
Fısıltı	10^{-9}	30
Normal konuşma	10^{-5}	70
Bağırarak konuşma	10^{-3}	90
Kamyon kornası	10^{-1}	110
Pervaneli uçak motoru	1	120
Senfoni orkestrası	10	130
Dört pervaneli uçak	100	140
Dört jet motorlu uçak	5×10^4	167
Satürn roketi	5×10^7	197

Ses gücü düzeyi bilinen bir kaynağın ses gücü, denklem 2.6 kullanılarak elde edilir.

$$W = 10^{-12} \times 10^{(L_w / 10)} \quad (2.6)$$

2.6. Ses Basıncı Düzeyi

Havanın basıncının değişmesiyle algılanan sesin, kaynağının ses gücündense belli bir noktada yarattığı ses basıncı daha önemlidir. Ses basıncı düzeyi L_p denklem 2.7 ile hesaplanabilmektedir.

$$L_p = 10 \log \frac{p^2}{p_0^2} \quad (2.7)$$

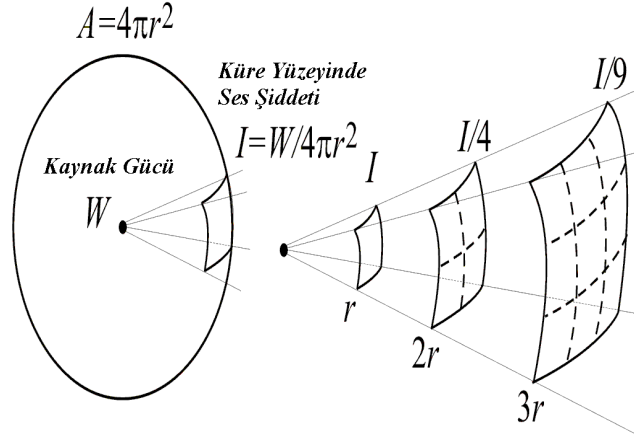
Denklem 2.7’de, p_0 ile uluslararası referans basıncı olarak kabul edilen 20 mikropaskal (20×10^{-6} Pa ya da N/m^2), p ile de ses basıncının rms değeri gösterilmektedir. Bu referans basıncı, ortalama genç bir yetişkinin, frekansı 1000 Hz olan ses dalgasını duyabilmesi için en az 20×10^{-6} Pa basıncın gerekmesinden yola çıkılarak seçilmiştir. Ses basıncı düzeyi hesaplanırken basınçların değil de rms değerlerinin kullanılmasının nedeni, dB’in genellikle güç oranları için kullanılması ve gücün, basıncın karesiyle orantılı olmasıdır [1].

2.7. Ses Şiddeti ve Ses Şiddeti Düzeyi

Ses şiddeti, kaynağın bulunduğu ortamın akustik ve geometrik özellikleriyle, kaynaktan olan uzaklığa bağlı olarak değişen bir ses özelliğidir. W ses gücüne sahip

bir ses kaynağından çıkan ses dalgalarının A alanından geçmesi durumunda birim alandaki güç, ses şiddetini verir (denklem 2.8). Küresel bir alan için ses şiddeti Şekil 2.3 ile gösterilmektedir.

$$I = \frac{W}{A} \quad (2.8)$$



Şekil 2.3 : Ses şiddeti [2].

Ses şiddeti ile ses basıncı arasındaki, düzlemsel dalgalar için verilen ve kaynaktan uzakta olmak koşuluyla diğer dalga tipleri için de geçerli olan denklem 2.9 kullanılarak ses şiddeti (I) hesaplanabilir.

$$I = \frac{p^2}{\rho c} \quad (2.9)$$

Ölçülen ses basıncının rms değeri (p), sesin iletiildiği ortamın yoğunluğu ρ ve bu ortamdaki sesin yayılma hızı c ile gösterilmiştir. Ses şiddeti düzeyi L_I denklem 2.10'dan hesaplanabilir.

$$L_I = 10 \log \frac{I}{I_0} \quad (2.10)$$

Burada, I_0 10^{-12} W/m² alınarak ve denklem 2.9'dan yararlanılarak, Ses şiddeti düzeyi L_I denklem 2.11'de olduğu gibi yazılabilir.

$$L_I = L_p - 0.16 \text{ dB} \quad (2.11)$$

0.16 dB insan kulağının fark edemeyeceği bir değer olduğundan, gürültü analizlerinde ses şiddeti yerine, ölçülmesi çok daha kolay olan ses basıncı kullanılır.

2.8. Yönelme ve Yönelme Katsayısı

Teorik olarak, noktasal ideal bir ses kaynağından, ses küresel dalgalar şeklinde yayılır. Pratikte ise bir ses kaynağından çıkan ses dalgaları her yönde farklılık gösterir. Bir hoparlörden çıkan sesin herhangi bir uzaklıkta hoparlörün yüzüne dik yöndeki ses basıncı, diğer yönlerdekinden daha yüksek olacaktır. Ses şiddetinin, sesin düzgün yayılması durumunda aynı noktada oluşturacağı ses şiddetine oranı yönelme katsayısı (Q) olarak adlandırılır (denklem 2.12).

$$Q = \frac{I}{I_t} \quad (2.12)$$

Denklem 2.12’de, I söz konusu noktadaki ses şiddeti ve I_t sesin küresel dalgalar halinde yayılması durumunda aynı noktadaki teorik ses şiddetidir. Denklem 2.9 kullanılarak, yönelme katsayısı denklem 2.13’deki gibi yazılabilir.

$$Q = \frac{p^2}{p_t^2} \quad (2.13)$$

Burada, p_t sesin küresel yayılması durumundaki ses basıncının rms değeri, p ise o noktada ölçülen rms değeridir.

Bir ses kaynağı, çevresinde yansıtıcı yüzeyler olmamasına rağmen kendi özelliğinden dolayı değişik yönlerde değişik yönelme katsayılarına sahip olabilir. Benzer şekilde, mükemmel ses yayan bir kaynak ise bulunduğu konumdaki yansıtıcı yüzeylere bağlı olarak değişik yönelme katsayılarına sahip olabilir. Çevresinde hiçbir yansıtıcı yüzey bulunmayan noktasal bir ses kaynağı için yönelme katsayısının her yönde 1 olarak kabul edilir. Noktasal bir ses kaynağının değişik konumlardaki yönelme katsayıları Çizelge 2.2’de gösterilmektedir. Bu tablo, her yönde düzgün ses yayan ses kaynakları için geçerlidir. Aksi takdirde, ses kaynağının yayılımı düzgün değilse, her yönde farklı bir yönelme katsayısına sahip olacağından bu tablo geçersiz olacaktır [1].

Çizelge 2.2 : Kaynağın konumuna göre yönelme katsayıları [1].

Kaynağın Konumu	Yönelme Katsayısı Q
Açıktaki, (örneğin, tavadan odanın ortasına asılmış)	1
Yansıtıcı bir düzlem üzerinde (örneğin, yerde ve duvarlardan uzak)	2
Yansıtıcı iki düzlemin kesim çizgisinde (örneğin, yerle duvar arasında)	4
Yansıtıcı üç düzlemin kesim noktasında (örneğin, bir odanın köşesinde)	8

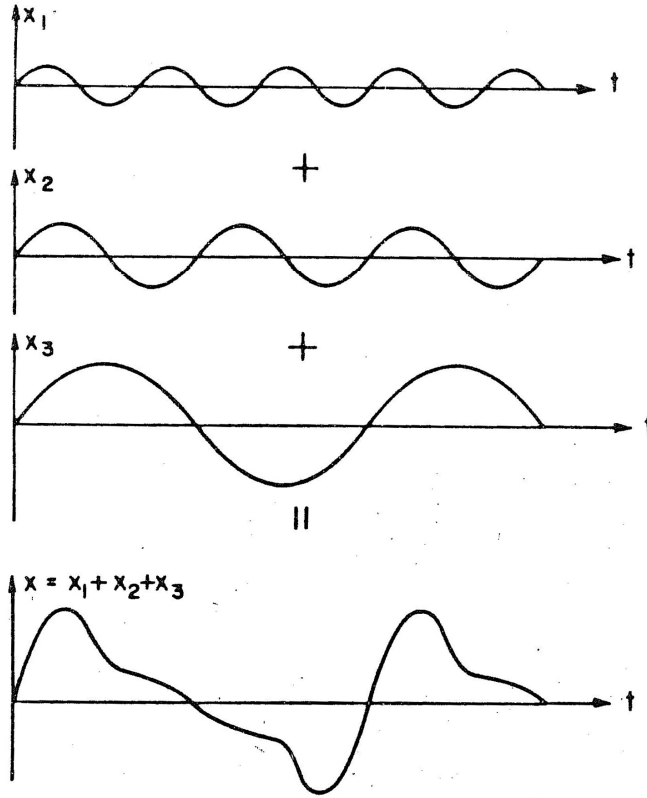
Herhangi bir yöndeki yönelme katsayısı, her yönde değişik yönelme katsayısına sahip bir ses kaynağı için, o yönde bir noktada ölçülen ses basıncı düzeyi L_p ile kaynağa aynı uzaklıktaki ortalama ses basıncı düzeyi $\bar{L}_p$ 'den yararlanarak bulunabilir (denklem 2.14).

$$Q = 10^{(L_p - \bar{L}_p)/10} \quad (2.14)$$

Özel test odalarında belirli noktalarda yapılan ses basıncı düzeyi ölçümlerinden, ortalama ses basıncı düzeyi $\bar{L}_p$ hesaplanabilir.

2.9. Arı Ses, Peryodik ve Karmaşık Sesler

Arı sesler, harmonik ses basıncı değişiminin yarattığı seslerdir. Değişik frekanslardaki arı seslerin birleşmesiyle harmonik olmayan periyodik sesler elde edilir. Periyodik sesler, kendilerini oluşturan arı seslere ayrılabilirler. Harmonik fonksiyonların toplanmasıyla, harmonik olmayan periyodik fonksiyonların elde edilişi Şekil 2.4 ile gösterilmektedir. Tersinir olarak, verilen periyodik bir fonksiyondan da, bu fonksiyonu oluşturan harmonikler elde edilebilir. Arı seslere doğada ender olarak rastlanılmasına karşın periyodik sesler doğada daha çok yeralırlar. Karmaşık veya kompleks sesler ise harmonik olmadıkları gibi, periyodik de değildirler. Bu seslerin yarattıkları ses basıncının zamanla değişimi gelişigüze değildir.



Şekil 2.4 : Harmonik fonksiyonlardan harmonik olmayan periyodik bir fonksiyonun elde edilişi [1].

2.10. Serbest Alanda Sesin Yayılması

Serbest alanlar, sesi yansıtacak hiçbir engelin bulunmadığı ve sesin düzgün olarak yayılabildiği alanlardır. Serbest alandaki bir noktasal ses kaynağının yaydığı ses dalgaları düzgündür ve kaynaktan r uzaklığında olan bir noktadaki ses şiddeti r^2 ile ters orantılıdır. Ters kare kanunu adı verilen bu orantı, ses kaynağına çok yakın alanlarda geçerliliğini yitirir. Bu kanunun geçerli olmadığı alanlara yakın alan adı verilir. Genellikle kaynağa çok yakın olan bölgedir ve bu bölgede sesin yayılması tamamen ses kaynağının geometrisine ve özelliklerine bağlıdır. Ters kare kanununun geçerli olduğu ve kaynaktan belli bir uzaklıktan sonra başlayan alana ise uzak alan adı verilir.

2.10.1. Serbest alanda ses basıncı düzeyinin bulunması

Ses gücü düzeyi L_w olan bir ses kaynağının, kaynaktan r uzaklıkta serbest alanda yaratacağı ses basıncı düzeyi L_p denklem 2.15'den hesaplanabilir.

$$L_p = L_w + 10 \log \left(\frac{Q}{4\pi r^2} \right) \quad (2.15)$$

L_w kaynağın ses gücü düzeyi, Q yönelme katsayısı ve r kaynaktan olan uzaklık olarak simgelenmiştir. Yönelme katsayısı Q , hem ses kaynağının kendi özelliğinden dolayı değişik yönlerde değişik değerlere sahip olabilir, hem de kaynağın bulunduğu konumdan dolayı 1'den farklı bir değer alabilir.

Denklem 2.15'den bulunacak L_p , L_w 'nin tanımlandığı frekans bandı için geçerlidir.

Örnek olarak, L_w dört oktav bandındaki toplam ses gücü düzeyi olarak bulunmuş olsun, bu durumda L_p de aynı oktav bantlarındaki ses basıncı düzeyini verir.

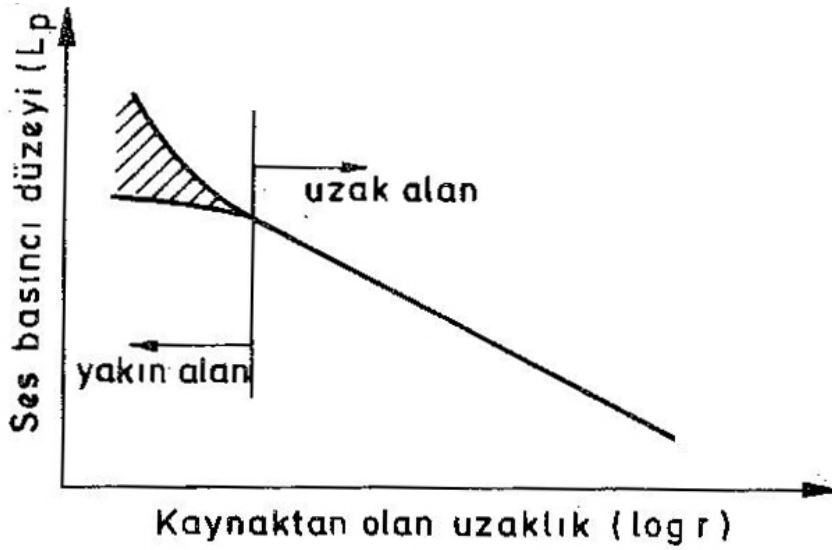
Genellikle pratik uygulamalarda, dört oktav bandı için bulunan toplam ses basıncı düzeyi L_p yaklaşık olarak A ağırlıklı ses düzeyine eşit alınabilir. Bunun nedeni, 500 -4000 Hz arasındaki oktav bantlarında, ses düzeyi ile ses basıncı düzeyi arasında önemli bir fark olmayışıdır. Bu durumda, 500-4000 Hz dört oktav bandındaki toplam ses gücü düzeyi bilinen bir ses kaynağının, serbest alanda, kaynaktan belirli bir uzaklıkta yaratacağı ses düzeyi, denklem 2.15'den hesaplanan L_p 'ye yaklaşık olarak eşit alınabilir.

Eğer L_w 'nin her oktav bandındaki değeri biliniyorsa, belli bir noktada yaratacağı ses düzeyi daha hassas bir şekilde bulunabilir. Bunun için, istenilen bantlardaki L_w 'lerden, denklem 2.15 kullanılarak bant basıncı düzeyleri hesaplanır. Bu bant basıncı düzeylerinden her bant için ses düzeyleri bulunur. Son olarak, tüm bu bantlardaki ses düzeyleri desibel toplama kurallarına göre toplanarak, toplam ses düzeyi elde edilir.

Uzak alan olarak uygulamada denklem 2.15'in geçerli olduğu; kaynağa, boyutunun 2 katı ya da kaynaktan yayılan sesin bir dalga boyu uzaklığında bulunan bölge alınmaktadır. Sesin yayılması kaynağın özelliklerine bağlı olduğu için, yakın alanda denklem 2.15'den bulunan ses basıncı düzeyi gerçek değerinden biraz farklı olabilir. Uzak alanda, ses kaynağına olan uzaklık iki katına çıktığından, ses basıncı düzeyi 6 dB azalır. Bunun ispatı, $(L_p)_{2r}$ ve $(L_p)_r$ kaynaktan, sırasıyla $2r$ ve r uzaklıktaki noktalarda yaratılan ses basıncı düzeyleri ise, aralarındaki bağıntı denklem 2.15 kullanılarak denklem 2.16'da gösterildiği gibi elde edilir [1].

$$\begin{aligned}
(L_p)_{2r} &= L_w + 10 \log\left(\frac{Q}{4\pi(2r)^2}\right) = L_w + 10 \log\left(\frac{Q}{4\pi r^2} \cdot \frac{1}{4}\right) \\
(L_p)_{2r} &= L_w + 10 \log\left(\frac{Q}{4\pi r^2}\right) + 10 \log\left(\frac{1}{4}\right) \\
(L_p)_{2r} &= (L_p)_r - 6
\end{aligned} \tag{2.16}$$

Uzak alanda geçerli olan bu kuralda, ses basıncı düzeyinin kaynağa olan uzaklığının logaritmasıyla değişimi bir doğruyla gösterilebilir. Yakın alanda ise, Şekil 2.5'den görüldüğü gibi doğrusal ilişki kaybolur.



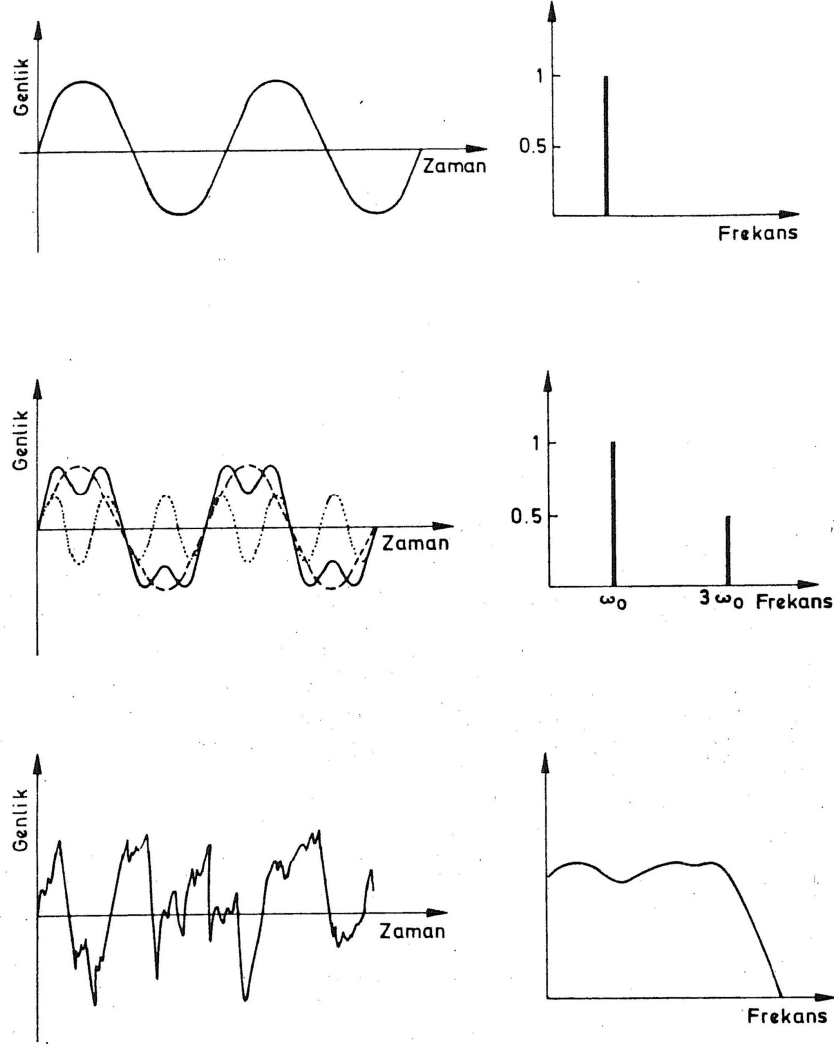
Şekil 2.5 : Serbest alanda ses basıncı düzeyinin, kaynağa olan uzaklıkla değişimi [1].

2.11. Frekans Analizi

Teorik olarak, sıfırdan sonsuza kadar her frekanstaki fonksiyonun, verilen karmaşık bir fonksiyonu oluşturmaktaki katkısını frekansın fonksiyonu olarak çizilirse sürekli bir eğri elde edilir. Elde edilen bu eğrilere, frekans dağılımı eğrisi veya frekans spektrumu denir. Periyodik bir fonksiyonun frekans spektrumu çizilecek olursa, belli frekanslar için değerler bulunur. Harmonik, harmonik olmayan periyodik ve karmaşık fonksiyonların frekans dağılımı eğrileri Şekil 2.6'da gösterilmektedir. Doğada karşılaşılan seslerin çoğu karmaşık sesler olduğundan; frekans analizinin, ses ölçümü ve analizinde önemli bir yeri vardır. Karmaşık bir sesin frekans dağılımını incelendiğinde, o sesi oluşturan etkin frekanslar açıkça görülebilir.

Frekans analizindeki ölçümlerde temel kural, gelen sinyalleri filtre ederek istenilen frekanslardaki bileşenlerin büyüklüğünü ölçmektir. Geçmesine izin verilen frekans

aralığı değiştirilerek, her frekans bandındaki bileşenlerin katkısı bulunabilir. Önemli olan, gelen sinyallerin hangi genişlikteki frekans bandında süzüleceğidir. Çok geniş bant aralığı kullanılması frekans ölçümlerini anlamsızlaştıracaktır. Çok dar bant aralığı kullanılması ise, gereksiz zaman kaybı anlamına gelmektedir. Bant genişliğini, yapılacak analizin niteliği ve duyarlılığına göre belirlenmelidir.



Şekil 2.6 : Harmonik, periyodik, karmaşık seslerin ses basınç ve frekans değişimi[1].

2.12. Oktav Bantları

İnsan kulağı yaklaşık olarak 20 Hz — 20 kHz frekansları arasındaki seslere karşı duyarlıdır. Kulağın en hassas olduğu frekans ise 3 000 Hz'dir. Normal bir konuşmanın anlaşılabilir olması için 1000 — 2500 Hz aralığındaki frekanslar yeterlidir. Telefonlar genel olarak 500 — 3000 Hz frekans aralığındaki sesleri iletir. Müzik dinlerken ise alt sınır 200 Hz'den 30 Hz'e veya biraz daha altına düşerken, üst

sınır 10 kHz'in epey üzerine çıkabilir. Gürültü kontrolü açısından kulağın duyarlı olduğu tüm frekansların incelenmesi gerekmektedir. Bu inceleme yapılırken, alt limit 45 Hz civarı, üst limit ise, duruma göre 6 ya da 11 kHz olarak belirlenebilir. İncelenmesi gereken frekans aralığı çok geniş olduğundan, çok uzun analiz süreleri gerekmektedir. Bunun önüne geçebilmek amacıyla ses analizlerinde, incelenecek frekans aralıkları oktav bandı adı verilen kısımlara bölünür. Bir oktav bandında, bandın üst sınır değeri, alt sınır değerinin iki katıdır ve her bandın üst sınır değeri, bir sonraki bandın alt sınır değeridir. Her bandın merkez frekansı ise alt ve üst sınır değerlerinin geometrik ortalamasıdır. Oktav bandın bu sınır frekansları arasındaki bu ilişkiler denklem 2.17 ve 2.18 ile gösterilmektedir [3].

$$\begin{cases} f_2 = 2f_1 \\ f_0 = \sqrt{2}f_1 = f_2 / \sqrt{2} \end{cases} \quad (2.17)$$

$$\begin{cases} f_1 = \text{alt sınır frekansı} \\ f_2 = \text{üst sınır frekansı} \\ f_0 = \text{merkez frekansı} \end{cases} \quad (2.18)$$

Üst ve alt sınırlar arasındaki fark bant genişliği (b_w) olarak tanımlanmaktadır ve denklem 2.19 ile gösterilmektedir [3].

$$b_w = f_2 - f_1 \quad (2.19)$$

Standart olarak kabul edilen oktav bantlarının merkez frekansları 31.5, 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 ve 16 000 Hz'dir. Standart oktav bantlarının alt ve üst sınır değerleri Çizelge 2.3'te verilmiştir. Oktav bant analizinin sağladığı bilginin yeterli olmaması durumunda, daha dar frekans bantları kullanmak gerekir.

Pratikte, genellikle 1/3 oktav ya da 1/10 oktav analizi yapılmaktadır. Bir oktavlık aralığın sırasıyla üçe veya ona bölünmesiyle 1/3 oktav veya 1/10 oktav elde edilir. Alt ve üst sınır değerleri, denklem 2.20 ve 2.21 kullanılarak hesaplanabilir. 1/3 oktav için n değeri 1/3 ve 1/10 oktav içinse 1/10 alınmalıdır.

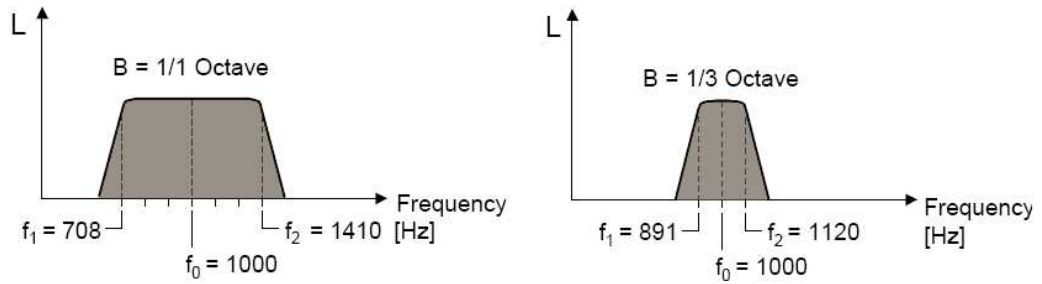
Çizelge 2.3 : Oktav bant aralıkları [3].

Merkez Frekansı (f_0) (Hz)	Alt Sınır Frekansı (f_1) (Hz)	Üst Sınır Frekansı (f_2) (Hz)
31.5	22	44
63	44	88
125	88	177
250	177	355
500	355	710
1000	710	1420
2000	1420	2840
4000	2840	5680
8000	5680	11360
16000	11360	22720

$$f_2 = 2^n f_1 \quad (2.20)$$

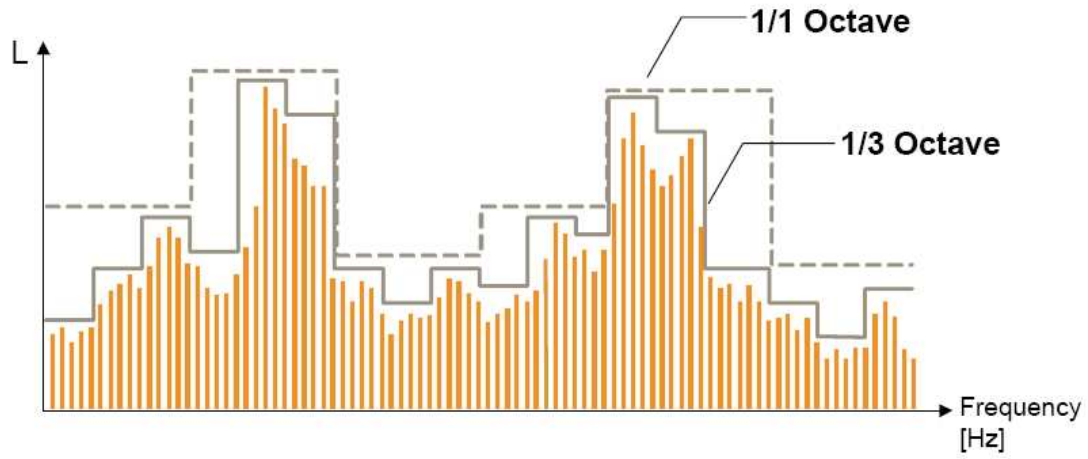
$$f_0 = \sqrt{f_1 f_2} \quad (2.21)$$

Herhangi bir oktav bandın bant genişliğini belirlemek için üst ve alt sınır frekansları farkının, merkez frekansına bölünerek 100 ile çarpılması gerekmektedir. 1/3 oktav bandının bant genişliği merkez frekansının %23'ü kadar, 1/1 oktav bandında ise %70'i kadardır (Şekil 2.7). 1/1 ve 1/3 oktav bant filtrelemeleri arasındaki fark Şekil 2.8 ile gösterilmektedir. Detaylı frekans analizlerinde 1/1 oktav bandındansa 1/3 veya 1/10 oktav bandı kullanılmaktadır.



Şekil 2.7 : 1/1 ve 1/3 oktav bantlar [4].

Sabit yüzdeli bant genişlikli frekans analizi olarak tanımlanan, 1/3 oktav ve 1/10 oktav gibi frekans analizlerinde, bant genişliği oktav analizine göre daralmakla birlikte, düşük frekanslar için çok dar olan frekans aralığı, yüksek frekanslar için o kadar dar olmamaktadır.



Şekil 2.8 : 1/1 ve 1/3 oktav filtreleme farkı [4].

Bu tür analizlerde, bant aralığının merkez frekansına oranı sabittir. Oktav bantlarının, bandın üst sınır değeri alt sınır değerinin iki katı olacak şekilde tanımlanmasının nedeni; kulağın, frekansları oranı tam sayı olan sesleri benzer ses olarak algılamasıdır [1].

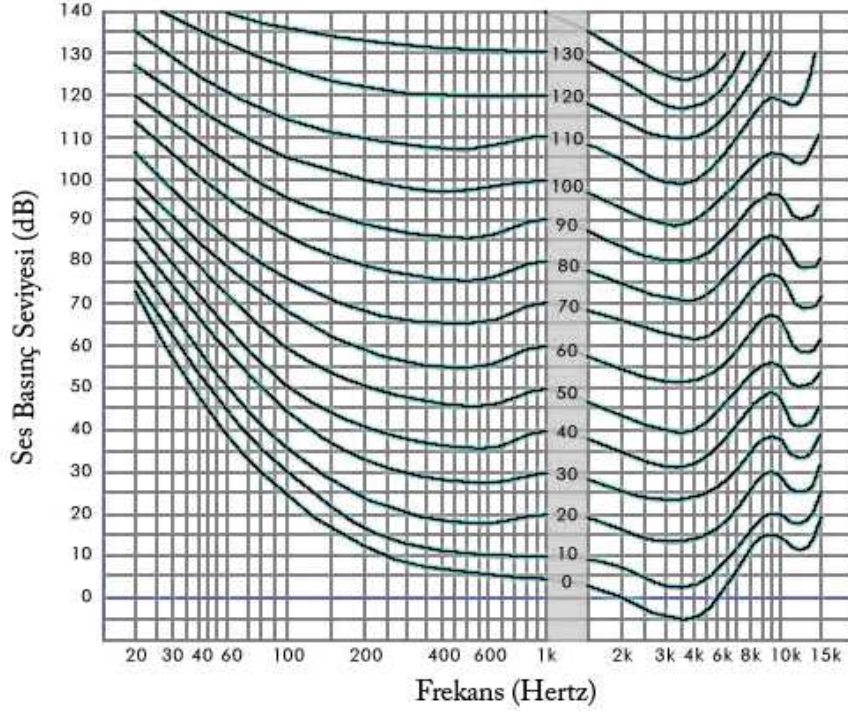
3. SES YÜKSEKLİK DÜZEYİ VE SES DÜZEYİ

3.1. Ses Yükseklik Düzeyi

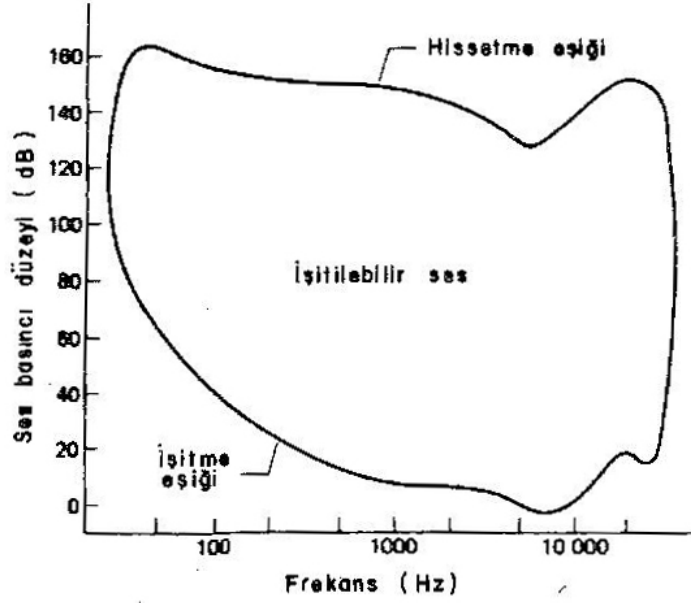
Sesin frekansı ve yarattığı ses basıncı tarafından belirlenen büyüklüğe, ses yüksekliği denir. Aynı yükseklikte duyulan değişik frekanslardaki seslerin, ses basıncı düzeylerinin frekansla değişimleri Şekil 3.1’de eş yükseklik eğrileri olarak gösterilmektedir. Bu eğriler oluşturulurken ölçüt olarak çok sayıda kişinin kişisel tepkileri alınmış ve istatistiksel sonuçlara dayanarak, ses yüksekliği ile ses basıncı ve frekansı arasındaki bir ilişki saptanmıştır. Eş yükseklik eğrisinin 1000 Hz’i kestiği noktadaki ses basıncı düzeyinin birimi phon olan sayısal değerine sesin yükseklik düzeyi denilmektedir. Mesela, 1000 Hz’de, 70 dB ses basıncı düzeyine sahip bir sesin yaratacağı sesin yükseklik düzeyi 70 phondur [1].

Şekil 3.1’de, belli bir ses yüksekliği için gereken ses basıncı, 3 kHz dolaylarında en düşük değerini alırken, frekans küçüldükçe yükselmektedir. Bu insan kulağının en çok 3 kHz dolayındaki frekanslara karşı duyarlı olduğunu gösterir. Şekil 3.1, sesin frekansının yükselmesi sonucu, sesin belli bir frekansta aniden duyulabilirliğini yitirdiğini göstermektedir. Ortalama bir insan kulağı tarafından duyulamayacak titreşimler, noktalı olarak gösterilen duyma eşiği eğrisinin altında kalan bölgede yer almaktadır [5].

İnsan kulağının işitme sınırları Şekil 3.2’de gösterilmektedir. Kapalı eğri içinde kalan noktalara karşı gelen sesler, insan kulağı tarafından duyulabilen seslerdir. Eğrinin alt kısmı duyma eşiğini, üst kısmı ise hissetme eşiğini göstermektedir. Eğri dışında kalan tüm noktalar duyulamayan titreşimlere aittir.



Şekil 3.1 : Eşyükseklik eğrileri [5].



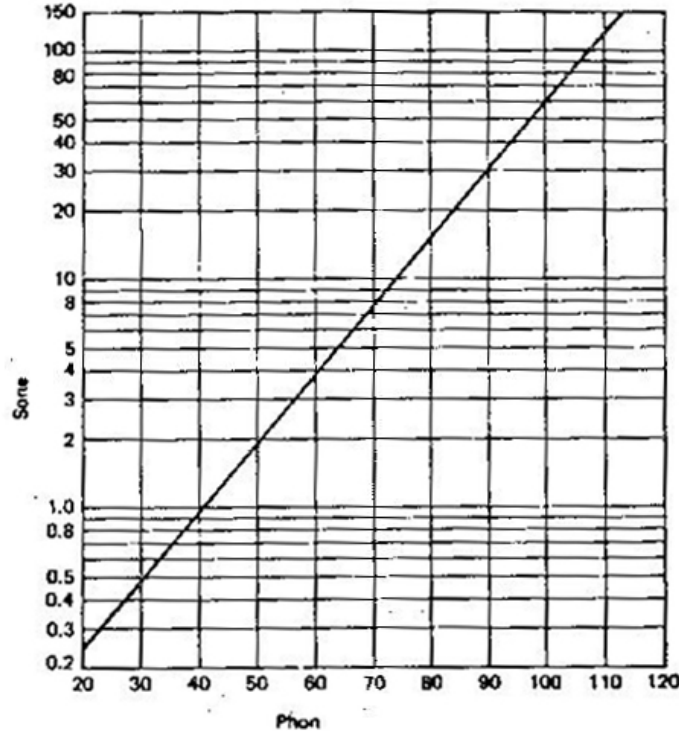
Şekil 3.2 : İşitme sınırları [1].

Ses yüksekliği düzeyi logaritmik olarak ölçülmektedir. Yani; yükseklik düzeyi, iki ayrı sesin yüksekliğini tam olarak kıyaslamaya elverişli değildir. Örnek olarak, yaklaşık olarak 10 phon'luk bir artışın sesin yüksekliğini iki katma çıkardığı bilinmektedir. Bu nedenle, ses yüksekliği iki katına çıkınca sesin yüksekliğini gösteren sayının da iki katma çıkacağı yeni bir ölçü bulunarak birime sone adı

verilmiştir. 40 phon ses yüksekliği düzeyindeki bir sesin ses yüksekliği 1 sone'dur. Phon ile sone arasındaki ilişki denklem 3.1'de verilmiştir.

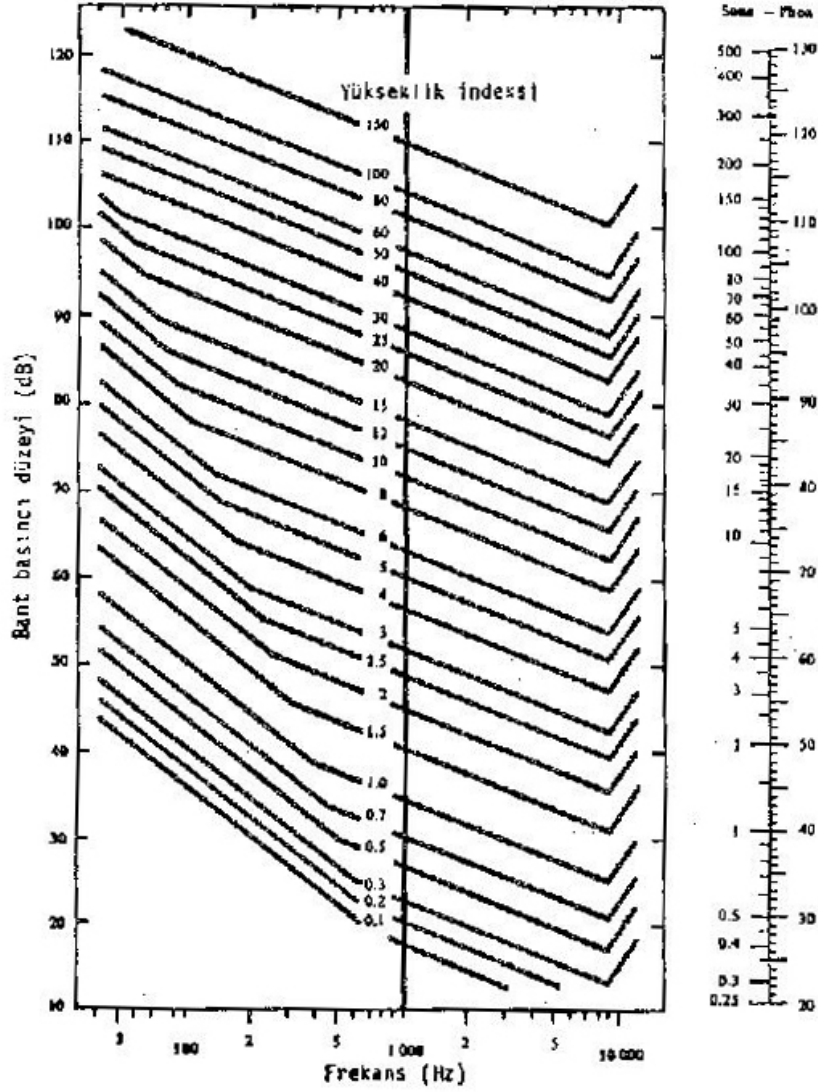
$$S = 2^{(L_L - 40)/10} \quad (3.1)$$

Denklem 3.1'de, S soneyi, L_L ise phonu simgelemektedir. Ses yüksekliği-ses yüksekliği düzeyi çevrimi için Şekil 3.3'te verilen çevrim eğrisinden yararlanılabilir.



Şekil 3.3 : Sone - phon çevrim eğrisi.

Yüksekliğini ölçmek istediğimiz sesler, genelde, arı sesler olmayıp birçok harmonikten oluşan karmaşık seslerdir. Karmaşık seslerin ses yüksekliklerinin ve ses yüksekliği düzeylerinin ölçülmesi için S.S. Stevens tarafından ampirik bir yöntem geliştirilmiş ve eşyükseklik indeksi eğrileri çizilmiştir. Şekil 3.4'te gösterilen bu yeni eğrilerin, Şekil 3.1'deki eşyükseklik eğrilerinden farkı, tek bir frekans yerine bir frekans bandı kullanılıyor olmasıdır. Düşey eksen tek bir frekansa sahip bir sesin ses basınç düzeyini yerine, birçok harmonikten oluşan bir sesin belli bir frekans bandında ölçülen bant basıncı düzeyini göstermektedir. Şekil 3.4'te belli bir frekans, yalnız o frekanstaki harmonik bir ses dalgasını değil, o frekansı merkez frekansı kabul eden bir frekans bandı içinde kalan tüm harmonikleri kastetmektedir [1].



Şekil 3.4 : Eşyükseklik indeksi eğrileri [6].

Toplam ses yüksekliği S_t , denklem 3.2'den ampirik bir formülle hesaplanabilir.

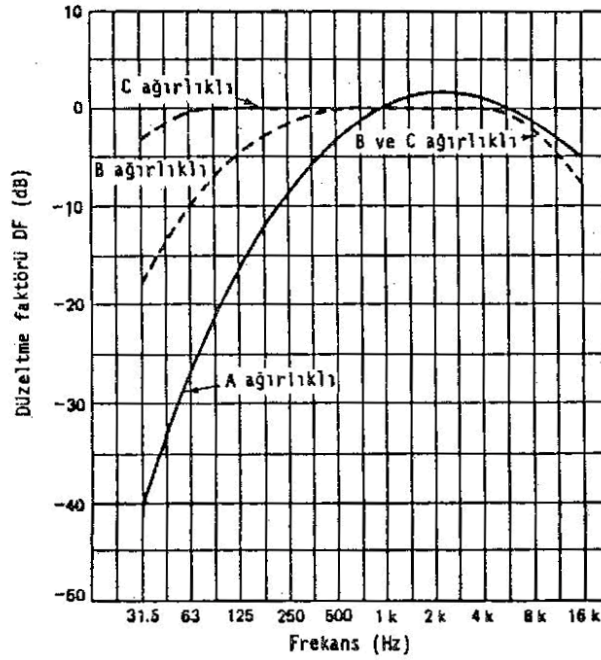
$$S_t = S_m + K \left(\sum_{i=1}^n S_i - S_m \right) \quad (3.2)$$

Denklem 3.2'de S_t soneyi, S_m en büyük yükseklik indeksini, S_i i 'nci yükseklik indeksini ve K ise 0.3 oktav bant katsayısını ifade etmektedir [7].

3.2. Ses Düzeyi

Ses düzeyi, ses basıncı düzeyinin belli bir eğriye göre ağırlıklı olarak bulunmuş şeklidir. Her frekans bandındaki ses basıncı düzeyi belli bir ağırlıkta alınarak, toplam ses basıncı düzeyi bulunabilir. Burada dikkat edilmesi gereken unsur, kulağın

duyarlılığı ile orantılı ağırlıklar kullanmaktır. Kulağın duyarlı olduğu frekanslardaki ses basıncı düzeylerine ağırlık verilip, duyarlılığının azaldığı frekanslardaki ses basıncı düzeylerinin ağırlıkları azaltılarak bulunan toplam ses basıncı düzeyi, kulağın söz konusu sesi hangi yükseklikte algıladığının bir ölçütü olmaktadır. Bu amaçla dört ayn tip ağırlık eğrisi geliştirilmiştir. Bunlardan A, B ve C adı verilen ilk üç tip, önceleri, sırasıyla düşük, orta ve yüksek ses düzeyleri için kullanılmışsa da şu anda A tipi her yükseklik düzeyi için insanların gürültüye gösterdikleri tepkiyi ölçmede yaygın olarak kullanılmaktadır. Her uygulamada A ağırlık eğrisinin tercih edilme nedeni, bu eğrinin kulak duyarlılık eğrileriyle doğrudan olan ilişkisidir. Şekil 3.5 ile A, B, C ağırlık eğrileri gösterilmektedir. Bu eğrileri kullanarak yapılan ölçümlere ses düzeyi ölçümü denilmektedir. Ses düzeyinin birimi, kullanılan ağırlık eğrisine göre dBA, dBB ya da dBC'dir [1].



Şekil 3.5 : A,B ve C ağırlıklı ses düzeyleri eğrileri [8].

Ses düzeyi, kulağın duyarlılığının frekansla değişimini göz önüne alarak bulunmuş bir değer olduğundan gürültü denetimi için sınır değerlerin belirlenmesinde kullanılır.

Çizelge 3.1'de, bir fabrikanın değişik bölgelerinde ses düzeyinin en fazla ne kadar olabileceği gösterilmektedir.

Çizelge 3.1 : Bir fabrikanın ses düzey sınırları.

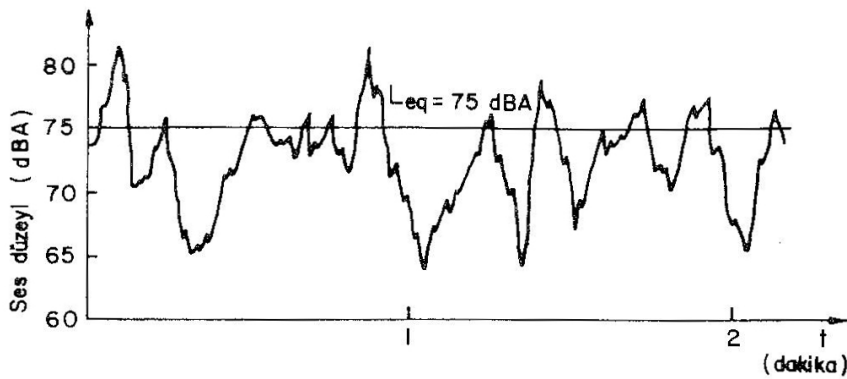
Yer	Ses Düzeyi Sınırı (dBA)
Toplantı ve konferans odası	35
Mühendislerin çalışma odası	40
Laboratuvar ve kalite kontrol bölgeleri	50
Soyunma odaları; tuvalet, banyo	55
Tamirhane	60
Montaj bölgeleri	75
Üretim alanları	80
Sürekli operatör istemeyen makinaların bulunduğu bölgeler	90

3.3. Eşdeğer Sürekli Ses Düzeyi ve Ses Etkilenim Düzeyi

Sesin eşdeğer sürekli ses düzeyi, ses düzeyinde alçalıp yükselmelerin olduğu ya da kararsız gürültülerin değerlendirilmesinde, ses düzeyinin zamanla değişiminin incelenmesi yerine kullanılır. Şekil 3.6’da gösterilen ve L_{eq} ile simgelenen eşdeğer sürekli ses düzeyi, verilen bir zaman aralığında, söz konusu ses ile aynı toplam enerjiye sahip sabit düzeydeki sesin ses düzeyi olarak tanımlanır. Eşdeğer sürekli ses düzeyi, bir sesin A ağırlıklı ses basıncının rms değerinin düzeyine eşittir. Matematiksel olarak eşdeğer sürekli ses düzeyi denklem 3.3’te olduğu gibi yazılabilir.

$$L_{eq} = 10 \log \left[\frac{1}{T} \int_0^T \frac{p^2(t)}{p_0^2} dt \right] \quad (3.3)$$

Bu denklemde T ile ölçüm süresi, $p(t)$ ile ölçülen sesin A ağırlıklı ses basıncı ve p_0 ile referans ses basıncı tanımlanmaktadır.



Şekil 3.6 : Zamanla Değişen Ses Düzeyinin (L_{eq}) ile Gösterilmesi

Sürekli olarak zamanla değişim gösteren seslerin değerlendirilmesinde kullanılan eşdeğer sürekli ses düzeyi, belli sürelerde sabit düzeyleri olan birçok sesin toplu olarak değerlendirilmesinde de kullanılabilir. Çok kısa süren ve birden yükseldikten sonra alçalan seslerin değerlendirilmesinde eşdeğer sürekli ses düzeyi yeterli olmamaktadır. Böyle bir durumda L_{eq} ölçülürse, alınan zaman aralığına bağlı olarak değişik değerler bulunur. Bu tür seslerin düzeylerini belirlemede en uygun yöntem ses etkilenim düzeyi (SEL) kullanmaktır. SEL, kısa sürede önemli düzey değişimi gösteren bir sesin enerjisine sahip, 1 saniye süren sabit düzeyli sesin ses düzeyidir ve dBA ile ölçülür.

Çeşitli kısa süreli gürültülerin karşılaştırılmasında ses etkilenim düzeyi kullanılmaktadır. Mesela, önümüzden geçen bir kamyon ile daha yüksek ses çıkaran fakat daha kısa zamanda önümüzden geçen küçük bir arabanın gürültü düzeylerini kıyaslamada gürültü düzeylerinin en yüksek değerlerini almak yanıltıcı olabilir. Bu durumda, seslerin etkili oldukları sürelerdeki toplam enerjileri önemlidir ve ölçütü de SEL'dir.

Kısa süren birçok kesikli gürültünün SEL değerlerinden yararlanarak, belirlenen etki altında kalma süresindeki L_{eq} değerinin hesaplanması da mümkündür. T saniye süren bir olayın neden olduğu sesin SEL değeri ile L_{eq} değeri arasında denklem 3.4'deki gibi bir bağıntı vardır [1].

$$L_{eq} = SEL - 10 \log T \quad (3.4)$$

4. NVH ÖLÇÜMLERİ VE ÖLÇÜM EKİPMANLARI

4.1. NVH Tanımı

Gürültü, işitme duyusuna olumsuz etkiler yaptığı gibi insanlar üzerinde fizyolojik ve psikolojik etkiler de yaratmaktadır. Bu nedenle, üretici firmalar NVH departmanları kurarak gürültü, titreşim ve sertlik kavramlarının seyahat konforu açısından iyileştirilmesine yönelik çalışmalar yapmaktadır. NVH, araç içi seyahat konforuna direk olarak etki eden gürültü, titreşim ve sertlik kelimelerinin baş harflerinin kullanılmasıyla oluşan akustik bir kavramdır.

Çalışmakta olan motor veya hareket eden bir araç çeşitli seslerin ortaya çıkmasına neden olur. Bu sesler yolcu ve sürücü açısından rahatsız edici boyutlarda ise bu sesler ‘Gürültü’ olarak nitelendirilir. Aynı şekilde aracın hareket etmesiyle beraber çeşitli kaynaklardan ortaya çıkan bir takım titreşimlerde oluşacaktır. Titreşim de gürültü gibi seyahat konforu bakımından sürücü ve yolculara olumsuz etki yapmaktadır. Sertlik ise lastiğe güçlü bir darbenin etkimesi sonucunda ortaya çıkan tek ve anlık sestir. Bu darbe, lastiğe sanki çekiçe vurulmuş hissi oluşturur ve oluşan darbe hissi direksiyon ve araç zemininden hissedilir.

4.2. Otomotiv Endüstrisinde NVH’in Önemi

Gün geçtikçe ileri mühendislik yöntemleri ve teknolojilerindeki gelişmelere paralel olarak, otomobil kullanıcılarının beklentileri artmıştır. Otomobil üreticileri müşterilerinin yüksek beklenti ve istekleri doğrultusunda daha konforlu ve daha kaliteli araçların tasarlanıp üretilmesi için çabalarını arttırmışlardır. Pazarlama stratejisinin en önemli kriterleri olan kalite, konfor ve maliyet üçgenini en ideal şekilde oluşturan şirketler müşterilerini daha fazla tatmin ederek pazar payının büyük bir kısmına hakim olmuşlardır. Bu nedenle, otomotiv firmaları müşteri beklentilerini en iyi şekilde karşılayabilmek için geliştirme departmanlarına büyük yatırımlar yapmaktadırlar. Müşteriler tarafından en çok önem verilen ve otomotiv firmalarının da yeni teknolojilerle en çok geliştirmeye çalıştıkları araç özellikleri güvenlik,

konfor, yakıt tüketimi, performans, ergonomi, gürültü ve titreşim olarak özetlenebilir.

Taşıt gürültü ve titreşim performansı, sürüş kalitesi ve yolcu konforu açısından büyük önem taşımaktadır. Bu nedenle, NVH konusundaki iyileştirme ve araştırmalar müşteri beklentileri de göz önünde bulundurulursa otomobil üreticileri açısından dikkate alınması gereken en önemli unsurlardan biridir. NVH departmanlarında çalışan mühendisler birçok parametreye bağlı olarak ortaya çıkan araç titreşim ve gürültüsünün konforlu bir sürüş sağlayacak şekilde optimize edilmesiyle görevlidirler. NVH uygulamaları genellikle belli çalışma koşullarında yüksek gürültü veya titreşimin tespit edilmesinden yola çıkılarak iyileştirmeler yapılmasıyla gerçekleşir. Yapılan iyileştirmelerden sonra aynı çalışma şartlarında ölçümler yinelenerek gürültü ve titreşim düzeylerindeki gelişmeler incelenir.

Otomobil gibi birçok altsistemden oluşan karmaşık yapılarda gürültü ve titreşim çeşitli kaynaklardan yayılabilmektedir. Bu kaynaklar üç ana başlıkta toplanabilir. Aktarma organları, yol ve rüzgar kaynaklı gürültü ve titreşimler, araç içi ve dışı NVH araştırmalarının da ana başlıklarını oluşturmaktadır. Herbir başlığın altında da gürültü ve titreşim kaynağı olabilecek birçok alt eleman vardır. Örnek olarak, aktarma organları NVH çalışmaları motor bağlantılarının, vites kutusunun ve daha birçok elemanın yaydığı gürültü ve titreşimlerin incelenmesi üzerine yoğunlaşmaktadır. Yol konusundaki NVH çalışmalarında süspansiyon sistemi, rüzgar kaynaklı NVH araştırmalarında ise aerodinamik gövde yapısından kaynaklanan gürültüler incelenmektedir.

Çeşitli kaynaklardan ortaya çıkan bu gürültü ve titreşimler yapısal yolla veya hava iletimi yolu ile kabin içerisine iletilir. Kabin içerisinde seyahat eden sürücü ve yolcular, NVH geliştirme ve iyileştirmeleri yetersiz yapılmış bir araçta olumsuz yönde etkileneceklerdir. Seyir konforu bakımından tatmin edici olmayan bir araç tercih edilmeme sebebi olabilir. Dolayısıyla, rekabetin yüksek olduğu otomotiv sektöründeki şirketler, kullanıcı memnuniyeti ve konforunun sağlanabilmesi amacıyla NVH çalışmalarına büyük önem vermektedir. Bu gayede, büyük otomotiv şirketleri NVH departmanları kurarak yeni teknoloji ve yöntemlerin geliştirilmesini hedeflemektedir.

4.3. Gürültü ve Titreşim Ölçümleri

Gürültü kontrolünde, gürültü ölçümleri ile gürültü kaynağını bulmak, belli bir noktadaki gürültü düzeyini saptamak, gürültünün frekans dağılımını bulmak ya da darbe gürültüsünü saptamak mümkündür. Yaygın olarak, istenilen bir yerdeki gürültü düzeyinin saptanması için ölçümler yapılmaktadır. Genellikle bu ölçümler çevre gürültüsünün standartlara uygunluğunu ya da bir işyerindeki gürültü düzeyinin istenen sınırlar içinde olup olmadığını kontrol etmek için yapılır.

Kaynağın bulunduğu ortamda ya da özel olarak hazırlanmış test odalarında gürültü ve titreşim ölçümleri yapılabilir. Yarı-anekoik veya tam-anekoik odalarda dinamometre üzerinde yol şartları simüle edilerek testler gerçekleştirilebilmektedir. NVH ölçümlerinde genellikle yarı-anekoik odalarda yapılan ölçümler yeterli olmaktadır. Bu odaların en büyük avantajı nem, ortam sıcaklığı ve rüzgar gibi parametrelerin istenilen değerlerde sabit tutulabilmesidir. Yol ve ortam şartları istenildiği gibi ayarlanabildiği için çeşitli şartlarda çeşitli testlerle araçlarda ölçüm yapılabilir. Bu ölçümler yapılırken mikrofonlar, ivme-ölçerler, darbe çekici, ses düzeyi ölçerler, ses şiddeti probu ve bilgisayar tabanlı bir analiz sistemine ihtiyaç duyulur. Bu ekipmanlar kullanılarak genel akustik ölçümlerinin yanı sıra ses gücü düzeyi, ses şiddeti, ses kalitesi ölçümü, araç geçiş gürültüsü, mertebe analizi, genel titreşim ve yapısal/modal ölçümler gibi çok çeşitli ölçümler yapılabilir. Çizelge 4.1 ile gürültünün zamanla değişimine göre ne tür bir ölçüm yapılması gerektiği gösterilmektedir.

Gürültü kontrolünde kullanılan yöntemler çoğu kez frekansa bağlı olduğundan gürültünün frekans dağılımını bilmek önemlidir. Bu da frekans analizi ile sağlanabilir. Frekans analizi, ses basıncı değişiminin filtrelenmesi ve frekans bantlarındaki harmoniklerine ayrılmasıyla yapılır. Filtre edilecek bandın genişliği, alt ve üst sınırları otomatik olarak ayarlanır ve sinyali oluşturan harmoniklerden yalnız istenen bant sınırları içerisinde kalanların geçmesine izin verilir. Böyle yapılarak sadece bu harmoniklerin düzeyi ölçülmüş olur. Sabit yüzdeli bant genişliğine sahip analizlerde, yüksek frekanslı bantların bant genişliği, düşük frekanslı bantların bant genişliğine göre daha fazladır. Sabit kalan, bant genişliğinin merkez frekansına oranıdır. Sabit bant genişliği alınarak yapılan frekans analizlerinde ise bant genişliği, merkez frekansının değerine bağlı olmaksızın her bant için aynıdır. Frekans

analizinde kullanılan bant genişliği azaldıkça analiz daha hassaslaşmakta, buna karşılık analizin yapılacağı bant sayısı çoğaldığı için analiz süresi artmaktadır [1].

Çizelge 4.1 : Gürültünün zamanla değişimine göre yapılan ölçümler [1].

0 10 20 s	Gürültü Türü	Ölçüm Tipi	Bu Tür Gürültüye Örnek
	Kararlı gürültü (sabit sürekli gürültü)	Gürültü düzeyi	Havalandırma sistemi, elektrik motoru
	Sabit fakat kesikli gürültü	Gürültü düzeyi ve süresi ya da L_{eq}	Hava kompresörü
	Dalgali gürültü (periyodik)	Gürültü düzeyi veya L_{eq} ya da gürültü dozu	Yüzey taşılama
	Dalgah gürültü (periyodik değil)	L_{eq} ya da gürültü dozu	Tipik fabrika içi gürültü (montaj hattı vb.)
	Tekrarlanan darbe gürültüsü	L_{eq} ya da gürültü dozu ve bunların yanında "darbe" ayarıyla gürültü düzeyi ("en yüksek" gürültü düze- yinin de saptanması gerekir)	Otomatik pres, perçinleme, delme, vb.
	Tek darbe	L_{eq} ve "en yüksek" gürültü düzeyi	Pres, delme vb. bir operas- yonun tek olarak yapılması
	Kısa sürede yükselip daha sonra kaybolan gürültü (geçiş gürültüsü)	SEL	Uçak havalanması

4.3.1. Ses gücü düzeyi ölçümleri

Test odalarında yapılan ölçümlerde ses kaynağının ses yayma özelliklerinin bulunması veya kaynağın ses gücü düzeyinin bulunması hedeflenmektedir. Ses düzeyinin ölçümü için geliştirilmiş ses düzeyi ölçerler kullanarak, istenilen bir noktadaki ses düzeyi doğrudan ölçülebilir. Ses düzeyi ölçerler, ses düzeyini 1 dB ya da 0.5 dB hassasiyetle ölçmektedir. Ses düzeyi ölçerlerin ölçümlerden önce ve sonra kalibre edilmeleri gereklidir. Güvenilir, hassas ölçümler yapabilmek için ölçüm yapılan ortamın atmosferik özellikleri saptanmalı, ölçüm noktaları ve çevredeki yansıtıcı ve yutucu yüzeyler işaretlenmelidir. Bir kaynağın gürültü düzeyi ölçülecekse, kaynak çalışmadan, ölçüm noktasındaki arka plan gürültüsü ölçülmelidir. Arka plan gürültüsüyle asıl ölçüm değeri arasında 10 dB veya daha fazla fark varsa, yapılan ölçüm 0.5 dB hassasiyetle geçerlidir. Aradaki fark 10 dB'den daha azsa asıl

ölçümden arka plan gürültüsünün çıkarılması gereklidir. Ses gücü düzeyi belirlenirken ses basıncı tabanlı ve ses şiddeti tabanlı ölçüm yöntemleri kullanılabilir.

Ses basıncı yöntemi kullanılarak ses gücü düzeyi belirlenirken kaynağın etrafında oluşturulan hayali yüzeylerin üzerindeki çeşitli noktalara yerleştirilen mikrofonlarla ölçüm yapılır. Bu yüzey genellikle dikdörtgen prizması veya yarımküre olarak seçilmektedir. Ölçüm yapılan mikrofonların sayısı da 3 ile 12 arasında belirlenebilir. Ses basıncı yöntemi ile ölçümler çok kısa sürede tamamlanabilmektedir. Ancak ölçümlerin yapıldığı mekanın akustik özelliklerinin çok iyi olması gerekmektedir.

Ses şiddeti yönteminde kaynağın etrafında oluşturulan hayali yüzeylerde ses şiddeti probu kullanılarak ölçümler yapılmaktadır. Bu yüzeylerden ölçülen dışarı doğru yayılmakta olan ses şiddeti vektörü, yüzey alanıyla çarpılarak ses gücü düzeyinin elde edilmesinde kullanılır. Ses şiddeti yöntemi kullanılarak yapılan ölçümlerde ise tüm yüzeylerin bir prob yardımıyla teker teker taranması gerektiğinden çok fazla zamana ihtiyaç duyulur. Ölçüm yapılan mekanın akustik özelliklerinin bu yöntemle yapılan ölçümlerde çok iyi olması gerekliliği yoktur. Ses şiddeti yöntemi ile ses gücü düzeyi belirlendiği gibi gürültü haritası da çıkarılmış olur [1].

4.3.2. Ses şiddeti ölçümleri

Ses şiddeti vektörel bir büyüklük olduğu gibi birim alandan geçmekte olan ses enerjisi olarak tanımlanmaktadır. Ses şiddeti ölçümlerinde, aralarında belirli mesafe bulunan yüz yüze dönük iki faz uyumlu mikrofon kullanılmaktadır. Böylelikle ses şiddeti vektörünün iki mikrofonun üzerinde yer aldığı düzlemdeki değeri bulunabilmektedir. Aynı ölçüm diğer iki düzlemde de tekrarlandığı takdirde bileşke vektör bulunabilmektedir. Herhangi bir noktadaki ses şiddeti değerinin yön belirtiyor olması, ses şiddeti probunun baskın gürültü kaynakları hakkında fikir vermesi açısından tercih edilmesini sağlamaktadır.

4.3.3. Titreşim ölçümleri

Titreşim en basit şekilde salınım hareketi olarak tanımlanabilir. Denge durumuna yakın salınımlar yapan bir cisim için titreşim yaptığı söylenebilir. Genellikle bir tahrik kuvveti etkisi altında cisimler titreşim yaparlar. Titreşim ölçümleri çok çeşitli konulara yönelik olarak yapılmaktadır. Titreşim ölçümü yapabilmek için titreşim

ölçüm cihazı ve probu kullanılmalıdır. Titreşim ölçüm problemleri İvme-ölçerler, Hız probu ve Temassız deplasman probu olarak gruplandırılabilir. İvme-ölçerler, geniş frekans ve dinamik aralığa sahip ve nispeten ufak yapıda olması sebebiyle en genel amaçlı transdüserdir. İvme-ölçerler, ölçüm yapılmak istenilen yüzeylere monte edilerek o yüzeyin tahrik edilmesi sonucunda titreşimi ölçerler. Hız probu, çoğunlukla orta frekans bölgesini içeren izleme sistemlerinde kullanılmaktadır. Deplasman probu, özellikle düşük frekanslı deplasman ölçümünün gerektiği şaft titreşimi, eksen kaçıklığı gibi ölçümlerde faydalı olmaktadır.

4.3.4. Yapısal/modal analiz

Tüm malzemeler, fiziksel özelliklerinden kaynaklanan rezonanslara sahiptirler. Rezonans frekanslarının ve bu frekanslardaki sönümleme değerlerinin bilinmesi ürün tasarımı açısından önemlidir. Bir malzemeye rezonans frekansında çok küçük bir tahrik kuvveti uygulayarak, yüksek titreşimler elde edilebilmektedir. Modal analiz, malzemelerin doğal frekansını, sönümünü ve mod biçimi değerlerini ortaya çıkarmak için yapılan bir çalışmadır. Bu analizde, malzeme üzerinde belirli noktalardan çekiç veya sarsıcı ile tahrik kuvveti uygulanır ve malzemenin cevabı ölçülerek aradaki transfer fonksiyonu elde edilmeye çalışılır. Uygulanan tahrik kuvveti bir kuvvet transdüseri ile, cevap ise modal tek veya üç eksenli ivme-ölçer ile ölçülmektedir.

4.4. Gürültünün Sınıflandırılması

Gürültü, frekans dağılımına (spektrumuna) ve ses düzeyinin zamanla değişimine bağlı olarak iki şekilde sınıflandırılabilir. Frekans dağılımına göre yapılan sınıflandırmada iki tip gürültüden söz edebilir; Geniş bantlı gürültü ve dar bantlı gürültü. Geniş bantlı gürültüde, gürültüyü oluşturan arı seslerin frekansları geniş bir aralığı kapsamaktadır. Gürültünün frekans spektrumu yayılmış, hiçbir frekans bandında toplanmamıştır ve her frekanstaki katkının aynı olduğu geniş bant gürültü beyaz gürültü adı ile anılır. Dar bant gürültü ise, geniş bant gürültünün tersine, belli bir frekans bandında toplanmış bir grafik gösterir. Yani, gürültüyü oluşturan arı seslerden frekansı belli bir aralıkta olanlar baskındır.

Ses düzeyinin zamanla değişimi açısından, gürültüyü yine iki ayrı grupta incelemek olasıdır; Kararlı gürültü ve Kararsız gürültü. Gürültünün düzeyinde zamanla önemli bir değişim gözlenmezse, bu gürültüye Kararlı Gürültü adı verilir. Kararsız gürültü ise

gürültü düzeyinde zamanla önemli değişikliklerin gözleendiği gürültü türüdür. Bu değişim, dalgalanma ya da durup yeniden başlama şeklinde gözlenebilir. Bu tür gürültülere, dalgalı gürültü ve kesikli gürültü adı verilir. Kararsız gürültünün diğeri bir şekli de darbe gürültüsüdür [1].

4.5. Gürültü ve Titreşim Ölçümlerinde Kullanılan Ölçüm Ekipmanları

4.5.1. Mikrofonlar

Ses dalgalarını elektriksel titreşimlere çeviren elektro-akustik cihazlar mikrofon olarak nitelendirilir. Bütün mikrofonlar, diyafram adı verilen ve ses dalgalarına tepki gösteren çeşitli şekillerde yapılmış elemanlara sahiptir. Diyaframa çarpan ses dalgaları ses basıncında değişiklikler yaratır ve bunun sonucunda diyafram içe veya dışa doğru hareket ederek mekanik titreşimler yapar. Bu titreşimler, mikrofonun çıkış uçlarında bir gerilim meydana getirir. Mikrofonun çıkış uçlarında meydana gelen bu gerilim, hareket eden parçaların hızı veya titreşimlerinin genliği ile orantılıdır. Şekil 4.1’de bir mikrofonun iç ve dış yapısı gösterilmektedir.



Şekil 4.1 : Mikrofonların iç ve dış yapısı [9].

Ses ölçümlerinde kullanılan mikrofonlar; serbest alan mikrofonları, dağınık alan mikrofonları ve basınç tipi mikrofonlar olmak üzere üç grupta toplanabilir. Değişik çaplarda ve değişik frekans aralıklarında ölçüm yapan mikrofonlar yapılacak ölçümün çeşidine göre seçilmelidir. Ölçüm tipine göre değişik çap ve frekans aralığında çalışan Bruel&Kjaer marka mikrofonlar Çizelge 4.2’de gösterilmektedir.

Sesin yalnızca tek bir yönden geldiği tüm uygulamalarda serbest alan mikrofonları kullanılabilir. Bu mikrofonlar genellikle açık hava ölçümlerinde veya yansımaların çok az olduğu anekoik odalarda yapılan ölçümlerde kullanılırlar. Tüm açılardan gelen seslere eşit tepki veren mikrofonlar ise Dağınık alan mikrofonlarıdır. Yansıtıcı yüzeyleri çok olan veya birçok gürültü kaynağının bulunduğu mekanlarda

bu tip mikrofonlara ihtiyaç vardır. Basınç tipi mikrofonlar ise, çok yüksek ses seviyelerinin veya hava akış gürültüsünün ölçülmesinde kullanılmaktadır.

Çizelge 4.2 : Mikrofon çeşitleri [9].

Serbest Alan	4939	4188	4189	4190	4191
Çap (inç)	1/4	1/2	1/2	1/2	1/2
Hassasiyet (mV/Pa)	4	31.6	50	50	12.5
Polarizasyon (V)	200	0	0	200	200
Frekans (Hz)	4-100k	8-12.5k	6.3-20k	3.15-20k	3.15-40k
Dinamik Aralık (dB)	28-164	14.2-146	14.6-146	14.5-147	20-161

Basınç Tipi	4944	4947	4192
Çap (inç)	1/4	1/2	1/2
Hassasiyet (mV/Pa)	1	12.5	12.5
Polarizasyon (V)	0	0	200
Frekans (Hz)	4-70k	8-10k	3.15-20k
Dinamik Aralık (dB)	30-170	17.5-160	19-161

Dağınık Alan	4942	4943
Çap (inç)	1/2	1/2
Hassasiyet (mV/Pa)	50	50
Polarizasyon (V)	0	200
Frekans (Hz)	6.3-16k	3.15-10k
Dinamik Aralık (dB)	14.6-146	15.5-147

4.5.2. İvme-ölçerler

İvme-ölçerler, genel amaçlı mutlak hareket ölçümlerinde, şok ve titreşim ölçümlerinde kullanılırlar. En yaygın olarak kullanılan ivme-ölçerler, piezoelektrik ve kapasitif ivme-ölçerlerdir.

Piezoelektrik ivme-ölçerler çok düşük frekanslı sismik uygulamalardan, çok yüksek frekansda doğrusal çalışma aralığı gerektiren çarpma testlerine kadar birçok uygulamada kullanılmaktadır. İçerisinde kuvarz ya da seramik kristaller bulunduran piezoelektrik ivme-ölçerler, bir kuvvet etkisi altında kaldığında picocoulomb seviyesinde elektrik yükü üretirler. Bu elektrik yükünün kristal üzerindeki değişimi yer çekimi ivmesinin değişimi ile doğru orantılıdır. İvme-ölçerlerin maruz kaldığı atalet kuvveti piezoelektrik kristale etkir ve ivme ile doğru orantılı bir elektrik sinyali

çıkışı verir. Bu sinyal taşınabilir voltaj sinyaline çevirelerek yerçekimi ivmesi (g) veya mm/s cinsinden ivme değeri elde edilir.

Kapasitif ivme-ölçerler, düşük seviyeli ve düşük frekanslı titreşimleri ve statik ivmeleri ölçmede kullanılırlar. Karşılıklı yerleştirilmiş kapasitör şeklinde çalışan iki plaka arasındaki kapasitansın değişmesi prensibi ile çalışırlar. Plakalar arasındaki mesafenin, dolayısıyla kapasitansın değişmesiyle ivme ile doğru orantılı bir sinyal doğururlar. Özellikle robotik, otomotiv sürüş kalite testleri, bina dinamiği gibi ölçümlerde kullanılırlar [10].

Yoğunlukla otomotiv ve havacılık sektöründeki modal analizlerde kullanılan üç eksenli ve tek eksenli ivme-ölçerler Şekil 4.2 ve Şekil 4.3 ile gösterilmektedir.



Şekil 4.2 : 3 Eksenli ivme-ölçerler [9].

Küçük yapıda, hafif, sağlam ve yüksek hassasiyete sahip bu ivme-ölçerler çeşitli hassasiyet ve frekans aralıklarında ölçüm yapabilme imkanı sağlamaktadır.



Şekil 4.3 : Tek eksenli ivme-ölçer [9].

Brüel&Kjaer marka üç eksenli ve tek eksenli ivme-ölçerlerin özellikleri Çizelge 4.3’de verilmektedir.

Çizelge 4.3’de B&K 4506 modeli ivme ölçer, 3-eksenli olup çıkışı ise tek kablo ile sağlanmaktadır. B&K 4507 ve 4508 modelleri ise, tek eksenli ve birbirinin aynısı

olmakla beraber, sırasıyla yandan ve üstten bağlanabilen modellerdir. B&K 4524 modeli ise, ufak yapıda hafif ve 3-eksenli olup modal testler için idealdir.

B&K marka, çeşitli hassasiyet ve frekans aralığındaki diğer ivme-ölçer modelleri ise Çizelge 4.4’de gösterilmektedir.

Çizelge 4.3 : Tek eksenli ve üç eksenli ivme-ölçerlerin özellikleri [9].

Tek Eksenli	4507B	4507B-001	4507B-002	4507B-006
Hassasiyet (mV/ g)	100	10	1000	500
Frekans (Hz)	0,3 - 6000	0,1 - 6000	0,4 - 6000	0,2 - 6000
Ölçüm Aralığı (g)	70	70	7	14
Ağırlık (gr)	4,8	4,8	4,8	4,8
Sıcaklık (C)	-54 +121	-54 +121	-54 +121	-54 +121

Üç Eksenli	4506B	4506B-003	4524B
Hassasiyet (mV/ g)	100	500	100
Frekans (Hz)	X:0,3 - 5500 Y,Z:0,6 - 3500	X: 0,3 - 4000 Y,Z: 0,6 - 2000	0,2 - 5500
Ölçüm Aralığı (g)	70	14	50
Ağırlık (gr)	15	18	4,8
Sıcaklık (C)	-54 +100	-54 +121	-54 +100

Çizelge 4.4 : Çeşitli B&K ivme-ölçer modelleri özellikleri [9].

	4321	4371	4379	4381	4393	8309
Hassasiyet (pC/ g)	9,8	9,8	310	98	31	0,04
Frekans (Hz)	0,1 - 12k	0,1 - 12,6k	0,1 - 3,9k	0,1 - 4,8k	0,1 - 16,5k	1 - 54k
Ölçüm Aralığı (g)	500	6000	500	2000	5000	15000
Ağırlık (gr)	55	11	175	43	2,4	3
Sıcaklık (C)	-74 +250	-74 +250	-40 +250	-74 +250	-74 +250	-74 +180
Eksen Sayısı	3	1	1	1	1	1

4.5.3. Darbe çekici

Araç şasisi, motor bloğu ve çeşitli orta ve küçük ebatlı parçalar üzerine gelen darbe kuvvetlerinin belirlenmesinde darbe çekici kullanılır. Darbe çekici ile uyarılan yüzeylerin tepki kuvvetleri ivme-ölçerler yardımıyla hesaplanabilmektedir. Test edilen yüzeylerin ve yapıların frekans tepki fonksiyonları, çok kanallı FFT analizi yapabilen B&K PULSE ölçüm sistemi kullanılarak elde edilebilir.

Darbe çekici, darbenin süresi, genliği ve bant genişliğine göre değiştirilebilen alüminyum, plastik ve kauçuk olmak üzere üç adet darbe ucuna sahiptir. Şekil 4.4'de darbe çekici gösterilmektedir.



Şekil 4.4 : B&K darbe çekici [11].

4.5.4. Sallayıcılar

Motor, aktarma organları ve çeşitli mekanik araç bileşenleri 100 N'luk kuvvet oranına sahip B&K Modal Exciter 4824 model sallayıcı ile yüksek hassasiyetle uyarılabilmektedir (Şekil 4.5). Bu tip sallayıcılar kullanılarak uyarılan bileşenlerin doğal frekans ve modları belirlenebilmektedir.



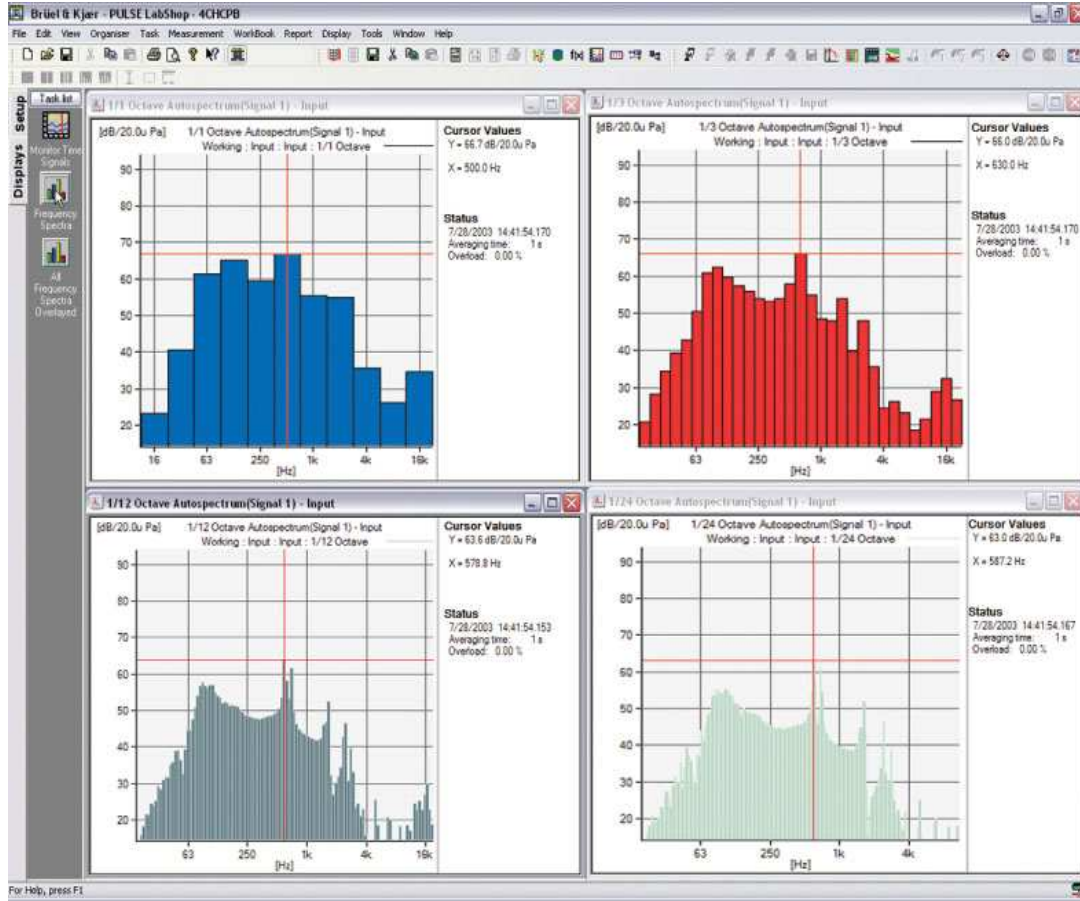
Şekil 4.5 : B&K 4824 model sallayıcı [12].

4.5.5. Bruel&Kjaer PULSE analizörü

PULSE, B&K firmasının bilgisayar tabanlı analiz sistemi olmakla beraber bilgisayar, uygulama yazılımı, analizör ve mikrofon, ivme-ölçer, darbe çekici gibi transdüserlerden meydana gelmektedir. PULSE sistemi akustik ve titreşim alanında

Genel Akustik Ölçümleri, Ses Gücü Düzeyi Belirleme, Ses Şiddeti ve Gürültü Kaynağı Belirleme, Araç Geçiş Gürültüsü, Ses Kalitesi, Genel Titreşim Ölçümleri, Yapısal ve Modal Analiz, Mertebe (Order) Analizi gibi uygulamalara cevap verir niteliktedir.

Ar-Ge kapsamında, akustik ve titreşim ölçümlerinde genellikle FFT ve CPB analizörleri yaygın olarak kullanılmaktadır. B&K PULSE analiz sistemi gibi çok kanallı bir sistem kullanılarak FFT ve CPB analizleri kolaylıkla yapılabilmektedir. CPB analizörü, 1/1, 1/3, 1/12 ve 1/24 oktav bantlık gerçek zamanlı dijital filtreleme yapılmasını sağlamaktadır (Şekil 4.6). Bu 1/n oktav analizler, genellikle FFT analiziyle gürültü incelemelerinde tercih edilmektedir. Ses gücü düzeyi ve ses şiddeti ölçümlerinde ise gerçek zamanlı CPB analizörü kullanılmaktadır.

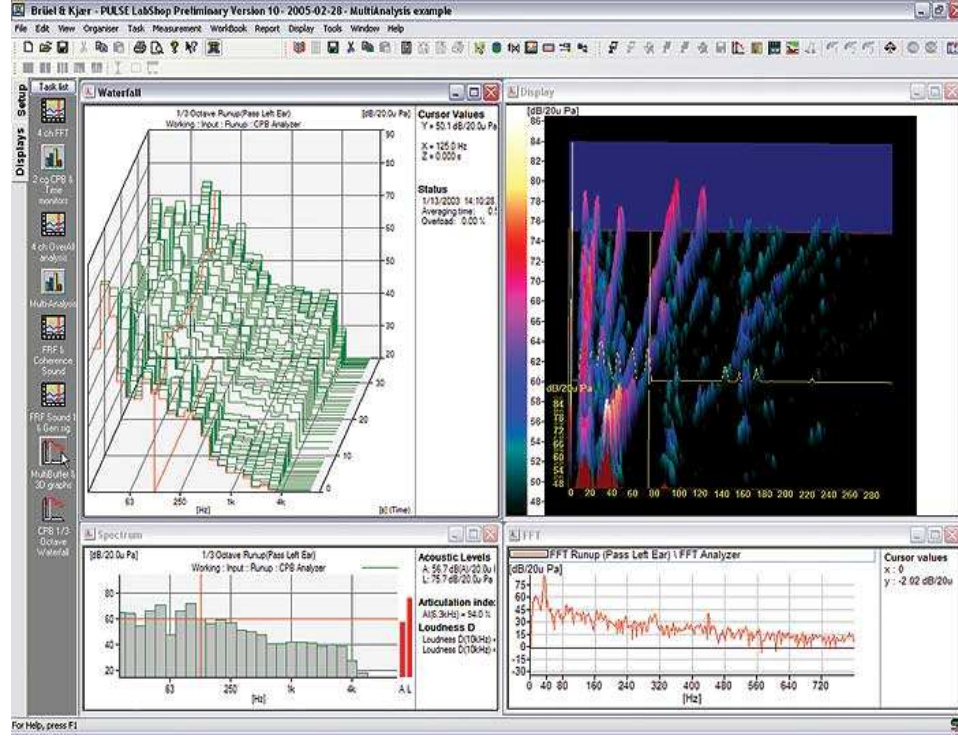


Şekil 4.6 : CPB 1/n oktav bant analizleri [13].

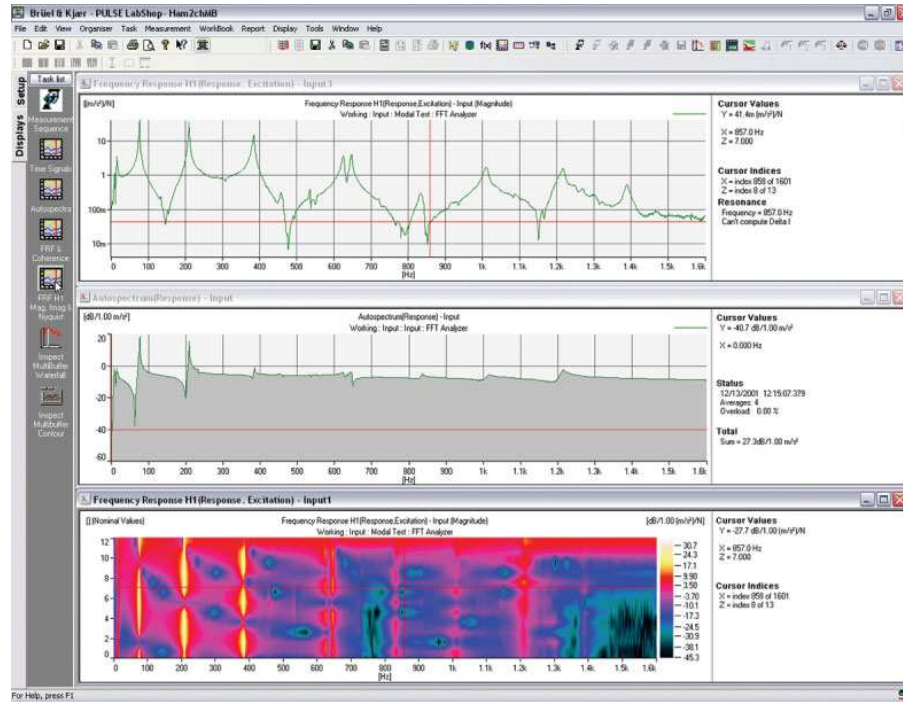
B&K PULSE analiz sisteminde yapılan CPB ve FFT analizlerinin sonuçları waterfall ve spektrum gösterim çeşitleriyle Şekil 4.7’de olduğu gibi incelenebilmektedir.

Şekil 4.8’de, darbe çekici testi sonucundaki FFT analizinin spektrum, frekans tepki fonksiyonu ve kontur grafiği gösterimleri yer almaktadır.

PULSE sisteminin en önemli avantajlarından biri ise çok sayıda analizör tanımlama imkanındır. Paralel Analiz imkanı ile aynı transdüserden gelen sinyal paralel olarak farklı analiz yöntemleri ile işlenerek ölçümün tekrar yapılmasına gerek kalmaksızın istenen tüm verilen tek seferde elde edilmesi mümkündür. PULSE sistemi Windows NT platformunu kullanmakta olduğu için kullanıcı dostu bir sistemdir.



Şekil 4.7 : B&K Pulse FFT ve CPB analiz sonucu gösterimleri [13].



Şekil 4.8 : FFT darbe çekici test sonuçları gösterimi [13].

Data kopyalama ve transfer kolaylığı da sağlayan PULSE sisteminde veriler Word, Excel veya benzeri programlara kolaylıkla kopyalanabilmektedir. Bunun yanı sıra ASCII veya Binary formatında veri transferi yapmak da mümkündür.

Tüm B&K transdüserlerine ait bilgileri içeren bir veritabanı PULSE sistemi içerisinde mevcuttur. Dolayısıyla PULSE sistemine bir transdüseri tanıtırken bir listeden tip numarasını seçmek yeterlidir.

Belirtilen tüm bu özelliklere sahip 5 kanaldan 101 kanala kadar birçok çeşit PULSE sistemi bulunmaktadır. Yapılacak ölçümlerin büyüklüğüne ve kapsamına göre ideal bir sistem seçilebilmektedir. B&K 3560B, 3560C, 3560D ve 3560E model PULSE analiz sistemlerinin özellikleri Çizelge 4.5 ile gösterilmektedir [9].

Çizelge 4.5 : B&K PULSE analiz sistemi.

	Giriş/Çıkış	Modül Sayısı	Güç	Boyutlar
3560B	5 giriş 1 çıkış	1 adet	5 saat 220 V	182 x 64 270 mm
	5-17 giriş 1 çıkış	2 adet	2,5 saat 220 V	105 x 376 300 mm
3560C				
	5-65 giriş 1 çıkış	6 adet	220 V	194 x 376 342 mm
3560D				
	5-101 giriş 1 çıkış	9 adet	220 V	134 x 482 300 mm
3560E				

5. İLETİM YOLU ANALİZİ

5.1. Giriş

İletim Yolu Analizi teste dayalı bir analiz yöntemi olup vibro-akustik enerjinin kaynaktan hangi yolları izleyerek yayıldığını saptamamıza yardımcı olur. Ses, kaynaktan belirli bir noktadaki alıcıya yapısal veya hava yolu ile iletilir.

Bu yöntemde amaç; kaynaktan alıcıya aktarılan her bir enerji iletim yolunun aracın titreşim ve gürültüsüne ne kadar etki ettiğini belirlemektir. Bu yöntemle hangi iletim yolunun iyileştirilmesi gerektiği açıkça ortaya çıkar ve istenilen araç karakteristiklerini sağlamak için dizayn optimize edilebilir.

Görünürde basit bir yöntem olarak düşünülse de pratikte ölçümlerin gerçekleştirilmesi büyük bir çaba gerektirmektedir. Ölçümlerde kullanılan ivmeölçer ve mikrofonların takıldığı girişlerin sınırlı sayıda olması, ölçümler neticesinde yüzlerce FTF (Frekans Tepki Fonksiyonu) elde edilmesi ve bu ölçümler sonucunda oluşan verilerinin çok büyük boyutlu olması nedeniyle ölçümler çok fazla zaman harcanarak gerçekleştirilebilmektedir.

5.2. İletim Yolu Analizinin Önemi

Birçok alt bileşenden oluşan otomobil gibi karmaşık yapılarda kullanıcıların da farkına vardığı vibro-akustik hisler, herhangi bir noktadaki titreşim kaynağı nedeniyle ortaya çıkmaktadır. Araç içindeki bir kaynaktan yayılan enerji yolcu kabinine birçok değişik yoldan aktarılmaktadır. Motor bağlantı noktaları, egzoz sistemi bağlantıları, süspansiyonlar ve hatta dolaylı olarak kam mili bile yolcu kabinine iletilen titreşim ve gürültünün sebebi olabilir. Aynı şekilde, egzozdan ve emme manifoldundan hava yolu iletimi sonucu yolcu kabinine titreşim ve gürültü iletilmektedir. Bazı iletim yolları belirli bir frekansta rahatsız edici titreşim ve gürültüye sebebiyet verirken, bazıları ise sürücünün pozisyonunu değiştirmedeği sürece farkına varamayacağı kadar az etkilidir. Bu nedenle, İletim Yolu Analizi yöntemi kaynak ve alıcılar arasındaki yapısal ve hava yollu enerji iletiminin

değerlendirilmesi açısından önem taşımaktadır. Bu yöntem ile kaynaklar ve iletim yolları belirlenerek ileriye dönük sistem optimizasyonları yapılabilir. Genel olarak yapısal iyileştirmeler süspansiyon donanımı, gövde parçaları ve gövde bağlantı noktalarına titreşim emiciler koyularak yapılmaktadır [14].

5.3. İletim Yolu Analizi ile NVH İyileştirmeleri, Sorunların Giderilmesi ve Prototip Tasarımı

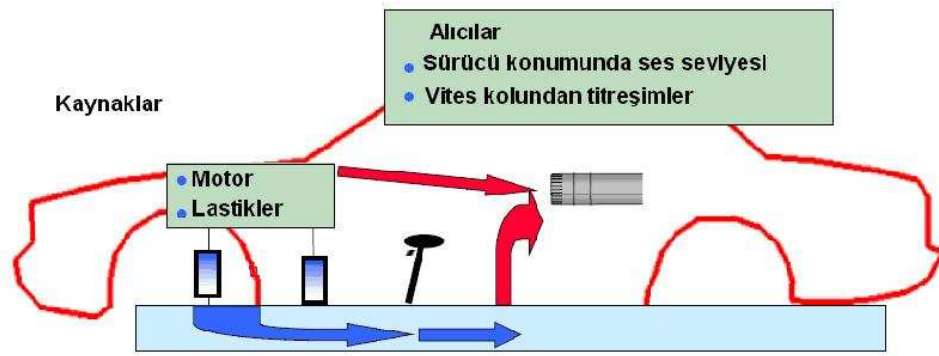
Araç içi gürültü seviyeleri geçmişten günümüze yıllar ilerledikçe daha da azaltılmaktadır. Şaftın dengelenmesi yönünde uygulamalar, 6 silindirli motorların kullanımının yaygınlaştırılması, aktarım organları dizaynı ve süspansiyon sistemlerinin geliştirilmesi çalışmaları ana gürültü kaynaklarının kontrol altına alınmasında büyük rol oynamaktadır. Diğer kaynaklardan ise gürültü yapısal iletim yolu ile vites kutusundan, direksiyondan, motor bloğu titreşimlerinden veya hava yolu iletimi ile aerodinamik formdan, emme manifoldundan, motor bloğu ısınımından ve lastiklerden iletilerek araç içine taşınmaktadır. Araç içi toplam gürültü seviyesini sadece bir kaynak oluşturmadığı için iyileştirmeler yapılırken ‘Test-Analiz-Onar’ yönteminden daha etkili bir yöntem izlenmelidir. Bu yüzden, İletim Yolu Analizi yöntemi birden çok iletim yolunun toplam gürültü üzerinde nasıl bir etki yaptığını araştırmada etkin bir araç olarak kullanılabilir.

İletim Yolu Analizi yöntemi araç ana bileşenlerinin ilerleyen teknoloji dolayısıyla değiştirilmesi aşamasında da etkin bir rol üstlenmektedir. Örnek olarak 6 silindirli motorlarda yapılan bir iyileştirme, 4 silindirli motorlara aktarıldığında büyük bir Uğuldaması Gürültüsü problemine neden olabilir. Böyle bir problem karşısında İletim Yolu Analizi yöntemi ile gürültünün yapısal aktarım yolları saptanarak bazı noktalara müdahalede bulunulabilir (motor bağlantı noktalarının yumuşatılması gibi) ve tekrar gözden geçirilmesi gereken tasarımlar ortaya çıkarılabilir.

Prototip tasarımlar yapılırken de İletim Yolu Analizi yöntemi kullanılarak çeşitli parça veya bileşenlerin araç içi gürültüsüne etkisi araştırılabilir. Hedeflenen gürültü seviyelerine çeşitli tasarımların bu yöntem ile test edilmesi sonucu ulaşılabilmektedir [16].

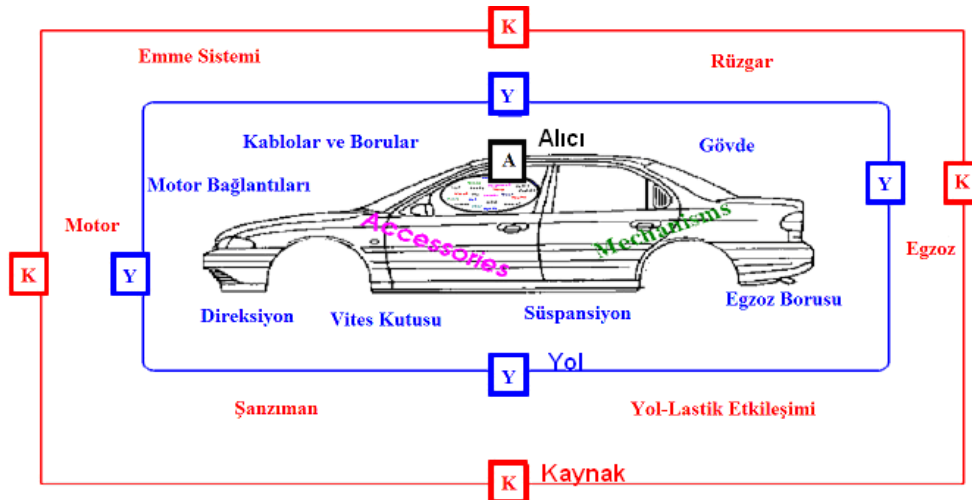
5.4. Gürültü İletim Yolları

NVH testlerinin tümünde Kaynak-Yol-Alıcı modellemesi ile ölçümler yapılmaktadır. Çeşitli kaynaklardan ortaya çıkan gürültü bir takım yollar izleyerek alıcılara ulaşır. Gürültünün alıcılara ulaşmak için izlediği yollar ‘Gürültü İletim Yolları’ olarak adlandırılır. Gürültü iki çeşit yolla alıcılara iletilebilir. Motor, Lastikler, Egzoz, Rüzgar ve Aktarma organları gibi araç bileşenlerinin oluşturduğu titreşim ve gürültüler alıcılara ses ve titreşim olarak yapısal veya hava yolu ile iletilir. Şekil 5.1’de, Hava yolu iletim kırmızı oklarla, yapısal iletim ise mavi oklarla gösterilmektedir.



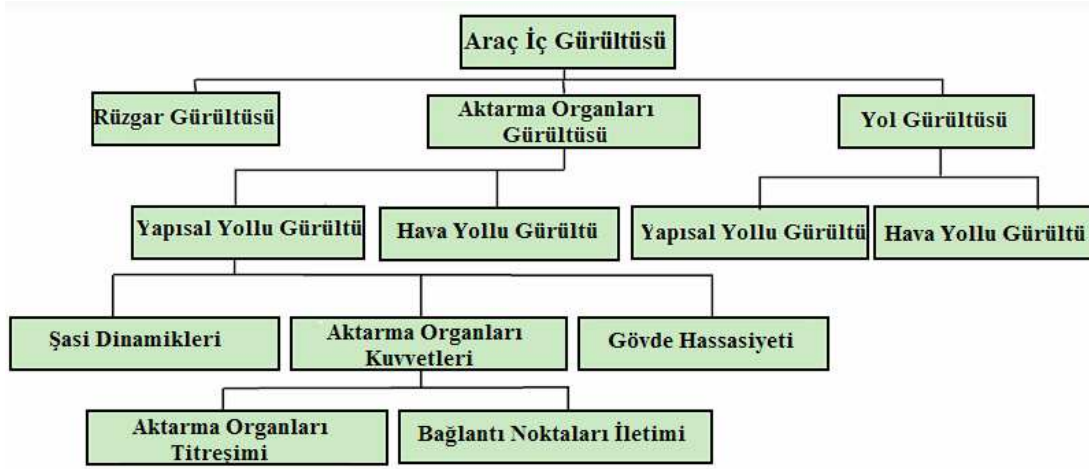
Şekil 5.1 : Gürültü iletim yolu çeşitleri [15].

Kaynak-Yol-Alıcı modellemesi, ölçüm öncesi toplam gürültüyü oluşturabilecek kaynakların öngörülmesini ve bunların alıcılara ulaşana kadar izleyecekleri iletim yollarının belirlenmesini sağlamaktadır. Şekil 5.2’de bir Kaynak-Yol-Alıcı Modellemesi gösterilmektedir.



Şekil 5.2 : Kaynak yol alıcı modeli [15].

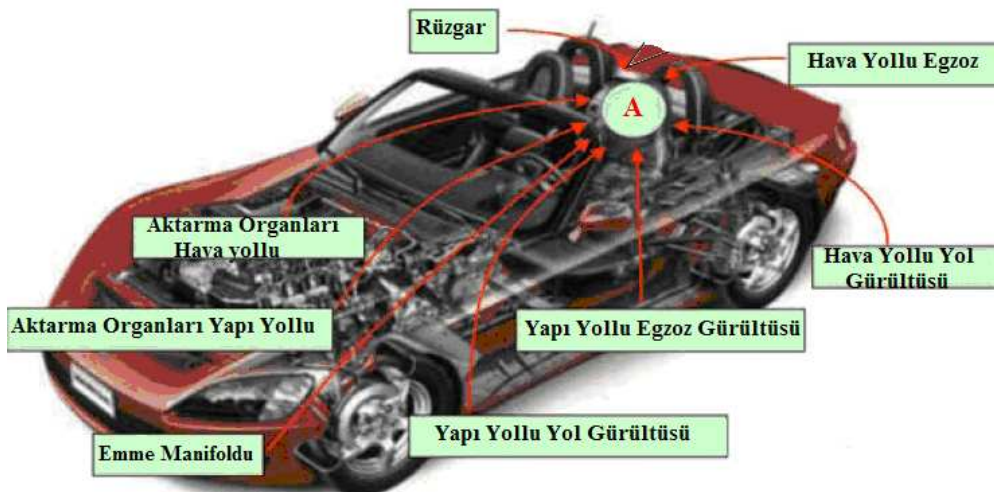
Araç içi gürültüsünü oluşturan yapısal ve hava yollu iletimin etkisi Şekil 5.3’de gösterilmektedir.



Şekil 5.3 : Gürültü iletim yolları.

Temel olarak iletim yolu analizi, belirli çalışma koşullarında ve belirli frekans veya devirlerde gürültü ve titreşim kaynakları tüm iletim yollarının kısmi cevaplarının toplam sisteme etkisinin incelenmesidir.

Araç içi gürültüsü mekanik parçaların yani aktarma organları ve motor aksamının, yolun ve rüzgarın sebep olduğu gürültülerden oluşur (Şekil 5.4). Bu sebeplerden oluşan gürültü ve titreşimler yapısal veya hava yollu iletim ile araç içine aktarılır. Yapısal yollu gürültü iletimi şasinin dinamik karakteristiklerine, gövde hassasiyetine ve aktarma organlarının titreşimine bağlı olarak değişim göstermektedir.



Şekil 5.4 : Gürültü ve titreşim kaynakları [15].

5.5. İletim Yolu Analizi Ölçümleri

5.5.1. İletim yollarının ölçülmesi

İletim Yolu Analizinde kaynak ve alıcılar iki ayrı alt sistem olarak düşünülür. Yapısal iletim yollu bir analiz için bu iki alt sistem iletim yolları adı verilen birçok katı bağlantı ile birbirine bağlıdır. Aktarma organları tasarımına ve sürüş seçeneklerine göre (önden, arkadan ve 4 çeker) olası iletim yolları motor, şanzıman, vites kutusu ve egzoz bağlantıları gibi elemanlardan oluşmaktadır. Hava yollu iletimde ise motor emme manifoldu, egzoz boruları ve titreşen paneller iletim yollarını oluşturmaktadır.

İletim Yolu Analizi yöntemi, alıcı ve çeşitli enerji kaynak noktalarında uygulanmış girdiler (kuvvet ve hacimsel hızlar) arasındaki Frekans Tepki Fonksiyonunu alarak bu noktalardaki operasyonel koşullarda oluşan girdileri bir araya getirir. Operasyonel koşullarda alıcılardaki ses basınç seviyesi kısmi sonuçların superpozisyonu ile belirtilebilir.

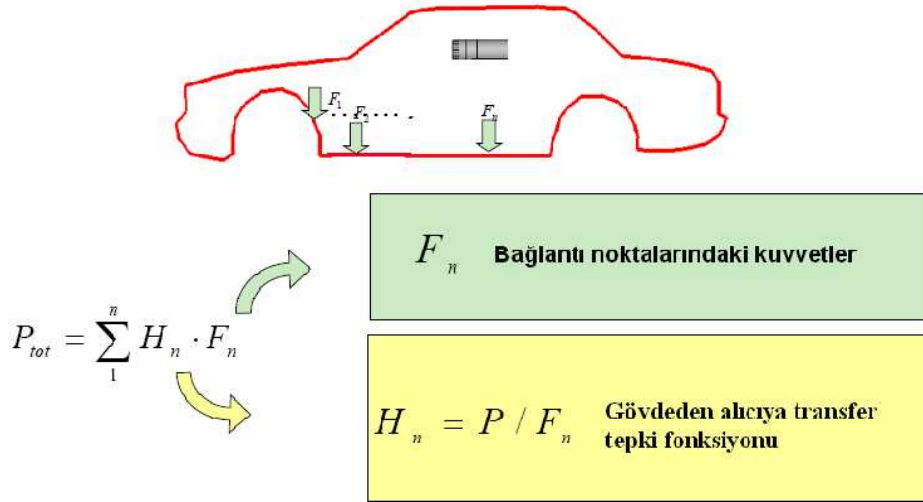
Vibro-akustik transfer fonksiyonu en yaygın olarak darbe çekici veya sallayıcı ile uyarma yöntemleriyle ölçülebilir. Akustik transfer fonksiyonu hacimsel hız kaynağı kullanılarak elde edilir. Operasyonel girdiler deneysel veri, analitik simülasyon veya dolaylı olarak hesaplanarak belirlenir. O halde 3 çeşit veri grubuna ihtiyaç vardır. Bunlar operasyonel veriler (kuvvetler, hacimsel hızlar, ivmeler ve basınçlar), frekans tepki fonksiyonları ve bağlantı noktalarındaki kompleks dinamik katılık verileridir.

Operasyonel veriler ölçüm sisteminin kanal sayısına bağlı olarak birçok noktadan toplanmalıdır. Farklı ölçümlerin birbiri ile senkronize edilmesi çok kolay olmayacağı için ölçümlerin bir referans ölçüm kanalı ile ilişkilendirilmesi önem kazanmaktadır.

Bütün iletim yolları için Kaynak/Alıcı transfer fonksiyonlarının çıkarılması gerekmektedir. Alıcıların tarafındaki iletim yollarından çekiç veya sallayıcı kullanılarak ilgili ivmelenme FTF'ları ölçülebilir. Akustik FTF'nun ölçülebilmesi için hacimsel hız kaynağının kullanılması gerekmektedir. Vibro-akustik FTF (kuvvet ve basınç arasındaki) direk olarak çekiç veya sallayıcı kullanılarak veya tersinir yolla hacimsel hız kaynağından ölçülebilir. Bu FTF'larının ölçülmesi esnasında kaynak tarafının alıcı tarafından ayrılmış olması dikkate alınmalıdır. Alıcıların bulunduğu noktalardaki operasyonel ölçümlerin yapılması da tüm iletim yollarındaki alıcıların sisteme toplam katkısının doğrulanması açısından uygun olacaktır [16].

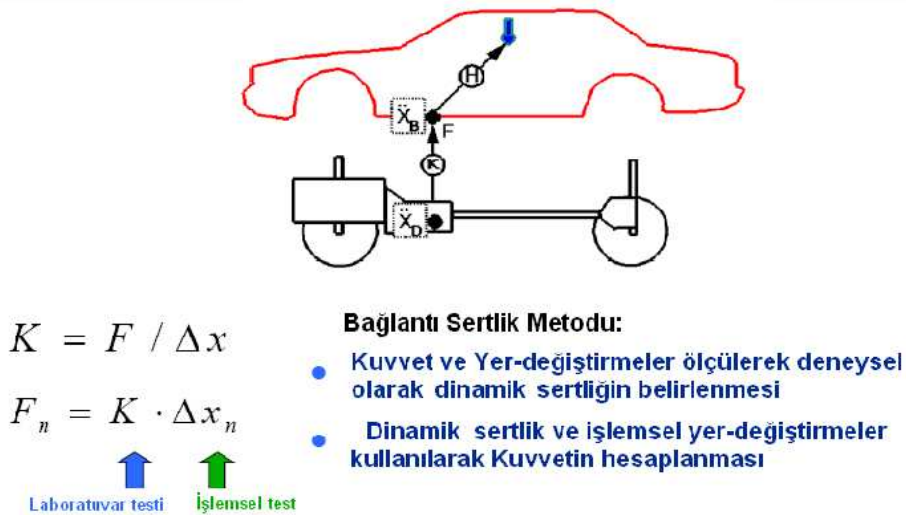
5.5.1.1. Yapısal iletim yolu ile toplam ses basınç seviyesinin ölçülmesi

Gövdeden alıcılara bağlantı noktalarından yapısal yolla iletilen gürültünün saptanabilmesi için araç içi toplam ses basınç seviyesinin ölçülmesi gerekmektedir. Toplam ses basınç seviyesinin hesaplanabilmesi için tüm bağlantı noktalarındaki kuvvetlerin ve gövdeden alıcıya iletilen transfer tepki fonksiyonlarının belirlenmesi gerekmektedir (Şekil 5.5).



Şekil 5.5 : Bağlantı noktalarındaki kuvvetler [15].

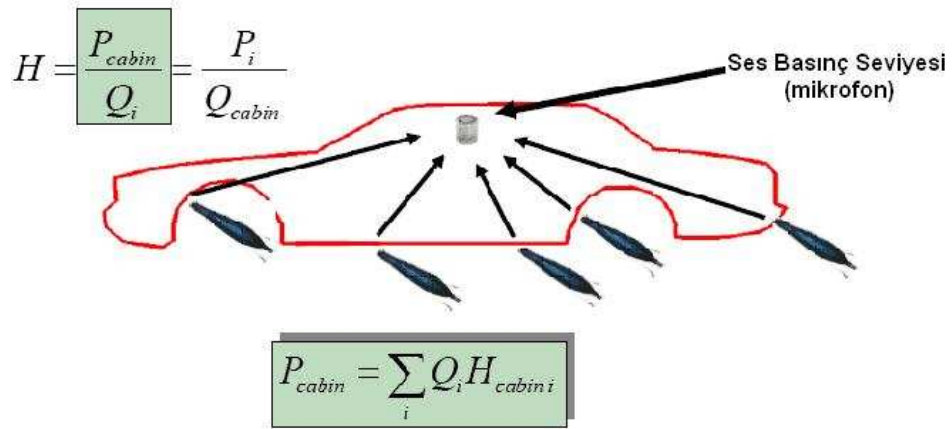
Bağlantı noktalarındaki kuvvetlerin belirlenmesi için Kompleks Katılık Metodu kullanılmaktadır. Bu metotta kompleks katılıklar, deneysel olarak kuvvetlerin ve deplasmanların ölçülmesiyle saptanmaktadır. Şekil 5.6 ile bu metot şematik olarak gösterilmektedir. Bu metot ayrıntılı olarak Bölüm 5.6.1’de anlatılmaktadır.



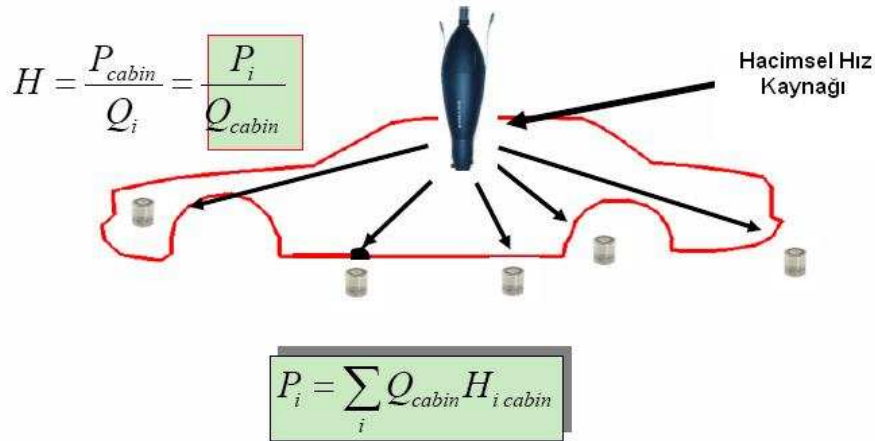
Şekil 5.6 : Kompleks katılık metodu.

5.5.1.2. Hava yolu ile iletim ve tersinirlik metodu

Hava yolu ile iletimin etkisi tersinirlik metodu kullanılarak belirlenebilmektedir. Şekil 5.7’de gösterildiği gibi hacimsel hız kaynaklarından (gürültü kaynakları) ortaya çıkan gürültü araç içerisindeki bir mikrofondan ölçülmektedir. Şekil 5.8’de ise kabin içerisindeki hacimsel hız kaynağının ortaya çıkardığı gürültü dışarıdan mikrofonlarla ölçülmektedir. Bu iki yöntemle de araç içerisindeki gürültü saptanabilmektedir. Hangi yöntemin uygulanması daha pratikse, o yöntem kullanılarak hava yolu iletimi ile araç içi gürültü ölçümü yapılabilmektedir.



Şekil 5.7 : Kabin içi ses basıncının ölçülmesi [15].

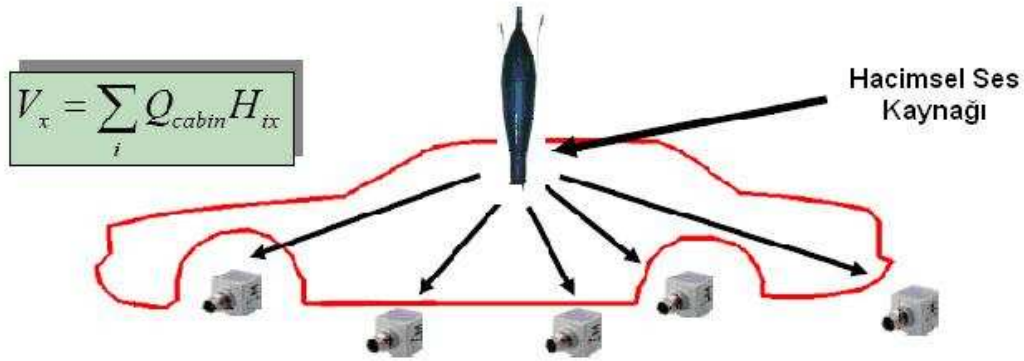


Şekil 5.8 : Kabin içi hacimsel hızın mikrofonlar ile ölçülmesi [15].

Tersinirlik metodu, Denklem 5.1 ile gösterilmektedir. Denklem 5.1’de , H gürültü transfer fonksiyonu, Q hacimsel hız ve P ise sürücünün kulağının pozisyonundaki ses basıncıdır.

$$H = \frac{P_{kabin}}{Q_i} = \frac{P_i}{Q_{kabin}} \quad (5.1)$$

Aynı yöntem ile gürültü kaynağı kabin içine yerleştirilerek araca sabitlenmiş ivme-ölçerler yardımıyla titreşim analizi de yapılabilir (Şekil 5.9).



Şekil 5.9 : Kabin içi hacimsel hızın ivme-ölçerler ile ölçülmesi [15].

5.5.2. Motor ve süspansiyon çıkarılmış durumda gövde ftf'nu ölçümü

Gövdenin FTF'larının ölçülmesi İletim Yolu Analizinde büyük önem taşımaktadır. Kuvvetölçerlerin yerleştirileceği motor ve motor bağlantıları arasında yeterli boşlukların olmaması bu ölçümlerin yapılmasını güçleştirmektedir. Teorik olarak motorun öbür tarafındaki iletim yollarının ölçümleri yapılırken motorun çıkarılmış durumda olması gerekmektedir. İdeal olarak gövde FTF'ları ölçümü, motor ve süspansiyon aksamaları çıkarılmış durumda çekiç veya sallayıcı kullanılarak sistemin tahrik edilmesiyle yapılır. Bu ölçümle, yol gürültüsünün gövdeye iletim yolları saptanmış olur.

5.6. Dolaylı Yöntemlerle Operasyonel Kuvvetlerin Ölçülmesi

Gövde tarafındaki FTF'larının ölçülmesinde yaşanan güçlüklerle benzer olarak operasyonel kuvvetler ölçülürken direk ölçüm metotlarının kullanılması elverişli olmayacağı için daha yaygın olarak dolaylı ölçüm metotları kullanılmaktadır. Kompleks Katılık Metodu ve Matris İnversonu Metodu en çok kullanılan dolaylı yöntemlerdendir. Çoğu iletim yolu için önerilen metot Kompleks Katılık Metodu'dur. Bazı durumlarda Kompleks Katılık Metodu yerine Matris İnversonu metodunun kullanılması gerekmektedir. Bağlantı noktalarının katılık verileri kullanılamazsa veya operasyonel deplasman farkları bağlantılara göre çok küçükse

hatta bağlantılar katıysa (rijit) Matris İnversiyonu yönteminin uygulanması daha uygun olacaktır.

5.6.1. Kompleks katılık metodu

Kaynak tarafı alıcılara bağlantı noktaları ile bağlanmış iletim yolları için operasyonel kuvvetler, bağlantı noktalarının kompleks dinamik katılıkları $K(\omega)$ ve deplasman farkları ile belirlenir. Deplasmanlar genellikle ivme ölçümlerinin türetilmesiyle elde edilir.

$$f_i(\omega) = K(\omega).(x_s(\omega) - x_t(\omega)) \quad (5.2)$$

$f_i(\omega)$ i iletim yolundaki operasyonel kuvvet

$K(\omega)$ frekans fonksiyonu cinsinden kompleks dinamik katılık

$x_t(\omega)$ alıcı tarafında bağlantı noktasındaki operasyonel deplasman

$x_s(\omega)$ kaynak tarafında bağlantı noktasındaki operasyonel deplasman

Kompleks Dinamik Katılık Metodu uygulanırken hem alıcı hem de kaynak tarafındaki operasyonel deplasmanların ölçülmesi gerekmektedir. Bu nedenle ivme-ölçerler mümkün olduğunca bağlantı noktalarına yakın yerleştirilmelidir. Eğer istenildiği gibi yakına bağlama sağlanamazsa, ölçülen ivme sinyalleri yüksek frekanslarda belirleyici olmayacaktır. Genellikle, zorunluluk olmamasına rağmen, 3 yönlü (x, y, z) ölçüm yapılması tercih edilmelidir.

Kompleks dinamik bağlantı katılıkları frekans fonksiyonu cinsinden kompleks veriler olarak elde edilir. Basma veya çekme olarak pozitif oldukları varsayımı yapılabilir. Bağlantı karakteristiği kuvvet/deplasman, kuvvet/hız veya kuvvet/ivme cinsinden ifade edilebilir. Bağlantıların dinamik katılıkları belirlenirken gerçek operasyonel çalışma şartlarına uygun olarak ön yükleme yapılmalıdır. Sıcaklık da çalışma şartlarına mümkün olduğunca yakın tutulmalıdır [16].

5.6.2. Matris inversiyonu metodu

Katı (rijit) bağlantılar içeren veya bağlantı katılıkları gövde empedansına göre çok büyük olan iletim yollarında bağlantı noktası üzerinde minimum deplasmanın ölçülmesi mümkün olmamaktadır. Matris İnversiyonu Metodu, alıcı tarafındaki tüm iletim yollarında kuvvet tahrikine bağlı olarak ölçülen ivme matrisinin tersinin

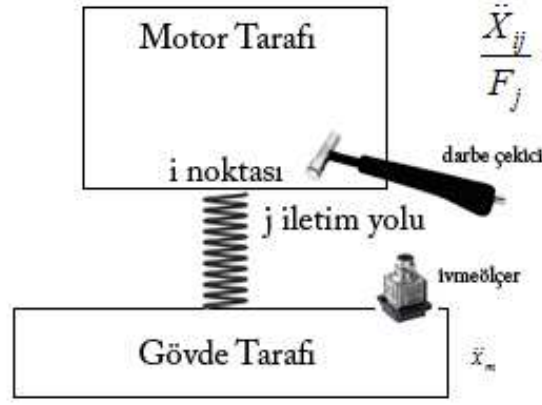
kullanılmasına dayalı bir metottur. Bu ivme matrisi kaynak ve alıcı arasındaki bağlantı kaldırıldığı zaman ölçülmelidir. Kuvvetlerin belirlenmesi amacıyla alıcı tarafındaki yapısal titreşimlerin operasyonel ölçümleri ile ivme matrisinin inversiyonun birleştirilmesi gerekmektedir. Bazı çapraz-çiftlemelerin etkisi de ihmal edilerek bütün ivme matrisinin oluşturulmasına yönelik ölçümler yapılmalıdır. Ölçüm yapılamayan çapraz-ivmeler için sıfır çapraz-çiftleme varsayımı yapılabilir. Matris İnversiyonu Metodu kullanılarak kuvvetlerin belirlenmesi denklem 5.3 ile gösterilmektedir.

$$\begin{Bmatrix} f_1 \\ \dots \\ f_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\ddot{X}_{11}}{F_1} & \frac{\ddot{X}_{12}}{F_2} & \dots & \frac{\ddot{X}_{1n}}{F_n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \frac{\ddot{X}_{m1}}{F_1} & \dots & \dots & \dots \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \dots \\ \ddot{x}_m \end{Bmatrix} \quad (5.3)$$

$\begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \dots \\ \ddot{x}_m \end{Bmatrix}$ alıcılar tarafındaki operasyonel ivme vektörleri

$$\frac{\ddot{X}_{ij}}{F_j} \text{ i noktasındaki ivme ve j iletim yolundaki kuvvet arasında ölçülen ivme FTF}$$

Şekil 5.10 ile Matris İnversiyon metodunda ihtiyaç duyulan ivmelerin nasıl ölçülmesi gerektiği gösterilmektedir. Örneğin, motor titreşimlerinin gövdeye iletimi ile ilgili yapılan ölçümlerde, alıcı tarafındaki ivmeler motor çalışır durumda iken gövdeye yerleştirilen ivme-ölçerlerle belirlenir. Matris İnversiyonu metodunun uygulanması için ihtiyaç duyduğumuz ivme FTF'ları ise i noktasının darbe çekici ile uyarılması sonucu gövde üzerinde bulunan ivme-ölçerlerden elde edilen ivme datalarının toplanması ile belirlenir. Bu ölçülen ivme FTF'ları matrisinin tersi ile alıcılar tarafında motor çalışırken ölçülen ivmelerin çarpılması sonucunda kuvvetler belirlenmiş olur [16].



Şekil 5.10 : Matris inversiyonu metodu için ivmelerin ölçülmesi.

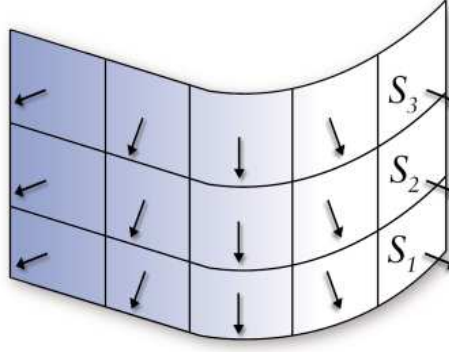
5.7. Dolaylı Yöntemlerle Operasyonel Hacimsel Hızların Belirlenmesi

Operasyonel kuvvetlerin belirlenmesindeki gibi hacimsel hızlar da dolaylı olarak ölçülebilmektedir. Üç teknik kullanılarak bu ölçümler yapılabilir: noktadan noktaya yüzey örnekleme, ses şiddeti ölçümleri ve matris inversiyonu. İlk metot ile titreşen panellerin etkisi belirlenebilir. İkinci metot motorun hava yollu iletiminin incelenmesinde kullanılabilir. Matris İnversiyonu metodundan ise emme ve egzoz gürültüsünün tayin edilmesinde yararlanılabilir.

5.7.1. Noktadan noktaya yüzey örnekleme

Bu teknik eşdeğer hacimsel hız kaynağının örnekleme yapılan ısıtım yüzeyinden türetilmesini sağlar. Bu yöntemde yapılan varsayım, S yüzeyine dik yönde alınan noktadaki ivmenin, verilen yüzey alanındaki hacimsel ivmenin miktarı belirlemesidir (Şekil 5.11). Bu ısıtım yapan tüm yüzeyin bireysel yüzeylere bölünmesi ile mümkündür. Örnekleme yapılmış S_j yüzeylerindeki hacimsel ivmeler denklem 5.4 ile gösterilmiştir.

$$\dot{q}_j = S_j \cdot \ddot{x}_{jn} \quad (5.4)$$



Şekil 5.11 : Yüzey alanlarında ivme ölçümü [16].

Hacimsel ivmenin integrali alınarak hacimsel hızlar hesaplanabilir. $\ddot{x}_{jn}$ ivmeleri yüzeye dik yöndeki ivmeler olmalıdır. Ölçüm amacıyla ısıtım yapan yüzey birbirinden bağımsız yamalara bölünmüştür. Bu yama yüzeylerin boyutu ilgilenilen en küçük akustik dalga boyunun yarısından daha küçük olmalıdır. Yamaların boyutları o halde frekans aralıklarına bağlıdır. Bu yöntem genellikle araç kabinindeki titreyen panellerin etkisinin belirlenmesinde kullanılmaktadır.

5.7.2. Ses şiddetinin ölçülmesi

Durağan koşullar altında, kaynak bölgesine yakın ses şiddeti ölçümleri anekoik odada yapılır. Bunun sonucunda anekoik oda şartlarında kaynağın ses gücü belirlenir ve ses gücünden de kaynağın hacimsel hızı türetilir. Bu işlemler sırasında kaynağın hacimsel hızının akustik sınır koşulları ile değişmediği kabul edilir. Kaynağın çevresindeki S yüzeyindeki ortalama ses şiddeti yapılan ses şiddeti ölçümleri sonucunda elde edilir. Ortalama ses şiddeti denklem 5.5'teki gibi, partikül hızı ve ses basıncının zamana göre türetilmesinden hesaplanır.

$$\vec{I} = \frac{1}{T} \int_0^T p(t) \cdot \vec{v}(t) dt \quad (5.5)$$

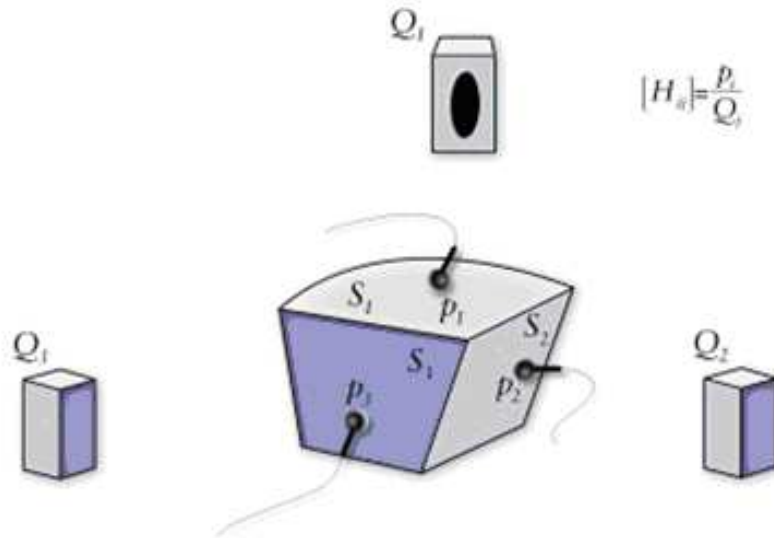
S yüzeyi m tane S_j alt alana bölünerek kısmi kaynaklar oluştururlar. Ortalama ses şiddeti vektörü $\vec{I}$ ve S_j alt alanlara dik vektör $\vec{n}$ 'in skaler sonucu S_j alanına göre türetilirse, ses şiddeti modülünün bir sonucu olarak ses gücü Pow_j denklem 5.6'da olduğu gibi elde edilir. Pow_j kullanılarak da hacimsel hızlar denklem 5.7'de olduğu gibi hesaplanır [16].

$$Pow_j = \int_{S_j} \vec{I} \cdot \vec{n} dS \quad (5.6)$$

$$Q_j = Pow_j \frac{4\pi c}{\rho \omega^2 C} \quad (5.7)$$

5.7.3. Hacimsel hız için matris inversiyonu metodu

Bölüm 5.6.2’de kuvvetlerin belirlenmesinde Matris İnversiyonu Metodunun nasıl kullanıldığından söz edilmişti. Dolaylı olarak kuvvetlerin belirlenmesinde kullanıldığı gibi Matris İnversiyonu metodu ile dolaylı olarak hacimsel hız ölçümü yapmak da mümkündür. Operasyonel şartlarda ışınlam yapan yüzeye yakın bir noktadan basınç tepki indikatörleri ölçülebilir. İndikatör noktalarındaki basınçlarla ışınlam yüzeyindeki hacimsel hızlar arasındaki iletim fonksiyonları birlikte işleme sokularak operasyonel hacimsel hızların ölçülmesinde kullanılırlar. İletim fonksiyonu matrisi tersinir yolla, yani hoparlörlerin indikatör basınç mikrofonlarının konulduğu noktalara yerleştirilmesi ve mikrofonların da ışınlam yüzeyine konulmasıyla hesaplanır (Şekil 5.12).



Şekil 5.12 : Transfer fonksiyonun tersinin ölçülmesi [16].

Matris inversiyonu yöntemi denklem (5.8) ve denklem (5.9) ile ifade edilmektedir.

$$\begin{bmatrix} Q_i^{oper} \\ \dots \\ Q_n^{oper} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{P_1}{Q_1} & \dots & \frac{P_1}{Q_n} \\ \dots & \dots & \dots \\ \frac{P_m}{Q_1} & \dots & \frac{P_m}{Q_n} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} P_1^{oper} \\ \dots \\ P_m^{oper} \end{bmatrix} \quad (5.8)$$

$$P_r^{oper} = \sum_{i=1}^n \frac{P_r}{Q_i} Q_i^{oper} \quad (5.9)$$

$\frac{P_r}{Q_i}$ fonksiyonu i iletim yolunda ölçülen hacimsel hız ile j noktasındaki mikrofondan ölçülen basınç arasındaki iletim fonksiyonunu ifade etmektedir. Bu iletim fonksiyonları tersinir yolla, yani hoparlörlerin j noktasında ve mikrofonların da i noktasına konulmasıyla ölçülür.

5.7.4. Metodların karşılaştırılması

Noktadan noktaya yüzey örnekleme metodu sadece yüzeyin iyi tanımlanmış alt alanlara bölünebildiği ve dik yöndeki ivmelerin ölçülebildiği durumlar için kullanılabilir. Bu metod değişik panellerin araç içi gürültüsüne etkisinin belirlenmesinde kullanılmaktadır.

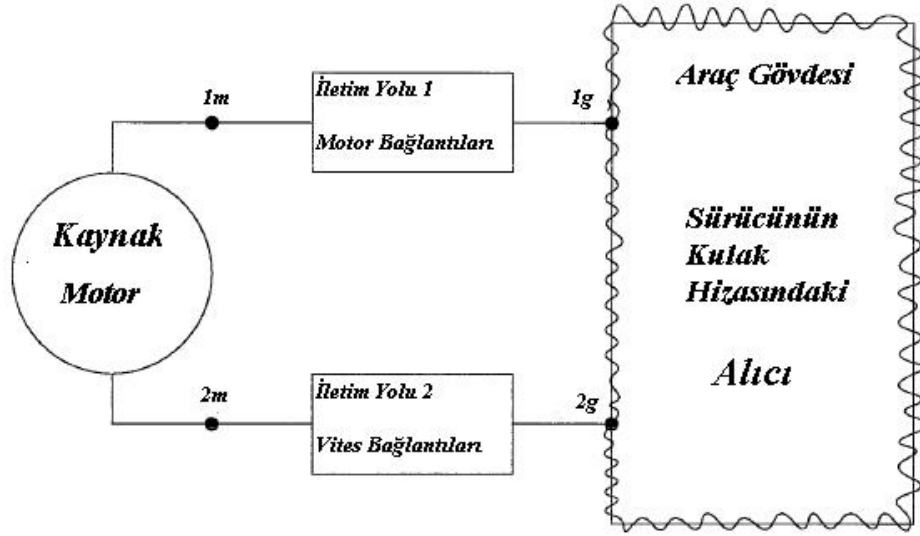
Ses şiddeti ölçümlerinde ise ışınlam yüzeyinin kompleks olması dolayısıyla kısıtlamalar daha azdır. Ayrıca, düşük frekanslar hariç diğer frekans aralıklarında çok iyi ölçümler yapılabilinmektedir. Ses şiddeti ölçümlerinin anekoik odada ve durağan koşullarla kısıtlandırılması bu metodun yetersizliğidir.

Matris İnversonu metodu durağan koşullarla kısıtlandırılmamış, aksine gerçek koşullar altında ölçüm yapabilme imkanı tanımaktadır. Bu metodun dezavantajı ise çok sayıda iletim fonksiyonu ölçümüne ihtiyaç duyması ve basınç indikatör mikrofonlar ile hedef mikrofonların aynı boşluğa yerleştirilmesi durumunda ölçümlerin sağlıklı olmasıdır [16].

6. İLETİM YOLU ANALİZİNDE AYIRMA YÖNTEMİ UYGULAMASI

6.1. Giriş

Daha önceki bölümden de hatırlanacağı gibi İletim Yolu Analizinin uygulanmasındaki amaç titreşim ve gürültüyü baskın olarak ileten bir veya daha fazla iletim yolunun belirlenmesiydi. İletim yolu analizinin en kolay uygulaması Şekil 6.1’de gösterilmektedir. Burada kaynak motor olarak gösterilmekte ve gövdeyi motor bağlantı noktalarından (1m-1g) ve vites bağlantı noktalarından olmak üzere iki iletim yolundan tahrik etmektedir. Gövdeye titreşimler birçok panelden iletilerek ulaşır ve bu titreşimler gövde içerisinde bulunan hava ile gürültüye dönüşür. Panellerden yayılan akustik dalgalar alıcıya farklı zamanlarda iletilir. Harmonik etkinin olduğu durumlarda bu zaman değişimleri faz gecikmesi olarak ifade edilebilir.



Şekil 6.1 : Tek kaynaklı, alıcılı ve iki iletim yollu.

Şekil 6.1’deki durumda İletim Yolu Analizinin amacı, iki iletim yolundan kaynaklanan ve alıcıdan ölçülen basıncın iki kısmı basınca ayırmaktır. Bunun mümkün olması için sistem 1g ve 2g bağlantılarından kesilmelidir. Eğer kesilen noktadaki iç kuvvetler biliniyorsa, bu kuvvetler kuvvet ve basınç arasında tanımlanan FTF ile çarpılarak 1 ve 2 iletim yollarındaki kısmi basınçlar bulunabilir. Bu işlem

uygulanırken çoğu deneysel analiz yöntemlerinde de olduğu gibi dönme ve momentler ihmal edilir [17].

6.2. Ayırma ve Pencereleme Yöntemleri

Araç içi gürültü seviyesinin istenilen limitleri aşması durumunda genellikle deneysel iki yöntem uygulanarak problemin analizi yapılmaktadır. Bunlardan ilki kaynak veya iletim yolunun belirlenmesi için kullanılan ayırma yöntemidir. Örnek olarak, ayırma yönteminde motor bağlantılarının sökülmesiyle sadece motorun iletim yoluna etkisi incelenmektedir. Bunun gibi diğer kaynaklarının da ayırma yöntemiyle iletim yollarına etkileri incelenerek toplam gürültüye en çok etki eden iletim yolu bulunabilir ve araç içi gürültüsünün düşürülmesi için çeşitli iyileştirmeler yapılabilir. İkinci yöntem ise araç içerisinde gürültüye sebebiyet veren panellerin pencereleme yöntemi ile belirlenmesidir. Bu yöntemde, ölçüm yapılacak panel haricindeki tüm paneller kalın bir katman ile kaplanarak ölçüm yapılan panelin araç içi gürültüsüne etkisi incelenmektedir.

Bu iki yönteminde dezavantajı, ayırma ve kaplama yapılması durumunda araç içerisindeki dinamik sistemlerin etkilenmesidir. Mesela motor bağlantılarını ayırma işleminde motorun gövde yerine zemine bağlanması motor süspansiyon noktalarının da aynı tepki kuvvetlerine maruz kalması nedeniyle özellikle dikkat edilmesi gereken bir durumdur [17].

6.3. Ayırma Yöntemi Ölçümlerinin Yapılması

İletim Yolu Analizi yöntemi kullanılarak ölçüm yapılırken ilk olarak ayırma yönteminden yararlanılarak egzoz sistemi gibi lineer olmayan ve ölçülmesi zor olan iletim yolları elimine edilir. Daha sonra ayırma işlemi uygulanmış araç üzerinde deneysel nümerik iletim yolu analizi uygulanır. İletim yolu analizi ölçümlerinden sonra aracın iyileştirilmesi gereken elemanları değiştirilerek ayırma işlemi öncesindeki durumu ile karşılaştırma yapılır.

Örneğin, Ayırma işlemi Çizelge 6.1’de gösterildiği gibi uygulanır. Çizelgedeki 12 ile 26 arasındaki ölçümler araca yükleme yapmadan gerçekleştirilir.

Çizelge 6.1 : Ayırma matrisi [17].

Test	Ayırma Matrisi																				
	Kaplamalar	Şanzıman Kablosu	Emme	Egzoz	Direksiyon Çubuğu	Direksiyon Çubuğu Çerçevesi	Klima Hortumu	Debriyaj Teli	Direksiyon Pompası/Isıtıcı Hortum	Motor Kapağı	Motor Traversi	Motor Traversi Çerçevesi	Kardan Mili	Yakıt Boruları	Motor Bağlantıları	Radyatör	Radyatör Çerçevesi	Kapalı Kaput	Servo Fren Hortumu	Kaput Kiliti	Köpüklü Kaput
1- Statü	X	X	X	X	X		X	X	X		X		X	X	X	X		X	X	X	
2- Kaplama		X	X	X	X		X	X	X		X		X	X	X	X		X	X	X	
3- Şanzıman Kablosu			X	X	X		X	X	X		X		X	X	X	X		X	X	X	
4- Emme/Egzoz					X		X	X	X		X		X	X	X	X		X	X	X	
5- Direksiyon Çubuğu						X	X	X	X		X		X	X	X	X		X	X	X	
6- Emme				X	X		X	X	X		X		X	X	X	X		X	X	X	
7- Klima Hortumu						X		X	X		X		X	X	X	X		X	X	X	
8- Debriyaj Teli						X			X		X		X	X	X	X		X	X	X	
9- Direksiyon Pompası/Isıtıcı Hortum						X					X		X	X	X	X		X	X	X	
10- Motor Isı Yalıtımı						X				X	X		X	X	X	X		X	X	X	
11- Motor Traversi			X			X				X		X	X	X	X	X		X	X	X	
12- Kardan Mili						X				X		X		X	X	X		X	X	X	
13- Yakıt Boruları						X				X		X			X	X		X	X	X	
14- Motor Bağlantıları						X				X						X		X	X	X	
15- Isı Kalkanı						X										X		X	X	X	
16- Radyatör						X											X	X	X	X	
17- Direksiyon Çubuğu Çerçevesi																	X	X	X	X	
18- Açık Kaput																	X		X		
19 = 17																	X	X	X	X	
20 = 17																	X	X	X	X	
21- Servo Fren Hortumu																	X	X		X	
22- Kaput Kiliti																	X	X			
23- Ayrılmış Kaput																	X	X			X
24- Kaput																	X				
25- Radyatör Takılı																X		X		X	

Ayırma yönteminde, araç yarı-anekoik odada şasi dinamometresi üzerine konularak üç mikrofon pozisyonu ile gürültü ölçümleri yapılır. Mikrofonlar sürücü, öndeki yolcu ve arka sağdaki yolcunun dış kulak hizalarına yerleştirilir. Ölçümler 4 ayrı yükleme koşulunda gerçekleşir: Yol Yükleme (Road Load), Tam Yükleme (Full Load), Coast Down ve Yükleme (No Load). Tüm bu ölçümler 3. viteste ve iki tekrarlı olarak gerçekleşir. Yol Yükleme testinde sabit bir ivme ile 800 devirden 6000 devire 150 saniyede ve 3. viteste çıkılarak ölçüm yapılır. Tam Yükleme testinde ise yine 3. viteste 800 devirden 6000 devire tam gaz yapılarak 11 saniyede çıkılarak ölçüm yapılır. Coast Down testinde 6000 devire çıkarılan araç 800 devire 3. viteste kendiliğinden yavaşlarken ölçüm yapılır. Yüksüz durumdaki testte ise araç boş viteste iken 800-6000 devirleri arasında tarama yapılarak ölçümler alınır.

Çizelge 6.1'deki testler aşağıda sıralandığı gibi yapılarak ölçümler alınır [17].

- 2 numaralı testte motor kaplamaları çıkarılarak motor ve çevresine daha iyi ulaşabilme imkanı sağlanır.
- 3 numaralı testte şanzıman kabloları çıkarılır. Vites manüel olarak vites kutusundan değiştirilir.
- 4 numaralı testte hem egzoz hem de emme ayrıştırılır. Emme kutusu gövdeden yalıtılır ve emme girişi de arabanın önündeki bir noktaya taşınır.
- 5 numaralı testte rot kolları rulmanlardan ayrılır. Sağ ve sol rulmanlar gövdeye asılmadan demir bir çubukla birbirine bağlanır.
- 6 numaralı testte egzoz tekrar bağlanarak egzoz ve emme sisteminin etkileri 4 numaralı testten ayrı olarak incelenir.
- 7 numaralı testte klima kabloları motor ve gövdeden ayrılır, soğutma gazları sistemden emilir ve egzoz tekrar ayrıştırılır.
- 8 numaralı testte debriyaj teli gövdeden izole edilir.
- 9 numaralı testte direksiyon pompası ve ısıtıcı hortum ayrıştırılır. Pompanın yağsız çalışmasını engellemek amacıyla pompa giriş ve çıkışlarına kısıyol yaptırılır.
- 10 numaralı testte motor ısı yalıtımı sökülür.
- 11 numaralı testte motor traversi sökülür. Motor traversinin görevi motorun oluşturduğu torku motor takozları yardımıyla desteklemek olduğu için bu testler boş viteste ve yüksüz koşulda yapılır.
- 12 numaralı testte kardan mili çıkarılır.
- 14 numaralı testte motor ve vites bağlantıları kaldırılır. Motor zemine bağlı taşıyıcı iskelet yardımıyla destekli tutulur. İskelet kauçuk takozlarla zeminden ayrı tutulur.
- 15 numaralı testte yolcu kabiniyle motor arasındaki bölmenin ısı yalıtımı kalkanı çıkarılır.
- 16 numaralı testte radyatör zemine bağlı taşıyıcı iskeletle desteklenir.

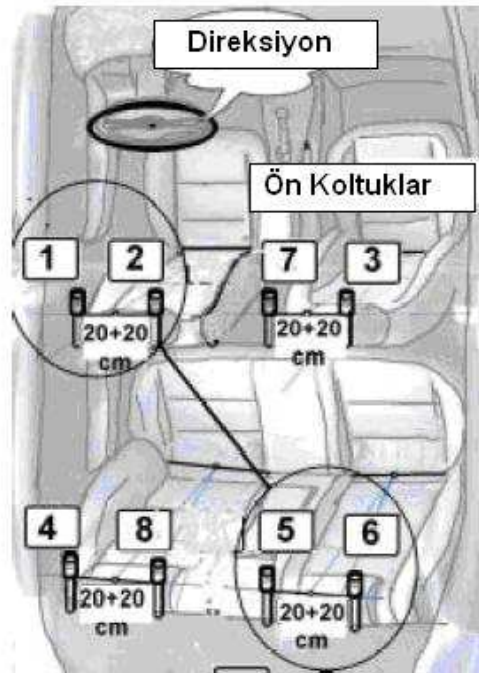
- 17 numaralı testte direksiyon çubuğu çerçevesi ve rot kolları geliştirilerek motor titreşimlerinin gövdeye iletimi azaltılmaya çalışılır.
- 18 numaralı testte kaput tamamen açık şekilde ölçüm yapılır.
- 21 numaralı testte servo fren hortumu gövdeden ayrıştırılır.
- 22 numaralı testte kaput kilidi çıkarılır.
- 23 numaralı testte kaput menteşeleri ve kilidi sökülerek kaput köpükten bir tabaka üzerinde gövdeye yaslanır.
- 24 numaralı testte kaput tamamen çıkarılır.
- 25 numaralı testte radyatör eski yerine monte edilir.

7. ARAÇ ÜZERİNDE YAPILAN TESTLER

7.1. Mevcut Durumun Tespit Edilmesi

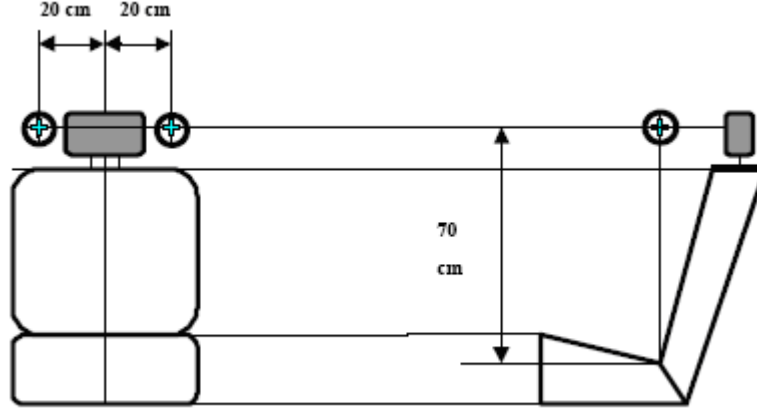
Aracın mevcut durumunun tespit edilmesi, gürültü ve titreşimlerin taşıt seyir ve konforunu nasıl etkilediğinin görülmesi açısından önem taşımaktadır. Sürücü ve yolcuların seyahat konforu göz önüne alındığı zaman araç içerisindeki gürültü seviyeleri incelenmesi gereken bir unsurdur. O halde, araç içi gürültüsünün yolcu ve sürücüyü rahatsız edecek düzeyde olup olmadığının incelenmesi, mevcut durumun tespiti açısından ilk yapılması gereken ölçümdür.

Araç içi gürültü ölçümlerinden en çok uygulanan test, 3. viteste 1000 devir/dakika'dan 4500 devir/dakika'ya tam gaz hızlanma testidir. Bu test koşurken Şekil 7.1'de gösterilen mikrofon pozisyonlarından sürücü sağ kulağı ve sağ arka yolcu sol kulağı noktalarına mikrofonlar yerleştirilerek ölçümler alınır. Sürücü sağ kulağındaki mikrofon pozisyonu Pos2 olarak, sağ arka yolcu sol kulağındaki pozisyon ise Pos5 olarak adlandırılır.



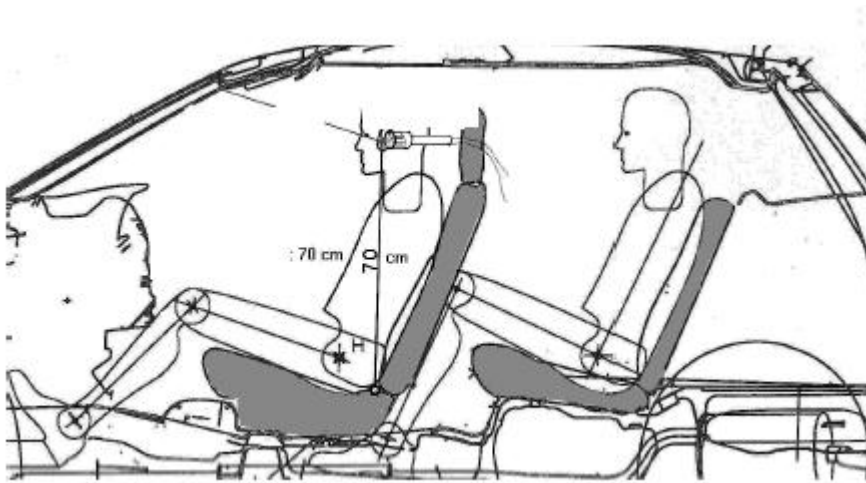
Şekil 7.1 : Mikrofon pozisyonları.

Mikrofonlar yerleştirilirken Şekil 7.2 ve Şekil 7.3'teki yükseklik ve mesafeler dikkate alınmalıdır. Mikrofonlar, Şekil 7.2'de gösterildiği gibi dikeyde 70 cm yüksekliğine ± 1 cm toleransla yerleştirilmelidir. Yatayda ise kafalıklara göre 20 cm mesafede sağa veya sola yerleştirilebilir. Koltuk pozisyonu ise ergonomik bir pozisyona veya tercihen yatayda 25°'lik bir açığa getirilmelidir.



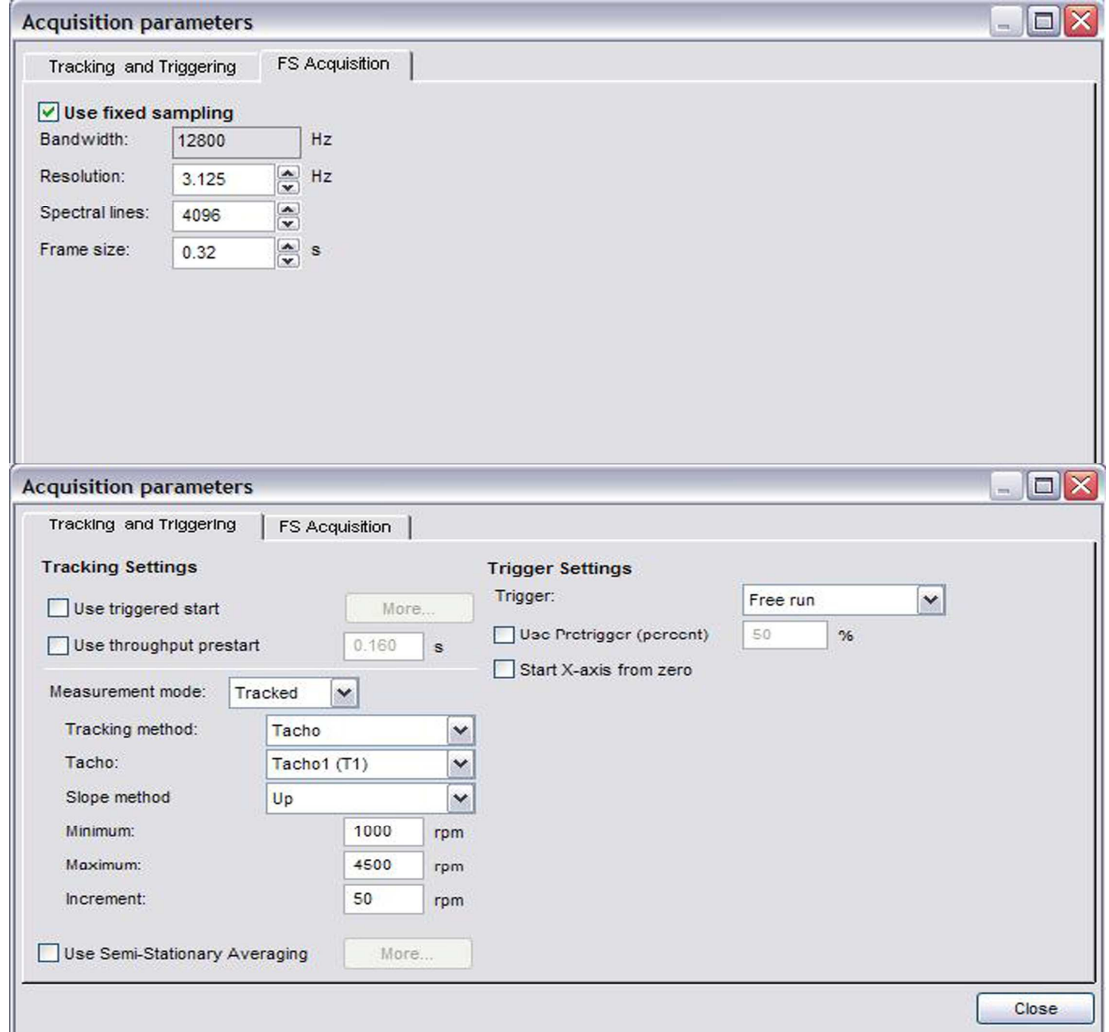
Şekil 7.2 : Mikrofon yükseklikleri.

Araç içerisinde sürücüye ve koltuğa göre mikrofon pozisyonları daha detaylı olarak Şekil 7.3'de gösterilmektedir. Şekil 7.1'de gösterilen 8 adet mikrofon pozisyonu için bu yükseklik ve mesafeler ayarlanmalıdır. En az 2 mikrofondan ölçüm almak üzere mikrofon sayıları ölçüme göre değiştirilebilmektedir. Ancak çok sayıda mikrofon kullanmak kanal sayısını ve test verilerini arttıracığı için genellikle 2 mikrofon pozisyonu tercih edilmektedir. En yaygın olarak kullanılan mikrofon pozisyonları Pos 2 ve Pos 5'tir.



Şekil 7.3 : Araç içi mikrofon pozisyonları.

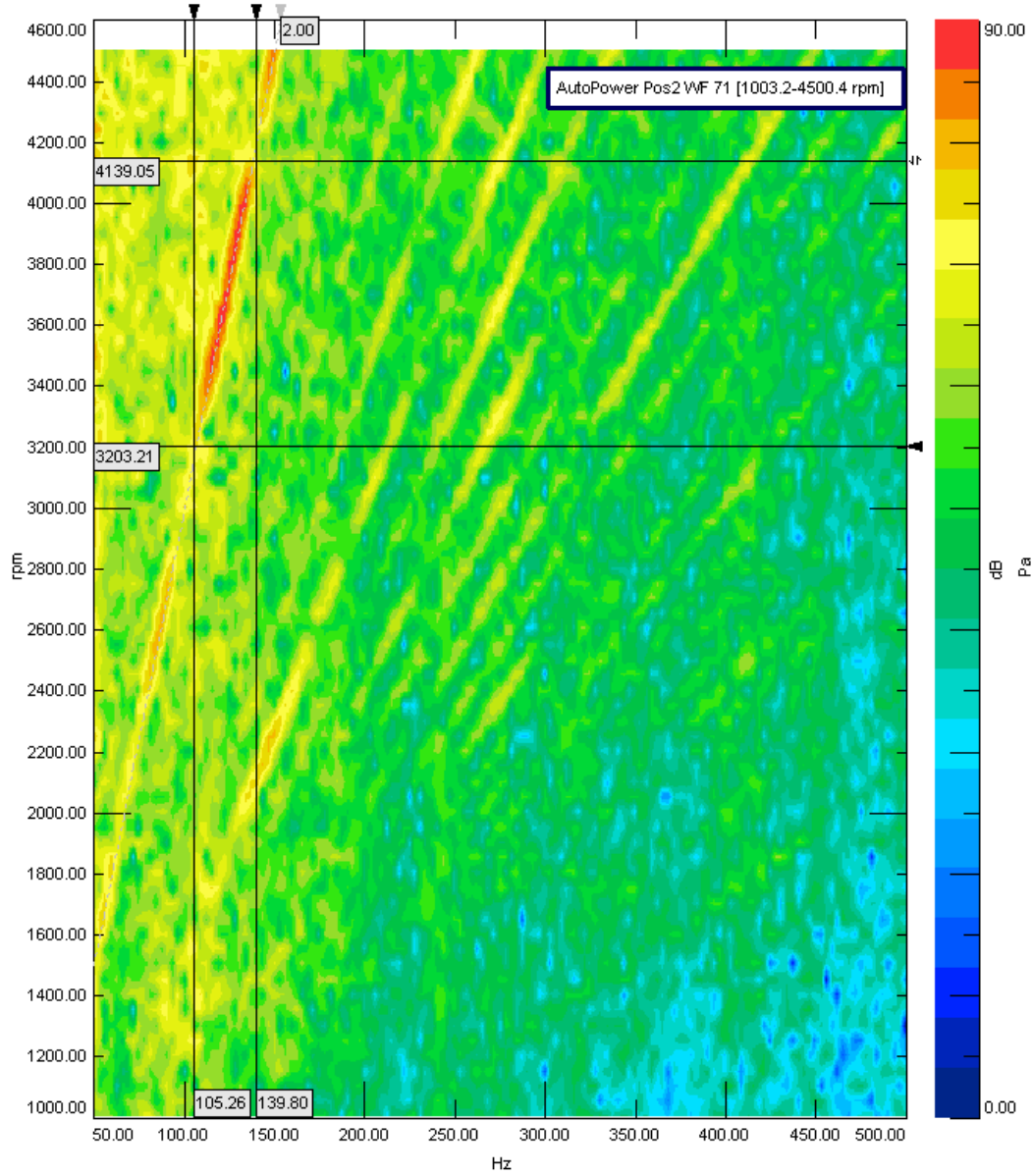
Genellikle bu testte elde edilen ölçüm verileri işlenirken 1000-4500 d/d, 50 d/d'lık adımlara bölünerek, bant genişliği 12800 Hz, frekans çözünürlüğü 3.125 ve buna bağlı olarak 4096 frekans çizgi sayısı özellikleri kullanılmaktadır (Şekil 7.4).



Şekil 7.4 : Sinyal işleme özellikleri.

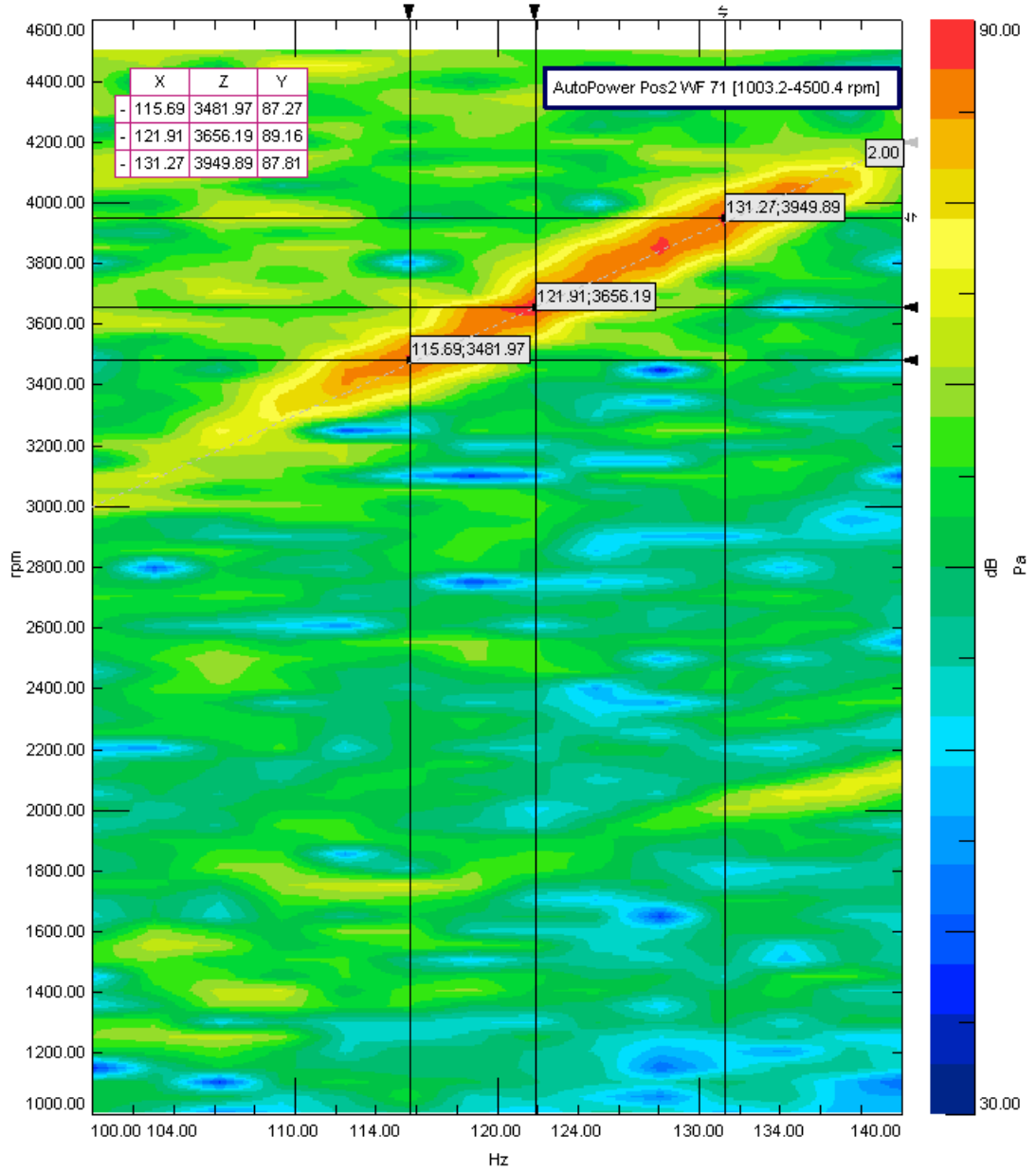
7.1.1. Pos 2 iç gürültü ölçümleri

Pos 2 mikrofon pozisyonunda iç gürültü ölçüm verileri, ses seviyeleri dB biriminde aracın devirine ve frekansına bağlı olarak incelenmiştir. Bu incelemeler yapılırken dikkat edilen husus belirli frekans ve devirlerde öne çıkan bir gürültü olup olmamasıdır. Şekil 7.5’de Pos 2 ölçüm verileri renkli haritalama (colormap) gösterimi ile incelenmektedir.



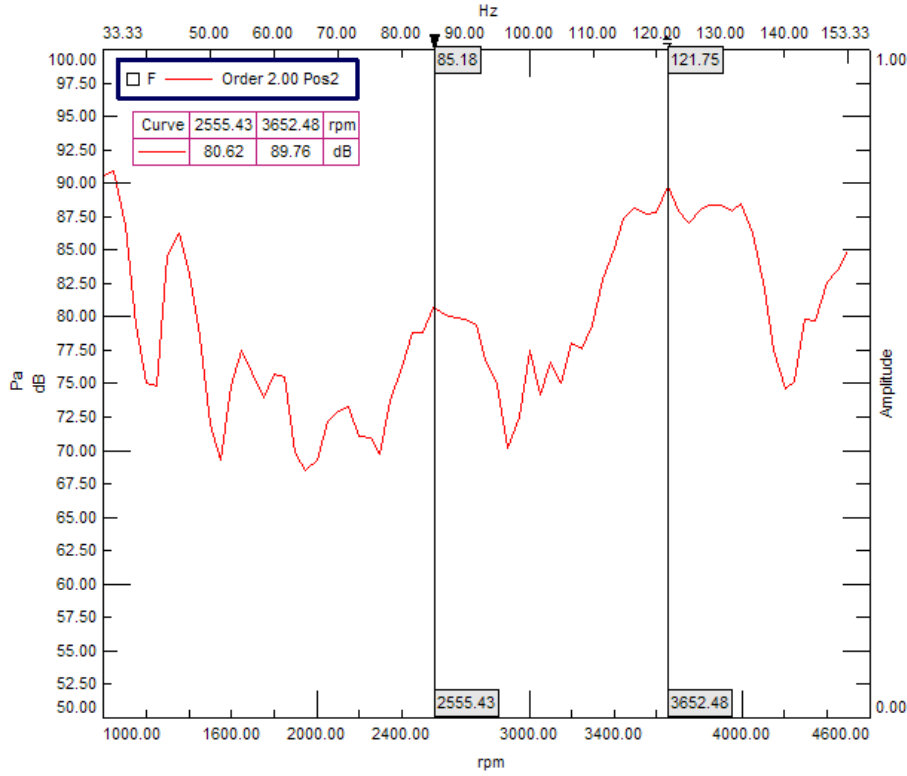
Şekil 7.5 : Pos 2 renkli haritalama genel görünüş.

Şekil 7.5’den de görüleceği gibi 3200-4140 d/d ve 105-140 Hz frekansları arasında yüksek gürültü seviyeleri saptanmıştır. Bu gürültü seviyelerinin 2. mertebeden oldukları da Şekil’de açıkça görülmektedir. Şekil 7.6’da bu yüksek gürültü bölgesi daha yakından incelenmektedir. Yakınlaşmış gösterimde gürültü düzeyleri bakımından 3 nokta öne çıkmaktadır. 3480 d/d ve 115 Hz frekansında 87 dB, 3656 d/d ve 112 Hz frekansında 89 dB, son olarak da 3950 d/d ve 131 Hz frekansında 87.8 dB büyüklüğünde gürültüler saptanmıştır.



Şekil 7.6 : Pos 2 renkli haritalama 2. mertebe detay.

Şekil 7.5 ve Şekil 7.6 incelendiğinde belirgin olarak gürültü seviyelerinin 2. mertebede etkili olduğu sonucuna ulaşılabilir. Bu durumda, 2. mertebe gürültü dağılımının daha detaylı olarak incelenmesi fayda sağlayacaktır. Şekil 7.7 ile 2. mertebe gürültü dağılımı gösterilmektedir. Bu grafikte 2555 d/d ve 85 Hz frekansında 80.6 dB, 3652 d/d ve 122 Hz frekansında ise 89.7 dB’lik gürültüler saptanmıştır. Yine bu grafikten elde edebileceğimiz diğer bir sonuç ise renkli haritalama grafiğinde de olduğu gibi 3400-4000 d/d aralığında ortalama 88 dB’lik gürültü seviyelerinin belirlenmesidir.



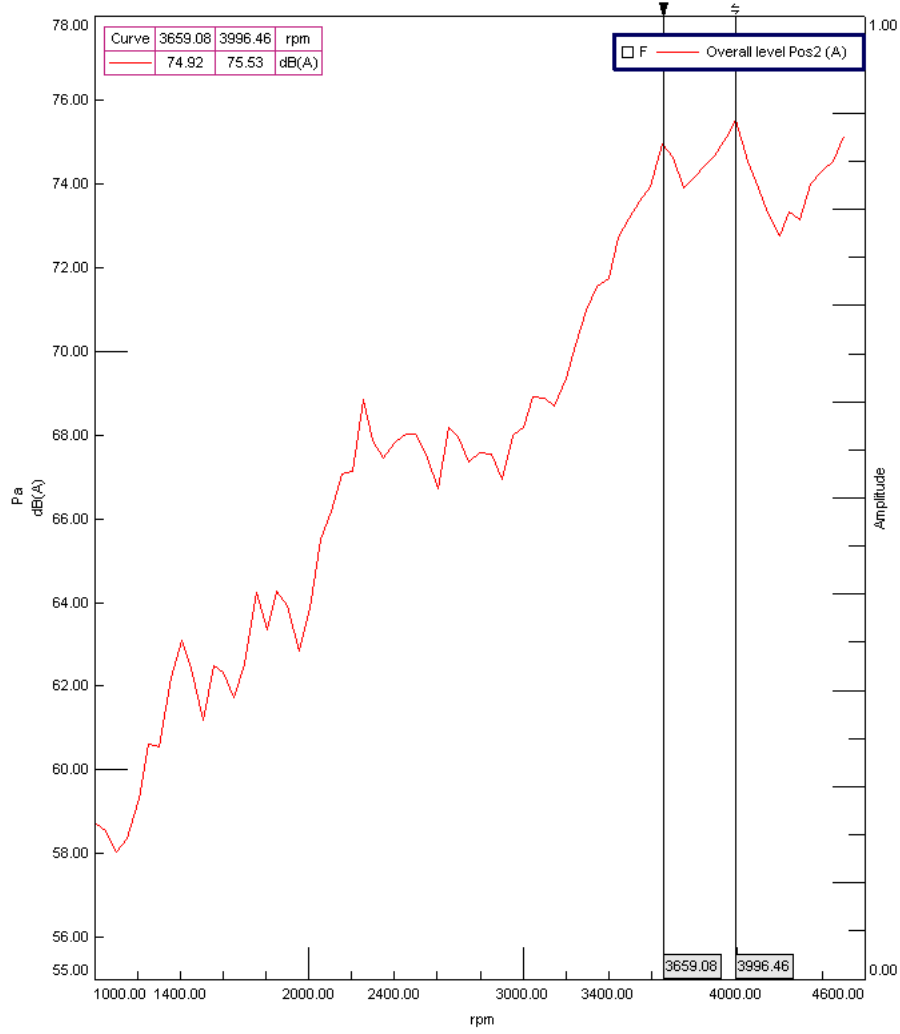
Şekil 7.7 : Pos 2 2. mertebe gürültü dağılımı.

Pos 2 mikrofon pozisyonu için A-Ağırlıklı toplam gürültü seviyeleri Şekil 7.8’de gösterilmektedir. A-Filtresi ile elde edilen sonuçlar incelendiği zaman 3659 d/d ve 3996 d/d’da 74.9 ve 75.53 olmak üzere 2 adet belirgin nokta saptanmıştır.

Tüm bu veriler incelendiğinde, Pos 2 mikrofon pozisyonu için gürültü seviyeleri bakımından 2550, 3495, 3652 ve 3996 d/d’ların araç iç gürültüsü açısından önemli olduğu görülmektedir. Bu devirlerdeki gürültü seviyelerinin daha detaylı incelenmesi için Octav Bant Analizi yapılmıştır.

Şekil 7.9’da 2546 ve 3494 d/d’ların gürültü seviyeleri incelenmiştir. 1/3 Oktav Analizi sonucunda 2546 d/d’da 80 Hz frekanslarının baskın olduğu ve ayrıca bu devirde 80 dB’lik bir gürültü seviyesinin olduğu gözlenmiştir. 3494 d/d’da ise 125 Hz frekansının ve 87.9 dB’lik gürültü seviyesinin baskın olduğu saptanmıştır. Ayrıca A-Filtreli toplam gürültü seviyelerinin 3494 d/d için 73.2 dB ve 2546 d/d için ise 67.6 dB olduğu gözlenmektedir.

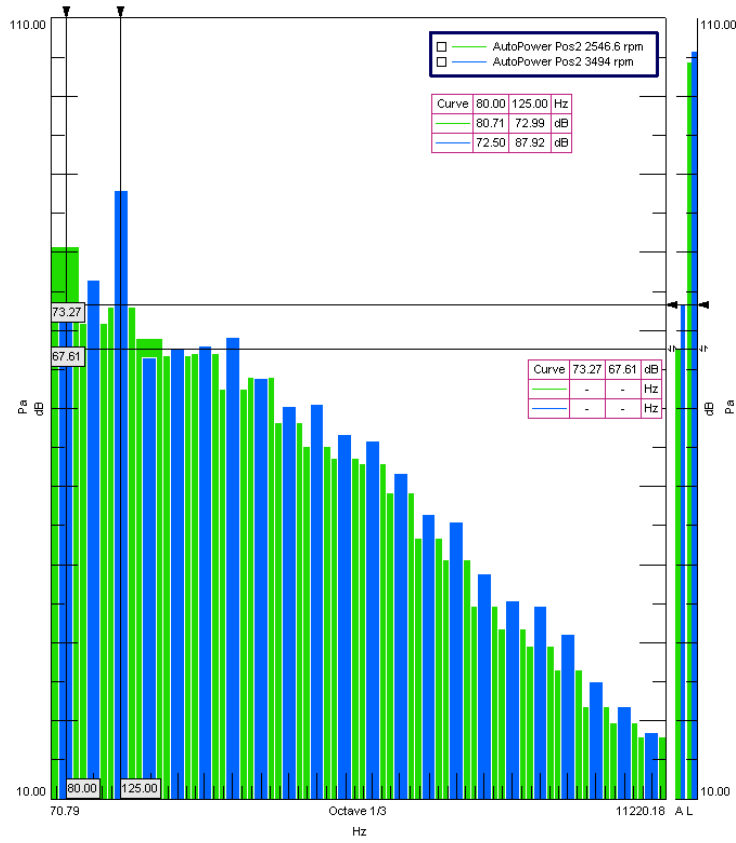
Şekil 7.10’da 3652 d/d’da 125 ve 250 Hz frekanslarının baskın olduğu saptanmıştır. 125 Hz frekansında 89.75 dB ve 250 Hz frekansında ise 74.15 dB’lik gürültü seviyeleri gözlemlenmektedir. Ayrıca A-Filtreli 3652 d/d toplam gürültü seviyesi ise 74.9 dB’dir.



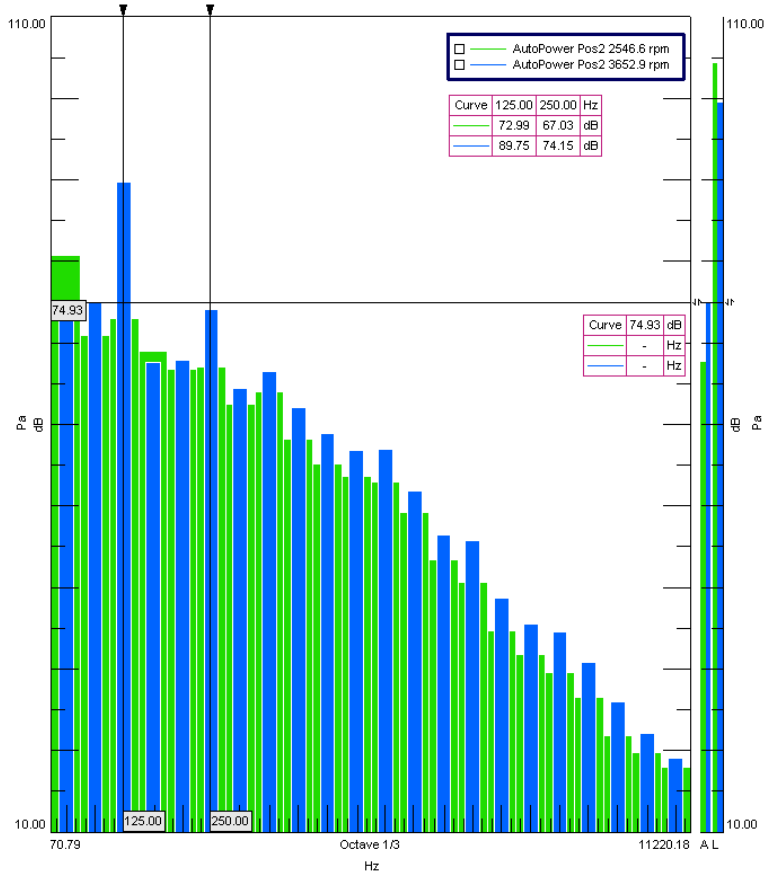
Şekil 7.8 : Pos 2 A-filtreli toplam gürültü seviyesi.

Şekil 7.11’de 3996 d/d’da 125 Hz frekansının baskın olduğu saptanmıştır. 125 Hz frekansında 88.5 dB’lik gürültü seviyeleri gözlemlenmektedir. Ayrıca A-Filtreli 3996 d/d toplam gürültü seviyesi ise 75.5 dB’dir.

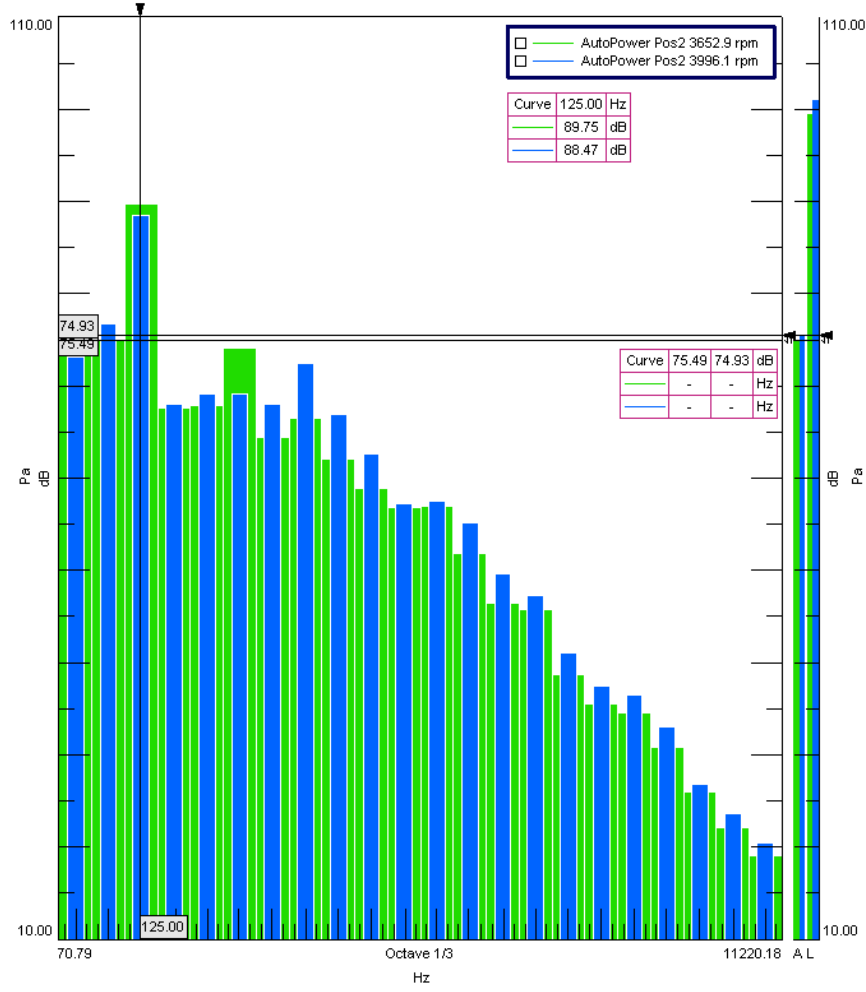
Pos 2 mikrofön pozisyonu için elde edilen tüm bu ölçüm verileri incelendiğinde 125 Hz’e yakın frekansların etkin olarak gürültüye sebebiyet verdiği ortaya çıkmaktadır. 2. mertebe gürültülerin etkin olduğu bu araçta, gürültü seviyeleri ile öne çıkan devirler ise 2555, 3480, 3650 ve 4000 d/d civarındır. Sürücü kulağı hizasından alınan bu ölçümler aracın mevcut durumu hakkında fikir sahibi olunmasını sağlamıştır. Yine aynı şekilde Bölüm 7.1.2’de Pos 5 pozisyonu için mevcut durum tespiti yapılacaktır.



Şekil 7.9 : Pos 2 oktav analizi 2546-3494 d/d.



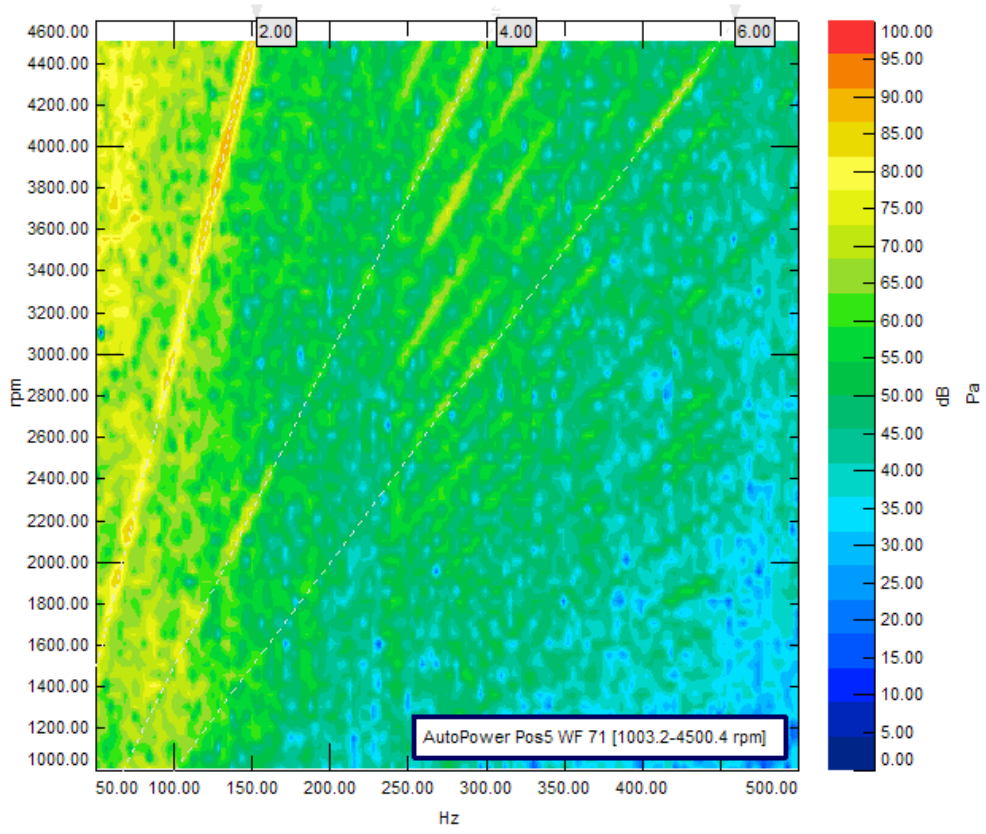
Şekil 7.10 : Pos 2 oktav analizi 2546-3652 d/d.



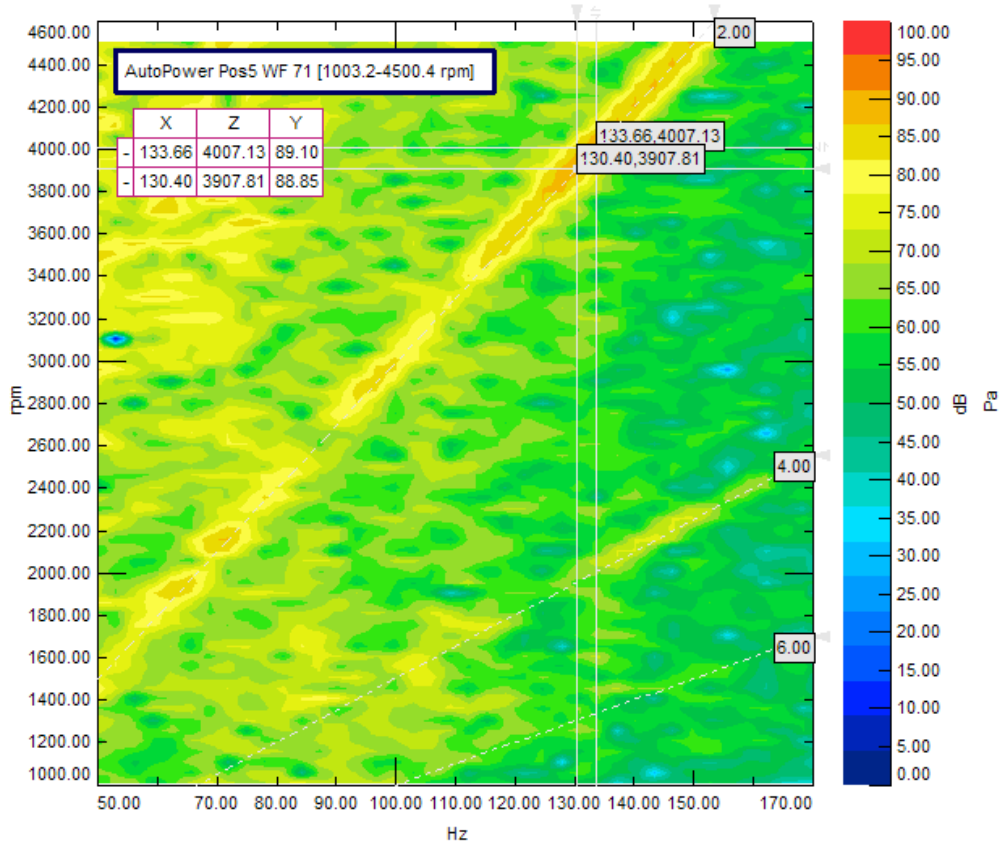
Şekil 7.11 : Pos 2 oktav analizi 3652-3996 d/d.

7.1.2. Pos 5 iç gürültü ölçümleri

Pos 5 gürültü ölçümleri de Pos 2 ölçümleri gibi renkli haritalama, oktav analizi ve mertebe analizi ile incelenmiştir. Şekil 7.12 ile Pos 5 ölçümlerinin renkli haritalama gösterimi verilmektedir. Şekil 7.12'den 2. mertebe gürültülerin baskın olarak ortaya çıktığı gözlenmektedir. 4. mertebe gürültü seviyelerinin de saptandığı fakat büyüklüklerinin 2. mertebeye göre daha küçük olduğu saptanmıştır. Bu durumda Şekil 7.13 ile 2. mertebe gürültü seviyelerinin daha detaylı incelenmiştir. Bunun sonucunda 2 noktadaki gürültü seviyelerinin öne çıktığı görülmektedir. 3908 d/d ve 130 Hz frekansında 88.85 dB, 4007 d/d ve 133.6 Hz frekansında ise 89.1 dB'lik gürültü seviyeleri saptanmıştır.

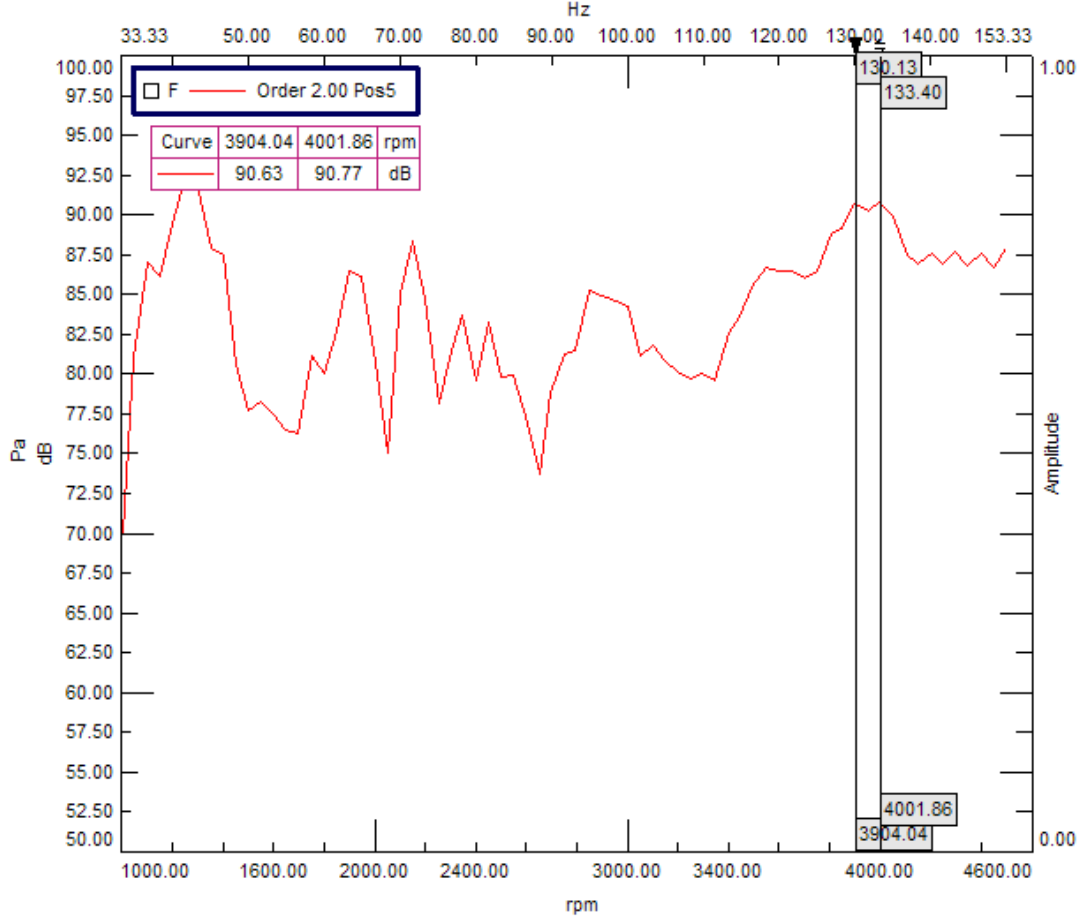


Şekil 7.12 : Pos 5 renkli haritalama genel görünüş.



Şekil 7.13 : Pos 5 renkli haritalama 2. mertebe detay.

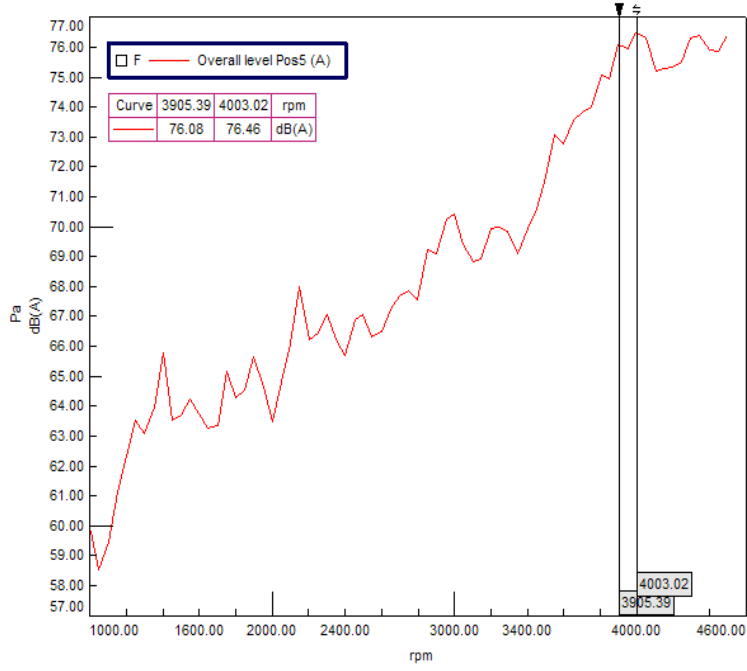
2. Mertebe gürültü seviyelerinin belirgin olarak baskın olması nedeniyle bu seviyelerin detaylı olarak devir sayısına bağlı olarak incelenmesi gerekmektedir. Şekil 7.14'te Pos 5 mikrofön pozisyonunda ölçülen 2. mertebe gürültü seviyeleri devire bağılı olarak gösterilmektedir. 3904 d/d ve 130 Hz frekansında 90.6 dB, 4002 d/d ve 133 Hz frekansında ise 90.7 dB'lik gürültü seviyeleri saptanmıştır.



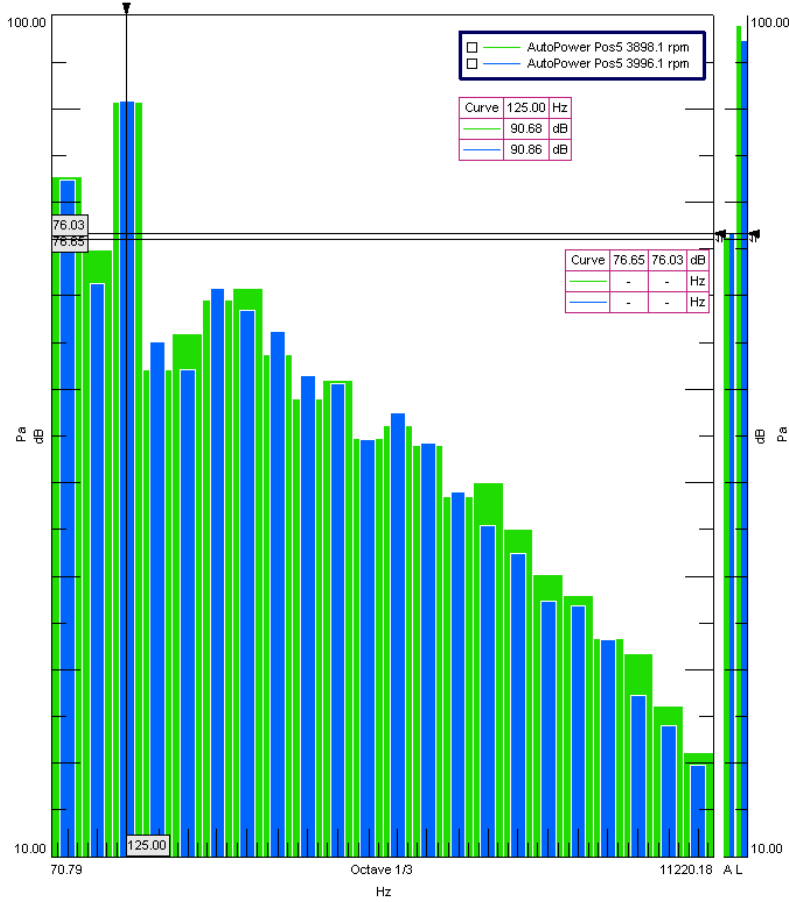
Şekil 7.14 : Pos 5 2. mertebe gürültü dağılımı.

Şekil 7.15 ile A-filtreli toplam gürültü seviyeleri incelendiğinde 3905 d/d için 76 dB ve 4003 d/d için 76.5 dB iç gürültü saptanmıştır. Hatırlamak gerekirse, Pos 2 mikrofön pozisyonu için A-filtreli toplam gürültü seviyeleri 4000 d/d için 75.5 dB'di. Arka yolcu pozisyonundaki Pos 5 mikrofönün da bu devirde gürültü seviyesi 76.5 dB saptanmıştır. Aynı devir için arka yolcu pozisyonu ile sürücü pozisyonu arasında 1 dB'lik bir gürültü farkı saptanmıştır. Şekil 7.16 ile 3900 d/d ve 4000 d/d etrafındaki bu yüksek gürültü seviyeleri Oktav analizi ile incelenmektedir. 1/3 Oktav analizi sonucu hem 3898 d/d hem de 3996 d/d için gürültü seviyelerinin en yoğun olduğu frekans 125 Hz olarak saptanmıştır. 125 Hz frekansında 3898 d/d için 90.68 dB ve 3996 d/d için ise 90.86 dB'lik gürültü seviyeleri saptanmıştır. Oktav analizi sonucu

A-Filtreli gürültü seviyeleri 3868 d/d için 76.6 dB ve 3996 d/d için ise 76 dB olarak belirlenmiştir.



Şekil 7.15 : Pos 5 A-filtreli toplam gürültü seviyesi.



Şekil 7.16 : Pos 5 oktav analizi 3898-3996 d/d.

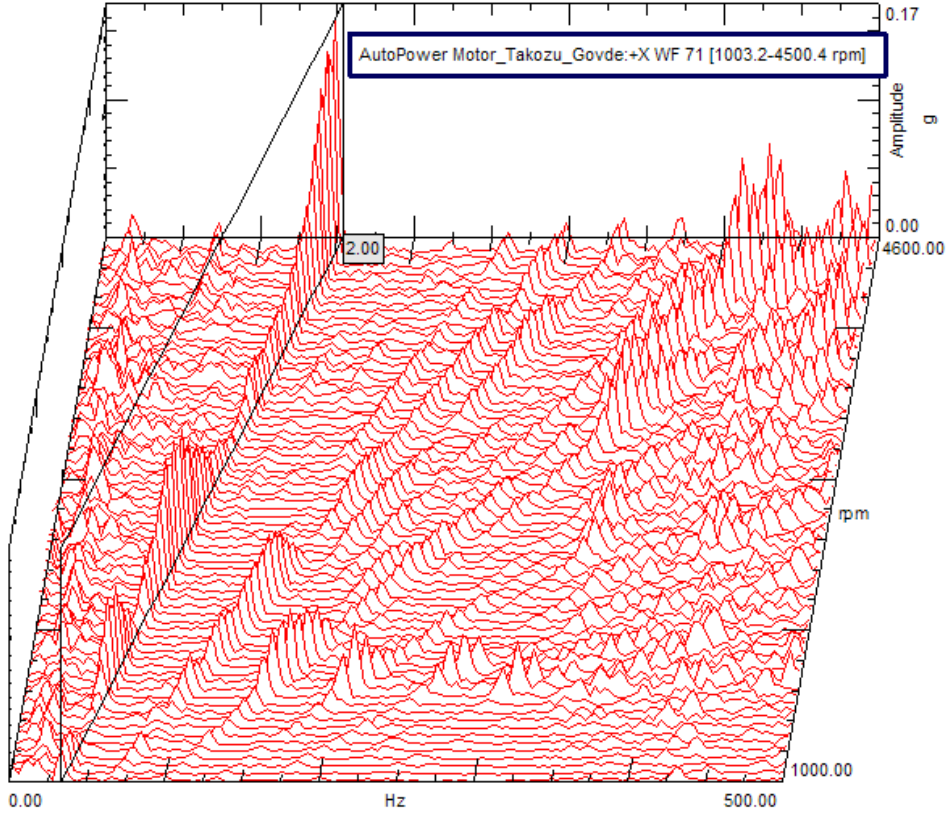
7.1.3. Motor takozlarının durumunun belirlenmesi

Mevcut durumun belirlenmesine yönelik iç gürültü ölçümlerine önceki bölümlerde yer verilmişti. Motor takozlarının ivme ölçümleri ile durumunun belirlenmesi de mevcut durum tespiti açısından önem taşımaktadır. 3 yönlü ivme-ölçerler kullanılarak hızlanma testi sonucu elde edilen ölçümler bu bölümde incelenecektir. İvme-ölçerlerin yerleştirildiği noktalar Şekil 7.17’de gösterilmektedir. Motor takozu gövde tarafına yerleştirilen ivme-ölçerin toplayacağı veriler durum tespiti açısından en net bilgileri verecektir. Motor titreşimlerinin takoz üzerinden geçerek sönmlenmesi sonucunda gövdeye iletilen titreşim verileri motor takozunun ne kadar verimli çalıştığını da gösterecektir.

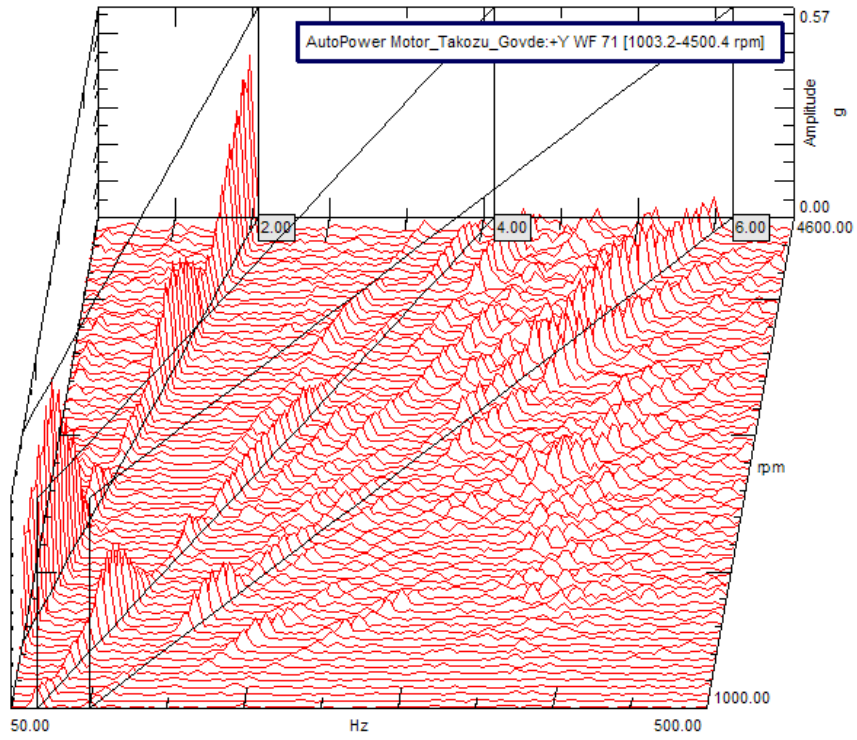
Şekil 7.18, Şekil 7.19 ve Şekil 7.20 ile motor takozu gövde tarafındaki ivme-ölçerin topladığı X, Y ve Z yönündeki ivmeler, devir sayısına ve frekansa bağlı olarak gösterilmektedir.



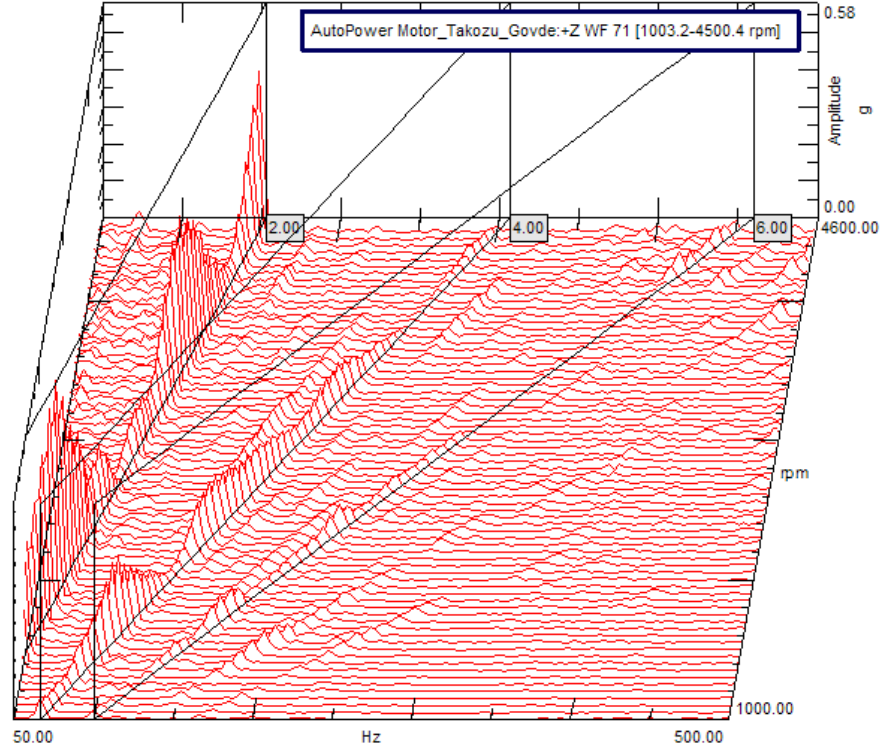
Şekil 7.17 : Motor takozu üzerindeki ivme-ölçerler.



Şekil 7.18 : Motor takozu gövde x yönündeki ivmeler.

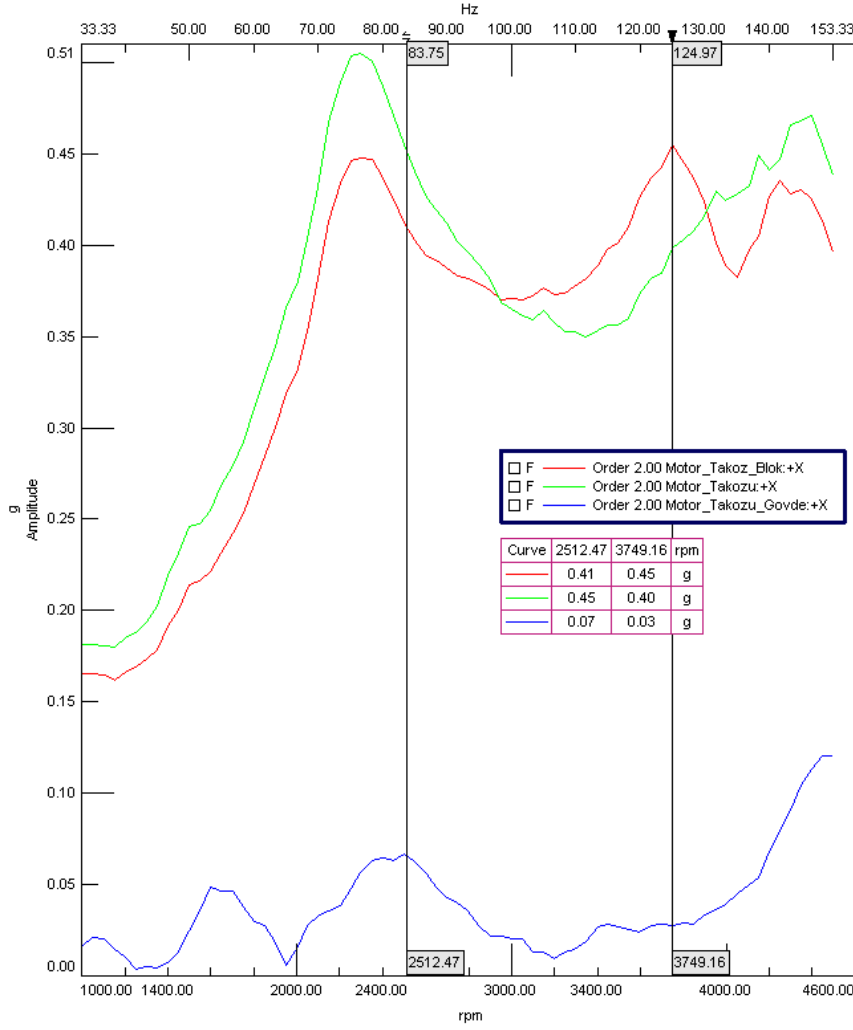


Şekil 7.19 : Motor takozu gövde y yönündeki ivmeler.



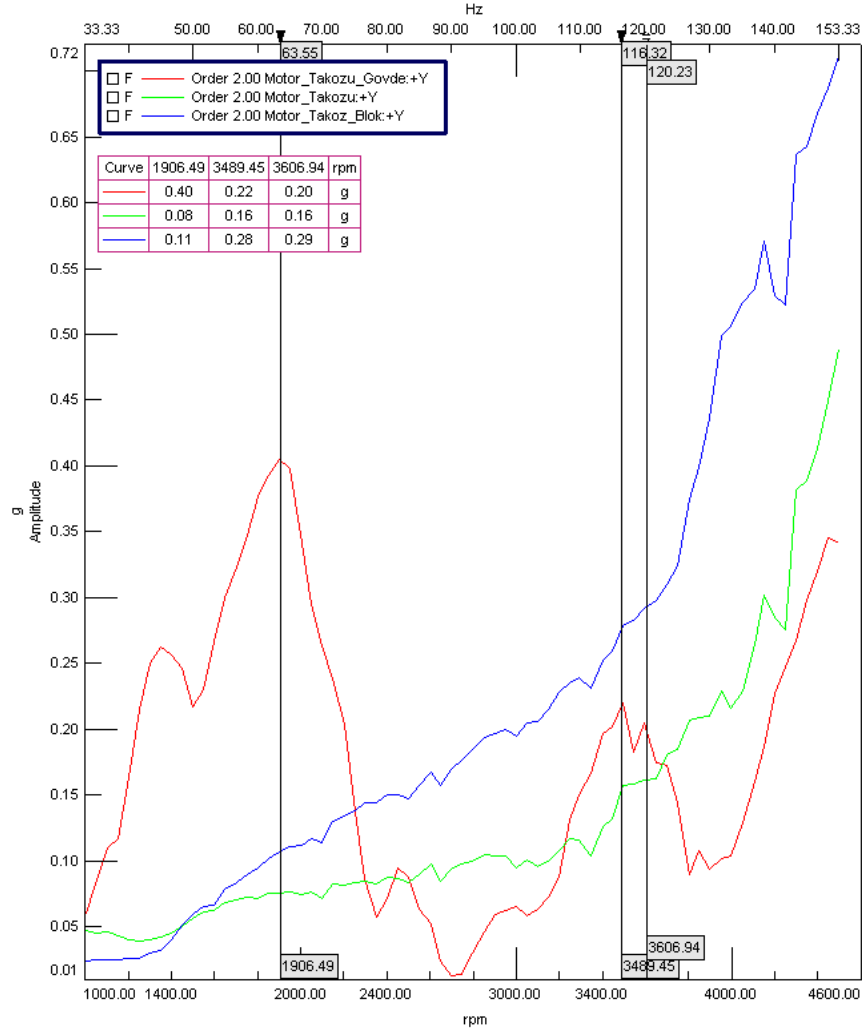
Şekil 7.20 : Motor takozu gövde z yönündeki ivmeler.

Bu üç yöndeki ivme verileri, 2. mertebe ivmelerin baskın olarak öne çıktığını göstermektedir. O halde, motor takozu üzerindeki ivme-ölçerle elde edilen X,Y ve Z yönlerindeki ivme verileri daha detaylı olarak incelenmelidir. Motor takozu, motor takozu bloğu ve motor takozu gövde tarafındaki ivme-ölçerle ölçülen X yönündeki ivmeler Şekil 7.21’de gösterilmektedir. Motor takozu ve motor bloğu üzerine yerleştirilen ivme-ölçerler, aynı parça üzerinde olduklarından birbirine çok yakın ivmeler elde edilmiştir. Burada dikkate alınması gereken ivmeler, motor takozu gövde tarafına yerleştirilen ivme-ölçerin kaydettiği verilerdir. Şekil’den de görüldüğü gibi X yönünde motor takozu gövde tarafındaki ivmeler çok küçüktür. Motor bloğu tarafında ölçülen 0.45 g’lik ivmeler gövde de sadece 0.07 g’lik titreşimler oluşturmaktadır. Motor takozu X yönündeki ivmeleri gövdeye az iletmede, yani işlevini iyi bir şekilde yerine getirmektedir.



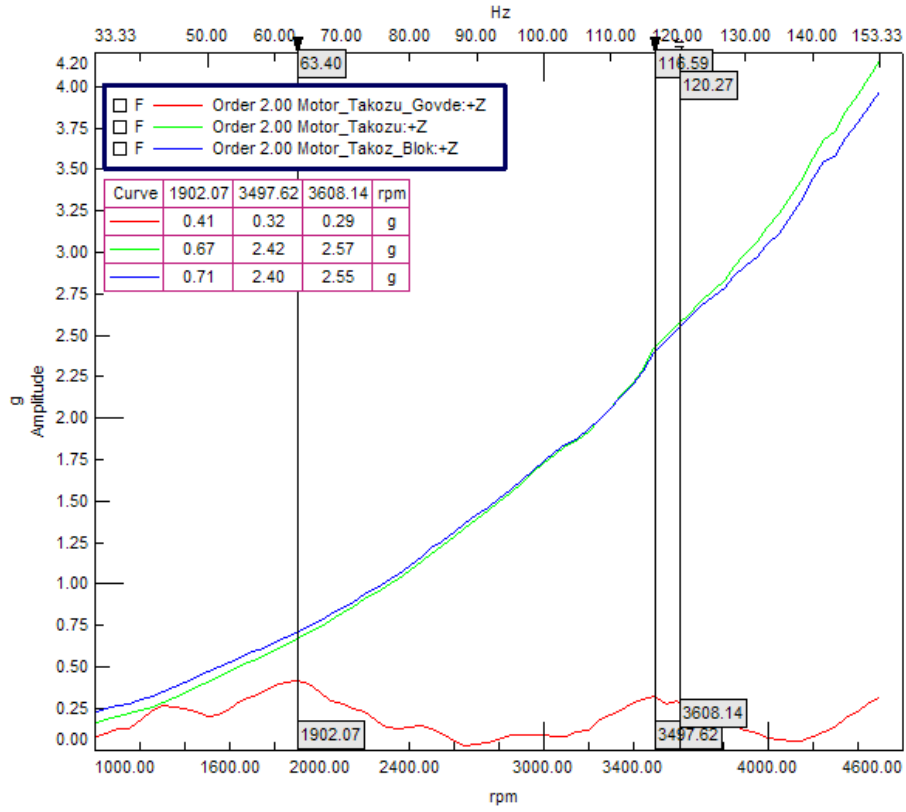
Şekil 7.21 : 2. mertebe x yönündeki ivmeler.

Y yönünde motor takozu üzerinde ölçülen ivmeler Şekil 7.22 ile gösterilmektedir. Y yönünde motor titreşimlerinin gövde üzerinde etkili olduğu görünmektedir. Özellikle düşük frekanslarda (33-70 Hz arasında) motor takozunun Y yönünde etkin olarak çalışmadığı sonucu çıkarılabilir. Yine 110 ve 125 Hz arasında (3400-3600 d/d aralığında) da gövdeye iletilen titreşimler 0.2 g civarındadır. Bunların dışındaki frekanslarda motor takozu düzgün olarak çalışmaktadır.

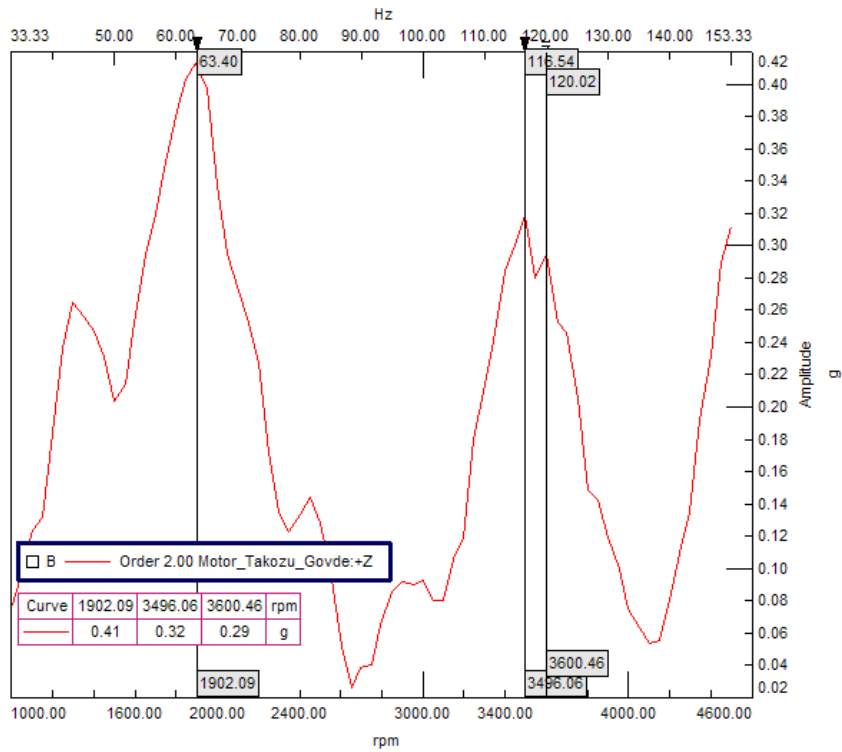


Şekil 7.22 : 2. mertebe y yönündeki ivmeler.

Z yönünde motor takozu üzerinde ölçülen ivmeler Şekil 7.23’de gösterilmektedir. Z yönündeki motor titreşimlerinin gövde üzerinde etkisinin Y yönündekinden bile daha fazla olduğu saptanmıştır. Z yönündeki ivmeler daha detaylı olarak Şekil 7.24’te gösterilmektedir. Yine Y yönündekine benzer olarak 33-70 Hz ve 110-125 Hz arasında (3400-3600 d/d aralığında) gövdeye iletilen titreşimler 0.4 g ve 0.3 g büyüklüğündedir. Şekil 7.23’te Z yönündeki motor titreşimlerinin çok büyük olduğu ama buna karşın gövdeye aktarılan titreşimler incelendiğinde motor takozunun etkili olarak çalıştığı saptanabilir. Motor takozu ölçümleri sonucunda X,Y ve Z yönündeki motor bloğu titreşimlerinin Z yönünde baskın olduğu saptanmıştır.



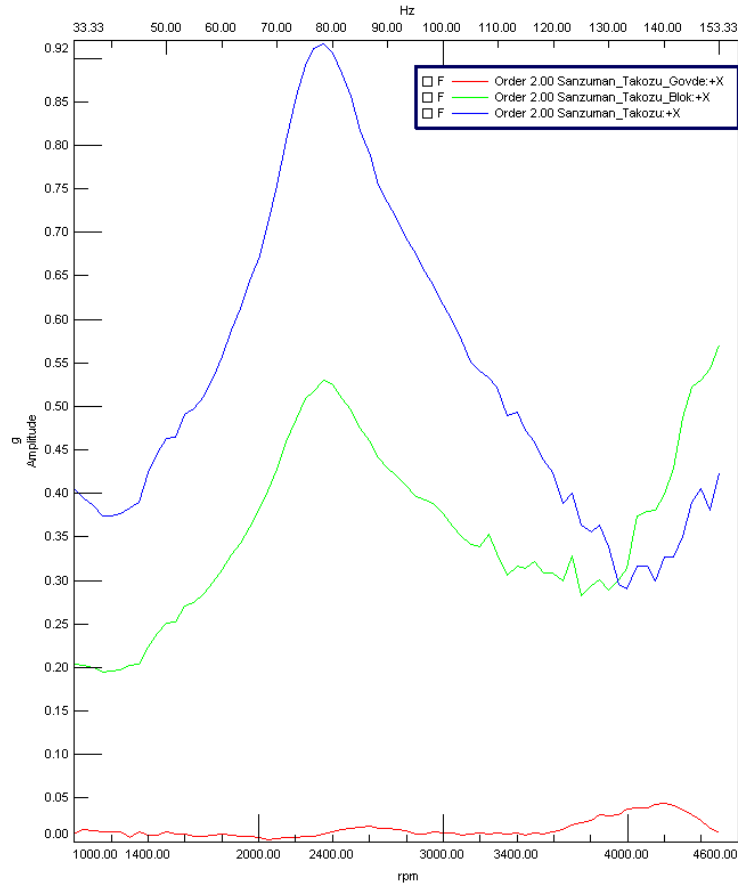
Şekil 7.23 : 2. mertebe z yönündeki ivmeler.



Şekil 7.24 : 2. mertebe z yönünde gövde üzerindeki ivmeler.

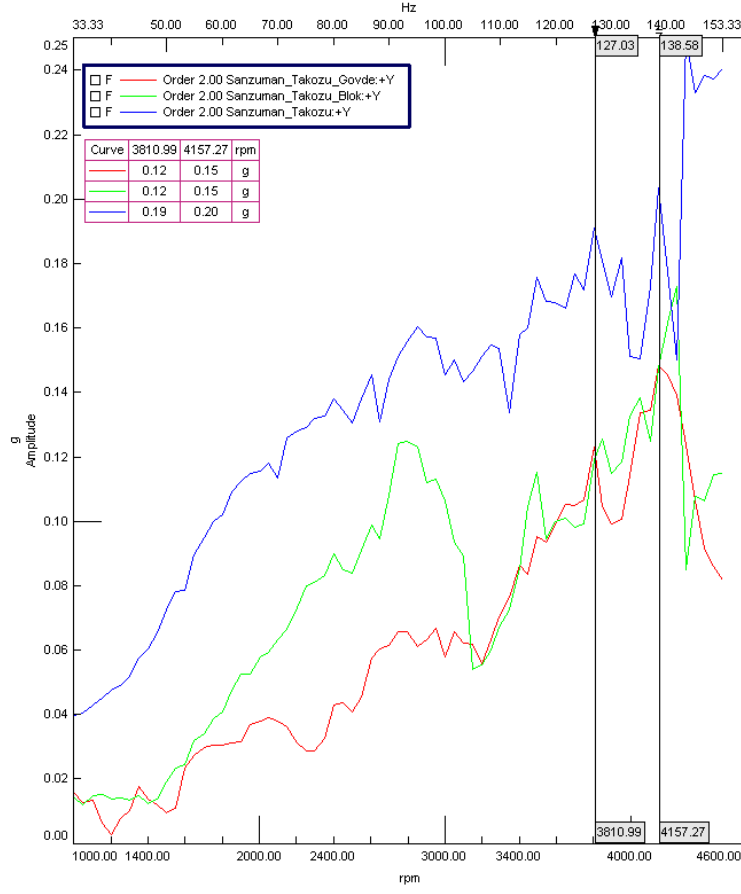
7.1.4. Şanzıman takozu ölçümleri

Motor takozunun etkinliği incelendikten sonra şanzıman takozlarının da etkinliğinin incelenmesi takozların durumun tespiti açısından önem taşımaktadır. Bu bölümde, motor takozu ölçüm verilerinin incelenmesine benzer olarak şanzıman takozları için de X,Y ve Z yönündeki ivmelerin etkisi incelenecektir. Şekil 7.25'te X yönündeki şanzıman takozu ivmeleri incelenmektedir. Şekil'den şanzıman takozundan gövdeye iletilen ivmelerin çok küçük olduğu dolayısıyla X yönünde şanzıman takozunun etkili olarak çalıştığı anlaşılmaktadır.

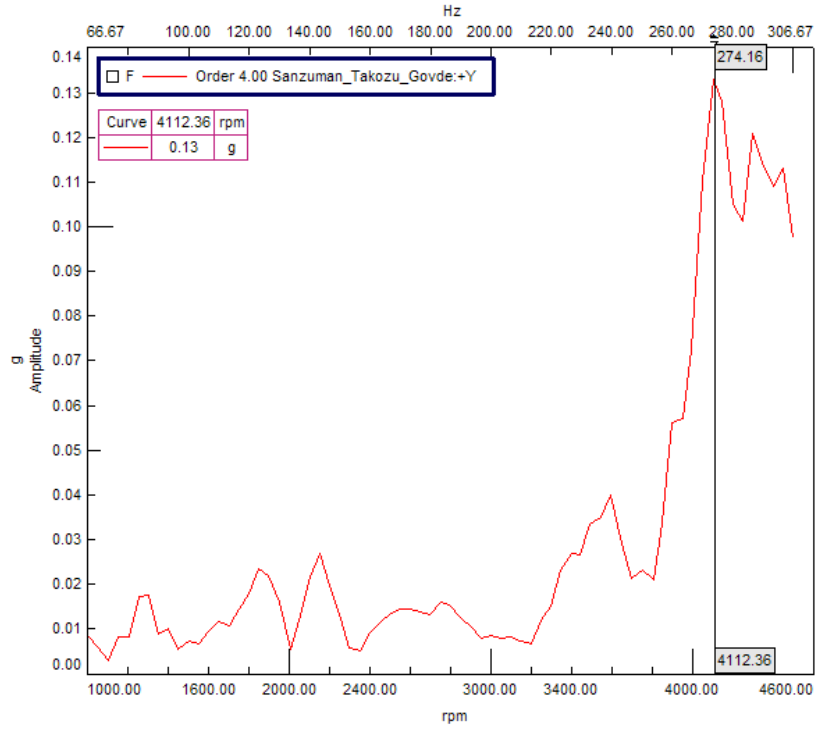


Şekil 7.25 : 2. mertebe şanzıman takozu x yönündeki ivmeler.

Şekil 7.26'da şanzıman takozunun 2. mertebe Y yönündeki ivme verileri gösterilmektedir. Y yönündeki ivmeler incelendiğinde gövdeye iletilen titreşimlerin çok büyük olmamakla beraber 125-140 Hz frekansları arasında etkili olduğu saptanmıştır. Şekil 7.27'de ise 4. mertebe Y yönündeki şanzıman takozunun gövde tarafındaki ivmeleri gösterilmektedir. Burada ise 275 ve 300 Hz arasındaki frekansların etkili olduğu görülmektedir.

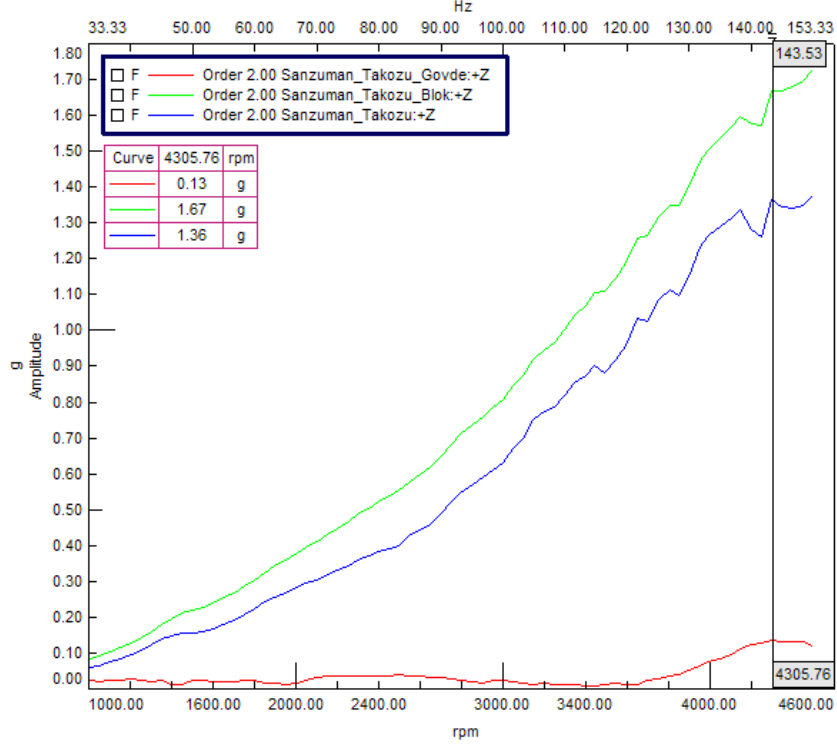


Şekil 7.26 : 2. mertebe şanzıman takozu y yönündeki ivmeler.



Şekil 7.27 : 4. mertebe şanzıman takozu gövde ivmeleri.

Şekil 7.28 ile şanzıman takozunun 2. mertebe Z yönündeki ivme ölçümleri gösterilmektedir. Şekil’de, şanzıman takozu üzerine gelen ivmelerin büyük ölçüde etkisinin şanzıman takozu ile gövdeye azaltılarak iletildiği saptanmaktadır. Z yönünde de şanzıman takozunun iyi çalıştığı gözlemlenmiştir.



Şekil 7.28 : 2. mertebe şanzıman takozu z yönündeki ivmeler

8. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Mevcut durumun tespit edilmesi amacıyla yapılan iç gürültü ve titreşim ölçümleri sonucunda, sürücü ve yolcuların seyahat konforu hakkında bilgiler edinilmiş ve bazı kritik noktalar saptanmıştır.

Pos 2 mikrofon pozisyonunda yapılan ölçümler sonucunda 2. mertebe gürültü seviyelerinin etkin olarak ortaya çıktığı sonucuna ulaşılmıştır. 2. mertebe 2555 d/d ve 85 Hz frekansında 80.6 dB, 3652 d/d ve 122 Hz frekansında ise 89.7 dB'lik gürültüler saptanmıştır. Yüksek gürültü seviyeleri yoğun olarak 3400-4000 d/d aralığına toplanmış olup, bu aralıkta ortalama 88 dB'lik gürültü seviyeleri saptanmıştır. A ağırlıklı filtre ile elde edilen sonuçlar incelendiğinde de 3659 d/d ve 3996 d/d'da 74.9 ve 75.53 olmak üzere 2 adet belirgin nokta saptanmıştır. Sürücü kulağı hizasından (Pos 2) alınan tüm ölçüm verileri incelendiğinde yoğun olarak 125 Hz civarındaki gürültü seviyelerinin baskın olduğu gözükmemektedir. Ayrıca belirgin olarak yüksek gürültü seviyelerinin toplandığı devirler ise 2555, 3480, 3650 ve 4000 d/d civarları olarak saptanmıştır.

Pos 5 mikrofon pozisyonunda elde edilen veriler incelendiğinde ise 2. mertebe gürültülerin baskın olarak ortaya çıktığı ayrıca 4. mertebe gürültü seviyelerinin de saptandığı fakat büyüklüklerinin 2. mertebeye göre daha küçük olduğu saptanmıştır. 2. mertebe gürültü seviyeleri incelendiğinde 2 noktanın öne çıktığını ve bunların da 3904 d/d ve 130 Hz frekansında 90.6 dB, 4002 d/d ve 133 Hz frekansında ise 90.7 dB'lik gürültü seviyeleri olduğu saptanmıştır. A ağırlıklı filtre ile toplam gürültü seviyeleri incelendiğinde 3905 d/d için 76 dB ve 4003 d/d için 76.5 dB iç gürültü saptanmıştır. 1/3 Oktav analizi sonucunda da hem 3898 d/d hem de 3996 d/d için gürültü seviyelerinin en yoğun olduğu frekans 125 Hz olarak saptanmıştır. 125 Hz frekansında 3898 d/d için 90.68 dB ve 3996 d/d için ise 90.86 dB'lik gürültü seviyeleri saptanmıştır.

Pos 2 ve Pos 5 mikrofon pozisyonlarından alınan veriler sonucunda 125 Hz frekansının kritik bir nokta olarak öne çıktığı saptanmıştır. Aynı zamanda, 4000

d/d'da hem Pos 2 hem de Pos 5 pozisyonu için 90 dB'lik bir gürültü seviyesi belirlenmiştir.

Motor takozu için 3 yönlü ivme-ölçerler kullanılarak yapılan ölçümler sonucunda X, Y ve Z yönleri için 2. mertebe ivmelerin baskın olduğu saptanmıştır. 2. mertebe X, Y ve Z yönlerinde gövdeye aktarılan ivmeler detaylı olarak incelendiğinde Y ve Z yönündeki titreşimlerin etkili olduğu görülmektedir. 33-70 Hz arasındaki düşük frekanslarda motor takozunun Y yönünde etkin olarak çalışmadığı saptanmıştır. 3400-3600 d/d ve 110 ve 125 Hz arasında da gövdeye iletilen titreşimlerin büyüklükleri 0.2 g olarak saptanmıştır. Y yönünde bu belirtilen frekansların dışında motor takozu düzgün olarak çalışmaktadır. Z yönünde de Y yönündekine benzer olarak 33-70 Hz ve 110-125 Hz arasında (3400-3600 d/d aralığında) gövdeye iletilen titreşimler öne çıkmıştır ve büyüklükleri 0.3-0.4 g'dir. Z yönündeki motor titreşimlerinin Y yönündekilere kıyasla çok büyük olduğu saptanmıştır. Motor takozundan Z yönünde gövdeye aktarılan titreşimler incelendiğinde motor titreşimlerinin büyük ölçüde sönümlendiği ve motor takozunun etkili olarak çalıştığı sonucuna ulaşılmıştır. Sonuç olarak motor titreşimlerinin Z yönünde etkili olarak ortaya çıktığı ve motor takozu ile bu titreşimlerin gövdeye aktarımının azaltıldığı belirlenmiştir.

Şanzıman takozunun etkinliği incelendiğinde X yönündeki ivmelerin etkisiz olduğu, buna karşın Y ve Z yönündeki ivmelerin etkili olduğu gözlenmiştir. Y yönünde 2. ve 4. mertebe ivmelerin öne çıktığı ve 125-140 Hz ve 275-300 Hz frekans aralığındaki ivmelerin 0.13-0.15 g büyüklüğünde olduğu saptanmıştır. 2. mertebe Z yönündeki ivmeler de yine Y yönündeki ivmeler gibi 140 Hz civarında 0.13 g'lik bir büyüklüktedir. Şanzıman takozu ölçümleri sonucunda X, Y ve Z yönleri için gövdeye aktarılan titreşimlerin çok küçük oldukları ve şanzıman takozunun verimli bir şekilde çalıştığı sonucuna ulaşılmıştır.

Hem iç gürültü hem de titreşim ölçümleri incelenerek aracın mevcut durumu ile ilgili önemli veriler elde edilmiştir. Bu iki ölçümde de ortak olarak 125 Hz frekansının ve 3400-3600 d/d aralığının kritik olduğu saptanmıştır. Bu projenin devamında, 125 Hz frekansı civarındaki gürültü seviyelerinin yüksek olmasına sebebiyet veren gürültü kaynaklar ayrı ayrı incelenebilir. Ayrıca 3400 ve 3600 d/d aralığının da incelenerek bu devirlerde gürültü ve titreşimlerin ortaya çıkmasına neden olan kaynaklar da saptanabilir. Bölüm 5 ve Bölüm 6'da detaylı olarak anlatılan İletim Yolu Analizi

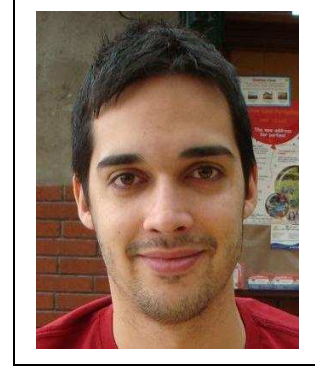
Yönteminin kullanılmasıyla gürültü kaynakları ve alıcılar arasındaki tüm iletim yolları saptanarak bu kritik devir ve frekanstaki gürültü ve titreşimlerin kaynağına ulaşılabilir. İletim yollarının sağlıklı bir şekilde belirlenebilmesi için Bölüm 6’da anlatılan Ayırma Metodunun kullanılması önem taşımaktadır. Bu metot sayesinde birbirine etki eden iletim yolları birbirinden ayrılacağı için her bir iletim yolunun toplam gürültü ve titreşime olan etkisi açıkça görülebilecektir.

KAYNAKLAR

- [1] **Doç. Dr. Nevzat Özgüven**, 1986. Endüstriyel Gürültü Kontrolü, TMMOB Yayın No:118, Ankara, Türkiye.
- [2] **Url 1** <<http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbase/Acoustic/invsqs.html>>, alınma tarihi 18.11.2008.
- [3] **Url 2** <<http://personal.cityu.edu.hk/~bsapplec/single.htm>>, alınma tarihi 21.11.2008.
- [4] **Brüel & Kjær**, 1982. Noise Control - Principles and Practice, (188-81).
- [5] **Url 3** <<http://decoy.iki.fi/dsound/dsound-c-04>>, alınma tarihi 23.02.2009.
- [6] **Stevens, S.S.**, 2003: Procedure for calculating loudness. *J. Acoust. Soc. Am.*, Cilt **33**, s. 1577.
- [7] **Url 4** <<http://ceenve3.civeng.calpoly.edu/cota/ENVE309/Loudness%20Levels.html>>, 23.02.2009.
- [8] **Url 5** <<http://personal.cityu.edu.hk/~bsapplec/Fire/Image308.gif>>, alınma tarihi 23.02.2009.
- [9] **Url 6** <<http://www.proplan.com.tr/>>, alınma tarihi 05.01.2009.
- [10] **Url 7** <<http://www.elektrik.gen.tr/content/view/46/30/1/1/>>, alınma tarihi 12.01.2009.
- [11] **Brüel & Kjær**, 2005. Product Data, *Impact Hammers - Types 8206, 8206-001, 8206-002 and 8206-003*.
- [12] **Brüel & Kjær**, 2001. Product Data, *Modal Exciter - Type 4824*.
- [13] **Url 8** <<http://www.bksv.com/doc/bu0229.pdf>>, 14.02.2009.
- [14] **Fuat Okan Tandoğan**, 2006. Vehicle Interior Noise Source Contribution and Transfer Path Analysis. Istanbul Technical University Master Thesis.
- [15] **Ryu Y.**, 2005. Characteristics of NVH in Automobile and Automotive NVH Workshop via Brüel & Kjær University, ITU - OTAM, Istanbul
- [16] **LMS International**, 2005. Transfer path analysis: *The Qualification and Quantification of Vibro-Acoustic Transfer Paths*.

- [17] **Knapen P. L.**, 1999: Transfer Path Analysis Related to Booming, Performed on a Car, *Eindhoven University of Technology Master Thesis, Netherlands*.

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Başar SAVRAN

Doğum Yeri ve Tarihi: İzmir 1983

Adres: Kozyatağı Baytur Konutları A-96 Kadıköy/İstanbul

Lisans Üniversitesi: İstanbul Teknik Üniversitesi, Uzay Mühendisliği