

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TAŞITLARDA GÜRÜLTÜ
ve
GÜRÜLTÜNÜN KONTROLÜ,
TAŞIT GÜRÜLTÜSÜNÜN
İNSAN ÜZERİNDEKİ ETKİLERİ**

Makina Müh. Emre ÇINLAR

**F.B.E Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Konstrüksiyon Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Doç. Dr. İsmail YÜKSEK

İSTANBUL, 2002

128772

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ	v
KISALTMA LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
ÇİZELGE LİSTESİ	x
ÖNSÖZ.....	xi
ÖZET	xii
ABSTRACT	xiii
1. GİRİŞ.....	1
2. TEMEL SES BİLGİLERİ.....	4
2.1 Ses Basıncı.....	4
2.2 Desibel	5
2.3 Oktav Bantları.....	5
2.4 Sesin Gücü, Basıncı, Şiddeti ve Düzeyleri	6
2.4.1 Ses Gücü Düzeyi.....	6
2.4.2 Ses Basıncı Düzeyi	7
2.4.3 Ses Şiddeti ve Ses Şiddeti Düzeyi	7
2.4.4 Ses Düzeyi	8
2.5 Frekans Analizi.....	8
2.6 Sesin Yayılma Hızı.....	9
2.7 Eşdeğer Sürekli Ses Düzeyi ve Ses Etkilenim Düzeyi	9
2.8 Duyma Hissi	10
2.9 Gürültü ve Gürültünün Sınıflandırılması.....	12
2.10 Akustik Hedeflerdeki Değişim	14
2.11 Gürültü Kaynaklarının Toplanması	14
3. SES ve GÜRÜLTÜ.....	17
3.1 Üç Boyutlu Ortamlarda Ses	19
3.1.1 Üç Boyutlu Sınırsız Ortamlarda Sesin Uzaklıkla Azalması	19
3.1.2 Sesin Yayılmasına Rüzgar ve Sıcaklığın Etkisi.....	19
3.1.3 Sesin Yayılmasında Engellerin Etkisi	20
3.2 Eş Değer Ses Seviyesi (Leq) ve Ses Etki Seviyesi (SEL)	21
3.3 Ses Filtreleri.....	21
3.4 Gürültü Kaynakları	24
3.5 Karayolu Ulaşım Gürültüsü Kontrolü	25
4. TAŞITLARDAN KAYNAKLANAN GÜRÜLTÜ	27

4.1	Gürültü Kontrolü	27
4.1.1	Gürültünün Yayılımı.....	28
4.1.2	Gürültü Kontrolü	28
4.2	Taşıtta Gürültü Kaynakları	29
4.2.1	Taşıt Durağan Halde, (Rölantide) Çalışırken, Taşıttan Yayılan Gürültü	29
4.2.2	Taşıt Hareket Halinde İken Yayılan Gürültü.....	29
4.2.3	Yol-Tekerlek Sürtünmesinden Doğan Gürültü.....	30
4.3	Taşıtların Sınıflandırılması.....	35
5.	MOTOR GÜRÜLTÜSÜ ve KONTROLÜ	37
5.1	Motor Gürültüsü Mekanizmasının Genelleştirilmesi	39
5.2	Yapısal Tasarımla Motor Gürültüsünün Azaltılması.....	40
5.3	Motor Gürültüsünün Ölçümü	42
5.4	Motor Test Odaları	45
5.5	Motor Gürültü Karakteristikleri.....	47
5.5.1	Motor Hızının Gürültüye Etkisi.....	48
5.5.2	Motor Boyutunun Gürültüye Etkisi.....	49
5.5.3	Motor Yükünün Etkisi	50
5.5.4	Silindir Sayısının Etkisi	52
5.5.5	Çap-Strok Oranının Motor Gürültüsüne Etkisi.....	53
5.6	Taşıt Motorlarının Yaydıkları Gürültünün Ön Hesabı	54
5.6.1	Motor Gürültüsü – Taşıt Gürültüsü İlişkisi	55
5.6.2	Motor Gürültüsünün Frekans Bantlarına Dağılımı.....	55
5.6.3	Taşıt Gürültüsü Ön Tahmini.....	56
5.6.4	Trafik Gürültüsü	56
6.	YANMA GÜRÜLTÜSÜ ve KONTROLÜ	57
6.1	Dizel Yanma Gürültüsüne Zamanlamanın Etkisi	60
6.2	Aşırı Doldurma Etkisi.....	63
6.3	Motor Hızının Yanma Gürültüsüne Etkisi.....	64
6.4	İvmelenmenin Yanma Gürültüsüne Etkisi	64
6.5	Setan Sayısının Yanma Gürültüsüne Etkisi.....	66
6.6	Yanma Gürültüsünün Kontrolü	66
6.7	Emme Havasını Isıtarak Yanma Gürültüsünün Azaltılması.....	69
7.	MEKANİK GÜRÜLTÜ ve KONTROLÜ.....	70
7.1	Piston Vurması Gürültüsü	71
7.1.1	Motor Boyutunun Piston Vurmasına Etkisi.....	76
7.1.2	Piston Pimi Kaçıklığı.....	77
7.1.3	Krank Mil Yatağı Gürültüsü.....	77
7.2	Mekanik Gürültünün Diğer Kaynakları ve Gürültü Kontrolleri.....	77
7.2.1	Zamanlama Dişlisi	77
7.2.2	Silindir Kafası.....	79
7.2.3	Biyel Kolu ve Piston.....	79
7.2.4	Karter	79
7.2.5	Püskürtme İşlemi Esnasında Gürültü Kontrolü	80
7.3	Silindir Bloğunun Gürültü Kontrolü İçin Dizayn Önerileri	80
7.4	Sübab Mekanizmasında Gürültü Azaltılması	81
7.5	Krank Mili Gürültüsünü Azaltma.....	82
7.6	Plastik Külbitör Kapağı Kullanarak Gürültünün Azaltılması.....	83

8.	EMME GÜRÜLTÜSÜ	85
9.	EGZoz GÜRÜLTÜSÜ ve KONTROLÜ	89
9.1	Egzoz Sistemi	90
9.2	Motorlarda Rezonans Frekans Değerleri	91
9.3	Geliştirilmiş Egzoz Susturucuları	93
9.3.1	Yarı Aktif Egzoz Sistemleri.....	94
9.3.2	Anti Gürültülü Aktif Susturucu Sistemleri.....	95
10.	LASTİK GÜRÜLTÜSÜ ve KONTROLÜ	97
10.1	Lastik Gürültüsü Oluşum Mekanizmaları	97
10.1.1	Aerodinamik Gürültü.....	97
10.1.2	Hava Pompalama ve Hava Rezonansları	97
10.1.3	Lastik Titreşimleri	98
10.1.4	Moment Altında Kayma ve Yapışma	99
10.2	Lastik Gürültüsünü Etkileyen Parametreler, Lastik Gürültüsünün Azaltılması..	100
10.2.1	Lastik Özelliklerinin Etkisi.....	100
10.2.1.1	Temas Yüzeyi Profili, Taban Deseni.....	100
10.2.1.2	Temas Yüzeyi Malzemesi.....	101
10.2.1.3	Lastik Yapısı	102
10.2.1.4	Lastik Boyutları	104
10.2.2	Yol Kaplamasının Etkisi.....	104
10.2.2.1	Yüzey Pürüzlülüğü – Gözeneklilik.....	104
10.2.2.2	Akustik Yutuculuk.....	109
10.2.2.3	Mekanik Empedans (Katılık).....	110
10.2.3	Aracın Çalışma Şartları (Sürüş Koşulları).....	110
10.2.3.1	Taşıt Hızı	110
10.2.3.2	Tekerlek Yükü	111
10.2.3.3	Lastik Basıncı	111
10.2.3.4	Islaklık	111
10.2.3.5	İvme (Tork-Teğetsel Kuvvet).....	113
10.3	Lastik-Yol Gürültü Ölçümü.....	116
10.3.1	Metotlar, Standartlar ve Yönetmelikler	117
10.3.2	Lastik Gürültüsü Ölçüm Metotları – Genel Bakış.....	119
10.3.2.1	Serbest – Geçiş Metodu (Coast-By Method).....	119
10.3.2.2	Römork Metodu.....	119
10.3.2.3	Laboratuvar Tambur Metodu.....	119
10.3.2.4	Römorkla Serbest – Geçiş Metodu	120
11.	TAŞIT GÜRÜLTÜSÜ ÖLÇÜM METOTLARI, STANDARTLAR ve YÖNETMELİKLER.....	120
11.1	Gürültü Ölçümleri.....	121
11.2	Hareket Halindeki Taşıt Dış Gürültüsü	121
11.2.1	Ölçüm Metodu	123
11.2.2	Karşılaşılan Zorluklar	124
11.2.3	Yapılan Ölçümler.....	124
11.2.4	Gelişmiş Metotlar	126
11.3	Sabit Taşıt Dış Gürültüsü	128
11.3.1	Egzoz Gürültüsü Ölçümü	128

11.3.2	Motor Gürültüsü	129
11.4	Sesli Uyarı Cihazı Ses Seviyesi.....	130
11.5	İç Gürültü Ölçümleri.....	130
11.5.1	Sabit Hızlarda Ölçüm	130
11.5.2	Tam Gaz İvmelenme.....	131
11.5.3	Sabit Taşıt.....	131
11.6	Sonuç	132
12.	YOL TRAFİK GÜRÜLTÜSÜNÜN YOL AÇTIĞI RAHATSIZLIK - İNCELEMELER.....	133
12.1	Özet.....	133
12.2	Giriş	133
12.3	Yollardaki Trafik Gürültüsünün Akustik – Ses Özellikleri.....	135
12.4	İnsan Rahatsızlığının Bir Kaynağı Olarak Yoldaki Trafik Gürültüsü	140
12.5	Yoldaki Trafik Gürültüsüne Maruz Kalma Sonucunda Oluşan Rahatsızlık	142
12.6	Uyku Bozukluklarının Diğer İlgili Etkileri ve Art Etkileri	149
12.7	Sonuçlar	153
13.	AKUSTİK – SABİT DURUMDA ÇALIŞAN KARAYOLU TAŞITLARININ ÇIKARDIĞI GÜRÜLTÜNÜN ÖLÇÜLMESİ ve UYGULAMALAR.....	157
13.1	Uygulamalar	158
13.1.1	Uygulama 1.....	158
13.1.2	Uygulama 2.....	168
14.	SONUÇLAR ve ÖNERİLER	177
	KAYNAKLAR.....	179
	ÖZGEÇMİŞ.....	182

SİMGE LİSTESİ

b_w	Bant genişliği
c	Sesin havadaki yayılma hızı
C_f	Gaz kuvvetleri seviyesi
C_s	Yapı özellikleri
DNL	Gündüz-gece ortalama ses seviyesi
f	Frekans
I	Ses şiddeti
L_1	Ses şiddeti düzeyi
L_{10}	Zamanın ancak %10'unda aşılan gürültü seviyesi (trafikten doğan gürültü için)
L_{50}	Zamanın ancak %50'sinde aşılan gürültü seviyesi (trafikten doğan gürültü için)
L_{90}	Zamanın ancak %90'ında aşılan gürültü seviyesi (trafikten doğan gürültü için)
L_d	15 saatlik gündüz zaman dilimi
L_{eq}	Eşdeğer sürekli ses seviyesi
L_n	9 saatlik gece zaman dilimi
L_p	Ses basıncı düzeyi
L_w	Ses gücü düzeyi
N	Dakikadaki dönme sayısı
p	Akustik basınç
P	Ses basıncı (rms değeri)
$p(t)$	Ses basıncının T süresindeki rms değeri
SEL	Ses etki seviyesi
SPL	Ses seviyesi ölçerlerle yapılan işlemlerde ses basınç düzeyi
T	Periyot
T_k	Havanın kelvin cinsinden sıcaklığı
TL	Ses iletim kaybı
v	Taşıt hızı
W	Ses gücü
λ	Dalga boyu

KISALTMA LİSTESİ

%HA	Gürültüden rahatsız olan bir topluluğun yüzde eğrisi
AT	Avrupa Topluluğu
BG	Beygir Gücü
DNL	Gündüz-Gece Ortalama Ses Seviyesi
ISO	Uluslararası Standart Organizasyonu
K.E.	Kinetik Enerji
KMA	Krank Mili Açısı
P.E.	Potansiyel Enerji
PWL	Kaynağın Ses Gücü Düzeyi
SEL	Ses etki seviyesi
SPL (dB)	Sound Pressure Level (ses seviyesi ölçerlerde ses basınç düzeyi)
TL	Ses İletim Kaybı
TSE	Türk Standartları Enstitüsü
Ü.Ö.N.	Üst Ölü Nokta
WHO	Dünya Sağlık Örgütü



ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 Basit harmonik bir ses dalgasının bir noktada oluşturduğu ses basıncının zamanla değişimi.....	4
Şekil 2.2 İnsan kulağının duyma mekanizması ve özellikleri.....	11
Şekil 2.3 İnsan kulağı.....	12
Şekil 3.1 Eşdeğer ses seviyesi ve ses etki seviyesi.....	21
Şekil 3.2 Tipik ses basıncı seviyeleri ve kulak hassasiyeti.....	23
Şekil 3.3 Standart ses filtreleri.....	24
Şekil 4.1 71 ve 85 düzenlemeleri ile gürültü kaynaklarının katkıları (kamyon).....	31
Şekil 4.2 Taşıtlarda gürültü kaynakları.....	31
Şekil 4.3 İç gürültü kaynakları.....	32
Şekil 4.4 Gürültü yayılımı.....	32
Şekil 4.5 Ses şiddetinden ses gücünün bulunması.....	34
Şekil 4.6 Bir arka diferansiyel kutusunun gürültü özelliklerinin incelenmesi.....	34
Şekil 4.7 Ağır ve hafif taşıtların hızları ile gürültü yayılımı.....	36
Şekil 5.1 Motoru oluşturan elemanlar.....	37
Şekil 5.2 Motor gürültüsünün genel mekanizması.....	39
Şekil 5.3 Gürültü azaltmak amaçlı kamyon dizel motoru tasarımları.....	40
Şekil 5.4 Yüksekliği H olan her motor için altı mikrofonun yerleri.....	44
Şekil 5.5 Taşıtta motor gürültüsü ölçüm yeri.....	44
Şekil 5.6 Yeterli bir şekilde akustik yutmalı duvarlı bir test odasındaki ses basıncı düzeyinin mesafeyle değişimi (yakın duvar var).....	46
Şekil 5.7 Yeterli bir şekilde akustik yutmalı duvarlı bir test odasındaki ses basıncı düzeyinin mesafeyle değişimi (yakın duvar yok).....	47
Şekil 5.8 Ön püskürtme ile yanma basınç gradyanının azaltılması.....	48
Şekil 5.9 Motor gürültüsünün devir sayısına bağlılığı.....	49
Şekil 5.10 Motor gürültüsünün silindir hacmi ile değişimi.....	50
Şekil 5.11 Yedi litrelik türboşarjlı dizel motorun gürültüsünün yükle değişimi.....	51
Şekil 5.12 Motor gürültüsünün yükle değişimi.....	52
Şekil 5.13 Silindir sayısının gürültüye etkisi.....	53
Şekil 5.14 Gürültünün silindir sayısı ile değişimi.....	53
Şekil 5.15 Strok-çap oranının gürültüye etkisi.....	54
Şekil 5.16 Taşıt dış gürültülerinin taşıt hızına bağlı dağılımı.....	56
Şekil 6.1 Direk püskürtmeli motorlarda silindir basıncı artışı.....	59
Şekil 6.2 Dizel motoru silindir basıncı dağılımı.....	59
Şekil 6.3 Yanma odasından 1 m mesafeden ölçümde, püskürtme zamanlamasının etkisi.....	61
Şekil 6.4 Yüksek püskürtme hızlarında zamanlama titreşmesi.....	62
Şekil 6.5 Zamanlamayla gürültü-duman değişimi.....	62
Şekil 6.6 Aynı kapasiteli doğal emmeli ve aşırı doldurmalı iki motorun karşılaştırılması.....	64
Şekil 6.7 Yüksek hızlı direk püskürtmeli prototip bir motorun ivmelenme esnasında tutuşma gecikmesinin artışı.....	65
Şekil 6.8 Yüksek hızlı direk püskürtmeli prototip bir motorun ivmelenme esnasında yanma gürültüsünün artışı.....	65
Şekil 6.9 Sıcak ve soğuk yanma için ön püskürtme.....	68
Şekil 6.10 Değişik motorların ve ön püskürtmenin yanma gürültüsü kontrolü.....	68
Şekil 6.11 Ön püskürtme ile yanma basınç gradyanının azaltılması.....	69
Şekil 7.1 Bir krank mekanizmasındaki kuvvetler.....	71
Şekil 7.2 Kuvvetin zamanla değişimi.....	72
Şekil 7.3 Piston vurmasının modeli.....	72
Şekil 7.4 Hız ve piston toleransları ile gürültünün değişimi.....	75
Şekil 7.5 Çeşitli yanma sistemlerinin silindir basıncı diyagramları.....	76

Şekil 7.6 Değişik zamanlama mekanizmalarının gürültüleri.....	78
Şekil 7.7 Gürültü önleyici zamanlama dişlisi kapağı dizaynı.	79
Şekil 7.8 Silindir bloğu dizaynı.	81
Şekil 7.9 Mekanik tip kaymalı külbütör kolu.	81
Şekil 7.10 Hidrolik çarpma ayarlayıcılı külbütör mekanizması.	82
Şekil 7.11 Hidrolik ve mekanik tip sübap tahrik sisteminin gürültülerinin karşılaştırılması. ..	82
Şekil 7.12 İçi boş krank milinin gürültü etkisi.	83
Şekil 7.13 Külbütör kapağına plastik kaplamanın gürültüye etkisi.....	84
Şekil 7.14 Gürültü azaltmak için kullanılan ön gerilmeli plastik kapak.	84
Şekil 8.1 Motor kapağının altından ölçülen ses basıncı seviyesinin hız ile değişimi.....	86
Şekil 8.2 Tipik giriş susturucuları kesitleri.....	87
Şekil 8.3 Plastik emme manifolduna akustik filtre takılarak gürültü kontrolü.....	87
Şekil 8.4 Giriş sistemine uygulanan akustik filtrenin gürültü azaltımı.	88
Şekil 8.5 Plastik emme manifoldunun desteklenmesi.	88
Şekil 9.1 Egzoz sisteminden yayılan gürültünün oluşumu.....	89
Şekil 9.2 Egzoz susturucu hattı.	92
Şekil 9.3 Yarı aktif ve aktif susturucu sistemleri.....	95
Şekil 10.1 Lastik-yol gürültüsü mekanizmalarının etkili oldukları bölgeler.....	98
Şekil 10.2 Lastik üzerinde ses şiddeti dağılımı (450 Hz frekans değeri için).	99
Şekil 10.3 Diyagonal kanalların açısının gürültü seviyesine etkisi.	100
Şekil 10.4 Farklı temas yüzeyi sertliğine sahip iki lastiğin gürültü seviyelerinin hıza bağlı olarak karşılaştırılmaları.	101
Şekil 10.5 Farklı karkas yapısına sahip üç test lastiğin kesitleri ve gürültü seviyelerinin hıza bağlı olarak karşılaştırılmaları.	103
Şekil 10.6 Bir iç tamburda ölçülen ses şiddetinin lastik çevresi ve genişliğine bağımlılığı... 104	
Şekil 10.7 Yolcu taşıtlarının, çeşitli gözenekli yol kaplamaları (no 1-3 ve 6-9) ve iki adet gözeneksiz yol kaplaması (4 ve 5) üzerindeki lastik-yol gürültü seviyeleri... 106	
Şekil 10.8 Gözeneksiz yol kaplaması (4) ile karşılaştırmalı olarak, gözenekli yol kaplamaları (yüzey (1), (2) ve (3)) üzerindeki lastik-yol gürültülerinin, A-ağırlıklı 1/3 oktav bant frekans spektrumları. (4) no'lu kaplamanın gürültü seviyesi 0 dB(A) olarak alınmıştır).	107
Şekil 10.9 (3) no'lu yüzey için akustik yutuculuk katsayısının frekansa bağlı değişimi.	108
Şekil 10.10 Profilli ve profilsiz lastiklerin iki farklı yüzeydeki etkileri.....	108
Şekil 10.11 Farklı yüzey kaplamaları üzerinde dik geliş için akustik yutuculuk katsayılar. .	109
Şekil 10.12 Ses basınç seviyesi-hız ilişkisi.	111
Şekil 10.13 Kuru ve ıslak asfalt üzerinde 96 km/h hızda yuvarlanan çekiş lastikleri için dar bant frekans analizleri.	112
Şekil 10.14 Dört değişik lastik için kuru yolda ve bunlardan biri için farklı su yüksekliklerindeki ses seviyeleri.	112
Şekil 10.15 (a) 55.5 km/h sabit hızda ve (b) ikinci viteste tam yük uygulanmış durumda, taşıt s = 5 m mesafedeyken ölçülen frekans spektrumları.	114
Şekil 10.16 56 km/h hızdan ivmelenen bir taşıtın lastiği için, yakın mesafede ölçülen ses şiddeti seviyeleri.	116
Şekil 10.17 56 km/h hızda temas yüzeyinin ön ve arka kısımlarında, ivmelenme oranının sınır değerlerinde, tüm lastikler için ölçülen yakın mesafe ses şiddeti seviyelerinin karşılaştırılmaları.	116
Şekil 10.18 SAE J57 test parkuru.	119
Şekil 11.1 Hareket halindeki taşıt gürültüsü ölçüm yeri	123
Şekil 11.2 Detaylı dış gürültü ölçümü.	127
Şekil 11.3 Tekil gürültülerin etkisi.	127
Şekil 11.4 Egzoz gürültüsü ölçümü.	128
Şekil 11.5 Tüm taşıtların ve otomobillerin egzoz gürültülerinin dağılımı.	129

Şekil 11.6 Soldan direksiyonlu bir taşıtta motor gürültüsü ölçüm yeri.....	129
Şekil 11.7 Bir minibüsün iç gürültüsü.....	132
Şekil 12.1 Otobanda normal otomobiller ve ağır vasıta hızları için gürültü dalga şeridi.....	135
Şekil 12.2 Trafik gürültüsünün bir binanın içine erişebileceği farklı yollar.....	136
Şekil 12.3 Uzaklığın bir fonksiyonu olarak N 'nin farklı değerleriyle trafik gürültü seviyeleri, LN, varyasyonu.....	137
Şekil 12.4 Tipik trafik gürültü zaman geçmişleri.....	138
Şekil 12.5 Çift camlı bir evin içinde ve dışında bir trafik gürültüsünün istatistiki analizi....	140
Şekil 12.6 Toplumda gürültü ve etkilerine ilişkin basitleştirilmiş bir model.....	141
Şekil 12.7 Gürültü seviyesinin bir fonksiyonu olarak rahatsızlık.....	143
Şekil 12.8 Rahatsızlık ölçeklerinin %27'sine denk düşen yanıt olarak yüksek oranda rahatsızlık yanıtını kullanan araştırmaların revize edilmiş analizi.....	144
Şekil 12.9 Gece-gündüz maruz kalma seviyesinin bir fonksiyonu olarak gürültüden yüksek oranda rahatsız olmuş kişilerin yüzdesini temsil eden eğriler.....	145
Şekil 12.10 Bir şehirde trafik gürültü izlenmesinin örneği.....	148
Şekil 13.1 A-aracının 1050 d/d'daki durağan haldeki ivme-zaman diyagramı.....	160
Şekil 13.2 A-aracının 2000d/d'daki durağan haldeki deplasman-zaman diyagramı.....	160
Şekil 13.3 A-aracının 2000d/d'daki durağan haldeki ivme-zaman diyagramı.....	161
Şekil 13.4 A-aracının 3000d/d'daki durağan haldeki deplasman-zaman diyagramı.....	161
Şekil 13.5 B-aracının 1000d/d'daki durağan haldeki deplasman-zaman diyagramı.....	162
Şekil 13.6 B-aracının 1000d/d'daki durağan haldeki ivme-zaman diyagramı.....	162
Şekil 13.7 B-aracının 2000d/d'daki durağan haldeki deplasman-zaman diyagramı.....	163
Şekil 13.8 B-aracının 2000d/d'daki durağan haldeki ivme-zaman diyagramı.....	163
Şekil 13.9 B-aracının 3000d/d'daki durağan haldeki deplasman-zaman diyagramı.....	164
Şekil 13.10 B-aracının 3000d/d'daki durağan haldeki ivme-zaman diyagramı.....	164
Şekil 13.11 C-aracının 1000d/d'daki durağan haldeki deplasman-zaman diyagramı.....	165
Şekil 13.12 C-aracının 1000d/d'daki durağan haldeki ivme-zaman diyagramı.....	165
Şekil 13.13 C-aracının 2000d/d'daki durağan haldeki deplasman-zaman diyagramı.....	166
Şekil 13.14 C-aracının 2000d/d'daki durağan haldeki ivme-zaman diyagramı.....	166
Şekil 13.15 C-aracının 3000d/d'daki durağan haldeki deplasman-zaman diyagramı.....	167
Şekil 13.16 C-aracının 3000d/d'daki durağan haldeki ivme-zaman diyagramı.....	167
Şekil 13.17 E-aracının 800d/d'daki durağan haldeki deplasman-zaman diyagramı.....	169
Şekil 13.18 E-aracının 2000d/d'daki durağan haldeki deplasman-zaman diyagramı.....	169
Şekil 13.19 E-aracının 2000d/d'daki durağan haldeki ivme-zaman diyagramı.....	170
Şekil 13.20 E-aracının 3000d/d'daki durağan haldeki deplasman-zaman diyagramı.....	170
Şekil 13.21 E-aracının 3000d/d'daki durağan haldeki ivme-zaman diyagramı.....	171
Şekil 13.22 D-aracının durağan haldeki dış gürültüsü spektrumu.....	171
Şekil 13.23 D-aracının durağan haldeki iç gürültüsü spektrumu.....	172
Şekil 13.24 E-aracının durağan haldeki dış gürültüsü spektrumu.....	173
Şekil 13.25 E-aracının durağan haldeki iç gürültüsü spektrumu.....	174
Şekil 13.26 F-aracının durağan haldeki dış gürültüsü spektrumu.....	175
Şekil 13.27 F-aracının durağan haldeki iç gürültüsü spektrumu.....	176

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 4.1 A.E.T. Taşıt grupları ve müsaade edilen gürültü düzeyleri.....	36
Çizelge 9.1 Yarı aktif egzoz imalat sistemleri.....	94
Çizelge 10.1 Testlerde kullanılan yüzey kaplamalarının özellikleri.	105
Çizelge 10.2 Tüm yüzeyler için gürültü seviyesinin hıza bağlı değişimi ve 4 no'lu referans yüzeyle karşılaştırmalı gürültü seviyesi azalma miktarları.....	106
Çizelge 10.3 İvmelenme ölçümlerinde kullanılan test lastikleri.	115
Çizelge 11.1 Taşıtlarda gürültü ölçümleri.	121
Çizelge 11.2 Türkiye'de ve Avrupa Topluluğu'na üye ülkelerde uygulanan hareket halindeki taşıtların müsaade edilen azami gürültü seviyeleri.	122
Çizelge 11.3 Gürültü seviyesi aralıklarına göre taşıtların dağılımı.	125
Çizelge 11.4 Gürültü Kontrol Yönetmeliğine göre iç gürültü sınır değerleri.	130
Çizelge 12.1 Dünya Sağlık Örgütü tarafından tavsiye edilen gürültü seviyeleri.	156
Çizelge 13.1 A-aracının rölanti, 2000 d/d ve 3000 d/d'daki durağan araç dış gürültü ölçüm sonuçları.....	158
Çizelge 13.2 B-aracının 1000d/d, 2000 d/d ve 3000d/d'daki durağan araç dış gürültü, iç gürültü ve egzoz gürültü ölçüm sonuçları.....	159
Çizelge 13.3 C-aracının 1000 d/d, 2000d/d ve 3000 d/d'daki durağan araç dış gürültü ve iç gürültü ölçüm sonuçları.	159
Çizelge 13.4 E-aracının 800d/d, 2000 d/d ve 3000d/d'daki durağan araç dış gürültü, iç gürültü ve egzoz gürültü ölçüm sonuçları.	168
Çizelge 13.5 F-aracının 900d/d, 2000 d/d ve 3000d/d'daki durağan araç dış gürültü, iç gürültü ve egzoz gürültü ölçüm sonuçları.	168

ÖNSÖZ

Son zamanlarda artan çevre bilinci, çevre kirliliğinin önemli bir kısmını oluşturan çevre gürültüsüne karşı insanları daha hassas hale getirmiştir. Trafik gürültüsü, etkilediği kitle bakımından ve sürekliliğinden dolayı en önemli gürültü kirliliğidir. Gün geçtikçe artan trafik yoğunluğu, trafik gürültüsünün de hem şiddetini, hem de rahatsız ediciliğini artırmaktadır.

Gürültünün, sürekli maruz kalındığında, işitme kaybından eklem ağrularına kadar bir çok rahatsızlıklara neden olduğu kabul edilmektedir. Taşıtlarda da gürültü, kullanıcı için konforu doğrudan etkilemektedir. Teknolojinin hızla ilerlemesi, insanların da lükse olan düşkünlüğü, taşıt imalatçıları daha sessiz araçlar üretmeye itmiştir. Bunun için gerekli maliyetleri karşılayarak, gerek tasarım aşamasında, gerekse montaj esnasında, sessizliğe veya rahatsız etmeyen kaliteli gürültüye ulaşmaya çalışılmaktadır. Zaten kanunlar ve standartlarla da bu trafik gürültüsü gün geçtikçe azaltılmaktadır.

Yapmış olduğum bu tez çalışmasında, trafik gürültüsünü oluşturan binek ve ticari taşıtlardan yayılan gürültülerin ana kaynakları, genellikle, egzoz gürültüleri, seyir halinde yol şartları ve tekerlek durumuna bağlı gürültüler, motor gürültüleri incelenmiştir. Bunların yanısıra bu olaylarla beraber oluşan tali gürültüler de vardır. Bunlardan da motor gürültüsüyle ilgili, yanma gürültüleri, mekanik gürültüler, emme gürültüleri incelenmiştir. Motorun yük ve hızına bağlı olarak değişen bu gürültüleri hem ilk tasarım aşamasında, hem de montaj esnasında kaplama, kılıflama, elastik veya rijit montajlar, ses yutucular, susturucular vs. kullanılarak azaltmak mümkün olmaktadır. Bu tezimde ayrıca trafik gürültüsünün insanlar üzerindeki psikolojik etkileri, gürültüye etki eden faktörler, motor gürültüsünün ölçümü ve motor gürültüsünün kontrolü de ele alınmıştır.

Nüfus artışı ve kentleşme ile gün geçtikçe önemi artan, çevre kirliliğinin büyük bir parçası olan bu konuda, çalışmamı bana tavsiye eden ve çalışma süresince değerli fikirleriyle katkıda bulunan danışmanım ve hocam Doç. Dr. İsmail Yüksek'e teşekkürü bir borç bilirim. Tez çalışmam sırasında maddi ve manevi desteği veren aileme, Cem Çınlar'a, yabancı kaynaklı kitapların çevirilerinde bana büyük oranda katkıda bulunan Ahu Dereli'ye ve Aslı Saraçoğlu'na teşekkür ederim.

ÖZET

Dünyada özellikle 20. yüzyılda çevresel konularda gösterilen hassasiyetle, su ve hava kirliliğinin yanı sıra gürültü de önemli bir kirlilik olarak kabul edilir olmuştur. Gürültü, “istenmeyen ses” olarak adlandırılmıştır. DIN 1320 standardı da “insan kulağının duyma frekansları çerçevesinde, sessizliği ya da duyulmak istenen sesi bozan, sağlığa zararlı olan ya da sıkıntı veren ses” tanımıyla yüksek seviyeli her sesi “gürültü” şeklinde ifade etmiştir.

Motor gürültüsünün oluşumu, taşıtın hızı, kapasitesi, yükü gibi faktörlerin yanısıra bakımsız olmasına da bağlıdır. Motor gürültüsünün ana bileşenleri de, yanma gürültüsü, mekanik gürültü, giriş ve çıkış gürültüleridir. Motorun yüzeyinden çıkan ses, silindir basınç değişimlerinden, pistonların vurmalarından ve hareket eden parçaların seslerinden oluşur.

Motorun çalışması esnasında motor bloğunun çeşitli yerlerinden, motor bloğuna etkileyen çeşitli kuvvetler vardır. Bunların en önemlileri gaz kuvvetleri ve atalet kuvvetleridir. Bu kuvvetlerin etkisiyle mekanik gürültüyü oluşturan en büyük bileşen, piston vurmaları gürültüsü ağırlık çıkar. Ayrıca yataklardaki ve birbirleriyle çalışan parçalar arasındaki toleranslar (boşluklar), mekanik gürültüye katkı yapan diğer bir sebeptir. Ayrıca zamanlama dişlisi, sübaplar, püskürtme sistemi, yağ pompası gibi parçaların çalışması da mekanik gürültüye katkıda bulunmaktadır.

Yanma gürültüsü, silindirdeki basınç artış hızlarına bağlıdır. Sıkıştırma stroğunda hızla artan basınç veya ani basınç yükselişi motor gürültüsünün artmasının ana sebebidir. Silindirdeki bu basınç artışının yumuşatılması ile, yani basıncın daha yavaş artması sağlanır ise yanmadan kaynaklanan gürültü kontrol edilebilir. Basınç artışının yumuşatılabilmesi içinde, aşırı doldurma, emme havasını ısıtma, ön püskürtme yapma, uygun ön yanma odası kullanılması gibi çareler kullanılmaktadır.

Motordan çıkan yanmış gazların sebep olduğu egzoz gürültüsü, motorun dönme sayısı ile değişir. Hız azalır ise bütün olaylar yavaşlayacağı için gürültü basıncı da azalacaktır. Motorun yükü de çıkış basıncını dolayısıyla gürültüyü etkileyecektir. Egzoz gürültüsünün kontrolü de büyük oranda susturucularla yapılmaktadır.

Emme gürültüsünün oluşumu aynı egzoz gürültüsü gibidir. Fakat sıcaklık ve basınç farkı büyüktür. Dolayısıyla emme gürültüsü egzoz gürültüsünden yaklaşık 10 dB(A) daha düşüktür. Hava filtreleri bir ölçüde susturucu görevi yaparlar.

Motor gürültüsünün azaltılması için hem tasarım esnasında, hem de kaplama ve kılıflama, örtme gibi, montaj sırasında tedbirler alınması gerekmektedir. Motor gürültüsünü azaltmak ve engellemek için birçok yöntem bulunmaktadır, ancak bu yöntemlerin maliyet ve uygulanabilirlikleri ve motorun diğer özelliklerine ters etki yapmaması da oldukça önemlidir.

Lastik gürültüsü; tekerlek-yol temas yüzeyindeki profil elemanlarının arasında oluşan havanın temas yüzeyinin arkasından serbest kalması ve yol yüzeyiyle eğri lastik yüzeyi arasındaki havanın rezonansı ile, yol kaplamasının gözenekleri arasından havanın kaçması ile, yol kaplaması pürüzlülüğünün lastik profillerini titreştirmesi ile, tekerleğe uygulanan tahrik ve fren momentleri ile oluşur. Lastik gürültüsünü; temas yüzeyi profilini aracın güvenliğini azaltmayacak şekilde tasarlayarak, uygun malzeme seçimiyle lastiğin kullanılacak yol ve iklim şartlarına göre temas yüzeyi sertliğini ayarlayarak azaltmak mümkündür.

Anahtar Kelimeler: Gürültü, gürültü kontrolü, gürültü ölçümü, trafik gürültüsü, motor gürültüsü, yanma gürültüsü, mekanik gürültü, egzoz gürültüsü, emme gürültüsü, lastik gürültüsü.

ABSTRACT

With the emergence of sensitivity towards environmental issues, especially in the 20th century, noise has become to be recognized as a kind of significant pollution besides pollution of water and air. Noise has been defined as “unpleasant, unwanted sound”. With the definition of “the sound that disturbs the silence or the desired sound, impairing health or having an unpleasant sound within the auditory frequencies of human ear” DIN 1320 standard defined every sound with high frequency as “noise”.

Formation of engine noise depends on factors such as speed of the vehicle, capacity, load thereof and lack of maintenance or repair. Main compounds of engine noise are noise of combustion, mechanical noise, intake and exhaust noises. Sound that sources from the surface of the engine consists of cylinder pressure changes, beats of pistons and sounds of moving parts.

There are different forces that affect the engine block during operation of engine. Gas and inertia forces are among the most important forces. Piston beating noise occurs as the greatest compound forming the mechanical noise with the impact of these forces. Moreover tolerance (gaps) between bearings and parts working together is another reason that contributes to mechanical noise. Furthermore working of parts such as timing gear, valves, injection system, grease pump contributes to mechanical noise.

Combustion noise is dependent on pressure increase rates in cylinder. Rapidly increasing pressure in compression stroke or sudden pressure rise are the main reasons of increase in motor noise. Alleviation of such pressure increase in cylinder (namely, ensuring the pressure increase more slowly) noise resulting from combustion can be controlled. Methods such as over-filling, heating absorption air, performing preliminary injection and using proper combustion chamber are used so as to alleviate pressure increase.

Exhaust noise caused by combusted gas from engine varies with number of engine rotation. As rate drops, noise pressure will consequently be less, since all events will slow down. On the other hand engine load will affect exhaust pressure and as a consequence it will affect noise. Silencers are used most of the time in order to control the exhaust noise.

Formation of absorption noise is similar to that of exhaust noise. However, difference of temperature and pressure is great. Therefore absorption noise is approximately 10dB(A) less than exhaust noise. Air filters act as silencers to a certain extent.

For decreasing engine noise, measures should be taken both during design phase and installation phase including covering and sheathing. There are many methods available for decreasing and inhibiting engine noise, nevertheless cost-effectiveness and feasibility of such methods are of importance, as well as their quality capable of not causing adverse impact on other features of the engine.

Tyre noise forms due to following factors: release of air occurring between profile elements on wheel-road contact surface behind the contact surface; resonance of air between road surface and curved tyre surface; escape of air between the pores of road coat; roughness of road coat causing vibration in tyre profiles and drive and brake moments applied to the wheel. It is possible to diminish tyre noise by designing contact surface profile in a manner that will not reduce the safety of vehicle and adjusting contact surface hardness of the tyre in line with related road and climatic conditions through choice of proper material.

Keywords: Noise, noise control, noise measurement, traffic noise, engine noise, combustion noise, mechanical noise, exhaust noise, absorption noise, tyre noise.

1. GİRİŞ

İnsan çevresini ciddi bir şekilde tehdit eden önemli bir problem de “gürültü”dür. Gürültüyü arzu edilmeyen seslerin atmosfere yayılması şeklinde ele almak uygundur.

Son zamanlarda otoyolların yaygınlaşması ve trafik yükünün artması gürültüyü, çevre kirlenmesi ve korunması ile ilgili önemli bir problem haline getirmiştir. Bunun için de toplumda gürültü seviyesini belirli seviyelerde tutmak, gürültüyü kaynağında azaltmak üzere kanuni ve idari düzenlemelere geçilmiştir.

Otomobil sektörü gelişmelerin çok hızlı yaşandığı bir sektördür. Yüksek performans, estetik, güvenlik ve rahatlık, ekonomiklik otomobil müşterilerinin beklentilerinin başlıcalarıdır. Otomobil teknolojisinde çalışmalar ağırlıklı olarak estetik tasarım, sürüş karakteristiklerini iyileştirme, performans artırırken emisyon ve yakıt tüketimini azaltma, güvenlikten ödün vermeden ağırlıkları düşürme, güvenlik ve kullanım rahatlığını artırma, gürültü ve çevre kirliliğini en aza indirebilme çabaları üzerinde yoğunlaşmaktadır. Tüm bunlar birbirleriyle çelişen hedefler içeriyor. Çevre çok önemli bir etken ve Avrupa’da kent içi kullanılacak otomobiller yeni standartlara göre gürültü ve ses emisyon kontrolüne tabi tutulmaktadır.

Çeşitli tipteki gürültü kaynaklarının sebep olduğu çevre problemlerinin izafi olarak sıralanması için yapılan araştırmalar trafik gürültüsünün, hava alanlarının sebep olduğu gürültülerden çok daha büyük olduğunu göstermiştir. Trafik gürültüsü, yoğun ve uzun süreli etkisi altında kalındığı için, insanları en çok rahatsız eden gürültü çeşididir. Karayolu taşımacılığının günden güne artması, çeşitli kara nakil vasıtalarının büyük ölçüde kullanılması, trafik gürültüsünün şiddetini artırmıştır. Gittikçe artan trafik yoğunluğu ve çevre bilinci, taşıtların sebep olduğu gürültünün kontrol altına alınmasını gerektirmektedir. İnsan sağlığını tehdit eden bu gürültüyü kontrol altına alabilmek için, yasalar tarafından çeşitli gürültü ölçüm standartları ve yönetmelikleri çıkartılmış ve sınır gürültü seviyelerinin aşılması yasaklanmıştır. Gürültü ölçümlerinin gayesi, mevcut gürültünün daha önce belirlenmiş kriterlerle mukayese edilerek, kabul edilebilirliği hakkında bir karara varılmasının temin edilmesidir. Taşıtların gürültüleri çeşitlidir. Hareket halindeki taşıt dış gürültüsünün ölçümleri, taşıtların tip testleri esnasında yapılır ve aşırı gürültülü taşıtların trafiğe çıkmalarına engel olma amacını güder. Daha önce trafiğe çıkmış taşıtların gürültü kontrolleri, egzoz ve motor gürültülerinin ölçülmesiyle yapılır. Taşıtların içi gürültüleri de insan sağlığı ve konforu için önemlidir ve imalatçılar bu konuya da önem vermektedirler.

Trafik gürültüsü genlik ve süre olarak belli bir düzeyi geçerse insan sağlığını etkiler. Dünyada

büyük kentlerde ulaşımaya karışan taşıt hacminin kabarması nedeniyle gürültü kapasitesinde tehlike sınırlarına yaklaşılmaktadır. Son yıllarda uzmanlar, trafik kaynaklı gürültünün insan sağlığı üzerindeki olumsuz etkilerinin ölüm nedenleri arasında yer aldığı konusunda ortak bir kaniya sahip olduklarını açıkladılar. Trafikteki gürültü, sinir sistemini tahrip edip kalp atışlarında ritim bozukluklarına sebep olduğu bilinmektedir. Trafik gürültüsünden korunmak için; herbir nakil vasıta gürültüsünün azaltılması, bölgelere ayırarak ve yol planlaması yapılarak hassas bölgelerdeki trafik yüklerinin dağıtılması, trafik akışının düzenlenmesi için tek yönlü trafik gibi tedbirlerin alınması olarak sıralanabilir. Bu amaçla çevre bilincine ve teknolojinin seviyesine bağılı olarak gürültü seviyeleri kontrol altına alınmaya çalışılmaktadır. Dış gürültü alanında, 1970-1990 yılları arasında ağır ticari taşıtlarda 97 dB(A)'dan 84 dB(A)'ya, 13 dB(A)'lık bir iyileştirme sağlanmıştır. Otomobillerde ise gürültü düzeyi 82 dB(A)'dan 77 dB(A)'ya indirilmiştir. Bu azalmalarda motorlu taşıt imalatçılarının başarılı ilerlemeleri, yol şartlarının düzelmesi ve lastik imalatının modernleşmesi de rol oynamıştır.

Trafik gürültüsünü insan sağlığına en az zarar verecek, en az rahatsız edecek seviyelere indirmek için, bu gürültüyü oluşturan nesnelere incelemek, gürültüye katkılarını tahmin etmek ve toplam gürültüyü oluşturan herbir parçanın titreşme ve dolayısıyla gürültü yayma nedenlerini tespit etmek gerekir. Daha sonra bu gürültüleri, yok etme veya azaltma çareleri aranmalıdır.

Trafik gürültüsünü incelerken, her bir vasıtanın sebep olduğu gürültü ile trafik akışının sebep olduğu gürültünün mutlaka ayrı ayrı ele alınması gerekir. Tek bir nakil vasıtası, bir nokta kaynak olarak ele alınabildiği halde, trafik akışının çizgi kaynak olarak ele alınması gerekir. Yoldan uzaklaştıkça gerek nakil vasıtalarının, gerekse trafik akışının sebep olduğu gürültünün şiddeti azalır.

Normal ve serbest bir trafik akışının olduğu yollardaki gürültü kontrolü, şehir merkezlerinde kesikli bir biçimde işleyen trafik gürültüsüne göre çok daha kolaydır. Hızlanma ve fren yapmalar, kavşaklar gürültünün özelliklerini kötü yönde etkiler.

Uzun süreli gürültü ölçümlerinde, L₁₀ tek bir nakil vasıtası için pik gürültü seviyesi olarak tariflenir ve yoldan uzaklaşarak mesafe iki misli artırılırsa bu değer 6 dB azalır. Normal trafik akışındaki gürültü mevcut gürültü olarak tariflenir ve L₉₀ ile gösterilir. Mesafe iki misline çıktığında bu değerdeki azalma 3 dB'dir.

Trafik gürültüsünü oluşturan binek ve ticari taşıtlardan yayılan gürültülerin ana kaynakları, genellikle, egzoz gürültüleri, seyir halinde yol şartları ve tekerlek durumuna bağılı gürültüler,

motor gürültüleri, havanın çarpmasıyla ortaya çıkan aerodinamik gürültülerdir. Bunların yanısıra bu olaylarla beraber oluşan tali gürültüler de vardır. Bunlar da motor gürültüsüyle ilgili, yanma gürültüsü, mekanik gürültü, yakıt pompası, enjektörler, sübaplar gibi parçaların yaydıkları gürültülerdir. Motorun yük ve hızına bağlı olarak değişen bu gürültüleri hem ilk tasarım aşamasında, hem de montaj esnasında kaplama, kılıflama, elastik veya rijit montajlar, ses yutucular, susturucular vs. kullanılarak azaltmak mümkün olmaktadır.

Otoyoldan gelen gürültünün kontrolü de; daha az gürültülü taşıt yapılması, otoyolun meskün bölgeden uzakta inşası, otoyol kenarına duvar veya başka tip siperlerin yapılması metotlarından biri ile yapılabilir. Bunlardan başka, hız sınırlarının azaltılması, yollarda durmanın önlenmesi ve yol boyunca eğimin %8'den daha az olmasının temin edilmesi gibi tedbirler söylenebilir.

Bu tez çalışmasında; sırasıyla temel ses bilgileri, ses ve gürültü, taşıtlardan kaynaklanan gürültü, motor gürültüsü ve kontrolü, yanma gürültüsü ve kontrolü, mekanik gürültü ve kontrolü, emme gürültüsü, egzoz gürültüsü ve kontrolü, lastik gürültüsü ve kontrolü, taşıt gürültüsü ölçüm metotları, standartlar ve yönetmelikler, yol trafik gürültüsünün yol açtığı rahatsızlıklar incelenmiştir.

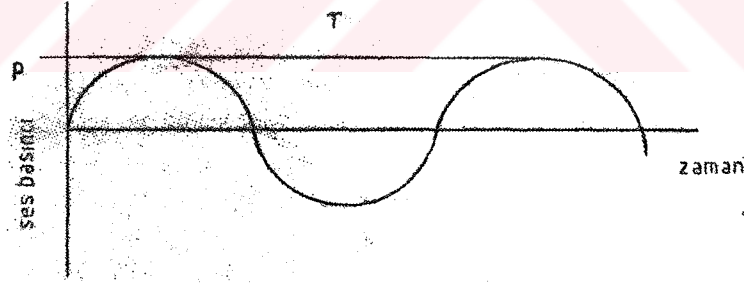
2. TEMEL SES BİLGİLERİ

2.1 Ses Basıncı

Ses, dalgalar halinde yayılan bir enerji şeklidir. Sesin yayılması; ortamdaki parçacıkların titreşimi ile olur. Ortamdaki parçacıkların titreşmesi ile oluşan dalgalar, havada basınç değişiklikleri oluşturur. Bu basınç değişiklikleri kulak tarafından elektrik sinyallerine çevrilir ve beyin tarafından “ses” olarak algılanır. Hava basıncının değişme miktarına “ses basıncı” denir.

Ses nesnel bir kavramdır. Yani ölçülebilir ve varlığı kişiye göre değiştirilemez. Gürültü ise öznel bir kavramdır. Gürültüyü “hoşa gitmeyen, istenmeyen, rahatsız edici ses” olarak tanımlayabiliriz. Bununla birlikte birçok gürültü tipinin kuşkuyla yer vermeksizin herkes tarafından gürültü olarak kabul edileceği açıktır. “Endüstriyel gürültü” bu tip bir gürültüdür.

Basit harmonik bir ses dalgasının bir noktada oluşturduğu ses basıncının zamanla değişimi şekil 2.1’de verilmiştir. (P) ile gösterilen basıncın en büyük değerine “genlik” denir. Basıncın, birbirini izleyen en büyük iki değeri arasında geçen zamana “periyot” denir. (T) ile gösterilen periyodun birimi saniyedir. Periyodun tersine “frekans” denir. Frekans “birim zamandaki basınç değişim devri sayısı”dır. Hertz ile ölçülür.



Şekil 2.1 Basit harmonik bir ses dalgasının bir noktada oluşturduğu ses basıncının zamanla değişimi.

Birbirini izleyen iki benzer nokta arasındaki uzaklık “dalga boyu” olarak adlandırılır. Dalga boyu (λ) olan bir dalga periyodu (T) sürede kendi boyu kadar yol gideceğinden yayılma hızı;

$$c = \lambda / T = \lambda \cdot f \quad (2.1)$$

olarak gösterilir. Sesin katılar içerisindeki yayılma hızı, havadaki hızına göre çok daha yüksektir. Sesin havadaki yayılma hızı, havanın ideal gaz kabul edilmesi ile;

$$c = 20.05\sqrt{T_k} \text{ m/s} \quad (2.2)$$

eşitliğinden bulunabilir. Burada (T_k), havanın Kelvin cinsinden sıcaklığıdır.

Çevremizde duyduğumuz seslerin büyük bir çoğunluğu harmonik değildir. Bu durumda ya ses dalgası periyodik değildir, ya da periyodik ama harmonik değildir. Her iki durumda da ses basıncının yüksekliğini, ses basıncının genliği ile tanımlamamız olanaksızdır. Böyle durumlarda, 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;

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

eşitliğiyle tanımlanır. Harmonik bir ses basıncının rms değerinin, ses basıncı genliğinin ($\sqrt{2}/2$)’si olduğu, bu eşitlik kullanılarak kolayca gösterilebilir (Hassal ve Zaveri, 1988).

2.2 Desibel

Desibel, Alexander Graham Bell’in anısına bel adı verilen birimdir. İki büyüklüğün oranının logaritması olarak tanımlanmaktadır. Dolayısıyla 1 bel, oranları 10 olan iki büyüklüğü göstermektedir. Bu oranın çok yüksek olmasından dolayı “desibel” adı verilen ve oranlarının logaritmasınının 10 katı olarak tanımlanan birim daha yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu sayılardan biri bilinen bir sayı olarak alındığından, desibel söz konusu bir büyüklüğün referans büyüklüğüne oranının 10 katıdır. Desibel olarak ölçtüğümüz büyüklüklere “düzey” adı verilir. Örneğin, (w) değerindeki bir gücün w_0 referans değerine göre düzeyi;

$$\text{Düzey (dB)} = 10 \log (w / w_0) \quad (2.4)$$

olarak tanımlanır. Desibel genelde güç veya güç eşdeğeri büyüklükleri ölçmekte kullanılır.

2.3 Oktav Bantları

Frekans analizinde karşılaşacağımız ilk soru, hangi frekans aralığında inceleme yapmamız gerektiğidir. Bir sesi oluşturan harmoniklerin tümünün, örneğin frekansı 100 kHz olan bir harmoniğin katkısının incelenmesi gerekir mi? Bu sorunun yanıtını vermek için insan kulağının işitebileceği frekansları bilmemiz gerekir. İnsan kulağı yaklaşık olarak 16 – 20000 Hz arasındaki seslere duyarlıdır. Kulağın en hassas olduğu frekans 3000 Hertz’dir. Görüldüğü

gibi incelememiz gereken frekans aralığı çok geniştir ve sabit genişlikte bantların kullanılması bir çok durumda uzun analiz süresi gerektirir. Bu nedenle ses analizlerinde inceleyeceğimiz frekans aralığı “oktav bantı” adı verilen kısımlara bölünür. Bir oktav bantında bantın üst sınır değeri, bir sonraki bantın alt sınır değeridir. Her bantın merkez frekansı ise alt ve üst sınır değerlerinin geometrik ortalamasıdır.

Daha hassas ölçümlerde genellikle 1/3 oktav veya 1/10 oktav analizi yapılır. Bu analizler için bir oktavlık aralık sırasıyla, üçe veya ona bölünmektedir.

$$f_2 = 2^n \cdot f_1 \quad ; \quad f_0 = \sqrt{f_1 \cdot f_2} \quad (2.5)$$

eşitlikleri kullanılabilir. Burada;

f_1 = Alt sınır frekansı

f_2 = Üst sınır frekansı

f_0 = Merkez frekansı

$n = 1, 1/3$ ve $1/10$ değerlerini alır.

Bant genişliği (b_w) ise üst ve alt sınır değerleri arasındaki farktır. Yani;

$$b_w = f_2 - f_1 \quad (2.6)$$

olur. Standart olarak kabul edilen oktav bantlarının merkez frekansları 31.5, 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 ve 16000 Hz'dir (Hassal ve Zaveri, 1988).

2.4 Sesin Gücü, Basıncı, Şiddeti ve Düzeyleri

2.4.1 Ses Gücü Düzeyi

Bir ses kaynağının yaydığı ses enerjisinin gücüne “ses gücü” (veya akustik güç), bu gücün düzeyine ise “ses gücü düzeyi” denir (L_w). Referans gücü olarak uluslararası referans $w_0 = 10^{-12}$ w kullanılır.

$$L_w = 10 \log(w/10^{-12}) \quad (2.7)$$

ses gücü düzeyi bu eşitlikten hesaplanabilir.

Bir makinenin ses gücü, bu makinenin toplam gücünün ses olarak yayılan kısmıdır ve

genellikle toplam gücün çok küçük bir kısmıdır. Amacı ses üretmek olan hoparlörlerde bile toplam gücün en fazla %10'u ses gücüdür.

2.4.2 Ses Basıncı Düzeyi

Ses, kulak zarıyla temasta bulunan havanın basıncının değişmesiyle algılandığından, bir ses kaynağının ses gücünden daha çok, belli bir noktada yarattığı ses basıncı önemlidir. Ses basıncı düzeyi L_p ;

$$L_p = 10 \log(p^2 / p_0^2) \quad (2.8)$$

olarak tanımlanır. Ses basıncı düzeyinin tanımında basınçların değil de basınçların kareleri oranının kullanılma nedeni, dB'nin genellikle güç oranları için kullanılması ve gücün, basıncın karesiyle orantılı olmasıdır.

Burada (p) ses basıncının ortalama kare değerinin karakökü (rms) değeri, (p_0) ise uluslararası referans basıncı olarak kabul edilen 20 mikropaskal alınır.

2.4.3 Ses Şiddeti ve Ses Şiddeti Düzeyi

Sesin, kaynağın bulunduğu ortamın akustik veya geometrik özellikleriyle, kaynaktan olan uzaklığa bağlı olarak değişen bir özelliği de ses şiddetidir. Ses şiddetini tanımlamak için (W) ses gücüne sahip bir ses kaynağından çıkan ses dalgaların (A) alanından geçtiği anı düşünelim. Birim alandaki güç;

$$I = W / A \quad (2.9)$$

Bu formül ses şiddetini verir. Ses şiddetini ölçmek zordur, fakat ses şiddeti ile basıncı arasındaki düzlemsel dalgalar için verilen ve kaynaktan uzakta olmak koşuluyla diğer dalga tipleri için de geçerli olan;

$I = p^2 / (\rho \cdot c)$ bağıntısı kullanılarak, ölçülen ses basıncının rms değerinden (p) ve sesin iletildiği ortamın yoğunluğu (ρ) ile bu ortamda sesin yayılma hızı (c) ile ses şiddeti (I) hesaplanır. Ses şiddeti düzeyi L_I ise;

$$L_I = 10 \log(I / I_0) \quad ; \quad (I_0 = 10^{-12} \text{ w/m}^2) \quad (2.10)$$

olarak tanımlanır.

Sesin havada yayılması düşünülürse; $L_I = L_p - 0.16 \text{ dB}$ bulunur.

0.16 dB insan kulağının fark edemeyeceği bir değer olduğundan, havada ilerleyen ve ses dalgaları için L_1 yerine L_p alınabilir. Bu nedenle gürültü analizlerinde ses şiddeti yerine, ölçülmesi çok daha kolay olan ses basıncı kullanılır.

Harmonik ses basıncı değişiminin yarattığı seslere arı ses (saf ton) adı verilir, değişik frekanslardaki iki ya da daha çok arı sesin birleşmesi sonucunda harmonik olmayan periyodik sesler elde edilir. Periyodik sesler, kendilerini oluşturan arı seslere ayrılabilir. Verilen periyodik bir fonksiyondan, bu fonksiyonu oluşturan harmonikler de elde edilebilir. Doğada arı ses olarak nitelediğimiz tek bir harmonikten oluşan seslere ender rastlanır. Endüstride de böyle bir örnek bulmak çok zordur. Bununla beraber tek bir tonun baskın olduğu seslere örnek bulunabilir (elektrik motorlarının çıkardığı sesler vb.). Üçüncü olarak karmaşık (kompleks) seslerden söz edilebilir. Bu tip sesler harmonik olmadıkları gibi periyodik de değildirler. Yarattıkları ses basıncının, zamanla değişimi gelişigüzeledir.

2.4.4 Ses Düzeyi

Ses düzeyi, ses basıncı düzeyinin belli bir eğriye göre ağırlıklı olarak bulunmuş şeklidir. Bu kısımda yine karmaşık bir sesin yüksekliğini tek bir sayıyla ifade etmenin en basit yolu incelenecektir. Temel ilke, kulağın duyarlılığı ile orantılı ağırlıklar kullanmaktır. Kulağın duyarlı olduğu frekanslardaki harmoniklerin ses basıncı düzeylerine ağırlık verilip, kulağın duyarlılığının azaldığı frekanslara sahip harmoniklerin ses basıncı düzeylerinin ağırlıkları azaltılarak bulunan toplam ses basıncı düzeyi, kulağın söz konusu sesi hangi yükseklikte algıladığının bir ölçüsü olmalıdır. Ses düzeyinin birimi kullanılan eğriye göre dBA, dBB ya da dBC'dir (Hassal ve Zaveri, 1988).

2.5 Frekans Analizi

Periyodik sesler kendilerini oluşturan harmoniklere ayrılabilirdikleri gibi, periyodik olmayan karmaşık sesler de sonsuz sayıda harmonik fonksiyonun toplamı şeklinde düşünülebilir. Böyle bir analize girdiğimizde, teorik olarak sıfırdan sonsuza kadar her frekanstaki fonksiyonun, verilen karmaşık bir fonksiyonu oluşturmada katkısı olabileceği görülür. Her frekanstaki fonksiyonun katkısını frekansın fonksiyonu olarak çizersek sürekli bir eğri elde ederiz. Bu tür eğrilere “frekans dağılım eğrisi” ya da “frekans spektrumu” denir.

Doğada rastladığımız sesler genellikle karmaşık sesler olduğundan; frekans analizi, ses ölçüm analizinde önemli bir yer tutmaktadır. Karmaşık bir sesin frekans dağılımını incelersek, o

sesin daha çok hangi frekanslardaki seslerden oluştuğunu kolayca görebiliriz. Gürültü kontrolü açısından, birçok durumda gürültünün frekans dağılımını bilmek gerekmektedir, çünkü gürültü kontrolünü sağlamak için alınacak önlemler, yayılması veya doğması önlenecek sesin frekansına bağlı olarak değişebilir.

Bir ses kaynağının çıkardığı sesin frekans dağılımını elde etmek için birçok değişik ölçüm aygıtı kullanılabilir. Temel kural, gelen sinyalleri süzerek istenilen frekanslardaki bileşenlerin büyüklüğünü ölçmektir. Burada önemli olan, sinyalleri hangi genişlikteki frekans bantlarında süzeceğimizdir. Bant genişliğini, genellikle yapılacak analizin niteliği ve duyarlılığı belirler.

Ses ve gürültü analizinde, oktav bantları ve 1/n oktav batları (n = 1, 2, 10 vb.) kullanılarak standartlaşmaya gidilmiştir. Genelde oktav analizi kullanılmakla birlikte, hassasiyet gerektiren durumlarda (1/3) ya da (1/10) oktav analizi kullanılır.

2.6 Sesin Yayılma Hızı

Sesin su içindeki hızı takriben 1500 m/s'dir. Ayrıca ses hızının sıcaklık ile de değiştiğini görürüz.

$$C = 1449.2 + 4.6T - 0.055T^2 + 0.00029T^3 + (1.34 - 0.017T).(S - 35) + 0.016z \quad (2.11)$$

Havada ise sesin yayılma hızını bulmak için daha değişik bir formül kullanırız.

$$C = 20.05\sqrt{(273 + T)} \quad (2.12)$$

T : Sıcaklık (°C) S : Tuzluluk oranı z : Metre olarak derinlik

2.7 Eşdeğer Sürekli Ses Düzeyi ve Ses Etkilenim Düzeyi

Ses düzeyinde alçalıp yükselmelerin olduğu ya da ses düzeyinin zamanla gelişigüzel değiştiği tür gürültülerin değerlendirilmesinde; ses düzeyinin zamanla değişiminin incelenmesi yerine, sesin eşdeğer sürekli ses düzeyi kullanılır. Genellikle L_{eq} ile gösterilen eşdeğer sürekli ses düzeyi verilen bir zaman aralığında, söz konusu ses ile aynı toplam enerjiye sahip, sabit düzeydeki sesin ses düzeyi olarak tanımlanır.

Bu tanıma göre, eşdeğer sürekli ses düzeyi, bir sesin (A) ağırlıklı ses basıncının rms değerinin düzeyine eşittir.

Buna göre eşdeğer sürekli ses düzeyi;

$$L_{eq} = 10 \log \left[(1/T) \int_0^T P^2(t) / P_0^2 dt \right] \text{ dB(A)} \quad (2.13)$$

olarak yazılabilir.

T = Ölçüm süresi

P(t) = Ölçülen sesin A ağırlıklı ses basıncı

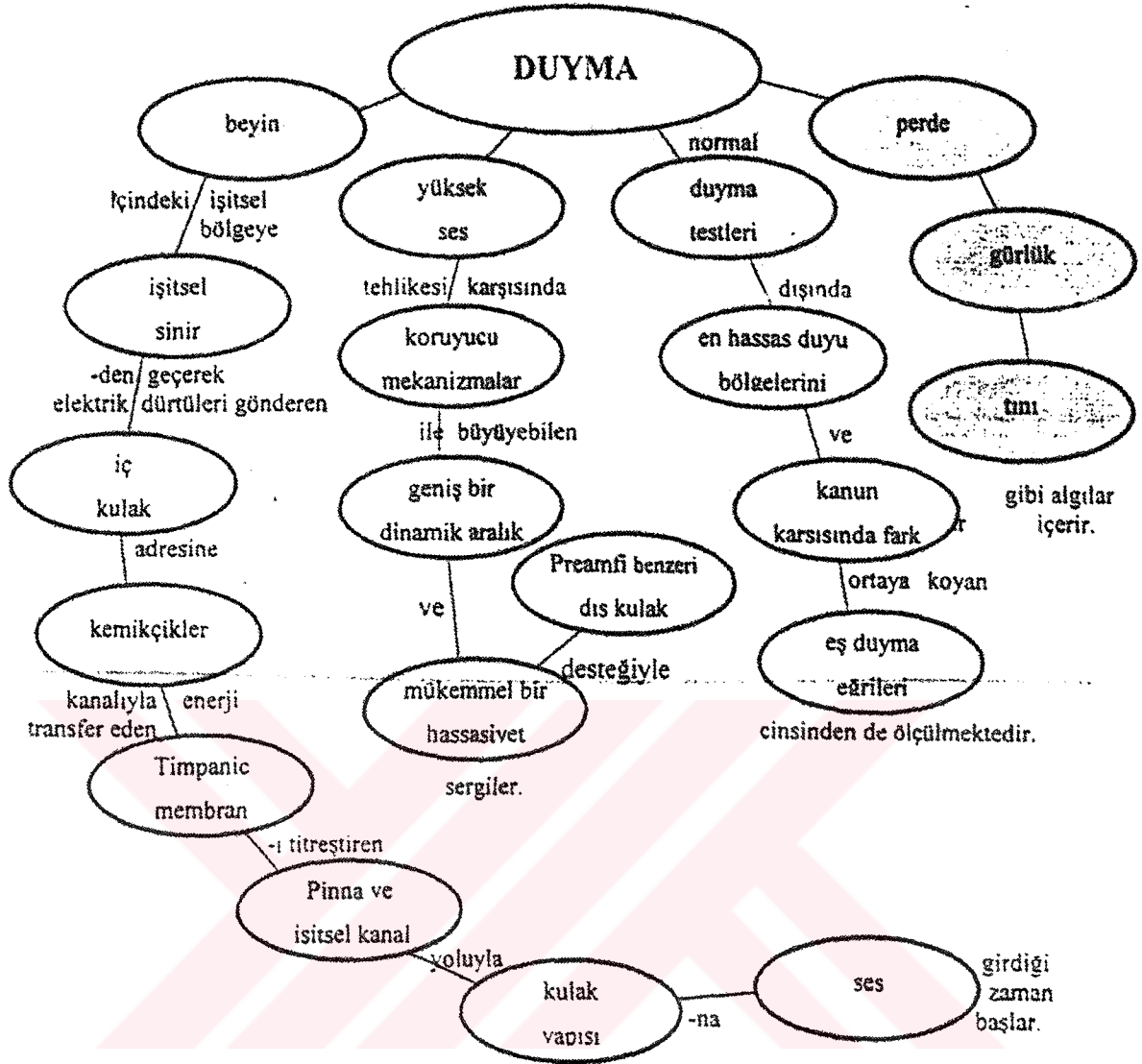
P₀ = Referans ses basıncı

2.8 Duyma Hissi

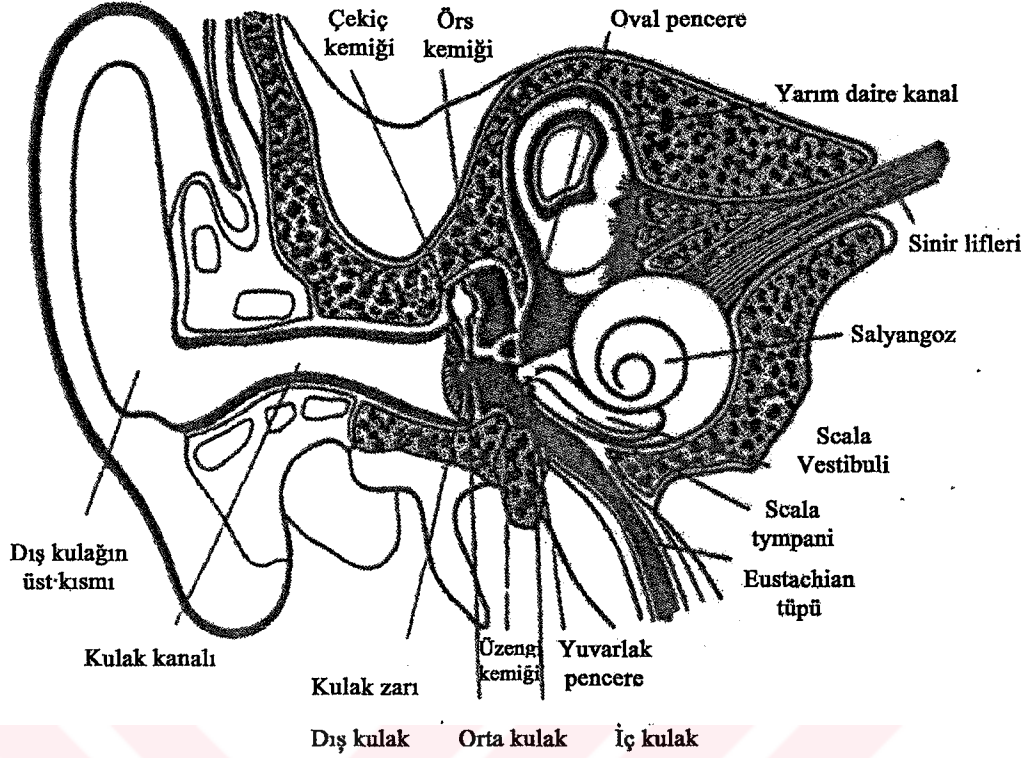
Ses, yani bir işitsel olay insanın duyma mekanizması tarafından şu şekilde algılanır:

Ses basıncı dalgaları, kulak yapısına pinna ve işitsel kanal yoluyla girer. İşitsel kanal, iç kulağa kemikçikler yoluyla bu enerjiyi transfer edecek olan timpanic membranı titreştirir. İç kulak bu enerjiyi elektrik dürtülerine dönüştürür ve işitsel sinirlerden geçerek beynin içindeki işitsel bölgeye gönderir.

İnsanın duyma mekanizması, bir ön amplifikatör gibi çalışan dış kulaktan başlayarak son derece komplike bir yapı sergiler. Duyma özellikleri üzerine yapılan testler ve araştırmalar, duyma mekanizmasının yanı sıra, eş duyma eğrilerinin ve en alt ile en üst duyma sınırlarının ortaya konması ile akustiğin temelini atmıştır. Bilimde kat edilen uzun mesafenin ardından, duyma hissindeki perde ve gürlük gibi algıların keşfedilmesi ile gürültü konusuna bir temel teşkil eden psikoakustik bilimi ön plana çıkmıştır.



Şekil 2.2 İnsan kulağının duyma mekanizması ve özellikleri (Hassal, 1986).



Şekil 2.3 İnsan kulağı.

2.9 Gürültü ve Gürültünün Sınıflandırılması

Son 20 yıl içerisinde, çevresel konularda gösterilen hassasiyet hızla arttı. Su ve hava kirliliğinin yanı sıra, gürültü de önemli bir kirlilik olarak kabul edilmeye başlandı. Gürültü seviyeleri artıkça, gürültünün etkileri daha hızlı yayılır ve gözle görülür hale geldi.

Gürültü, ilk zamanlarda “istenmeyen ses” olarak adlandırıldı; yüksek seviyeli her ses “gürültü” şeklinde tanımlanıyordu. Akabinde gürültü, DIN 1320 standardı ile evrensel bir şekilde açıklandı: “İnsan kulağının duyma frekansları çerçevesinde, sessizliği ya da duyulmak istenen sesi bozan, sağlığa zararlı olan ya da sıkıntı veren ses”. Halkın sağlığını ve huzurunu koruma bağlamında, gürültünün her geçen gün insan ve çevre üzerinde son derece olumsuz, yeni etkileri ortaya çıkmaktaydı.

Bugün tümüyle kesinleşmiş olan bu araştırmalara göre, gürültü, duyma kaybı, acı, mide yanması gibi fiziksel; sıkıntı, uykusuzluk, asabiyet, korku ve halsizlik gibi psikolojik sağlık problemlerine neden olmaktadır. Gürültünün ters etkileri bu kadarla bitmez; başlı başına bir stres unsuru olabilir.

Ne kadar ilginçtir ki, canlıların direk ya da dolaylı olarak zarar gördüğü gürültü olayının kaynağı da aslında yine canlılardır. Aslında tabii ki yağmur, şimşek ya da dalga gibi doğa olayları da yüksek seviyeli sesler yaratabilir ama ne var ki, bunlar insanoğlu tarafından ürkütücü ya da sevimsiz bulunsa da tam anlamıyla bir gürültü olarak kabul edilmemektedir. Üzerinde çalışan araştırmacı ve yürütücüler gürültünün milyonlarca farklı kaynağını, trafik gürültüsü, endüstriyel gürültü, inşaat gürültüsü, ev gereçleri gürültüsü, insan ve hayvan gürültüsü gibi temel başlıklar altında incelemeyi uygun görmüşlerdir.

Gürültü değişik açılardan sınıflandırılabilir. Gürültüyü;

- Frekans dağılımına (spektruma)
 - Ses düzeyinin zamanla değişim şekline bağlı olarak sınıflandırabiliriz. Frekans dağılımına göre yapılan sınıflandırma da iki tip gürültüden söz edebiliriz.
1. Geniş bant gürültü : Gürültüyü oluşturan arı seslerin frekansları geniş bir aralığı kapsar. Yani, gürültünün frekans spektrumu yayılmış, hiçbir frekans bantında toplanmamıştır. Her frekanstaki katkının aynı olduğu geniş bant gürültüye ise beyaz gürültü denir.
 2. Dar bant gürültü : Geniş bant gürültünün tersine, bu tür gürültünün frekans dağılımı, belli bir frekans bantında toplanmış bir grafik gösterir. Diğer bir deyişle, gürültüyü oluşturan arı seslerden frekansı belli bir aralıkta olanlar baskındır.

Ses düzeyinin zamanla değişimi açısından, gürültüyü yine iki ayrı grupta incelemek olasıdır.

- Kararlı gürültü : Gürültünün düzeyinde zamanla önemli bir değişme gözlenmez. Sabit bir hızda ve güçte çalışan bir motorun yaratacağı gürültü, kararlı gürültüye iyi bir örnektir.
- Kararsız gürültü : Gürültü düzeyinde zamanla önemli değişikliklerin gözleendiği gürültü türüdür. Zamanla değişme, dalgalanma ya da durup yeniden başlama (kesikli olma) şeklinde gözlenebilir. Bu tür gürültülere sırasıyla dalgalı gürültü ve kesikli gürültü adı verilir. Kararsız gürültünün diğer bir şeklide darbe gürültüsüdür. Darbe gürültüsünün kesikli gürültüden farkı; her gürültü anının, darbe gürültüsünde çok daha kısa olmasıdır (Genellikle 1 sn'nin altında).

2.10 Akustik Hedeflerdeki Değişim

Gürültüyle savaşmanın bir numaralı hedef olduğu akustikte, bilim adamlarının yıllar boyunca üzerinde en fazla çalıştığı konu, üründen yayılan akustik enerjiyi azaltmak oldu. Bu çabanın mantığı ise seviye itibarı ile “alçak olan daha iyidir” anlayışına dayanıyordu.

Aslında bunun için iyi sebepleri vardı. Birçok ürün (en azından uzunca bir süre maruz kaldığında) kullanıcısının duyma yetisini olumsuz etkileyen seviyelerde sesler yayıyordu. İlerleyen yıllarda birçok yönden daha gelişmiş olan tasarımlar bu durumun değişmesine yardımcı oldu. Akustik olarak sakıncalı sayılan onlarca ürün bugün kulak-dostu olarak tanımlanmaktadır.

Örneğin, bir parça lükse sahip binek otomobillerin 120 km/h hızla ilerlerken kabin içindeki ses basıncı seviyesi 70 dB(A)'nın altına düşürülmüş durumdadır. Öyle ki, bu seviyede bir ses, saatler süren bir yolculukta dahi yolcuların işitme sistemine doğrudan bir zarar vermeyecektir.

1996-1999 yılları arasında Auto Motor&Sport ve Auto Show dergilerinde yayınlanan 202 adet binek otomobilin kabin içi gürültü testlerinde kaydedilen ses basıncı değerlerinin istatistiksel olarak analizi yapılmıştır. Buna göre spesifik güç değeri 100 BG/ton ve üstünde olan yeni nesil otomobillerin kabin içlerindeki ses basıncı değerleri 130 km/h hıza kadar, 70 dB(A)'yı geçmemektedir. Spesifik güçleri 50 BG/ton olan otomobillerde ise 120 km/h hızla seyir halinde kabin içi gürültü seviyelerinin ortalaması yaklaşık 72 dB(A)'dır. Bu araştırmada spesifik güç oranları, taşıtların belli hızdaki devir durumunu anlattığı gibi taşıtın gücü itibarı ile sınıfı, lüksü, dolayısıyla yalıtım konusundaki donanımı hakkında da ipucu vermektedir.

Şöyle ki, 1.5 ton ağırlığında 150 BG güçteki bir otomobil, aynı ağırlıkta 75 BG'lik bir otomobilden hem aynı hızda motoru daha az devir çevirdiği için, hem de lüksü gereğince daha iyi yalıtıldığı için, daha sessiz bir kabin içine sahip olacaktır.

2.11 Gürültü Kaynaklarının Toplanması

$$P_{toplama}^2 = P_1^2 + P_2^2 \quad (2.14)$$

$$L_{P,toplama} = 10 \log \left[(P_1 / P_0)^2 + (P_2 / P_0)^2 \right]$$

$$L_{P,toplama} = 10 \log (10^{L_{p1}/10} + 10^{L_{p2}/10}) \quad (2.15)$$

Ses basıncı düzeyleri L_{pi} olan (n) ayrı ses dalgasının toplam ses basıncı düzeyi, L_{pi} 'lerin

aritmetik toplamıyla bulunmaz.

Örneğin ses şiddeti düzeyi 80 ve 83 dB olan iki ses kaynağının toplam ses şiddeti düzeyi;

$$L_{pt} = 10 \log(10^{80/10} + 10^{83/10}) = 84.8 \text{ dB olur.}$$

Desibellerde çıkarma işlemi, ölçülen ses basıncı düzeylerinden (L_{pt}) çevre gürültüsünün yarattığı ses basıncı düzeyini (L_{pA}) çıkararak belli bir kaynağın yarattığı ses basıncı düzeyini (L_{pB}) bulmak gerektiği ya da benzeri durumlarda kullanılır.

Desibellerde toplamdakine benzer bir yol izlenerek;

$$L_{pB} = 10 \log(10^{L_{pt}/10} + 10^{L_{pA}/10}) \quad (2.16)$$

eşitliği ile bulunabilir. Aynı noktada birden fazla ölçümün farklı olması durumunda ortalama alma gereği duyulabilir. Bu durumda da aşağıdaki formül ile ortalama bulunabilir.

$$L_p = 10 \log \left[(1/n) \sum_{i=1}^n 10^{L_{pi}/10} \right] \quad (2.17)$$

burada (n), ölçülen ses düzeylerinin sayısıdır.

Örnek iki eş gürültü kaynağının toplanması ise;

$$L_{p,\text{toplam}} = 10 \log [(P_1/P_0)^2 \cdot 2] = 10 \log (P_1/P_0)^2 + 10 \log 2$$

$$L_{p,\text{toplam}} = 10 \log (P_1/P_0)^2 + 3 \text{ dB} \quad (2.18)$$

Eşitliği ile bulunabilir. Mesafenin etkisi göz önüne alınır ise;

$$L_p = 10 \log(P^2 / 4 \cdot 10^{-10}) \quad ; \quad P^2 = W \cdot \rho \cdot c / A \quad ; \quad \rho \cdot c = 400$$

$$L_p = 10 \log[(W \cdot 400) / (4 \cdot 10^{-10})] = 10 \log(W / 10^{-12}) - 10 \log(A) \quad (2.19)$$

$$L_p = L_w - 10 \log(A) \quad (2.20)$$

Küresel yayılım : $A = 4 \cdot \pi \cdot r^2$; $\log(4 \cdot \pi) = 1.1$

$$L_p = L_w - 10 \log(4 \cdot \pi \cdot r^2) = L_w - 10 \log(4 \cdot \pi) - 20 \log(r) = L_w - 11 - 20 \log(r)$$

$$L_{p1} - L_{p2} = 20 \log(r_2 / r_1) \quad (2.21)$$

Örnek 1: Mesafe iki katına çıkarsa ses seviyesi ne kadar düşer ?

$$L_{p1} - L_{p2} = 20 \log (2) = 6 \text{ dB}$$

Örnek 2 : $L_{p2} = 60 \text{ dB}$; 1 m mesafede ; 7.5 m mesafedeki $L_{p1} = ?$

$$L_{p1} = 60 + 20 \log (1 / 7.5) = 60 - 17.5 = 42.5 \text{ dB}$$

Serbest alanda : $I = p_{\text{rms}}^2 / (\rho \cdot c)$

$$I = W / A$$

$\rho \cdot c$: ortamın empedansı $\sim 407 \text{ ray/s}$

p : hava yoğunluğu

A : yayılım alanı (m^2)

$L_p = L_w - 10 \log (A)$ eşitliği ile bulunur (Hassal, 1986). (2.22)



3. SES ve GÜRÜLTÜ

Bir cisim titreştiğinde, enerjisinin bir miktarı kendisini çevreleyen ortamda ses olarak harcanır. Titreşen cisim dış yüzeyleri ile havada basınç salınımları yaratır. Bu basınç salınımları da havada yaklaşık 340 m/s hızla ilerleyerek yayılırlar. Kulağımız bu basınç salınımlarını ses olarak algılar. Rahatsız edici ve istenmeyen sese gürültü denir. Ses veya gürültü frekansa bağlı olarak belli seviyeleri aştığında ilk önce rahatsız edici daha sonra da insan sağlığına zararlı hale gelir. Bu nedenle gürültü seviyeleri kontrol altında tutulmak istenir. İnsan kulağının duyma aralığı çok geniş olduğundan, ses logaritmik bir büyüklük olan desibel ile gösterilir.

Gürültüyü DIN 1320 standardı; insan kulağının duyma frekansları çerçevesinde, sessizliği ya da duyulmak istenen sesi bozan, sağlığa zararlı olan ya da sıkıntı veren ses olarak tarif eder.

Gürültü ölçüm cihazları da kulağımız gibi mikrofonları vasıtasıyla bu basınç salınımlarını algırlar. Dolayısıyla ölçülen ses basıncıdır. Ses şiddeti, ses basıncının karesi ile orantılı olduğundan, ses seviyesi ölçerlerle yapılan işlemlerde ses basıncı (SPL (dB): sound pressure level) büyüklüğü kullanılır.

$$\text{SPL (dB)} = 10 \log (p / p_0)^2 = 20 \log (p / p_0) ; \quad p_0 = 2.10^{-5} \text{ N/m}^2 \text{ (referans)} \quad (3.1)$$

Bu ifade ses kontrolü için temel özellikler içermektedir. Bunlardan en önemlisi toplama-çıkarma özelliğidir. Ses enerji olarak toplanır, yani ses basınçlarının kareleri ile işlem yapmak gerekir. Ses basınç seviyesi bilinen iki sesi toplamak için ilk önce ses basınçlarını ters logaritma ile bulmak, basınçların kareleri ile toplamı hesaplayıp tekrar logaritma almak gerekir. Bu toplama-çıkarma kuralına göre, ses basınç seviyeleri aynı olan iki gürültü kaynağı, aynı yerde ses basınç seviyesini 3 dB artırırlar veya iki eş gürültü kaynağından biri yok edilirse toplam ses basınç seviyesi 3 dB azalır. İki farklı seviyedeki gürültünün işleminde, düşük seviyedeki sesin etkisi aradaki fark büyüdükçe azalmaktadır. Bu özellik gürültü kontrolü için alınacak önlemlere yön veren en temel özelliktir. Şöyle ki en etkin gürültü kaynağında iyileştirme yapmadan, zayıf kaynakları yok etmenin toplam gürültü üzerinde etkisi yok denecek kadar azdır.

Ölçülebilen bir büyüklük olan ses basıncı seviyesi, gürültü kaynağına olan uzaklığa, kaynakla ölçme noktası arasındaki engellere, ölçme ortamının akustik özelliklerine bağlıdır. Diğer bir deyişle ölçülen ses basınç seviyesi kaynağın akustik enerjisi bu faktörler kadar değişikliğe uğrayarak ölçülmüş olur. Bütün bu faktörlerden arındırılmış ses kaynağının akustik enerjisi

“ses gücü seviyesi” ile tanımlanır. Akustik hesaplar için kaynağın ses gücü seviyesi kullanılır. Ses gücü seviyesi de logaritmik hesapla dB cinsinden gösterilir.

$$\text{Ses gücü seviyesi(dB)} = 10 \log (\text{ses gücü} / \text{referans güç}) \quad \text{Referans güç : } 10^{-12} \text{ watt}$$

Ses gücü ile ses basıncı seviyeleri arasında yakın bir ilişki vardır. Ses basıncı birim alandaki basıncı verdiği için, ses basıncı, kaynağı çevreleyen bütün alan üzerinden entegre edilirse kaynağın ses gücü seviyesi bulunur.

$$\text{Ses gücü seviyesi(dB)} = \text{ses basıncı seviyesi(dB)} + 10 \log A \quad (3.2)$$

$A (m^2)$: kaynağı çevreleyen alan

Ses kaynağının düz yansıtıcı bir zemin üzerinde olduğu ve sesin yarım küre üzerinden serbestçe yayıldığı durum göz önüne alınırsa ölçülen ses basıncı seviyesinin ses kaynağına uzaklığıyla ilişkisi şöyle bulunur.

$$\text{Ayarım küre} = 4 \cdot \pi \cdot r^2 / 2 \quad r (m) : \text{ kaynağı çevreleyen yüzeyin yarıçapı}$$

$$\text{Ses gücü seviyesi} = \text{ses basıncı seviyesi} + 10 \log 2\pi r^2$$

$$\text{Ses gücü seviyesi} = \text{ses basıncı seviyesi} + 20 \log r + 8$$

Örnek olarak bir çok ölçüm standartlarında kullanılan 1 m ve 7.5 m uzaktan ölçümler için ;

$$\text{Ses gücü seviyesi} = \text{ses basıncı seviyesi} + 8 \text{ dB} \quad (1 \text{ m uzakta})$$

$$\text{Ses gücü seviyesi} = \text{ses basıncı seviyesi} + 25.5 \text{ dB} \quad (7.5 \text{ m uzakta})$$

Buradan çıkarılacak diğer bir sonuçta ölçme noktası kaynaktan iki misli uzağa götürülürse ölçülen ses basıncı seviyesinin 6 dB ($20 \log 2$) azalacağıdır.

Ancak bu söylenenler sesin açık havada serbest yayılımı için geçerlidir. Ses yayılırken yansıtıcı veya yutucu engellerle karşılaştığında, serbest yayılım özellikleri ortadan kalkar. Bu nedenle gürültü ölçümleri ya açık alanlarda yapılmalı, ya da akustik özellikleri bilinen özel odalarda yapılmalıdır. Akustik oda özelliği, darbe şeklindeki bir sesin seviyesinin 60 dB düşme süresi olan “reverberasyon süresi” ile belirlenir. Bütün duvarları tam yutucu olan ekosuz odanın reverberasyon süresi sıfırdır. Zemini hariç diğer bütün duvarları yutucu olan odaya yarı ekosuz oda denir. Taşıt veya motor gürültüsü ölçümlerinde genelde bu tür odalar kullanılır. Çınlama odaları, bütün duvarları tam yansıtıcı olan odalar olup, oda içinde sesin homojen dağılması özelliği vardır. Bu akustik odaların her oktav bantı için kalibre edilmesi,

ölçümlerde düzeltme faktörünün kullanılması gerekmektedir (Güney, 1993).

3.1 Üç Boyutlu Ortamlarda Ses

3.1.1 Üç Boyutlu Sınırsız Ortamlarda Sesin Uzaklıkla Azalması

Sesin üç boyutlu ortamlarda, yani açık havada uzaklıkla azalmasında, kaynağın özellikleri önem taşır. Bu açıdan kaynakları üç grupta toplamak olanaklıdır.

1. Nokta kaynak : Gürültü kaynağı nokta kaynak niteliği taşıyorsa, ses küre, küre parçaları ya da buna yakın bir biçimde yayılır. Bu durumda, ses düzeyi, alıcıya ulaşırken, uzaklığın karesiyle azalır.
2. Çizgi kaynak : Ses dalgalarının silindirel biçimde yayılmasına yol açan kaynaklara çizgi kaynak denir. Çizgi kaynaklar genelde nokta kaynakların art arda bir doğrultuda bulunması ile oluşur. Çizgi kaynaklarının ses düzeyi uzaklıkla ters orantılı olarak azalır. Çizgi kaynaklardan uzaklık her iki katına çıktığında, ses düzeyindeki azalma 3 dB, her on katına çıktığında 10 dB olur.
3. Düzlem kaynak : Çok sayıda nokta kaynağın bir düzlem üzerinde birlikte bulunmasıyla düzlem kaynak oluşur. Ses dalgalarının düzlemsel olarak yayılmasına yol açan çocuk bahçeleri, açık pazar yerleri, açık spor alanları düzlem kaynaktır. Düzlem kaynaklarda ses, kurumsal olarak uzaklıkla azalmaz.

3.1.2 Sesin Yayılmasına Rüzgar ve Sıcaklığın Etkisi

Rüzgarın hızı yeryüzünden yükseldikçe artar. Sesin sürüklenmesinde, rüzgarın kaynak-alıcı durumuna göre olan esiş doğrultusu önemlidir. Kaynaktan çıkan ses, alıcıya ulaşırken rüzgarın doğrultusu ile aynı yönde olur ise, ses ışınları yere doğru eğilir ve ses düzeyinin artmasına neden olur. Ses ışınlarının yukarıya doğru kırılması durumunda ise, ses düzeyi azalır ve akustik gölge oluşur.

Rüzgarın etkisi kimi zaman, yapıların konumu, yüksekliği ve doğadaki değişik örtü ya da topoğrafik yapı nedeniyle çok daha etkili duruma gelir.

Özellikle yıl boyunca etkili baskın rüzgarın söz konusu olduğu yerleşim bölgelerinin, gürültü etkeni yönünden ele alınması gerekir.

Sıcaklık normal olarak yerden yükseldikçe her 100 metrede 0.6 °C azalır. Sıcaklığın

azalmasıyla birlikte, sesin yayılma hızı da azalır. Bu nedenle, açık ve durgun bir günde, kaynaktan çıkan ses ışınları yukarı doğru kırılarak, yeryüzünde akustik gölge oluşturur. Geceleri ise, yeryüzü soğuduğu için sıcaklık terselmesi olur ve ses ışınları yere doğru dönerek ses düzeyinin artmasına neden olur.

Gürültünün açık havada yayılmasında, rüzgar ve sıcaklığın dışında, kar, sis, yağmur gibi atmosferik etkiler, bitki ve zemin örtüsü önemli rol oynayabilir. Bu nedenle, bulunulan durum ve koşullara göre, söz konusu etkenler de gürültü denetimi açısından ele alınmalıdır.

3.1.3 Sesin Yayılmasında Engellerin Etkisi

Özellikle dış gürültü denetiminde, gürültünün azaltılmasında yararlanılabilecek etkenlerin başında engeller gelir.

Bir engel doğal ya da yapay olsun, kaynak ve alıcı arasında uygun konumda ve yeterli yükseklikte olması durumunda, gürültünün azaltılmasında önemli yararlar sağlayabilir. Bu nedenle, var olan dağ, tepe, orman benzeri doğal engellerden olabildiğince yararlanmak, gerektiği durumlarda da, duvar, levha benzeri yapay engel oluşturarak gürültü kontrolü sağlamak doğru bir yaklaşım olur.

Engellerden yararlanmada temel ilke, özellikle yüksek frekanslı seslerin bir engelle karşılaştıklarında kırınıma uğramamalarından ötürü, engelin arkasında oluşan akustik gölge bölgesidir. Bu nedenle engellerin etkinliği, frekans yükseldikçe artar.

Engel etkinliğinde önem taşıyan diğer etkenler;

- Engelin uzunluğu,
- Engelin yüksekliği,
- Engelin niteliği,
- Kaynağın engele olan uzaklığı,
- Engelin alıcıya olan uzaklığı,
- Kaynak yüksekliği-alıcı yüksekliği

olarak sıralanabilir.

Çok uzun olan engeller, sınırsız olarak kabul edilir. Sınırsız engeller, trafik gürültüsünün

denetlenmesinde önemli ölçüde yararlar sağlar (Güney, 1995a).

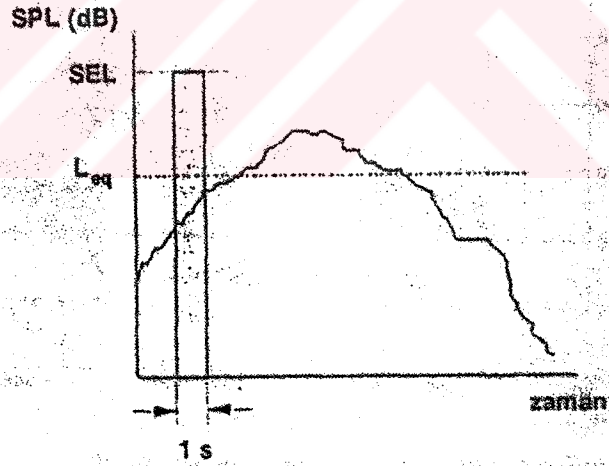
3.2 Eş Değer Ses Seviyesi (Leq) ve Ses Etki Seviyesi (SEL)

Ses hem seviyesi ile hem de süresi ile etki yapar. Ses seviyesi zaman içinde değişiyorsa sesi tek bir değer ile tanımlamak için yeni ses büyüklükleri kullanmamız gerekir. Eşdeğer ses seviyesi, zaman içinde değişen sesin bu zaman dilimi içinde aynı akustik enerjiyi veren seviyesi olarak tanımlanabilir. Bu amaçla ses seviyesi bu zaman içinde entegre edilip ortalaması alınır.

$$L_{eq} = 10 \log \left[(1/T) \int_0^T (P(t)/P_0)^2 dt \right] \quad (3.3)$$

Diğer kullanılan bir büyüklük ise toplam akustik enerjisinin bir saniye süresindeki eşdeğeri olan ses etki seviyesidir.

$$SEL = 10 \log \int_0^T (P/P_0)^2 dt \quad (3.4)$$



Şekil 3.1 Eşdeğer ses seviyesi ve ses etki seviyesi (Güney, 1995b).

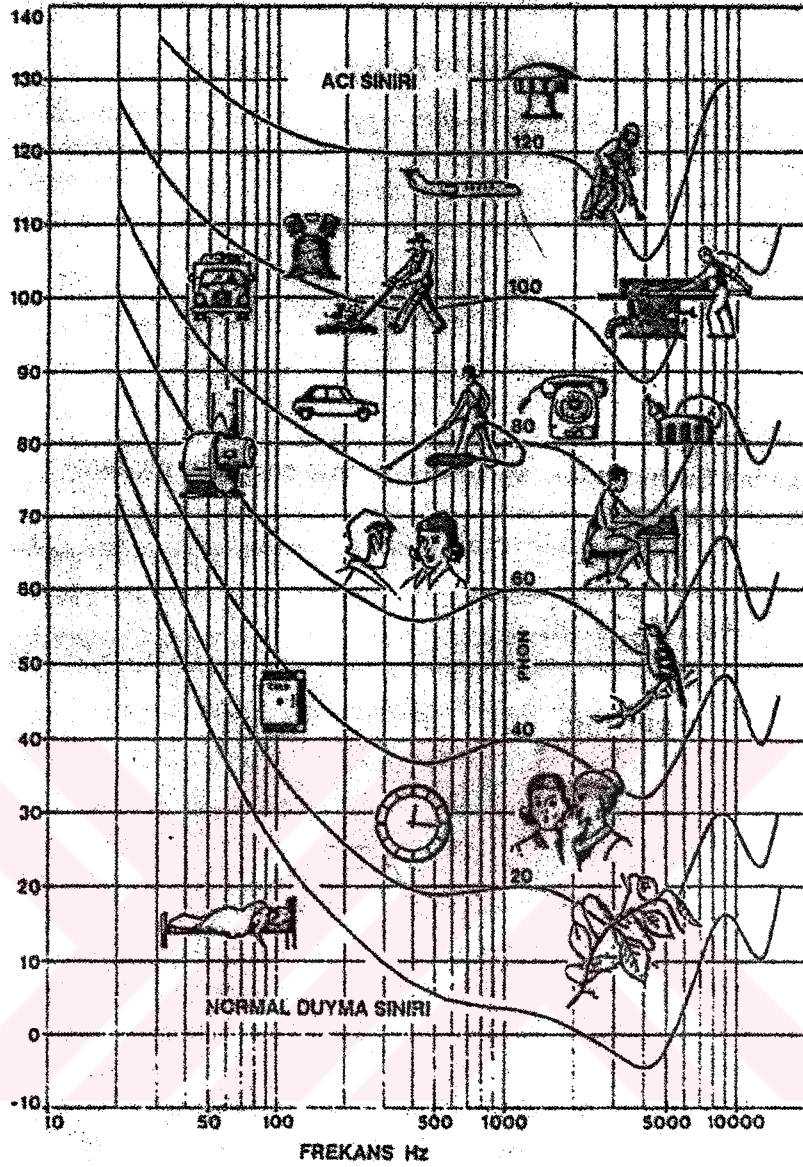
3.3 Ses Filtreleri

İnsan kulağının frekansa göre duyarlılık değişimlerinin sesin düzeyi ile değişmesi, gerek değerlendirmelerde gerekse de ölçmelerde önemli güçlükler yol açmaktadır. Özellikle ölçmelerde, tümü ile insan kulağı gibi çalışabilen ölçme aletlerinin geliştirilmesinin güçlüğü hatta olanaksızlığı, konuya sınırlamalar getiren kabulleri gerekli kılmıştır. İnsan kulağının

yalın ses duyarlılığının değişimleri “eşit duyulanma” eğrileri ile de belirlenmiş durumdadır. Şekil 3.2’de değişik frekans ve ses basınç düzeyindeki eş duyulanmaları gösteren fon eğrileri yer almaktadır.

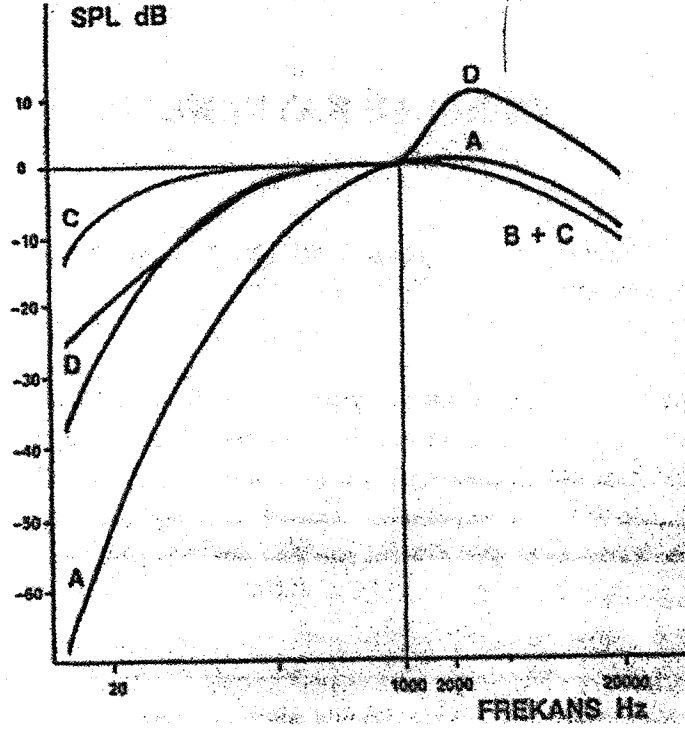
İnsan kulağı her frekansa eşit hassas değildir. Ses ve gürültü de insan kulağı tarafından algılandığı için kulak hassasiyeti göz önüne alınarak sesin eşdeğer algılanacağı bir filtre kullanılır. Kulağın 40 fon’daki hassasiyetine uyan filtreye A ağırlıklı filtre denir. Düşük ve yüksek frekanslar kulak tarafından zayıf algılandığı için gürültü ölçer de bu frekansları bu filtre ile zayıflatarak ölçer. Bütün filtreler 1 kHz frekansında bir etki yapmazlar. Genelde bütün gürültü ölçümleri A ağırlıklı filtre ile yapılır ve ölçülen ses seviyesi dB(A) ile gösterilir.

Diğer standart filtreler kulağın 70 fon hassasiyetine uyan B ağırlıklı filtre ve 100 fon hassasiyetine uyan C ağırlıklı filtredir. Dolayısıyla A dan C ye doğru filtreler daha yüksek ses basıncı seviyelerine uygun olmaktadır. D ağırlıklı filtre ise uçak gürültüsü ölçümlerinde kullanılan özel bir filtredir.



Şekil 3.2 Tipik ses basıncı seviyeleri ve kulak hassasiyeti (Güney, 1995b).

Şekil 3.2'deki fon eğrilerinden görüldüğü gibi, insan kulağının duyarlılığının frekansa göre gösterdiği değişim, ses basınç düzeyleri arasında da ayrımlar göstermektedir. İnsan kulağının duyarlılık değişimleri, düşük ses basınç düzeylerinde daha büyük ayrımlar göstermektedir. Yüksek ses basınç düzeylerine çıkıldıkça eğrilerin (x) eksenine daha paralel konuma geldikleri gözlenebilmektedir. Bu nedenle, fon eğrileri üç temel bölgeye ayrılarak, dBA, dBB, dBC ağırlıklı ölçmeler gerçekleştirilmiştir. Ağırlıklı ölçmelerin frekans karakteristikleri eşit duyulanma eğrilerinin hemen hemen tersidir (Şekil 3.3).



Şekil 3.3 Standart ses filtreleri (Güney, 1995b).

A ağırlıklı ölçme sonuçlarının öznel değerlendirmelere B ve C'den daha iyi uyum sağladığı gözlemlendiğinden, A ağırlıklı düzeyden bağımsız olarak hemen her tür ses için kullanılmaktadır. Günümüzde artık en basit ses düzeyi ölçerlerde bile A ağırlıklı fonksiyonu yani dBA ölçme olanağı vardır.

3.4 Gürültü Kaynakları

İnsanların kitlesel olarak yaşadıkları ortamlarda maruz kaldıkları gürültü kaynakları şöyle sıralanabilir :

1. Trafik gürültüsü : Trafik (ulaşım) gürültüsü karayolu, demiryolu ve havayolu ulaşımı gürültüleri olarak sınıflandırılabilir. Bunlardan son ikisi ulaşım hatlarının belirli bölgelerde bulunması dolayısıyla daha mevzi etki gösterirler. Ancak karayolu ulaşımı şehir içinde her yere dağılmıştır. Karayolu trafiğinin öğeleri olan otomobil, kamyon, otobüs, motosiklet gibi araçlar gürültü kaynağı olarak az da olsa farklılıklar göstermektedir bu nedenle yönetmeliklerin ölçüm metotlarında veya sınır değerlerinde farklı olarak ele alınmaktadırlar.
2. İnşaat gürültüleri : Yol veya bina inşaatlarında pnömatik kırıcılar, vinçler, beton karıştırıcılar, jeneratörler gibi makinelerin gürültüleri söz konusudur.

3. Endüstriyel gürültüler
4. Binalar
5. İnsan etkileri : Satıcıların, reklam araçlarının, eğlence ve spor etkinliklerinin gürültüleri.

Yukarıda özetlenen gürültülerden en yaygın ve yüksek seviyeli gürültü kaynağı karayolu ulaşım gürültüsüdür.

3.5 Karayolu Ulaşım Gürültüsü Kontrolü

Otoyol gürültü seviyesi üç öğeye doğru orantı ile bağlıdır;

- Trafik yoğunluğu
- Trafik akış hızı
- Trafikte seyir halinde bulunan ağır vasıta sayısı

Tabii ki bunların yanı sıra araçlarda ses yalıtımı sağlaması gereken elemanların işlevlerini yerine getirmemesi, otoyollarda gürültü azaltıcı önlemlerin eksikliği de diğer etkenleri oluşturmaktadır. Araç gürültüsü motordan, egzoz çıkışından, kornadan ve lastiklerden kaynaklanmaktadır. Kamyon gibi ağır taşıma araçlarının yükleriyle orantılı olarak da gürültü artmaktadır. Otoyoldan uzak oturanlar için gürültü bir problem teşkil etmez.

Karayolunda oluşan taşıtlardan kaynaklanan gürültünün kontrolü tek tek taşıtların sessizleştirilmesiyle başlar. Kontrol ile yeterli netice alınmazsa yan önlemler almak gerekir.

1. Ulaşım yollarına ilişkin önlemler : Bunlar Karayolları Müdürlüğü tarafından alınabilecek önlemlerdir.
 - Yol kaplaması cinsi, taşıtların sebep olduğu dış gürültüde çok etkilidir. Hem zemine yeterli tutunma sağlayan hem de az gürültüye neden olan yol kaplamaları mevcuttur (gözenekli asfalt gibi). Özellikle şehir içinde yüksek sürat yapılan yollar bu kaplama ile yapılmalıdır.
 - Yol eğimleri mümkün olduğu kadar düşük tutulmalıdır. Eğimli yollarda taşıtlar yeterli çeki kuvvetini sağlayabilmek için düşük vites kademelerinde yüksek motor devirlerinde kullanılır. Bu da taşıtların daha gürültülü çalışmalarına sebep olur.

- Yol güzergahları uygun seçilerek ulaşım gürültüsünden etkilenecek bölgeler kontrol edilebilir. Örneğin gece trafiği yoğun olan yüksek akış hızlı yol güzergahları konut bölgesinden uzak tutulabilir.
 - Yol kenarlarında uygun gürültü perdeleri ile trafik gürültülerinin yol çevresine yayılmaları önlenabilir.
2. Ulaşım akımına ilişkin önlemler : Bunlar ulaşım mühendisleri tarafından hesaplanacak ve trafik müdürlükleri tarafından uygulanacak önlemlerdir.
- Ulaşım hacminin ve bu ulaşımındaki ağır taşıt oranının ve zamanlamasının belirlenmesi gerekir. Ticari taşıtların güzergahları ayrıca tespit edilmelidir.
 - Trafiğin ortalama akış hızının belirlenmesi çok önemlidir. Aynı vites kademesi içinde taşıt gürültüsü hız ile artmaktadır.
 - İyi bir sinyalizasyon ile taşıtların durup kalkmaları, ivmelenmeleri uygun hale getirilebilir.

Araçların yarattığı gürültünün azaltılması için de; motor bloğu akustik muhafazalar yardımıyla kaplanmalı, fanlar ihtiyaç olmadığı zamanlar kapatılmalı, egzoz çıkışlarına susturucular takılmalı, araçlar bakım ve kontrolleri için kataloglarında belirtilen tarihlere uymalı, kamyonların kapasitelerinin üzerinde yüklenmeleri önlenmeli v.b. Yapılan ölçüm testleri, bütün bu sayılanlar yapıldığı takdirde ancak 5 ila 10 dB'lik bir azalma olabildiğini ortaya koymuş ve daha yüksek gürültü azaltımı için daha teknolojik yöntemlerin araştırılmasını şart koymuştur (Güney, 1995b).

4. TAŞITLARDAN KAYNAKLANAN GÜRÜLTÜ

Son yirmi yıldır akustikte fiziksel büyüklükler kadar psikofiziksel büyüklükler de son derece önemli hale geldi. Traş bıçağından, çamaşır makinasına, müzik setinden hızlı trene kadar insanoğlunun araç olarak günlük hayatına giren her türlü endüstriyel ürünü kapsayan gürültü çalışmalarında çok yeni ama aslında çok önemli bir konu var: Taşıtlar.

Bugün pazara çıkacak yeni bir aracı diğerlerinden bir adım öne çıkartacak en önemli faktörlerden biri kabin içi gürültüsüdür. Artık orta sınıftaki taşıtlarda dahi kabin içi gürültü seviyeleri geçmişteki örneklere kıyasla o kadar azalmış durumdadır ki, standart bir sürücünün beklentileri fazlasıyla karşılanmaktadır. Taşıttın çalışma şartları hakkında son derece gerekli ipuçları verebilen kabin içi sesler, aynı zamanda sürüş keyfini de birebir etkileyen özelliklere sahiptir.

İşte bu nedenle kabin içi gürültüsü, taşıtlardaki en önemli pazarlama kriterlerinden biri haline gelmiş durumdadır. Taşıttın kabininde artık sesin olabildiğince düşük seviyede olması değil, istenen niteliklerde ve seviyelerde olması amaçlanmaktadır.

4.1 Gürültü Kontrolü

Çevre kirliliğinde en büyük pay sahibi olan gürültü kaynaklarının, insanları en çok rahatsız edenlerinin başında trafik gürültüsü gelir. İnsan sağlığını tehdit eden bu gürültüyü kontrol altına alabilmek için yasalarla belli sınırlamalar getirilmiştir. Bu yüzden gürültü kaynağı olarak motorlu taşıtların gürültüsünün azaltılması çalışmaları günümüzde önemini artırarak devam etmektedir. Trafik gürültüsünden korunmak için, trafik akışının optimizasyonu veya yerleşim bölgesinde ses ekranları kullanmak gibi tedbirlerin ötesinde gürültünün kaynağı olan taşıtta tedbir almak gerekir. Bu amaçla çevre bilincine ve teknolojinin seviyesine bağlı olarak gürültü seviyeleri kontrol altına alınmaya çalışılmıştır. Kanun koruyucular tarafından taşıttın gürültülerinin ölçümleri standartlaştırılmış ve uyulması gereken sınır değerler tespit edilmiştir.

Taşıtlarda iç ve dış gürültünün azaltılması imalatçı için çok önemlidir. Çeşitli ülkelerin dış gürültü yönetmeliklerini sağlayamazlarsa taşıtlarını o ülkelere satamazlar, taşıtlar bazı ülkelere geçemez, eğer iç gürültü seviyelerini benzer taşıtlarınkinden aşağı çekemezlerse rekabet şansları azalır. Taşıtta gürültüye sebep olan kaynakları ve bunların sebeplerini tespit edip, tasarım aşamasında tedbir almak gerekir. Tamamlanmış mamulün gürültüsünü azaltmak için yapılacak çabalar pahalı ve yetersiz kalacaktır.

4.1.1 Gürültünün Yayılımı

Gürültü yayılımı üç şekilde olur:

1. Hava yoluyla : Titreşen cismin dış sathları havada basınç dalgaları oluşturur ve ses havada yayılır.
2. Hava + yapı yoluyla : Bu ses basıncı salınımları rastladıkları diğer sathları titreşime zorlarlar ve bunları yeni ve değişik ses kaynağı olmaya zorlarlar. Örneğin motor gürültüsü taşıt kabini panel duvarlarını titreştirerek taşıt içinde yeni yayılma yolları bulur.
3. Yapı yoluyla : Titreşen kaynak bağlı bulunduğu elemanları titreştirir, ses bu elemanların sathlarından yayılır. Örneğin uygun motor takozları ile yapı üzerinden yayılacak gürültü azaltılabilir.

4.1.2 Gürültü Kontrolü

Gürültü kontrolü şu safhalardan geçilerek yapılmalıdır.

1. Hangi kaynağın hangi sathtan nasıl gürültü yaptığının tespiti. Örneğin egzoz gürültüsü, egzoz yüzeylerinin titreşimi sebebiyle havada yayılımı, egzoz sisteminin titreşiminin askı takozları aracılığıyla taşıt gövdesine geçmesi sebebiyle yapısal yoldan yayılması ve de egzoz ağzından deşarj olan artık gazların sebep olduğu havada yayılan gürültü şeklinde ortaya çıkar.
2. Bu gürültülerin hangi parametrelere bağlı olduklarının tespiti. Örneğin lastik gürültüsü lastik tipine, profiline, yol sathına ve seyir hızına bağlıdır, motor gürültüsü ise motor devir sayısına ve motor silindir hacmine bağlıdır.
3. Gürültünün kaynaktan azaltılmasına çalışma. Örneğin dizel motorlarında düzgün bir yanma sağlayarak (tutuşma gecikmesinin azaltılması, püskürtme sisteminin iyileştirilmesi ile) silindir basıncı artış hızının kontrol edilmesi sonucu yanma gürültülerinin azaltılması.
4. Kaynağın titreşimlerinin yapı üzerinden yayılmasını önlemek için sönümleyici askı düzenleri tasarlamak.
5. Gürültünün yayılmasını önlemek için izolasyon malzemeleri kullanmak.

İzolasyon malzemeleri üç sınıfa ayrılabilir :

- 5.1. Ses yalıtıcı malzemeler (insulator) : Yüksek yoğunluklu malzemelerdir. Hava yolu ile iletilen ses dalgalarının taşıtın diğer elemanlarının sathlarının titreşmesine mani olmak üzere örneğin yolcu kabini ile motor bölmesi arasında, zeminde kullanılırlar.
- 5.2. Ses yutucu malzemeler (absorber) : Gözenekli malzemelerdir. Sesin yansımaya mani olurlar. Örneğin motor kaputu için kaplamak için kullanılır.
- 5.3. Titreşim sönümleyici malzemeler (damper) : Panel sathlarına yapıştırılan yüzeyin titreşim enerjisini emen iç sürtünmesi yüksek olan malzemelerdir. Taşıt tavan paneli içine yapıştırılarak tavan titreşimleri sönümlenir (Güney, 1995c).

4.2 Taşıtta Gürültü Kaynakları

İçten yanmalı motorlarla çalışan taşıtlarda gürültü, temel olarak iki gruba ayrılır:

1. Taşıt rölantide çalıştığı sırada motor gürültüsü,
2. Taşıt hareket halinde iken oluşan taşıt gürültüsü.

4.2.1 Taşıt Durağan Halde, (Rölantide) Çalışırken, Taşıttan Yayılan Gürültü

Hareketsiz taşıttan yayılan gürültünün ana kaynakları, motor gürültüsü, egzoz sistemi gürültüsü, emme (giriş) gürültüsü, mekanik gürültü ve özellikle ticari taşıtlarda önemli olan fan gürültüsüdür. Taşıt rölantide çalıştığı sırada oluşan bu gürültüler çalışmanın ileriki bölümlerinde ayrıntılı olarak ele alınacaktır.

Motordan yayılan gürültünün kontrolü, motor performans kontrolü ile faktörlere bağlıdır. Yanma tipi, motor hızı, silindir çapı, yük durumu, yapısal dayanıklılık, motor dizaynında ilk göz önünde tutulacak parametrelerdir. Bu parametrelerle de belirli bir gürültü düzeyi oluşturulmuştur. Gürültü düzeyinin azaltılması bakımından, ilk dizaynda yapılacak bu seçimler de çok önemlidir. Bir motorun genelde en baskın gürültüsü 300-4000 Hz frekans aralığındadır.

4.2.2 Taşıt Hareket Halinde İken Yayılan Gürültü

Rölantide çalışan taşıtın çıkardığı gürültülere ek olarak, taşıtın hareketinden doğan, güç iletiminin neden olduğu dişli kutusu gürültüsü, tekerlek-yol sürtünmesinden oluşan tekerlek gürültüsü, taşıtın gövdesi ile hava direncinin çarpışmasından oluşan gürültü gibi gürültülerde gürültüye kaynak teşkil ederler. Aracın yükü, yaşı, genel durumu ve kullanılan yakıt da

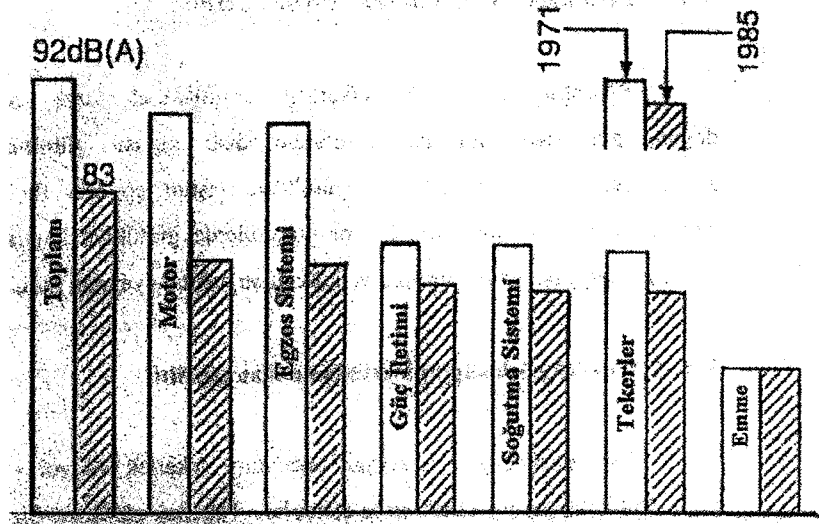
yayılan gürültü de etkilidir.

4.2.3 Yol-Tekerlek Sürtünmesinden Doğan Gürültü

Taşıt imalatçıları, imalattan önce taşıt tekerlek ve yol yüzeyi arasındaki gürültüyü hesaplayıp tanımlamaya çalışırlar. Tekerlek gürültüsü bir çok parametreye bağlıdır. Günümüz şartlarında konuya bakılacak olursa, tekerlek-yol gürültüsü şu faktörler tarafından etkilenir:

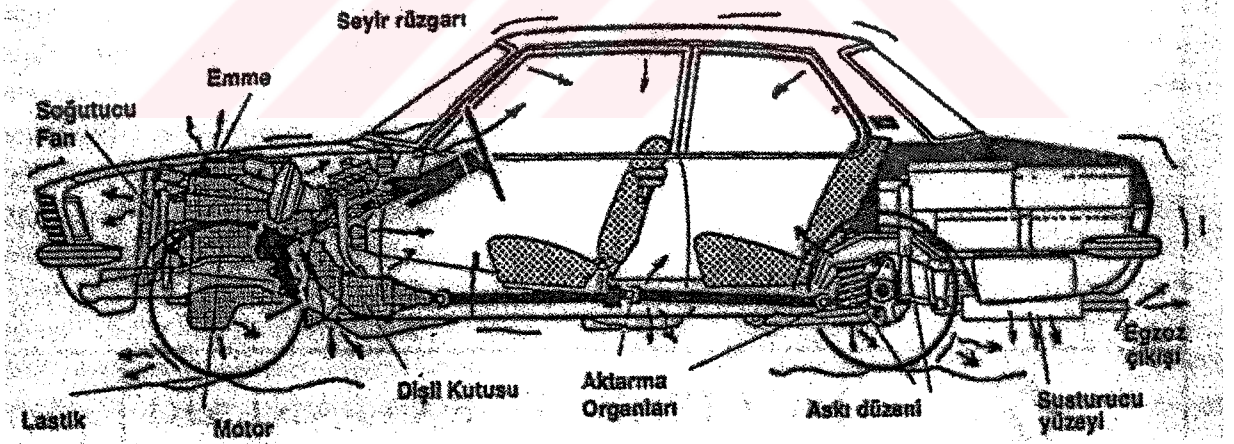
- Yol yüzeyi
- Tekerleğin tipi, imalatı: Gürültülü bir lastik, aracın her koşulunda gürültülüdür. Aracın hızlı veya yavaş hareketi, yüklü veya boş olması fark etmez.
- Hava koşulları, sıcaklık, havanın nemi ve barometrik basınç, rakım
- Tekerlek hava basıncı
- Seyir hızı (kabak lastik)
- Hareket torku (kabak lastik): Yüksek torkta gürültülü olan bir tekerleğin torku düşük ve kayma eğiliminde olmak zorunda değildir.
- Gürültüyü oluşturan bütün parçaların sıcaklığı

Taşıtlardaki gürültüler incelenirken, taşıt parçalarının gürültü emisyonuna katkılarının bilinmesi, gürültünün azaltılması için alınacak önlemlere de ışık tutar. Bu yüzden hep bir parçanın katkısı analiz edilip aydınlatılmıştır. Şekil 4.1'de ağır taşıtların gürültü kaynağı olarak bazı kısımlarının katkıları, 1971 ve 1985 için gösterilmektedir. Buradan görülen her bir elemanın gürültü emisyonu azaltılmış ve birbirlerine yakın seviyelere getirilmiştir (Miura ve Arai, 1989).

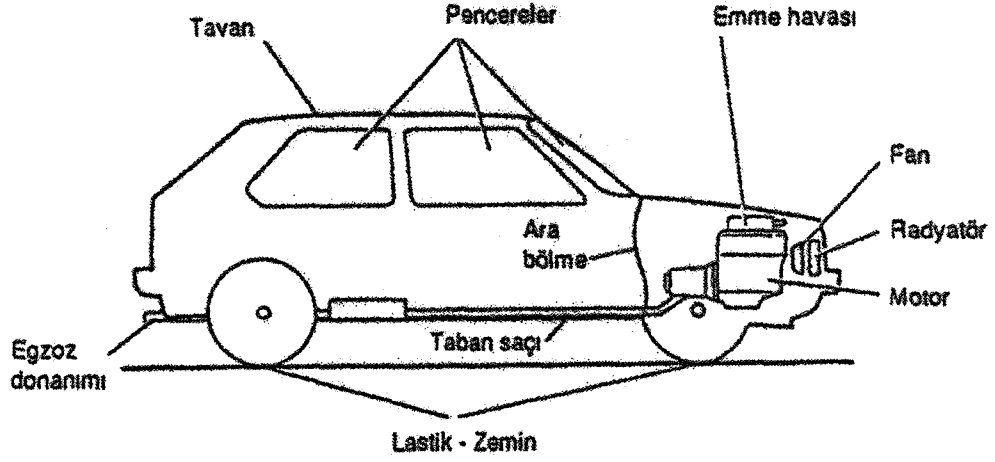


Şekil 4.1 71 ve 85 düzenlemeleri ile gürültü kaynaklarının katkıları (kamyon) (Miura ve Arai, 1989).

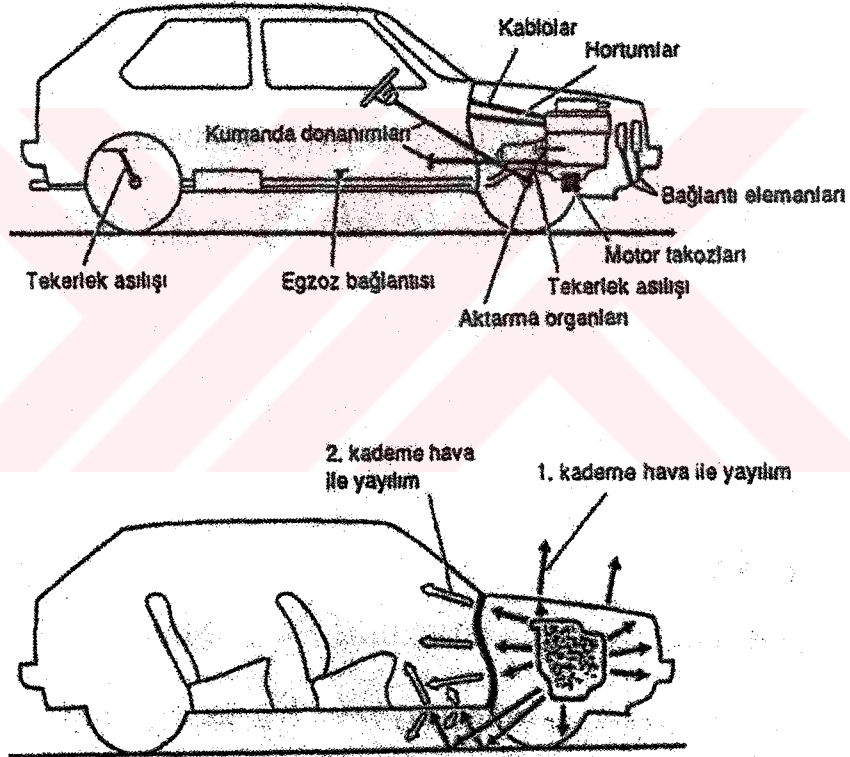
Hareket halindeki bir taşıtta iç ve dış gürültüye neden olan çeşitli gürültü kaynakları şekil 4.2'de gösterilmiştir. Bu gürültü kaynakları kendi içlerinde de parçalanabilir. Örneğin motor tarafından yayılan gürültü, yanma, piston, supap, yatak, diğer mekanizmaların gürültüleri olarak kısmi gürültü kaynakları olarak bölünebilir.



Şekil 4.2 Taşıtlarda gürültü kaynakları.



Şekil 4.3 İç gürültü kaynakları.



Şekil 4.4 Gürültü yayılımı (Güney, 1995c).

Gürültü kaynaklarını birbirinden ayırmak için çeşitli yöntemler vardır.

1. Zayıf kaplama metodu (Pencere metodu) : Bütün taşıt yüksek yutuculuğa sahip malzeme ile kaplanır. Gürültüsü ölçülecek kaynakların önü teker teker açılarak gürültüdeki farklılıklar ölçülür. Hesap yoluyla kısmi kaynaklarının gürültü seviyeleri elde edilir.

Bu metoda bir örnek olarak Porsche firmasının hareket halindeki taşıt dış gürültüsü ölçümünde, gürültü kaynaklarının tespiti, bağlı oldukları parametrelerin tespiti ve her birinin frekans spektrumlarının çıkarılması için yaptığı ölçümler gösterilebilir. Bu amaçla motor soğutma donanımı taşıtın dışına alınmış, egzoz çok büyük bir susturucu ile taşıtın tavanına bağlanmış, özel lastikler kullanılmış, motor özel kapsül içine alınmıştır. Ayrıca motor devir sayısı, taşıt hızı, gaz kelebeği açıklığı gibi bilgiler taşıttan dışarıya (ölçme merkezine) verici-alıcı sistemiyle iletilmiş, böylece taşıtın konumuyla bu parametreler arasında ilişkiler incelenebilmiştir.

Toplama kuralı:

$$L_{toplama} = 10 \log(10^{0,1.Lp1} + 10^{0,1.Lp2})$$

Metot :

Her biri 75 dB olan on tekil ses kaynağı toplamı :

$$L_{toplama} = 10 \log(10 \cdot 10^{0,1.75}) = 85 \text{ dB}$$

Kaynaklardan biri 15 dB izole edilirse, toplam :

$$L_{toplama} = 10 \log(9 \cdot 10^{0,1.75} + 10^{0,1.60}) = 84.6 \text{ dB}$$

Metot :

Bütün kaynaklar 15'er dB izole edilirse, toplam :

$$L_{toplama} = 10 \log(10 \cdot 10^{0,1.60}) = 70 \text{ dB}$$

Bir kaynak açılırsa, toplam :

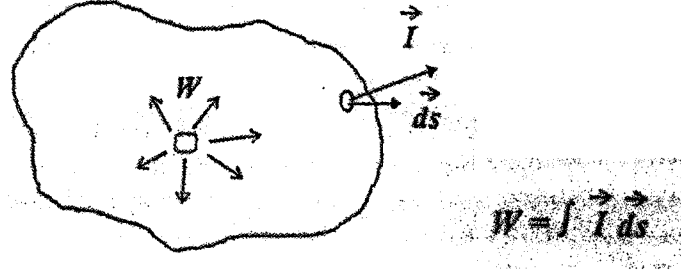
$$L_{toplama} = 10 \log(9 \cdot 10^{0,1.60} + 10^{0,1.75}) = 76 \text{ dB olur.}$$

2. Yakın mikrofon yöntemi : Ses seviyesi ölçümü, ses yalıtımı ölçülecek yüzeye çok yakından (2 – 3 cm) yapılır. Mikrofon, yalnızca ölçülecek satının yayınladığı sesi ölçecek şekilde izole edilmiş olmalıdır. Bu metot reaktif olmayan ortamlarda basit ölçümlerde kullanılır.
3. Ses şiddeti (sound intensity) yöntemi : Son yıllarda sıkça kullanılan çok geçerli bir yöntemdir. Ses şiddeti ses enerjisinin birim alandan geçen miktarı olup vektörel bir

büyüküktür.

$$\vec{I} = p \vec{u}_r \quad p: \text{akustik basınç} \quad \vec{u}_r: u_r \text{ doğrusaldaki partikül hızı}$$

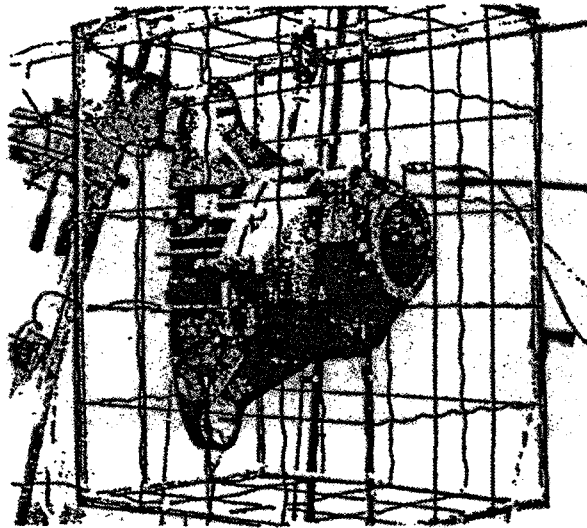
Ses şiddeti vektörel bir büyüklük olduğundan bir kaynağın ses şiddeti ölçülürken, diğer bir kaynağın gürültüsü ölçümü etkilemez. Bu nedenle özel oda veya diğer gürültü kaynaklarının izole edilmeleri gibi şartları gerektirmez. Kaynağı çevreleyen bütün yüzey etrafında ölçülen ses şiddeti, yüzeyin alanıyla entegre edilirse kaynağın ses gücü bulunur.



Şekil 4.5 Ses şiddetinden ses gücünün bulunması.

Ölçümde birbirlerine 20-50 mm mesafede yerleştirilmiş iki mikrofondan oluşan bir ölçüm seti kullanılır. İki mikrofonun ölçtüğü ses basınçları farkından partikül hızı ve yönü bulunur.

Örneğin BMW firması, bir arka diferansiyel kutusunun gürültü özelliklerini incelemek için hem deneysel (modal analiz + ses şiddeti) hem de teorik hesap (sınır eleman metodu) yöntemlerini birlikte kullanmaktadır.



Şekil 4.6 Bir arka diferansiyel kutusunun gürültü özelliklerinin incelenmesi (Güney, 1995b).

Boş diferansiyel kutusu lastikler vasıtasıyla serbest olarak asılır. Yirmi beş noktasından ivme ölçülürken gövde özel çekiç ile uyarılır. Modal analiz ile sistemin doğal frekansları bulunur.

Sistem elektrodinamik uyarıcılarla (aktüatör) tespit edilen frekanslarda uyarılırken 94 noktadan ses şiddeti ölçülür. Ses şiddeti duyargası bir robot kol vasıtasıyla gövdenin etrafında belirli bir yörüngeyi takip eder. Ölçülen ses şiddetlerinden gövdenin ses gücü seviyesi hesaplanır ve gürültü dağılımı bulunur. Teorik hesap için gövdenin sınır eleman modeli yaratılır. Bir ses analiz programı vasıtasıyla programı ile ses basıncı seviyeleri, frekans spektrumları, ses yayılma özellikleri, ses gücü gibi bilgiler hesaplanır.

Bu deneysel ve teorik yöntemlerin sonuçlarının çok yakın olduğu görülmüştür. Dolayısıyla tamamen teorik metotlarla yapılacak ön incelemeler, tasarım aşamasında yapılması gerekli deney sayısını asgariye indirecek ve tasarımın süresini ve maliyetini büyük bir oranda azaltacaktır.

4. Yüzey titreşimi yöntemi : Bu metotta ivme kaptörleri ile titreşen yüzeyler ölçülür. Ölçümlerden bulunan titreşimin hız karesel ortalamaları vasıtasıyla yüzeyden yayılan ses hesaplanır. İvme kaptörünün tespit edildiği yüzeyin kalınlığı hesapta önemli bir parametredir.
5. Frekans analizi ve Korelasyon : Ölçülen gürültünün frekans analizi ile işletme şartları (örneğin devir sayısı) bilinen tali kaynaklar tespit edilebilir. Örneğin lastik dengesizliği (balans bozukluğu) taşıt hızına bağlı bir frekansta tepe noktası yapacaktır. Veyahut motor devir sayısı ile gürültü arasında korelasyon kurulabilir (Güney, 1995b).

4.3 Taşıtların Sınıflandırılması

Son yıllarda, insan ve eşya taşımacılığının çok çeşitli taşınma ihtiyaçlarını karşılamak üzere motorlu taşıtlar endüstrisi oldukça gelişmiştir. Motorlu taşıtların iki ana amacı vardır.

1. İnsan taşıma, binek (yolcu) taşıtları: Birden yüze kadar yolcu taşıyabilirler.
2. Eşya taşıma, ticari taşıtlar: 1 tondan 50 tona kadar yük taşıyabilirler.

Buradan da anlaşılacağı üzere bu taşıtlar için çok çeşitli güçlerde motor gerekmektedir. Genelde yolcu taşıtları 4-6 kişiliktir, dizel veya benzinlidirler, 1-6 litre kapasitelidirler. Benzinli motorlar hafif ve düşük maliyetli oldukları için tercih edilirler. Ticari taşıtlarda, taşıtın hafifliğinden çok taşıma kapasitesi önemli bir parametredir, ekonomik şartlar daha

verimli dizel motorları kullanmaya zorlar.

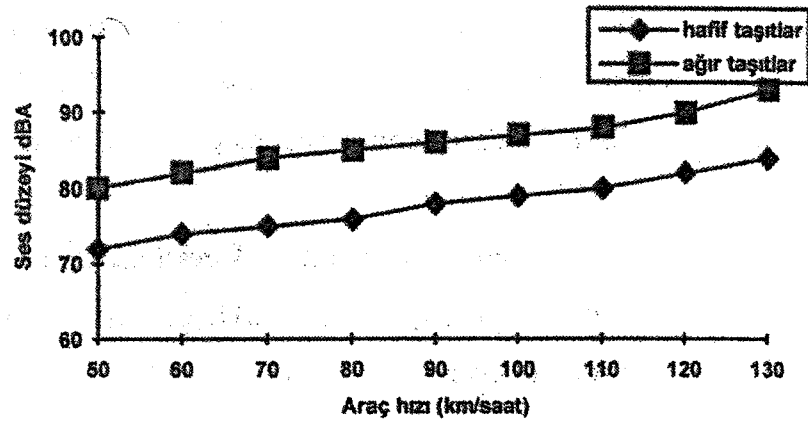
Çeşitli tiplerdeki motorlarda gürültü karakteristikleri de farklılıklar gösterir. Bu da farklı kategorideki taşıtlar için farklı gürültü seviyelerine kanunen sınırlama getirilmesini zorunlu kılar.

Çoğu ülkelerde karayolu taşıtları, gürültü sınırlaması amacıyla sınıflandırılmıştır. Avrupa Ekonomik Topluluğu tarafından yapılan gruplandırma ve müsaade edilen maksimum gürültü düzeyleri çizelge 4.1'de gösterilmektedir.

Çizelge 4.1 A.E.T. Taşıt grupları ve müsaade edilen gürültü düzeyleri (Güney, 1995b).

		1970(dB)	1981(dB)	1988(dB)	1996(dB)
Yolcu taşıtları	< 9 kişi	82	80	77	74
Minibüs, van	< 2 ton	84	81	78	75
	> 2< 3.5 ton	84	81	79	76
Otobüsler	< 150 kw	89	82	80	77
>9 kişi>3.5 ton	> 150 kw	91	85	83	80
Kamyonlar	< 75 kw	89	86	81	78
> 3.5 ton	>75kw<150kw	89	86	83	79
	> 150 kw	91	88	84	80

Trafik gürültüsünün değerlendirilmesi için taşıtlar genel olarak daha basitçe iki kategoride düşünülür. 3.5 tondan aşağısı hafif taşıtlar, 3.5 tondan ağır olanlar ağır taşıtlar. Şekil 4.7 bu gruplardaki taşıtların gürültüsünün taşıt hızları ile ilişkisini göstermektedir (Anderton, 1990).

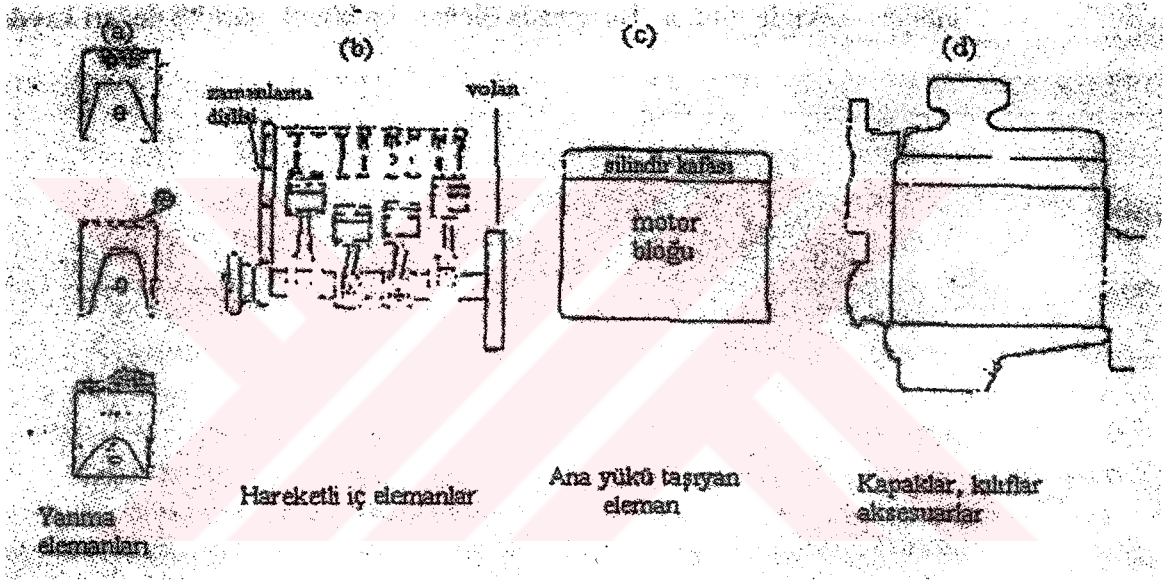


Şekil 4.7 Ağır ve hafif taşıtların hızları ile gürültü yayılımı (Anderton, 1990).

5. MOTOR GÜRÜLTÜSÜ ve KONTROLÜ

Trafik gürültüsü topluma rahatsızlık veren en yaygın gürültüdür. Bu gürültünün azaltılması ve kontrol edilmesi de kanunlarla zorunlu hale getirilmiştir. Taşıt gürültüsünün incelenmesinde, taşıtın her bir parçasının toplam gürültüye katkısının incelenmesi gerekir. Ancak çoğu durumda, gerek ticari, gerekse binek taşıtlarında, içten yanmalı motor ana gürültü kaynağıdır. Yani gürültüye en büyük katkıyı motor yapmaktadır.

Yayılan gürültünün özelliklerini belirleyen, motorun çeşitli yapısal elemanlarının titreşimi ile oluşan, taşıt motorlarının gürültüsü 900-2000 Hz. Frekans aralığında uzanır. Şekil 5.1'de taşıt motorlarının ana elemanları gösterilmektedir.



Şekil 5.1 Motoru oluşturan elemanlar.

- a) Yanma odası
- b) Hareketli parçalar, mekanik olarak ana yapıdan çalışma toleransı ile ayrılmış parçalar, krank mili, biyel kolu, pistonlar, zamanlama sistemi, sübap dişlisi.
- c) Yükü taşıyan yapı, motor bloğu, krank muhafazası, silindir kafası.
- d) Kapaklar ve aksesuarlar, yağ haznesi, sübap kapağı, zamanlama dişlisi kapağı, kavrama kutusu, püskürtme pompası.

Bu elemanların her biri, bir çarpma kuvvetiyle uyarıldıkları zaman kendi doğal frekansları ile titreşme kabiliyetleri vardır ve bileşke gürültüye bir katkı yaparlar.

Motordan yayılan gürültü genel bir biçimde şöyle gruplandırılabilir:

1. Eş çalışan parçaların birbirine çarpmasıyla oluşan mekanik gürültü: Piston çarpması, krank mili kasnağı gürültüsü, dişli gürültüsü, yataklardan kaynaklanan gürültü, yakıt donanımı gürültüsü, v.b.
2. Yanma işlemi sonucunda basınç değişimleri ile oluşan yanma gürültüsü.
3. Giriş (emme) gürültüsü
4. Çıkış (egzoz) gürültüsü (Webb, 1979).

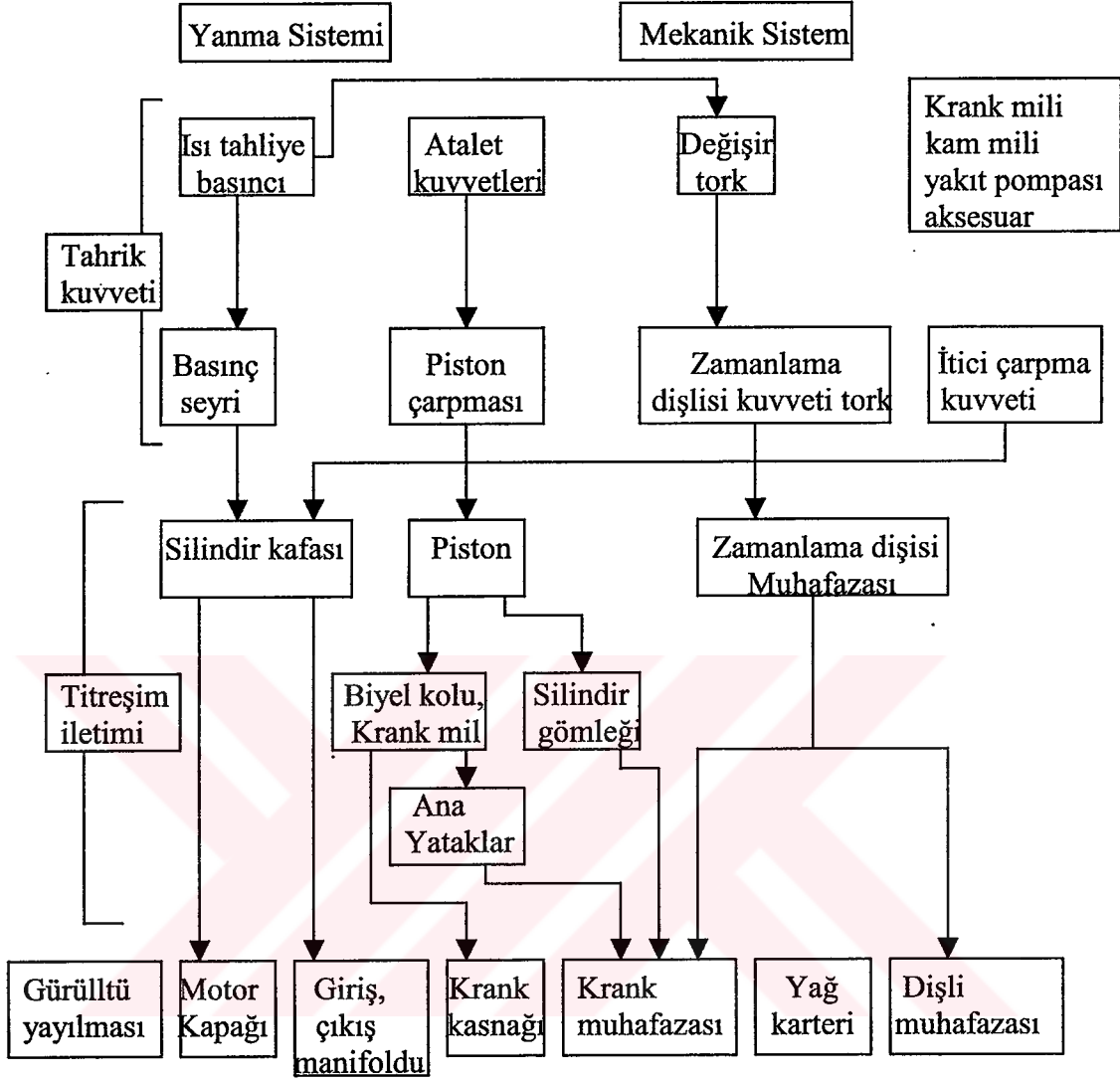
Bu gürültülerin payları, genel gürültü içinde araçtan araca, yük, hız ve yola göre değiştiği gibi motorun bakımsız olması da gürültüyü artırıcı bir faktördür.

Motor gürültü emisyonunun ölçümü için, standartlarla öngörölmüş ölçüm teknikleri kullanılmaktadır. Zamanla müsaade edilen gürültü düzeyi sınırları düşürölmektedir.

Motor gürültüsünün, taşıt gürültüsüne katkısını tayin edebilmek için, motordan 1 m. mesafeden gürültü ölçümü yapılarak, bu değer saptanabilir. 96-98 dB(A) arasında olabilen bu değerler, taşıt motorlarının kaplanmasıyla oldukça düşürölebilmektedir. Diğer bir değişle, gürültü önleyiciler kullanılmadan bir taşıtın motorunun taşıt gürültüsüne katkısı 96-98 dB(A) dan fazla olmaz. Bu motorlar teknik olarak, kullanılabilirlik ve pazarlanabilirlik sınırları içerisindeydir. Ancak, trafikteki taşıt sayısının fazlalığı, son zamanlarda onların daha sessiz motorlarla işletilmesini, ek koruma ve kaplamalar yapımını zorunlu kılmaktadır. Ancak 78-80 dB(A) sınırlarında düşük gürültülü bir ticari taşıt üretmek için, çok geniş kapsamlı ölçümler, motor bloğunun üzerine bağlı parçalar ve motorun iç parçalarında da gürültü ve titreşim önleyici ek kaplamalar gerekir.

Motor gürültüsünü, motor dizaynını değiştirmeden azaltmak ancak kaplama ile yapılır ki, burada azalma miktarı 12 dB civarındadır. Daha etkin azaltmalar, motor dizaynında değişiklikler gerektirmektedir. Bunu da yakıt sarfiyatı, maliyet, gaz emisyonu v.s. gibi etkiler sınırlamaktadır.

5.1 Motor Gürültüsü Mekanizmasının Genelleştirilmesi



Şekil 5.2 Motor gürültüsünün genel mekanizması (Kazuhide, 1994).

Motorlu taşıtlar ve iş makinelerinde kullanılan, yüksek hızlı dizel motorlarının gürültü azaltılması hem iyi bir performans, hem de temiz gaz emisyonları için gereklidir. Şekil 5.2’de gösterilen motor gürültüsünün genel oluşumu, motor gürültüsünü azaltmak için bazı stratejiler önerir. Bunlar, yanma basıncının kontrolü, piston çarpması gibi mekanik çarpma kuvvetlerinin kontrolü, krank mili titreşimleri ile ortaya çıkan ana yatak çarpması kontrolü, enjeksiyon sistemindeki çarpma kuvvetinin kontrolü gibidir. Motor bloğunun düşük gürültü için yapısal tasarımı ve gürültü yayılmasının kısmi kaplama ile kontrolü de diğer motor gürültüsü azaltma yollarıdır.

Motor gürültüsünün tahmininde, bazı teorik yöntemler de kullanılmaktadır. Bunlardan biri de FEM (Finite element method), BEM (Boundry element method) analiz teknikleridir. Bu

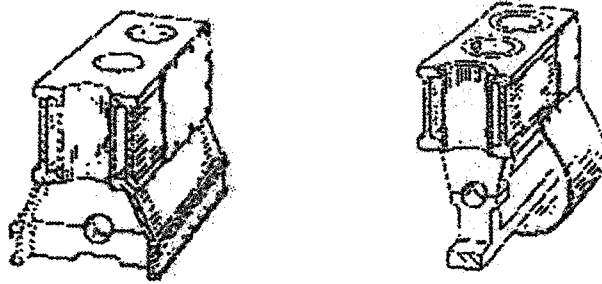
metotta, yanma basıncı ve atalet kuvvetlerinin doğurduğu ana yatak vurması ve piston çarpması gibi mekanik çarpma kuvvetlerinin analizi ve simülasyonu yapılır (Kazuhide, 1994).

5.2 Yapısal Tasarımla Motor Gürültüsünün Azaltılması

Spesifik bir kaynağın bütün seviyelerde motor gürültüsüne olan katkısı birden fazla yöntem kullanılarak tespit edilebilir.

Kullanılan en basit yöntem bir muhafaza ile yapıyı kaplamaktır. Bu kaplama tekniğinde motor tarafında fiberglas ek olan kurşun bir muhafaza kullanılır. Bütün motor veya belirli bir parça bu yöntem ile kaplanarak oluşacak gürültü azalmasının, olası genel gürültüye olan katkısı hesaplanmaya çalışılır.

Geçen otuz yıllık süreçte dizel motorlarda gürültüyü azaltma alanında birçok tasarım ortaya atılmış ve önemli gelişmeler elde edilmiştir. Bu gelişmelere örnek şekil 5.3’de verilmiştir. Grover and Priede isimli iki tasarımcı “E.C. Grover and T. Priede, Current Research Leading To Low Noise Engine Development” isimli projelerini 11. ICA kongresinde 1983 yılında sundular. Motor güçleri 30-250 kW arasında 12 tane motor prototipi üretmişlerdir (Grover ve Priede, 1983). Bu tasarımlarda yapı iskeleti, krank, taban plakası ve dış duvarlar yüksek sönümlendirilmiş sandwich materyalinden yapılmıştı. Bu tasarımlarla 10 dB(A) civarında gürültü azaltımı sağlanmıştı.



Şekil 5.3 Gürültü azaltmak amaçlı kamyon dizel motoru tasarımları.

Şekil 5.3’te görülen dizayn tasarımı, 1979’da İngiltere’de kamyonlardaki motor gürültüsünü azaltmak amacıyla kullanılmıştı. Thien (1982) varolan motorların gürültü muhafazalarını, uzun süreli teorik ve deneysel araştırmalar sonunda kusursuzlaştırdı. Thien, yayılan gürültüyü 18-20 dB(A) civarında azaltmayı başarmıştı. Thien ayrıca ilginç bir dizel araba motoru tasarımı geliştirmişti. Bu tasarımda yüksek titreşim izolasyonlu alüminyum yağ oluklarına ve

ana kapağa sahip, farklı bir yataklama ile desteklenmiş silindir bloğu entegrallerini içeren bir dizayn içeriyordu. Bu motor geleneksel motorlara oranla 14 dB(A) daha fazla gürültü azaltımı sağlamıştı (Thien, 1982).

Öte yandan bu tasarımlardan hiçbirisi motor üretiminde doğrudan bir uygulamaya geçmediyse de, bazı önemli tasarım özellikleri, örneğin izolasyon malzemesi olarak kauçuk kullanılmış valf muhafazaları ve iç manifoldları, ayrıca sandwich yapılı malzeme kullanılarak izole edilmiş çeşitli elemanlar, günümüzde seri üretim halindedir.

Günümüzde birçok farklı tipteki dizel motorunun, toplam blok ağırlığı-toplam motor kapasitesi oranına göre gürültü seviyeleri çeşitli yöntemlerle analiz edilmiştir. Bu analizlerin vardığı ortak sonuca dayanarak, rahatlıkla, hangi sınıf olursa olsun ağırlığın gürültüyle doğrudan bir ilişkisi olmadığını söyleyebiliyoruz. Bu analizlerden çıkarabileceğimiz en önemli sonuç sessiz motor için motor ağırlığının normal motordan daha fazla olması gerekmediği ve hatta biraz daha hafif olması gerektiğidir. Ek olarak bir motor yapısında, toplam ağırlık dağılım yapısı belki de homojen olmayabilir. Lalor geliştirdiği ağırlık optimizasyonu tekniğinde üç boyutlu bir sonlu eleman sistemiyle statik hidrolik yük altında motordaki statik genleşmeyi azaltmayı başarmıştı. Lalor motor genleşmelerindeki azaltımın, ancak dökme kalınlığının yeniden dağıtılmasıyla belirli bir düzeyde kalacağını aynı zamanda motor gürültüsünde de azaltma yaratacağını da kanıtlamıştır. Üç boyutlu sonlu eleman sistemi tekniği daha sonraları, Southampton Üniversitesi tarafından kademe kademe geliştirilerek dinamik optimizasyon prosedürlerinin pratiğe geçmesine yol açmıştır. Bugün bu prosedürler üretim aşamalarında kullanılmaktadır. Sıkıca birbirine geçmiş kompleks blok elemanlarının lokal gerilim yoğunlaşmalarını aktarmak için kullanıldığı motor gerilim hesaplarından farklı olarak, titreşim tahmini için kullanılan örgüler daha geniş ve sonlu eleman sistemi ince plakaları, katı elemanları ve milleri de kapsar (Kazuhide, 1994).

Bugünkü bilgisayar sistemleri gürültü tahminleri için gerekli olan 70 titreşim modunun hesaplanmasını mümkün kılmaktadır. Bu da örnek olarak 10000 derecelik bir serbestliği olan bir modelin kullanılmasını gerektirir.

Yine de bu basit sayılabilecek modeller yapının doğal frekanslarının hesaplanması, yüklemelerin tam değerleri, piston ve rulman etkilerinin hesaplanması ve gerçekçi sönüm karakteristiklerinin bulunması için kullanılabilirler.

Motor kapakları, örnek olarak yağ karteri motor bloklarının modellendiği yöntemle tasarlanabilir, fakat genelde tercih edilen yöntem her parçayı tek tek çalıştırmak ve sonuçları

alt yapısal birleştirme yöntemleri kullanarak tek bir sonuç elde etmektir. Farklı olarak, sıralanmış blok değişikliklerinin giriş değerlerine kapak cevaplarının üzerine çalışılabilir.

Sonlu eleman tekniği kullanmanın büyük avantajlarından birisi de bu tekniği bir geliştirme aracı olarak kullanabilmektir. Yapıdaki değişikliklerin etkileri, matematik model kurulup doğrulandıktan sonra yüksek doğruluk oranlarında tahmin edilebilir. Yakın zamanda bu teknik optimizasyon algoritmalarıyla da birleştirilerek otomatik olarak minimum gürültü seviyesinin varolacağı tasarım için gerekli parametrelerin, önceden belirlenmiş ağırlık, kalınlık ve şekil sınırlarında hesaplanmasını minimum sürede yapabilir hale gelmiştir (Kazuhide, 1994).

5.3 Motor Gürültüsünün Ölçümü

İçten yanmalı motorlardan yayılan gürültünün değerlendirilmesi, bir çok kompleks şartlara bağlıdır. Ancak bazı şartlarda, ses basıncı seviyelerinin değerlendirilmesiyle, bazı çok basit işlemler güvenilir datalar üretebilir.

Ölçümlerin çeşitli amaçları vardır. Eğer ana amaç, araca takılmış motorun aracın içine verdiği gürültüyü incelemek ise, o zaman hem aracın içindeki hem de motorun etrafındaki gürültüyü değerlendirmek en uygunudur. Bunun için çeşitli taşıt dinamometreleri gereklidir. Eğer motordan yayılan gürültü direkt ölçülmek isteniyorsa, belirli akustik şartlar karşılaştırılmalıdır. Bunun yanısıra detaylı ölçümler, dar bant veya akustik yoğunluk incelemeleri de yapılabilir (Harris, 1957).

Genelde motor tarafından yayılan gürültü, 200-300 Hz in üzerinde hemen hemen üniform yayılma şeklinde oluşur. Ancak gürültünün yayılma düzeyleri motorun incelenen köşesine göre belirgin bir değişiklik gösterebilir. Ölçüm en azından 186 m² lik, akustik yalıtımlı odada basit bir mikrofona ile yapılabilir. Bu ölçümler, SAE J 1074 ile standartlaştırılmıştır. 1/3 oktav bandında toplam gürültü ölçümü için 1 m mesafeden ölçüm yapmak yeterli olacaktır. Fakat daha mükemmel bir akustik ortam, daha dar bant ve akustik yoğunluk ölçümleri için gereklidir.

Motor gürültüsünün çeşitli çalışma şartları altında ölçümü için birçok standartlar mevcuttur. Bunlar gürültü basınç seviyelerini ölçmek, ses gücünü tanımlamak ve özellikle kuvvetli doğrultudaki saf ton gürültü bileşenlerinin özelliklerini tayin etmeyi amaçlamıştır. Motor gürültüsü standartlarının en yaygın olanları şunlardır:

ASHRAE Standartları 36-72: “Isıtma, soğutma, hava şartları elemanları gürültüleri için test metotları”.

CIMAC: “Pistonlu motorların toplam gürültüsü için ölçüm tavsiyeleri”. Test odalarının akustik şartları için bir doğrulama faktörü içeren, büyük motorlara uygulanabilen bir standarttır.

SAE J 1074: “Motor gürültü düzeyi ölçüm metodu”. En çok kullanılan genel standarttır. Kısa ve isabetlidir. Mikrofonlar, hayali bir dikdörtgenler prizmasının kenarlarının merkezlerinden, motorun kenarlarına 1 m mesafeye yerleştirilerek ölçüm yapılır. Şekil 5.4’de, ISO 43/1’e göre altı mikrofonun yerlerini göstermektedir.

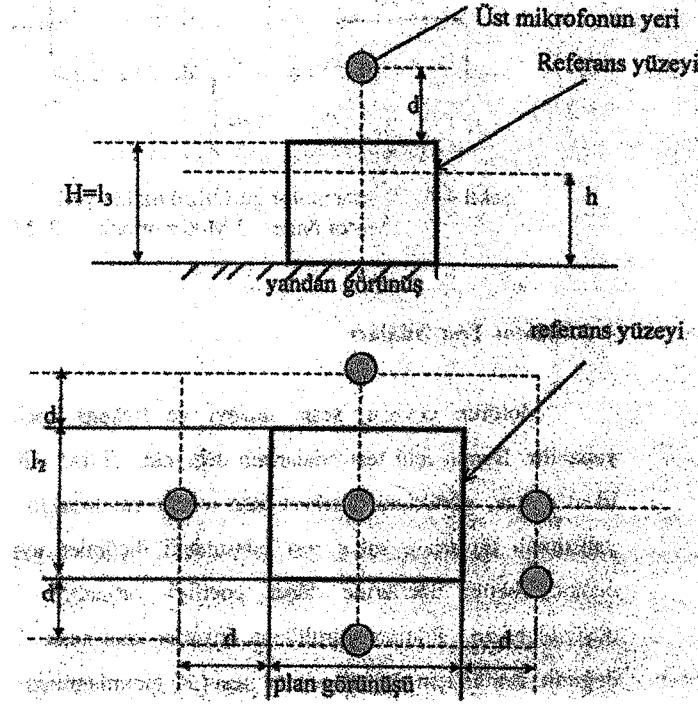
Doğrudan motor gürültüsü ile alakalı standartlar sadece belli sayıda sınırlıdır. Standartların çoğu, taşıt ve trafik gürültüsüyle ilgilidir. Avrupa’da, günümüzde uygulanan, motor gürültüsü standartlarının bazıları şunlardır:

ISO 3740 Serisi, akustik-gürültü kaynaklarının ses gücü düzeyi tanımı.

ISO 5128, akustik-motorlu taşıtların iç gürültü ölçümü.

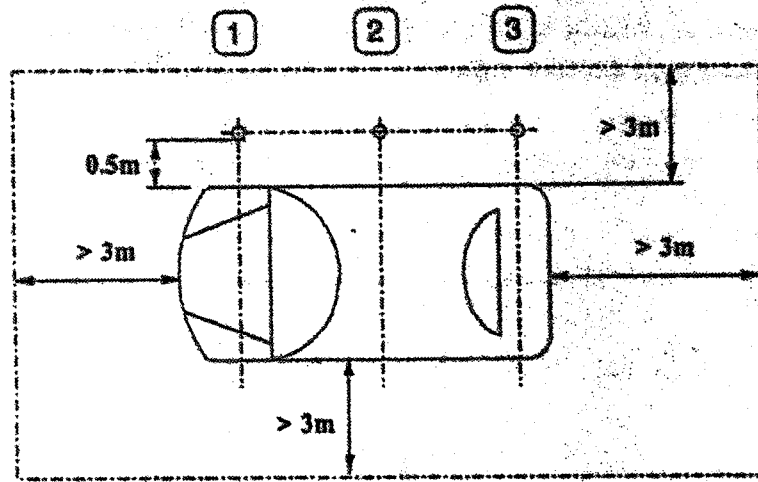
ISO 6393-6394, yerde hareket eden makinalar tarafından yayılan yanma gürültüsü ölçümü.

ISO 362, 3744, 5130, 5131 Standartları ve BS 3045:1981, BS 3539:1986, BS 6812:1987, BS 3425:1981 Standartları da gürültü ve taşıt motor gürültüleri ölçümleri hakkında tavsiyeler ve şartlar içermektedir.



Şekil 5.4 Yüksekliği H olan her motor için altı mikrofonun yerleri.

Trafiğe çıkmaya hazır veya trafikteki bir taşıtta, motor gürültüsünün ölçümü için, mikrofon zeminden 0.5 m yüksekte, direksiyon konumunun aksi tarafında, tekerlek dış kenarından 0.5 m uzakta, motorun olduğu aks hizasında yerleştirilir (Şekil 5.5). Dizel motorlar rölanti devrinden hızla en büyük gücü veren devir sayısına çıkartılır. Bu esnada ölçülen gürültü seviyesinin en büyük değeri kaydedilir. Benzinli motorlarda ise en büyük gücü veren devir sayısının yarısına kadar çıkartılarak ölçülür. Buradaki güçlük o devir sayısındaki gürültüyü tespit etmektir (ISO 362, 1981; Başbakanlık, 1986; TS 2214, 1991).



Şekil 5.5 Taşıtta motor gürültüsü ölçüm yeri.

1. Motor önde
2. Motor ortada
3. Motor arkada

5.4 Motor Test Odaları

Motorun çevresi, sesin düzeyi ve frekans spektrumuna önemli etkiler yapabilir. Bunun için test odalarının dizaynına dikkat edilmesi gerekir. Test odası ideal olarak, gürültünün serbest alan içinde yayılmasını sağlar. Oldukça yüksek yansıtımlı duvarlara sahip test odasındaki ölçümler uygun olmayacaktır. Test odaları, bütün üzerlerine düşen enerjiyi yutmalıdır ki, serbest alan olarak düşünülebilir. Pratikte gürültünün duvarlar tarafından %100 yutulması mümkün değildir. Bunun için akustik oda sabitesi (R) tanımlanmıştır.

α : Duvarların ortalama yutma katsayısı

$$R = \frac{s \cdot \alpha}{1 - \alpha}$$

s : Test odasının iç yüzeyi

Yutma %100 değilse test odası, yansıtımlı bir gürültü alanı olacaktır. Bu durumda da gürültü düzeyi için şu bağıntı kullanılabilir.

$$SPL_R = PWL + 10 \log_{10} \left(\frac{Q}{4 \cdot \eta \cdot r^2} + \frac{4}{R} \right) \quad (5.1)$$

Burada;

SPL : Ölçülen ses basıncı düzeyi

PWL : Kaynağın ses gücü düzeyi

Q : Kaynağın doğrultu indeksi

r : Mikrofonla kaynak arasındaki mesafe

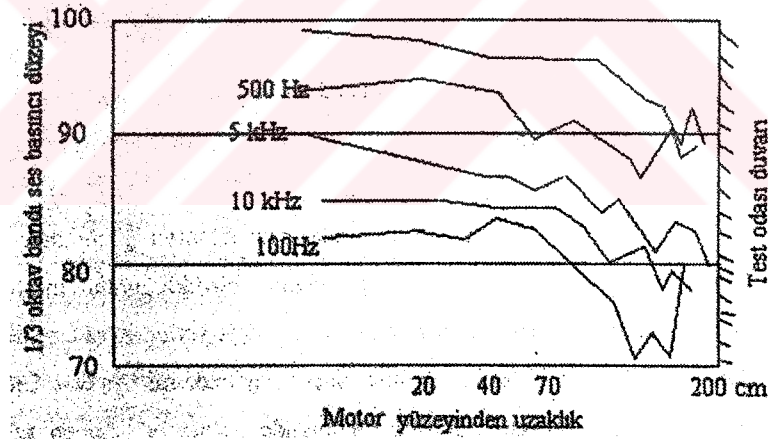
R : Oda sabitidir.

Test odalarının oluşturulmasında, bazı faktörler göz önünde bulundurulurlar. Çarpma sesinin doğru yayılması, odanın büyüklüğünün mikrofonun yeri ve konumuna etkisi, motorun pratik bir şekilde test yerine monte edilebilirliği, odanın yutma kabiliyeti gibi özellikler, test odası dizaynında rol oynayan önemli faktörlerdir. Bütün bunlarla birlikte, gürültü ölçümünde

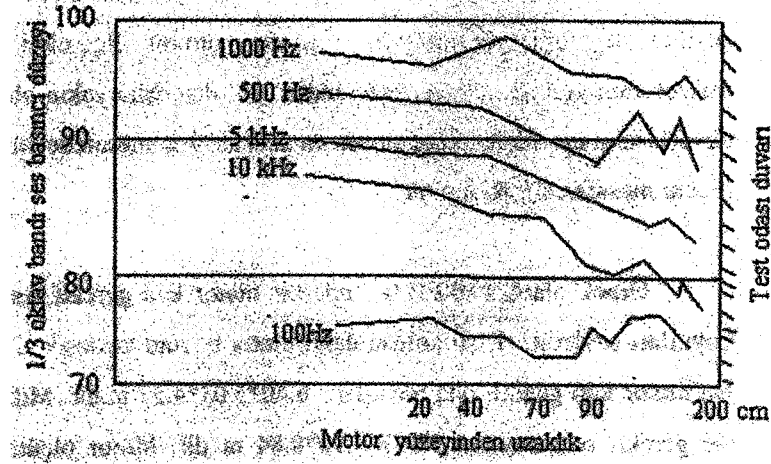
odanın etkisini en aza indirmek esas amaçtır.

Yapılan testler göstermiştir ki, gürültü ölçümlerinde oda duvarının da bir etkisi vardır. Duvar yakın olsa da, olmasa da mesafeye bağlı olarak düzeyin belirgin bir şekilde değiştiği görülmüştür. Üniform gürültü ölçümleri sağlayabilmek için mikrofonun yerinin ölçüm yüzeyinden 1 m den daha yakın olması uygundur. Oda duvarlarının da, ölçüm yüzeyinden en azından 2 m mesafede olması gerekir ki, bu da ölçüm mesafesinin iki katıdır.

Örnek olarak, 400 B.G.'nde bir motor için gerekli test odasının minimum boyutları şöyledir. Dişli kutusu dahil motor boyutu yaklaşık $2.75 \times 1.40 \times 0.91$ m'dir. Bu motor için gerekli oda boyutları $6.40 \times 5.03 \times 4.57$ m'dir. Mikrofonun yeri 3 m de ise gerekli oda boyutu, $10.67 \times 9.30 \times 8.84$ m'dir. Motor ölçüm yüzeyleriyle duvar arasında yaklaşık 2 m (1 m mikrofonla motor yüzeyi arasında, 1 m de mikrofonla duvar arasında) uzaklık olmalıdır. Test odasının yüksekliği de, alttan ve üstten 1 er m mesafede mikrofon yerleştirilip, mikrofondan sonrada 1 m aralık bırakıldığı düşünülürse, yerden motorun yüksekliği yaklaşık 2 m, tavanla motor arasında da 2 m mesafe olur. Mikrofondan sonraki duvarın varlığı, açık alana göre 2.5 dB(A) daha fazla gürültüye sebep olmakta olduğu gözlenmiştir (SAE J 1074, 1979).



Şekil 5.6 Yeterli bir şekilde akustik yutmalı duvarlı bir test odasındaki ses basıncı düzeyinin mesafeye değişimi (yakın duvar var).



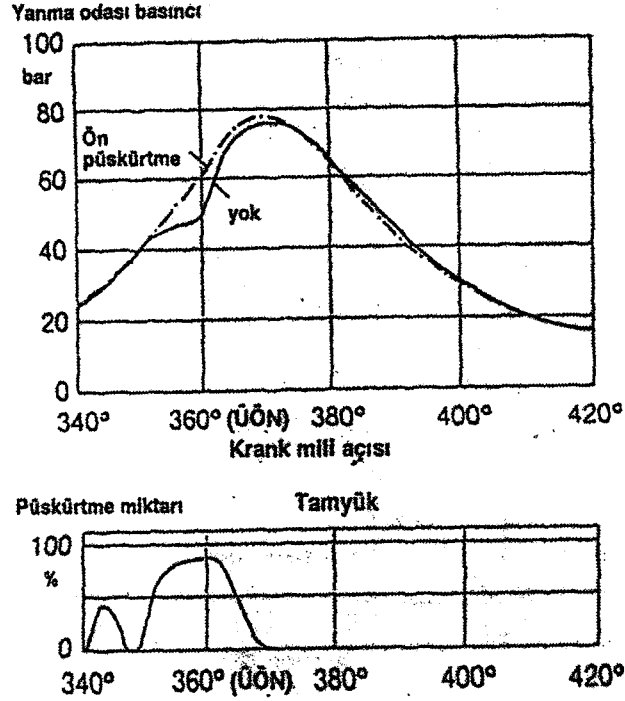
Şekil 5.7 Yeterli bir şekilde akustik yutmalı duvarlı bir test odasındaki ses basıncı düzeyinin mesafeyle değişimi (yakın duvar yok) (Anderton, 1990).

5.5 Motor Gürültü Karakteristikleri

İçten yanmalı motorlarda titreşimlere, dolayısıyla gürültüye sebep olan en etkin kuvvetler yanma olayında ortaya çıkan gaz kuvvetleridir. Bu gaz kuvvetleri basınç oluşumunun hızına (basınç gradyanına) bağlıdır. Gürültünün az olması için bu basınç artışının yumuşak olması sağlanmalıdır. Bu da şu tedbirleri gerektirir :

1. Tutuşma gecikmesini azaltmak : Emme havasını sıcak tutmak, püskürtmeyi sıcak yüzeye yapmak, aşırı doldurma kullanmak, vs.
2. Tutuşma gecikmesi süresince az yakıt püskürtmek : Ön püskürtmeli sistemler, kısılmış enjektör kullanmak, vs.

Özellikle tabii emmeli motorlarda düşük gaz sıcaklıklarından dolayı yanma gecikmesi uzun sürmekte ve yanma basıncı artışı sert olmaktadır. Bu artışı yumuşatmak için örneğin Mercedes firması "splittelement" sistemi ile ön püskürtme yapmaktadır. Şekil 5.8. Bu sistemle yanma gürültüsü 4 dB azaltılabilmektedir. Ancak bu azalma toplam motor gürültüsünde 2.7 dB, toplam taşıt gürültüsünde ancak 1 dB kadar azalma sağlamaktadır.



Şekil 5.8 Ön püskürtme ile yanma basınç gradyanının azaltılması (Anderton, 1990).

Motor dizaynında hep beraber düşünülmesi gereken bir çok etki vardır. Bu etkilerin arasında yakıt sarfiyatı ve gürültü karakteristiği de vardır. Genel olarak motor gürültüsünü etkileyecek olan parametreler (işletme şartları) gaz kuvvetlerini etkileyen parametrelerdir. Bunlar; hız (devir sayısı), boyut (silindir hacmi) ve yüküdür (ortalama efektif basınç).

İçten yanmalı motorların yanma gürültülerinin bu üç parametreye göre değişimleri aşağıdaki şekillerde verilmiştir.

5.5.1 Motor Hızının Gürültüye Etkisi

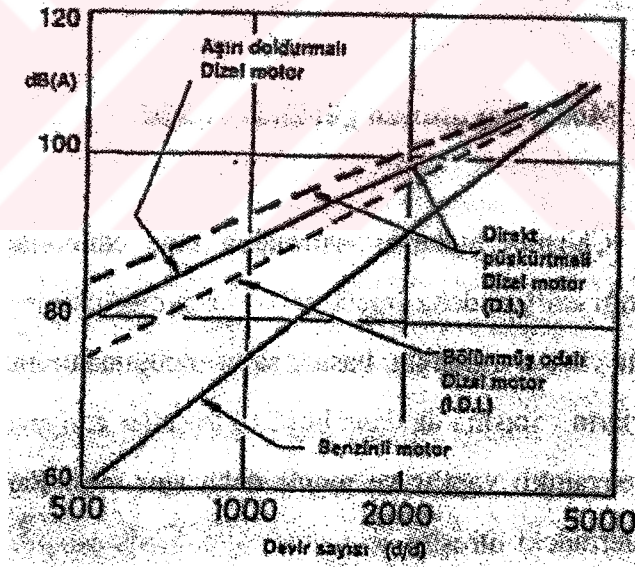
Yapılan ölçümler sonucu benzinli motorlarda gürültünün devir sayısının 5. kuvvetiyle dizel motorlarda ise devir sayısının 2-2.5 katıyla arttığı görülmüştür. Bu özellikten dolayı benzin motorları düşük devirlerde dizellerden çok daha sessiz olabilmekte, ancak üst devir sayılarında aralarındaki fark git gide azalmaktadır. Hız artıkça doğrular birbirine yaklaşır. Hız daha da artıkça yakıtın cinsi daha az önemlidir. Düşük hızlarda gaz basıncının artışı yumuşatarak 25 dB(A) kadar gürültü azaltmak mümkündür.

Motor tiplerinin gürültü açısından mukayesesinde devir sayılarının mertebeleri de göz önüne alınmalıdır. Bir büyük dizel motorunun anma hızı 2500 d/d civarında iken yüksek devirli bir benzin motoru 6000 d/d hızlarda en büyük gücü vermektedir. Bu özellikten dolayı ağır

dizelerde en düşükten en yüksek devire kadar gürültü farkı 10 dB(A) kadar olurken, benzinli motorlarda geniş hız aralığından dolayı fark 30 dB(A) kadar olabilmektedir. Taşıt motorlarının faydalı kullanım hızları (anma hızı) aralığındaki gürültü düzeyi farkı aşağıda gösterilmiştir.

1. Grup	200-350 BG	1000-2600 dev/dak	10 dB(A)
2. Grup	80-200 BG	1000-3000 dev/dak	15 dB(A)
3. Grup	30-80 BG	1000-4500 dev/dak	20 dB(A)
4. Grup	40-50 BG	1000-6000 dev/dak	30 dB(A)

Şehir içinde düşük hızlarda seyreden taşıtlarda benzin motoru dizele göre daha sessiz olurken şehirler arası yollarda, maksimum güce yakın seyirlerde motorlar gürültü açısından fark yapmamaktadırlar. Ancak burada motorun taşıt içinde yerleştirme şekli, izole edilme şekli önemlidir. Genelde ağır yük taşıtlarında motor oldukça açık, yerden yüksek bir bölümde yerleştirilmiştir. Bu da motor gürültüsünün çevreye yayılmasını kolaylaştırmaktadır.



Şekil 5.9 Motor gürültüsünün devir sayısına bağlılığı (Anderton, 1990).

5.5.2 Motor Boyutunun Gürültüye Etkisi

Çalışma hızlarını artırmakla elde edilebilecek hızlardan, daha fazla güç gerektiği zaman, daha büyük motorların düşünülmesi mecburidir. Hacim büyüyünce silindir yüzeyi artmakta, basınç sabit olduğundan gaz kuvvetleri artmaktadır. Büyük motorların yapısını da daha büyük

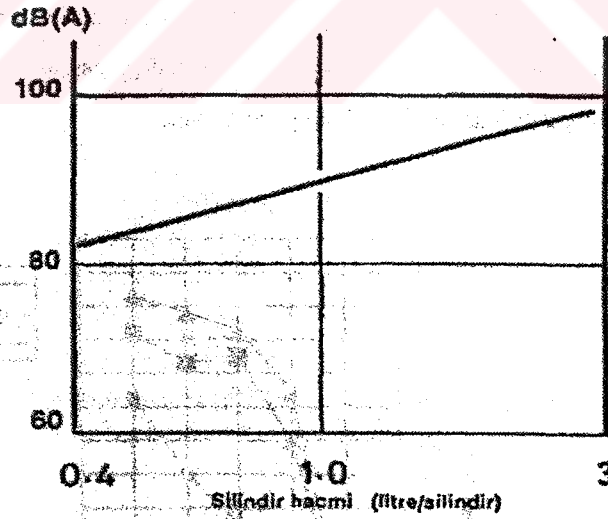
kuvvetler etkiyeceği için, bütün yapı daha sağlam daha dayanıklı yapılır ve motor daha ağır olur. Farklı boyutlardaki motorların dış yüzeylerindeki titreşim seviyeleri, aynı hızda çalıştıkları zaman, yaklaşık olarak aynı oldukları makul bir kabuldür, çünkü gövdenin büyümesi kuvvetlerin artmasından dolayı beklenen gürültü artmasına mani olmaktadır. Deneysel çalışmalar gürültünün silindir hacminin 1.75 kuvvetiyle arttığını göstermiştir. Yayılma yüzeyi boyutunun artışından dolayı, makine hacminin her on kat artışında gürültüde yaklaşık 13 dB(A) lık artış teorik olarak tahmin edilir. Deneysel veriler de motorun hacminin 10 kat artışı için gürültünün 15-17 dB(A) arttığını göstermiştir.

Motorların hızları bazı limitlerle sınırlandırılmıştır. Pistonlu motorların çalışma hızları piston hızı ile sınırlıdır. Büyük motorlar daha düşük hızlarda çalışabilirler. Örneğin, dizel motorlarda motor hızı ile silindir kapasitesi arasında yaklaşık olarak şu ilişki vardır:

$$N = 2500\sqrt{V}$$

Burada; V: litre olarak silindir hacmi , N: dakikadaki dönme sayısıdır.

Çeşitli dizayn ve çalışma parametrelerinin etkileri incelenerek varılan sonuç şudur ki: Herhangi tip bir makinadan yayılan gürültü, makinanın birim zamanda yaptığı işin hacmine ve gücüne bağımlı değildir, ancak makinanın ne kadar kısa zamanda ve ne kadar hızlı yaptığına bağlıdır (Anderton, 1990).

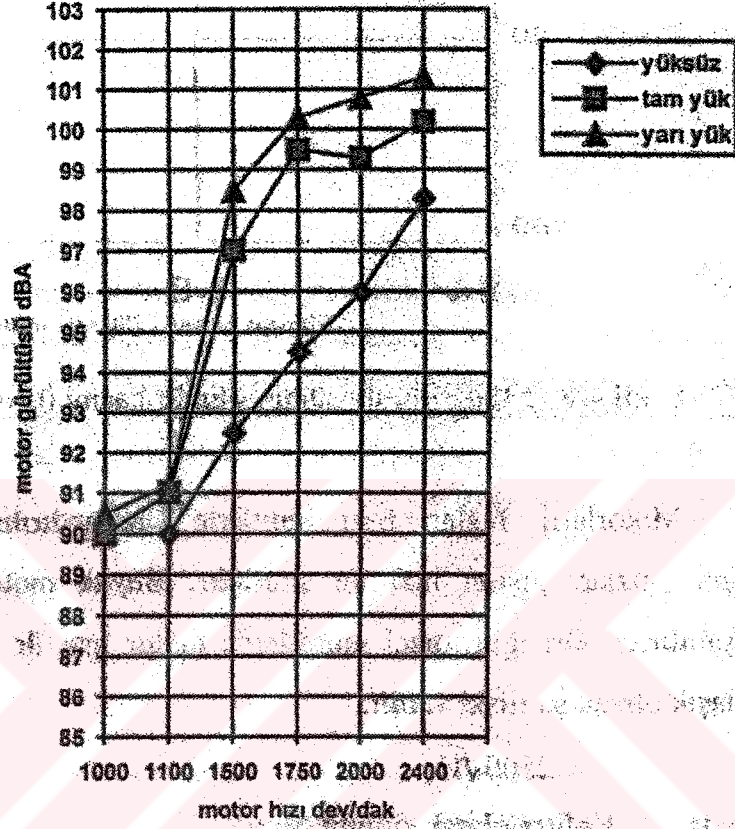


Şekil 5.10 Motor gürültüsünün silindir hacmi ile değişimi.

5.5.3 Motor Yükünün Etkisi

Motor yükünün motor gürültüsüne etkisi öncelikle, dizel motorlarda püskürtme zamanlaması veya benzinli motorlarda ateşleme zamanlamasına bağlıdır. Genelde püskürtme veya ateşleme

avansı gürültü yayılmasını artırır. Belirli bir hızda yükün değişimi ile gürültü ancak 2 ila 4 dB(A) değişebilir. Ancak ivmelenme anında bazı sıkıntılara sebep olacağı için, ateşleme avansını azaltarak gürültü azaltılması ön dizaynda düşünülmez. Şekil 5.11’de oldukça hassas bir türboşarjlı dizel motorda yük ile gürültü arasındaki ilişki görülmektedir.



Şekil 5.11 Yedi litrelik türboşarjlı dizel motorun gürültüsünün yükle değişimi (Anderton, 1990).

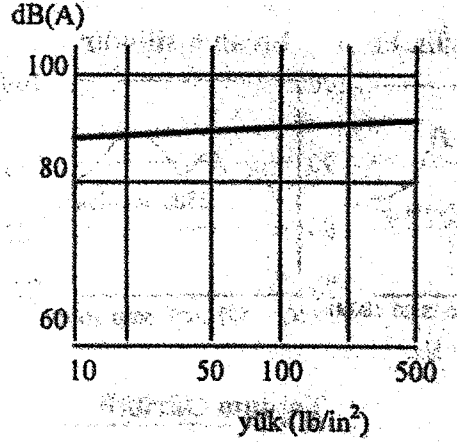
Buradan görüldüğü üzere, türboşarjlı motorda yarı yükteki gürültü daha fazladır. Normal püskürtmeli motorlarda ise tam yükteki gürültü seviyesi daha yüksektir. Deneysel çalışmalar yükle gürültünün değişiminin çok az olduğunu, bu parametrelerin ihmal edilebileceğini göstermiştir. Hız, yük ve boyut hakkındaki bu bilgilerin ışığında görülmüştür ki, gürültünün tayininde temel faktörler, hız ve boyuttur (Anderton, 1990).

$$\text{Gürültü şiddeti (I) } \sim \text{(dBA)} \quad N^n \times V^{1.75} \quad (5.2)$$

Burada; N: dev/dak

V: süpürülen hacim

n: yanma sabiti, dizeller için 5, benzinliler için 2.5 tir.



Şekil 5.12 Motor gürültüsünün yüklerle değişimi (Anderton, 1990).

5.5.4 Silindir Sayısının Etkisi

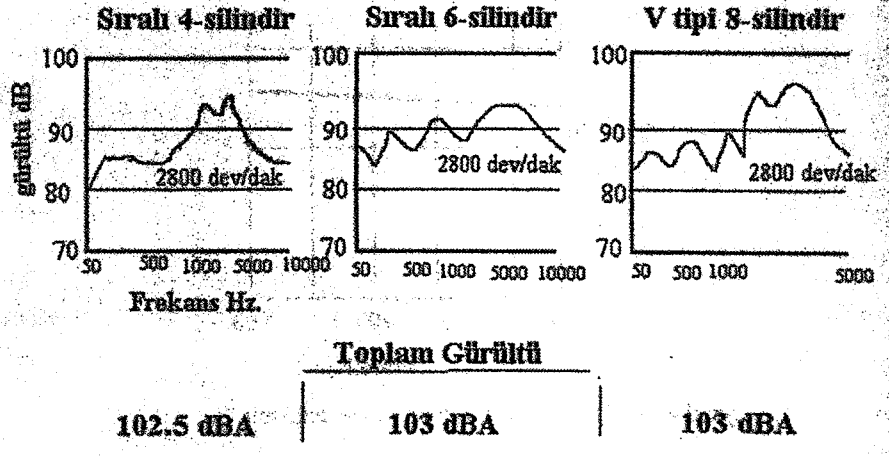
Şekil 5.13'de aynı şirketin, aynı takımından, her silindiri 1 litre kapasiteli, direkt püskürtmeli farklı üç dizel motorunun farklı gürültü dağılımları gösterilmektedir. Bu motorlar, sıralı 4 silindirli, sıralı 6 silindirli, V şekilli 8 silindirli motorlardır.

Her birinin önemli yapısal farklılıkları olduğu için, farklı doğal frekansları vardır. Bu da gürültü spektrumlarında önemli değişiklikler olmasına neden olur. Buna rağmen toplam gürültüdeki fark ancak 1 dB(A) kadardır. Buradan da motora eklenen silindirler, motorun gürültüsünü artırmadan gücünü artırmaktadırlar.

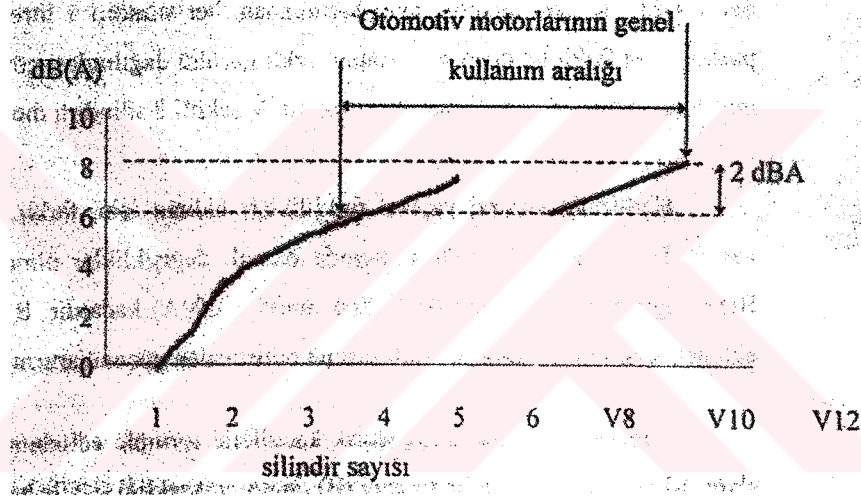
Deneysel sonuçlar basit teorik kabullerle formüle edilebilir. Motorun kenar alanı; silindir sayısı(n), silindir çapı (B), motor yüksekliği (L) ile hesaplanabilir.

$$\text{Motor kenar alanı, } s \sim (n * B * L) \quad (5.3)$$

Yayılan gürültü de alan ile orantılıdır. Şekil 5.14'de görüldüğü gibi, tek silindirli bir otomotiv motor ile 6 silindirli otomotiv motoru arasında 8 dB(A) lık bir fark vardır. Ancak, yaygın çok silindirli motorlar arasında (V8 ila V12) sadece 2 dB(A) lık bir düzey farkı vardır (Anderton, 1990).



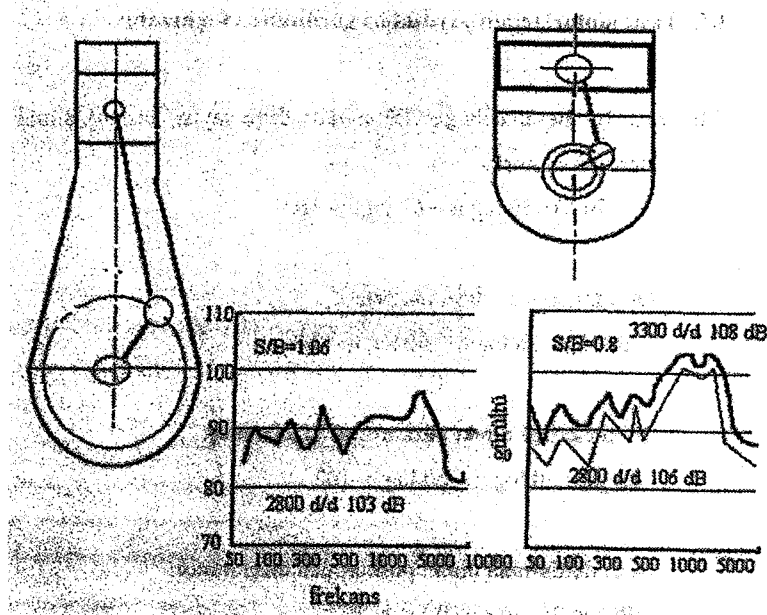
Şekil 5.13 Silindir sayısının gürültüye etkisi (Anderton, 1990).



Şekil 5.14 Gürültünün silindir sayısı ile değişimi (Anderton, 1990).

5.5.5 Çap-Strok Oranının Motor Gürültüsüne Etkisi

Şekil 5.15'de, çap-strok oranları farklı, kapasiteleri aynı olan iki dizel V8 motorlarının gürültü düzeyleri görülmektedir. Üstü kare olan 2. motor, aynı çıkış gücü için motorun alt hacmini ve ağırlığını oldukça azalttığı için, imalatçılar tarafından cazip bulunur. Ayrıca, aynı piston limitleri için daha hızlı çalışabilirler. Sonuç olarak görülür ki, küçük boyutları olmasına rağmen gürültüsü, fark edilir derecede fazladır. Gürültünün artması 103 dB(A) dan 108 dB(A) ya kadardır.



Şekil 5.15 Strok-çap oranının gürültüye etkisi (Anderton, 1990).

Bu gözlemler göstermiştir ki, motor gürültüsünü tayin eden ana parametreler sadece hız ve silindir çapıdır. Bu durum için şöyle bir ilişki yazılabilir:

$$\text{Akustik yoğunluk} \sim N^n * B^5$$

Veya, gaz kuvvetleri ve motor yapısı özellikleri de hesaba katılarak, motor gürültüsü şiddeti;

$$I \sim C_f C_s (N^n * B^5) \quad (5.4)$$

Bağıntısıyla tahmin edilebilir (Anderton, 1990).

Burada, n: yanma sabiti

B: silindir çapı

N: motor hızıdır.

C_f : gaz kuvvetleri seviyesi

C_s : yapı özellikleridir.

5.6 Taşıt Motorlarının Yayıdıkları Gürültünün Ön Hesabı

(Motordan 1 m mesafede ki gürültü; n (d/d): devir sayısı; b (mm): silindir çapı)

Benzinli motorlar :

$$\text{dB(A)} = 50 \log n + 50 \log b - 180 \quad (5.5)$$

Ön yanma odalı dizel motorlar :

$$dB(A) = 36 \log n + 50 \log b - 124 \quad (5.6)$$

Tabii emmeli direkt püskürtmeli dizel motor :

$$dB(A) = 30 \log n + 50 \log b - 102 \quad (5.7)$$

Aşırı doldurmalı direkt püskürtmeli dizel motor :

$$dB(A) = 25 \log n + 50 \log b - 87 \quad (5.8)$$

5.6.1 Motor Gürültüsü – Taşıt Gürültüsü İlişkisi

$SPL_{MOTOR (1 m)}$ = Dinamometrede 1 m ölçülen çıplak motor gürültüsü [dB(A)]

$SPL_{TAŞIT (7.5 m)}$ = Hareketli taşıt dış gürültüsü ölçümü değeri [dB(A)]

Olmak üzere taşıt tiplerine göre motor gürültüsü ile toplam taşıt gürültüsü arasındaki ilişki yaklaşık olarak aşağıdaki gibidir. Aradaki farklar taşıtın yerden yüksekliği, motorun bulunduğu bölmenin kapalılığına bağlıdır (Güney,1993).

$$\text{Otomobil : } SPL_{TAŞIT (7.5 m)} = SPL_{MOTOR (1 m)} - 19 \text{ dB(A)} \quad (5.9)$$

$$\text{Minibüs : } SPL_{TAŞIT (7.5 m)} = SPL_{MOTOR (1 m)} - 16 \text{ dB(A)} \quad (5.10)$$

$$\text{Otobüs : } SPL_{TAŞIT (7.5 m)} = SPL_{MOTOR (1 m)} - (15...16) \text{ dB(A)} \quad (5.11)$$

$$\text{Kamyon : } SPL_{TAŞIT (7.5 m)} = SPL_{MOTOR (1 m)} - (12...13) \text{ dB(A)} \quad (5.12)$$

5.6.2 Motor Gürültüsünün Frekans Bantlarına Dağılımı

İçten yanmalı motorların gürültülerinin frekans dağılımı motor tipine göre çok değişir. Bu nedenle önceden belirleyici özellikler söylemek zordur. Motor tiplerine göre gürültü şu frekanslarda etkili olur :

Benzin motorlarında :

800 – 1000 Hz : Eğilme modu titreşimleri.

1500 –3000 Hz : Yanmadan dolayı duvar titreşimleri.

Dizel motorlarda :

1000 – 2000 Hz : Krank shaft-Blok eğilme modu titreşimleri.

200 – 500 Hz : Aşırı doldurulmalı dizel motorlarda yüksek silindir basıncı tepelerinden dolayı gövde eğilme modları.

5.6.3 Taşıt Gürültüsü Ön Tahmini

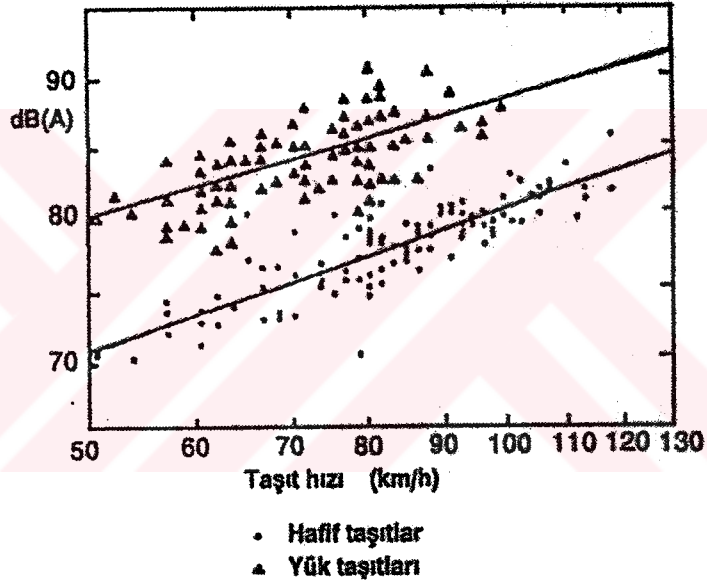
v : km/h cinsinden taşıt hızı

Hafif taşıtlar : (otomobil, minibüs, kamyonet)

$$dB(A) = 32.8 \log v + 14.9 \quad (7.5 \text{ m'de}) \quad (5.13)$$

Ağır taşıtlar : (3.5 tonun üzeri kamyonlar)

$$dB(A) = 26.9 \log v + 34.2 \quad (7.5 \text{ m'de}) \quad (5.14)$$



Şekil 5.16 Taşıt dış gürültülerinin taşıt hızına bağlı dağılımı (Güney, 1993).

5.6.4 Trafik Gürültüsü

Trafikten doğan gürültü için kullanılan L_{10} büyüklüğü, zamanın ancak %10'unda aşılacak gürültü seviyesidir ve yol kenarında yapılan ölçümlerle tayin edilir. L_{10} gürültünün tepe değerlerinin ortalaması olarak düşünülebilir. Bu büyüklük trafik yoğunluğuna, ağır taşıt oranına ve trafik hızına bağlıdır.

İngiltere'de 1975 de yapılan ölçümler sonucu L_{10} için aşağıdaki bağıntı bulunmuştur ve bu değer 68 dB(A)'yı geçerse trafik akışında tedbir alınması öngörülmektedir.

Q : taşıt / saat

P : 3.5 ton ve yukarı ağır taşıt yüzdesi

v : km/h cinsinden ortalama trafik hızı (Güney, 1993).

L_{10} : dB(A) 7.5 m'de

$$L_{10} = 10 \log Q + 33 \log \left(v + 40 + \frac{500}{v} \right) + 10 \log \left(\frac{1 + 5.P}{v} \right) - 27.6 \quad (5.15)$$



6. YANMA GÜRÜLTÜSÜ ve KONTROLÜ

Yanma işlemi içten yanmalı motorlarda gürültüyü birkaç şekilde artırır. Zamanla değişen kuvvetler motor bloğuna doğrudan etkiyerek, yapının titreşmesine ve gürültü yayılmasına sebep olur. Yataklarda ve boşluklarda çalışan parçaların çarpışmasıyla gürültü oluşur. Yataklarda vurmalarla oluşan bu gürültü de ikincil gürültüyü, “yatak gürültüsü” nü oluştururlar.

Hızın etkisiyle silindirin içinde hareket eden pistonun bir silindir baskı yüzeyinden diğer yüzeye çarpmasıyla oluşan piston vurması, yine diğer bir gürültü kaynağıdır. Bu bölümde sadece değişen gaz kuvvetlerinin, sebep olduğu gürültü incelenecektir.

Motordan yayılan gürültü büyük ölçüde basınca bağlıdır. Silindir basıncının üst ölü noktadan sonra 35° krank açısında patlamasıyla yanma gürültüsü artar. Yanmanın neden olduğu titreşimlerin, motor dış yüzeylerinden iletilmesi, içten yanmalı pistonlu motorlar için kaçınılmazdır. Farklı yanma sistemlerinde basıncın sıkıştırma anındaki artışı yüksek hızlarda daha az önemlidir.

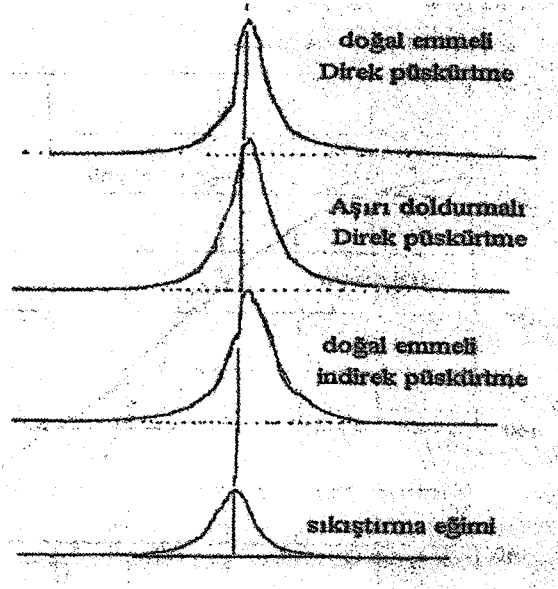
Yanma işlemi, bir çevrim olduğu için uygun genlik ve fazdaki sinüs dalgalarının harmonik serilerinden oluşan her bir çevrim esnasında silindir basıncının gelişimini sentez etmek mümkündür. Bu, genellikle şu formülle gösterilir:

$$x(t) = A_0 + \sum (A_n \sin \omega_n t + B_n \cos \omega_n t) \quad (6.1)$$

veya diğer bir şekilde;

$$x(t) = C_0 + \sum (C_n \sin(\omega_n t + \phi)) \quad \text{burada } C_n = A_n^2 + B_n^2 \text{ 'dir.} \quad (6.2)$$

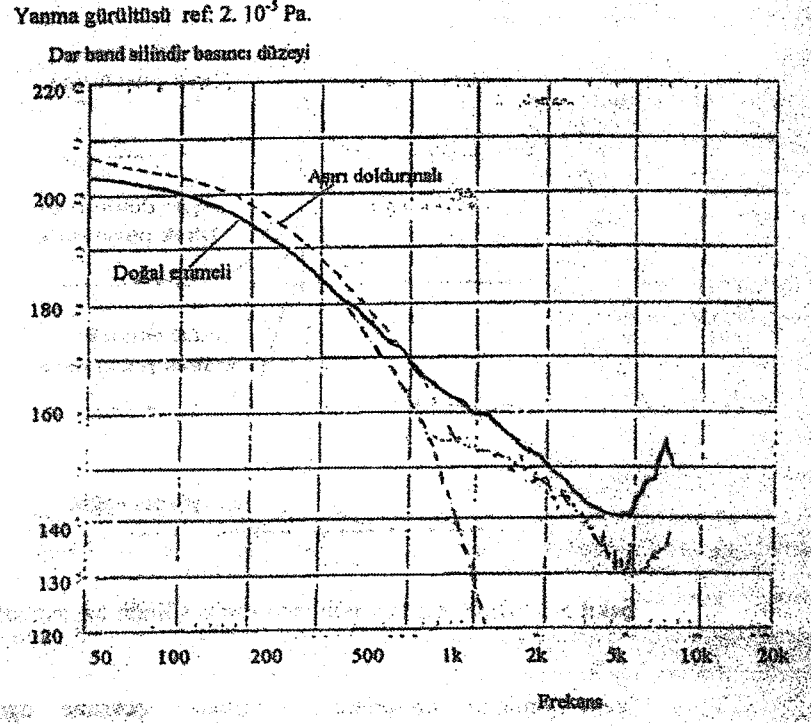
(C_0), çevrimin 720° deki basıncı gösterir. (C), yarı hızda çalışan motorun silindir basıncı bileşenidir (Austen ve Pride, 1958).



Şekil 6.1 Direk püskürtmeli motorlarda silindir basıncı artışı (Vethecan ve Wood, 1990).

İçten yanmalı motorlarda, çevrimden çevrime aynı yanma işlemi tekrarlanmaz. Bu değişimin görülmesini sağlamak için, her çevrim için silindir basıncı dağılımını ölçmek mümkündür. Alternatif olarak en az 20 silindir basıncı dağılımının ortalaması alınır. Böylece her özel çalışma şartları için silindir basıncının daha iyi hesabı elde edilebilir. Şekil 6.1, farklı yanma sistemlerinin silindir basınçlarını göstermektedir. Şekil 6.2'de şekil 6.1'deki silindir basınçları için uygun olan dağılımı göstermektedir. Her dağılım anlaşılabilir diye, Fourier analizi dağılımının zarfı olarak çizilmiştir. Şekil 6.2'de içten yanmalı motorlarda basınç dağılımının özellikleri görülebilir.

En yumuşak silindir basıncı artışı, yüksek frekans bileşenlerine çok küçük genlikler ekler. Böylece zarfın eğimi 500 Hz üzerinde çok dikleşir. Turboşarjlı ve indirek püskürtmeli motorlarda 1 kHz üzerinde, basınç artışının daha yüksek olduğu görülmektedir.



Şekil 6.2 Dizel motoru silindir basıncı dağılımı (Vethecan ve Wood, 1990).

Silindir basıncındaki titreşimlerle birlikte basınç artış hızı da artar. Silindir basıncı tepe noktası yakınlarında bunu görmek kolaydır. Bunlar, silindir basıncı dağılımında tepeler olarak görülmektedir. Şekil 6.2’de doğal emmeli direkt püskürtmeli motorda 7 kHz de artış görülmektedir.

Motor yapısının etkisi dahil olduğu zaman yüksek frekans bileşenleri arasındaki fark yeterli görülmez. Şekil 6.2’deki 3 silindir basıncının dağılımı, toplam motor gürültüsüne katkıları açısından karşılaştırılırsa, 630 Hz ile 3 kHz arasındaki frekans dağılımının önemli olduğu anlaşılır (Vethecan ve Wood, 1990).

Turbo şarjlı ve indirekt püskürtmeli motorların basınç artışı makul bir derecede yumuşak sayılabilmesine rağmen yanma işlemi esnasında çıkan ısının hızının bilgisayarla optimizasyonu ile silindir basıncı artışı kontrol edilebilir ve daha sessiz çalışmaları sağlanabilir.

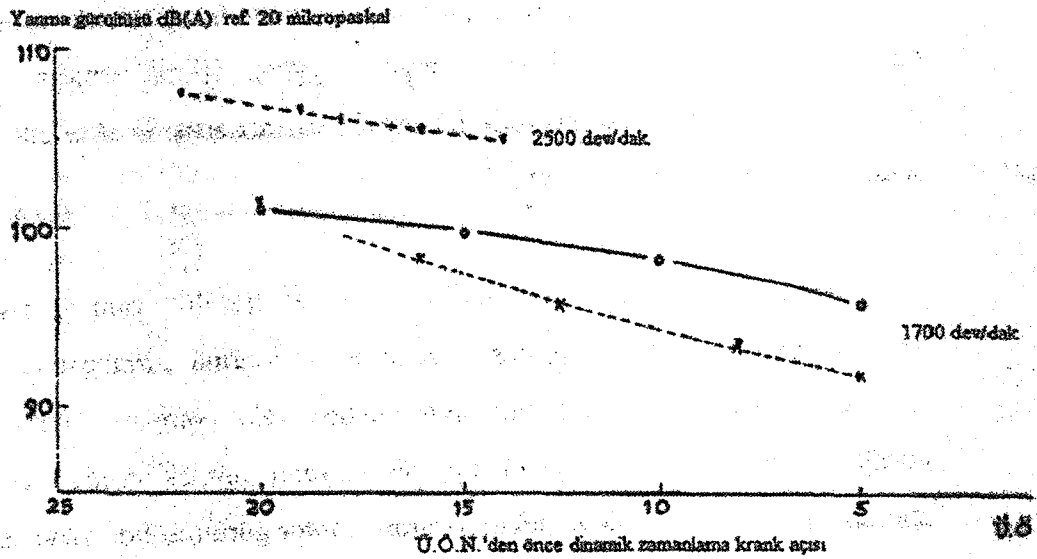
Çoğu motorlarda, her silindirden yayılan gürültü, yanma, piston vurması, hareket eden parçaların tolerans nedeniyle yataklarına çarpmasıyla ortaya çıkar. Ayrıca, güç iletim mekanizmalarının sübap dişlisi, yakıt pompası, yakıt enjektörleri de gürültüye katkıda bulunur. Yayılan gürültüye yanmanın tek başına katkısını anlamak için, kullanılan birçok

ölçme tekniği vardır. Motor gürültüsünde yanmanın en baskın gürültü olması ve silindir basıncındaki maksimum basınç artış hızını sağlamak için, düşük setan sayılı yakıtların kullanılması ve motorun en üst şartlarda ateşleme zamanının yapılması gerekir (Russell, 1990).

6.1 Dizel Yanma Gürültüsüne Zamanlamanın Etkisi

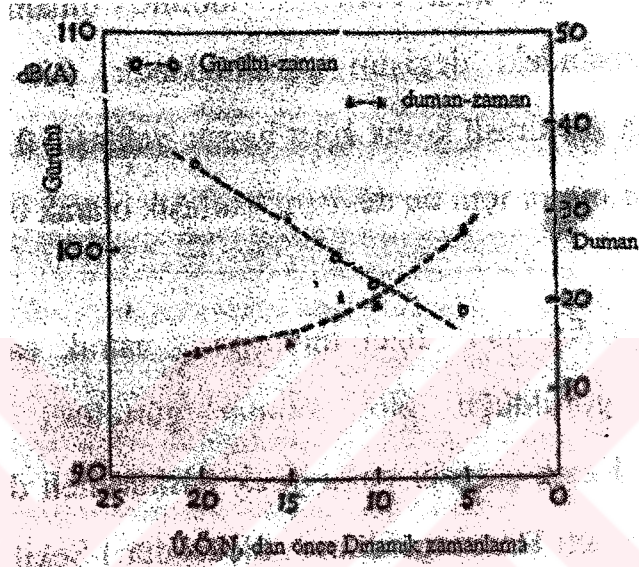
Motor yanma sistemleri dinamik zamanlamaya karşı, hassasiyetle değişim gösterirler. Dinamik zamanlama, enjektör iğnesinin oturduğu yuvadan hissedilebilir oranda yakıt geçmesine imkan tanıyacak kadar kalktığı zamandır. Şekil 6.3'de 1700 d/d de ve 2500 d/d hızla dönen iki motorda dinamik zamanlamaya bağlı olarak yanma gürültüsündeki değişim görülmektedir. Bir motor için maksimum tork hızında, yanma gürültüsü krank açısı başına yaklaşık 0.3 dB(A) lık değişim meydana getirirken diğer motor için bu değişim yaklaşık olarak 0.6 dB(A) dır.

Direk püskürtmeli dizel motorun, dinamik zamanlaması geciktirildiğinde, şekil 6.4'de görüldüğü gibi yanma gürültüsü azaldıkça dumanda artma görülmektedir. Kesik çizgiler çoğu direk püskürtmeli dizel motorları için geçerlidir (duman ölçü birimi Hartridge duman ölçüsüdür). Şekil 6.5'de ise üst ölü noktadan önceki 20 krank mili açısından 5 krank mili açılık zaman değişiminde, gürültü ve duman arasında meydana gelen dengeyi göstermektedir. Bu durum püskürtme miktarı artıkça dumanın nasıl düştüğünü ve gürültünün nasıl azaldığını göstermektedir.

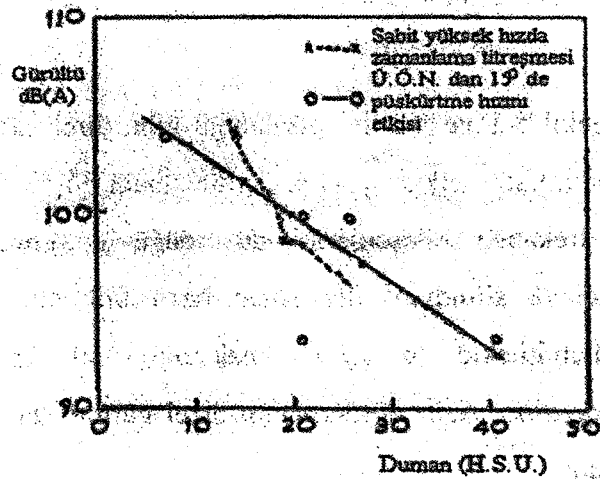


Şekil 6.3 Yanma odasından 1 m mesafeden ölçümde, püskürtme zamanlamasının etkisi (Russell, 1990).

Gözlemlenen etkiler, tutuşma gecikmesi periyodu esnasında yanma odasına giren ve hava dolgusuyla karışan yakıtın yanmasıyla açıklanır. Tutuşma gecikmesi, enjektör iğnesinin yakıtın belirli miktarda geçişine imkan tanıyacak kadar açılıp, sıcak, sıkışmış hava dolgusu üzerine püskürtmeye başlamasıyla birkaç krank mil açısı sonra kendi kendine tutuşmanın meydana geldiği süre arasındaki periyottur. Tutuşma gecikmesi esnasında yakıt artan bir hızla püskürtülür, yakıt jeti sıkışmış sıcak hava girdabı içerisinde yayılarak buharlaşır ve yakıt uygun sıcaklığa ulaştığında kendi kendine tutuşma meydana gelir.



Şekil 6.4 Yüksek püskürtme hızlarında zamanlama titreşmesi (Russell, 1990).



Şekil 6.5 Zamanlamayla gürültü-duman değişimi (Russell, 1990).

Tutuşma gecikmesi esnasında hava dolgusuyla iyice karışan yakıt, 5 KMA dan daha kısa bir

süre içerisinde hızlı bir şekilde yanar. Bu başlangıç yanması, yüksek oranda ısı yayar ve yayılan ısı silindir basıncının da hızlı bir şekilde artmasına neden olur. Bu basınç artışı dizel motorunda bilinen vurutuya yol açar. Püskürtme hızı artırıldığında, tutuşma gecikmesi sırasında daha fazla miktarda yakıt silindire girer, dolayısıyla tutuşmadan önce daha fazla yakıt dolgu havasıyla karışarak, yanma gürültüsünü artırmaktadır. Daha az yakıt püskürtüldüğünde ise, tutuşmadan sonraki yakıt azlığından dolayı, difüzyon yanması esnasında yakıtın pirolize (ısı ayrışmaya uğrama) olması söz konusudur. Pirolize yakıt, duman partiküllerinin içerisinde topraklandığı ve partikül emisyonlarının esasını oluşturan işin başlıca kaynağıdır. Püskürtme hızını artırmak, karışımın daha hızlı karışmasını sağlayarak, tutuşma gecikmesini biraz düşürmektedir. İlave olarak püskürtmenin sonuna doğru püskürtme basıncını artırmak, yanma odasında kalmış bulunan oksijenin yakıt ile daha iyi karışmasını sağlamaktadır. bu, duman emisyonunu da düşürme etkisini göstermektedir. Yüksek püskürtme hızı, artan bir hızla ağır vasıtalarda duman emisyonunu azaltması açısından kullanılmaktadır. Bu, yanma gürültüsünü artırma etkisi yapmaktadır. Fakat şekil 6.5’de görüldüğü gibi, püskürtme de rötara alınırsa aynı duman seviyesi için gürültüde ufak bir net düşme olacaktır. Veya dumanda azalma meydana geldiğinde, gürültüde daha az artma meydana gelecektir (Russell, 1990).

6.2 Aşırı Doldurma Etkisi

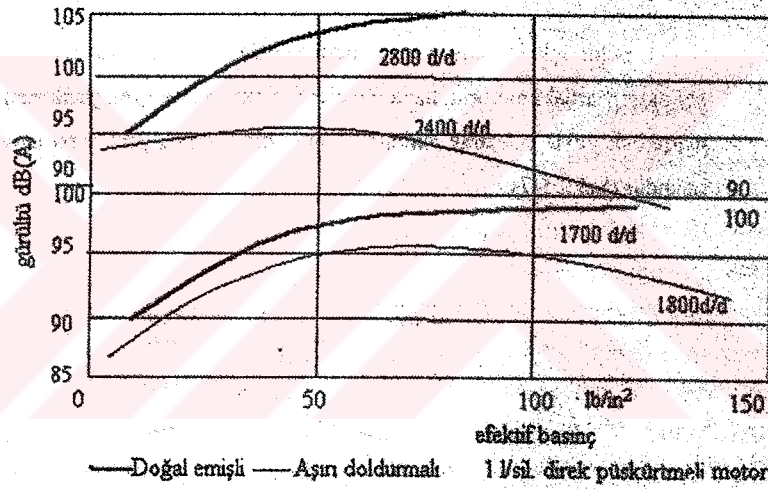
Şekil 6.1 ve 6.2’de görüldüğü gibi, direk püskürtmeli bir dizel motorunda aşırı doldurmanın etkisi, yanma gürültüsünün düşük frekanslı bileşenlerini artırdığı, yüksek frekanslı bileşenlerini düşürdüğü görülmüştür. Sıkıştırma stroğunun başlangıcında silindirde depolanan hava miktarını artırdıkça, daha fazla yakıt püskürtülebilmekte ve bu da maksimum silindir basıncını artırma temayülü göstermektedir. Aşırı doldurmanın dizel gürültüsünü azaltmaya katkısı iki şekilde olmaktadır:

1. Çevrim başına silindire gönderilen hava miktarı artırılarak maksimum sıkıştırma sıcaklığı artırılır, dolayısıyla tutuşma gecikmesi düşürülür. Yakıt püskürtme hızının aşırı doldurmalı motorlarda genel olarak yüksek olmasına rağmen, tutuşma gecikmesindeki düşme, yakıt karışımının miktarını oldukça azaltır ve böylece yanma gürültüsü de düşer.
2. Genelde aşırı doldurmalı motorlar, aynı silindir boyutundaki doğal emmeli motorlardan, daha düşük hızlarda maksimum nominal güç elde edebilmek için dizayn edilmişlerdir. Gürültü hız ile orantılı bir şekilde arttığı için, türboşarjlı motorlarda bu

özellik gürültünün azaltılması için doğrudan bir avantajdır.

Şekil 6.6 aynı silindir boyutundaki, doğal emmeli bir motor ile turboşarjlı motor arasındaki karşılaştırmayı göstermektedir. Nominal hızda, tam yükte, turboşarjlı motor, doğal emmeli motordan 16 dB(A) daha az gürültülüdür. En yüksek tork hızında fark 7 dB(A) dır.

Yüksek hızlı motorlarda, silindir sıcaklıklarının zirvesini sınırlandırmak için, sıkıştırma oranlarını azaltmak yaygındır. Azotoksit düzeyleri ve motor yapısının gerilmesi düzeyinin üst noktası da böylece azalır. Böyle motorlar, düşük hızlarda ve rölanti şartlarında çalıştırıldığı zaman, yanma odası yüzeyi nispeten soğuktur. Ateşleme gecikmesi periyodu da çok uzun olur. Böyle şartlar altında, yüksek hızlı yakıt enjeksiyonlu motorlar oldukça gürültülü olabilirler. Sabah ilk çalıştırmada, çevreye rahatsızlık verirler ve şehir içi hareketlerinde dikkat çeker ve gürültü kirliliğine yol açarlar.



Şekil 6.6 Aynı kapasiteli doğal emmeli ve aşırı doldurmalı iki motorun karşılaştırılması (Webb, 1979).

Turboşarjlı motorlarda gürültüyü azaltmada faydalı olan ek bir avantajı da, egzoz ve emme titreşimlerini azaltırlar. Bu sayede egzoz ve emme gürültüsünün kontrolü için gerekli susturucuların boyutu da küçülür (Webb, 1979).

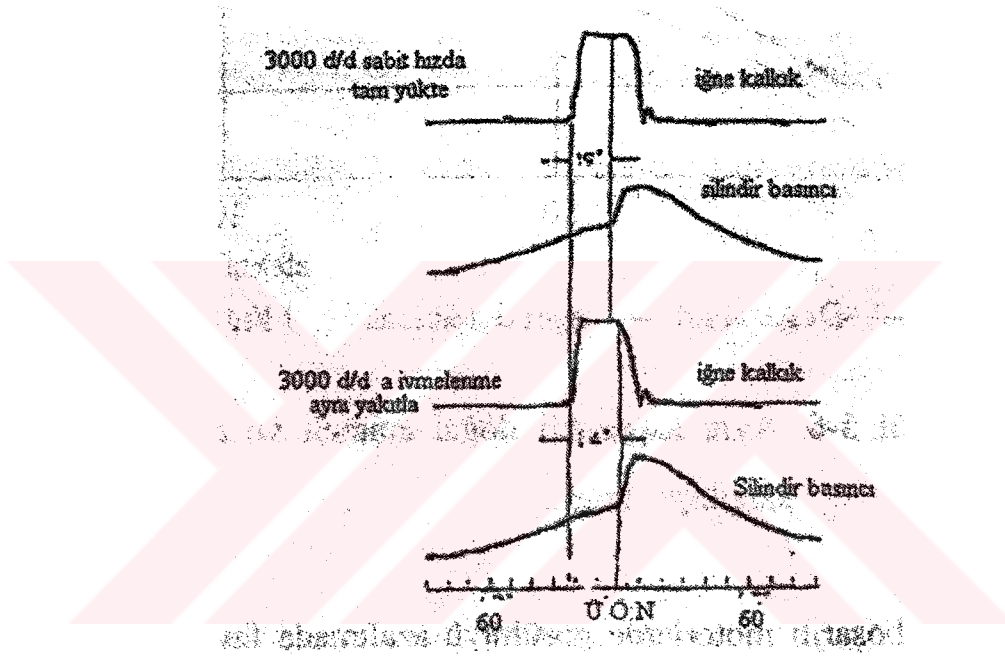
6.3 Motor Hızının Yanma Gürültüsüne Etkisi

Motorun dönme frekansı artırılırsa, motor çevriminin düşük harmoniği bir uğultu gibi oluşur. Düşük harmoniklerin daha yüksek kuvvet seviyelerine sahip olduğundan, motordan yayılan toplam gürültü seviyesi, silindir basınç dağılımı ile doğru orantılı olan hız ile artar. Böylece daha sessiz motorlar, örneğin buji ateşlemeli motorlar, indirek enjeksiyonlu dizel motorlar,

turboşarjlı motorlar, motor dönme hızıyla, hızlı bir şekilde gürültü üretirler. Yapısından dolayı gürültülü olan motorlar, doğal emişli, direk enjeksiyonlu motorlar gibi, düşük hızlarda daha çok gürültü yayarlar. Fakat hızın artması ile az bir artış gösterirler (Russell, 1990).

6.4 İvmelenmenin Yanma Gürültüsüne Etkisi

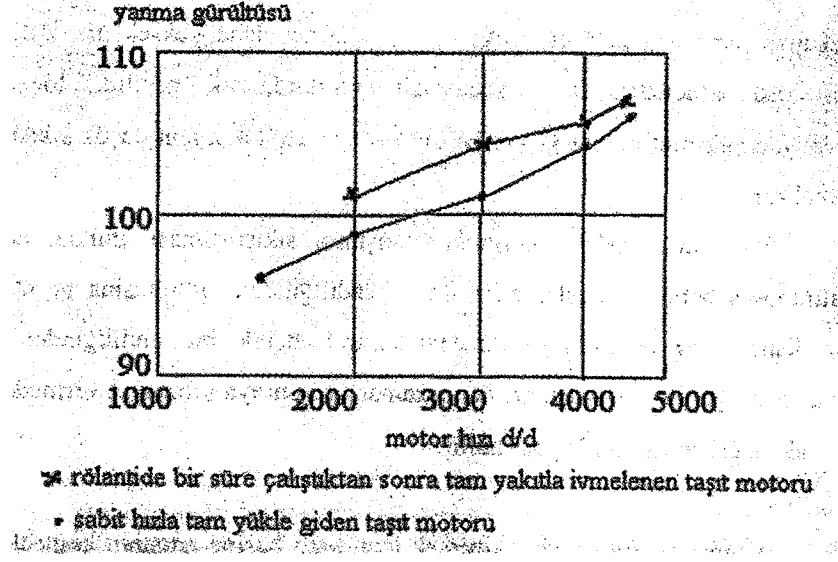
Şehir içinde çalışan motorların yanma odalarının yüzeyi soğuk olur. Böyle soğuk şartlardaki motorun hızla ivmelendiği zaman, tutuşma gecikmesi periyodu, aynı hızda tam yükte çalışarak ısınmış bir motorun tutuşma gecikmesi periyodundan daha uzundur (Şekil 6.7).



Şekil 6.7 Yüksek hızlı direk püskürtmeli prototip bir motorun ivmelenme esnasında tutuşma gecikmesinin artışı (Russell, 1990).

Şekil 6.8'de yolda çalışma anında yanma gürültüsünün etkisi görülmektedir. Yanma odası yüzeyi soğuk iken ivmelenmeden doğan gürültü artışı 1-4 dB(A) kadardır.

Motorun sıcak ve soğuk çalışmasındaki görülen bu fark, motor test odalarında sürekli hız şartlarında yapılan ölçümlerin, taşıtlardaki motorlarla neden uyuşmadığının bir sebebini göstermektedir.



Şekil 6.8 Yüksek hızlı direk püskürtmeli prototip bir motorun ivmelenme esnasında yanma gürültüsünün artışı (Russell, 1990).

6.5 Setan Sayısının Yanma Gürültüsüne Etkisi

Yanma gürültüsündeki değişim zamanlamadaki değişime bağlıdır. Yüksek setan sayılı yakıt daha erken tutuşur ve silindir basıncının tepe noktasını yükseltir. Bu yüzden zamanlama geciktirilse bile, (N_{ox}) emisyonları yüksek olur. Bu yüzden bütün motor tiplerinin yanma kalitesini düşüreceği için, yanma gürültüsünün artacağı açıktır.

6.6 Yanma Gürültüsünün Kontrolü

Geleneksel buji ateşlemeli motorlarda, giriş kısılır ve kısmi yükte çalışma esnasında silindir basıncı tepe noktası düşer. Silindir basıncının yumuşak bir şekilde ilerlemesi için, yakıt kademe kademe yanar. Fakir karışimli yanma sistemleri kısmi yüklerde kismayı geciktirir. Fakat tam yanmayı sağlamak için kullanılan yüksek türbülans ve diğer teknik işlemler yanma işlemini çok hızlandırabilir. Bu durumda karşılaşılan basınç yükselme hızı, karışım oranı azaltılarak değiştirilebilir.

Sıkıştırma ile ateşlemeli motorlarda, sıkıştırma oranı artırılırsa, daha yüksek frekanslı harmonikler üretileceği ve tepe basıncı daha yüksek olacağından yanma gürültüsü artacaktır. Bu, yüksek hızlı motorlarda çok önemlidir. İdeal olarak bir içten yanmalı motor, gaz kuvvetlerinin etkisini azaltmak için düşük sıkıştırma oranlı olmalıdır.

Buji ateşlemeli motorlarda, karışımın sıkıştırılması anında, ısı artışı ve kalıntılar sebebiyle,

ateşlemeden önce kendiliğinden bir tutuşma görülür. İyi bir türbülans ve alevin hızlı yayılmasını kontrol ederek, bu kendiliğinden tutuşmanın üstünden gelinir. Ayrıca, ateşleme zamanı vurutuya sebebiyet vermeden mümkün olacak en erken zamanda yapılabilir.

Yanma gürültüsünü azaltmak için, hızlı basınç artışının kontrolü aşağıdaki metotlarla mümkündür:

1. Tutuşma gecikmesi süresini minimuma indirmek; bunu için de ara soğutma (intercooling) olmaksızın aşırı doldurma, emme havasını ısıtmak, yanma odası yüzeyi ve silindir yüzeyi sıcaklığını artırmak, yakıtın setan sayısını artırmak gerekir. Püskürtmeden hemen önce, yanma odasındaki hava yakıt karışımının homojenliğini sağlamak için giriş süpabı kapanmadan önce hava içine dizel yakıtı veya diğer hidrokarbonlu yakıtlar ile gazlama yapmakta tutuşma gecikmesini tamamen azaltır.
2. Püskürtülen yakıtın ön püskürtme ile sadece küçük bir kısmı, tutuşma gecikmesi esnasında hava ile karıştırılır. Daha sonra kalan yakıt, yanma difüzyonla yayılırken, hızlı bir şekilde silindire gönderilir. Örneğin MAN M yanma sisteminde önce yüksek girdapla hareket ettirilen yanma odasına bir yakıt jeti püskürtülür, daha sonra esas püskürtme yapılır.

Ana yanma odasının bitişiğine oyulmuş bir ön yanma odasına püskürtme yapılır. Bu ön yanma odasında zengin karışimli yanma olur. Havanın çoğunu içeren ana yanma odasına kalan yakıt gönderilir. Bu teknik indirek enjeksiyonlu motorlarda ve Lanova yanma odalı motorlarda kullanılır.

3. Yakıt miktarının kısıtlanması; ilk çalışma anında motor soğuk iken motora gönderilen yakıtın kontrolü gerekir. Ayrıca yanmanın kontrolü için diğer bir metot da yanma odasına esas püskürtmeden önce bir ön püskürtme yapmaktır.

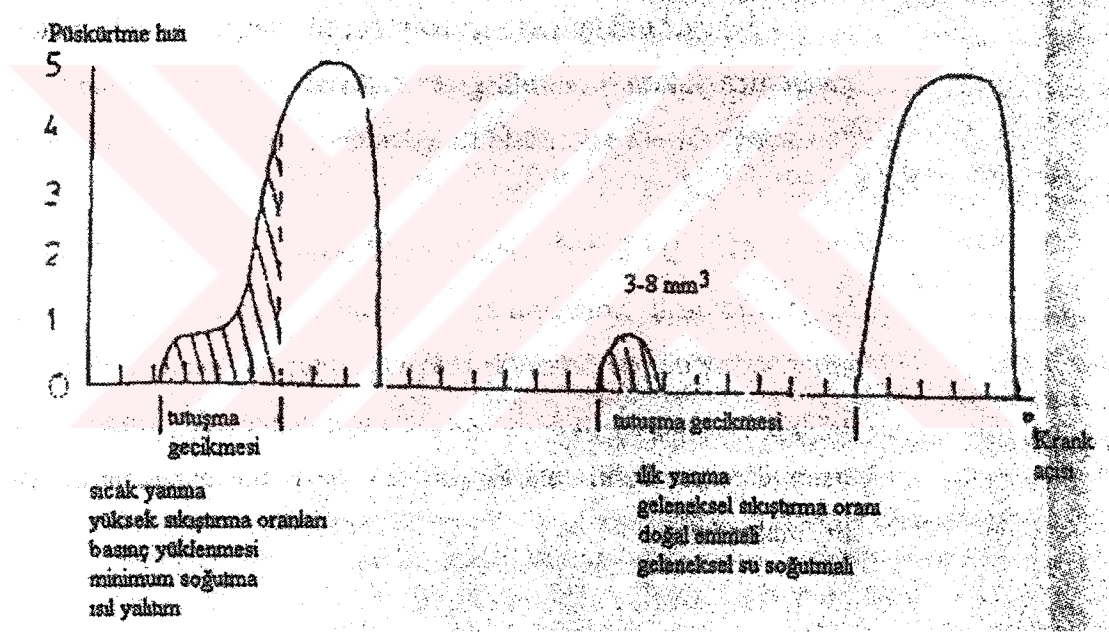
Aşırı doldurma, yanma gürültüsünün kontrolünde çok etkin bir faktördür. Hatta azotoksit emisyonlarını azaltan ve motorun çıkış gücünü artırmak için intercooling de de etkindir. Ancak tutuşma gecikmesi azaltılarak yumuşatılan diyagrama sahip, aşırı doldurma bazı uygulamalarda silindir basıncının tepe noktasını artırmaktadır. Tabii olarak bu da bazı mekanizmaların yaydıkları gürültüyü artırmaktadır.

Aşırı doldurma oranlı motorların sıkıştırma oranları düşürülürse, daha az tahrik basıncı verecektir. Tutuşma gecikmesi, düşük hızlarda ve hafif yüklerde daha uzun olmasından dolayı, bu motora sahip taşıtlar soğuk çalışma şartlarında, rölantide ve manevra anında daha

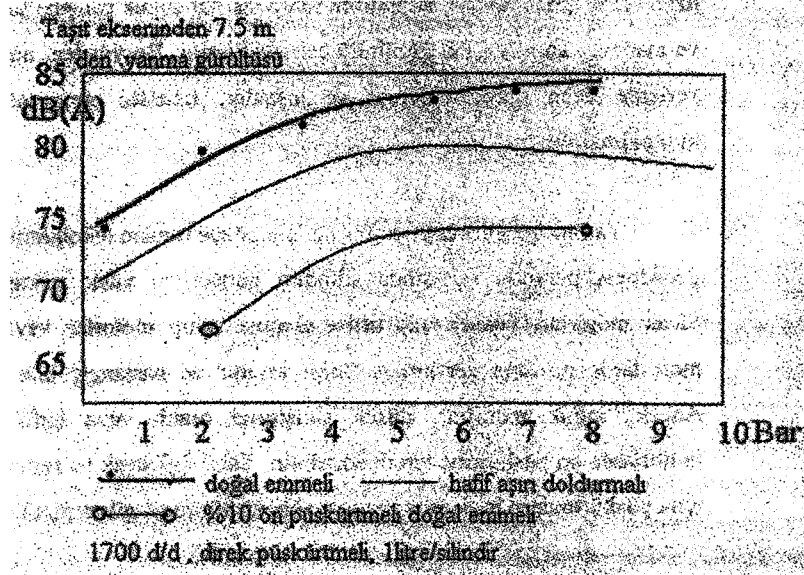
gürültülü çalışacaklardır. Bu yüzden, nüfus kalabalığı olan yerlerde daha sessiz, çevreyi ve insanları rahatsız etmeyecek diğer motorlar kullanılmalıdır.

Yanma gürültüsünün kontrolü için gözde tutulan tekniklerden biri de, tutuşma gecikmesi periyodu esnasında silindire gönderilen yakıt miktarının kontrolüdür. Sıcak motorlar, yüksek sıkıştırma oranına sahip motorlar veya aşırı doldurmalı motorlarda tutuşma gecikmesi süresi kısadır ve başlangıç hızı kontrolü idealdir. Ancak, soğuk motorlar, düşük sıkıştırma oranlı veya hafif yüklerde çalışan motorlarda ön püskürtme tercih edilebilir. Şekil 6.9 sıcak ve soğuk yanma sistemleri için, püskürtmenin başlangıç hızını ve ön püskürtmeyi göstermektedir.

Ön püskürtme optimize edildiğinde, bütün yüklerde gürültünün kontrol edilebilmesi mümkündür. Bu özellik tam yükte çok etkin fakat kısmi yüklerde daha az etkin olan aşırı doldurmalı çözümlerle birbirine zıttır.

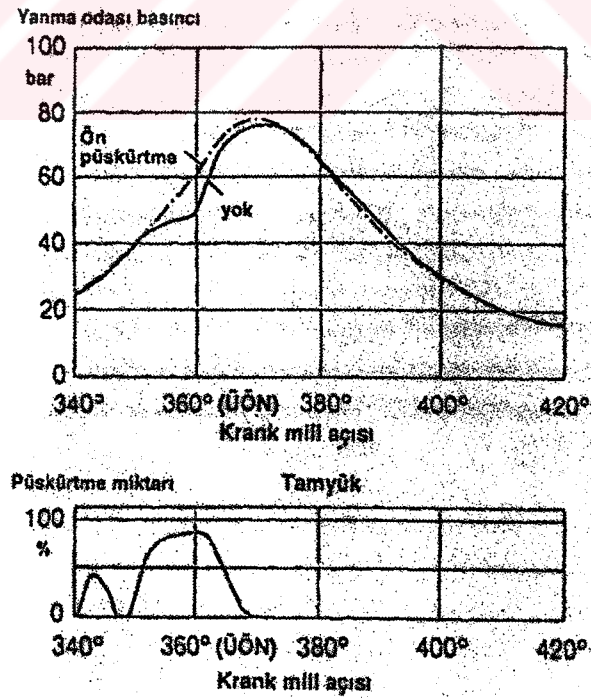


Şekil 6.9 Sıcak ve soğuk yanma için ön püskürtme (Russell, 1990).



Şekil 6.10 Değişik motorların ve ön püskürtmenin yanma gürültüsü kontrolü (Russell, 1990).

Yapılan deneyler ve gözlemler göstermiştir ki, ön püskürtme ile yanma sistemindeki gürültü, yaklaşık 11 dB(A) azaltılabilmektedir. Teorik ve pratik çalışmalardan, ön püskürtme zamanlaması için Ü.Ö.N dan önce 22° KMA uygun olduğu anlaşılmıştır. Püskürtülen yakıtın miktarı ise mümkün ise 3 mm³ den daha az olmalıdır (Harris, 1957; Russell, 1990).



Şekil 6.11 Ön püskürtme ile yanma basınç gradyanının azaltılması.

6.7 Emme Havasını Isıtarak Yanma Gürültüsünün Azaltılması

İndirek püskürtmeli dizel motorlarda ısıtılmış emme havası kullanılarak az yük ve düşük hızlarda yapılan deneylerle yanma gürültüsünün azaltılabildiği görülmüştür. Giriş havasının ısıtılması ile tutuşma gecikmesi periyodu azalacak, böylece yanmanın sebep olduğu gürültüde azalacaktır. 1000 d/d da her yükte yapılan ölçümlerde 2-3 dB(A) kadar bir azalma görülmüştür. Yüksek devirlerde gürültüdeki azalma oldukça azdır. Giriş havasının ısıtılmasının egzoz emisyonlarını etkileyeceği göz önüne alınarak, yakıt ayarlaması yapılması gerekir (Stone ve Kwan, 1993).

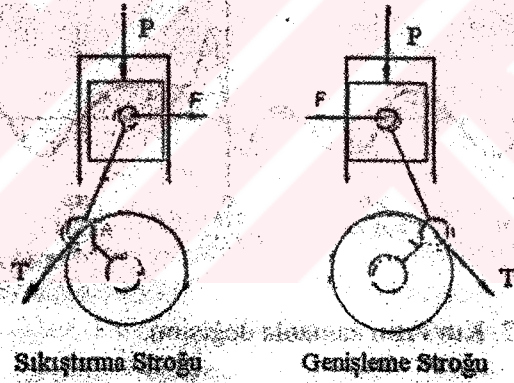


7. MEKANİK GÜRÜLTÜ ve KONTROLÜ

Bir motorun çalışması esnasında, motor bloğunun çeşitli yerlerinden, bloğa etkiyen çeşitli kuvvetler vardır. Bunların en önemlileri, gaz kuvvetleri ve atalet kuvvetleridir. Eğer motorda çalışma boşlukları, toleranslar olmasaydı, gaz kuvvetleri gürültüye sebep olan en büyük kuvvet olacaktı. Ancak, bütün motorlarda yatak yüzeylerinde tolerans boşlukları olması kaçınılmazdır. Bu boşluklarda yüksek hızlarda çalışan parçaların, bir yüzeyden diğerine çarpmaları da engellenememiştir. Emme ve egzoz sübaplarının ve enjektör milinin yuvalarına oturmasıyla çıkan çarpma gürültüleri, bu kategori içinde değildir. Motorun çalışma çevrimi ile ilgili, bloğa bağlı parçaların oluşturduğu gürültü mekanik gürültü kaynakları olarak sınıflandırılmıştır (Harris, 1957).

Pistona etkiyen iki çeşit kuvvet vardır. Yönleri değişen bu (T) ve (F) kuvvetleri krank mekanizması tarafından üretilip, atalet kuvvetleri ile birleştirilmiştir. (Şekil 7.1).

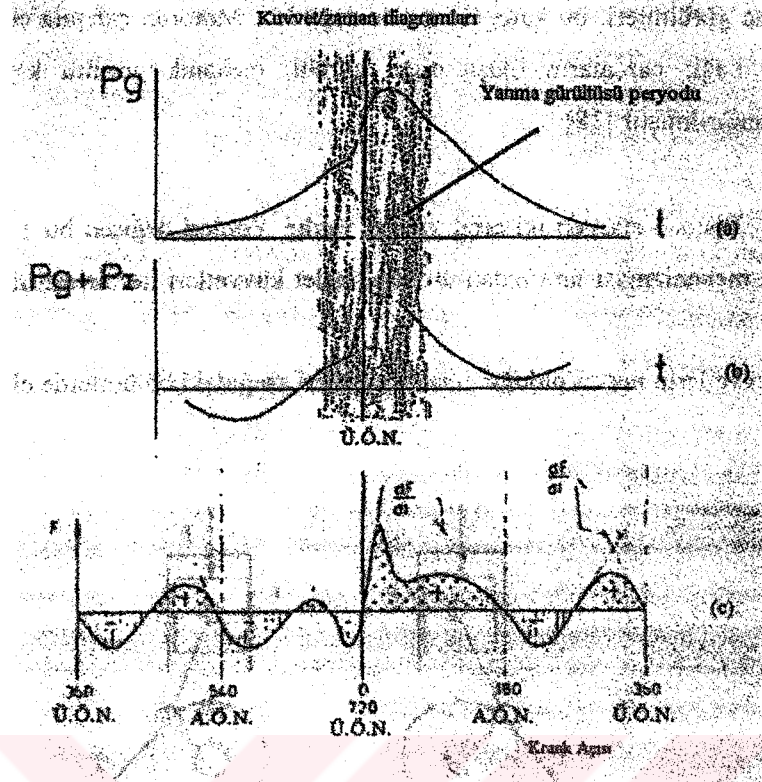
Bu kuvvetlerin neden olduğu gürültü çeşitleri aşağıdaki bölümlerde ele alınmıştır.



Şekil 7.1 Bir krank mekanizmasındaki kuvvetler.

7.1 Piston Vurması Gürültüsü

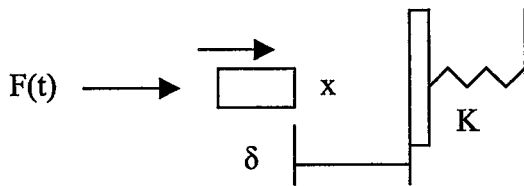
Bir dizel otomotiv motoru için, en baskın mekanik gürültü kaynağı, piston vurma gürültüsüdür. Piston vurma, pistonun kütlesinin büyüklüğü ve piston ile silindir arasındaki tolerans boşluğuna bağlıdır. Şekil 7.2 a ve b dikey doğrultuda direkt olarak, pistona etkiyen gaz kuvvetleri ve atalet kuvvetlerini göstermektedir. Bu kuvvetlerin etkisi dikey doğrultuda olmayan, biyel kolu ile karşılanır. Bu da yanlara doğru bir bileşen oluşturur (F). Bu yan kuvvet de silindir yan duvarına etkir. Şekil 7.2.c, dört zamanlı bir dizel motorun tam çevriminde bu yan kuvvetin zamanla değişimini göstermektedir.



Şekil 7.2 Kuvvetin zamanla değişimi (Lahor, 1990).

Bu grafikten görüleceği üzere (T) yanal kuvveti sekiz defa yön değiştirmiş ve piston çarpmalarına sebep olmuştur. Kuvvetin zamanla değişiminin (dF/dt) en büyük değeri silindir içindeki basıncın en yüksek olmasından dolayı iş stroğunun başlangıcındaki üst ölü noktada ortaya çıkmıştır. Bu yüzden en büyük piston vurması genelde bu noktada oluşmaktadır.

Piston vurmasının temel prensiplerini anlamak için, şekil 7.3'deki modelin davranışını ele alalım. Piston, piston pimi ve biyel kolunun ileri-geri hareket yapan kısmı noktasal kütleler olarak düşünülür (M). Yer değiştirme (x), ve silindir duvarının sertliği, kütesiz lineer bir yay (K), kabul edilir. Bu model, piston hareketi ve vurma kuvvetinin zamanla değişiminin tahmini için oldukça yeterlidir. Pistonun tolerans boşluğundaki hareketi, toleransın küçük olmasından dolayı çok azdır (1 m/s veya 10-15° krank mili açısı). Yan kuvvetin değişim hızı, bir sabit olarak düşünülebilir.



Şekil 7.3 Piston vurmasının modeli.

$$M \ddot{x} = F(t) = \text{sabit} = \sigma_0 \quad (7.1)$$

(7.1)'deki eşitlik üç kez integre edilirse;

$$M \dot{x} = \frac{\sigma_0 t^2}{2} + At + B \quad (7.2)$$

$$Mx = \frac{\sigma_0 t^3}{6} + \frac{At^2}{2} + Bt + C \quad (7.3)$$

eşitliği elde edilir. Başlangıç şartları düşünüldüğünde;

$t = 0$ da $x = \dot{x} = \ddot{x} = 0$ dır ve $A = B = C = 0$ olur.

Pistonun tolerans boşluğunu geçme zamanı (t_i) (7.2). denklemden bulunur. $x = \delta$ sınır şartları.

$$t_i = \left(\frac{6M\delta}{\sigma_0} \right)^{1/3} \quad (7.4)$$

Bu t_i , (7.3)'teki (Mx) eşitliğinde yerine konulursa,

$$v_i = \left| \dot{x} \right|_{t=t_i} = \left(\frac{9\sigma_0 \delta^2}{2M} \right)^{1/3} \quad (7.5)$$

Piston silindir duvarına vurduğu zaman bir kinetik enerjisi vardır ($M v_i^2 / 2$). Yağ filminin sönümlenme etkisi ihmal edilirse, pistonun kinetik enerjisi yayın sıkışması ile absorbe edilir.

$$Mv_i^2 = Kx_0^2$$

Buradan, $x_0 = \left(\frac{M}{K} \right)^{1/2} v_i$ olarak bulunur. aşağıdaki denklem de pistondan gömleğe aktarılan kinetik enerjiyi ifade etmektedir.

$$\left| F_0 \right|_{KE} = Kx_0 = \left(\frac{81}{4} \sigma_0^2 \delta^4 MK^3 \right)^{1/6} \quad (7.6)$$

Bu, tek bir vuruşun kuvvetinin büyüklüğü idi. Motor çalışmasının her çevriminde, bu kuvvetin etkisini tanımlamak için, kuvvetin dağılım şeklinin düşünülmesi gerekir.

Piston silindirin bir yüzeyinden diğer yüzeyine varıncaya kadar (t_i saniyede) silindir yan kuvveti sıfıra düşecektir. Bu noktada, piston yan kuvveti F_i ye yükselecektir. Bu kuvvet,

kütle-yay sistemine aniden uygulandığında (başlangıç şartları 0 kabul edilerek) (x_0) titreşim genliği oluşacaktır.

$$x_0 = \frac{F_i}{K}$$

Potansiyel enerji ilişkisine göre, yay kuvvetinin değeri ($x_0 K$)'ya eşittir.

$$|F_0|_{PE} = F_i = \sigma_0 t_i = (6M\delta\sigma_0^2)^{1/3}$$

Önceki gibi, bu da sadece tek bir olayın büyüklüğüdür. Bu durumda, frekansın her on kat artışında, kuvvet dağılımı yaklaşık 20 dB azalacaktır. Böylece, bağıntı $N/120$ (dört zamanlı) faktörü ile çarpılır.

$$|F_0|_{PE} = (6M\delta\sigma_0^2)^{1/3} \cdot (N/120) \quad (7.7)$$

Ele alınan belirli bir motor için, gürültünün şiddeti (I), kuvvetin genliği (σ_0) karesi ile orantılıdır.

$$I_{KE} , N^{2/3} \delta^{4/3}$$

$$I_{PE} , N^{10/3} \delta^{2/3}$$

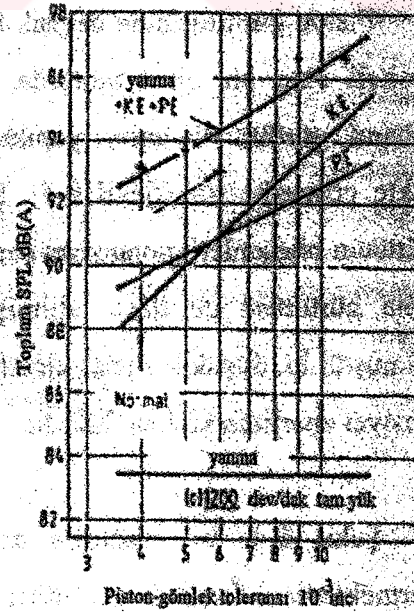
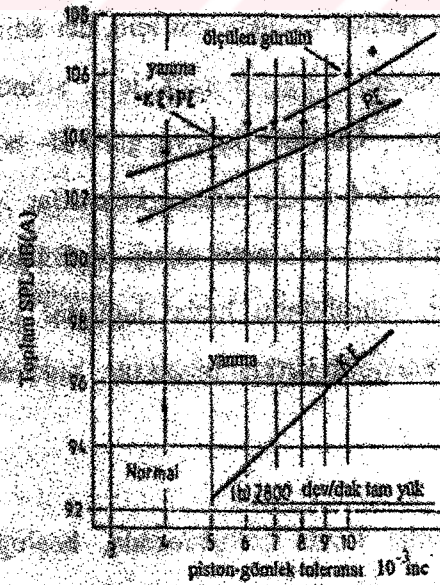
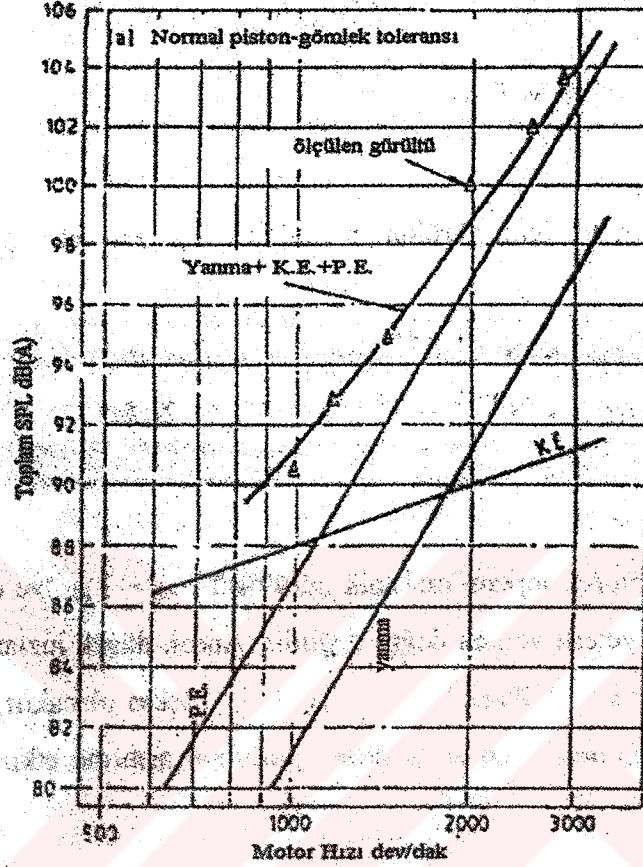
N : hız

Herhangi bir hızda motorun toplam mekanik gürültüsü ($I_{KE} + I_{PE}$)'ye eşit olmasına rağmen, teorik model yeterli ve tam doğru değildir. Ancak düşük hızlarda, mekanik gürültüde, (I_{KE}) baskındır. Yüksek hızlarda da (I_{PE}) baskın olacaktır. Bu yüzden, toleransları azaltma eğilimi, hızın artmasının, gürültüyü artırma etkisini azaltmak için gereklidir.

Piston gürültüsünün değişik bir şekilde incelenmesi için, her silindiri bir litre kapasiteli olan bir dizel motorda, toleransı değiştirilmek için, silindirin iç çapı taşlanarak gürültü ölçümleri yapılmıştır. Gürültü-hız ve gürültü-boşluk ilişkisi grafikte gösterilmiştir (Şekil 7.4). Şekil 7.4.a'da normal boşluklar için mekanik gürültünün bileşenleri, potansiyel enerji (P.E.) ve kinetik enerji (K.E.) görülmektedir. Yanma gürültüsü de ilave edilmiştir. Gürültünün hızla değişimi gözlemlendiğinde görülmüştür ki, düşük hızlarda kinetik enerjinin katkısı büyüktür. Yüksek hızlarda da potansiyel enerjinin katkısı fazladır.

Şekil 7.4.b motorun nominal hızda çalışmasında, boşluğun etkisini göstermektedir. Ölçülen gürültüler, eşitliklerde tahminen hesaplananlara oldukça yakın çıkmıştır.

Şekil 7.4.c'de düşük hızlarda (1200 dev/dak), tam yükte boşluğun gürültüye etkisi görülmekte ve burada da görüldüğü üzere, kinetik enerji daha dik yani, gürültü üzerine daha etkindir (Lahor, 1990).

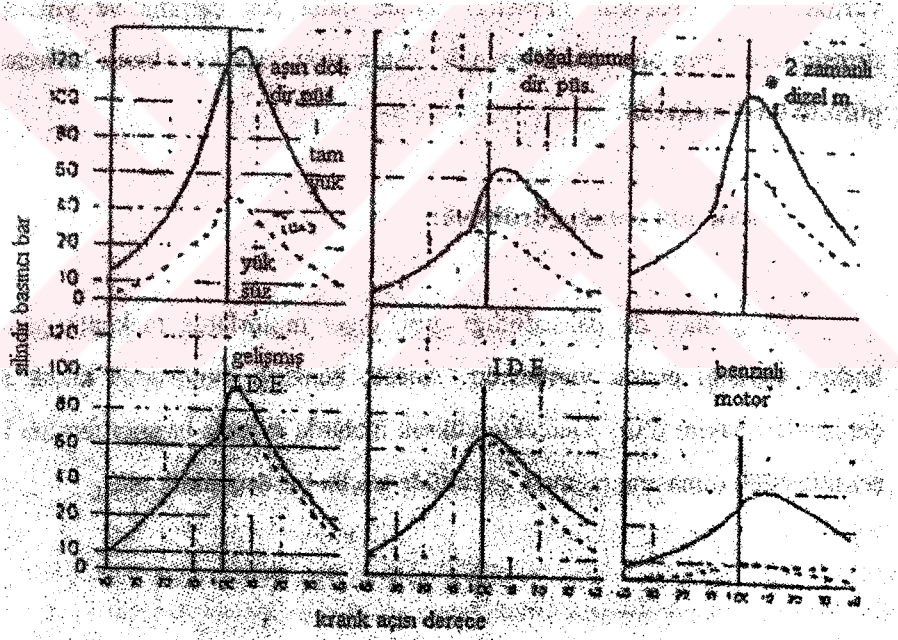


Şekil 7.4 Hız ve piston toleransları ile gürültünün değişimi (Lahor, 1990).

7.1.1 Motor Boyutunun Piston Vurmasına Etkisi

Doğal emmeli dizel motorlarda gürültüyü yanma tayin eder. Belirli bir frekansta basınç dağılımında silindir basıncının düzeyi, krank mili hızıyla orantılıdır. Sabit silindir basıncında ve motor hızında ve atalet kuvvetleri yok sayılırsa, kinetik enerjinin şiddeti piston alanıyla artmaktadır. Ancak piston ataletinin etkisi, (σ_0)'ı düşük hızlarda bir dereceye kadar artırır. Silindir çapı bütün dizel motorlarda, yanma sistemi ne olursa olsun, sabit hızda gürültü seviyesini artırır. Yanma gürültüsü veya piston vurmasının hangisinin baskın kuvvet olduğu önemli değildir.

Silindir basıncının piston vurmasına etkisi: Çeşitli motor grupları arasında bir çok farklılık vardır. Dolayısıyla, silindir basınçları da motor özelliklerine göre değişiklik gösterir. Şekil 7.5 de değişik motorların tipik basınç diyagramları görülmektedir. Benzinli motorun diyagramı oldukça yumuşaktır ve tepe basıncı diğerlerine nazaran oldukça düşüktür. (35-50 bar).



Şekil 7.5 Çeşitli yanma sistemlerinin silindir basıncı diyagramları (Austen ve Pride, 1958).

Üst ölü noktada silindir basıncının yüksek olması, piston vurmasını da yanma gürültüsü gibi artırır. Püskürtme zamanının değişimi ile üst ölü noktadaki silindir basıncının tepe noktası düşürülebilir (yumuşatılabilir). Ateşleme avansı basıncın tepe noktasını, dolayısıyla gürültüyü artıracak ve gecikmesi de azaltacaktır. Zamanlamanın değişimi, yanma gürültüsü gibi mekanik gürültüyü de aynı şekilde etkileyecektir (Austen ve Pride, 1958).

7.1.2 Piston Pimi Kaçıklığı

Ağırlık merkezinden farklı bir noktadan, pistonu etkileyen yan kuvvetin sebep olduğu, pistonun piston pimi etrafında dönmesi çok önemlidir. Çünkü bu, piston vurmasının büyüklüğünü ve zamanını etkiler. Bir motorda motorun dışına pistonun sinyaller veren bir mekanizma bağlantısıyla, pistonun üstünde ve altındaki yanal moment ölçülerek inceleme yapılmıştır. Genel olarak, pim kaçıklığı olması pistonun başı ve eteğinin yüzeylere çarpma zamanının uzadığı gözlemlenmiştir. Yani bütün vurma olayları kaçıklık olmadığı zaman daha çok çarpma ve yüksek frekanslı titreşimlere sebep olur. Bu yönden de piston pimi kaçıklığı olması halinden daha çok gürültü üretilmektedir.

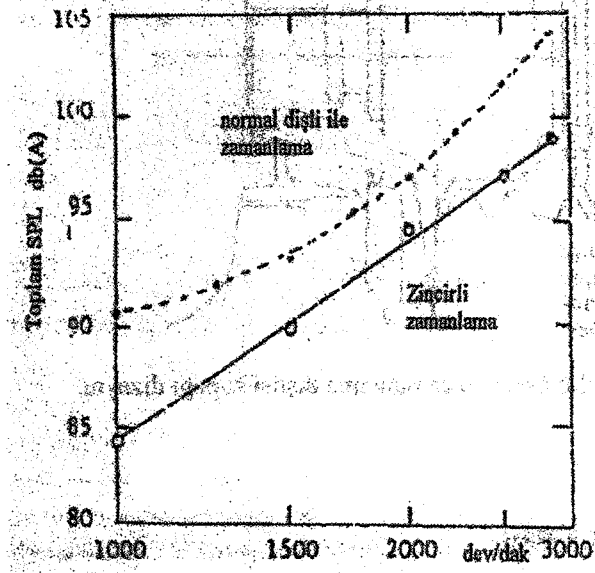
7.1.3 Krank Mil Yatağı Gürültüsü

Daha önce de bahsedildiği gibi, dizel motorlarda mekanik gürültünün en baskın kaynağı piston vurmasıdır. Ancak, benzinli motorlarda krank mili yatağı çarpmaları hakim olur. Gerçekte yüksek hızlarda silindir basıncı farkına belirgin bir şekilde bağlı olmasına rağmen, gürültüde küçük bir değişiklik olur (Lahor, 1990).

7.2 Mekanik Gürültünün Diğer Kaynakları ve Gürültü Kontrolleri

7.2.1 Zamanlama Dişlisi

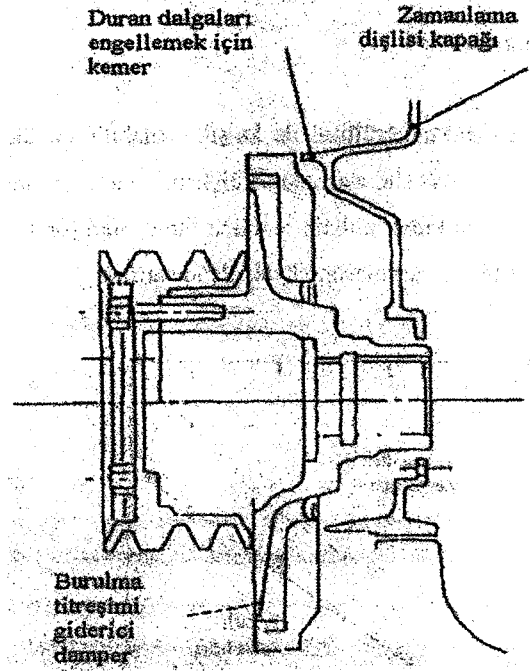
Krank mekanizması gürültüsü ile karşılaştırılabilir büyüklükte, benzer bir gürültü kaynağıdır. Bu özellikle, zamanlama dişlisinin motorun önüne yerleştirildiği zaman geçerlidir. Çünkü krank milinin burulma titreşimleri (önde en büyük genliğe sahiptir) dişlilerin birbirine çarpmasını büyük ölçüde artırır.



Şekil 7.6 Değişik zamanlama mekanizmalarının gürültüleri (Lahor, 1990).

Şekil 7.6'da motorun önüne yerleştirilmiş zamanlama dişli sisteminin zincirli ve diğer tahrikli halinde karşılaştırılması gösterilmiştir. Zincirli tahrikte basit bir hız zaman ilişkisi vardır. Fakat dişlilerde kinetik ve potansiyel enerjinin varlığından dolayı, tipik bir lineer olmayan vurma ortaya çıkar.

Zamanlama dişlisinden yayılan gürültü diğer gürültülerle girişerek duran gürültüyü ortaya çıkarır. Sürekli olan bu duran dalgalar oldukça rahatsız edicidir. Bu gürültünün engellenmesi için zamanlama dişlisi kapağı kullanılır. Zamanlama dişlisinin sebep olduğu duran dalgaların da etkisini azaltan bir kapak şekil 7.7'de görülmektedir.



Şekil 7.7 Gürültü önleyici zamanlama dişlisi kapağı dizaynı (Lahor, 1990).

7.2.2 Silindir Kafası

Silindir kafası ve ona bağlı parçalar, motor tarafından üretilen toplam gürültünün önemli bir kısmını yayar. Örneğin 1.9 litrelik bir motorda bu oran %40 dan yüksektir. Yapılan deneyler ispat etmiştir ki, silindir kafasının yan duvarlarından yayılan gürültü, sübap yuvaları ve krank mili yataklarındaki kuvvetler ve çarpmalar tarafından artırılmaktadır.

Silindir kafasında meydana gelen mekanik titreşimlerin kontrolü için, silindir kafası kapağı, silindir kafasına kauçuk kaplı vidalarla ve uygun contalarla bağlanmalıdır. Motor bloğunda, silindir kafasının dış duvarlarıyla krank mili yüzeylerinin temasını birbirinden ayırarak, engellemek de mekanik titreşimlerin kontrolünü sağlar.

7.2.3 Biyel Kolu ve Piston

Piston ve biyelin çalışırken gürültülerinin azaltılması için piston malzemesi olarak hafif malzeme kullanmak gerekir. Fakat bu malzemenin seçiminde gelen yüksek kuvvetlerin göz önünde bulundurularak yapılması gerekir.

7.2.4 Karter

Bir dizel motorda en önemli gürültü kaynağı motor bloğudur. Üzerinde bulundurduğu

parçalara büyük kuvvetler etkidiği için, gürültü kontrolü ölçümlerini analiz etmek oldukça zordur. Motor bloğunun dış yüzeyinin değiştirilmesi yeni parçalar takmaktan daha kolaydır. Yeni parçalar motor bloğunun katılığını artıracığı için gürültü emisyonunu da artırır.

Ana yataklar krank milini motor bloğuna bağlar, yanma gürültüsünün üretilmesini ve iletilmesini sağlar. Bu, hem dizel hem de benzinli motorlarda en kötü gürültü kaynağıdır.

Yapılan bazı ölçümler sonucunda karterdeki gürültünün azaltılması için şu değişiklikler yapılabilir.

- Dış duvarların katılığını artırmak için, yan duvarların kubbeli ve kemerli şekillendirilmesi.
- Ana yatakları bayraklarını bağlayan kuşaklar yapılmalı.
- Yağ deposu ile yan duvarların titreşimini azaltmak için, ön gerilmeli yağ deposu flanşı kullanılmalı.
- Karter ve silindir bölgesinin katılığı için sertleştirilmiş kuşaklar kullanılmalı.

Volan ve burma damperinin değiştirilmesinin, dişli takırtısı ve krank mili burulma titreşimlerini azaltacağı ileri sürülmektedir. Transmisyon milinin burma titreşimlerini azaltmak volanın atalet momenti %25 artırılabilir.

Yağ karteri ile motor bloğunun kauçuk kaplı vidalarla bağlanması titreşimin geçişini azaltır.

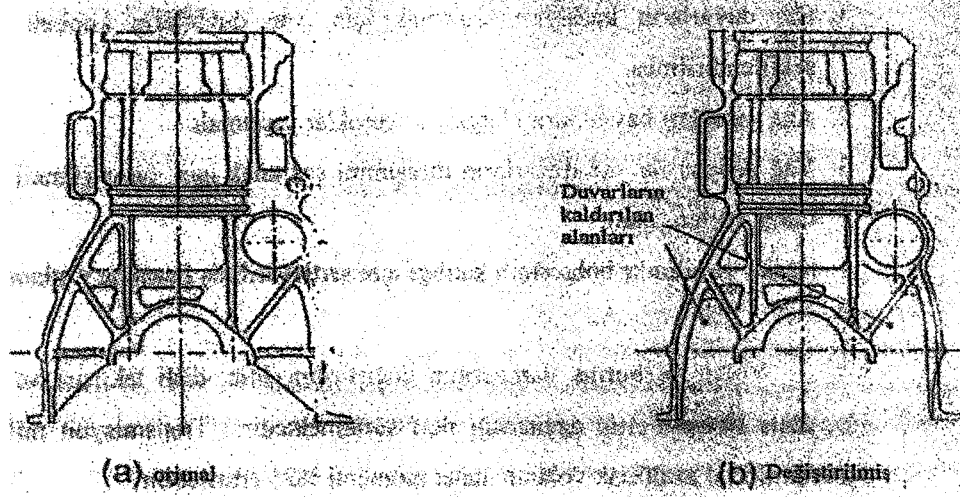
7.2.5 Püskürtme İşlemi Esnasında Gürültü Kontrolü

Yanma sistemi, yegane gürültü faktörü değildir. Tork, yakıt tüketimi, gürültü ve hava kirliliği emisyonu etkileyen enjeksiyon sistemi de yanma sistemi ile eşit derecede önemlidir. Enjeksiyon sistemini geliştirmek çok kompleks bir sorundur, bir çok parametreler içerir. Bir elektronik kontrollü enjeksiyon pompasının yerleştirilmesi oldukça maliyetlidir. Hidrolik mekanizmalı püskürtme sisteminin geliştirilmesi daha fazla tercih edilebilir. Tork ve çıkışta gelişmelerin ana amaçları, parça emisyonlarının ve gürültünün azaltılması, daha yüksek yakıt verimi, güvenilirlik ve daha uzun ömürdür (Lahor, 1990).

7.3 Silindir Bloğunun Gürültü Kontrolü İçin Dizayn Önerileri

Silindir bloğundaki en büyük titreşim ve gürültü blok eteğinde meydana geldiği gözlenmiştir. Ana yatak titreşimlerinin silindir bloğuna iletilmesi ile silindir bloğu titreşmektedir. Silindir

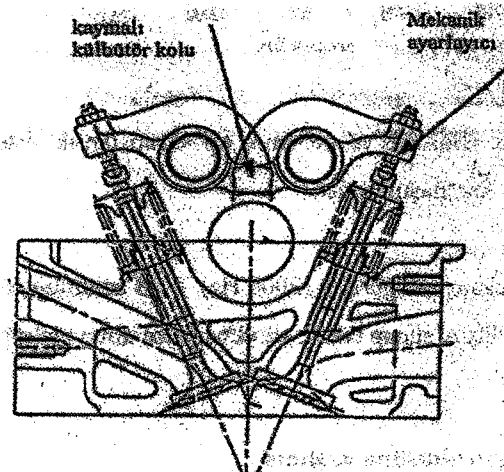
bloğunun titreşimini engellemek ve yayılan gürültüyü azaltmak için aşağıda görülen yapısal değişiklikler yapılmaktadır.



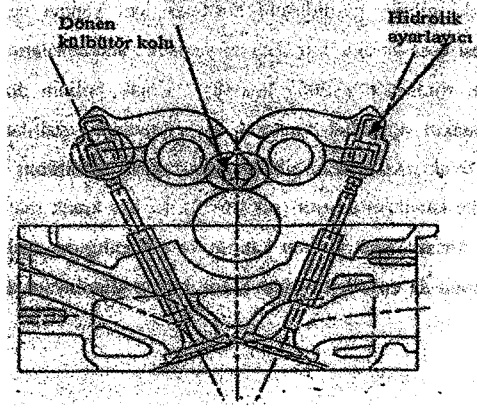
Şekil 7.8 Silindir bloğu dizaynı.

7.4 Sübap Mekanizmasında Gürültü Azaltılması

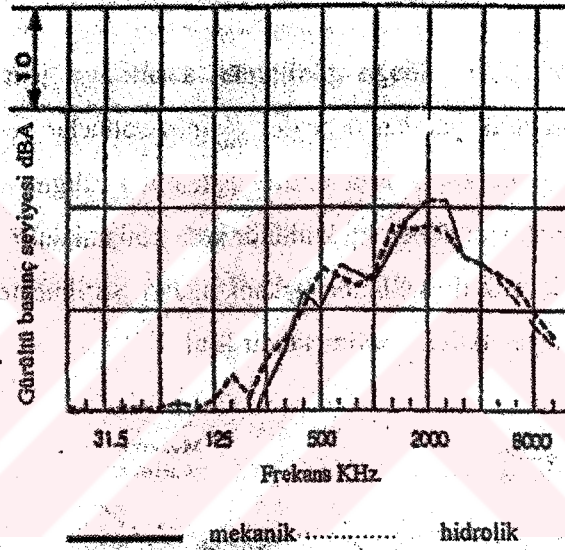
Sübapların sebep olduğu gürültünün azaltılması için bir hidrolik çarpma ayarlayıcısı kullanılarak yapılan deneyler olumlu sonuçlar vermiştir. Fakat bu tip ayarlayıcılar sürtünme kayıplarını artırır, sistemin katılığına da azaltır. Sürtünme kayıplarını azaltmak için dönen tip külbütör kolu kullanılabilir. Şekil 7.9 ve 7.10'da mekanik tip ve hidrolik tip külbütör mekanizmaları görülmektedir. Şekil 7.11'de ise bu iki tipin gürültüye etkileri görülmektedir (Kwon ve Yeo).



Şekil 7.9 Mekanik tip kaymalı külbütör kolu.



Şekil 7.10 Hidrolik çarpma ayarlayıcılı külbütör mekanizması.



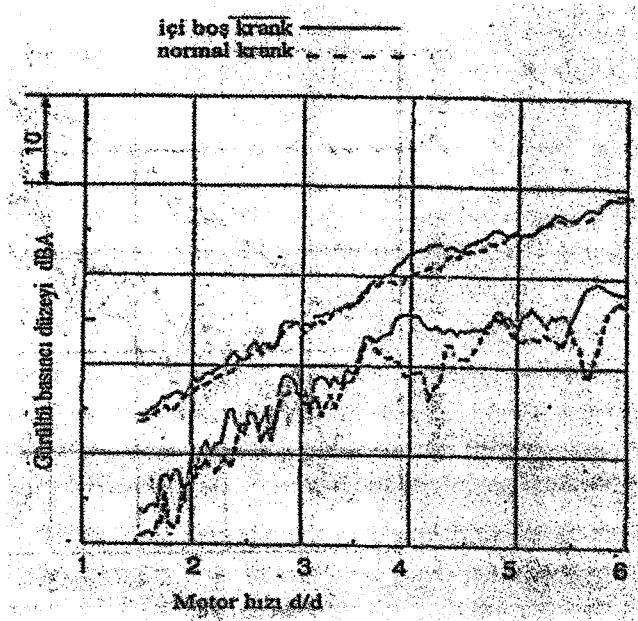
Şekil 7.11 Hidrolik ve mekanik tip sübap tahrik sisteminin gürültülerinin karşılaştırılması.

Yüksek frekanstaki gürültü (2000 Hz) 4 dB azaltılmıştır. Özellikle rölantide motor çalışırken düşük sübap tahrik gürültüsünden dolayı gürültü kalitesi iyidir.

7.5 Krank Mili Gürültüsünü Azaltma

Krank milinin gürültüsünü azaltmak için yanma ve piston vurmasının düzenlenmesi esas gerekliliktir. Bunun yanı sıra yataklamaların ve toleransların iyi ayarlanması, rijitliği de uygun olmalıdır. Krank milinin dizaynını değiştirerek, örneğin, krankın ağırlığını azaltarak da gürültünün azaltılabildiği saptanmıştır. Krank mili oyuk şekilde boru gibi yapılarak ağırlığı azaltılmış ve gürültüsü normal krank mili ile karşılaştırılmıştır (Şekil 7.12). İçi boş krank mili gürültüyü 2-3 dB(A) azaltmıştır. Ancak krank milinin katılığı ve sağlamlığının azalması bir

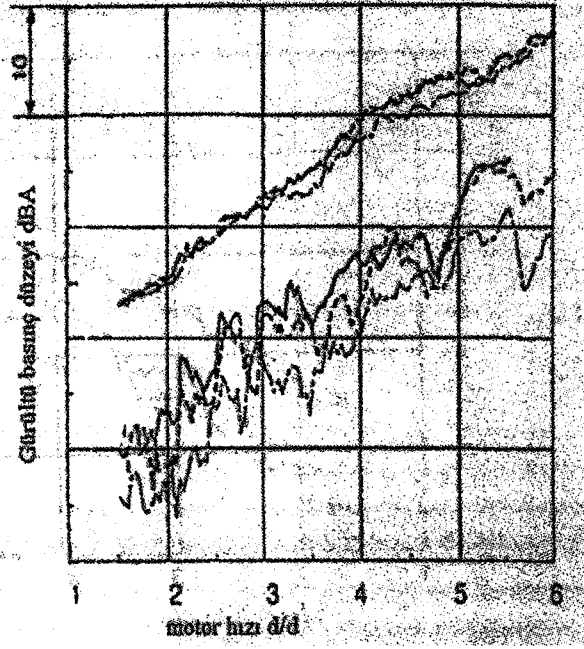
dezavantaj olmuştur. Bunu da engellemek için krank miline alüminyum damper uygulanabilir.



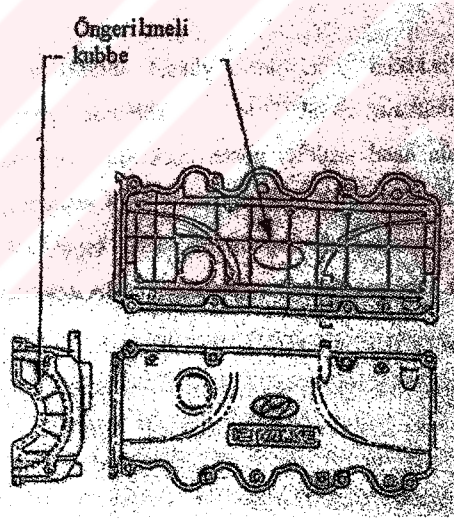
Şekil 7.12 İçi boş krank milinin gürültü etkisi (Kwon ve Yeo).

7.6 Plastik Külbitör Kapağı Kullanarak Gürültünün Azaltılması

Plastikler genel olarak yüksek gürültü önleyici ve titreşim giderici olarak kullanılmaktadır. Şekil 7.13'de külbitör kapağının plastik ile kaplanması ile gürültünün nasıl azaldığı gösterilmektedir. Alüminyum kapak 500 Hz civarında daha iyidir, fakat 2000 Hz den sonra plastik kaplama gürültüyü daha çok azaltacaktır. Düşük frekanslarda da ön gerilmeli plastik kapaklar kullanılarak iyi verim alınmıştır. Böyle bir kaplama ile motor gürültüsü 3 dB(A) azalmıştır (Kwon ve Yeo).



Şekil 7.13 Külbitör kapağına plastik kaplamanın gürültüye etkisi (Kwon ve Yeo).



Şekil 7.14 Gürültü azaltmak için kullanılan ön gerilmeli plastik kapak.

8. EMME GÜRÜLTÜSÜ

Emme gürültüsü, içten yanmalı motorlarla tahrik edilen otomobillerde ve yolcu taşıtlarında en büyük gürültü faktörlerinden biridir. Genel olarak egzoz gürültüsü kadar dikkate alınmamıştır. Son zamanlarda otomobillerin dört silindirli motorlarla tahrik edilmesi yaygınlaştığından, emme gürültüsü de müşteri şikayetlerinin en büyüğü haline gelmiştir. Ağırlık ve yakıt sarfiyatı bakımından uygun olduğu için oto imalatçıları artık dört silindirli motorları tercih etmektedirler. Değişik etkin, dizaynlarla bu motorların performansı oldukça iyileştirilmiştir. Bu da giriş gürültüsünün artmasına sebep olmuştur.

Emme gürültüsü, düşük frekanslarda uğultu, böğürme veya gürlleme gibi şekillerde ortaya çıkar. Emme gürültüsünde özellikle kelebeğin pozisyonu, iç rezonanslar ve lineer olmama etkileri rol oynamaktadır. En çok kelebeğin tam açık olduğu ve hızlı ivmelenme anlarında rahatsız edici ve dikkat çekici olurlar.

Hava girişi sesi, emme kanalının hem açılması hem de kapanması ile meydana gelir. Açılırken silindir basıncı atmosfer basıncıdan küçüktür. İlk gürültü yükselmesi havanın girmesiyle oluşur. Silindirin aşağı doğru hareketi ile oluşan hacim genişlemesi, bu dalgalanmaya hemen karşı koyar. Emme sübabının kapanması da aynı şekilde bir dalgalanmaya neden olur. Hava girişinden çıkan gürültü egzoz gürültüsü ile aynı şekilde meydana gelir.

Çok silindirli motorlarda düz bir akış daha az gürültüye neden olur. Emişte akış hızının egzozdaki gibi aniden değişmemesi nedeniyle emme gürültüsü daha azdır ve sesin yayılımı akışın tersinedir.

Hava filtreleri bir ölçüye kadar susturucu görevi yapar. Emme kanalı susturucuları olarak akustiği önleyen rezonans filtreleri kullanırlar. Emme kanalındaki sesi azaltmak için kullanılan bu filtreler, silindirin volümetrik verimi üzerinde büyük etkiye sahiptir, verimi düşürür.

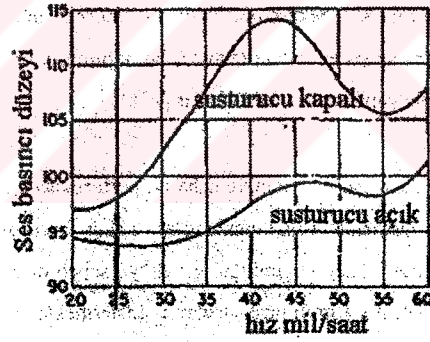
Emme kanalı gürültüsünde, titreşimler meydana gelir ve bunun yanı sıra, ters akışlar ve yarım dalgalar da oluşur. Sönümsüz halde emme kanalından gelen gürültü, egzoz gürültülerinin beşte biri kadardır. Bunun sebebi, egzoz gazlarının, emme havasına nazaran daha yüksek sıcaklığa, böylece daha büyük bir hacme, daha büyük akış hızına ve basınç değişikliklerine sahip olmasıdır.

Daha önce belirtildiği üzere, giriş sistemi aynen çıkış sistemi gibidir. Ancak en büyük fark,

girişteki basınç değişimleri miktarı çıkış kadar büyük değildir. Giriş sübap valfleri açıldığında ve piston alt ölü noktaya doğru inerken, basınçtaki negatif giden dereceli değişim ile ilgileniriz.

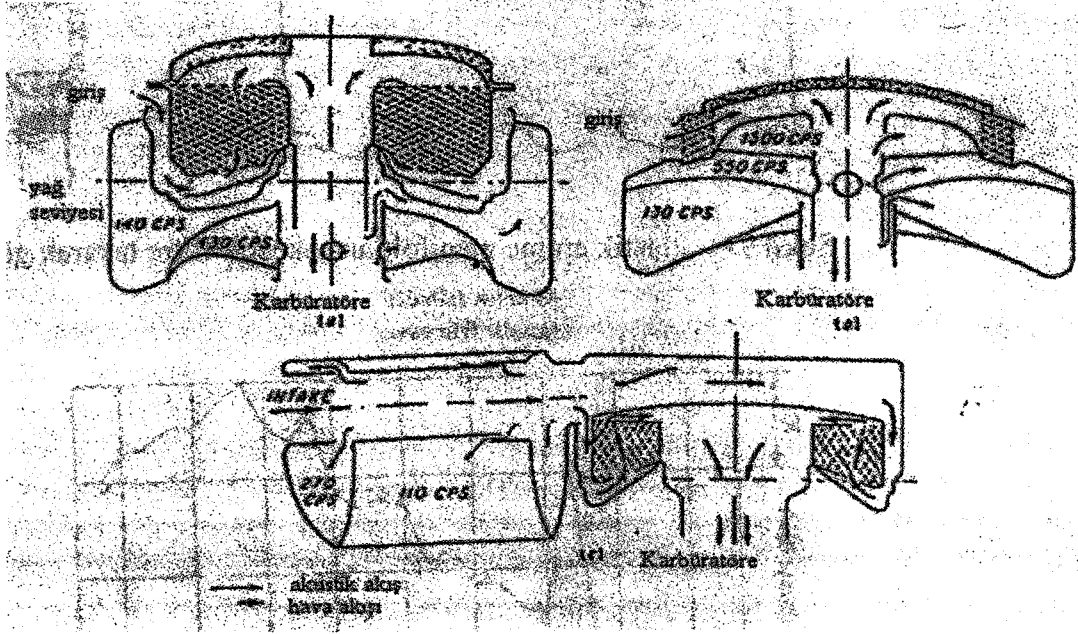
Bir veya iki harmonik ses ve yanma frekansından oluşan, bir giriş gürültüsü ve belirli hızlardaki periyotların oluşmasıyla giriş gürültüsü tanımlanabilir. Giriş gürültüsü, taşıt yolda giderken kontak kapatılıp gelen ses dinlenerek ve ateşleme olduğu haldeki ses ile karşılaştırılarak algılanabilir. Emme ve egzoz stoklarının arasında, sübapların birbiriyle çakışmasından dolayı, giriş gürültüsüne egzoz gürültüsünün de, aktif olarak arka plan gürültüsü oluşturduğundan sadece giriş gürültüsünü bu prosedür ile belirlemek mümkün değildir. Emme ve egzoz gürültülerini birbirinden ayırmak için, egzoz gürültüsünün çok iyi susturucularla engellenmesi veya egzozdan uzaklaştırılması gerekir.

Şekil 8.1'de 1954 model V8 tipi bir taşıtın motor kapağının altından ölçülen gürültü basınç düzeyinin hızlara bağlı olarak değişimi görülmektedir. Taşıt hareket halinde ancak ateşleme yok ve eğriler susturucunun olup olmadığı haller içindir. Susturucu kullanımı ile 10-13 dB(A) ya varan azaltma sağlanmıştır.



Şekil 8.1 Motor kapağının altından ölçülen ses basıncı seviyesinin hız ile değişimi

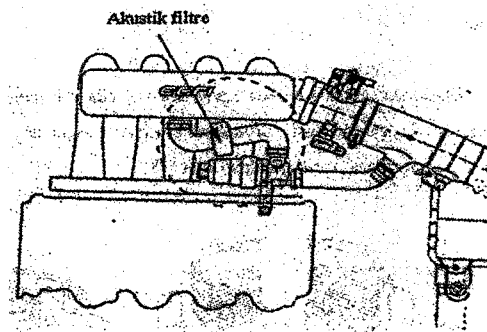
Bütün susturucularda esas olarak ses yan odaların içinden geçirilerek, hem yüksek hem de alçak frekanslı gürültülerin kontrolünü sağlamayı amaçlar. Şekil 8.2'de tipik susturucuların kesiti görülmektedir (Harris, 1957).



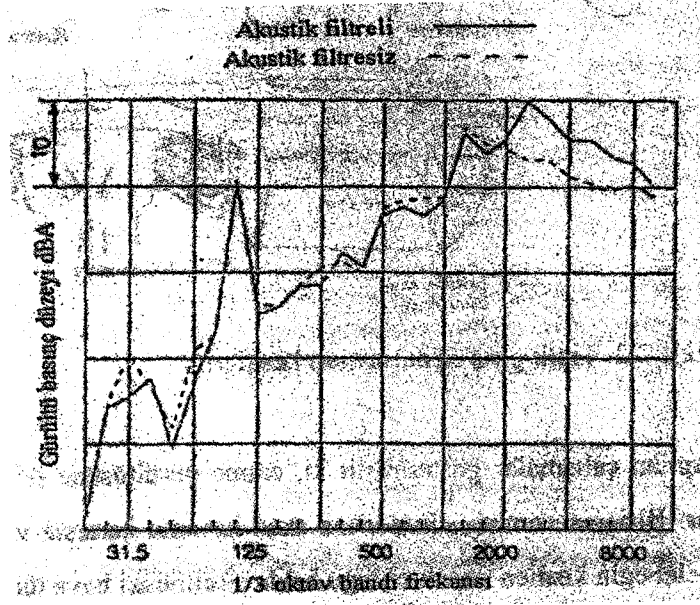
Şekil 8.2 Tipik giriş susturucuları kesitleri (Lamancusa, 1989).

Yapılan çalışmalar göstermiştir ki, emme gürültüsüne iki büyük olay sebep olmaktadır: Birincisi, emme sübaplarına akan havanın kararsız ve düzensiz olması, ikincisi, kelebeğin kısmen kapalı olduğu halde etrafındaki hava türbülansı olaylarıdır. 1000 Hz in üzerindeki türbülanslı akış, nispeten azaltılması kolay, yüksek frekanslı geniş bant gürültü üretir. Kelebekten oluşan düşük frekanslı gürültünün azaltılması ise nispeten zordur. Emme sistemindeki rezonanslar, uğultular, bazı motor hızlarında yayılan gürültünün tepe yapmasına sebep olurlar (Lamancusa, 1989).

Motorun ağırlığını azaltmak için ve daha iyi performans için imalatçılar, giriş manifolduna plastik malzeme kullanmaktadırlar. Fakat bazı durumlarda plastik manifoldun düşük kütleli yüzey yoğunluğu, gürültüye sebep olur. Şekil 8.3 plastik emme manifoldu ve akustik filtreli giriş sistemini göstermekte, şekil 8.4'de gürültü seviyesini göstermektedir.

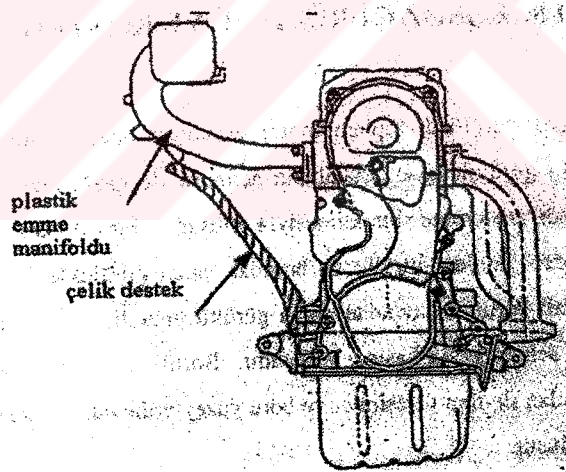


Şekil 8.3 Plastik emme manifolduna akustik filtre takılarak gürültü kontrolü.



Şekil 8.4 Giriş sistemine uygulanan akustik filtrenin gürültü azaltımı (Lamancusa, 1989).

Ek olarak giriş sisteminin tümünün titreşiminin kontrolü ile gürültü azaltılması sağlanır. Yüksek frekanslı titreşimleri engellemek için şekil 8.5'deki dizayn yapılabilir (Kwon ve Yeo).

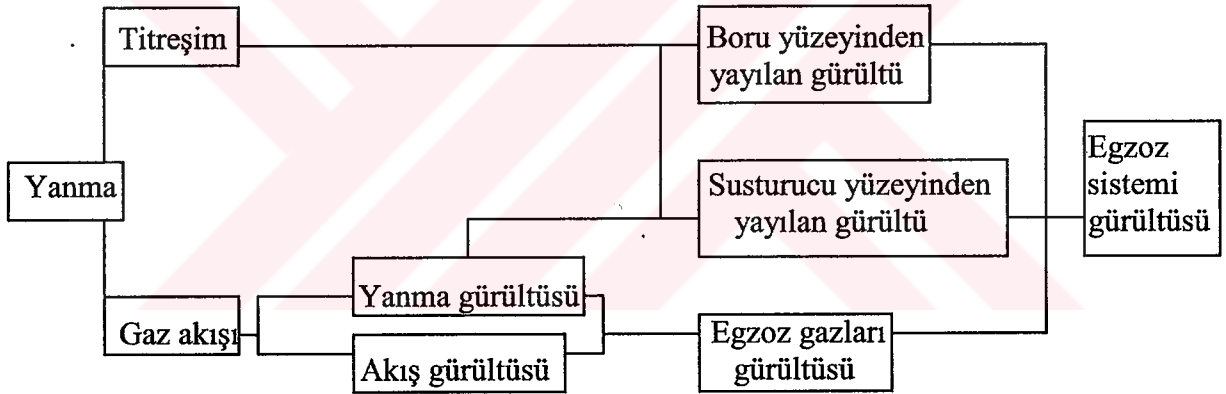


Şekil 8.5 Plastik emme manifoldunun desteklenmesi.

9. EGZoz GÜRÜLTÜSÜ ve KONTROLÜ

Egzoz gürültüsü toplam motor gürültüsü bileşenlerinin en önemlilerinden biridir. Bu gürültü, egzoz sübabının açılması ile gazın hızlı bir şekilde ve sıcak olarak egzoz sistemine bırakılmasıyla oluşur. Egzoz sisteminde gürültü, boru yüzeylerinden yayılan gürültü ve borudan çıkan gürültüden meydana gelmektedir. Genel olarak borunun ucundan çıkan gürültü önemlidir. Egzoz borusundan çıkan gürültünün sebebi gazın basıncı ve hızıdır. Boruların yüzeyindeki gürültü ise, egzoz manifoldundan iletilen titreşimler ve boru yüzeylerine etkiyen gaz basıncı titreşimleri sebebiyle oluşur.

Sıcak egzoz gazları, egzoz borusu ve susturucu boyunca 80 m/s den daha yüksek hızlara ulaşmaktadır. Böyle hızlı akış da, daha büyük gürültüye ve geri basıncına sebep olmaktadır. Egzoz sisteminden yayılan gürültünün oluşumu şekil 9.1'de gösterilmektedir. Burada üç gürültü kaynağı vardır: Egzoz gazları gürültüsü, boru yüzeyinden yayılan gürültü ve susturucu yüzeyinden yayılan gürültülerdir (Kuruhashi, 1987).



Şekil 9.1 Egzoz sisteminden yayılan gürültünün oluşumu.

Motor silindiri içinde oldukça yüksek basınçlarda oluşan yanmış gazlar egzoz sübabının açılması ile silindiri darbeli bir şekilde terk eder. Böylece egzoz borusundan daha sonra da açık havada bir ses dalgasının oluşmasına sebep olurlar. Egzoz borusunda ilerleyen ses dalgası, egzoz boru hattının sonunda rezonansa neden olacak şekilde aksettirilir. Ses dalgası, açık havaya küresel ve aşırı şiddetlenmiş bir şekilde aktarılır. Egzoz borusunda ses basıncı ve ses akışı karşılıklı olarak faz kaymasıyla ortaya çıkarlar. Buna karşılık açık havada aynı fazdadırlar. Ses, esas olarak motorun egzoz gazlarını büyük bir hızla egzoz sübabından dışarıya darbeli olarak itmesi sonucu ortaya çıkar. Egzoz gazları miktarından bağımsız olarak, 1/5, 1/10 u kadar bir akım hızıyla ilerler. Atılan her gaz miktarı bir öncekini egzoz çıkışına

doğru iter. Egzoz gazlarını iletken boru ve kanallarda ses dalgaları, boru yada kanal içerisinde ilerlerken kanal dışında da genellikle rahatsız edici gürültülere neden olmaktadır. Özellikle boru ve kanalların giriş ve çıkışında gürültü düzeyi daha da yüksek olmaktadır. Boru ve kanalların dışarıya ilettikleri sesin azaltılması yada dışarıya açılan boru ve kanalların neden oldukları gürültünün kontrol altına alınması istenmektedir.

9.1 Egzoz Sistemi

Boru ve kanalların dışarıya ilettikleri sesin azaltılmasında veya neden oldukları gürültünün kontrol edilmesinde, filtre elemanı olarak genellikle susturucular kullanılır. Susturucular atmosfere açılan boru ya da kanal ağızlarında veya boru yada kanal boyunca araya bir yere konulabilir. Basit bir susturucu tipi olan tek genişleme odalı susturucuyu kısaca ele alalım. Susturucu girişindeki ses basıncı düzeyi ile çıkışındaki ses basıncı düzeyi arasındaki farkı ses iletim kaybı (TL) olarak aldığımızda, susturucu ses iletim kaybı, susturucu boyuna ve frekansa bağlıdır. Bu susturucudaki ses iletim kaybı yazılırsa;

$$TL = 10 \log \left[1 + \frac{1}{4} \left(\frac{A_2}{A_1} - \frac{A_1}{A_2} \right)^2 \sin^2 \frac{2\pi L}{L_m} \right] \text{ dB} \quad (9.1)$$

A_1 : susturucu kesit alanı (cm²)

A_2 : susturucu genişleme odası kesit alanı (cm²)

L_m : sesin dalga boyu (m)

L : susturucu boyu (m)

Burada ses iletim katsayısının sıfır olması demek, bu susturucuda ses basıncı düzeyinde hiçbir azalma olmuyor demektir. Sinüslü ifadenin sıfır olmasıyla, ses iletim kaybı sıfır olmaktadır.

$$\sin \frac{2\pi L}{L_m} = \pm 1 \text{ olması için;}$$

$$\frac{2\pi L}{L_m} = \frac{n\pi}{2} \quad n = 1, 3, 5, 7... \text{ olmak üzere,}$$

$$L = \frac{nL_m}{4} \text{ ve } L_m = \frac{4L}{n} \text{ olmalıdır.}$$

$\frac{4L}{n}$ dalga boylarını (L) boyundaki susturucu en etkili bir şekilde azaltabilmektedir.

Bu eşitliğin sonucu olarak, bu tip susturucuların dar bir frekans bandı için yararlı olabildikleri anlaşılır. Tek genişleme odalı susturucular, uygulamada daha çok belirgin bazı frekanslardan oluşan gürültülerin azaltılması için kullanılır. Belli bir frekans için en etkili olabilecek şekilde tasarım yapılmış tek genişleme odalı bir susturucunun tasarımının yapıldığı bir frekansta ve diğer frekanslarda sağlayacağı ses iletim kayıpları yukarıdaki formülle hesaplanabilir. Belli bir susturucu tasarlandığı frekansta en yüksek ses iletim kaybını sağlarken, düşüş oranı (A_2 / A_1)'de artıka ses iletim kaybı artmakta bu frekansa yakın frekanslarda da oldukça yüksek iletim kaybı sağlayabilmektedir. Demek ki özellikleri belli bir susturucu dar bir frekans bandında etkili olabilmekte, birden fazla susturucunun bağlanmasıyla da değişik frekans bantlarındaki ses iletim kaybının temin edilmesi mümkün olabilmektedir (Bayhan, 1990).

9.2 Motorlarda Rezonans Frekans Değerleri

Egzoz sisteminin atmosfere çıkışında, çıkış hattı uzunluğu oluşabilecek maksimum motor temel frekansında rezonans oluşturmayacak uzunlukta olmalıdır.

$$\text{Çıkış hattı uzunluğu: 4 zamanlı motorlar için} \quad \frac{20c/n}{z/2} \quad (9.2)$$

$$2 \text{ zamanlı motorlar için} \quad \frac{20c/n}{z} \quad (9.3)$$

değerlerinden düşük olmalıdır.

Motor Temel Frekansı: $f = \frac{n}{60}k$ formülüyle bulunur. Burada, (k) silindir sayısına ve motorun bir devirdeki impuls sayısına bağlı bir katsayıdır.

$$4 \text{ zamanlı motorlar için} \quad f = \frac{n.z}{60.2} \quad (9.4)$$

$$2 \text{ zamanlı motorlar için} \quad f = \frac{n.z}{60} \quad (9.5)$$

Bu formüllerde (n) motor devir sayısı, (z) silindir sayısı, (c) ses hızıdır. Dört zamanlı bir motorda 1 devirde, silindir sayısının yarısı kadar (z/2) impuls vardır. İki zamanlı motorlarda

ise 1 devirde silindir sayısı kadar impuls vardır.

Dört zamanlı bir motor için çıkış hattı uzunluğu:

$$L_3 = \frac{20.c.2}{n.z} \Rightarrow c = \frac{L_3.n.z}{40} \quad (9.6)$$

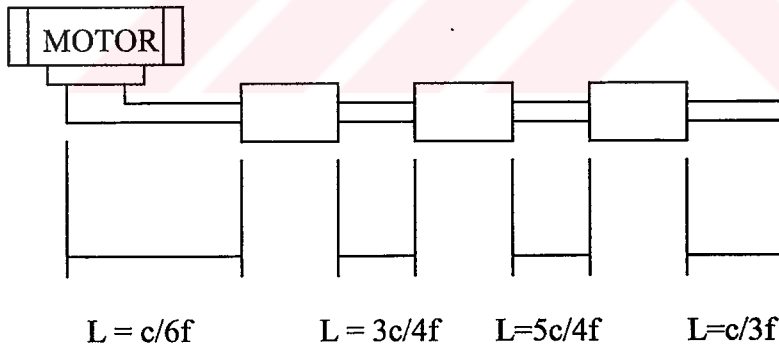
Buradan çıkış hattı uzunluğu,

$$L_3 = \frac{c}{3.f} \quad (9.7)$$

olarak bulunur.

Optimum boru uzunlukları: Susturma ve güç kaybının yanı sıra egzoz hattındaki yerleştirmede bir susturucu tertibatının etkisini değiştirir. Motor ve susturucu arasındaki hat,

$f = \frac{c}{4L}$, $\frac{3c}{4L}$, $\frac{5c}{4L}$ gibi rezonanslara sahiptir. Bu nedenlerle basit elemanlarla ve önemli güç kaybı olmaksızın en iyi akustik etki susturucudan önce ve susturucudan sonraki motora bağlı boruların rezonansları uyuşmadığı zaman elde edilir. Şekil 9.2'de egzoz susturucu hattı gösterilmiştir.



Şekil 9.2 Egzoz susturucu hattı.

Motorla susturucu arasındaki uzun hatların tüm rezonansları darbeli olur. Böylece motor yükünü kötü yönde etkiler ve sadece çok özel elemanlarla sönmülmesi mümkün olabilir. Kural olarak 4-6 silindirli motorlarda çift veya üç susturucu kullanımı gerekmektedir. Tek susturucu halinde giriş ve çıkış hattının birbirine eşit, çift susturucu halinde ise giriş ve bağlantı hattının birbirine eşit alınması kullanılabilir bir çözüm getirir. 4-6 silindirli 4 stroklu motorlarda tek susturucu uygun değildir. Veya daha fazla susturucu alternatifinde çıkış hattı

oluşabilecek maksimum motor temel frekansında ($f=n.z/120$) rezonans oluşturmayacak uzunlukta olmalıdır (Bayhan ve Usal).

Daha önce söylendiği gibi toplam taşıt gürültüsüne ikinci en büyük katkıyı egzoz gürültüsü yapar. Bu gürültünün azaltılması amacıyla çok çeşitli susturucular bulunmaktadır. Fakat bunlar ağırlık, hacim ve maliyet açısından, üretim ve uygulanabilirlikleri sınırlıdır. Yaygın olarak kullanılan susturucuların içinde, akış yumuşak olduğunda yayılan gürültü daha azdır. Türbülanslı akış ise daha fazla gürültü sebebidir.

Egzoz gürültüsü, 1 m mesafeden yapılan ölçümlerde, 5 kHz frekans alanından daha yüksek frekanslarda, bazen 5-10 dB daha fazla olmaktadır.

Egzoz gürültüsünü engellemek için kullanılan üç temel tip susturucu vardır: Büyüyen tip susturucular, rezonatör susturucular, dağıtıcı tip susturucular.

Sadece uzayan tip susturucular: Aralıkları 100 mm den 500 mm ye değişebilen iki plaka arasında akış modeli oluşturulur. Susturucu uzunluğu artıka gürültüde azaltma sağlanabilmektedir. Susturucuda düz plaka yerine konik plakalar kullanılması halinde daha iyi bir azaltma (5-9 dB(A)) elde edilebilmektedir.

Uzayıp genişleyen tip susturucular: Susturucu enine ve boyuna uzayabildiği için gürültü azaltımı gelişmiştir.

Kaçık borulu ve uzayan tip: Susturucuda giriş ve çıkış borularının eksenleri farklıdır. Bu tipte jet akışı karşı plakaya çarptığı için fazladan gürültü oluşturur.

Delikli rezonatör tip susturucular: Büyük çaplı deliklerden çıkan büyük akışlar için üretilir. Açık alan oranı değıştikçe, gürültü yayılması da değışmektedir (Kuruhashi, 1987).

9.3 Geliştirilmiş Egzoz Susturucuları

Maliyetleri düşük, verimliliği artırdığı için elektronik egzoz susturucuların kullanılması artık mümkün olabilmektedir. Bu susturucular, klasik pasif egzoz sistemlerinden oldukça farklıdır ve aktif veya yarı aktif olabilirler.

Yarı aktif sistemler sadece motorun hızı, yükü ve egzoz geri basıncı gibi belirli şartlarda etkili olurlar. Aktif sistemler ise gürültüyü ölçüp doğru sinyali kontrol ünitesine gönderen, en azından bir kontrol uyarıcısı kullanırlar. Böyle bir sistemin egzoz sisteminde kullanılmasına şunlar sebep olmaktadır.

- Susturucu hacmini küçültmek veya iç yapısını basitleştirmek, ağırlığı ve kapladığı alanı azaltmak. Bununla beraber borudaki gürültüyü kabul edilebilir bir seviyede tutmak.
- Susturucu hacmi olmaksızın motor gücünü artırmak.
- Farklı motor seçenekli taşıtların, susturucu büyüklüklerini standart hale getirmek.

Egzoz borusunun son kısmının gürültüsüne susturucu hacminin etkisi, bir motorda 3000 d/d dönme hızına kadardır. 3000 devirin üzerinde susturucu hacminin etkisi çok azdır. Bu devrin üzerinde gürültü düzeyi esas olarak akış gürültüsü ile tanınır.

9.3.1 Yarı Aktif Egzoz Sistemleri

Yarı aktif susturucular, farklı motor şartlarının egzoz sistemlerine en iyi akustik davranışı verecek şekilde uygulanabilirler. Düşük motor hızlarında egzoz akışı daha azdır ve daha küçük çaplı borular kullanılabilir. Küçük çaplı borularda düşük frekansların akustik performansları için faydalıdır. Yüksek hızlarda motor daha çok egzoz gazı üretir. Akış gürültüsünden ve güç kaybından kaçınmak için, daha geniş çaplı boru gerekir.

Çizelge 9.1 Yarı aktif egzoz imalat sistemleri (Krause, 1993).

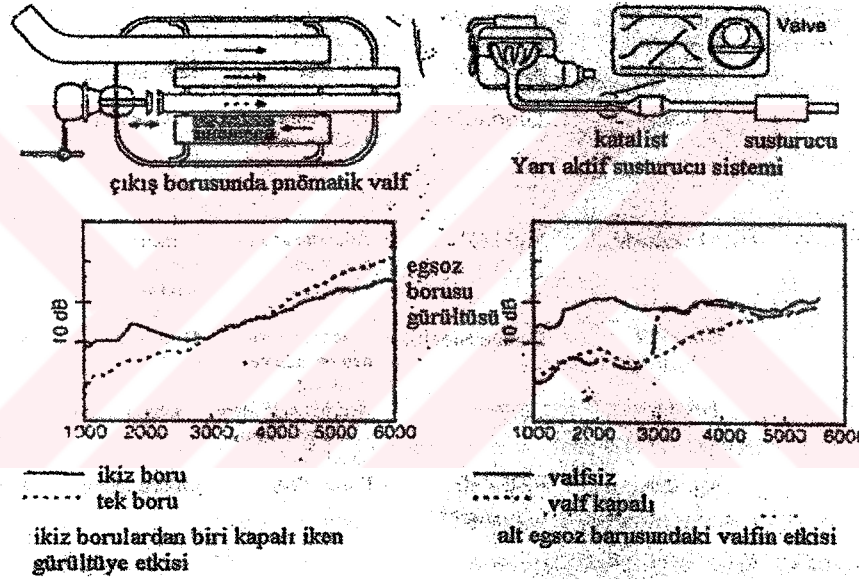
Şirket	Taşıt	Aktuatör	Güç ünitesi	Öneriler
Nissan	Gloria Cedric	Egzoz borusunda kelebek valf	Elektrik motoru	Düşük motor hızları için uzun, yüksek hızlı motorlar için kısa borular
Mitsubishi	3000 GT GTO Turbo	Arka susturucunun önünde kelebek valf	Sürücünün kumanda ettiği elektrik motoru	İkiz boru Tek boru
Chrysler	Dodge Stealth	Arka susturucunun önünde kelebek valf	Elektrik motoru	Mitsubishi ile benzer
Toyota	Camry	Geri basınçla idare edilen arka susturucuda valf	Pnömatik aletler	Valf geri basıncını sabit tutar
Yamaha	FZR 400 motosiklet	Dönen valf	Elektrik motoru	Düşük motor hızlarında tork kontrolü

Çizelge 9.1 piyasada kullanılmakta olan yarı aktif sistemleri göstermektedir. Aktuatörler

hareketini kontrol eden mekanizma) çoğunlukla, bir veya iki egzoz borusuyla çalışan veya bir iç susturucu ile çalışan kelebek valflerdir. Bu valf motor hızı ile idare edilir veya sürücü tarafından el ile kumanda edilebilir (Krause, 1993).

Düşük maliyetli yarı aktif egzoz sistemleri şekil 9.3'de görülmektedir. Basit bir popet valfi arka susturucu içindeki bir egzoz borusunu kapatmak için kullanılır. Böyle bir valfin akustik etkisi, grafikte görülmektedir. Düşük motor hızında gürültü azaltılması 10 dB(A) dan fazladır. Tüpün kesit değişimlerinin ana amacı, şekil 9.3'de görüldüğü üzere egzoz borusunun çapının azaltılması katalist davranışını geliştirmektedir.

Tüpün dış bölümü, düşük motor hızlarında bir valfle kapatılır. Egzoz borusu gürültüsüne etkisi şekil 9.3'de görülmektedir. Gürültü düzeyi 12 dB(A) dan fazla azaltılabilir.



Şekil 9.3 Yarı aktif ve aktif susturucu sistemleri (Hutckins, 1991).

9.3.2 Anti Gürültülü Aktif Susturucu Sistemleri

Anti gürültünün prensibi, istenmeyen gürültü sinyalinin eşit genlikli fakat zıt fazlı diğer bir gürültü ile yok edilmesidir. İdeal şartlar altında, (aynı genlikte, aynı frekans faz farkı, 180°) egzoz gürültüsü, anti gürültünün girişimi ile giderilebilir. Fakat gerçekte burada özellikle geçici seyir şartlarında sapmalar vardır. Pratik olarak bu sapmaların olması beklenir ve normal karşılanır. Bu metotla azalma miktarı 10 dB(A) ile 30 dB(A) arasındadır. Kontrol doğrultucuları ve değişen şartlara hızlı bir şekilde adaptasyon için gerekenler, oldukça fazladır. Bir diğer ihtiyaç da, gürültünün anti gürültü ile azaltılması için gerekli olan güçtür.

Bunun için gereken elektrik gücü oldukça yüksektir (Hutckins, 1991).

Sonuç olarak, geleneksel pasif susturucular, iç yapıları ve hacimleri optimize edilse bile, nispeten daha büyüktürler. İki litrelik bir motor için, 20-25 dB(A) lık bir azaltma için 25-35 kilogramlık bir susturucu gerekmektedir.

Yarı aktif sistemler, egzoz sistemlerindeki kumandalı valfler, egzozun dizaynını, motorun ihtiyaçlarını karşılamak üzere değiştirilmiştir. Bu sistem, düşük frekans aralığında iyi akustik etkili basit kontrol aletlerini gerektirmektedir. Bu sistemle 6-12 dB(A) azalma sağlanabilmektedir. Bu sistemler kısmen, çoğunlukla Japon arabalarında seri üretimde kullanılmaktadır.

Egzoz sistemlerindeki yüksek basınç seviyeleri ve güçlü, ekonomik aktuatörler sebebiyle egzoz borusunda, kaynağa anti gürültü uygulaması önerilmez. Aktif gürültü azaltılması son egzoz borusunda kullanılabilir. Ulaşılabilen maksimum azaltma sabit şartlarda 30-35 dB(A) kadardır. Geçici olaylar esnasında bir taşıtta bu azaltma 5-10 dB(A) dır. Elde edilen bu sonuçlarda elektronik susturucu kullanılabilmesi halinde, 50 dB(A) lık bir azaltma sağlanabilir ki, halen bu gerçeklikten oldukça uzaktır (Krause, 1993).

10. LASTİK GÜRÜLTÜSÜ ve KONTROLÜ

Lastikle yol arasında oldukça karmaşık bir ilişki bulunmaktadır. Lastik gürültüsünün oluşum mekanizmaları ve lastik gürültüsünü etkileyen parametrelerle ilgili çeşitli çalışmalar yapılmıştır, fakat bu çalışmalar miktar olarak nispeten azdır ve elde edilen sonuçlar arasında çelişkilere rastlanabilmektedir. Bu sonuçlar genel olarak şu şekildedir:

10.1 Lastik Gürültüsü Oluşum Mekanizmaları

10.1.1 Aerodinamik Gürültü

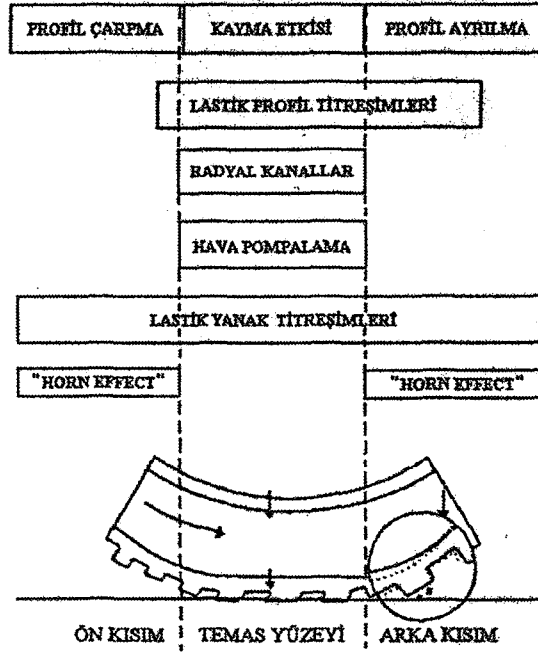
Bir zemine temas etmeden serbest olarak dönen bir tekerlek bile, çevresinde oluşturduğu türbülanslı hava hareketleri nedeniyle, bir ses kaynağıdır. Fakat taşıt yol hızlarında, tekerlek bölgesindeki bu hava hareketlerinden oluşan aerodinamik gürültü, tamamen ihmal edilebilecek önemsiz bir kaynaktır.

10.1.2 Hava Pompalama ve Hava Rezonansları

Tekerlek-yol temas yüzeyinde bulunan profil elemanlarının boylarının kısalmasıyla, profiller arasında bulunan hava sıkışmaya uğrar. Sıkışma sonucu bu hava, lastik profilleri arasındaki kanallardan ve yol kaplamasının gözenekleri arasından kaçmaya zorlanır. Profil elemanları temas yüzeyinin arkasında serbest kalırken ise, profil elemanlarının uzunlukları tekrar artmasıyla profiller arasında oluşan vakumun etkisiyle, bu sefer de ters yönde bir hava hareketi oluşur. Profil elemanları arasında oluşan bu hava hareketleri, yüksek frekansları bir gürültüye sebep olur. (> 1000 Hz) ve bu olaya Hava Pompalama (Air Pumping) adı verilir. Gözeneksiz yüzeyler üzerinde ise, profil elemanları arasında bulunan hava sıkışacak ve profil elemanları, temas yüzeyinin arkasında serbest kalırken bu hava bir anda serbest kalacaktır. Bu durumda oluşan gürültünün seviyesi daha yüksek olacaktır.

Havanın pompalanması sonucu oluşan bu gürültü profillerin cinsine, geometrik düzenlenmelerine ve yol kaplamasının özelliklerine büyük ölçüde bağlıdır.

Lastik gürültüsü oluşumundaki bir diğer etken de, temas yüzeyinin ön ve arka kısımlarında, yol yüzeyiyle eğri lastik yüzeyi arasında bulunan havada oluşan rezonanslardır. Bu hava rezonansları, oluşan gürültünün artmasına neden olur. "Horn Effect" olarak adlandırılan bu etkinin en belirgin olduğu bölge 700-1000 Hz aralığıdır. Akustik yutuculuğu yüksek olan yüzey kaplamaları bu etkiyi azaltmaktadırlar (Hamet, 1992).



Şekil 10.1 Lastik-yol gürültüsü mekanizmalarının etkili oldukları bölgeler (Hamet, 1992).

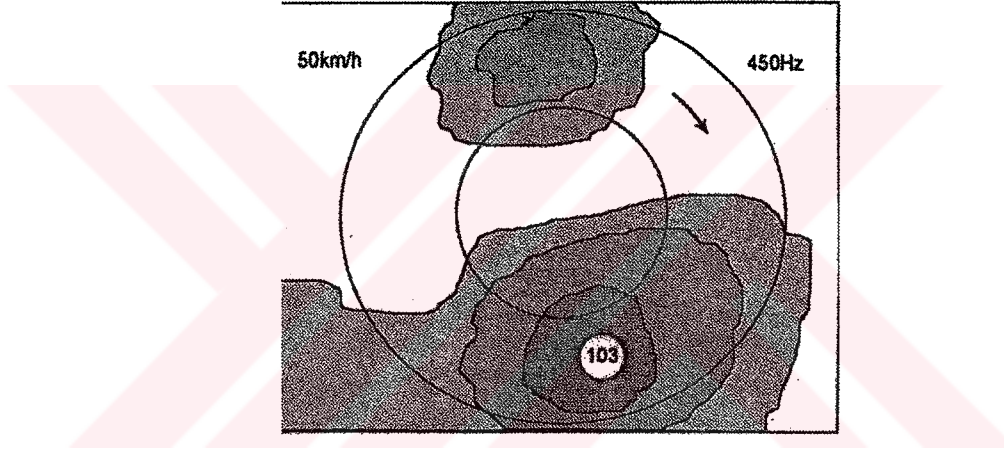
Hava pompalama olayının, lastik gürültüsünün temel bir sebebi olabileceği öne sürülmüştür. Bu hipotezi test etmek için lastik profilleri arasındaki boşluklar hava girişini önleyecek akustik yalıtkan bir malzemeyle doldurulmuş, hem yalıtkan malzemeli hem de yalıtkan malzemesiz lastiklerin gürültü değerleri ölçülerek karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre yalıtkan malzeme eklemenin gürültü seviyesi üzerindeki etkisinin 1 dB(A) dan az olduğu görülmüştür. Ayrıca düzgün yüzey üzerinde yuvarlanan profilsiz (yani hava boşluğu bulunmayan) lastikler için gürültü seviyeleri çok büyük bir düşüş göstermediğinden, Hava Pompalama olayının lastik gürültüsünün temel sebeplerinden biri olmayacağı sonucuna varılmıştır. Fakat yine de, bu alandaki çalışmacıların bazıları hava pompalama teorisini desteklemektedirler (Nelson, 1987).

10.1.3 Lastik Titreşimleri

Lastik profilleriyle yol yüzeyinin çarpışmaları ve yol kaplamasının pürüzlülüğü, lastik profillerinin titreşmesine neden olur. Ayrıca, tekerlek temas yüzeyinden çıkarak serbest kalan ve artık yük taşımayan lastik profil elemanları da titreşime maruz kalırlar. Profil elemanlarının bu titreşimleri, belli bir gürültü oluşmasına neden olur. Ancak bu titreşimlerin asıl etkisi lastik yanaklarında oluşmaktadır. Bu titreşimler lastik yanaklarına iletildiklerinde, en etkili bölgesi 400-1000 Hz civarında olan bir gürültü oluşmasına neden olurlar. Lastik yanaklarının bu titreşimleri, lastik-yol gürültüsünün ana kaynağı olarak kabul edilmektedir.

Şekil 10.2’de, 50 km/h hızda tekerlek yüzeyinden 150 mm uzaklıktaki düzlem üzerinde ölçülen gürültü seviyeleri sonucu elde edilen ses şiddeti dağılımı gösterilmiştir (Watanabe, 1988). Şekilden görüldüğü üzere, gürültünün kaynaklandığı bölge lastik temas yüzeyi değil, yükün tam altındaki lastik yanakları civarındır.

Lastik titreşimleri sonucu oluşan bu gürültü lastik profil elemanlarının uzunluğuna, sertliğine, lastik yapısına, profil desenine ve yol kaplamasının yapısına bağlıdır. Profil elemanlarını farklı büyüklüklerde yaparak ve düzensiz olarak yerleştirerek, oluşan titreşimlerin daha geniş bir frekans aralığına yayılması ve gürültü seviyesinin azaltılması sağlanabilir. Profil elemanlarının boyuna yerleştirilmeleri ve sertliklerinin azaltılması da titreşim oluşumunu azaltacaktır. Ayrıca, lastik yanaklarının katılığını artırmak da lastik yanaklarının titreşimini engelleyerek gürültü oluşumunu azaltacaktır.



Şekil 10.2 Lastik üzerinde ses şiddeti dağılımı (450 Hz frekans değeri için) (Hardy, 1994).

Eğer lastik sırt yüzeyinde çevresel düz kanallar bulunuyorsa, bu kanalların temas yüzeyinde bulunan kısımları (organ pipes), oluşan gürültüyü artırıcı etkide bulunabilir. Profil elemanlarının titreşmeleriyle oluşan gürültünün frekansı, elemanların boyutuna ve lastik dönüş hızına bağlıdır. Temas yüzeyindeki bu kanalların frekansı ise temas yüzeyi uzunluğuna bağlıdır ve profil elemanlarının frekansıyla çakıştığı durumlarda, gürültü seviyesinde belirgin bir artış oluşacaktır (Hardy, 1994).

10.1.4 Moment Altında Kayma ve Yapışma

Tekerleğe uygulanan tahrik ve fren momentleri, temas yüzeyinde kayma oluşmasına neden olmaktadır. Bu durum da, lastik-yol gürültüsünü büyük ölçüde artırmaktadır.

10.2 Lastik Gürültüsünü Etkileyen Parametreler ve Lastik Gürültüsünün Azaltılması

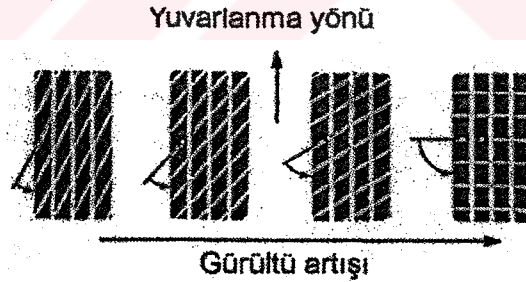
Lastik gürültüsünü etkileyen parametreler Lastik Özellikleri, Yol Kaplaması ve Çalışma Şartları olarak üç başlık altında toplanabilir.

10.2.1 Lastik Özelliklerinin Etkisi

10.2.1.1 Temas Yüzeyi Profili, Taban Deseni

Temas yüzeyi profili, lastik özellikleri içerisinde, gürültü seviyesi üzerindeki en önemli etkiye sahiptir. Lastik profil yivlerinin genişlik, derinlik ve uzunlukları küçüldükçe, lastik gürültü seviyesi belirgin şekilde azalmaktadır. Fakat bu değerler yol tutuş, çekiş, ıslak zemin, kızıklanma (araç lastiğinin ıslak zeminde kontrolünün kaybolması, kayması) ve kış şartları özellikleri gibi lastiğin diğer özelliklerini de etkilemektedirler ve lastiğin gürültü seviyesi, diğer özellikler ile çelişmektedir. Lastik performansı ve güvenlik şartları göz ardı edilmeyeceğinden, gürültü seviyesini azaltmak için temas yüzeyi profilinde fazla değişiklik yapmak mümkün olmamaktadır.

Profilsiz lastikler, profilli olanlara kıyasla 5-7 dB(A) kadar daha düşük gürültü seviyesine sahiptirler. Ancak ıslak zeminde yol tutuş özellikleri çok zayıf olduğundan kullanımları mümkün değildir (Akalin, 1993).



Şekil 10.3 Diyalagonal kanalların açısının gürültü seviyesine etkisi.

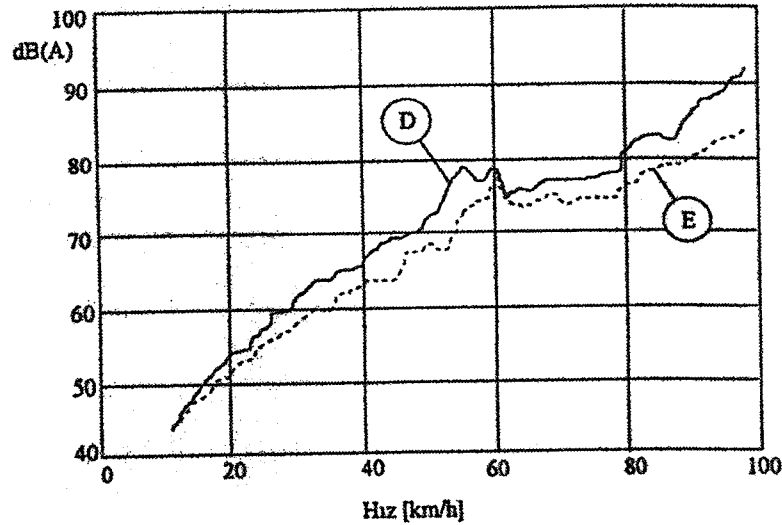
Lastik hareket yönü ile diyalagonal kanallar arasındaki açı küçüldükçe gürültü seviyesi azalmaktadır (Şekil 10.3). Bunun sebebi, açı küçüldükçe profil elemanlarının yol kaplamasıyla yavaş yavaş temas haline geçmeleridir. Açının büyük olması durumunda ise temas bir anda olmakta, bunun sonucunda da profiller daha fazla titreşmektedirler. Ancak bu açının küçük olması halinde, ıslak zeminde, lastik temas yüzeyiyle yol kaplaması arasındaki suyun profil elemanları arasındaki kanallardan yanlara kaçması zorlaşmakta ve lastiğin ıslak zemin yol tutuş özelliği kötüleşmektedir.

Lastik profil elemanlarının aynı tip ve boyutta olması halinde, profil elemanlarının doğal frekansı ve devir sayısına bağlı olarak rezonanslar oluşmaktadır. Bu durum, gürültü spektrumunun belirli frekanslarda yüksek genlikler göstermesine ve gürültü seviyesinin artmasına neden olmaktadır. Rezonans frekanslarından kaçınmak amacıyla farklı uzunluk ve yapılarda profil elemanları kullanılmalı ve lastik çevresine dağılımları matematiksel ve fiziksel hesap yöntemleriyle tasarlanmalıdır. Böylelikle ses enerjisi mümkün olduğunca geniş bir frekans spektrumuna yayılarak toplam ses seviyesi düşük tutulabilir.

10.2.1.2 Temas Yüzeyi Malzemesi

Lastik profil elemanları yol kaplamasıyla direkt ve arka arkaya sürekli temas halinde olduklarından, temas yüzeyinde oluşan titreşimlerin büyüklüğü temas yüzeyi malzemesinin sertlik ve elastikiyet gibi özellikleriyle doğrudan ilişkilidir.

Malzeme özelliklerinden biri olan sertlik, lastik gürültüsü üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Şekil 10.4'de, farklı temas yüzeyi sertliğine sahip iki lastiğin ses basınç seviyelerinin karşılaştırılmaları verilmiştir. D lastiğinin sertliği 59° , E lastiğinininki 40° ve her iki lastiğin elastikiyetleri %52 değerindedir. Şekilden görüldüğü üzere, malzemenin sertliğinin azaltılması gürültü seviyesini düşürmektedir. Bunun sebebi, profil elemanları zemine çarptıklarında oluşan çarpma kuvvetinin küçülmesi ve dolayısıyla lastik yanaklarının titreşiminin azalmasıdır.



Şekil 10.4 Farklı temas yüzeyi sertliğine sahip iki lastiğin gürültü seviyelerinin hıza bağlı olarak karşılaştırılmaları (Watanabe, 1988).

Ancak, çapraz katlı lastiklerin sertlik değeri 57° - 62° aralığındadır ve sertliğin buradaki gibi

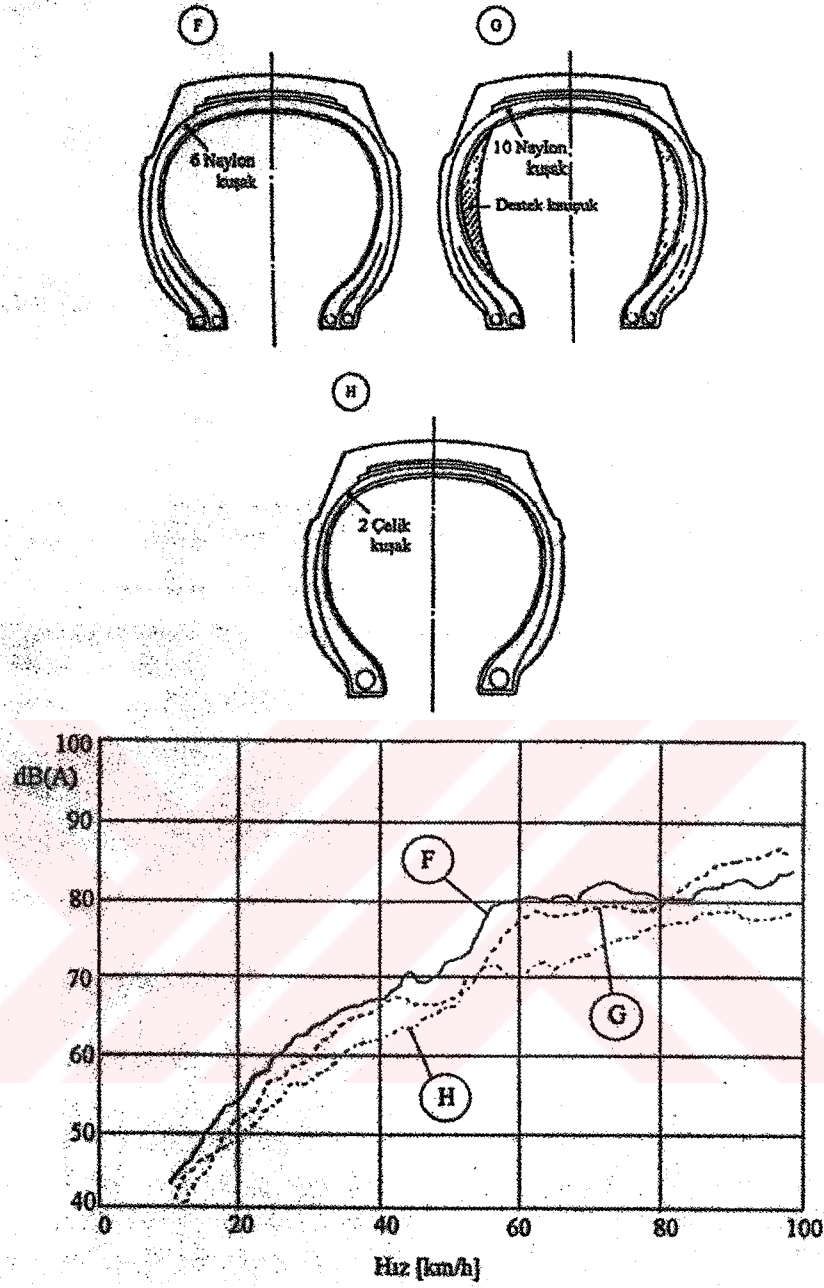
aşırı derecede azaltılması, aşınma mukavemeti gibi diğer özelliklerin kötüleşmesine neden olabilir (Watanabe, 1988).

10.2.1.3 Lastik Yapısı

Bölüm 10.1’de belirtilmiş olduğu gibi, lastik gürültüsü temel olarak lastik yanaklarının titreşiminden kaynaklanmaktadır. Lastik yanaklarının titreşim özellikleri de lastik karkası (lastik iskelet yapısı) tarafından belirlenmektedir.

Çapraz katlı ve radyal tipte olmak üzere iki temel lastik yapısı mevcuttur. Çapraz katlı lastiklerde, çevresel merkez çizgiyle yaklaşık 40° açı yapacak şekilde çapraz olarak yerleştirilmiş naylon veya rayon katlar bulunur. Radyal lastiklerde ise katların açısı oldukça azaltılmıştır ve bu katlar katı ve sağlam bir kuşak oluştururlar. Çeşitli araştırmacılar tarafından yapılan çalışmalar sonucunda, radyal lastiklerin çapraz katlı lastiklerden 1-3 dB(A) kadar sessiz olabildikleri görülmüştür (Nelson, 1987).

Lastik karkası organik tekstil kuşaklı (genellikle naylon) veya çelik kuşaklı olabilmektedir. Lastik karkasının katılığı artırılarak lastik yanaklarının titreşimi kontrol edilebilmektedir. Bunu sağlamak iki şekilde mümkündür: (1) naylon katların sayısını artırmak ve destek lastik (kauçuk) eklemek, (2) çelik kat malzeme kullanmak.



Şekil 10.5 Farklı karkas yapısına sahip üç test lastiğinin kesitleri ve gürültü seviyelerinin hıza bağlı olarak karşılaştırılmaları (Watanabe, 1988).

Şekil 10.5'de, farklı karkas yapısına sahip çapraz katlı üç adet lastik ve bu lastiklerin gürültü seviyelerinin karşılaştırılmaları verilmiştir. F lastiği 6 naylon kuşaklı konvansiyonel bir çapraz katlı lastiktir. G lastiğinde 10 naylon kuşak ve destek kauçuk bulunmaktadır. H lastiği ise 2 çelik kuşaklı bir çapraz katlı lastiktir. Gürültü seviyesinin F, G ve H sırasına göre, yani karkas katılığı arttıkça azaldığı şekilde görülmektedir. Bu sonuca göre, karkas katılığını artırarak lastik gürültüsünü azaltmak mümkündür. Ancak bu durumda lastik ağırlığının artması, taşıt titreşim özelliklerinin bozulması, dolayısıyla da konfor ve taşıt ömrü azalması

gibi problemler ortaya çıkacaktır (Watanabe, 1988).

10.2.1.4 Lastik Boyutları

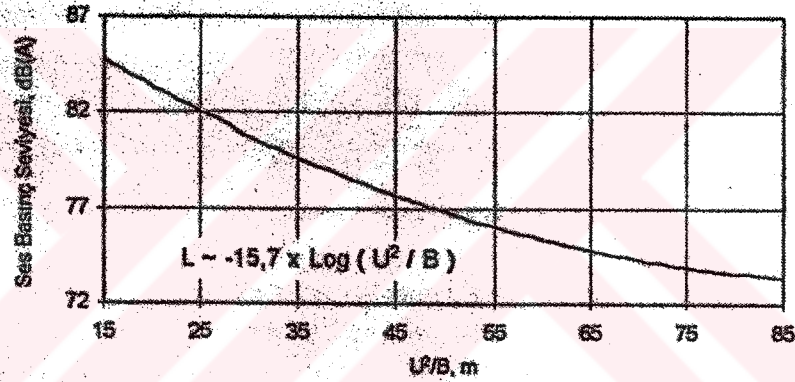
Lastik taban genişliği arttıkça profil elemanlarının sayısı da arttığı için gürültü seviyesi daha fazla olmaktadır. Tekerlek çevresinin artışı ise gürültünün azalmasına neden olmaktadır.

Bir iç tamburda ölçülen ses şiddetinin lastik çevresi ve genişliğine bağımlılığı şekil 10.6'da görülmektedir. Aşağıdaki ifade de bu ilişkiyi bağıntı olarak vermektedir:

$$L_A \approx -15,7 \times \log(U^2 / D) \quad (10.1)$$

U: Lastik çevresi

D: Lastik genişliği.



Şekil 10.6 Bir iç tamburda ölçülen ses şiddetinin lastik çevresi ve genişliğine bağımlılığı (Watanabe, 1988).

10.2.2 Yol Kaplamasının Etkisi

10.2.2.1 Yüzey Pürüzlülüğü – Gözeneklilik

Yol kaplamasının pürüzlülük ve gözeneklilik miktarı, hem gürültü oluşum mekanizmaları üzerinde, hem de akustik yutuculuk üzerinde etkili olmaktadır. Dolayısıyla, kullanılan lastiğin özelliklerine bağlı olarak, toplam gürültü seviyesine etkisi çok değişken olabilmektedir.

Su birikintisi oluşumu ve kızaklanma etkisini azaltmak için tasarlanan gözenekli yüzeylerin, aynı zamanda oldukça sessiz oldukları görülmüştür. Ancak gözenekli (pervious-su geçirgen) asfalt üzerinde oluşan gürültünün frekans spektrumu, düzgün yüzeyli gözeneksiz asfaltınkiyle karşılaştırıldığında, genel olarak düşük frekanslarda gürültü artışı (<1 kHz), yüksek

frekanslarda ise gürültü azalması görülmektedir (>1 kHz) (Hamet, 1992). Bunun sebebi olarak, iki frekans aralığında oluşan farklı etkilerden aşağıda bahsedilmektedir.

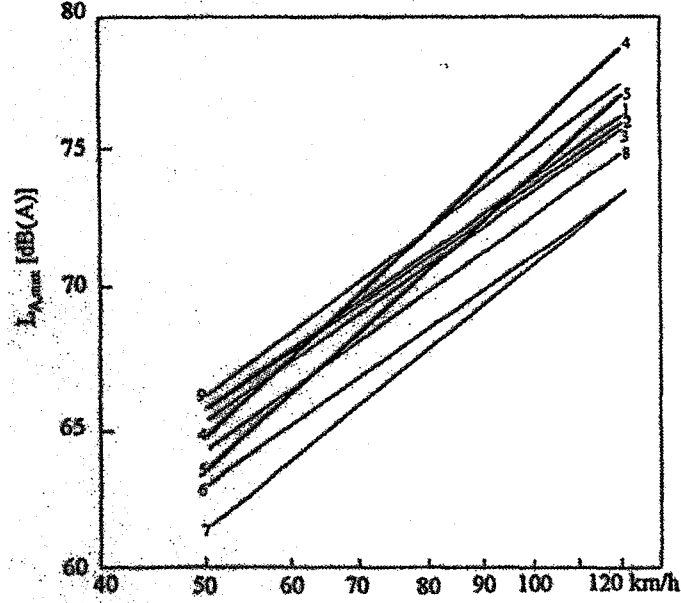
Bölüm 10.1’de de değinildiği üzere, lastik gürültüsü oluşumundaki en etkili mekanizma lastik titreşimleridir. Yol kaplaması üzerindeki pürüz ya da düzensizlikler, temas yüzeyinde lastik profillerini titreştirir. Bu titreşimler de lastik yanaklarına iletilerek gürültü oluşmasına neden olurlar. Dolayısıyla yüzey pürüzlülüğü artıkça, bu mekanizma sebebiyle lastik titreşimleri de artacaktır. Ancak, lastik-yol gürültüsünün diğer bir kaynağı olan hava pompalama (air pumping) mekanizmasının etkisi, yüzey pürüzlülüğü artıkça azalmaktadır. Bunun sebebi profiller arasında kalan havanın yol pürüzleri arasından kaçmasıdır. Ayrıca, gözenekli yapısı sebebiyle, pürüzlü kaplamanın akustik yutuculuk özelliği daha fazla olmaktadır. Bu üç etki göz önüne alındığında, lastik-yol gürültü seviyesini en aza indirmek için yol kaplaması optimum bir pürüzlülüğe sahip olmalıdır.

Bu konuyla ilgili olarak Blokland ve Mejer (1993) tarafından yapılan çalışmada, 7’si gözenekli yapıda (gözenek miktarı %23 ile %28 arasında değişen), 2’si gözeneksiz, klasik yoğun yapıda olmak üzere toplam dokuz adet farklı yüzey kaplaması üzerinde, çeşitli tiplerde çok sayıda taşıtın lastik-yol gürültü seviyeleri ölçülmüştür (Çizelge 10.1). Ölçümler motor kapalı ve kavrama devre dışı durumda, 7.5 m mesafede alınmıştır.

Çizelge 10.1 Testlerde kullanılan yüzey kaplamalarının özellikleri (Blokland ve Mejer, 1993).

Yüzey	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)
Tür	gözenekli	gözenekli	gözenekli	gözeneksiz referans	gözeneksiz ISO test kaplaması	gözenekli	gözenekli	gözenekli	gözenekli
Kaplama yapısı	homojen d = 4 m	homojen d = 4 m	homojen d = 4 m	homojen d = 4 m	homojen d = 4 m	iki tabaka d1=1.6 cm d2=3.6 cm	iki tabaka d1=2.6 cm d2=4.6 cm	homojen d = 4 m	homojen d = 4 m
Çakıl büyüklüğü (en çok)	11 mm	11 mm	16 mm	16 mm	8 mm	8 mm 16 mm	8 mm 16 mm	8 mm	11 mm
Taş çeşidi	kırılmış porfir	Ned. kırılmış taş	Ned. kırılmış taş	Standart tipte yoğun yapıda asfalt beton		porfir/ Ned. kırılmış taş	porfir/ Ned. kırılmış taş	kırılmış porfir	kırılmış porfir
Dolgu malzemesi	bitüm zift 4.6% 80/100	bitüm zift 4.6% 80/100	bitüm zift 4.6% 80/100			kauçuk-bitüm 6.0%/4.2%	kauçuk-bitüm 6.0%/4.2%	kauçuk-bitüm 6.0%	kauçuk-bitüm 6.0%

*ISO/DIS 10844,1992



Şekil 10.7 Yolcu taşıtlarının, çeşitli gözenekli yol kaplamaları (no 1-3 ve 6-9) ve iki adet gözeneksiz yol kaplaması (4 ve 5) üzerindeki lastik-yol gürültü seviyeleri (Blokland ve Mejer, 1993).

Çizelge 10.2 Tüm yüzeyler için gürültü seviyesinin hıza bağlı değişimi ve 4 no'lu referans yüzeye karşılaştırmalı gürültü seviyesi azalma miktarları (Blokland ve Mejer, 1993).

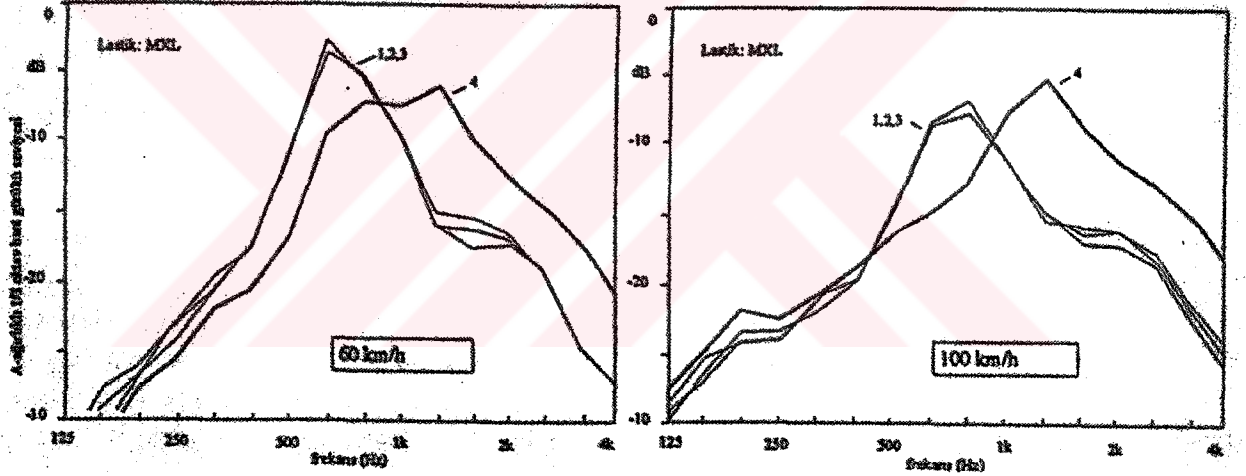
Test yüzeyi	Gürültü seviyesinin hıza bağlı değişim katsayıları		4 no'lu yüzeye karşılaştırmalı azalma miktarları (dB(A))	
	A	B	60 km/h	120 km/h
(1)	19	27	-0.3	2.4
(2)	19	27	0.1	2.9
(3)	20	27	-0.2	2.7
(4)	3	36	-	-
(5)	3	36	1.3	1.4
(6)	15	28	2.6	5.2
(7)	7	32	3.8	5.2
(8)	16	28	1.3	3.8
(9)	17	29	-0.8	1.3

Tüm yüzey kaplamaları için, $L_{A,max} = A + B \log_{10} V$ (bkz.:9.2.3.1 taşıt hızı) denklemine bağlı olarak taşıtların gürültü seviyelerinin taşıt hızına bağlı olarak değişimleri incelenmiştir.

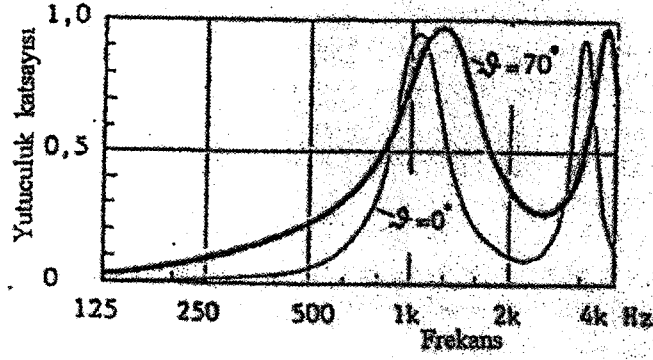
Buradaki A ve B katsayıları yol kaplamalarının akustik performanslarını belirlemektedir. Test sonuçları şekil 10.7’de verilmiştir. Tablo 10.2’de de A ve B katsayılarıyla beraber, düşük ve yüksek hızlarda (60 ve 120 km/h) gürültü seviyelerinin 4 no’lu referans yüzeyle karşılaştırılmaları verilmiştir.

Test sonuçlarından açıkça görüldüğü üzere, gürültü emisyonu taşıt hızıyla orantılı olarak artmaktadır. Ancak, gözenekli 7 yüzey için de B katsayısının değeri belirgin şekilde düşüktür, yani gözenekli yüzeylerde gürültü seviyesinin taşıt hızına bağlı olarak artışı daha yavaş olmaktadır. Bu özellik sebebiyle gözenekli yüzeylerin olumlu etkisi, özellikle yüksek hızlarda serbest akan trafikte ortaya çıkmaktadır.

Gözenekli yüzeylerin düşük hızlardaki performansları ise düşüktür. Bunun sebebiyse, yüzey pürüzlülüğünün temas yüzeyinde lastik profillerini titreştirmesi ve bu titreşimlerin lastik yanaklarına iletilerek gürültü oluşmasına neden olmasıdır.



Şekil 10.8 Gözeneksiz yol kaplaması (4) ile karşılaştırmalı olarak, gözenekli yol kaplamaları (yüzey (1), (2) ve (3)) üzerindeki lastik-yol gürültülerinin, A-ağırlıklı 1/3 oktav bant frekans spektrumları. (4) no’lu kaplamanın gürültü seviyesi 0 dB(A) olarak alınmıştır (Blokland ve Mejer, 1993).

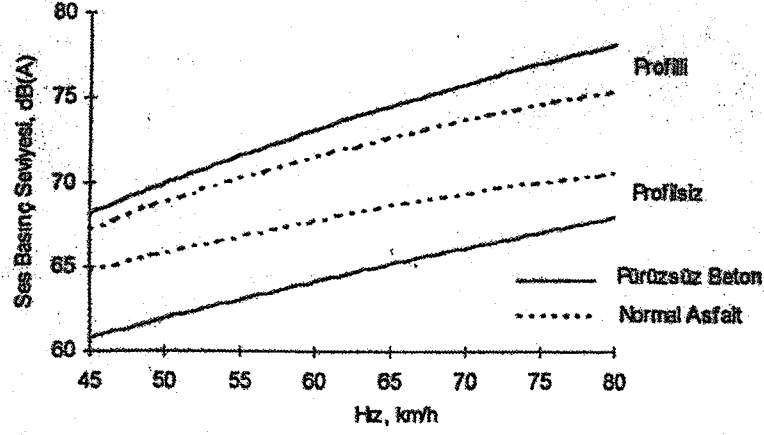


Şekil 10.9 (3) no'lu yüzey için akustik yutuculuk katsayısının frekansa bağlı değişimi (Blokland ve Mejer, 1993).

Bu durum, oluşan gürültünün frekans dağılımından açıkça görülebilmektedir. Şekil 10.8'de bazı lastik-yol çiftlerinin düşük ve yüksek hızlarda 1/3 oktav bant frekans analizleri verilmiştir. Diğer tüm lastik-yol ikilileri için de elde edilen sonuçlar oldukça benzerdir.

Şekil 10.8'e göre, gözenekli yüzeylerin frekans dağılımlarında 1000 Hz'in altındaki frekanslarda (özellikle 600-800 Hz aralığında) gürültü seviyesi artış göstermekte, sadece 1000 Hz'in üzerindeki frekanslarda azalma görülmektedir. Bu sonuçlar, farklı iki frekans aralığında (<1000 Hz ve >1000 Hz) oluşan iki ayrı etkiyi ortaya koymaktadır. Gözenekli yüzeyler üzerinde, pürüzlülük sebebiyle oluşan lastik titreşimleri düşük frekanslı bir gürültü oluşturmaktadır. Hava pompalamanın oluşturduğu yüksek frekanslı gürültünün etkisiyle azalmaktadır. Ayrıca, yüksek frekanslardaki bu gürültü seviyesi azalması, bu aralıktaki yüksek akustik yutuculuğa da karşılık gelmektedir. (3) no'lu yüzey için akustik yutuculuk katsayısının frekansa bağlı değişimi şekil 10.9'da verilmiştir (Blokland ve Mejer, 1993).

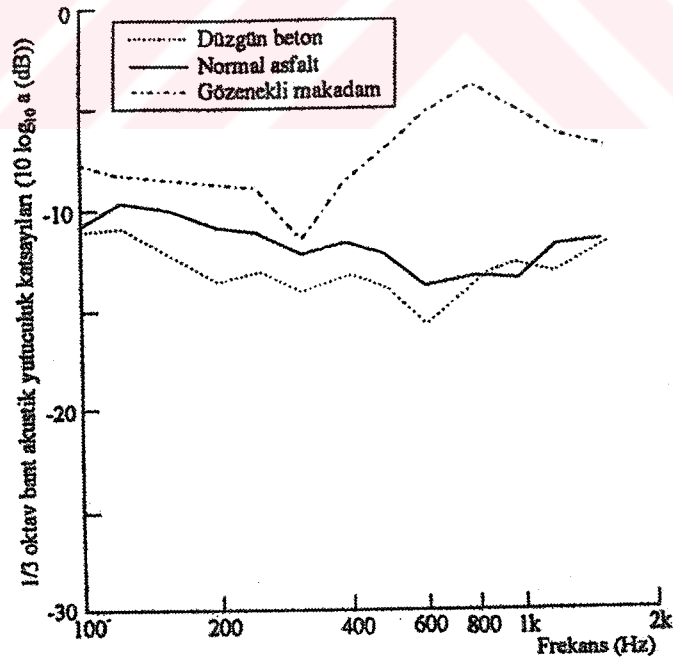
Genel olarak bakıldığında, profilsiz lastikler pürüzlü zeminde daha gürültülü olurken, profilli lastikler daha sessiz olmaktadır. Çünkü profiller arasında kalan hava yol pürüzleri arasından kaçır ve air pumping etkisi azalır ve ayrıca pürüzlü kaplama oluşan gürültünün bir bölümünü tutar. Şekil 10.10'da, profilli ve profilsiz lastiklerin iki farklı yüzeydeki etkileri görülmektedir.



Şekil 10.10 Profil ve profilsiz lastiklerin iki farklı yüzeydeki etkileri (Akalin, 1993).

10.2.2.2 Akustik Yutuculuk

Taşıttan kaynaklanan gürültü belli bir uzaklığa hem direkt, hem de yol yüzeyinden yansyarak ulaşmaktadır. Bu nedenle yol kaplamasının akustik yutuculuk özelliği de gürültü seviyesini etkilemektedir. Lastik gürültüsü zemine çok yakın bir bölgede olduğundan, yol kaplamasının akustik yutuculuğu lastik gürültü seviyesi üzerinde özellikle etkili olmaktadır.



Şekil 10.11 Farklı yüzey kaplamaları üzerinde dik geliş için akustik yutuculuk katsayıları (Nelson, 1987).

Su birikintisi oluşumu ve kızaklanma etkisini azaltmak için tasarlanan gözenekli yüzeylerin,

aynı zamanda oldukça sessiz oldukları görülmüştür. Bu iki yüzeyin gürültü oluşum mekanizmalarına etkileri oldukça farklıdır. (bkz.: 10.2.2.1 yüzey pürüzlülüğü-gözeneklilik). Ancak gözenekli yüzeylerin daha sessiz olmalarının sebeplerinden biri de, gözenekli yüzeylerin akustik yutuculuğunun yüksek olmasıdır. Şekil 10.11’de özel bir kaplama olan gözenekli makadam (pervious macadam) ile normal asfalt ve düzgün beton yüzeylerin, 1/3 oktav frekans bantları için elde edilen akustik yutuculuk katsayılarının karşılaştırılmaları verilmiştir. Gözenekli yüzeyin katsayı değerleri, 630-1000 Hz aralığında diğer iki yüzeyden belirgin şekilde yüksektir. En büyük farklılık 800 Hz civarında görülmektedir. Düzgün betonun ise, tüm frekanslarda en kötü akustik yutuculuk özelliğine sahip olduğu söylenebilir.

Bu şekilde verilen değerler, gürültünün yüzeye dik olarak geldiği durumlar için elde edilmiştir. Ancak, lastik gürültüsü ölçümleri için küçük geliş açıları söz konusudur ve bu durumda katsayı değerleri daha yüksek olmaktadır (Nelson, 1987).

10.2.2.3 Mekanik Empedans (Katılık)

Yapıştırıcı dolgu malzemesinin ve diğer malzemelerin eskimesiyle ve yüzey tabakasının sıcaklığındaki değişiklikler sonucunda, yüzey kaplamasının mekanik empedansı değişebilir. Genel olarak, yüzey kaplamasının mekanik empedansı arttıkça gürültü seviyesi artacaktır. Dolayısıyla, yapıştırıcı dolgu malzemesi ve bu malzemenin viskozitesi, sıcaklık ve eskime etkileri sonucunda kaplamanın mekanik empedansında oluşacak değişiklikleri en aza indirecek şekilde seçilmelidir (ISO 10844, 1993).

Sonuç olarak söylenebilir ki, değişik yol kaplamaları için oluşan gürültü seviyesi farklılıkları, lastik desenindeki değişiklikler sonucu oluşan küçük farklılardan, belirgin şekilde fazladır. Bu sebeple lastik-yol gürültüsünü azaltmak için lastiğin tasarımından ziyade, yol kaplamasının tasarımıyla ilgili çalışmalar daha olumlu sonuçlar verebilir.

10.2.3 Aracın Çalışma Şartları (Sürüş Koşulları)

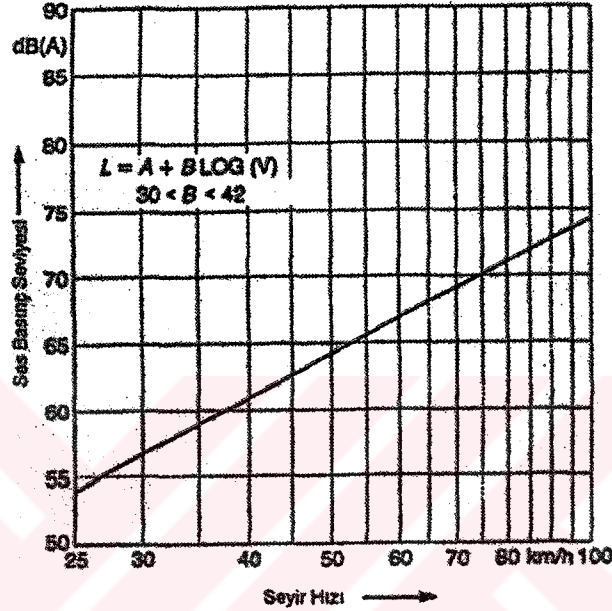
10.2.3.1 Taşıt Hızı

Sabit hızda serbest geçiş yapan bir taşıtın hareket ekseninden 7.5 m dik uzaklıkta ölçülen maksimum gürültü seviyesiyle taşıt hızı arasındaki bağıntı, aşağıdaki denklemle belirtilmiştir.

$$L_{A,max} = A + B \log_{10} V \quad (10.2)$$

Burada $L_{A,max}$ maksimum (lastik) gürültü seviyesi [dB(A)], (V) taşıt hızı (km/h), A ve B ise

taşıt, lastik ve yol kaplaması özelliklerine bağlı sabit değerlerdir. Çeşitli taşıt, lastik ve yol kaplaması tipleriyle yapılan deneyler sonucunda B katsayısının 29 ve 43 arasında değer aldığı görülmüştür. (veya 30-42 arasında). Buna göre taşıt hızının her iki katına çıkışı için toplam gürültü seviyesi, lastik ve yol kaplaması özelliklerine bağlı olarak 9 dB(A) ve 13 dB(A) arasında artmaktadır (şekil 10.12). Yüksek B değerleri, düzgün yüzeyli lastik ve yol kaplamalarına karşılık gelmektedir.



Şekil 10.12 Ses basınç seviyesi-hız ilişkisi (Nelson, 1987).

10.2.3.2 Tekerlek Yükü

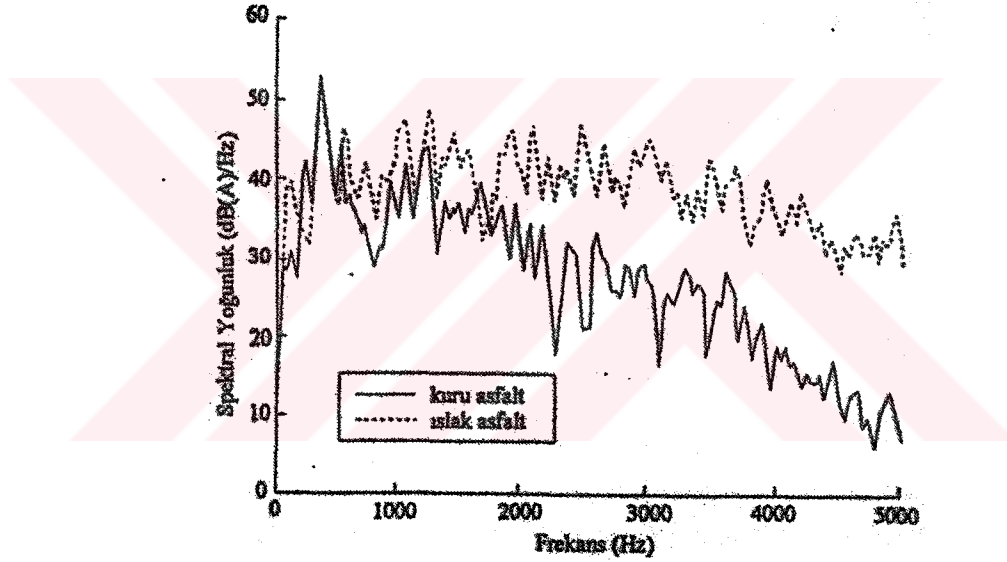
Genel olarak, tekerlek yükünün artması, lastik malzemesinin sertleşmesine benzer bir etkiye, lastik-yol gürültü seviyesinin artmasına sebep olmaktadır. Bir örnek olarak, iki akslı bir kamyonun toplam ağırlığı 7.65 tondan 13.23 tona çıkartıldığında, 100 km/h hızdaki lastik gürültüsü seviyesinin, uygulanan lastik-yol kaplaması çiftine bağlı olarak 0.5-6.5 dB(A) kadar arttığı görülmüştür. En büyük artış miktarları çekiş lastikleri takılıyken yapılan ölçümlerde elde edilmiştir. Ortalama artış oranı 2.4 dB(A)'dır.

10.2.3.3 Lastik Basıncı

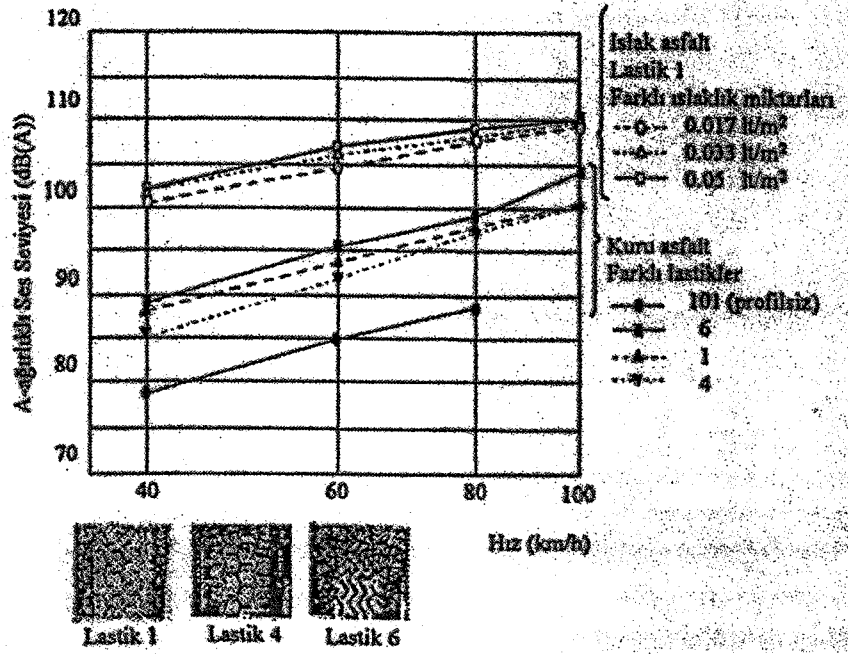
Lastik basıncının artması sert lastik etkisi yaratır ve özellikle yüksek frekanslardaki gürültü seviyesinin artmasına neden olur. Ancak lastik basıncının nominal değerleri dahilinde yapılan değişikliklerde bu artış oldukça az ve önemsizdir.

10.2.3.4 Islaklık

Çoğunlukla, yol kaplaması ıslaklığının lastik gürültüsünü belirgin şekilde artırdığı düşünülmektedir. Ancak burada, yol kaplaması üzerindeki su miktarı önemlidir. İnce bir su tabakası ya da hafif bir nemlilik bazı durumlarda, fark edilebilir bir su sesine neden olmadan, lastikle yol kaplaması arasındaki yapışma etkisini azaltabilir. Böyle bir durumda ıslaklık, lastik gürültü seviyesinin azalmasına neden olabilir. Fakat genel olarak, yol kaplaması üzerinde su birikintileri oluştuğunda, lastik gürültüsü 1-15 dB(A) kadar artmaktadır. Bu artış miktarı lastik ve yol kaplaması yüzey özelliklerine ve araç hızına bağlıdır. Genellikle, ıslaklık sonucundaki bu gürültü artışı 2000 Hz'in üzerindeki frekanslarda oluşmaktadır (şekil 10.13). Şekil 10.14'te dört değişik lastik için kuru yolda ve bunlardan biri için farklı su yüksekliklerindeki ses seviyeleri verilmiştir (Nelson, 1987).



Şekil 10.13 Kuru ve ıslak asfalt üzerinde 96 km/h hızda yuvarlanan çekiş lastikleri için dar bant frekans analizleri (Nelson, 1987).



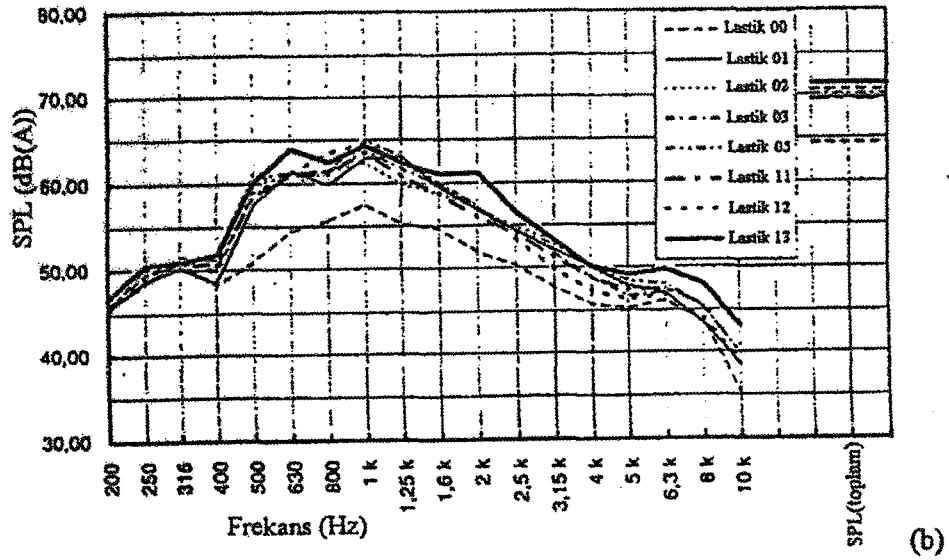
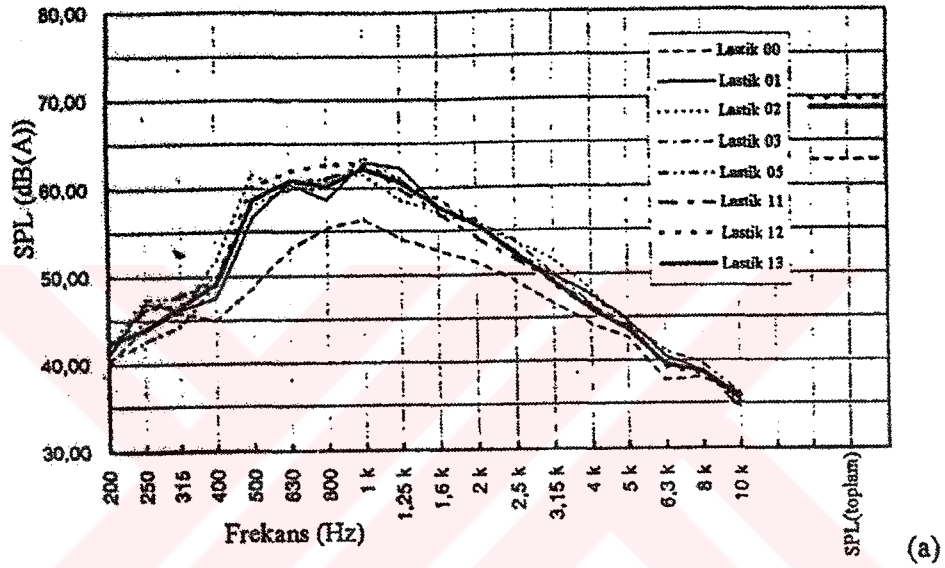
Şekil 10.14 Dört değişik lastik için kuru yolda ve bunlardan biri için farklı su yüksekliklerindeki ses seviyeleri (Nelson, 1987).

10.2.3.5 İvme (Tork-Teğetsel Kuvvet)

Taşıtın ivmelenmesi sırasında tekerleğe uygulanan tahrik momenti, temas yüzeyinde kayma oluşmasına neden olmaktadır. Temas yüzeyinde oluşan bu kayma ve farklılaşan temas yüzeyi etkileşimi sonucunda, lastik-yol gürültüsünde bir artış görülmektedir. Ancak ivmelenme etkisiyle oluşan bu gürültü artışının miktarı konusunda oldukça farklı sonuçlar elde edilmiştir. Bazı araştırma sonuçlarında, çeşitli hızlar için teğetsel kuvvetin etkisiyle oluşan gürültü seviyesi artışları 6-10 dB(A) arasında verilirken, diğer bazı çalışmalarda bu miktarlar 2.1-4.5 dB(A) arasında gösterilmektedir.

Bu konuda yapılmış son çalışmalardan birinde ise (Essers ve Horch), özel bir test taşıtı ve geliştirilmiş yeni bir test ve değerlendirme yöntemi kullanılarak lastik-yol gürültüsü kaydedilmiş ve incelenmiştir. Bu çalışmada, taşıt üzerindeki diğer gürültü kaynakları olan motor, aktarma organları, egzoz ve emme sistemleri tamamıyla yalıtılmış ve lastik-yol gürültüsünün etkili tek gürültü kaynağı olması sağlanmıştır (bu şekilde toplam gürültü seviyesi 8-15 dB(A) düşüş göstermiştir). 7 farklı set standart üretim ve bir set profilsiz lastik kullanılmış ve 70/157/EEC'ye uygun olarak ivmeli geçiş metodu uygulanmıştır. Şafta uygulanan tork DMS-köprüsü kullanılarak ölçülmüş ve gürültü seviyesi taşıtın konumu ve zamana bağlı olarak değerlendirilmiştir.

Şekil 10.15 (a)'da 55.5 km/h sabit hızda, şekil 10.15 (b)'de ise ikinci viteste tam yük uygulanmış durumda, tüm lastik tipleri için $s = 5$ m mesafede ölçülen frekans spektrumları ve toplam gürültü seviyeleri verilmiştir. Farklı lastik tiplerinin sabit hızdaki frekans spektrumları oldukça benzer olduğu halde, ivme etkisi altındaki spektrumlarda farklılıklar görülmektedir. Teğetsel kuvvetin lastik-yol gürültüsü üzerindeki artış etkisinin ise, daha önceki çalışmalardan belirtilenlerden çok daha düşük olarak, 1-3 dB(A) arasında olduğu görülmüştür. Bu şekillerde belirtilen "Lastik 00" profilsiz, "Lastik 13" ise aşırı profilli lastiklerdir (Essers ve Horch, 1997).



Şekil 10.15 (a) 55.5 km/h sabit hızda ve (b) ikinci viteste tam yük uygulanmış durumda, taşıt $s = 5$ m mesafedeyken ölçülen frekans spektrumları (ISO referans yol kaplaması üzerinde) (Nelson, 1987).

Donavan tarafından yapılan bir çalışmada ise, ISO 362/SAE J1470 veya SAE J986 ivmeli geçiş test prosedürlerine göre hızlanan bir taşıtın, farklı lastikler ve ivmelenme oranları için, taşıt üzerinde yakın mesafede ölçülen ses şiddeti değerleri incelenmiştir. Gürültü seviyesi lastiğin çok yakınından, temas yüzeyinin ön ve arka kısmında lastik yanak düzleminden 100 mm mesafede ve zeminden 60 mm yükseklikte ölçülmüştür. Lastik-yol gürültüsünü taşıt üzerindeki diğer gürültü kaynaklarının etkilerinden arındırmak için, iki mikrofonlu ses şiddeti ölçüm metotları kullanılmıştır. Yapılan testlerde beş değişik tipte lastik kullanılmıştır (Çizelge 10.3). Ölçümler tek bir taşıtla ve tek bir düzgün yüzeyli kaplama üzerinde, 48-80 km/h hız aralığında, dört farklı ivmelenme oranında (0, 0.9, 1.5 ve 2.3 m/s²) gerçekleştirilmiştir.

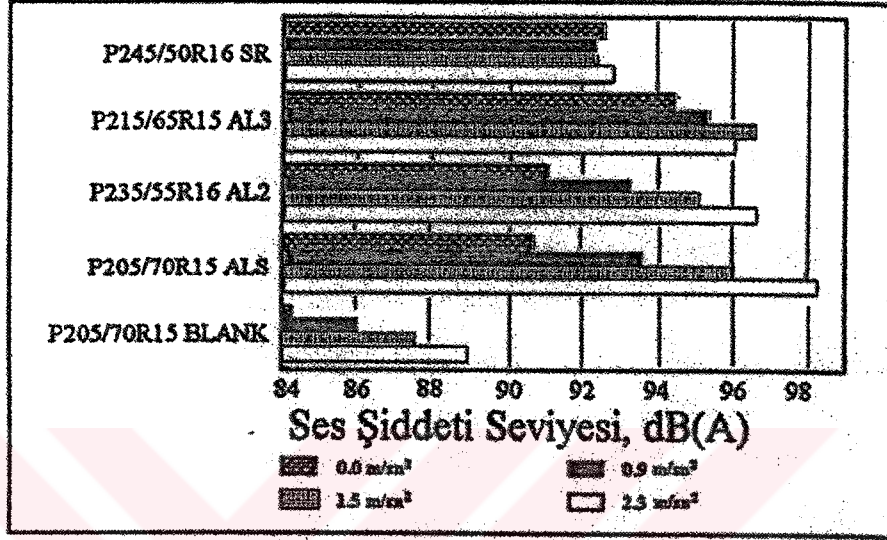
Çizelge 10.3 İvmelenme ölçümlerinde kullanılan test lastikleri (Danovan, 1993).

Kategori	Boyut	İmalatçı
Dört mevsim	P205/70R15 (ALS)	Michelin
Gezi	P235/55R16 (AL2)	Goodyear
Performans	P215/65R15 (AL3)	Goodyear
Hız	P245/50R16 (SR)	Goodyear
Profilsiz	P205/70R15	Goodyear

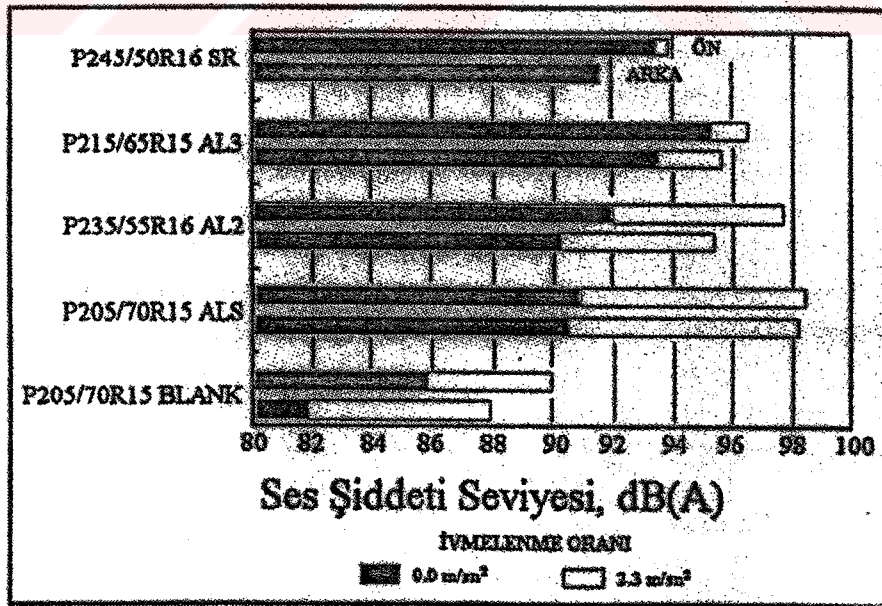
48-80 km/h hız aralığında yapılan çok sayıda ölçümlerde, tüm lastikler için, ivmelenme oranı arttıkça gürültü seviyesinde genel bir artış görülmüştür. Ancak bu artış miktarları lastik tipine göre farklılıklar göstermektedir. İvmelenme etkisine karşı en büyük hassasiyeti, 0.0 ve 2.3 m/s² ivmelenme oranlarında yapılan ölçümler için oluşan 9 dB(A) fark ile dört mevsim lastiği, en küçük hassasiyeti ise 1 dB(A)'dan az farklılıklarla hız lastiği göstermiştir. Testte kullanılan profilsiz lastik ise, lastik-yol gürültü seviyesi diğer profilli lastiklerden en az 5 dB(A) daha düşük olduğu halde, ivmelenme etkisine karşı önemli bir hassasiyet göstermiştir. Şekil 10.16'da tüm lastikler için 56 km/h hızda ivmelenme oranlarının etkileri görülmektedir. Bu hızda ivmelenmenin etkisi, lastik ve ivmelenme oranına bağlı olarak sıfır ile 7 dB(A) arasında değişmektedir. Frekans analizleri sonucunda ise, bu lastiklerin gürültü frekans spektrumları arasında büyük farklılıklar olduğu görülmüştür.

Bu araştırmada ayrıca, temas yüzeyinin ön ve arka kısımlarında alınan ölçümlerle, ivmelenmenin bu iki bölgedeki etkileri incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar, 56 km/h hız ve tüm lastikler için şekil 10.17'de verilmiştir. Görüldüğü üzere, ivmelenme durumunda, sabit

hız durumunda olduğu gibi, temas yüzeyinin ön kısmındaki ses şiddeti seviyeleri tüm lastikler için arka kısım seviyelerinden daha fazla olmaktadır. Temas yüzeyinin ön ve arka kısımları arasındaki farklılıklar, sabit hız ve ivmelenme durumları için yaklaşık olarak eşittir. Bu durumdan, ivmelenmenin etkisinin temas yüzeyinin sadece ön veya sadece arka kısımda oluşmadığı anlaşılmaktadır (Danovan, 1993).



Şekil 10.16 56 km/h hızdan ivmelenen bir taşıtın lastiği için, yakın mesafede ölçülen ses şiddeti seviyeleri (Danovan, 1993).



Şekil 10.17 56 km/h hızda temas yüzeyinin ön ve arka kısımlarında, ivmelenme oranının sınır değerlerinde, tüm lastikler için ölçülen yakın mesafe ses şiddeti seviyelerinin karşılaştırılmaları (Danovan, 1993).

10.3 Lastik-Yol Gürültü Ölçümü

Lastik/yol gürültüsü hem taşıt içinde hem de taşıt dışında etkili olmaktadır. Taşıt içindeki lastik gürültü seviyesi satışla direkt etkili bir konu olduğu için, lastik ve otomotiv endüstrileri tarafından dikkate alınmakta ve azaltılması için çalışılmaktadır. Ancak dış lastik/yol gürültüsüyle ilgili olarak müşteriler, toplum veya kanunlar tarafından herhangi bir kısıtlama ortaya çıkmamıştır. Taşıt motor ve aktarma organlarının gürültü seviyeleri azaldıkça lastik gürültüsü ön plana çıkmaktadır ve artık, lastik gürültüsünün azaltılması için önlemler alınması gerektiği kabul edilmektedir. Yapılacak çalışmaların istenilen sonuca ulaşması, ancak ölçüm metotları ve yönetmelikler üzerinde uluslararası anlaşmaya varılmasıyla mümkün olacaktır.

10.3.1 Metotlar, Standartlar ve Yönetmelikler

Taşıt gürültüsünün en önemli şekli, taşıtların trafik içindeki hareketleri sırasında çıkardıkları dış gürültüdür. Bu gürültünün ölçülmesiyle ilgili yöntemler her ülkede yaklaşık aynıdır ve ISO 362-1981, ECE R-51, SAE J366, SAE J1470, US/EPA ve TS 2214/1991 gibi prosedürlerle tariflenmektedir. Müsaade edilen azami gürültü seviyeleri ise ECE R-51, 92/97/EEC (ilk hali 70/157/EEC, diğer ara değişiklikler 73/350/EEC, 77/212/EEC, 81/334/EEC, 84/424/EEC) ve Türkiye için Sanayi Genel Müdürlüğü Tebliğ No: 92/109-110 ile belirtilmiştir (Nelson, 1987).

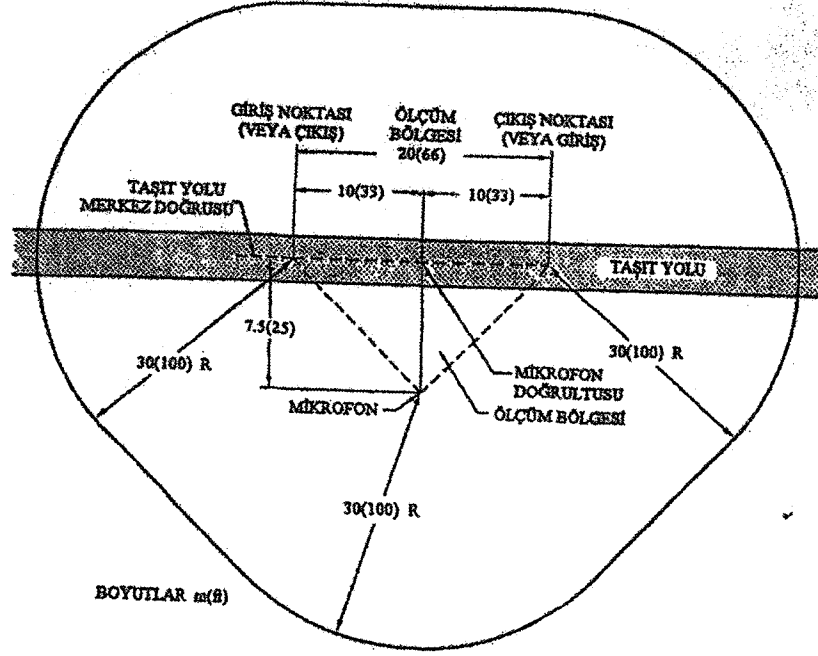
Bu prosedürlerde belirtilen metotlar, temel olarak motor-aktarma organları gürültüsünü kontrol etmeye yönelik olarak tasarlanmıştır. Yapılan ölçümlerde taşıtlar ivmeli geçiş yaparlar ve bu sebeple lastik/yol gürültüsünün etkisi kontrol edilememektedir. Bu prosedürlerde taşıtlar yüksüzdür ve lastiklere aşırı tork uygulanmaktadır. Bu, trafikte yaygın olmayan özel bir durumdur ve lastik/yol gürültüsünü çok fazla etkilemektedir. Motor-aktarma organları gürültü emisyonu en yüksek seviyede olduğundan, bu şartlar altında lastik/yol gürültüsünün çevresel bir problem oluşturmamaktadır. Ayrıca, baskın olan motor-aktarma organları gürültüsünün yalıtılması mümkün olmadığından, bu özel durumda lastik/yol gürültüsünün ölçülmesi ve değerlendirilmesi de mümkün değildir. Lastik/yol gürültüsünün çevre için rahatsızlık yarattığı durum ise, genel olarak serbest yuvarlanmada veya orta ve yüksek hızlarda oluşmaktadır.

Ancak, lastik gürültüsünü dikkate alan ve taşıtların lastik gürültü seviyelerini sınırlayan mevcut bir yönetmelik yoktur. Lastik gürültü seviyesi ölçümünü tarifleyen mevcut standartlar ise Amerika'da uygulanan SAE J57 standardı ve Avrupa'da uygulanan 92/23/EEC direktifiyle sınırlıdır. Bu iki standartta tariflenen ölçüm metotları oldukça benzerdir.

Kamyon lastiklerinin gürültü seviyelerinin ölçümünü tarifleyen SAE J57 standardı, ilk olarak 1973 yılında Amerika Otomotiv Mühendisleri Birliği (SAE) tarafından “Recommended Practice” olarak yayınlanmıştır (SAE J57, 1987). Burada uygulanan metot, serbest-geçiş metoduna (bkz: 10.3.2.1 Serbest-geçiş metodu) oldukça benzemektedir. (mikrofon yol merkezinden 15 m mesafede). Farklı olduğu nokta, ön aksta “sessiz” lastiklerin kullanılıyor olmasıdır. Böylelikle, serbest-geçiş sırasında mikrofonda ölçülen en yüksek gürültü seviyesini, çekiş uygulanan arka aksa takılı test lastikleri oluşturacaklardır. Ancak pratikte, ön lastiklerin gürültü etkisini tamamen yok etmek mümkün olmamaktadır.

Bu standartta belirtilen test koşulları ve ölçüm yöntemleri, ölçüm farklılıklarına yol açacak şekilde belirsiz ve anlaşılmasız bulunmuştur. Ayrıca, ölçüm sonuçları kullanılan taşıttan etkilenmekteydi ve 15 m mikrofon mesafesi kullanıldığı için bu prosedür, Avrupa Gürültü Yönetmelikleri ve ilgili ISO ölçüm prosedürleriyle uyumlu değildi. Bu sebeplerden dolayı, SAE J57 test prosedürü 1994 yılında bir revizyon geçirmiştir (SAE J57, 1994). Prosedürün bu yeni hali, iki bölümden oluşmaktadır. “Bölüm A” 15 m mikrofon mesafesi için 56 ve 80 km/h hızlarda, “Bölüm B” ise (Avrupa ve Japon uygulamalarıyla uyumlu olarak) 7.5 m mikrofon mesafesi için 50 ve 60 km/h hızlarda testler tariflemektedirler. Kullanıcının tercihinine bağlı olarak, Bölüm A ve B’nin her ikisi de veya sadece biri uygulanabilmektedir.

Revizyon sonucunda, kullanılan ölçüm yöntemi serbest-geçiş metodu yerine, römorkla serbest-geçiş metodu olarak değiştirilmiştir. Bundaki amaç, test taşıttının ölçüm değerleri üzerindeki etkilerini ortadan kaldırmaktadır. Test zemini ISO/DIS 10844’e uygun olarak kaplanmış olmalıdır. Ortam ve yüzey sıcaklıkları, rüzgar hızı, lastik basıncı ve lastiğin ısıtılması süreciyle ilgili şartlar da ayrıca belirtilmiştir.



Şekil 10.18 SAE J57 test parkuru (Bölüm B için).

10.3.2 Lastik Gürültüsü Ölçüm Metotları – Genel Bakış

Taşıt gürültü seviyesi ölçümü için çeşitli standartlaşmış metotlar uzun yıllardır kullanılmaktadır. Fakat bu metotlarda taşıtlar, motor ve aktarma organlarının gürültüleri en yüksek seviyede oluşacak şekilde sürüldüklerinden, lastik gürültüsünün kontrolüne yönelik olarak kullanılmaları mümkün değildir. Lastik gürültüsünün ölçülmesi ve değerlendirilmesi için son yıllarda kullanılmaya başlanan dört ana metot şunlardır:

10.3.2.1 Serbest – Geçiş Metodu (Coast-By Method)

Bu metotta test taşıtı, yol merkezinden 7.5 m (veya 15 m) uzaklığa yerleştirilmiş bir mikrofona önünden motor kapalı durumda geçer. Taşıtın geçi sırasındaki en yüksek gürültü seviyesi, A-ağırlıklı olarak ve çoğunlukla FAST modunda ölçülür. Gürültü seviyesinin en yüksek olduğu an için 1/3 oktav bant frekans analizi de yapılabilmektedir. Bu metot hem yol kaplamasının, hem de lastik tipinin, gürültü seviyesi üzerindeki etkilerinin sınıflandırılması için sıkça kullanılmaktadır.

10.3.2.2 Römork Metodu

Test edilecek lastik, bir taşıt tarafından çekilen bir römorka takılır. Bir veya daha fazla sayıda mikrofona, test edilecek lastiğe 0.1-0.5 m mesafede olacak şekilde römork üzerine monte edilir

ve gürültü seviyesi, belli bir zaman aralığı için (genellikle 4-60 sn.) ortalama değer olarak ölçülür. Römork üzerinde, mikrofon ve test lastiği çevresinde rüzgar ve trafik gürültüsünü perdeleyecek bir rüzgar başlığı bulunmalıdır. Bazı römorklarda, aynı anda birden fazla lastiği değerlendirmek mümkün olabilmektedir.

10.3.2.3 Laboratuvar Tambur Metodu

Bu metotta test lastiği tambur üzerinde (genellikle 1.5-2.5 m çapında) dönecek şekilde monte edilir ve bir veya daha fazla sayıda mikrofon lastik yakınına yerleştirilir. Mikrofonların konumu prensip olarak, römork metodunkiyile aynı olmalıdır ve ortamın akustik özelliklerinin uygunluğuna dikkat edilmelidir. Ayrıca tambur yüzeyi, gerçek yol kaplamasına benzer bir yüzey olmalıdır. Bunu sağlamak için tambur yüzeyi, yol kaplamasına benzer dökme bir malzemeyle parçalar halinde kaplanabilir. Eğer tambur üzerinde kullanılan bu kaplama malzemesi belli bir standarda uygun olarak üretilir ve yaygın olarak bu tek tip kaplama kullanılırsa, tambur üzerinde yapılan lastik gürültü ölçümleri arasında çok daha güvenilir mukayese yapma imkanı olacaktır. Açık alan ölçümlerinde ise, yol kaplamaları belli bir standarda göre döşenmiş olsalar bile farklılık gösterebilmektedirler.

10.3.2.4 Römorkla Serbest – Geçiş Metodu

Bu metot, serbest-geçiş ve römork metotlarının bir birleşimidir. Bir römork, bir taşıt tarafından test yolu boyunca çekilir ve mikrofonlar serbest-geçiş metodunda olduğu gibi, yol merkezinden 7.5 m (veya 15 m) uzaklığa yerleştirilir. Ancak ölçülen gürültü römorkun geçişi sırasındaki gürültü olmalı, çekici araç mikrofonu en yakın konumdan geçerken ki gürültü seviyesi kaydedilmemelidir. Çekici araç ve römorkun gürültülerini birbirinden ayırmak için aradaki bağlantı uzun tutulabilir, çekici araca mevcut en sessiz lastikler takılıp, lastiklerinin çevresine de yalıtkan perdeler yerleştirilebilir. Bunların yanında ayrıca, çekici aracın gürültüsü tek başına ölçülüp, önceden bulunan değerler üzerinde düzeltme yapmak gerekebilir (Sandberg ve Ejsmont, 1993).

11. TAŞIT GÜRÜLTÜSÜ ÖLÇÜM METOTLARI, STANDARTLAR ve YÖNETMELİKLER

Artan trafik yoğunluğu ve çevre bilinci, taşıtların sebep olduğu gürültünün kontrol altına alınmasını gerektirmektedir. Bu amaçla kanun koyucu tarafından çeşitli gürültü ölçüm standartları ve yönetmelikleri çıkartılmış ve sınır gürültü seviyelerinin aşılması yasaklanmıştır. Taşıtların gürültüleri çeşitlidir. Hareket halindeki taşıtların dış gürültüsünün ölçümü, taşıtların tip testleri esnasında yapılır ve aşırı gürültülü taşıtların trafiğe çıkmalarına mani olma amacını güder. Daha önce trafiğe çıkmış taşıtların gürültü kontrolleri, egzoz ve motor gürültülerinin ölçülmesiyle yapılır. Taşıtların içi gürültüleri de insan sağlığı veya konforu için yönetmeliklerle kontrol edilmektedir. Bu çalışmada taşıtların gürültü ölçüm metotları ve yönetmelik sınır değerleri anlatılacak ve örnek ölçüm neticeleri verilecektir.

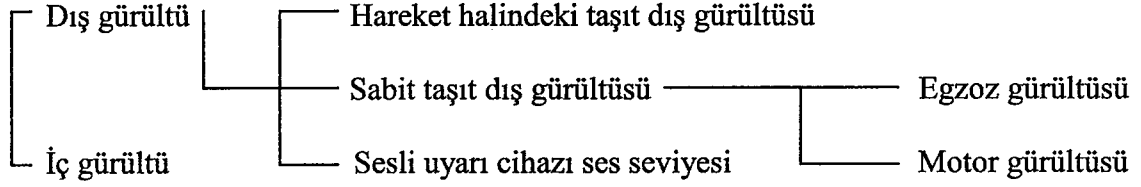
Günlük yaşamımızda maruz kaldığımız gürültünün önemli bir kısmı trafik gürültüsüdür ki bu büyük ölçüde taşıtlardan kaynaklanır. Gürültü genlik ve süre olarak belli bir seviyeyi geçerse insan sağlığını etkiler. Trafik gürültüsünden korunmak için trafik akışının optimizasyonu veya yerleşim bölgelerinde ses ekranları kullanmak gibi tedbirlerin ötesinde, gürültünün kaynağı olan taşıtta tedbirler almak gerekir. Bu amaçla çevre bilincine ve teknolojinin seviyesine bağlı olarak gürültü seviyeleri kontrol altına alınmaya çalışılır. Kanun koyucular tarafından taşıtların gürültülerinin ölçümleri standartlaştırılmış ve uyulması gereken sınır değerler tespit edilmiştir.

11.1 Gürültü Ölçümleri

Taşıtların sebep oldukları gürültüleri, dış ve iç gürültü olarak ikiye ayırabiliriz. Taşıtların çevreye verdikleri rahatsızlığın ana sebebi dış gürültüsüdür. Bu nedenle her ülke dış gürültü seviyelerine sınırlamalar getirmiştir. Hatta bazı ülkeler gürültülü ağır yük taşıtlarının karayollarından geçişlerini özel şartlara bağlamıştır. İç gürültü ise taşıtların içindekilerin konforunu etkiler. İç gürültü taşıtların içinde konuşma-birbirini duyma zorluğu, yorgunluk hatta işitme kaybı gibi etkiler yapar. Taşıtların imalatçıları da gerek rekabet şansı yüksek konforlu taşıtlar yapmak için, gerekse de bazen teknik şartnamelere konan özel şartları sağlamak amacıyla iç gürültü azaltımı üzerinde çalışmalarını sürdürmektedirler.

Gürültü ölçümlerini tablo 11.1'deki gibi sınıflandırabiliriz.

Çizelge 11.1 Taşıtlarda gürültü ölçümleri (Covo, 1993).



11.2 Hareket Halindeki Taşıt Dış Gürültüsü

Taşıtların gürültüleri arasında en önemlisi, taşıtların trafik içindeki hareketleri sırasında çıkardığı dış gürültüdür. İnsanları en çok rahatsız eden bu gürültüyü sınırlamak amacıyla, taşıtların tip testlerinde, yani trafiğe ilk defa çıkacak taşıt tiplerinin kabul testlerinde, hareket halindeki dış gürültüleri ölçülür ve yönetmelik sınır değerlerinin altında olmaları şartı aranır. Bu sınır değerler zaman içinde aşağıya kaydırılarak, üreticiler teknolojilerini geliştirmeye veya çeşitli tedbirler almaya zorlanmaktadır. Avrupa Topluluğu ülkeleri kendilerini yeni düşük değerlere hazırlarken, ülkemizde halen Avrupa'da uygulanan gürültü seviyelerinden daha yüksek değerlere izin verilmektedir (Covo, 1993).

Taşıtların hareket halinde çıkardıkları gürültünün ölçülmesiyle ilgili yöntem her ülkede yaklaşık aynıdır.

Türkiye'de bugün için geçerli olan ölçüm metodu TS 2214/1991 ile tarif edilmiştir. Bu standart ta ISO 362-1981 ile ECE R-51 (1984) (ECE R = Birleşmiş Milletler Avrupa Ekonomi Komisyonu kuralı) ile tamamen aynıdır. Türkiye'de trafiğe ilk defa çıkacak motorlu araçlar için müsaade edilebilir azami dış gürültü seviyeleri ise Sanayi ve Ticaret Bakanlığı'nın 92/109-110 (1992) No'lu tebliği ile belirlenmiştir. Bu tebliğdeki sınır değerler, ECE R-51'deki sınır değerler ile aynıdır.

Ancak Avrupa Topluluğu'na (AT, eski Avrupa Ekonomi Topluluğu, EEC, EG) üye ülkeler AT yönetmeliklerine uymak zorundadırlar. Bu yönetmeliklerde tariflenen ölçüm metotları yukarıda bahsedilenlerle çok yakındır ancak müsaade ettiği sınır değerler daha düşüktür (Covo, 1993).

70/157/EEC halen geçerli AT yönetmeliği olup, 1.10.1995'te yeni tipler için, 1.10.1996'da bütün tipler için devreye 92/97/EEC girmiştir.

Bu sınır değerlerin mukayesesi çizelge 11.2'de gösterilmiştir.

Sınır değerler incelendiğinde AT ülkelerinde şu anda bizden yaklaşık 3 dB(A) daha düşük gürültü seviyesine izin verilmekte olduğu, 1.10.1995'ten sonra bu değerlerin yaklaşık bir 3

dB(A) daha düşürülmüştür.

Gürültü seviyelerinin düşürülmesi, üretici firmaları yeni araştırmalar yapmaya ve ilave tedbirler almaya zorlamaktadır. Ancak konunun diğer bir yönü bu denli düşük gürültü seviyelerinin ölçümlerinde ortaya çıkacak problemlerdir. Bu problemleri ortaya koyabilmek için ölçüm metotlarını incelemek gerekir.

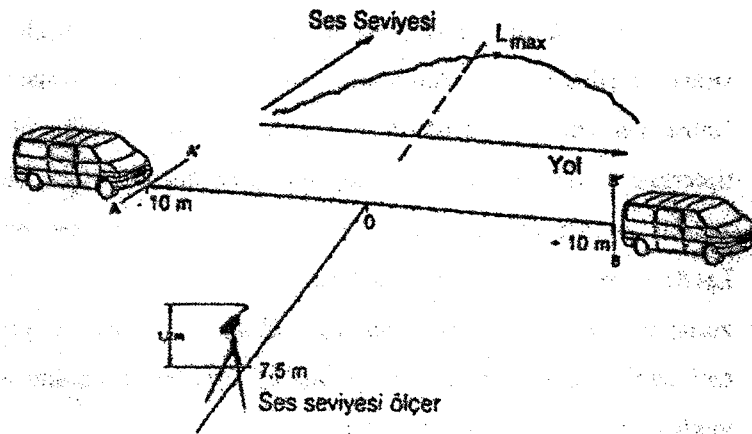
Çizelge 11.2 Türkiye’de ve Avrupa Topluluğu’na üye ülkelerde uygulanan hareket halindeki taşıtların müsaade edilen azami gürültü seviyeleri.

	Sanayi Genel Müd. Tebliği no.92/109-110 (ECE R-51 ile aynı)	70/157/EEC (uygulamada)	92/197/EEC (uygulamada)
Otomobiller	80 dB(A)	77 dB(A)	74 dB(A)
Minibüs < 3.5 ton	81 dB(A)	79 dB(A)	77 dB(A)
Otobüs < 200 PS	82 dB(A)	80 dB(A)	78 dB(A)
Otobüs > 200 PS	85 dB(A)	83 dB(A)	80 dB(A)
Kamyonet < 3.5 ton	81 dB(A)	79 dB(A)	77 dB(A)
Kamyon <12t<200 PS	86 dB(A)	83 dB(A)	78 dB(A)
Kamyon >12t>200 PS	88 dB(A)	84 dB(A)	80 dB(A)

11.2.1 Ölçüm Metodu

TS 2214 (1991) ile tariflenen hareket halindeki karayolu taşıtlarının çıkardığı gürültünün ölçülmesi ile ilgili kılavuz metodunu kısaca ele alalım.

Ölçümede kullanılacak ses seviye ölçme aleti en azından TS 8535’e göre tip 1 cihazı şartını yerine getirmelidir. Ölçmeler (A) ağırlıklı frekans ve (F) ağırlıklı zaman kullanılarak yapılır.



Şekil 11.1 Hareket halindeki taşıt gürültüsü ölçüm yeri

Motor devir sayısı ve taşıt hızı ölçümleri hassas aletlerle yapılmalıdır, taşıtın göstergeleri

kullanılmamalıdır.

Deney yerinde, yol merkezinde 20 m lik bir bölüm beton ve asfalt olmalı, 50 m yarıçap içinde hiçbir yansıtıcı engel olmamalı ve taşıtın hızlanma noktasına 50 km/h sabit hızla girebilmesine ve sonrada emniyetle durabilmesine imkan sağlayacak hızlanma ve durma mesafesi olmalıdır (Şekil 11.1).

Rüzgar 5 m/s den az, çevre gürültüsü de ölçülen taşıt gürültüsünden en az 10 dB(A) düşük olmalıdır.

Taşıt hızlanma hattına (A-A') sabit 50 km/h hızla veya motorunun maksimum gücü veren devir sayısının 3/4 üne tekabül eden hızla (hangisi küçükse) girer. Bu noktadan itibaren 20 m boyunca (B-B' hattına kadar) gaz pedalına tamamen basılarak taşıtın hızlanması sağlanır. Mikrofonlar, 10 uncu metrede (P-P'), taşıtın geçtiği eksenden 7.5 m uzakta ve yerden 1.2 m yüksekte olmalıdır.

Geçiş sonunda ölçülen en büyük ses basınç seviyesi kaydedilir.

Geçiş anında kullanılacak vites kademeleri ayrıntılı olarak tariflenmiştir.

11.2.2 Karşılaşılan Zorluklar

Yukarıda kısa bir özeti verilen standardın uygulanmasında karşılaşılan zorlukların başında uygun ölçme alanı bulmak gelir. Bu iş için hava alanı benzeri bir yer bulmak gerekir ki, ölçümler için böyle bir olanağın sürekli olarak temini zordur.

Taşıtın hızlanma hattına giriş hızının tespiti özel aletlerle yapılmalıdır. Bu amaçla taşıt önceden laboratuvarında şasi dinamometresine çıkartılmakta, harici motor devir sayıcı kullanılarak gerekli hız tespiti yapılmaktadır.

Ölçüm pistinin, sürücüye kolaylık sağlaması için çok iyi işaretlenmesi gerekmektedir. Sürücü, gerekli sabit hızı tutturarak, taşıtın simetri ekseninden geçmesini sağlamalıdır. Bu amaçla deneyimli bir sürücü kullanmak gerekir. Standart, ölçümlerin en az iki defa tekrarını ön görmektedir. Ancak uygulamada daha da fazla tekrar yapılması, sürücü hatasından doğan hatalı ölçümlerin tespiti ve ayıklanması için gereklidir.

Çevre şartlarının ölçüm için uygun olması gerekir. Zeminin kuru ve temiz olmasına, rüzgarın düşük kuvvette olmasına (ses seviyesi ölçerin mikrofonunda muhakkak rüzgar koruyucu kullanılmalıdır), çevre gürültüsüne (trafik, uçak, helikopter, iş makinesi gürültüsü) dikkat

etmek gerekir.

11.2.3 Yapılan Ölçümler

Sanayi Bakanlığı'nın talebi üzerine, 1992 yılından itibaren, trafiğe ilk defa çıkacak motorlu araçların dış gürültü seviyelerinin kontrollerine İstanbul Teknik Üniversitesinde başlanmış ve iki yıl süresince yaklaşık 200 taşıtın ölçümleri yapılmış ve gürültü belgeleri tanzim edilmiştir. Ölçülen taşıtlar yeni olup bir istisna hariç hepsi ithaldir. Ancak gayri resmi olarak az kullanılmış yerli araçlarda yapılan ölçümler, gürültü seviyelerinde belirgin farklılıklar olmadığını ortaya koymuştur. Ölçülen taşıtları otomobil, arazi taşıtı, kamyonet, minibüs ve kamyon olarak gruplamak mümkündür.

Yapılan dış gürültü ölçüm sonuçları, gürültü seviyesi aralıklarına göre tablo 11.3'te sınıflandırılmıştır. Örneğin, ölçülen 110 adet otomobilin 24 adeti 71-72 dB(A) gürültü seviyesi aralığında bulunmuştur. Yalnız bir adet otomobil 78 dB(A) gürültü seviyesine çıkmıştır ki, bu değer bile Türkiye'de uygulanan 80 dB(A)'lık sınır değerinin altındadır. Sınır değerleri sadece bir adet arazi taşıtı ve iki adet kamyonet aşmıştır.

Yönetmeliklerdeki taşıt gruplarını tek tek ele alıp, sınır değerlerle mukayese edersek şu sonuçlar çıkartılabilir.

Otomobiller için sınır değer rahatlıkla Avrupa Topluluğunun bugün uyguladığı sınır değer olan 77 dB(A)'ya indirilebilir. Ancak bugün otomobillerle aynı sınıfta olan arazi taşıtlarının gürültü seviyelerinde 24 taşıt arasından 5 taşıt bu sınırı geçmiştir. Arazi taşıtlarını minibüs veya kamyonet sınıfında değerlendirmek, bu taşıtların konstrüktif benzerlikleri açısından da uygun olacaktır.

Minibüs gürültü seviyeleri Avrupa Topluluğunun 1995 yılından sonra uygulamaya koyduğu 77 dB(A) sınırının bile altında kalmıştır.

Kamyonetlerin gürültü seviyeleri kritiktir. 37 araçtan ikisi yönetmelik sınırlarımızı geçmiş, sekizi ise bugünkü AT sınırını geçmiştir. Ölçülen kamyonetlerin bazılarının yüksek gürültülü olmalarının sebebi, taşıma kapasitelerinin küçük kamyon sınıfı sınırında olmalarından kaynaklanmaktadır. Bu araçlar küçük kamyon sınıfında olsalardı, AT sınırlarında bile bir problem göstermeyeceklerdi.

Ölçümü yapılan büyük kamyonların gürültü seviyeleri Türk Standartlarını sağlamakta, buna karşın genelde, 84 dB(A) olan AT sınırlarını sağlamamaktadır. Ancak Avrupa'da ağır yük

taşıtlarının 80 dB(A) seviyesinin de altında olan düşük gürültülü tipleri üretilmektedir. Bu tipler 3500-8500 DM ilave bir ücret getirmektedir. Bu taşıtlar özel teşviklerden yararlandırılmaktadır. Bu nedenle düşük gürültülü ağır kamyonların sayısı hızla artmaktadır. Türkiye için gürültü seviyesinin 84 dB(A)'ya indirilmesi teknik açıdan problem doğurmayacaktır.

Cizelge 11.3 Gürültü seviyesi aralıklarına göre taşıtların dağılımı (adet).

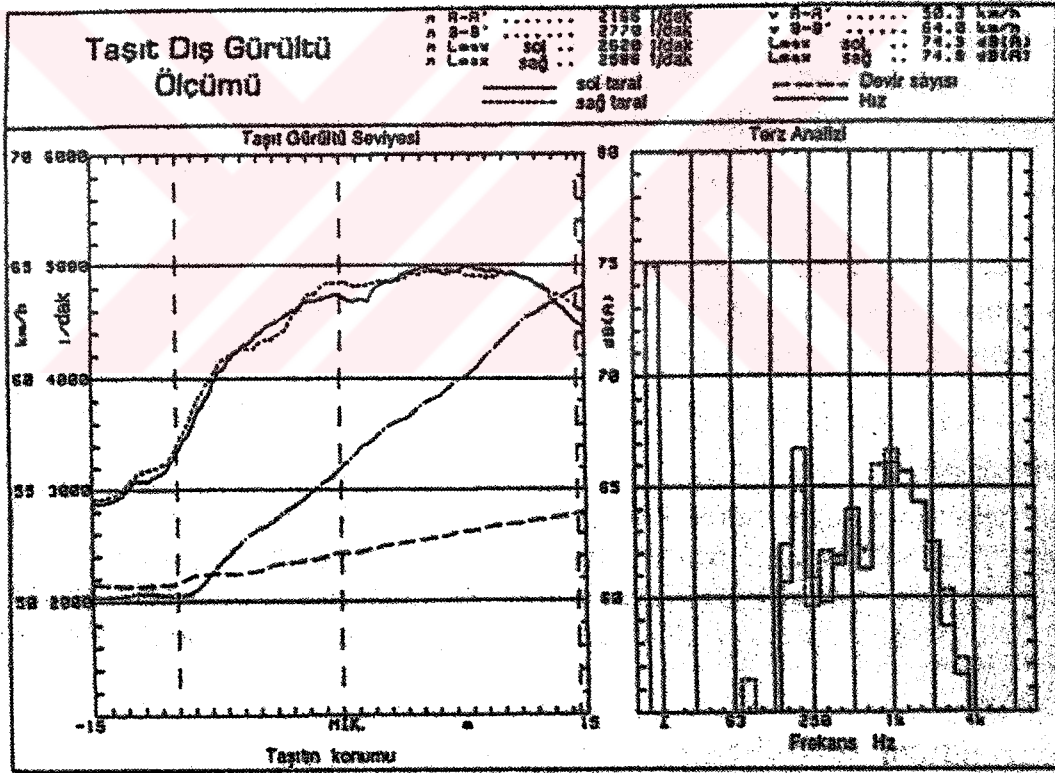
Gürültü Seviyesi dB(A)	Otomobil	Arazi taşıtı	Minibüs	Kamyonet	Kamyon
65					
66					
67					
68	4				
69	3				
70	8				
71	24	1			
72	23	1			
73	11	7		2	
74	12	4	3	2	
75	11	2	4	6	
76	9	4	5	5	
77	4		2	9	
78	1	3		5	
79		1		1	
80				1	
81		1		4	1
82					2
83					
84					
85				1	4
86				1	3
87					
Toplam adet	110	24	14	37	10
Ortalama dB(A)	72.45	74.59	75.01	77.01	84.26
Max. dB(A)	78.00	80.70	76.80	85.80	87.50
Sınır dB(A)	80.00	80.00	81.00	81.00	88.00

11.2.4 Gelişmiş Metotlar

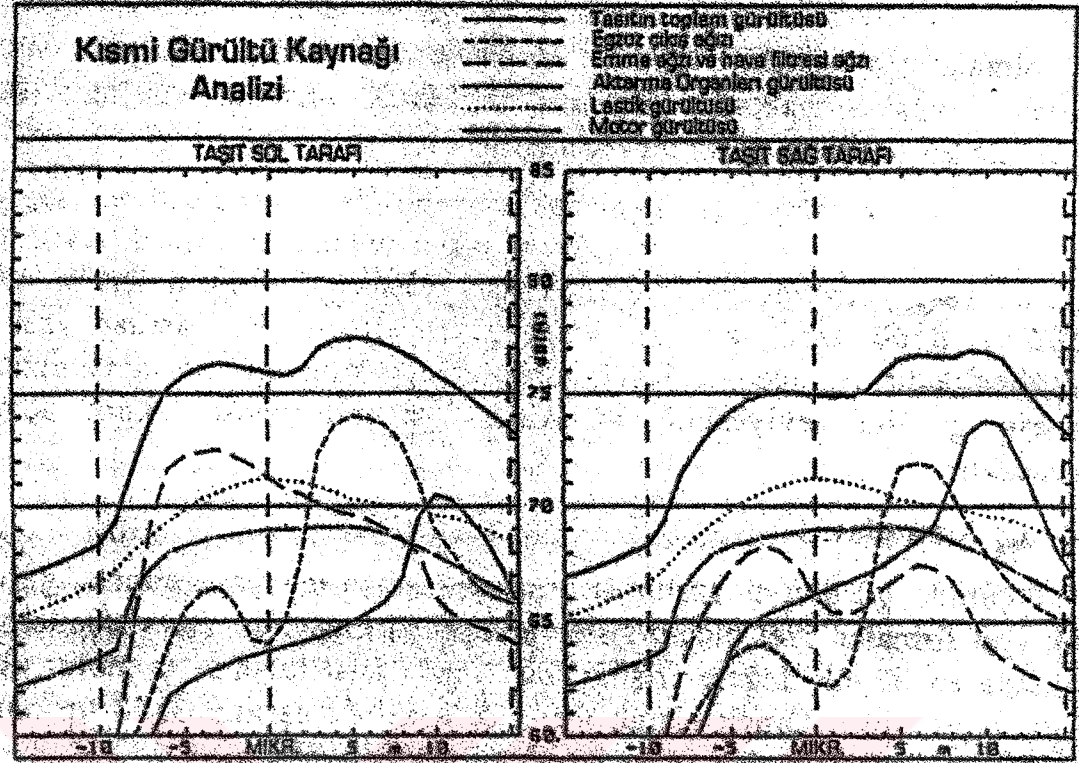
Hareketli ölçümde gürültüyü azaltmak amacıyla araştırma yapabilmek, gürültüyü analiz edebilmek için firmalar özel ölçüm sistemleri geliştirmişlerdir. Bu sistemlerde gürültünün hangi noktada en büyük değere eriştiği, bu esnada taşıt hızının ve motor devir sayısının mertebeleri tespit edilir. Örnek olarak Brüel&Kjaer firmasının 3558 tip numaralı ölçüm

sistemi bu bilgileri kaydetmekte ve analiz edebilmektedir.

Bir başka örnek olarak Porsche firmasının hareket halindeki taşıt dış gürültüsü ölçümünde, gürültü kaynaklarının tespiti, bağlı oldukları parametrelerin tespiti ve her birinin frekans spektrumlarının çıkarılması için yaptığı ölçümler gösterilebilir (Ehinger ve Grobmann, 1990). Motor devir sayısı, taşıt hızı, gaz kelebeği açıklığı gibi bilgiler taşıttan dışarıya (ölçme merkezine) verici-alıcı sistemiyle iletilmiş, böylece taşıtın konumuyla bu parametreler arasında ilişkiler incelenebilmiştir. Elde edilen ölçüm sonuçları şekil 11.2 ve 11.3'de gösterilmiştir. 50.3 km/h hız ve 2166 d/d ile hızlanma hattına giren taşıt 20 m'lik alanı 64 km/h hız ve 2770 d/d ile terk etmiştir. En büyük gürültü 74.9 dB(A) olarak, mikروفon hizasından 5-6 m sonra 2620 d/d da iken tespit edilmiştir. Şekil 11.3'de ise daha iyileştirme yapılmamış taşıttaki tekil gürültüler görülmektedir. Şekilden emme sesinin mikروفon hizasından önce, egzoz gürültüsünün ise sonra tepe yaptığı gibi bilgiler gözlenebilmektedir.



Şekil 11.2 Detaylı dış gürültü ölçümü (Ehinger ve Grobmann, 1990).



Şekil 11.3 Tekil gürültülerin etkisi (Ehinger ve Grobmann, 1990).

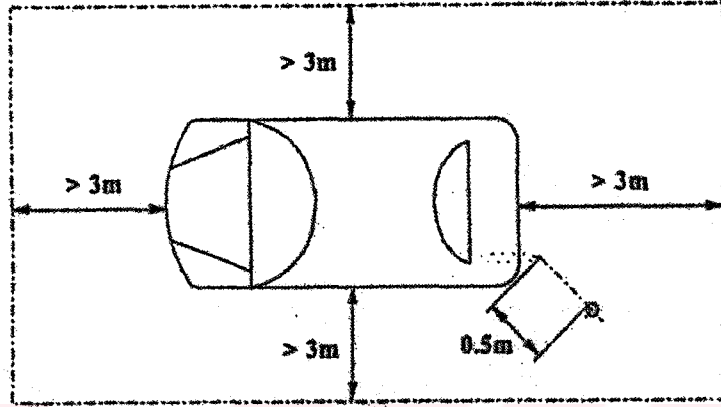
11.3 Sabit Taşıt Dış Gürültüsü

Hareket halinde olmayan fakat çalışan taşıtlarda dış gürültü, kullanım sırasında taşıtın kontrol edilmesinde ve denenen taşıtın farklı parçalarının hasarlanmalarından, yanlış ayarlanmalarından veya değiştirilmelerinden kaynaklanan gürültü değişikliklerinin tespit edilmesinde kullanılır. Gürültü seviyesindeki değişiklikler, taşıtın tip deneyi sırasında, benzer şartlar altında yapılan referans ölçümler ile kıyaslanarak tayin edilir. Bu hususta ülkemizde TS 9235/nisan 1991 ölçüm metodu uygulanmaktadır. Bu standart ISO 5130-1982 ile tamamen aynıdır. Standartta egzoz civarındaki gürültünün ve motor yakınındaki gürültünün ölçülmesi adı altında iki ayrı test tarif edilmektedir.

Her iki ölçümün de ortak özellikleri şöyledir. Deney yerinin kenarları aracın uçlarından en az 3 m mesafede olmalı ve zemin asfalt veya beton olmalıdır. Çevre ve ölçü aleti şartları hareketli taşıt gürültü ölçümü standardıyla aynıdır. Motor normal sıcaklığına getirildikten sonra en az üç ölçme yapılır ve bunların aritmetik ortalaması alınır.

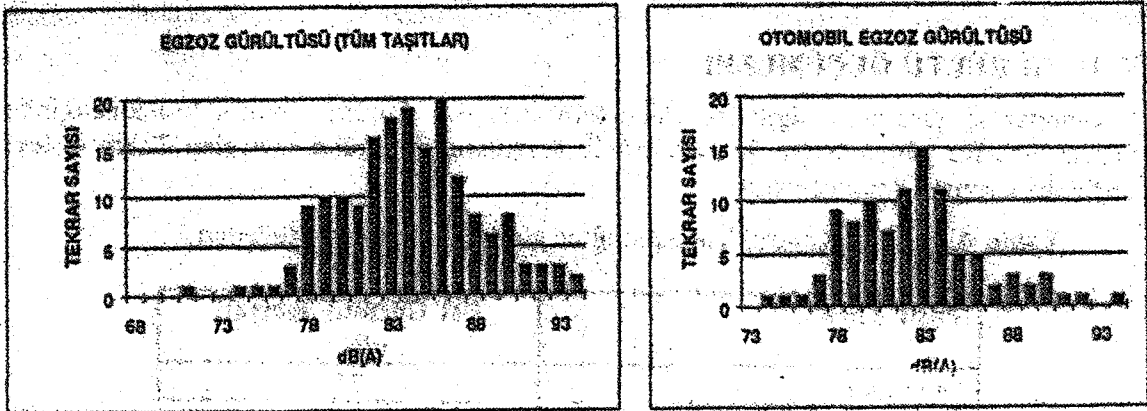
11.3.1 Egzoz Gürültüsü Ölçümü

Egzoz gürültüsünün tespiti için mikrofon egzoz ağzından 0.5 m mesafede 45° açı yapan bir düzlemde tutulur (Şekil 11.4). Motor en büyük gücü veren devir sayısının 3/4 üne tekabül eden hıza çıkarılır ve gaz kelebeği ansızın kapatılır. Bu esnada ölçülen en büyük ses seviyesi esas değer olarak alınır.



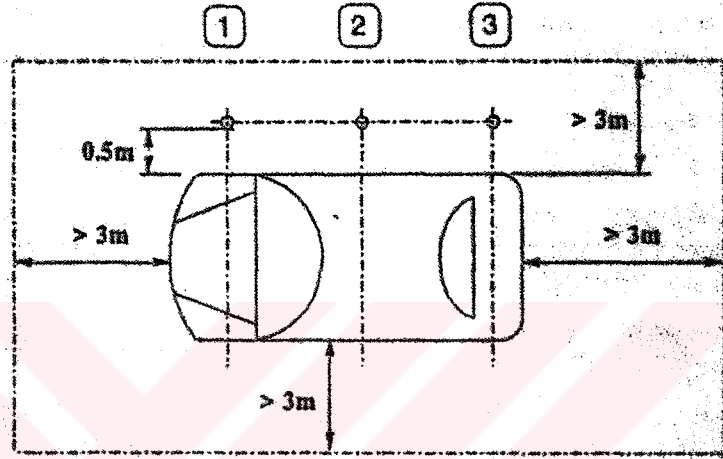
Şekil 11.4 Egzoz gürültüsü ölçümü.

Bulunan egzoz gürültüsü değeri referans değer, yani tip testi yapılırken ölçülen egzoz gürültüsü değerinden 5 dB(A)'dan daha fazla farklılık gösteriyorsa uygunsuz olarak kabul edilir. Buradaki zorluk referans değeri bilinmeyen taşıtların ölçülen egzoz gürültüleri açısından bir yorum yapılamamasıdır. İ.T.Ü'de yapılan hareket halindeki taşıt gürültüsü tip testleri esnasında, egzoz gürültüsü referans değerlerini tespit etmek amacıyla, sabit taşıt gürültü testleri de yapıp rapora ilave edilmektedir. Ölçülen değerlerin dağılımı ve yalnız otomobillerin egzoz gürültüleri (Şekil 11.5)'de gösterilmiştir.



11.3.2 Motor Gürültüsü

Motor gürültüsünün tespiti için mikrofon zeminden 0.5 m yüksekte, direksiyon konumunun aksi tarafında, tekerlek dış kenarından 0.5 m uzakta, motorun olduğu aks hizasında yerleştirilir (Şekil 11.6). Dizel motorlar rölanti devrinden hızla en büyük gücü veren devir sayısına çıkartılır. Bu esnada ölçülen gürültü seviyesinin en büyük değeri kaydedilir. Benzinli motorlar ise en büyük gücü veren devir sayısının yarısına kadar çıkartılarak ölçülür. Burada güçlük o devir sayısındaki gürültüyü tespit etmektir (Güney, 1995c).



Şekil 11.6 Soldan direksiyonlu bir taşıtta motor gürültüsü ölçüm yeri.

- Önde motor
- Ortada motor
- Arkada motor

11.4 Sesli Uyarı Cihazı Ses Seviyesi

Taşıtların sesli uyarı cihazlarının ölçümü ve ses seviyeleri sınır değerleri 11 Aralık 1986 tarihli Başbakanlığın yayınladığı Gürültü Kontrol Yönetmeliği Madde 7.3'de belirtilmiştir (Başbakanlık, 1986). Buna göre, taşıtların sesli uyarıcıları TS-1875 ve TS-2214 e göre yapılan ölçümlerde araçtan 2.0 m uzaklıkta ve 1.2 m yükseklikte 105-118 dB(A) olmalı ve frekans spektrumu 1800-3550 Hz arasında görünmelidir.

11.5 İç Gürültü Ölçümleri

Ülkemizde iç gürültü ile ilgili tek yönetmelik maddesi Gürültü Kontrol Yönetmeliğinde vardır (Başbakanlık, 1986). Bu yönetmeliğin 8. maddesinde "Taşıtların iç gürültü seviyeleri tablo 11.4'deki değerleri aşamaz" denilmektedir.

Çizelge 11.4 Gürültü Kontrol Yönetmeliğine göre iç gürültü sınır değerleri.

Taşıt Türü	Üst Gürültü Seviyesi dB(A)
Otomobil	75
Kent içi otobüs	85
Kent dışı otobüs	80
Kamyonlar (80 km/h hızda)	85
Vagonlar	70

Yönetmelikte gürültü seviyelerinin tespiti TSE standartlarına göre yapılır denilmektedir. Ancak TSE İç Gürültü Standardı halen çıkarılmamıştır. ISO 5128-1980(E) uluslararası standardına göre taşıt iç gürültüsü üç şekilde yapılmaktadır. Bu üç metottan hangisi ölçülen taşıtın iç gürültüsünün tespiti için uygunsa o metot kullanılacaktır. Bunlardan en çok kullanılanı sabit hızlarda ölçüm metodudur.

11.5.1 Sabit Hızlarda Ölçüm

60 km/h hız veya en büyük hızın %40'ı olan hızdan küçük olan hızdan başlanarak 120 km/h hız veya en büyük hızın %80'i olan hızdan küçük olan hıza kadar, eşit aralıklarla en az beş sabit hızda taşıt iç gürültüsü ölçülür. Vites, bu hız bölgesinde değiştirmeden seçilebilecek en yüksek çevrim oranında olacaktır. Hız eksenini üzerinde gürültünün değişimi lineer olarak çizilecektir. Standartta bu çizimde hatanın azaltılması için lineer regresyon kullanılması (ölçümlerde sabit hızlarda hata yapılabileceği düşünülerek) istenmiştir.

11.5.2 Tam Gaz İvmelenme

Taşıt 120 km/h hıza çıkabilecek en büyük vitesinde, o vitesinde gidebilecek en yavaş hızdan, en büyük güç hızının %90'ı veya 120 km/h hızdan küçük olan hıza kadar gaz keleşi tam açılmak suretiyle ivmelendirilir. Ölçülen gürültü seviyelerinin en büyük değeri test değeri olarak kabul edilir. Taşıt tahrik tekerleklerinin patinaj yapmamasına ve otomatik vitesli taşıtlarda "kick-down" olmamasına dikkat edilir.

11.5.3 Sabit Taşıt

Bu metot dizel motorlu ticari taşıtlar ve otobüslerde ilave gözlem için kullanılır. Taşıt boşta rölantide çalıştırılırken gaz keleşi hızla tam açılır ve en az 5 saniye o şekilde tutulur. Bu esnada ölçülen en büyük gürültü kaydedilir.

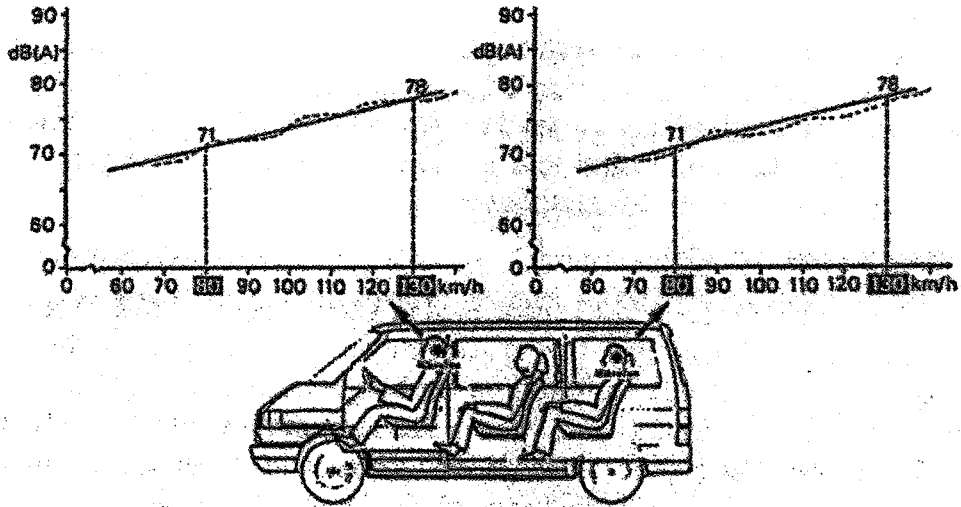
Bir ölçüm noktası sürücünün yerindedir. Otomobillerde arka koltuk üzerinde ikinci bir ölçüm

yeterlidir. Otobüslerde orta boyuna aksa yakın, orta ve arka kısımda ve ayaktaki kişiler için ilave ölçümler yapmak gerekir. Duvarlara 0.15 m den fazla yaklaşmamak gerekir. Ses seviye ölçer yatay ve kişinin bakış yönünde yerleştirilir. Mikrofon, koltuğun sırt ve tabanının birleşme çizgisinden 0.7 m yukarıda, boş koltukta ortada, sürücülü koltukta ise 0.2 m ortanın sağında olacak şekilde yerleştirilir. Ayakta duran yolcular için tabandan 1.6 m yukarıda, yatan kişiler için ise yastığın ortasından 0.15 m yükseklikte ölçüm yapılır.

Taşıt iç gürültü ölçümü sırasında, taşıttan 20 m mesafede ölçümü etkileyecek yansıtıcı engeller olmamalıdır. Zemin eğimsiz, sert, düz ve temiz olmalıdır. Taşıttın lastikleri yeni ama en az 300 km kullanılmış olmalıdır. Zeminden 1.2 m yükseklikte rüzgar hızı 5 m/s'yi aşmamalıdır. Hava sıcaklığı -5°C ile 35°C arasında olmalıdır.

İç gürültü ölçümü genelde 60-120 km/h hızlar arasında sabit hızlarda yapıldığı düşünülürse bu ölçüm için gerekli şartları sağlayan, yaklaşık 1.5 km uzunluğunda bir test yoluna ihtiyaç vardır. Şartları tam sağlayacak bir yol bulmak oldukça zordur. Şekil 11.7'de örnek olarak bir minibüste yapılan iç gürültü ölçüm neticesi gösterilmiştir.

Görüldüğü gibi standartta bir hız aralığındaki iç gürültü değişimi tarifi yapılmaktadır. Yani herhangi bir yönetmelik sınır değerine tekabül edecek tek bir gürültü değeri yoktur. Eğer bir sınır değer getirilecekse, bu gürültünün hangi sabit seyir hızına ait olduğu yönetmelikle ayrıca belirtilmelidir.



Şekil 11.7 Bir minibüsün iç gürültüsü.

11.6 Sonuç

İnsan sağlığına etkileri büyük olan taşıt gürültülerinin azaltılabilmesi için gürültü kontrolü bilincinin yerleşmesi gerekmektedir. Ülkemizde yönetmeliklerindeki gürültü seviyesi sınırları, en kısa zamanda Avrupa Topluluğu sınır değerlerine indirilmelidir. Böyle bir uygulama gerek lme tekniği açısından gerekse de imalatçının gürültü kontrolü açısından büyük teknik zorluklar ve maliyetler getirmeyecek, ayrıca Avrupa Topluluğu ile entegrasyonda bir engeli daha ortadan kaldıracaktır (Güney, 1995c).



12. YOL TRAFİK GÜRÜLTÜSÜNÜN YOL AÇTIĞI RAHATSIZLIK - İNCELEMELER

12.1 Özet

Bu yazıda yol trafik gürültüsüne maruz kalmanın insanların sağlığı üzerinde yarattığı negatif olumsuz etkiler ele alınmaktadır. Rahatsızlık ise çevresel gürültüye verilen en öncelikli tepkiler arasındadır. Gürültünün insanlar üzerindeki ses-dışı etkileri genellikle stresle ilişkili ele alınır. Gürültüye maruz kalma sonucunda stresle ilişkili fizyolojik tepkiler meydana gelir. Bu yazıda, öncelikle gürültünün anlamına değilinecek, daha sonra gürültünün öznel değerlendirilmesi amacıyla önemli gürültü göstergeleri ele alınacaktır. Mevcut inceleme, yollardaki trafik gürültüsüne sürekli olarak maruz kalmanın farklı birçok rahatsızlıkla sonuçlandığını ortaya çıkarmıştır. Ancak yoldaki trafik gürültüsünün yanısıra sosyo-ekonomik durum, yaş, cinsiyet gibi bir takım ses dışı faktörler göz önüne alındığında bu tür bir sonuca varmak zorlaşmaktadır. İnsanların gürültüye verdiği öncelikli ve doğrudan tepki rahatsızlık şeklindedir. Bu konu üzerinde yapılan çalışmalar, yoldaki trafik gürültüsü ve rahatsızlık şeklinde ifade edilen insan öznel tepkisini karakterize eden az çok niceliğe ilişkin bir ilişkinin oluşturulmasına yardımcı olmuştur. Bu çalışmaların sonucundaki bulgular hem toplumsal, hem de bireysel düzeyde önemlidir, çünkü bu sonuçlar doğrultusunda, kişilerin etkilenmesini asgariye indirecek yol trafik planlaması etkin bir biçimde gerçekleştirilebilir.

12.2 Giriş

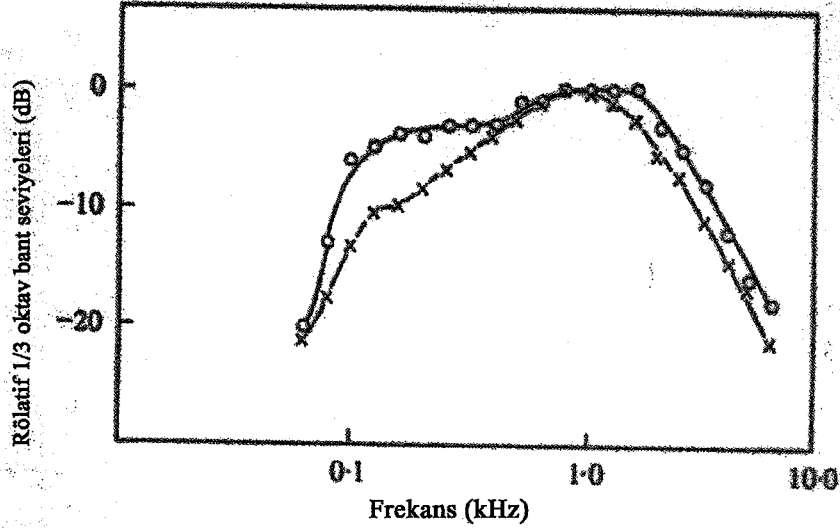
Günümüzde gürültü ciddi bir sağlık sorunu olarak kabul edilmektedir. Gürültünün yol açtığı rahatsızlık eskiden beri bilinen bir olgudur, ne var ki ulaşım planlama politikalarında çevresel faktörlerin önemi ancak son zamanlarda ele alınmaya başlanmıştır. Aslında ulaşım araçlarının kullanımıyla etkilenen çevre kirliliği faktörleri arasında belki de en çok anılan “gürültü” dür. Özellikle şehirlerde trafiğe çıkan araç sayısı artıkça, bu sorun daha da büyük bir hal almaktadır. Sosyal maliyet açısından ise, genel bağlamda gürültünün insanlar üzerindeki olumsuz etkileri ve özellikle trafik gürültüsü, sağlığın kötüye gitmesiyle sonuçlanmaktadır.

Sessiz araçların tasarımıyla ilgili teknik sorunlar hala çözülmemiştir ve bu araçların yaydığı gürültünün tahammül edilebilir sınırlar dahilinde tutulması da tam anlamıyla hallolmuş değildir. Göz önüne alınması gereken başka bir unsur da gürültüye karşı öznel insan duyarlılığıdır.

Mills ve Aspinall (1968), Aspinall (1970) ve Rathe'ye (1973) göre her gürültü sorunu üç temel unsur içerir: bir sisteme sahiptir. Bu unsurlar ses kaynağı, iletim yolu ve alıcıdır. İstenmeyen gürültüye maruz kalmaya karşı ekonomik ve görüntü açısından en iyi telafi yolu gürültü yayılımını kaynağın kendisinde kontrol altına almaktır. Ancak birçok gürültü kaynağı için, düzeltmeye yönelik en iyi önlem iletim yolunda değişiklikler yapmaktır. Ayrıca farklı gürültü kaynakları farklı ses özelliklerine sahip olabilir. Bu yüzden gürültü sorununun tanımı önem kazanmaktadır. Trafik gürültüsünde bir otomobil genelde farklı gürültü yaratan kaynaklara sahiptir, ancak ticari kısıtlamalar ve rekabetçi otomobil sektörü yüzünden gürültü azaltımı maliyeti konusunda ciddi zorluklarla karşılaşmaktadır (Ouis,2001). Bu zorluğa rağmen, daha sessiz motorların imal edilmesi ve daha iyi egzoz susturucularının tasarlanmasıyla son yıllarda kayda değer gelişmeler görülmüştür. Ancak bir otomobilin hakim olan gürültü kaynağının sebebi yolda dönen lastikle olan temasıdır.

Waters (1970), Lewis (1973), Jones ve Hothersall'a (1979) göre trafik gürültüsünde gürültü kaynağının yanında, sürüş yönteminin de rahatsızlığın derecesinde belirleyici olduğu bilinir. Şehir içi trafik deneyimlerinden elde edilen veriler, ani hızlanmanın trafik gürültü kontrolü üzerinde olumsuz etkisinin bulunduğunu göstermiştir. Etkin yol planlama yöntemi hız sınırları, kaymalı ve düzgün trafik akışını sağlayabilmektedir (Ouis, 2001). Watts (1996), Nelson ve Abbott'a göre (1987) daha önceden elde edilen deneyimler, bir otomobilin içindeki kişinin bile taşıt içindeki gürültüden rahatsızlık duyduğunu göstermiştir. Gürültü kaynaklarını bilerek ve nispeten basit düzeltici önlemlerle belli durumları iyileştirmek mümkündür. Bir araçtan uzak bir kişi için lastik sesi başka bir rahatsızlık kaynağıdır; bu tür bir gürültünün azaltılması ise yol-lastik temas mekanizmalarından çok yol malzemelerinin gürültü emicilik özelliklerine bağlıdır (Ouis, 2001).

Bir otomobilin tipik normalize olmuş gürültü açılımı vardır. Bunu şekil 12.1'de görebiliriz. Ağır vasıtalarda daha fazla sayıda ses kaynağına sahip olduklarından farklı ses yayma davranışı bulunur. Akış gürültüsü ve lastiklerin yol açtığı gürültünün yanı sıra ağır vasıtanın farklı başka ses yaratan bileşenleri vardır (Ouis, 2001). Bu bileşenlerin arasında genellikle yükseğe yerleştirilen egzoz, motor ve yan paneller bulunur. Tüm bu kaynakların birleşimi otomobilinkinden daha yoğun ve geniş bir gürültü dalga bandıyla (dalga şeridi) sonuçlanır (şekil 12.1).



Şekil 12.1 Otobanda normal otomobiller ve ağır vasıta hızları için gürültü dalga şeridi.
-o- Ağır vasıta, -+- Otomobil (her ikisinde de A yükü bulunmaktadır) (Ouis, 2001).

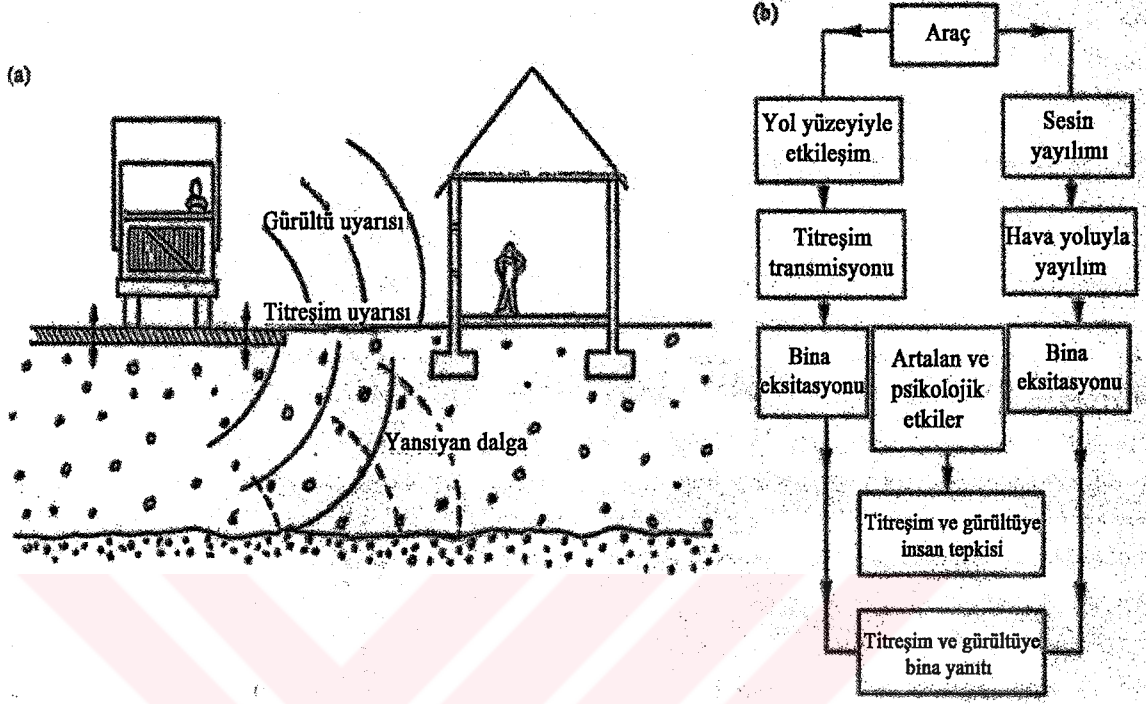
Şekil 12.1'de gösterilen dalga şeridinden, normal bir ağır vasıtanın otomobilinkinden 90 dB daha fazla bir gürültü seviyesi üreteceği sonucuna varmak güçtür. 1970 ve 1990'larda araç gürülü emisyon yönetmelikleri araçların azami gürültü seviyesinin aşamalı ve önemli ölçüde azaltımına müsaade etmiştir. Ancak fiili yol gürültü seviyelerindeki azaltım bu trendi izlememiştir. Sonuç olarak önümüzdeki birkaç yıl için daha küçük çapta başarılar beklenir olmuştur. Bu yüzden gelecekteki gürültü kontrolü programları alan kullanımı planlaması ve trafik kısıtlamaları gibi stratejiler içermelidir.

12.3 Yollardaki Trafik Gürültüsünün Akustik – Ses Özellikleri

Şehir ortamında yollardaki trafik gürültünün temel kaynağıdır. Küçük araçların şehir trafiğinde çoğunluğa sahip olduğu varsayımından yola çıkarak, küçük bir aracın yarattığı gürültünün dört farklı kaynağı olduğu söylenebilir. Bu kaynaklar; motor, egzoz, lastikler ve hava türbilansıdır. Fan ve yapısal titreşimler gibi diğer gürültü kaynakları bu çalışmada daha az bir öneme sahiptir. Lastik-yol teması sonucunda oluşan gürültü nispeten yüksek sürüş hızlarında belirgin hale gelir. Bu sebeple bir şehirde sınırlı araç hızlarında ihmal edilebilir. Aynı sebeplerden ötürü, hava türbilansının önemi azdır.

Trafik gürültüsünün, pencereleri caddeye bakan bir apartmanda yaşayan kişilere ulaşması için iki yol vardır. Bu yollardan biri aracın oluşturduğu dalgaların doğrudan hava vasıtasıyla oturan yerin pencerelerine iletilmesidir ya da dalgalar binada titreşim yaratır ve gürültü apartman sakinlerine ulaşır. İkincide ise aracın dönen lastikleri, aracın altında bulunan yolda

titreşime sebep olur. Titreşimler, yapısal temas vasıtasıyla binaya iletildiğinde bina içerisinde ses dalgaları yaratır (şekil 12.2).



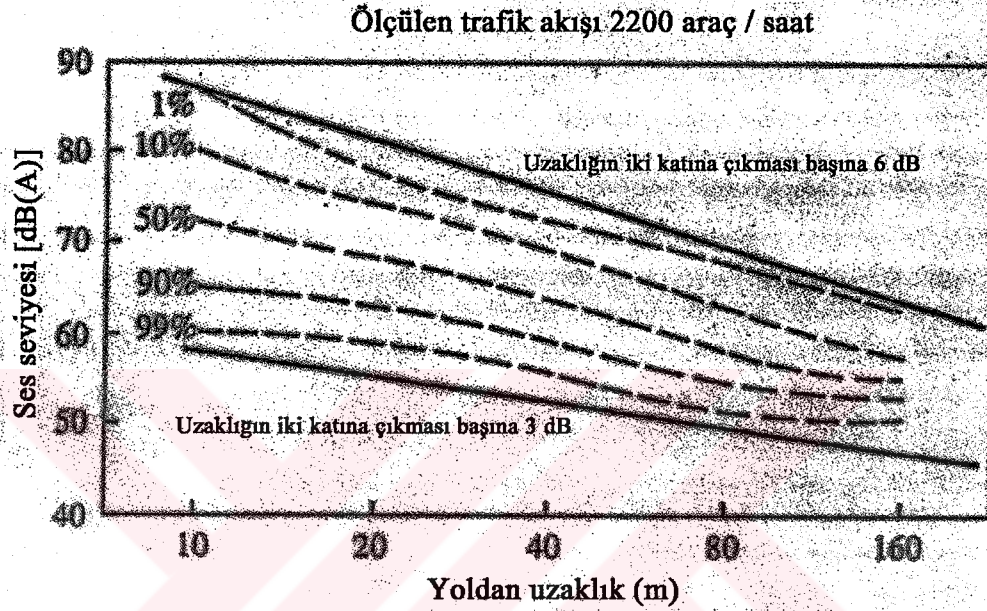
Şekil 12.2 Trafik gürültüsünün bir binanın içine erişebileceği farklı yollar. (a) Resimli sunum; (b) Şema şeklinde sunum (Nelson'dan 1987'de uyarlanmıştır), (Ouis, 2001).

Uygulamada ise, kişilerin bina titreşimlerine karşı farklı duyarlılıkları vardır.

Trafik gürültüsü farklı araçların (ağır ya da hafif araçlar) bir karışımından oluşur. Bu araçlar bir şehrin sokaklarında da olabilir, otobanda seyir halinde de olabilir. Herhangi bir noktada elde edilen ses düzeyini değerlendirmenin olağan bir yolu her bir frekans bandında ses seviyesini ölçmektir. (1/3 ya da 1/1 oktav). Daha sonra bu ayrı seviyeler "uyumsuz" biçimde toplanır. İki sesin uyumsuz (tutarlı) toplamının sonucu her bileşen sesin ortalama kare basınçlarının toplamına eşit olan ortalama kare basınçlı bir sestir. Bu yolla, iki sesin uyumsuz sonucu ayrı seslerden 3 dB daha yüksek bir sestir. Uyumlu (tutarlı) toplamda, basınçlar bir toplama işleminden geçer, toplamının sonucu 6 dB'dir.

Yoldaki trafik gürültüsünün iki bileşene sahip olduğu varsayılabilir; araçların hareketiyle oluşan gürültü ve her bir aracın oluşturduğu gürültü. Genel gürültü seviyesinde, pik noktalar (L_{10} ya da L_1 olarak tanımlanabilir.) ayrı araçların geçmesi sebebiyle olduğundan, bu iki tipteki gürültü arasında bir ayırım yapabilmek önem taşır. Bu ayrı ses kaynakları basit, nokta kaynakları davranışı sergiler. Örneğin, karşılık gelen pik ses seviyeleri, uzaklığın kaynaktan

iki kat hız kazanması başına 6 dB oranında düşüş kaydeder. (ses basıncıyla uzaklık arasında ters orantı vardır.). Öbür yandan, araçların akışının bir ses kaynağı dizisiyle benzerliği bulunur. Artalan olarak ele alınabilen mukabil ses seviyesi L_{90} ya da L_{99} ile ifade edilebilir ve uzaklığın iki kat artması başına yalnızca 3 dB oranında düşüş kaydeder. (ses basıncı, uzaklığın kare kökü ile ters orantılıdır.). Bu durum şekil 12.3'de gösterilmiştir. Burada N'nin farklı değerleri için L_N uzaklığı ile varyasyon belirtilmiştir.

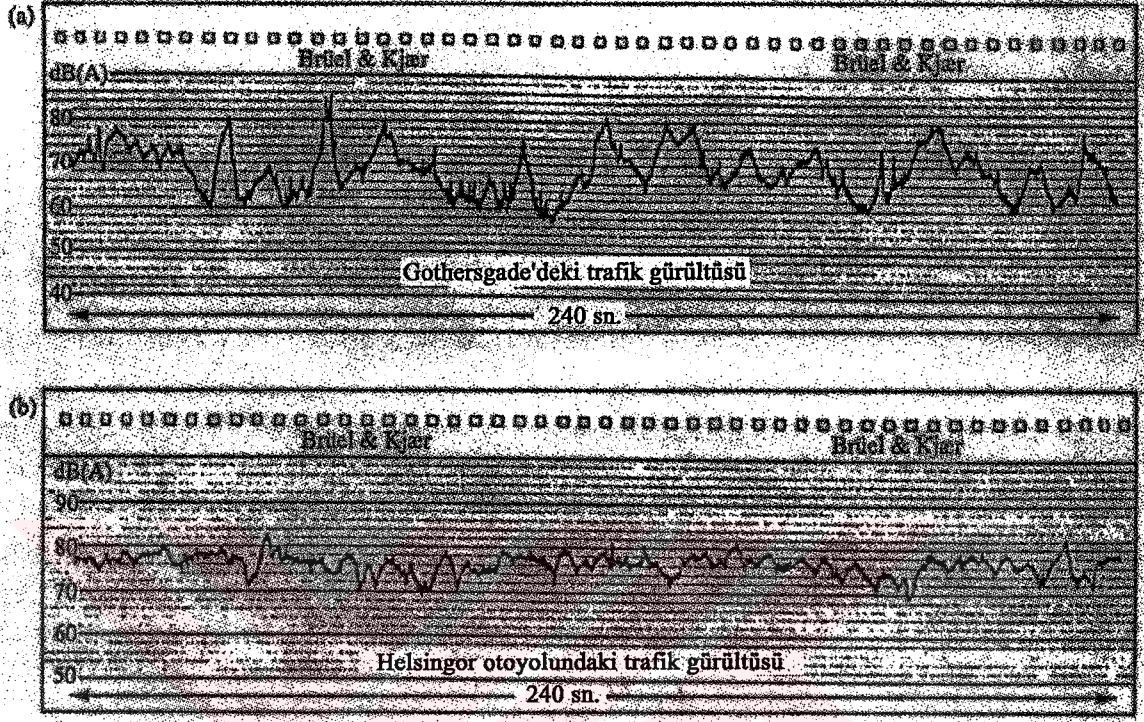


Şekil 12.3 Uzaklığın bir fonksiyonu olarak N'nin farklı değerleriyle trafik gürültü seviyeleri, L_N , varyasyonu (Hassall ve Zaveri (1979)'den uyarlanmıştır), (Ouis,2001).

Farklı araba modelleri üzerinde gerçekleştirilen kapsamlı ölçümler sonucunda Rathe ve arkadaşları (1973), prensip olarak motor ve egzozdan gelen ses seviyesinin, aracın hızına ait logaritma ile orantılı olarak arttığını ve hızdaki iki katlık artışın, maksimum ses seviyesinde 10 dB(A)'lık bir artışa yol açtığını doğrulamıştır. Bu son çalışmadan şu sonuç çıkarılabilir; ses, yükün bir fonksiyonu olarak artar ve düşük seviyelerde ivme ile artar. Yol özellikleri ve yer refleksiyonuna bağlı olarak, ses yayılımı yatay yüzeyin üzerinde genellikle 20° ila 40° arasındadır (Ouis, 2001).

Alexandre'ya göre (1975) araçların akışından oluşan trafik gürültüsünün ölçümü tek tek araçlarda yapılan ölçümden daha karmaşıktır, çünkü istatistiki analiz ve zaman alan integrasyon işlemleri gibi birçok işlem söz konusudur. Yoğun trafikte gürültü seviyelerinin dağılımı Gauss dağılımına benzer. Medyan seviyesi L_{50} ve standart sapma (σ) gibi iki parametreyle farklı gürültü parametrelerinin bir tahmini yapılabilir (Ouis, 2001). Trafikte ağır

vasıtalari dahil ettiğimizde kamyonlardaki ekstra yüzde sayısının bir fonksiyonu olarak yoğun olmayan trafikten ötürü gürültü seviyesinin düzeltilmesi için farklı çalışmalardan birçok eğri önerilmiştir.



Şekil 12.4 Tipik trafik gürültü zaman geçmişleri. (a) Şehir merkezi; (b) Otoban (Ouis, 2001).

Şekil 12.4'de tipik şehir merkezi trafiği ile otoban trafiğinin yol açtığı gürültü arasındaki farkı ortaya çıkarmak üzere iki trafik gürültü zamanları gösterilmiştir. Ani ivmeye yol açan tıkanıklık etkileri şehir trafik gürültüsünde arada sırada yüksek pik noktaların ortaya çıkmasıyla sonuçlanmaktadır. Diğer taraftan, sürekli seyir hızı ve trafik akışındaki peşi sıra gelen araçlar arasındaki nispeten kısa zaman sebebiyle otoyol gürültüsü daha istikrarlı bir seviyeye sahiptir.

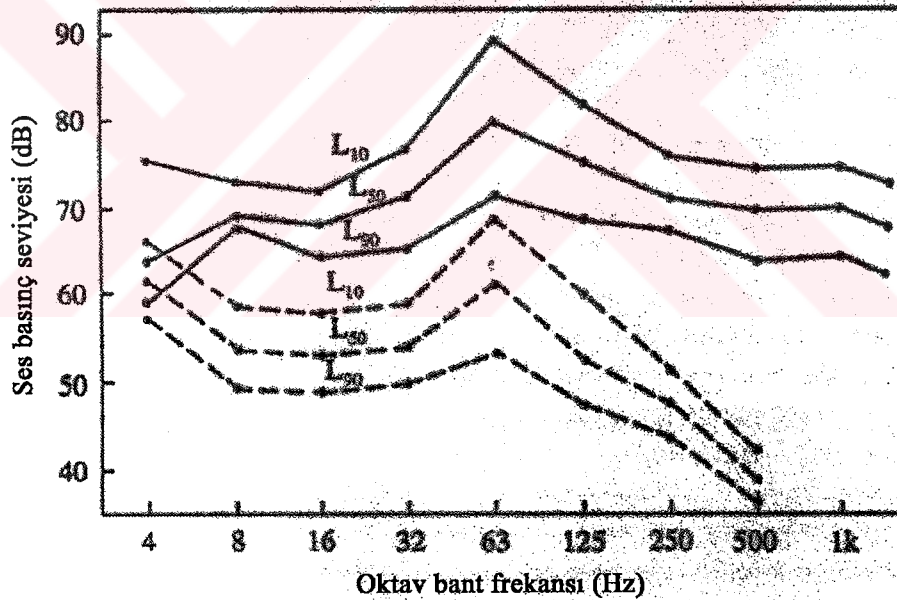
Gürültü seviyesi dağılımının analizi iki gürültü arasında bir farklılık ortaya çıkarır. Otoyol gürültüsünün dağılımı, şehir merkezindekinden daha simetrik ve dardır (Ouis, 2001).

Gürültünün frekans bileşimi ses yalıtımı açısından da önem taşır. Maalesef trafik gürültüsü düşük frekanslarda büyük bir bileşime sahiptir. Özellikle 60 Hz'de durum böyledir, bu düşük frekans aralığında hem yapısal hem de havadaki ses yalıtımı açısından ses yalıtımı en zor düzeyde seyreder.

Şekil 12.5, bir binanın içinde ya da dışındaki trafik gürültüsünün tipik dalga şeridini temsil

etmektedir. İçerideki ve dışarıdaki gürültü seviyeleri arasındaki büyük farkların sadece yüksek frekanslarda olduğu açıkça görülmektedir.

İnsanlar üzerinde düşük frekanslı gürültünün doğrudan bir etkisinin vücut rezonanslarının uyarılması olduğu ilginçtir. Bireysel özelliklere bağlı olarak kişilerin göğüs rezonanslarının 30-90 Hz aralığında olduğu kanıtlanmıştır. Erkek ve kadın denekler üzerinde yapılan bir araştırma, ortalama göğüs rezonansının kadınlar için 64 Hz, erkekler için ise 74 Hz olduğunu ortaya çıkarmıştır. Hava yerine helyum-oksijen soluyan deneklerin kullanıldığı diğer bir çalışma ise rezonans frekansında hiçbir değişikliğin bulunmadığını göstermiştir. Bunun sonucunda göğüs rezonansının göğüs boşluğunun havayla dolmasından ötürü oluşan bir etki değil de, yapısal bir etki olduğunu söylemek mümkündür. Göğüs rezonans eksitasyonunun etkisi ağır vasıtaların yanında yürüyen yayalarda en iyi biçimde gösterilmiştir. Binaların içinde kalanlar için ise göğüs titreşimleri algılanabilir olsa da gürültü seviyesi daha genel bir yakınmayı teşkil eder.



Şekil 12.5 Çift camlı bir evin içinde ve dışında bir trafik gürültüsünün istatistiksel analizi.
 – Dış taraf, --- İç taraf (Nelson'dan (1987) uyarlanmıştır), (Ouis, 2001).

12.4 İnsan Rahatsızlığının Bir Kaynağı Olarak Yoldaki Trafik Gürültüsü

“Gürültü” terimi genellikle istenmeyen bir sesi tanımlamak için kullanılır. İnsanlar tüm istenmeyen durumları tehlikeli olarak algılamayacağı için, “istenmeyen” kelimesi belirsizleşmektedir. Akustikte iki tür ses genellikle ayırt edilebilir; gürültü ve sinyal.

Ölçümlerde sinyal daha ilgi çekicidir ve gürültüde bulunmayan zaman ve frekans açısından kendine has özelliklere sahiptir. Ancak trafik gürültüsünde rastgele olsa da bu belirsizlik sürer, çünkü trafik gürültüsünün belirgin dalga bandı ve zamanla ilişkili benzerlikleri bulunur. Tanımla ilgili bu sorun biyofizyolojik seviyeyle de ilişkilidir.

Relster (1975) ve Job (1988)'a göre yüksek sese ayarlanmış bir radyo, her ne kadar rahatsız edici bulunsa da bir dinleyiciye anlamlı bir bilgi aktarır. Ancak bu sinyal-gürültü ilişkisiyle, yararlı ve istenen bir sinyale, rahatsız edici gürültü arasındaki sınırı belirlemek zor görünmektedir. Ölçüm teknikleri arasında gürültü-tepki ilişkilerinin kayda değer bir benzerlik gösterdiği kanıtlanmıştır (Ouis, 2001).

İnsanların alıcı olduğu uyaran alanında gürültü etkilerini değerlendirmede bireyler arasındaki farklılıklar birçok ses ve ses dışı faktörlerle daha zor bir hal almaktadır.

Alexandre'ya (1975) göre basınç seviyesi, maruz kalma süresi, frekans bandı, ani hareket niteliği ve seviye dalgalanmaları önemli ses faktörleri arasındadır. Ses dışı faktörler arasında günün saati, yılın vakti ve geçmiş deneyimler bulunur. Kişinin fizyolojik ve psikolojik durumunu da ekleyebiliriz. Kişilerin sosyal tutumları ve farklı kültürel gruplara ait olmaları gibi unsurlar hesaba katıldığında bu alan daha karmaşıklaşmaktadır (Ouis, 2001). Gürültüye verilen tepkinin farklı bileşenleri göz önüne alındığında, ölçülen gürültü seviyesi ve insanlar üzerindeki etkileri arasındaki ilişkinin "rahatsızlık ölçücü" bulmak gibi sistematik bir yolla belirlenmesinin kolay olmadığını bilmek önemlidir.

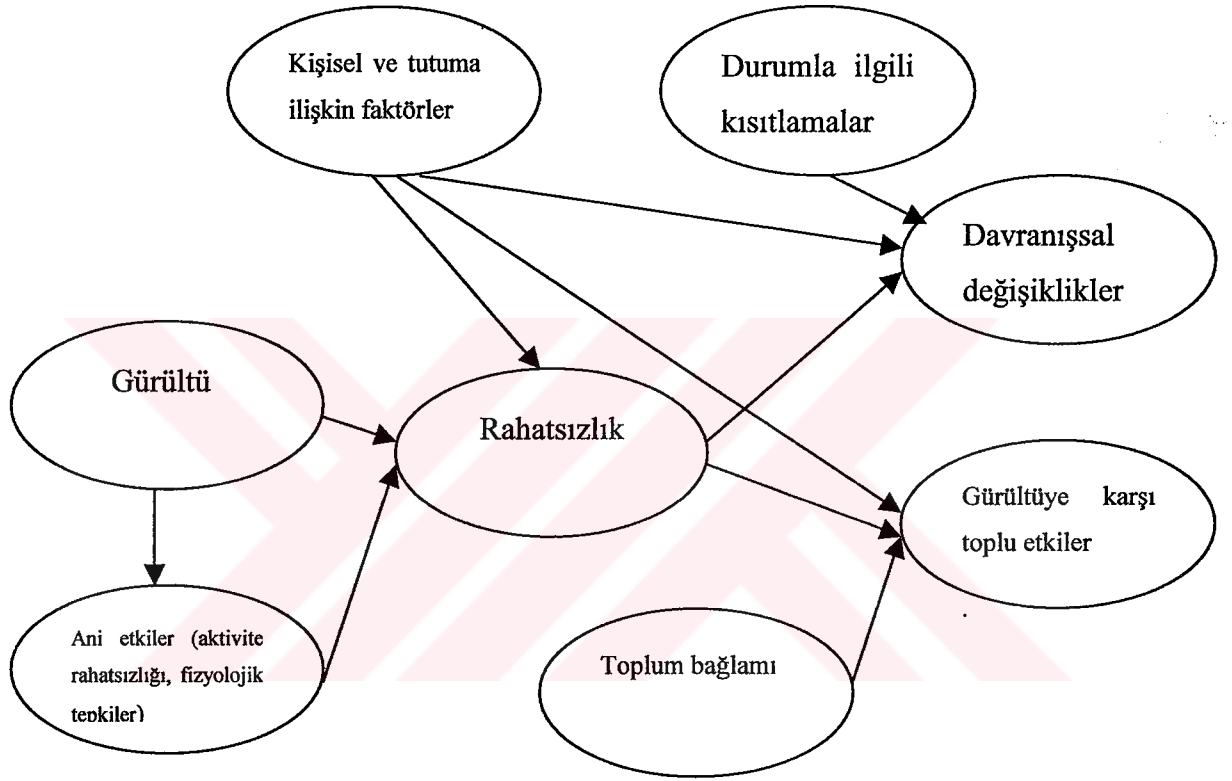
Trafik gürültüsünün insanlar üzerindeki farklı etkileri konusuna ilişkin birçok makale, kitap ve yazı mevcut olduğundan, hepsini tek bir yazıda toplamak mümkün değildir. Genel bağlamda, gürültünün insanlar üzerindeki etkileri üç ana kategoriye ayrılabilir; psikolojik, sosyal ve fizyolojik etkiler.

Bir sesin SPL'si arttığında etkisi tutuma ilişkin etkiden davranış ve fizyolojik etkilere kadar değişiklik gösterir.

130 dB'in üzerindeki seviyelerde gürültü geçici sağırlığa, yoğun ağrıya ya da iç duyma sisteminde hasara yol açabilir. Gürültünün strese özgü fizyolojik tepkilere yol açtığı bilinmektedir. Bunun sonucunda birçok araştırmacı ciddi hastalıkların doğuşuna uzun süre gürültüye maruz kalmanın yol açtığı hipotezini savunur. Gürültünün insanlar üzerindeki ses etkileri son yıllarda iyi biçimde bilinmektedir, ancak araçlar şehirlerde gitgide çoğaldıkça gürültü kirliliği de artmaktadır. Bu yüzden günümüzdeki araştırmalar daha çok şehir trafiğini

ele alarak ulaşımın yol açtığı gürültüye odaklanmaktadır. 1970'lere kadar trafik gürültüsünün insanlar üzerindeki tehlikeli etkileri daha çok sesle ilişkili konular üzerinde yoğunlaşmıştır, sorunun sesle ilgili olmayan sağlık boyutlarına ilgi duyulmuştur.

Şekil 12.6; gürültü, etkileri ve insanların sosyal ortamı arasındaki temel ilişkilerin basite indirgenmiş bir modelini sunmaktadır. Bu şekildeki diyagramda gürültü, doğrudan etkiler ya da rahatsızlık şeklinde daha gecikmiş tepkilere sebep olmaktadır.



Şekil 12.6 Toplumda gürültü ve etkilerine ilişkin basitleştirilmiş bir model.

Kişisel özellikler de belli ölçüde rahatsızlığa yol açabilir, ancak fizyolojik tepkilere yol açacak diye bir şart söz konusu değildir. Rahatsızlık kişinin hareketlerinde bazı belirgin değişikliklere sebep olabilir (örneğin; gürültü kaynağını izole etmek için camı kapatmak, gürültüye daha aza toleransı bulunan kişiler için daha sessiz alanlara geçmek gibi) ya da duygusal tepkiler şeklinde daha az belirgin olan etkiler ortaya çıkabilir.

Schultz'a (1978) göre dünyadaki tüm toplumlar için gürültü ciddi bir çevre kirleticisidir. Özellikle sanayileşmiş ülkelerde, hükümetler belli kanunlar koymuştur. Bu konudan sorumlu teşkilatlar ve komisyonlar oluşturulmuştur. Trafikte ise sadece çevre sakinleri değil, aynı zamanda araç sürücüleri de hem çevredeki trafik gürültüsüne hem de araçlarından çıkan

gürültüye maruz kalmaktadır. 1960'lı yılların sonlarından itibaren, birçok çalışma Avrupa ve ABD'nin büyük şehirlerindeki trafik gürültüsünün yol açtığı rahatsızlık üzerine sonuçları incelemiştir. Şehirdeki gürültünün farklı fiziksel özellikleri için verilerin toplanmasının başlıca amacı sorunun önemini değerlendirmek ve muhtemelen basit nesnel ölçümlerle gürültüye maruz kalmanın öznel değerlendirmesi için uygun belirteçleri işleminden geçirmek olmuştur. Daha önce de belirtildiği gibi yaş, cinsiyet, sosyal statü, eğitim v.s. gibi ses dışındaki değişkenlerin çok sayıda olduğu bir gürültü rahatsızlığı durumunda bu kolay bir görev değildir. Birçok girişimde öznel rahatsızlık ve gürültüye maruz kalmanın ilişkili olduğu belirtilmiştir. Farklı araştırmaların sonucunda Schultz tepki/gürültüye maruz kalım ilişkisi için basit bir eğri belirleyebilmiştir (Ouis, 2001) (şekil 12.8). Fields (1993) tarafından bu çalışmanın sonucunda rahatsızlığın L_{eq} ya da L_{10} gibi basit indekslerle öngörülebileceği gözlemi ya da rahatsızlığın gürültü seviyeleriyle değil de tutumlarla ilişkili olduğu ortaya atılmıştır (Ouis, 2001).

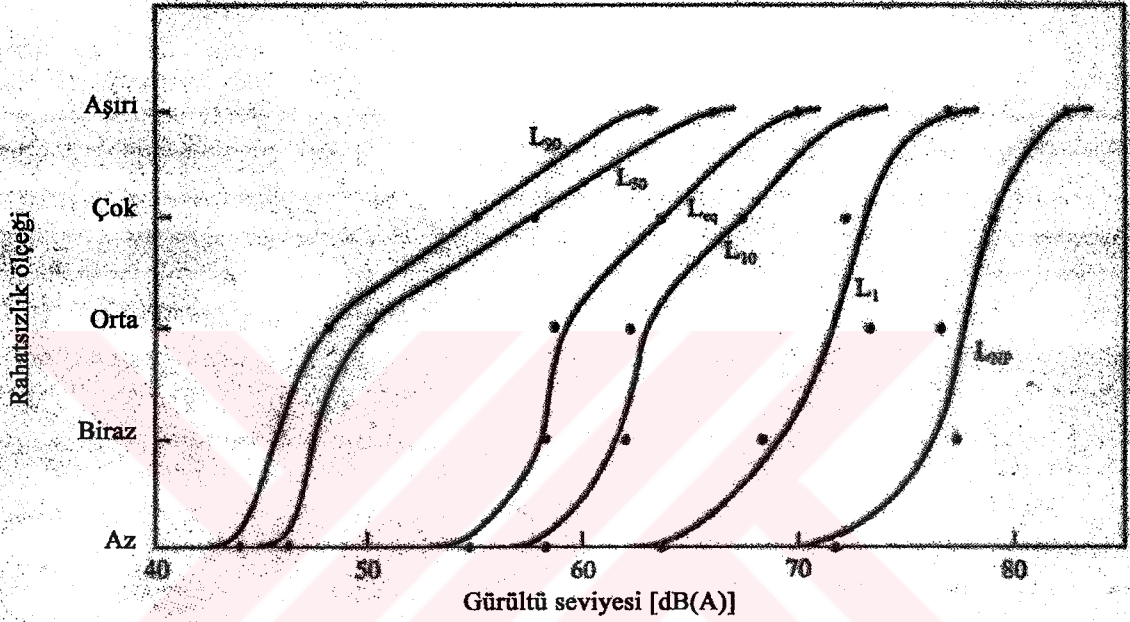
12.5 Yoldaki Trafik Gürültüsüne Maruz Kalma Sonucunda Oluşan Rahatsızlık

Bir eylemle meşgul olan bir kişinin, gürültüye hemen bir tepki verdiği (yaptığı işle ilgili dikkatinin dağılması ya da şiddetli bir gürültünün kulağa etkisi sebebiyle) ya da rahatsızlık şeklinde daha farklı şekilde bir yanıt oluşturduğu şekil 12.6'da görülmektedir. Hence, Hall ve arkadaşları (1985) aktivitenin kesilmesi ile rahatsızlık olasılığı arasındaki güçlü ilişkiyi gösteren bir model oluşturabilmiştir. Izumi ve Yano (1991) rahatsızlık yanıtlarındaki değişiklikleri açıklamak ve uyku bozukluğunun güçlü etkisini yol-trafik gürültüsü ile ilişkili olduğunu kanıtlamak üzere bir "yol modeli" bulmuştur. Fizyolojik tepkinin (gürültüden doğal bir korunma olarak adlandırılır) sona ermesinden sonra rahatsızlık gelişir. Rahatsızlık genellikle bir birey ya da bireylerden oluşan bir gruba olumsuz etkilediğine inanılan hoşnutsuzluk duygusu olarak tanımlanır (Ouis, 2001). Bu tanımla rahatsızlık gürültüye verilen diğer öznel tepkilerden ayrılır. Bu savın arkasındaki dayanak bir ses seviyesi değişikliğinin yol açtığı gürültü derecesini değerlendirmenin iki bileşen içerdiği'dir. Bu bileşenlerden ilki bilişseldir ve ideal bir ortam için sesin bazı özellikleri karşılama beklentileriyle ilişkilidir. Diğer bileşen tamamen duygusaldır ve gürültü olayına maruz kalmanın yol açtığı ruh durumundaki değişikliklerle ilintilidir.

Örnek bir toplulukta bir araştırma yürütürken, trafik gürültüsünün yol açtığı rahatsızlık ölçümü gibi konular üzerindeki anketlerin test edilen gönüllüler tarafından cevaplanması önemlidir. Fields (1984) bunları farklı tipler altında gruplamaktadır. Ancak kullanılmakta olan

en basit ve yaygın model, rahatsızlığın denekler tarafından bildirilmiş ölçek dahilinde belirtilmesidir. Bu ölçek “çok”, “orta”, “az” ve “yok” şeklindeki bir aralık dahilinde düzenlenebilir. Bu ölçeğe göre kişi derecelendirmesini işaretleyerek belirtir (Ouis,2001).

Gürültü seviyesinin bir fonksiyonu olarak beş seviyeli bir rahatsızlık ölçeği örneği şekil 12.7’de gösterilmiştir. Bu modelin daha gelişmiş bir şekli “tam olarak rahatsız etmiyor”dan “tahammül edilemez”e kadar derecelendirilmiştir ve bir takım adımlar içermektedir.



Şekil 12.7 Gürültü seviyesinin bir fonksiyonu olarak rahatsızlık (Ouis,2001).

Bazen farklı bir prosedür izlemek gerekli olmaktadır. Araştırmanın konusu zaten şikayete yol açan bir gürültüyse, araştırmacı deneklere basit bir soru sormaya güvenebilir. Bu soru “bu gürültüden çok rahatsız oldunuz mu?” şeklinde ortaya koyulabilir. Sonuç olarak bu durumda sonuçlar bir yüzde ölçeğinde sunulur. İnceleme çalışmasında bu metot Schultz (1978) tarafından kullanılmıştır (Ouis, 2001). Sonuçları ise şekil 12.8’deki egride verilmiştir.

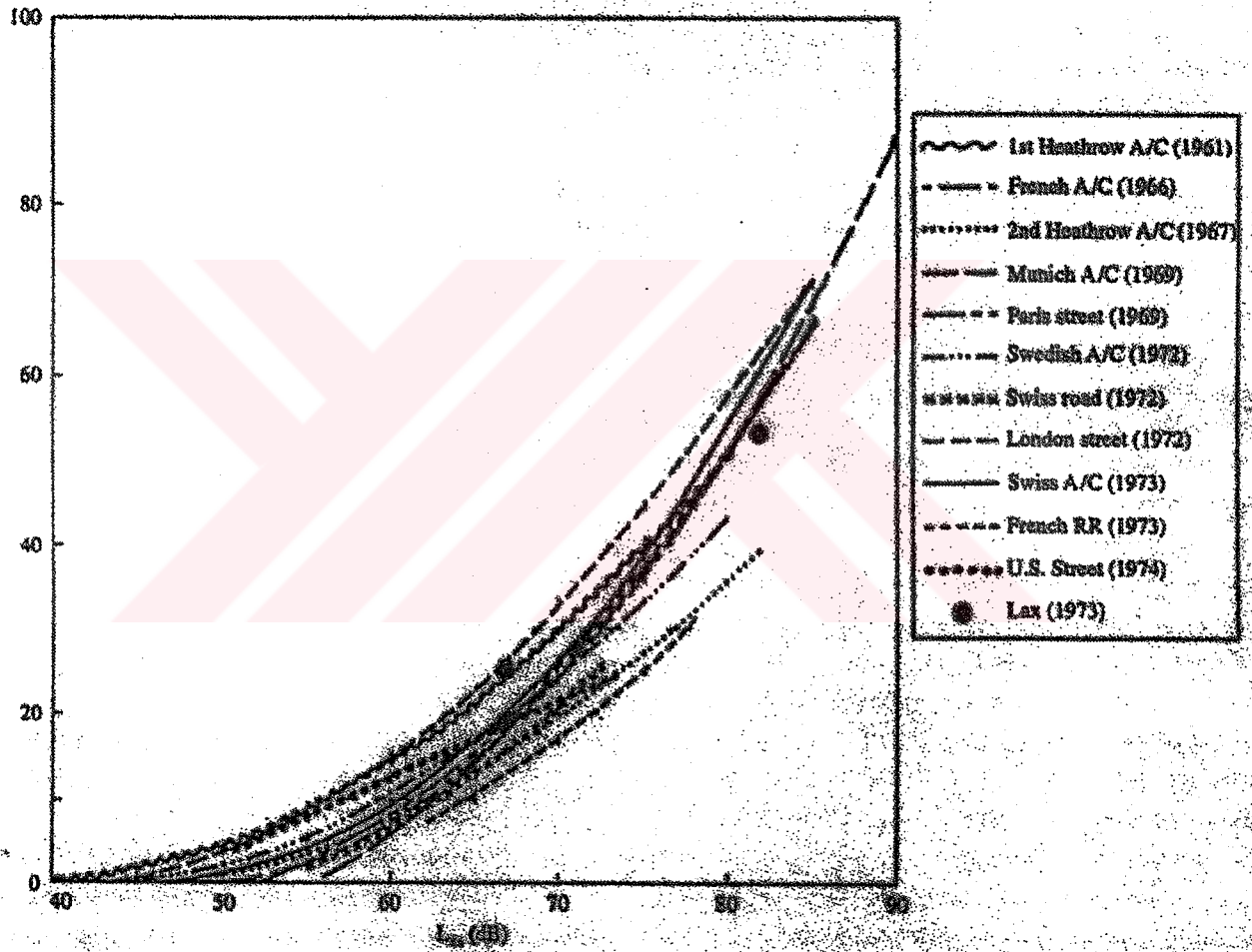
Schultz’un inceleme analizinin yayınlanmasından bu yana daha fazla veri ortaya çıkmıştır. Fidell ve arkadaşları (1993) Schultz’dan önce mevcut 161 eğriye kıyasla 453 veri eğrisini ele almıştır. Amerikan Hava Kuvvetlerince daha sonraları yürütülen bir çalışma, gündüz-gece ortalama ses seviyesinin (DNL) bir fonksiyonu olarak önemli ölçüde rahatsız olan bir topluluğun yüzde eğrisi (%HA) için bir denklem oluşturmuştur (Ouis, 2001). Bu denklem şu şekilde formüle dökülmüştür (şekil 12.9):

$$\%HA = 100 / [1 + \exp(11.13 - 0.14 DNL)] \quad (11.1)$$

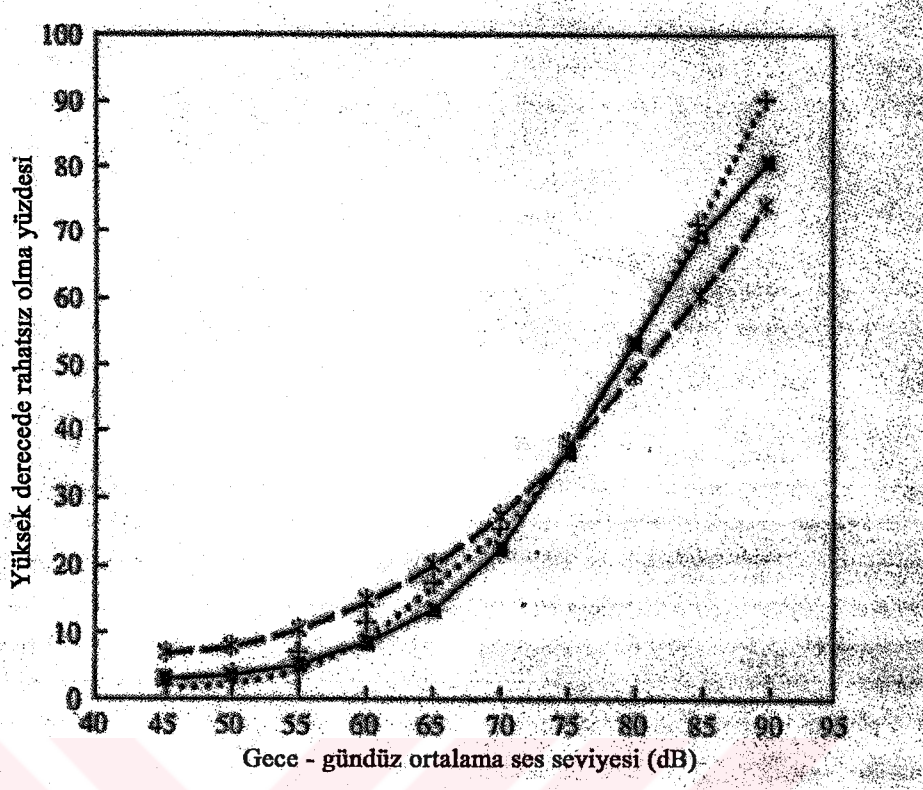
$$DNL = 10 \log \frac{15 \cdot 10^{L_{d}/10} + 9 \cdot 10^{(L_n+10)/10}}{24}$$

L_d = 15 saatlik gündüz zaman dilimi

L_n = 9 saatlik gece zaman dilimi



Şekil 12.8 Rahatsızlık ölçeklerinin %27'sine denk düşen yanıt olarak yüksek oranda rahatsızlık yanıtını kullanan araştırmaların revize edilmiş analizi (Ouis, 2001).



Şekil 12.9 Gece-gündüz maruz kalma seviyesinin bir fonksiyonu olarak gürültüden yüksek oranda rahatsız olmuş kişilerin yüzdesini temsil eden eğriler (Finegold (1994), Schultz (1978), Fiedell'den (1991) uyarlanmıştır), (Ouis, 2001).

Gürültüye verilen öznel tepki üzerinde etkili olan farklı faktörler bulunur. Son yıllarda bu konu birçok araştırmada ele alınmıştır. 30 yılı aşkın bir süreyi kapsayan çalışmaların incelenmesinde Job (1988), farklı ülkelerde ve farklı ölçüm teknikleriyle yürütülmüş olmalarına rağmen, çalışmaların benzer sonuçlar doğurduğu sonucuna varmıştır. Çalışmalar iki ana gruba ayrılabilir; biri sahada (denekler anketlerini evinde yanıtlar), diğeri ise laboratuvarda yapay deney koşullarında tutularak gerçekleştirilmiştir. Fields (1984), gürültünün kişilerin tepkileri üzerine etkisini inceleyen farklı araştırmalarında sonuçları sahada ve laboratuvarda derecelendirme arasında önemli bir fark saptamıştır. Sahada, kişiler sürmekte olan aktiviteler üzerinde yoğunlaşmaya çalışmış; laboratuvar ortamındaki kişiler ise her gürültü olayını fark etme eğilimi göstermişlerdir. Sahada, gürültü rutin bir hal aldığı için kişiler uzun süre gürültü olayını göz ardı etmelerine yardımcı olacak mekanizmalar kullanmışlardır. Bu farklı tipteki çalışmaların sonuçlarını yorumlarken, Job birkaç istisna dışında araştırmacıların soruna ilişkin diğer konuları sadece ikincil konular olarak ele aldıklarını, bu ikincil konular (kültürel veya sosyo-ekonomik durum gibi) yerine gürültü indeksleri ya da topluluk tepki ölçekleri gibi klasik faktörlere değindiklerini vurgulamaktadır.

Son bulgular ışığında ve gürültüye maruz kalmaya karşı insan tepki mekanizmasına dair daha iyi bir kavrayış elde etmek üzere gürültü seviyesi indeksi dışında diğer faktörlere yer verilmesi gerekir. Gürültü kaynağına karşı geçmiş deneyim ve tutumlar gibi değişkenler tepkide değişiklik konusundan gürültüye maruz kalma durumuna kıyasla çok daha ilişkilidir (Ouis, 2001).

Stansfeld ve arkadaşları (1993) gürültüye duyarlı kişilerin daha az duyarlı olan kişilere kıyasla trafik gürültüsünden daha çok rahatsızlık duyduğu gözlemini desteklemektedir. Gürültü hassasiyetinin ölçümüyle ilişkili zorluklar mevcuttur ancak Weinstein (1980) tarafından geliştirilen ölçekten de bahsetmek gerekir. Bu ölçek yol trafik gürültüsü değerlendirmelerinde kullanılmaktadır. Bu ölçekte, yanıt veren kişilerden, günlük yaşamda gürültüye hassasiyete ilişkin farklı maddeler için katıldıkları ve katılmadıkları noktaları belirtmeleri istenir (Ouis, 2001). Gürültüye karşı öznel yanıt üzerine değişen trafik gürültü şartlarının etkisini incelemek amacıyla yürüttükleri bir araştırmada Raw ve Griffiths (1988) yoldaki trafik gürültüsünden hoşnutsuzluğu öngörmeye kişinin kendisiyle ilişkili hassasiyetinin en önemli bireysel özellik olduğunu bulmuştur. Aynı çalışmadan yola çıkarak araştırmacılar, trafik gürültüsüne karşı hassasiyetin gürültü seviyesinden bağımsız olduğunu, gürültüye karşı farklı yanıt ölçümlerinin birleşiminin temel alınarak (hoşnutsuzluk ve ses seviyesi gibi) bir rahatsızlık indeksini oluşturmada hiçbir avantaj sağlamayacağı görüşünü doğrulamışlardır (Ouis, 2001).

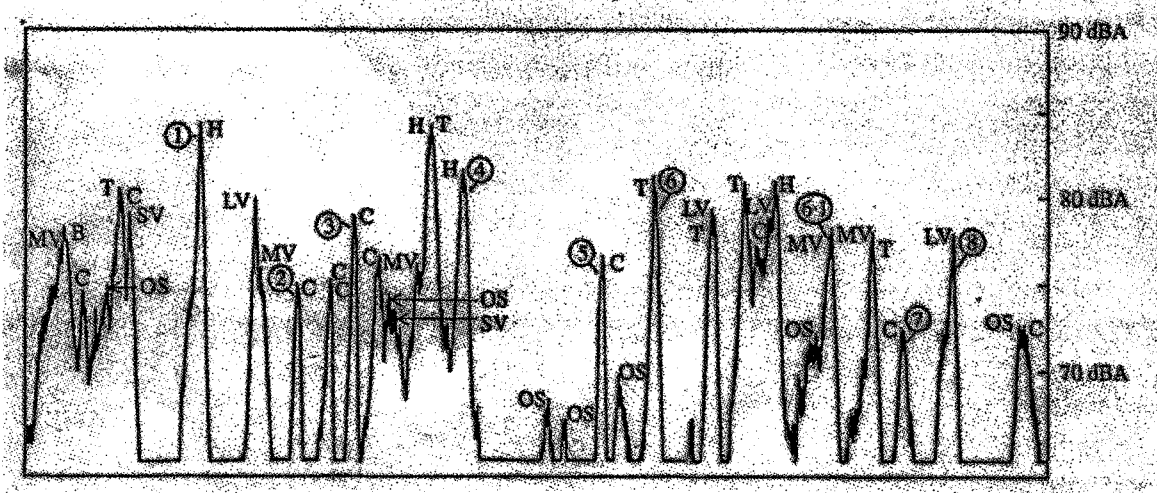
Matsumara ve Rylander (1991) tarafından hassasiyetin önemine daha güçlü bir kanıt oluşturmak üzere, orta büyüklükte bir şehirde yaşayan rastgele seçilmiş kişiler üzerinde yapılan bir araştırmadan elde edilen veriler, gürültüye karşı duyarlılığı bulunan kişilerin oranının %25 civarında olduğunu göstermiştir. Bu da önemli bir orandır (Ouis, 2001), (söz konusu şehir İsveç'in ikinci en büyük şehri olan Gothenburg'dur).

Osada (1991) ve Fields'e (1993) göre trafik gürültüsüne verilen tepkinin değerlendirilmesinde kontrol değişkeni, seviyesi, frekansı ve zaman özellikleriyle birlikte öncelikli olarak ses basıncıdır. Rahatsızlık, gürültü seviyesine ve gürültüye maruz kalmanın süre açısından uzunluğuna bağlıdır. Gürültü ve rahatsızlık arasında bir korelasyon bulunmuştur, bu ilişki yaşanan mekanların içine ulaşan yüksek seviyelerdeki yol trafik gürültüsüyle birlikte daha da şiddetlenmektedir. Kişiler DNL'in 55 dB(A)'in altında olan gürültüden rahatsız olabilir (Ouis, 2001). 65 dB(A)'nın üzerindeki seviyeler, daha sessiz bir odaya geçmek ya da ses iletim yollarını engellemek şeklinde davranışsal tepkileri doğurabilir. Jonah ve arkadaşları (1981) gürültü seviyesi ve bireysel tepki arasındaki ilişkinin analizde bireysel farklılıkların dahil edilmesiyle iyileştirildiğini ortaya çıkarmıştır. Ancak bağımsız çalışmalar da orta

seviyelerdeki trafik gürültüsü ve toplum tepkileri arasındaki en iyi korelasyonun A-ağırlıklı seviye, L_{eq} ve L_{10} değerlendirmeleri için bulunmuş olduğu sonucunu çıkarmıştır. Bu nedenden ötürü ve görece basitlik sebebiyle, A-ağırlıklı seviye, L_{eq} ve L_{10} bazen toplumun trafik gürültüsünün yol açtığı rahatsızlığa karşı tepki konusunda yararlı işaretleri olarak önerilmiştir (Ouis, 2001). Akıcı trafik açısından da gözlemler doğrulanmıştır. L_{eq} ve L_{max} kombinasyonu önerirken; Eldred (1975), L_{eq} 'u normalize L_{dn} olarak öne sürdüğü birimin temel bileşeni olarak önermektedir. L_{eq} -rahatsızlık ilişkisinin genellemesi, simule trafik gürültüsünün deneklere sunulduğu yapay laboratuvar ortamlarındaki deneylerde L_{eq} ve rahatsızlık arasındaki yüksek korelasyonla birlikte daha açık hale gelmiştir (Ouis, 2001). L_{eq} indeksi, trafik gürültüsü dağılımları için uygun bir ölçüm olarak kullanılabilir. Bu dağılımların L_{10} - L_{50} değerleri 0.4 ila 24.6 dB(A) arasındadır. Yol trafik gürültüsünün çok yoğun biçimde görüldüğü yerleşim bölgelerinde yürütülen bir çalışma L_{eq} ve L_{dn} gibi ölçümlerin rahatsızlık yanıtlarındaki varyasyonu açıklamada yetersiz indeksler olduğunu ortaya çıkarmıştır (Ouis, 2001). Ayrıca, rahatsızlık üzerine mevsimler etkilerin ele alındığı çalışmada gürültünün her mevsim bir sorun olarak düşünüldüğü gösterilmiştir. Yılın farklı mevsimlerine ilişkin bir etkiye ya da açık-kapalı camlara dair hiçbir kanıt ortaya konmamıştır. Öhrström tarafından (1991) tam tersine, rahatsızlıktan süre olarak daha kalıcı bir psikolojik etki olan depresyonun pencereleri trafikten uzakta olan kişileri, pencereleri yola bakan kişilere göre daha düşük ciddiyette etkilediği ortaya koyulmuştur (Ouis, 2001).

Trafik gürültüsünün yayılmasına basitleştirilmiş bir yaklaşım, ses seviyesinin %90'nının (L_{90}) tüm akıştan kaynaklandığı, %10'nunun ise ayrı ayrı araçlardan kaynaklandığı şeklinde ele alınmasını öngörür. Giriş bölümünde görüldüğü üzere, ağır vasıta, hafif aracınkinden onlarca dB yüksek bir ses yayabilir. Böylece ortalama olarak trafiğin yaklaşık %10'nunun ağır vasıta araçlarından oluştuğunu söylemek mümkündür.

Bir şehirde zamana dağılım şekil 12.10'da gösterilmiştir. İstatistiğin temel olan değerlendirme türü ağır vasıta trafiğinin sebep olduğu ek gürültü rahatsızlığı için güvenilir bir model oluşturmada önemlidir. Bir şehirde tipik sıkışık trafik için L_{10} ve L_{90} gibi basit indeksler kullanılan gürültü rahatsızlık tahminleri bu durumda yararsız kalmaktadır.



Şekil 12.10 Bir şehirde trafik gürültü izlenmesinin örneği. C:araba, SV:küçük kamyonet, MV:orta büyüklükte kamyonet, LV:büyük kamyonet, T:kamyon, H:ağır vasıta, B:otobüs, OS:yolun diğer tarafı (Ouis, 2001).

Ağır yük kamyonlarından kaynaklanan gürültü ile hafif araçların gürültüsü arasındaki temel fark düşük frekans bileşenlerinde daha yüksek içeriğin bulunmasıdır. Bu gerçek hem akıcı hem de sıkışık trafik için geçerlidir. Karışık trafik akışının yol açtığı gürültü seviyesini öngörme amaçlı bir çalışma ağır vasıtaların yüzdesini dahil eden bir denklemle sonuçlanmıştır. Bu bağlamda, ivme sırasında gürültü seviyesi aracın hız logaritmasıyla doğrusal olarak artmaktadır. Basit modellerde, hızdaki on katlık artış başına seviye artışı için tipik değerler hafif araçlar için 28 dB(A) ve ağır vasıtalar için 14 dB(A)'dır. Gürültü dalga bandının şekli ve seviyesinin hızla birlikte bir dereceye kadar değiştiği ortaya çıkarılmıştır. Bu nedenle trafik gürültüsünün trafik akışından kaynaklandığı ele alındığında fasıllı gürültünün dikkat gerektiren görevlerde daha az kesinlik ve daha çok tepki hatasına yol açacağı sonucuna varılabilir. Gürültünün fasıllı niteliği akli yükün artması suretiyle zarar verici davranışsal sonuçlar oluşturmaktadır. Bu konuya bağlantılı olarak son zamanlarda Fields (1998) farklı çevresel gürültü üzerine birçok alana ve araştırmaya ait yayımları yeniden incelemiş ve şu sonuca varmıştır; kişilerin duyulabilir bir çevre gürültüsünün varlığıyla çok az ölçüde azalmaktadır. Bu analizden çıkan laboratuvar sonuçları, ses tonlarının algılanan gürültüsünün ve ayrı ayrı sunulan gürültü olaylarıyla ortaya çıkan rahatsızlığın artalandaki gürültü varlığıyla azaldığını göstermiştir (Ouis, 2001).

İnsanların düşük frekanslı gürültüye maruz kalması göz önüne alındığında yüksek frekanslı gürültü durumuyla benzerlik ortaya çıktığını gösteren bir inceleme infrasound (kızıl ötesi ses) olası tehlikesinin de abartıldığını ortaya çıkarmıştır. 20-100 Hz aralığındaki düşük frekanslı

gürültünün etkisi infrasound gürültüden daha fazla öneme sahiptir. Çoğu kişi tarafından bilinen bir yazıda Bryan ve Tempest (1972) araç motorlarından çıkan infrasound'un otobanlardaki çoğu nedeni açıklanamayan kazaların sebebi olduğunu iddia etmektedir. Ancak bu sonuçlar 100 dB'in altında 30 Hz frekans aralığına kadar olan gürültü seviyelerine maruz kalan sürücüler için geçerli değildir. Daha yüksek seviyelerde sürücüler hissi ve görsel nistagmustan (istemsiz göz hareketi) yakınabilirler (Ouis, 2001). Daha dikkatli bir araştırma infrasoundun spekülasyon konusu yıkıcı etkilerini doğrulayabilir, ancak bu etkilerin biraz abartılmış olma ihtimali vardır. Aslında infrasoundun önemli sağlığa ilişkin etkileri yalnızca uzun süreli maruziyette ve aşırı yüksek seviyelerde söz konusudur ki bu da yalnızca laboratuvar koşullarında oluşur, günlük ortamlarda çok nadir ortaya çıkar (Ouis, 2001).

12.6 Uyku Bozukluklarının Diğer İlgili Etkileri ve Art Etkileri

Trafiğin yoğun olduğu şehir merkezlerinde veya otoban yakınlarında şehir sakinleri gürültü rahatsızlıklarına pasif olarak maruz kalır. Gece vaktinde görülen yol trafik gürültüsü zarar verici ölçüde uyku kalitesini etkiler.

Bir test gecesinin ardından genellikle deneklere bir performans testi uygulanır ve kendilerinden bir anket doldurmaları istenir. Bu testler genelde kısa olur ve deneklerin uyanıklılık durumlarını belirleme amacı taşır. En yaygın uygulanan test tepki testidir. (RT). Bu test denegin bir uyarana olabildiğince çabuk yanıt vermesini gerektirir. Uyku bozukluğunun sağlık üzerine genel art etkilerini inceleyen literatür güncelleme çalışmalarında Griefahn ve Muzet (1978) uyku yetersizliğinin süregelen rahatsızlıklarla birlikte biriktiğini ve belli bir noktada performansta düşüşe yol açtığı sonucuna varmışlardır. Karşılık olarak bu düşüşler yavaş yavaş fonksiyonel hastalıklara yol açar (Ouis, 2001). Poenaru ve arkadaşları (1978) ve Ohrström (1989), gürültüden yakınan kişilerin görevleri gerçekleştirmede önemli ölçüde yavaş olduklarını bildirmektedir. Daha az yoğunlukta gürültüye maruz kalan deneklerde (bu seviye 90 dB'in altındadır) görevlerin yapılmasında hiçbir bozukluğun olmadığı görülmüştür. Deneklerin uykudan tamamen yoksun kaldığı aşırı durumlarda, görevlerin yapılmasındaki hız ve doğruluk yeterli ölçüde dinlenmiş deneklere oranla daha düşük çıkmıştır (Ouis, 2001). Görev gerçekleştirme konusundaki farklı çalışmaların sonuçları tartışmalı gözükmemektedir, bunu da bilinen ya da bilinmeyen sebeplere bağlamak mümkündür. Ohrström ve arkadaşları laboratuvardaki gürültülü bir gecenin ardından deneklerin gün içinde düşük performans gösterdiklerini bildirmişlerdir (Ouis, 2001). Buna benzer olarak, diğer araştırma grupları psikomotor performansa reaksiyon süresinin gürültülü bir geceye oranla

sessiz bir gece sonrasında muhtemelen daha kısa olduğunu kanıtlamaktadır. Ayrıca uyku sırasında dinlenme kesinlikle performansı iyileştirmektedir ve belirli seviyeleri aşan aralıklı gürültü yorgunluktan çıkmayı olumsuz biçimde etkilemektedir (Ouis, 2001).

Duygu durumunun “mood”, gece sırasında gürültüye maruz kalımın ardından önemli ölçüde azaldığı ortaya çıkarılmıştır. Bu faktör çoğunlukla dört parametre olarak tanımlanmaktadır; aktivite, rahatlama (relaksasyon), dışa dönüklük ve hoşnut olma. Aktivite ve dışa dönüklüğün art arda gürültülü gecelerin ardından düştüğü, daha sonra sessiz gecelere dönüşten sonra arttığı görülmüştür. Bu, daha önce Poenaru ve arkadaşları (1978) tarafından ortaya çıkarılan bulguları desteklemektedir (Ouis, 2001).

Bu bulgular şunu göstermiştir:

Gürültüye ilişkin şikayeti olan bireyler sinirlilik durumu, fobi ve anksiyete (gerginlik durumu) yaşarlar. Deneyler sırasında, özellikle de laboratuvar koşullarında, beklenmeyen sonuçlar deneklerin yeni koşullara adaptasyon sorunu ile ilişkili bulunmuştur. Ancak laboratuvar koşullarına ulaşma birkaç gün sürer (genellikle iki gün yeterlidir) ve uyum sağlamanın gürültüye maruz kalmayla en az bağlantılı faktör olduğunu söylemek mümkündür. İster denekler gürültülü bölgelerde uzun yıllardır yaşıyor olsun ister bir haftadan az bir süre yapay bir gürültüye maruz kalıyor olsunlar alışma süreci en fazla birkaç günün ardından durur. Bu bulgu özellikle trafik gürültüsüne ilişkin değildir, ancak herhangi bir tür gürültü için de geçerlidir (Ouis, 2001).

Bireysel farklılıklara ilişkin sorunlarla ilgili olarak gürültü farklı yaş, cinsiyet, gürültü duyarlılığı veya sosyo-ekonomik duruma sahip kişiler üzerinde farklı etkiler yaratır. Bu konu üzerindeki araştırma sonuçları, daha önce belirtilen faktörlerin gürültü rahatsızlığını büyük oranda etkilemediğini göstermektedir. Söz konusu rahatsızlığı yukarıda sayılanlardan öte seviyesi ile birlikte gürültünün kendisi ve maruz kalma süresinin özellikleri etkilemektedir. Farklı gürültü sinyallerinin yol açtığı uyku bozukluğunda cinsiyetin önemini araştıran Lukas (1975) şu genellemeyi yapmıştır; “kadınların uyarılma eşikleri erkeklerinkinden daha düşüktür.” Bu sonuç gece meydana gelen yol trafik gürültüsü durumunda da geçerlidir (Ouis, 2001). Ancak bazı çalışmalar bu konuyla ilgili net cevap sağlayamamış ya da erkek ve kadınların verdiği tepkiler arasında hiçbir fark bulamamıştır. 1984 yılında Hall farklı ulaşım vasıtalarından çıkan gürültüye verilen topluluk tepkileri üzerine mevcut verileri incelemiş, bu gürültü kaynaklarının insanlar üzerindeki farklı olumsuz etkilerini derecelendirmiştir. İncelemeye uçak, tren ve yollardaki trafik gürültüsü dahil edilmiştir. Hangi akustik ya da

topluluk faktörlerinin tepkilerdeki farklılıkları açıklayabildiğine dair net bir gösterge mevcut değildi. Bu nedenle farklılıklar basit bir biçimde kaynağın tipine göre kategoriye ayrılmıştır (Ouis, 2001). Birkaç yıl sonra yayınladığı yazısında Ahrlin (1988) özgül etkilere karşılık ses kaynakları arasında genellikle bir farklılık olduğunu doğrular; ayrıca Ahrlin'e göre farklılıklar dB(A) seviyelerinin artmasıyla daha belirgin hale gelir. Farklılıklar topluluk tepkilerinde bulunur, kaynak farklılıkları sorunu benzer çalışmalar arasındaki sonuçlar çelişkilerle beraber komplike bir hal olsa da Hall'in çalışmasının önemli bir sonucu bu farklılıkların gürültü kaynağının kendisine bağlanmış olmasıdır (Ouis, 2001). Kurra ve arkadaşlarının (1999) son yıllarda yürüttüğü farklı trafik kaynaklarından elde edilmiş simule gürültülerin kullanıldığı çalışma, insanların evde günlük işlerle meşgul olduklarında, gürültü-rahatsızlık ilişkisinde gürültü kaynağının türünün yüksek oranda belirleyici bir faktör olmadığını göstermiştir (Ouis, 2001). Ulaşımın farklı araçların karşılaştırmasında yol trafiğinden çıkan gürültünün tren gürültüsünden daha rahatsızlık verici olduğu görülür. Eşit L_{eq} değerleriyle, yollardaki trafik gürültüsüyle yaşamın uçak gürültüsüyle yaşamaya oranla daha güç olduğu söylenebilir. Herhangi bir gürültü seviyesinde, tren gürültüsü en az rahatsızlık verici trafik gürültüsüdür. Bu durum, tren gürültüsünün akustik özellikleriyle ve tren gürültüsüne karşı kişilerin olumlu tutumlarıyla kısmen açıklanabilir (Ouis, 2001). Hava ve tren yolu trafiği karşılaştırıldığında, kamyon trafiğinin yol açtığı gürültünün yaya trafiği gürültüsünden daha çok rahatsızlık verici olduğu görülmüştür.

Yaşla ilgili konuda ise yaşlıların daha çok uyanma reaksiyonları bulunduğu söylenebilir. Birçok araştırmadan elde edilen doğrudan sonuç mevcuttur. Deneklerini farklı yaş gruplarına ayıran Thiessen (1978) ise 55 yaşın üzerindeki kişilerin yetişkinlere benzer tepkiler verdiğini (25 yaşın altındakiler) bulmuş, ancak orta yaş grubunun hassasiyetinin bir önceki gruplardan yaklaşık 15 dB düşük olduğunu ortaya çıkarmıştır (Ouis, 2001). Sonuç olarak gürültüye yüksek oranda hassasiyeti bulunan kişilerin, daha az hassas olanlara göre gece yoldaki trafik gürültüsünün kritik etkilerini yaşamaya daha çok eğilimli olduklarını belirtmek gerekir.

Günümüzde şehirlerde gürültünün varlığı öyle belirgin bir hale geldi ki artık insanlar çoğu kez gürültüyü fark etmez oldu. Caddeler ve sokaklar gün geçtikçe araç trafiğiyle karşılaştıkça, trafik gürültüsü artık toplumun gerçek bir sorunu olarak ele alınmakta; bu sorunun kişilerin davranışları ve yaşam tarzlarında doğrudan ya da dolaylı tepkilere yol açtığı kabul edilmektedir. Gürültü çevreleriyle ilgili kişilerin en sık belirttikleri unsur sözsözsel iletişim ve dinlemenin de dahil olduğu diğer etkileri içerir (Ouis, 2001).

Farklı trafik gürültülerinin konuşmayı olumsuz etkilemeye başladığı seviyeleri ölçmek

amacıyla yürütülen bir laboratuvar çalışması birçok ilginç gözleme yol açmıştır. Farklı gürültü endekslerinin performansının bir karşılaştırması en fazla ağırlığı dB(A)'daki L_{10} ölçümüne vermiştir. Pearsons (1978) tarafından yürütülen benzer bir çalışma L_{eq} 'nun, L_{10} - L_{50} değerleri 0.4 ila 7.8 dB(A) arasında değişen yol trafik gürültüsüne ilişkin konuşma engelinde kabul edilebilir bir belirteç olduğu sonucuna varmıştır. Hall ve arkadaşları (1985) bu verileri göz önüne alarak üç temel bileşen içeren bir model önermiştir; tek gürültü seviyesi, aktivite engeli ve gürültü rahatsızlığının modellenmesi. Bu bileşenler arasındaki bağlantılar matematiksel açıdan bir dizi olasılık denklemi olarak ifade edilebilir. Bunun tahmini uygun analizle sağlanır. Farklı araştırma verilerinin analizinden, bu işlemin, maksimum bina içi seviyesinin aktivite engelinde en güçlü belirteç olduğunun bulunmasını sağlamıştır. Ayrıca 58 dB(A)'lık bir seviye insanların %50'sinin konuşma engelini bildirdiği seviye olarak kabul görmüştür. Bu analiz aynı zamanda kaynak tipi arasında hiçbir önemli farklılığa işaret etmemiştir. Ölçüm için makul bir temel olan A-ağırlıklı seviye ve 24-h L_{eq} 'a eşit olanıyla rahatsızlık yol trafiğinde ve hava taşıtı durumlarında farklı öngörülmektedir (Ouis, 2001).

Havalimanları ve tren yolları gibi trafiğin yoğun olduğu alanlar ve yoğun otobanlara cephesi olan yerlerde, gürültünün çevredeki kişilere uzun süreli etkilerine dair değerlendirmeler yapmak üzere araştırmalar yürütülmüştür. Güncelleştirdiği incelemesinde Thompson (1996) yollardaki trafik gürültüsünün sağlık üzerinde olası akustik dışı sonuçlarına ilişkin vargılarını yenilemiştir, ancak gürültü ve gebelikte anormal seyir, akıl hastalığı ya da bağışıklık sistemi bozuklukları gibi diğer durumlar arasında açık bir ilişki bulamamıştır (Ouis, 2001). Psiko-sosyal davranışla ilgili olarak ilaç alım alışkanlıklarının izlenmesiyle günün uzun saatleri trafik gürültüsüyle yakın temas halinde olan kişilerin daha fazla huzursuzluk yaşadığı ve depresyonla ilişkili yorgunluk, kötü ruh hali, baş ağrısı ve sinirsel mide ağrısı gibi sıkıntılarla karşılaştığı söylenebilir. Longdon, gürültünün toplum üzerine psikolojik etkileriyle ilgili olarak birçok akustik dışında faktör sunar ve sonucunu şu şekilde ifade eder; “sosyal araştırmaların gelişmesine ve psikolojik ölçeklerle gürültü birimlerinin yaygınlaşmasına rağmen, hepimiz için aşikar olan tutumlar üzerine gürültü etkileri, kişiler için bir düş kırıklığı kaynağıdır, devletler için bir kaygıdır, ölçümü de kolay değildir.” (Ouis, 2001).

Job'un (1988) birçok çalışmayı içeren kapsamlı ve dikkatli incelemesi şu sonuca varmıştır; bireysel düzeyde gürültüye maruz kalmayla öznel tepki arasında gruplarda verilerin araştırıldığı korelasyona oranla daha zayıf bir bağlantı mevcuttur (Ouis, 2001).

12.7 Sonuçlar

Bu b6lümde, rahatsızlık üzerine odaklanarak yollardaki trafik gürültüsünün kişilerin sağlığı üzerine farklı etkileri ele alınmıştır. Dünya Sağlık Örgütü'ne g6re "sağlık; fiziksel, zihinsel ve sosyal açıdan iyi olma" durumu olarak tanımlanır. Yeterli sağlık ve sosyal 6nlemlerin yerine getirilmesi gibi h6k6metlerin vatandaşların sağlığı için sorumlulukları bulunur. G6r6lt6 bu bağlamda rahatsızlığın 6tesinde bir olgudur ve hem fiziksel hem de psikolojik stres yaratarak kişilerin sağlığı açısından bir tehlike teşkil eder. İnsanlar g6r6lt6y6 g6z ardı ederek uyum g6sterme çabasında g6r6nseler de, kulak sinir sistemimize sinyaller ileterek s6rekli g6rev halindedir. Sinir sistemi ise v6cutlarımızdan tepkileri uyarma g6revi g6rmektedir. G6r6lt6yle karşılaşıldığında insanların hissettiği rahatsızlık kişinin içinde biriken stresinin en fazla dışa d6n6k belirtisidir. Bu nedenle bu belirtiler daha ciddi olası sağlık problemlerinin g6stergesi olarak değerlendirilebilir.

Bilinci açık deneklerde g6r6lt6n6n en doğrudan ve belirgin etkileri, genellikle kişilerin s6zsel iletişimi, konsantrasyon yetileri ve sonuç olarak iş performanslarına olumsuz engel teşkil etmektedir. Ancak trafik g6r6lt6s6nde, g6r6lt6-rahatsızlık ilişkisinin doğrudan bir 6l6m6n6n oluşturulması kolay değildir, 6nk6 fiziksel olarak 6l6lebilir akustik değişkenlerin 6tesinde birden fazla boyut işin içine girmektedir. G6r6lt6 kaynağıyla ya da g6r6lt6ye maruz kalan kişinin işitsel alıcılığıyla doğrudan bağlantısı bulunmayan sosyo-k6lt6rel durum ve g6r6lt6ye y6nelik tutum gibi diğer fakt6rlerin de hesaba katılması gerekir, ancak bunlar durumu daha da karmaşık bir hale getirmektedir. Trafikte g6r6lt6n6n belirgin olduğu bir durumun 6znel değerlendirmesini etkileyen değişkenler hareket halindeki araçların ağırlığı, trafik akıcılığı ve g6n6n saatidir. Rahatsızlığın derecesine ve bir sonraki g6n6n artçı etkileriyle sonuçlanan gece g6r6len uyku bozukluklarına bu değişkenler katkıda bulunabilir. Ancak son d6nemde yapılan bazı araştırmalar, farklı k6lt6rler arasında kullanılan farklı 6l6m tekniklerine rağmen, g6r6lt6-tepki ilişkilerinin genelde bazı benzerlikler g6sterdiğini 6ne s6rmektedir. Bu ilişkiler, bireysel verilerden ziyade g6r6lt6ye maruz kalma temelinde yapılan veri gruplandırmaları 6zerinde y6r6t6len analizlerle varlık g6stermektedir. G6r6lt6ye duyarlılık ve g6r6lt6l6 ortama karşı tutum gibi fakt6rler g6r6lt6 tepkilerini değiştirmede bir miktar potansiyel etkiye sahiptir; bu fakt6rler veri araştırmalarında değişikliğe yol amada g6r6lt6ye maruz kalma parametrelerinden daha çok sorumludur. G6r6lt6n6n insanlar 6zerindeki etkilerini ele alan çalışmaların diğer bir 6nemli tarafı denekler tarafından gerçekleştirilen uygun g6r6şme adımlarıdır. Verilerin toplanması, g6r6lt6-rahatsızlık ilişkilerini tanımlamak için g6venilir modellerin oluşturulması işığında veri analizi amacıyla iyi tahmin prosed6rlerinin seçilmesini

gerektirir. Modeller test edilir ve tamamen kabul edilmeden önce modellerin doğrulukları kanıtlanır. Trafik gürültüsüne maruz kalmanın sonucunda rahatsızlık konusu üzerine yürütülen son on yılda gerçekleştirilmiş çalışmalarda bazı araştırmaların sonuçlarının tartışmalı olduğu ilginç bir konudur. (örneğin, deneklerin aynı gürültü durumlarına farklı tepkiler verebileceği sonucu). Bu uyumsuzluklara dair olası nedenler araştırmaların gerçekleştirildiği müdahale edici durumlarla ilişkili bulunmuştur. Ancak araştırmaların nitelik açısından farklarını göz önünde tutmak gerekir. Çalışmalar laboratuvarında, yapay deneysel koşullar altında, deneklerin evlerinde ya da gürültü kaynağının bulunduğu yerde yapılmış olabilir. Bazen denekler tarafından gürültülü ortamların algılanmasındaki bireysel farklılıklara bağlı öznel faktörlerin göz ardı edilmesi çelişkili sonuçlar doğurmuştur.

1970'li yılların başından itibaren oluşturulan niceliksel gürültü skorları spesifik gürültü durumlarının nesnel değerlendirmesini gerçekleştirmek üzere birçok araç kullanımını mümkün kılmıştır. Günlük ortalaması alınmış ses seviyelerinin trafik gürültü ölçümleri kaygı uyandırmıştır. Bu tür gürültüyü derecelendiren endekslerin yayılması genel olumsuz kişi tepkisini öngörme amacını gütmekteydi, ancak bu durum, ilk gelişme safhasında gürültü hafifletme ve kontrol programlarını daha karmaşık bir hale sokmuştur. Yine de gürültü-rahatsızlık ilişkileri üzerine yazılmış literatürde görülen gürültü endeksi hala L_{eq} 'dur. Ancak birçok güncel rapor, genel amaçlar için sonuçlar çıkarırken bu endeksin dikkatli kullanılması gerekir. Bu bağlamda, farklı gürültü endeksleri farklı gürültü kaynaklarıyla kullanıldığında WHO'nun (Dünya Sağlık Örgütü) gürültüye maruz kalmaya ilişkin tavsiyelerine bakmak ilginçtir (Tablo 12.1).

Yoldaki trafik ve tren gibi farklı kaynakların bir arada olması farklı bir ele alınış biçimi gerektirir. Ancak kaynaklar arası normal endekse dayalı bir modelde L_{eq} yine aday olarak karşımıza çıkmaktadır. L_{eq} 'yı gürültü sinyal zaman geçmişinden değerlendirmenin nispeten basit olması belki de bunun diğer birçok gürültü derecelendirme endeksleri arasında seçilmesini sağlayan temel sebeptir. Bu endeksler, eşit sürelerdeki ortalama ses seviyelerinin eşdeğer olumsuz etkiye yol açtığı varsayımına dayalı bir gruba aittir. Ancak özellikle yoldaki trafik söz konusu olduğunda, gözlem süresince gürültünün ses seviyesi açısından büyük bir değişkenlik gösterebileceği bilinmektedir. Daha iyi belirteçlerin mevcut olmadığı durumlarda çevresel gürültü araştırmacıları, L_{eq} endeksi kullanımının sürdürülmesi için bazı sağlam nedenlerin bulunduğuna inanır. Ayrıca bazı son dönem araştırmaların tavsiye ettiği üzere uzun gürültü olayı dahilinde meydana gelen kısa süreli keskin ses seviyesini içeren tamamlanmış model mevcutsa, bu endeks daha somut hedeflere ulaşabilir.

İndüklenmiş trafik gürültü rahatsızlığı üzerine yapılan çalışmaların farklı nitelikleri, farklı sosyal, kültürel, şehir ortamları, farklı taşıtlardan çıkan gürültü gibi özelliklerin varlığına rağmen, gündüz vakti gürültü maruziyetinin ardından rahatsızlığın keskinliğini öngören modellerin gelişmesi son dönemde mümkün olmuştur. Finegold ve arkadaşları (1994) tarafından yürütülen çalışmada, Gündüz-Gece Seviyesi (DNL) yüksek derecede rahatsız olan bireylerin yüzdesi için en iyi korelasyonu veren parametre olmuştur (Ouis, 2001). Bu parametre L_{eq} endeksinin geliştirilmiş versiyonudur. DNL aynı zamanda gece vakti gürültüye maruz kalmayı da ele alır ve gündüz vaktine göre daha yüksek bir skor verir. Ayrıca gece gürültüye maruz kalım sorunu başka bir görüş açısından da ele alınabilir. Uykudan yoksun kalmak bir sonraki gün kişilerde duygu durumunu etkileyen sonuçlara yol açabilir, böylelikle performanslarını etkileyebilir.

İnsan vücudu yüksek gürültüye otomatik ve bilinçsiz tepki verir. Kişilerin sürekli gürültüye maruz kaldığı bir dünyada, gürültünün kişiler üzerinde biriken etkileri bir hayli fazladır. İnsanlar gürültüye alışmaz ve biyolojik tepkiler her zaman değişikliğe tabidir. İşitme hasarıyla ilişkili olan gürültü seviyelerinin altında olsa bile bu değişiklikler öngörülebilir ve düzenli bir seyirde olabilir. Araştırmacılar gürültüye verilen kümülatif tepkilerin stres, astım, ülser, baş ağrısı, depresyon ve tansiyon gibi adaptasyon hastalıklarına yol açıp açmayacağı üzerine tartışmaktadır. Gürültünün bu tür fiziksel bozukluklara olan payı, yine sosyo-ekonomik statü, yaş ve gürültüye duyarlılık gibi faktörlerden etkilenmektedir.

Çizelge 12.1 Dünya Sağlık Örgütü tarafından tavsiye edilen gürültü seviyeleri (Ouis, 2001).

Parametre	Limit	Durum ya da etki
$L_{eq,24}$ (A)	70 dB(A)	Duyuma bozukluğuna ilişkin çok önemli olmayan risk
$L_{eq,8}$ (A)	75 dB(A)	Duyuma bozukluğuna ilişkin çok önemli olmayan risk
L_{eq} (A)	30 dB(A)	Mükemmel konuşma anlaşılabilirliği
L_{eq} (A)	55 dB(A)	Orta seviyede iyi konuşma anlaşılabilirliği
L_{eq} (A)	30 dB(A)	Uyku bozukluğu yok (yatak odası içerisinde)
L_{max} (A)	45 dB(A)	Uyku bozukluğu yok (yatak odası içerisindeki pikler)
L_{eq} (A)	45 dB(A)	Uyku bozukluğu yok (diğer yatak odası)
$L_{eq,4}$ (A)	90 dB(A)	Diskolar ve diğer eğlence yerleri
L_{eq} (A)	45 dB(A)	Yerleşim yerleri, dış mekanlar, gece vakti
L (A)	80 dB(A)	Oyuncaklar (çocuğun kulağı konumunda)
L_{peak} (C)	130 dB(C)	Oyuncaklar (çocuğun kulağı konumunda)
L_{eq} (A)	35 dB(A)	Hastane odası
L_{max} (A)	45 dB(A)	Hastane odası (pikler)
L_{eq} (A)	55 dB(A)	Yerleşim yerleri, dış mekanlar, gece vakti

13. AKUSTİK – SABİT DURUMDA ÇALIŞAN KARAYOLU TAŞITLARININ ÇIKARDIĞI GÜRÜLTÜNÜN ÖLÇÜLMESİ ve UYGULAMALAR

Sabit durumda çalışan taşıt, hareket halinde olmayan fakat çalışan karayolu taşıtıdır. Kullanım sırasında taşıtın farklı parçalarının çıkardığı gürültüdeki; gözle muayene ile görülmeyen hasar meydana geldiği zaman özel parçaların aşınmasından, yanlış ayarlanmasından veya düzeltilmesinden, belirli gürültülerin yayılımını azaltan cihazların kısmen veya tamamen uzaklaştırılmasından kaynaklanan değişikliklerin tespit edilmesinde uygulanır. Bu değişiklikler, ölçmelerin, örnek olarak taşıtın tip deneyi sırasında, benzer şartlar altında yapılan referans ölçmeler ile kıyaslanarak tayin edilmelidir.

Sıkıştırılmış veya diğer toprak yüzeyleri hariç, yüksek akustik yansımaya haiz beton, asfalt gibi sert bir malzeme ile kaplanmış herhangi bir açık düz alan uygun deney alanı olarak düşünülebilir. Deney yerinin kenarları, aracın uçlarından en az 3 metre olmalıdır ve deney yerinde, ses seviyesi ölçü aletinin okumasını etkilemesi muhtemel özellikler ve mevcut nesne bulunmamalıdır. Özellikle, araç, egzoz gürültüsü ölçülmesi esnasında kaldırım ile araba arasındaki mesafe en az 1 metre olmalıdır. Ayrıca, deney yerinin dışında herhangi önemli engeller deney sırasında mikrofona en az 3 metreden daha uzakta olmalıdır. Deney sırasında, deney yerinin içinde gözlemci ve sürücünün dışında, ölçme aletinin okumalarını etkileyecek kimse bulunmasına izin verilmemelidir. Ölçmeler; deneyi olumsuz yönde etkileyebilecek hava şartlarında yapılmamalıdır. Deney yerindeki mevcut rüzgar hızı, mikروفon yüksekliğinde 5 m/s'yi geçmemelidir. Fon gürültü seviyesi, deneyler sırasında ölçülen seviyelerden en az 10 dB'den düşük olmalıdır.

Taşıt, ölçme alanının ortasında, vitesi boşa ve el freni çekilmiş olarak yerleştirilmelidir. Her bir ölçme, motor normal çalışma sıcaklığında iken yapılmalıdır.

Egzoz civarındaki gürültünün ölçülmesinde, zeminin üstündeki mikروفonun yüksekliği, egzoz gazlarının çıkış ağız seviyesinde olmalı, ancak, herhangi bir durumda 0.2 metreden daha küçük olmamalıdır. Mikروفon, çıkış ağızına doğru işaretlenmeli ve 0.5 metrelik bir mesafeye yerleştirilmelidir.

Araç içindeki gürültünün ölçülmesinde, ölçüm noktaları sürücü ve yolcu kulak pozisyonlarına göre düzenlenmelidir.

Motor yakınındaki gürültünün ölçülmesinde, mikروفon yüksekliği zeminden itibaren 0.5 metre olmalıdır. Mikروفon taşıta doğru ve yatay olarak 0.5 metrelik bir mesafeye

yerleştirilmelidir (TS 9235, 1991).

13.1 Uygulamalar

13.1.1 Uygulama 1

1.4, 1.6 ve 1.8 lt motor hacimlerinde, üç araçta yapılan sabit (durağan) haldeki taşıtların egzoz, iç gürültü ve dış gürültü ölçümleri. Amaç, farklı motor hacimlerindeki araçların durağan haldeki gürültülerini karşılaştırmak. Ortam gürültüsü, 35 dB(A). Gürültü ölçüm cihazı, RS 114.

Araçlar: A-aracı; 1.4 lt, 12 valf.

B-aracı; 1.8 lt, 16 valf.

C-aracı; 1.6 lt, 16 valf.

Sonuçlar: İlk olarak durağan haldeki taşıtların dış gürültü, iç gürültü ve egzoz gürültüleri ölçülmüştür. Elde edilen sonuçlar çizelge 13.1, çizelge 13.2 ve çizelge 13.3'de görülebilir. Ayrıca üç taşıtın ivme-zaman ve daplasman-zaman titreşim diyagramları ölçülmüş ve şekil listeleri olarak verilmiştir.

Çizelge 13.1 A-aracının rölanti, 2000 d/d ve 3000 d/d'daki durağan araç dış gürültü ölçüm sonuçları.

Devir (d/d)	Dış Gürültü [dB(A)]
900	60
2000	65
3000	70

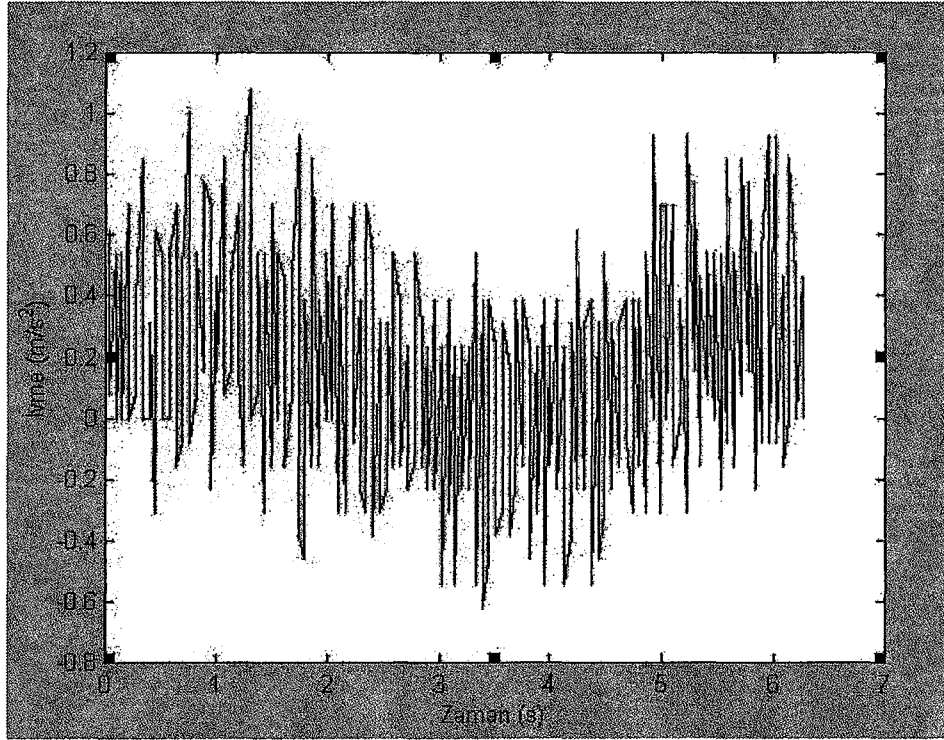
Çizelge 13.2 B-aracının 1000d/d, 2000 d/d ve 3000d/d'daki durağan araç dış gürültü, iç gürültü ve egzoz gürültü ölçüm sonuçları.

Devir (d/d)	Dış Gürültü [dB(A)]	İç Gürültü [dB(A)]	Egzoz Gürültüsü [dB(A)]
1000	57	48	60
2000	62	52	65
3000	70	56	78

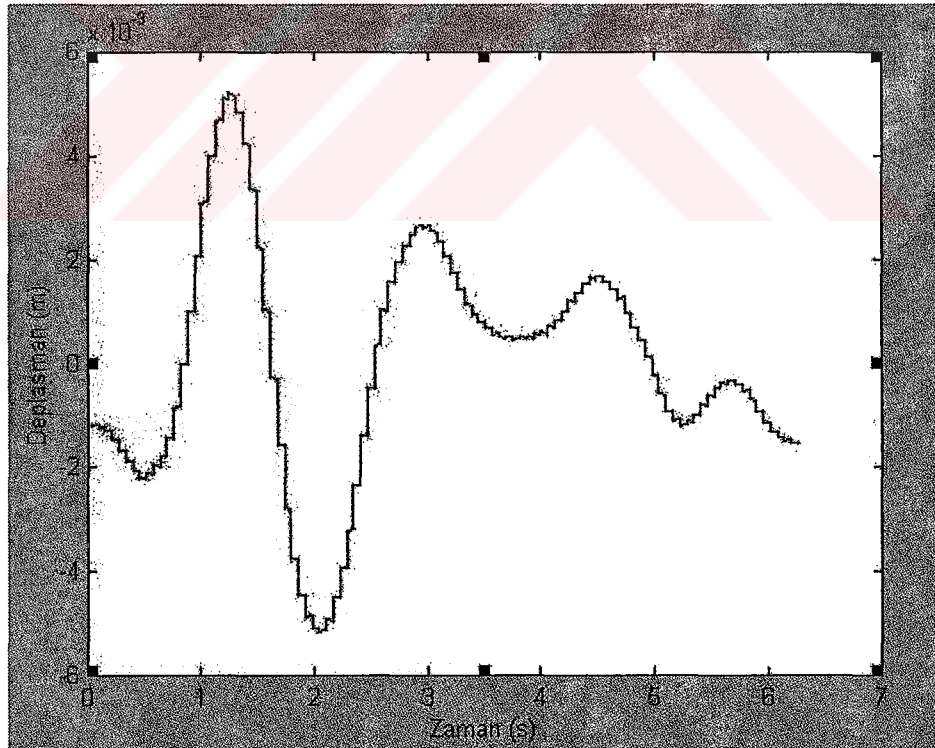
Çizelge 13.3 C-aracının 1000 d/d, 2000d/d ve 3000 d/d'daki durağan araç dış gürültü ve iç gürültü ölçüm sonuçları.

Devir (d/d)	Dış Gürültü [dB(A)]	İç Gürültü [dB(A)]
1000	58	42
2000	63	50
3000	70	55

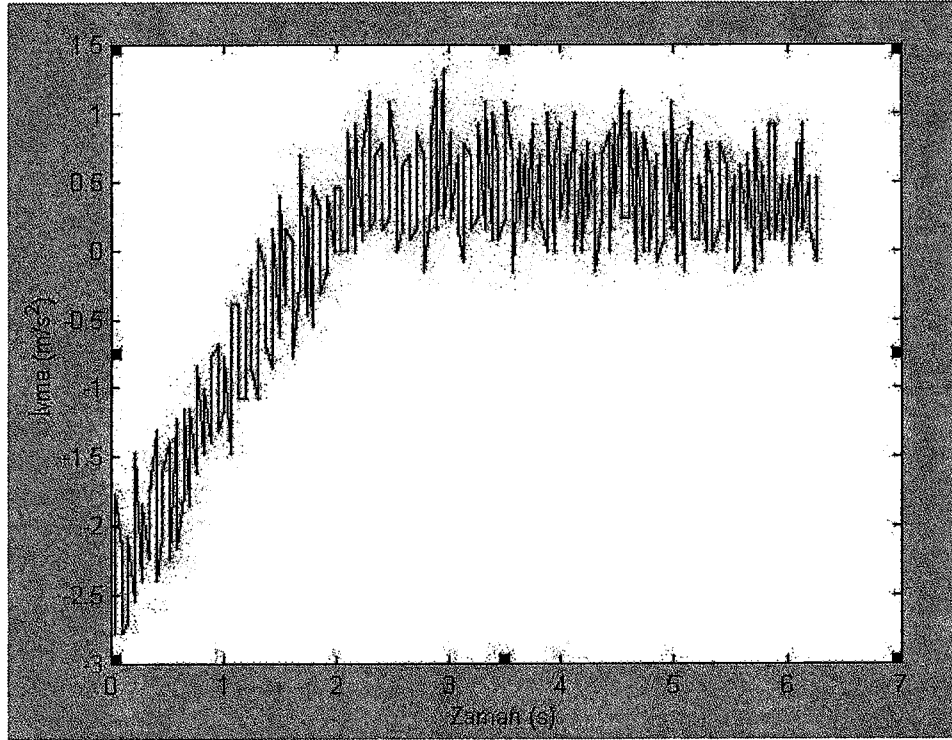
Araçların her iki tarafından yapılan ölçümlerin ortalaması alındığında, B-aracı ile C-aracının 1000 d/d'daki durağan haldeki iç gürültü ölçümleri arasında 6 dB(A)'lık bir fark gözükmemektedir. Bu farkın nedeni B-aracının 1000 d/d'daki durağan haldeki iç gürültü ölçümü yapılırken motorun rölanti halindeyken yeterince ısınmamasından ileri gelmektedir. Ayrıca A-aracının 900 d/d ve 2000 d/d'lık durağan haldeki dış gürültüsü ile B-aracının daha yüksek (1000d/d) devri ve 2000 d/d arasındaki durağan haldeki dış gürültü ölçümleri arasında 3'er dB(A)'lık fark oluşmuştur. Bu farkların oluşum nedenleri, A-aracının eski bir model olması ve yıpranmış bir motora sahip olması ve araçların ayrı yakıt sistemlerine sahip olmalarıdır. B-aracı ile C-aracının durağan haldeki dış gürültü ölçümleri arasında belirgin bir fark olmadığı gözükmemektedir.



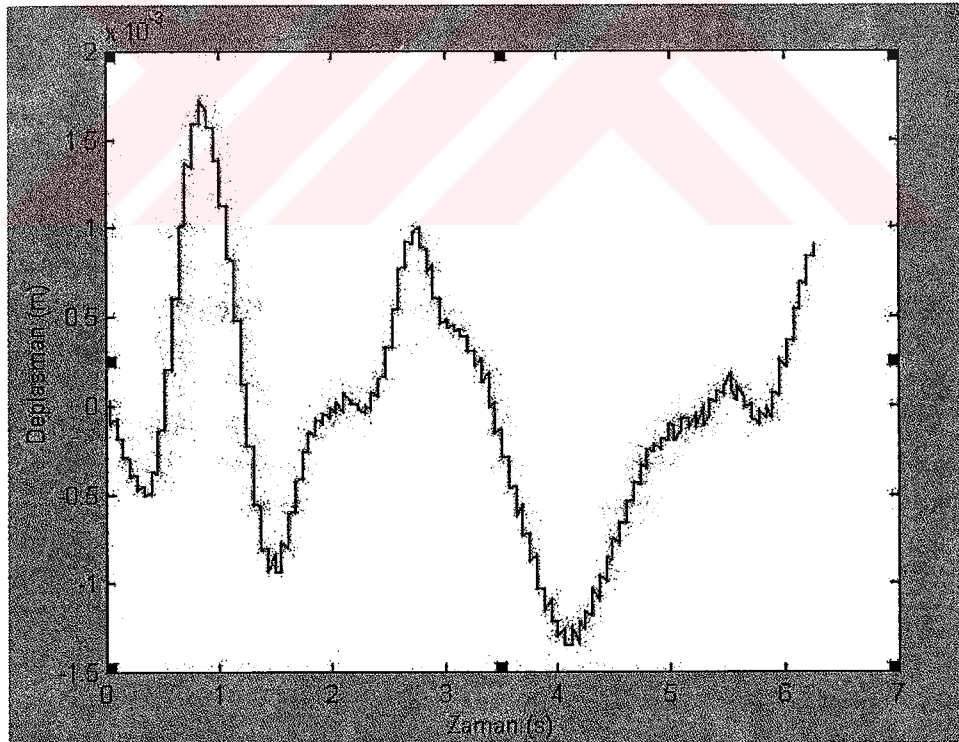
Şekil 13.1 A-aracının 1050 d/d'daki durağan haldeki ivme-zaman diyagramı.



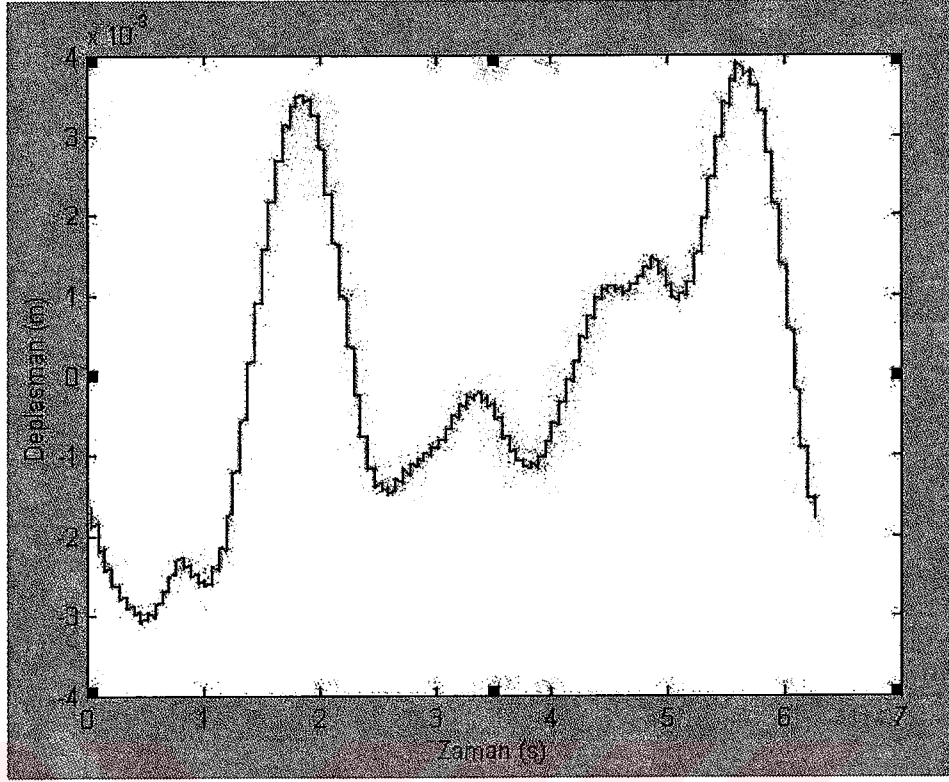
Şekil 13.2 A-aracının 2000d/d'daki durağan haldeki deplasman-zaman diyagramı.



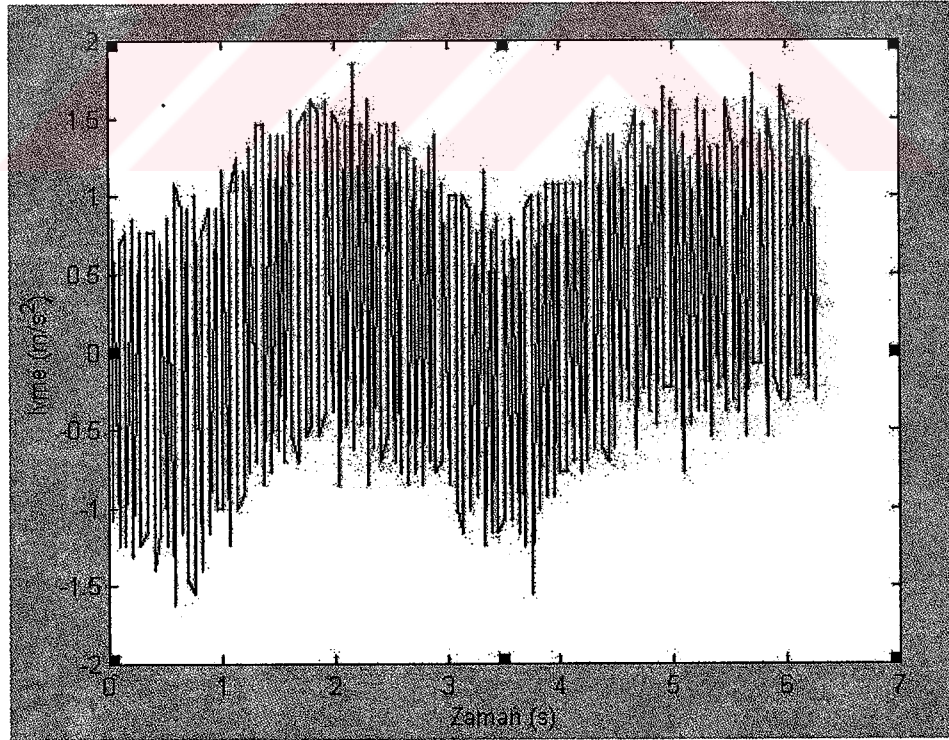
Şekil 13.3 A-aracının 2000d/d'deki durağan haldeki ivme-zaman diyagramı.



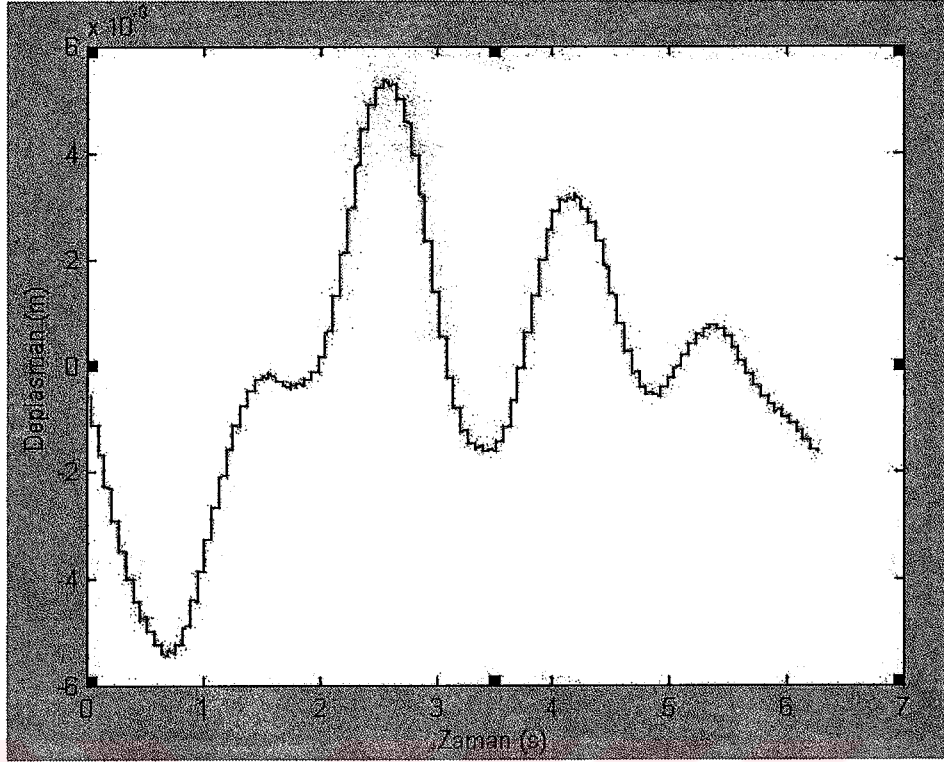
Şekil 13.4 A-aracının 3000d/d'deki durağan haldeki deplasman-zaman diyagramı.



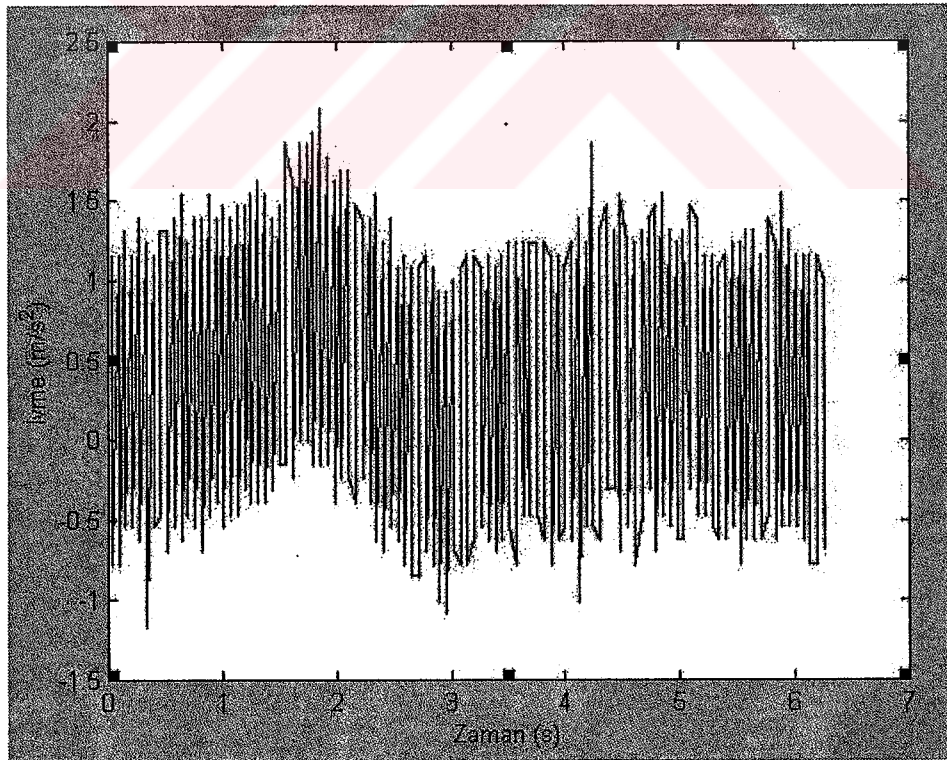
Şekil 13.5 B-aracının 1000d/d'daki durağan haldeki deplasman-zaman diyagramı.



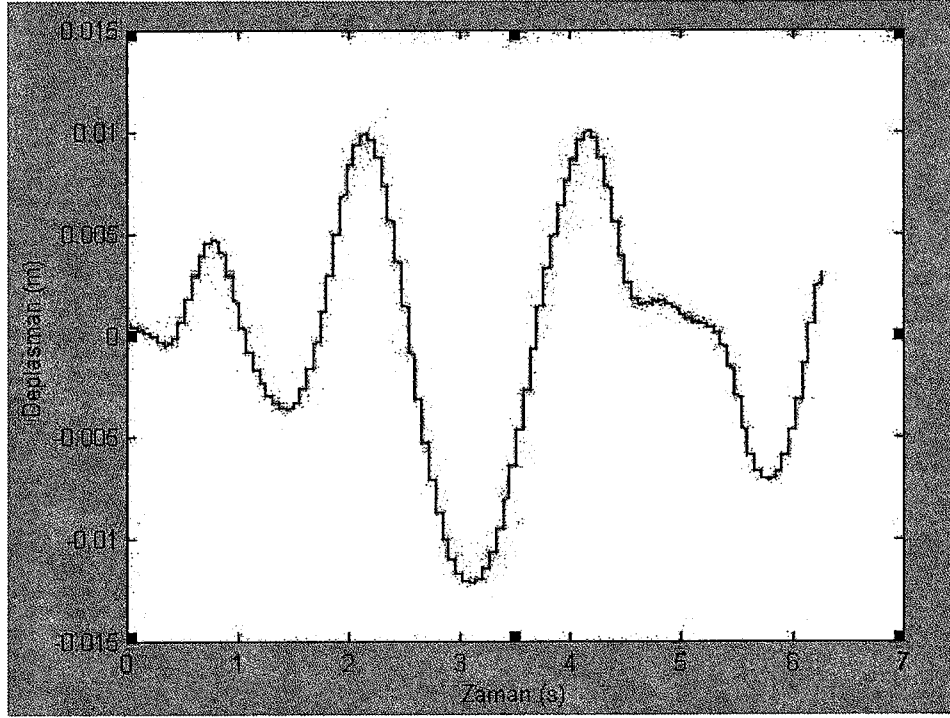
Şekil 13.6 B-aracının 1000d/d'daki durağan haldeki ivme-zaman diyagramı.



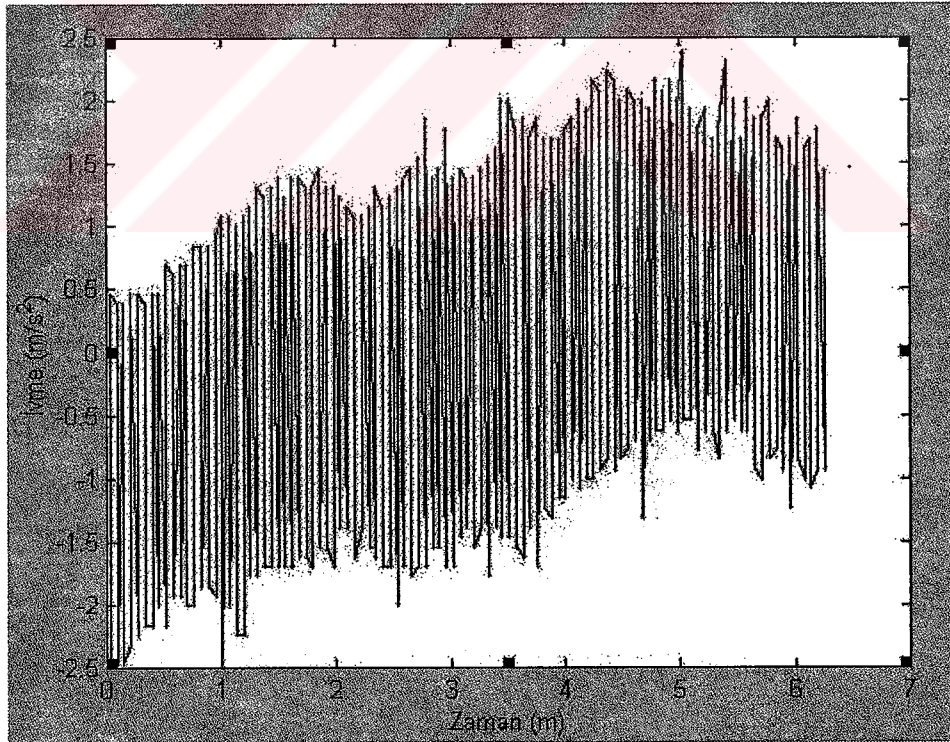
Şekil 13.7 B-aracının 2000d/d'daki durağan haldeki deplasman-zaman diyagramı.



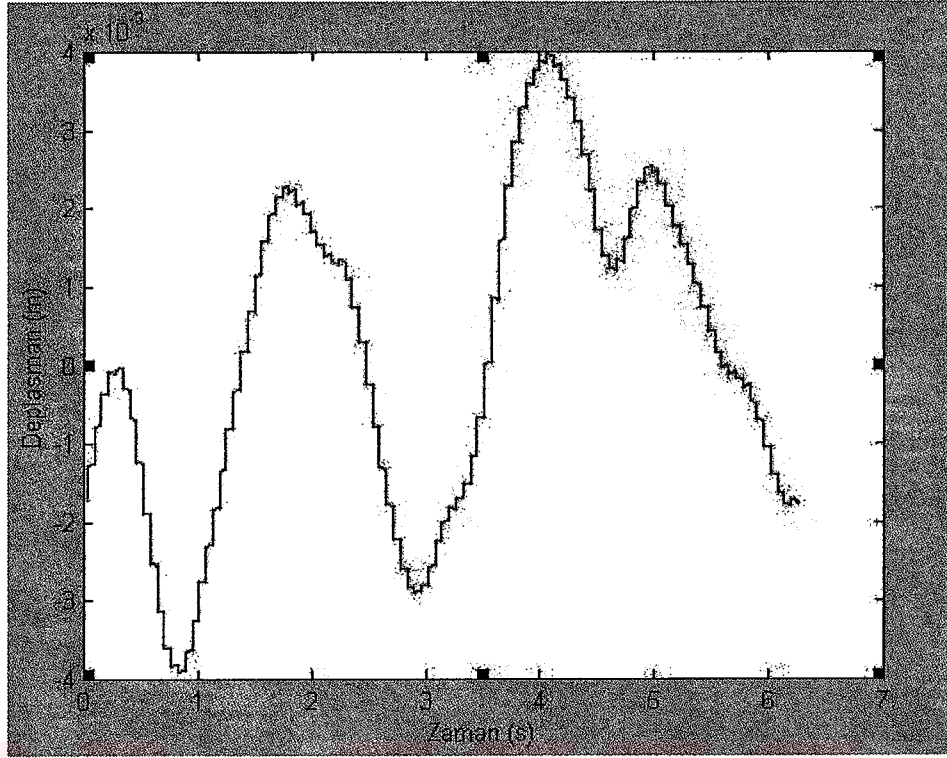
Şekil 13.8 B-aracının 2000d/d'daki durağan haldeki ivme-zaman diyagramı.



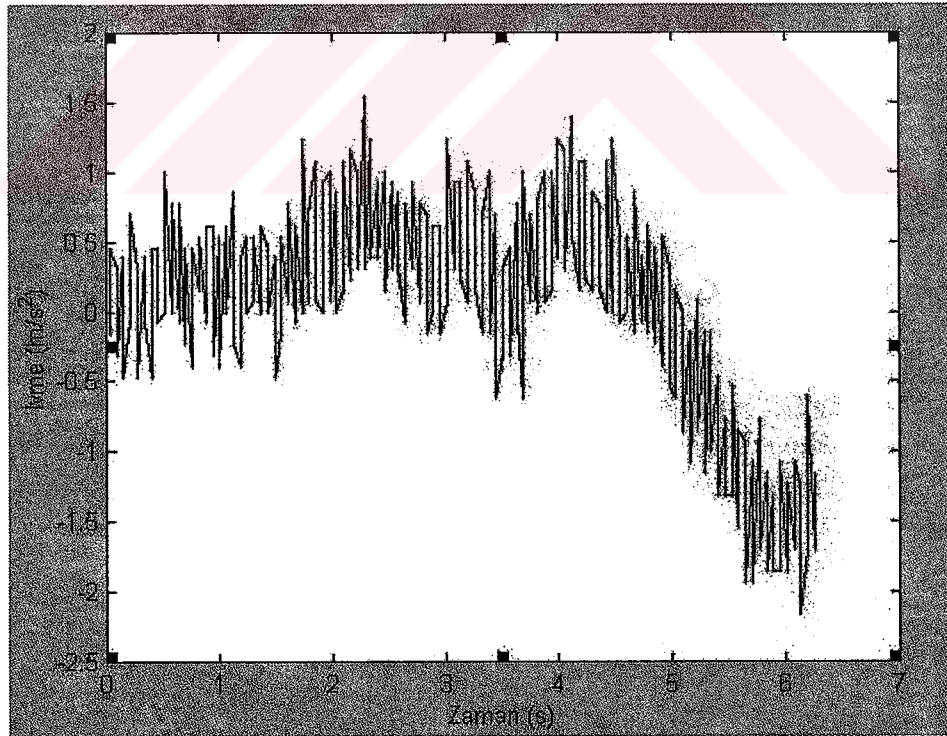
Şekil 13.9 B-aracının 3000d/d'daki durağan haldeki deplasman-zaman diyagramı.



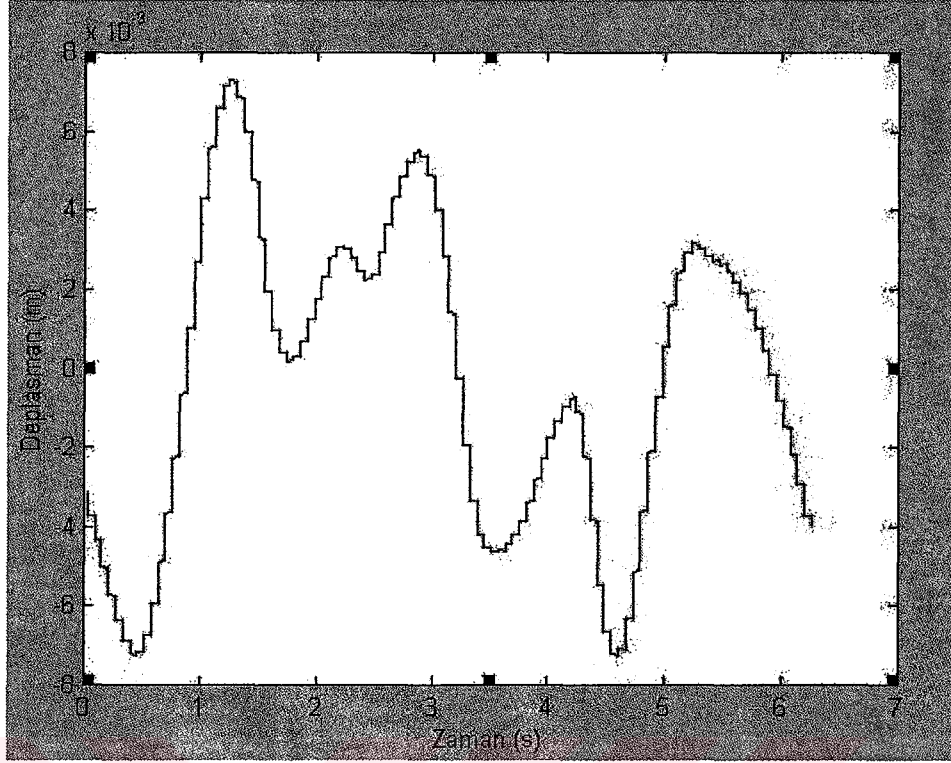
Şekil 13.10 B-aracının 3000d/d'daki durağan haldeki ivme-zaman diyagramı.



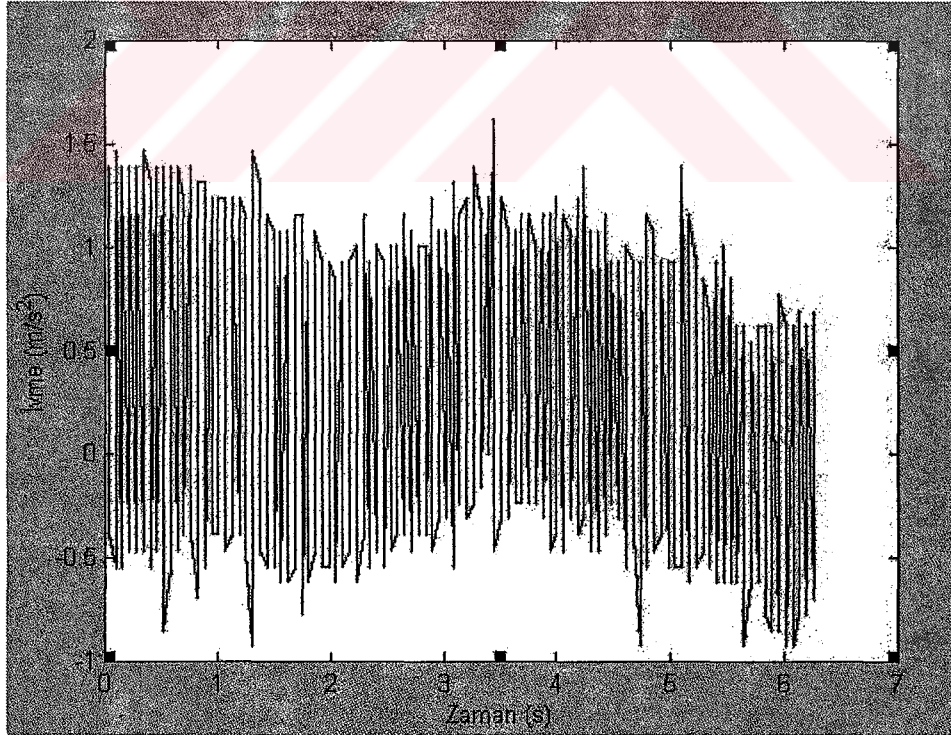
Şekil 13.11 C-aracının 1000d/d'daki durağan haldeki deplasman-zaman diyagramı.



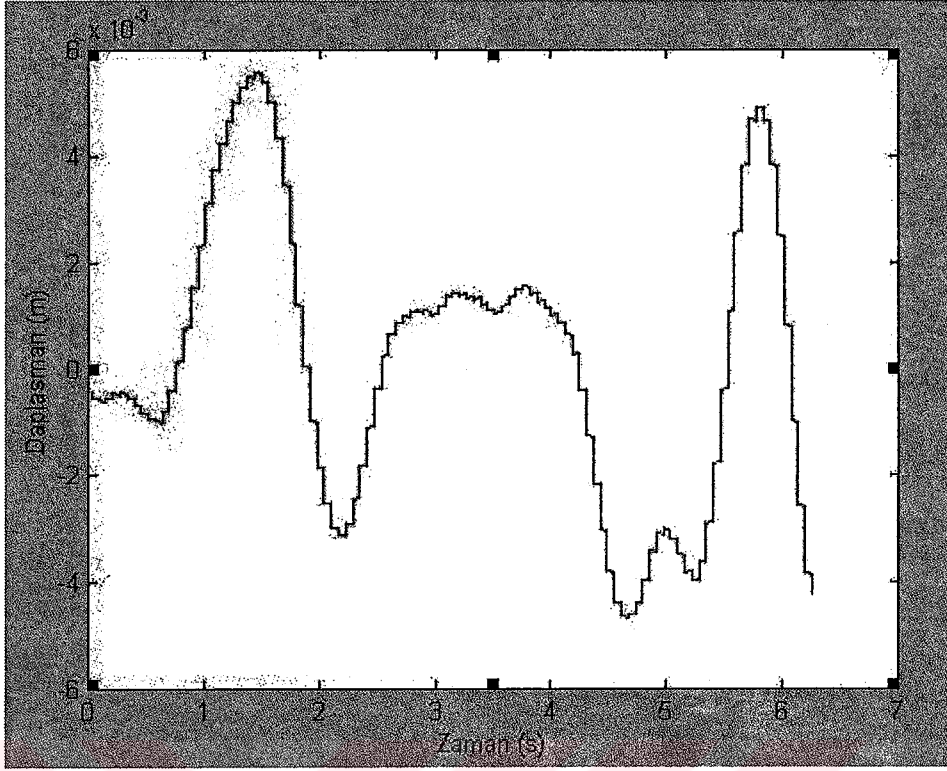
Şekil 13.12 C-aracının 1000d/d'daki durağan haldeki ivme-zaman diyagramı.



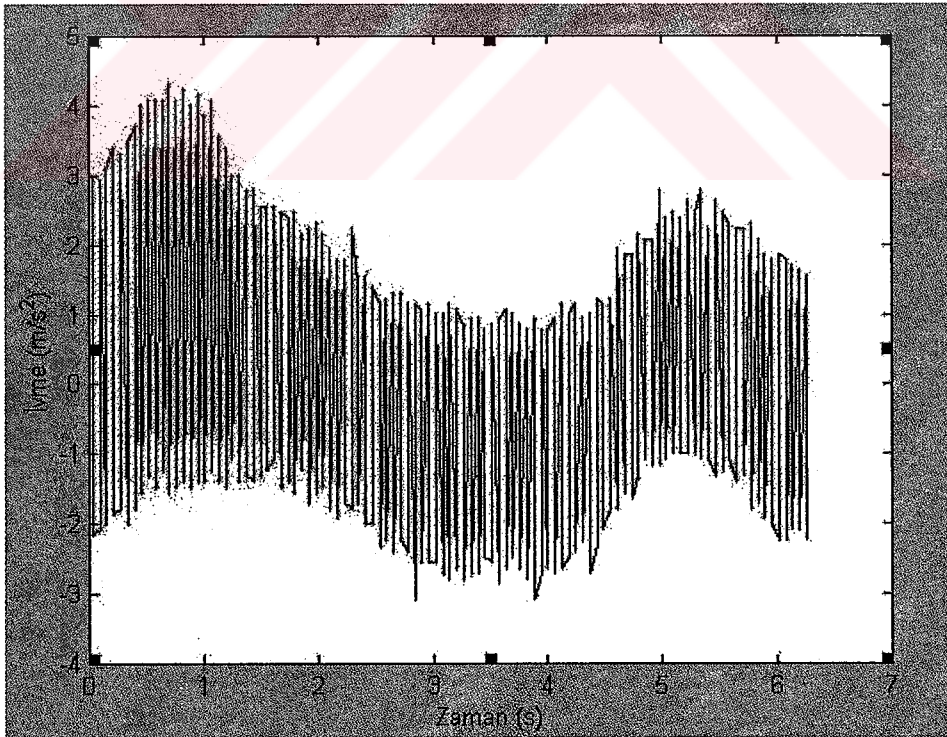
Şekil 13.13 C-aracının 2000d/d'daki durağan haldeki deplasman-zaman diyagramı.



Şekil 13.14 C-aracının 2000d/d'daki durağan haldeki ivme-zaman diyagramı.



Şekil 13.15 C-aracının 3000d/d'daki durağan haldeki deplasman-zaman diyagramı.



Şekil 13.16 C-aracının 3000d/d'daki durağan haldeki ivme-zaman diyagramı.

13.1.2 Uygulama 2

1.6 motor hacimlerindeki, üç araçta yapılan sabit (durağan) haldeki taşıtların egzoz, iç gürültü ve dış gürültü ölçümleri. Amaç, farklı yakıt sistemlerindeki araçların ve otomatik vitesli araçlarla manuel vitesli araçların durağan haldeki gürültülerini karşılaştırmak. Ortam gürültüsü, 43 dB(A). Gürültü ölçüm cihazı RS 114 ve elektroakustik frekans analizörü SC-01, PB-4281.

Araçlar: D-aracı; 1.6 lt,16 valf, merkezi yakıt enjeksiyonlu (CFI).

E-aracı; 1.6 lt, 16 valf, sıralı elektronik yakıt enjeksiyonlu (SEFI).

F-aracı; 1.6 lt, 16 valf, otomatik vites, merkezi yakıt enjeksiyonlu (CFI).

Sonuçlar: İlk olarak durağan haldeki taşıtların dış gürültü ve iç gürültüleri frekans analizöründen ölçülmüştür. Elde edilen sonuçlar şekillerde görülebilir. E-aracının ivme-zaman ve daplasman-zaman titreşim diyagramları ölçülmüş ve şekil listeleri olarak verilmiştir. Ayrıca E-aracı ile F-aracının durağan haldeki dış, iç ve egzoz gürültüleri ölçülmüştür.

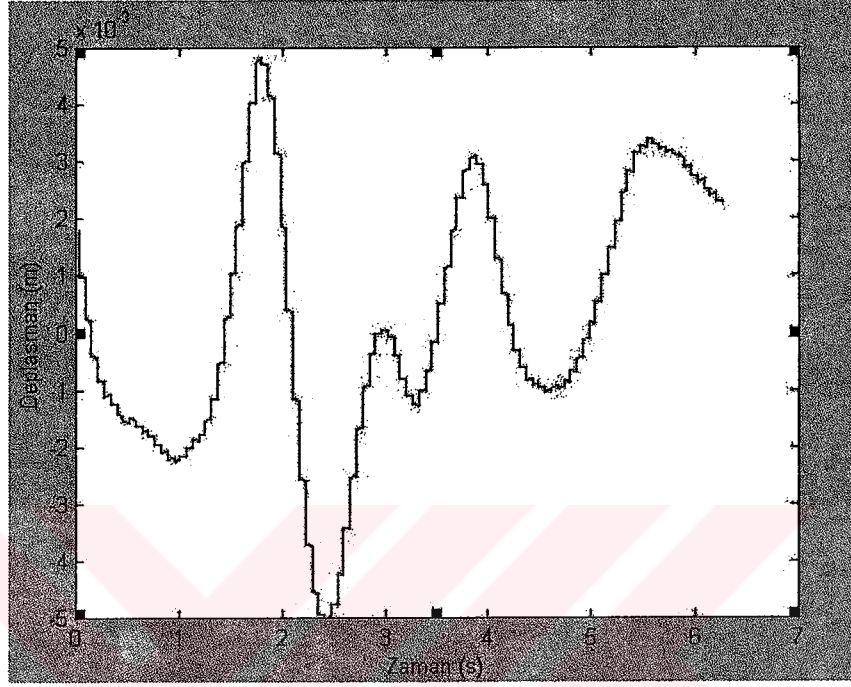
Çizelge 13.4 E-aracının 800d/d, 2000 d/d ve 3000d/d'daki durağan araç dış gürültü, iç gürültü ve egzoz gürültü ölçüm sonuçları.

Devir (d/d)	Dış Gürültü [dB(A)]	İç Gürültü [dB(A)]	Egzoz Gürültüsü [dB(A)]
800	55	41	57
2000	57	46	54
3000	69	60	68

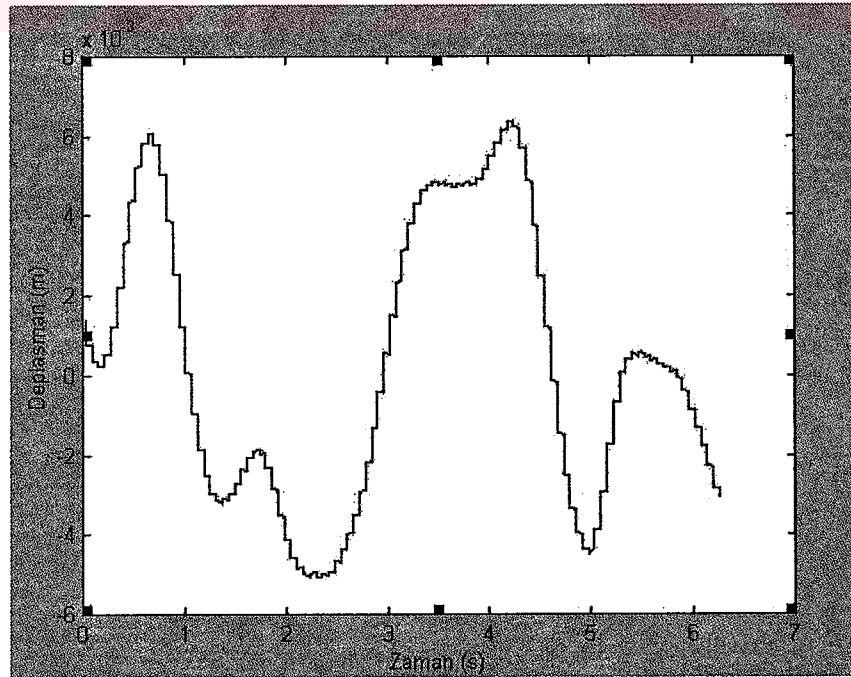
Çizelge 13.5 F-aracının 900d/d, 2000 d/d ve 3000d/d'daki durağan araç dış gürültü, iç gürültü ve egzoz gürültü ölçüm sonuçları.

Devir (d/d)	Dış Gürültü [dB(A)]	İç Gürültü [dB(A)]	Egzoz Gürültüsü [dB(A)]
900	54	48	57
2000	66	65	67
3000	71	68	71

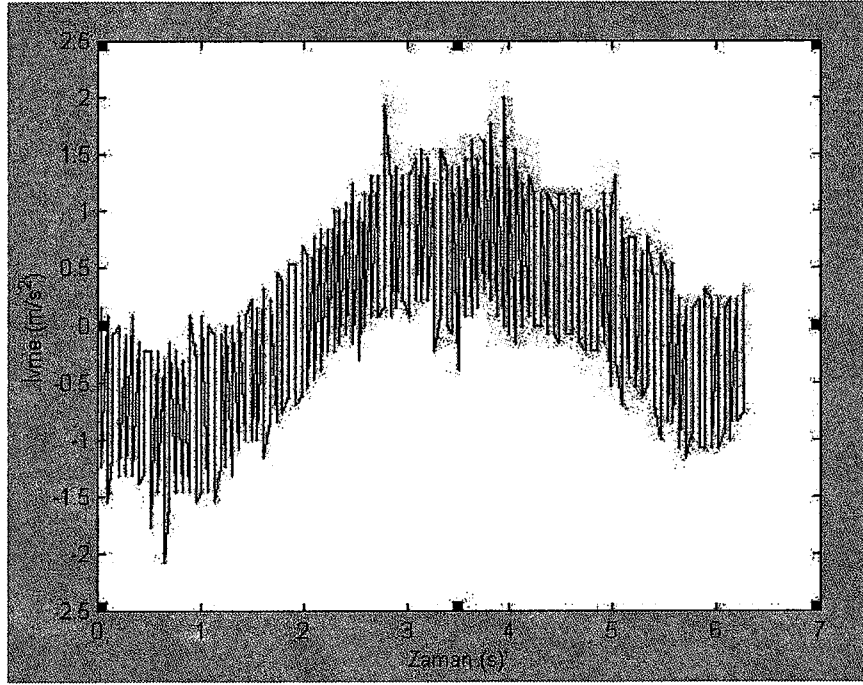
Araçların her iki tarafından yapılan ölçümlerin ortalaması alındığında, E-aracı ile F-aracı arasında durağan halde dış, iç ve egzoz ölçümleri sonuçlarında belirgin bir fark olduğu saptanmıştır. Bu farkın sebebi, F aracında kullanılan ölçüm aletinin normalden 5-6 dB(A) fazla göstermesinden ve F aracının motorunun bakımsız olmasından kaynaklanmaktadır.



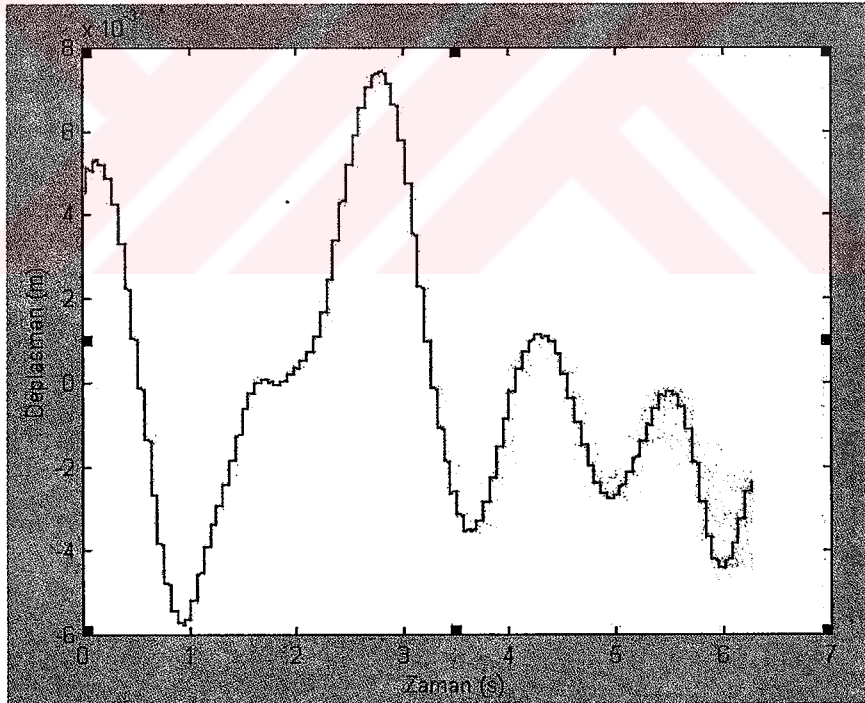
Şekil 13.17 E-aracının 800d/d'deki durağan haldeki deplasman-zaman diyagramı.



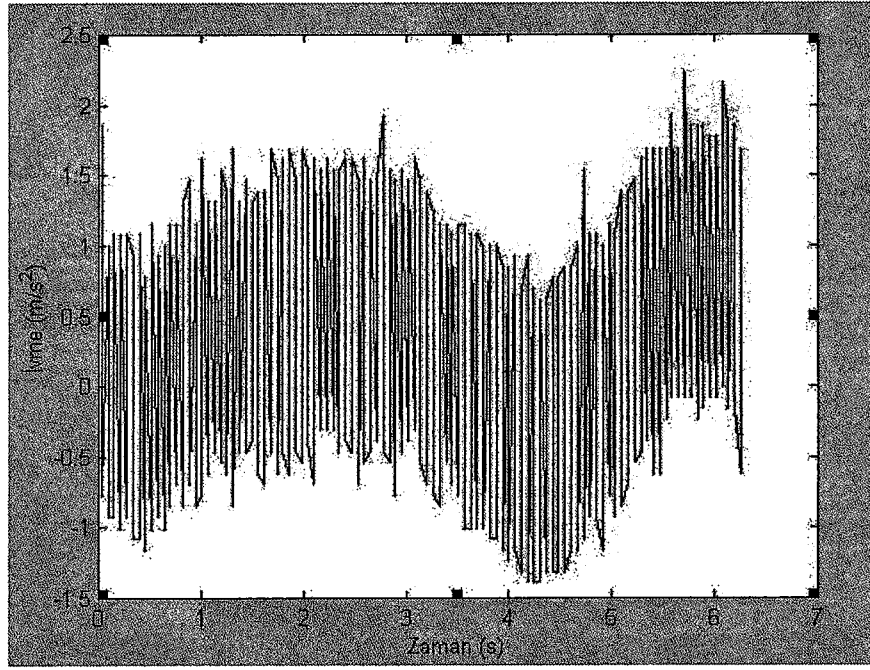
Şekil 13.18 E-aracının 2000d/d'deki durağan haldeki deplasman-zaman diyagramı.



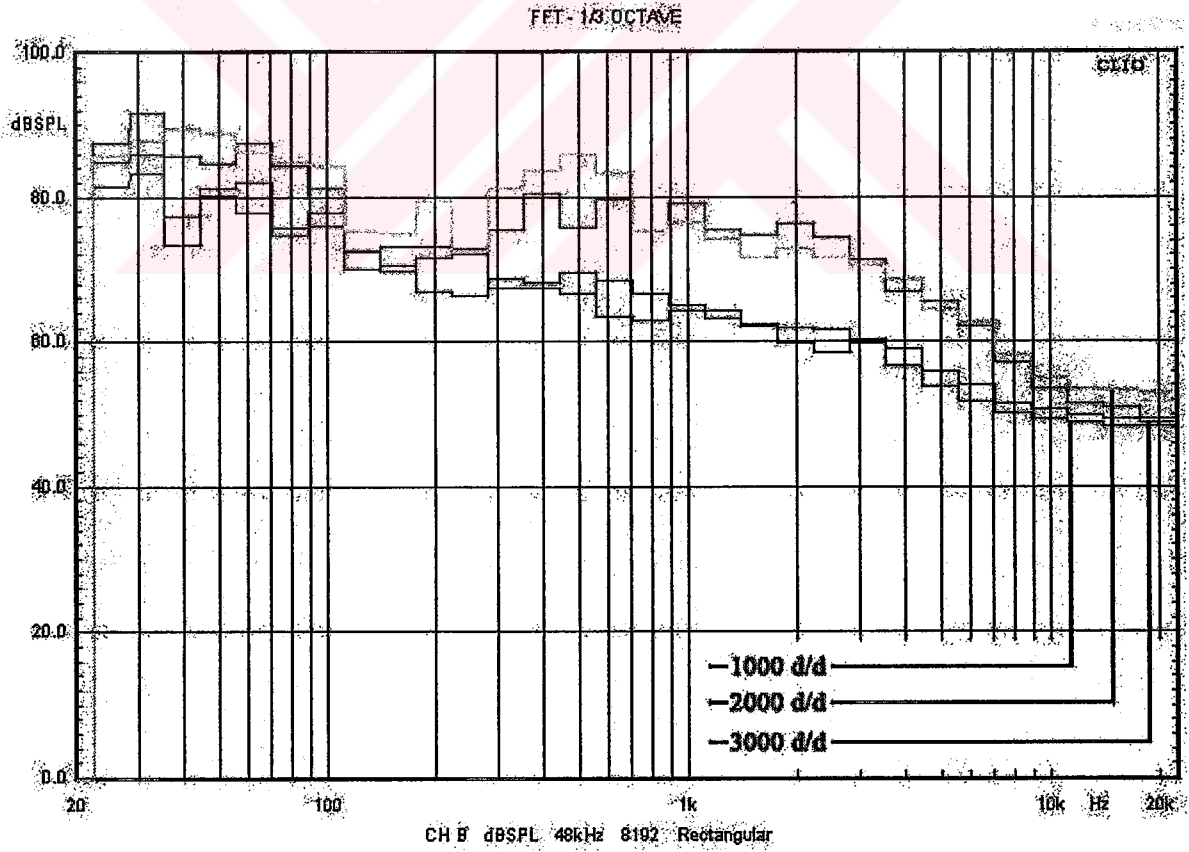
Şekil 13.19 E-aracının 2000d/d'daki durağan haldeki ivme-zaman diyagramı.



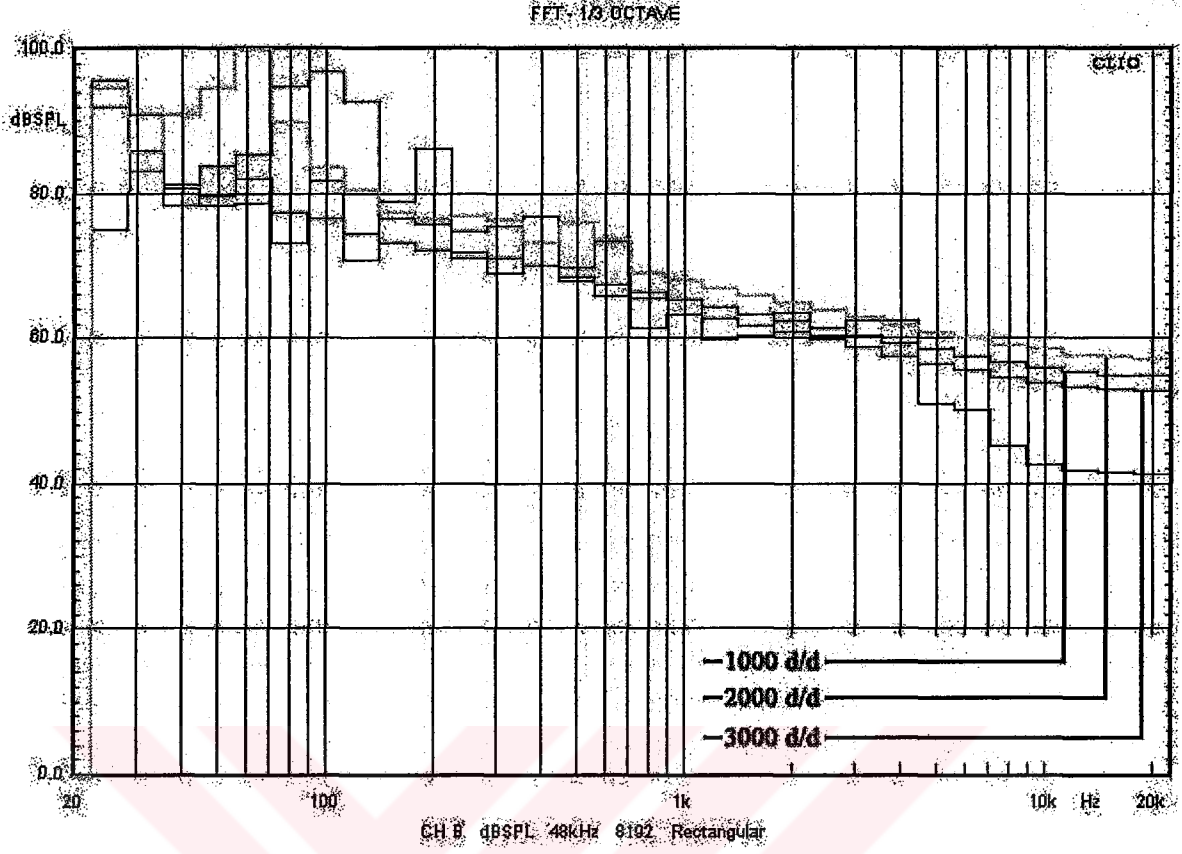
Şekil 13.20 E-aracının 3000d/d'daki durağan haldeki deplasman-zaman diyagramı.



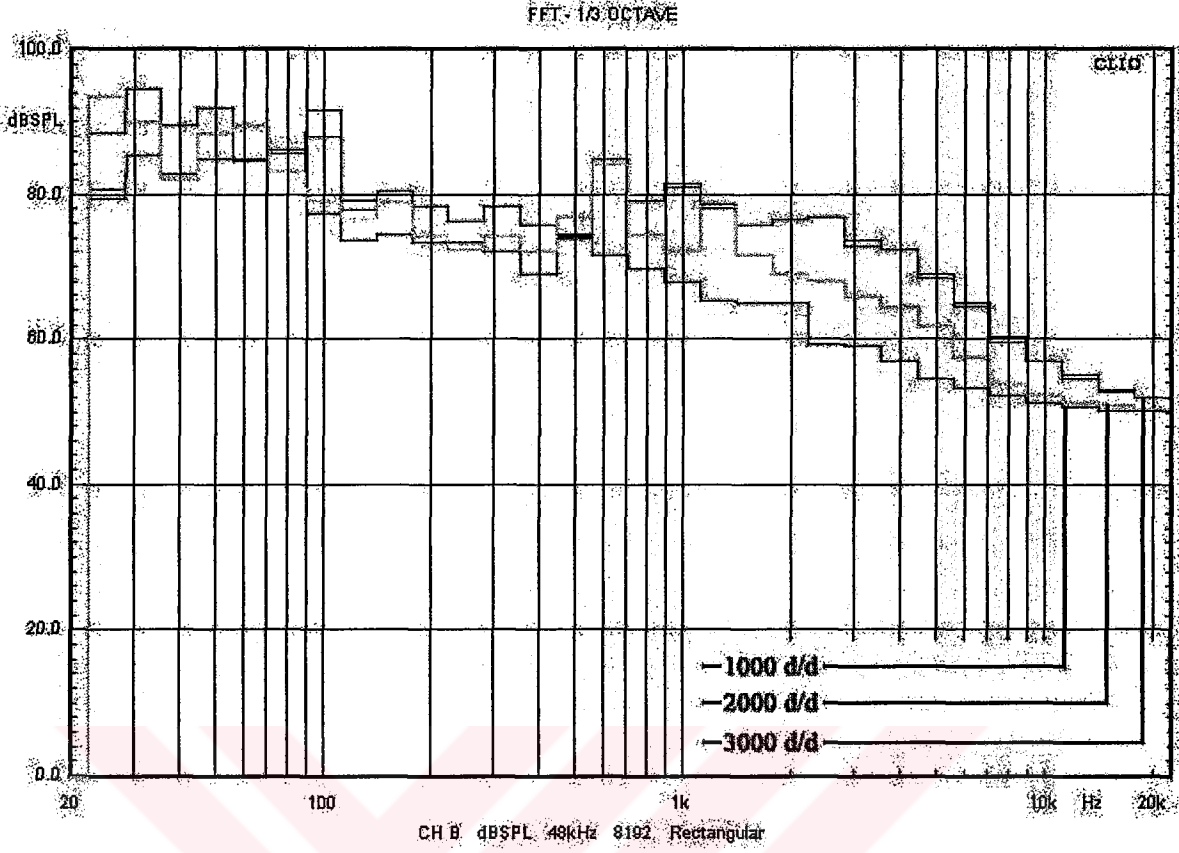
Şekil 13.21 E-aracının 3000d/d'daki durağan haldeki ivme-zaman diyagramı.



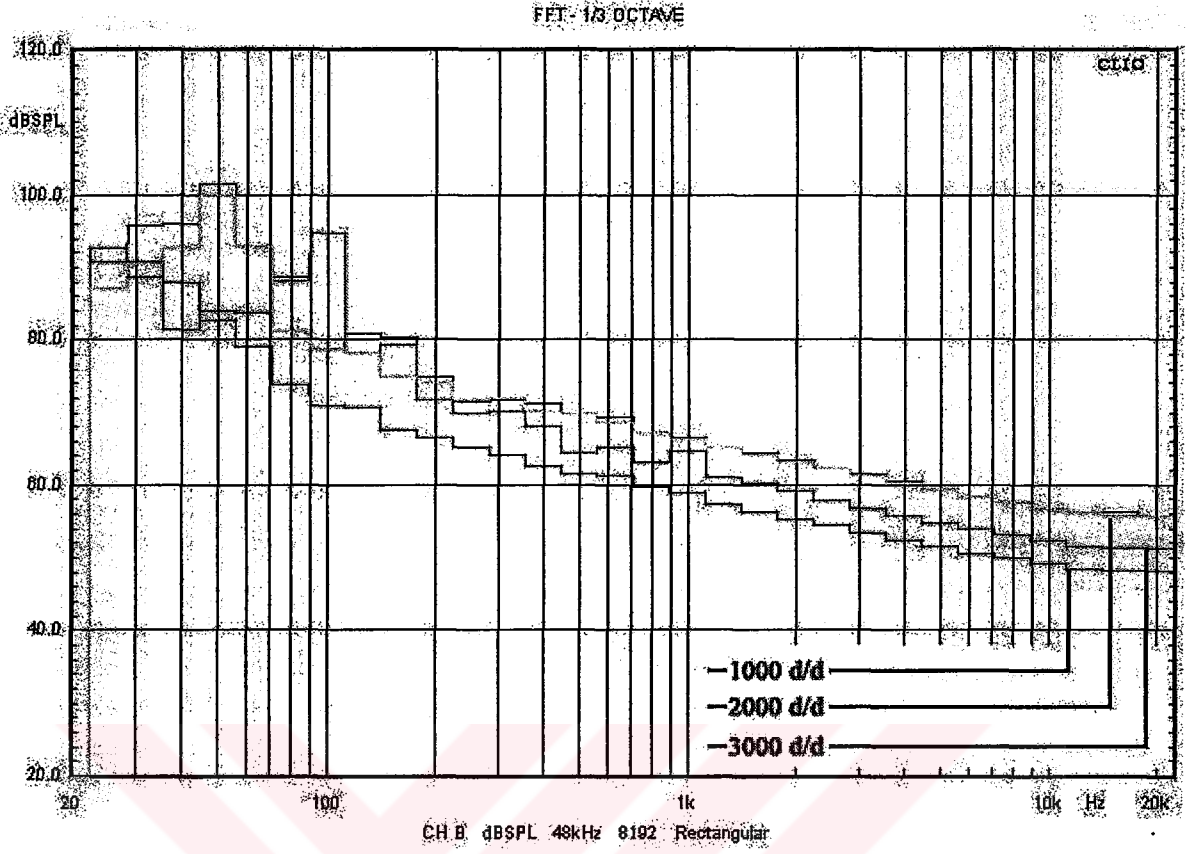
Şekil 13.22 D-aracının durağan haldeki dış gürültüsü spektrumu.



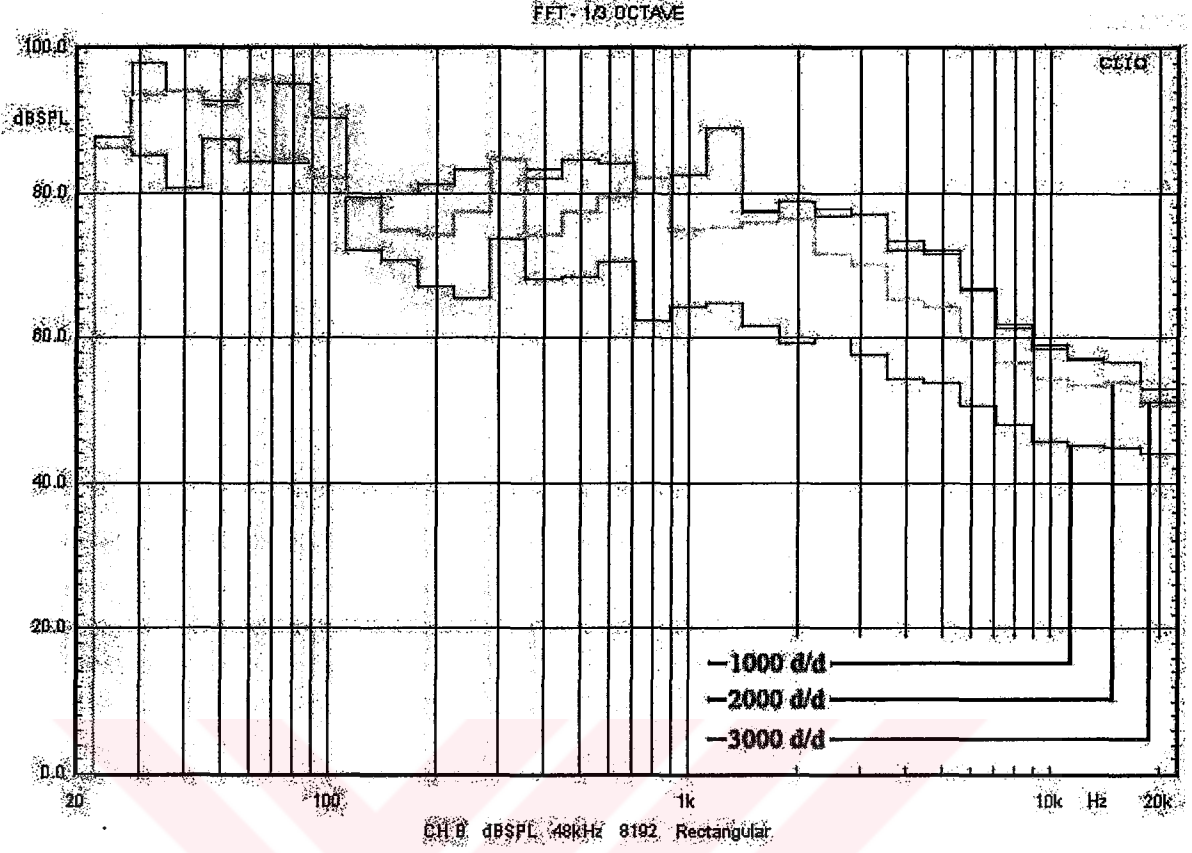
Şekil 13.23 D-aracının durağan haldeki iç gürültüsü spektrumu.



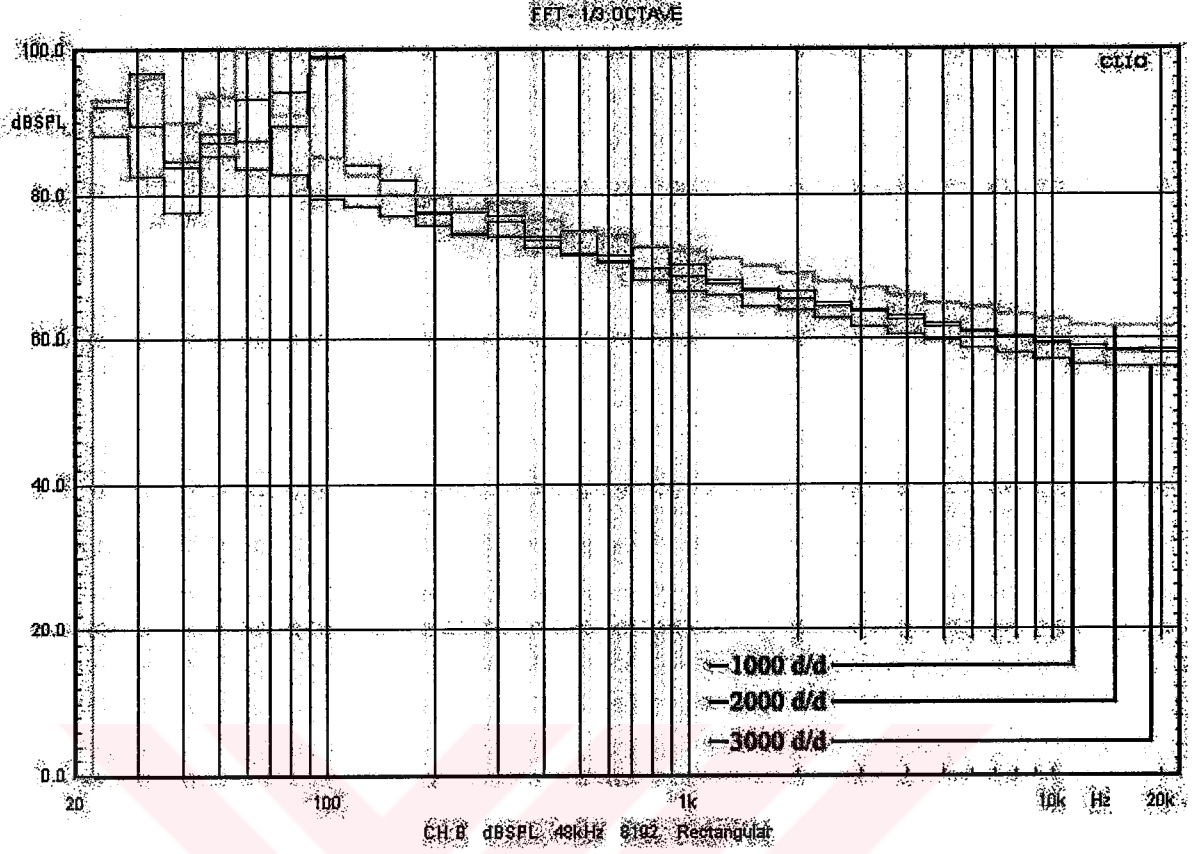
Şekil 13.24 E-aracının durağan haldeki dış gürültüsü spektrumu.



Şekil 13.25 E-aracının durağan haldeki iç gürültüsü spektrumu.



Şekil 13.26 F-aracının durağan haldeki dış gürültüsü spektrumu.



Şekil 13.27 F-aracının durağan haldeki iç gürültüsü spektrumu.

14. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Son zamanlarda otoyolların yaygınlaşması ve trafik yükünün artması gürültüyü, çevre kirlenmesi ve korunması ile ilgili önemli bir problem haline getirmiştir. Trafik gürültüsü, yoğun ve uzun süreli etkisi altında kalındığı için, insanları en çok rahatsız eden gürültü çeşitidir. Karayolu taşımacılığının günden güne artması, çeşitli kara nakil vasıtalarının büyük ölçüde kullanılması, trafik gürültüsünün şiddetini artırmıştır. Gittikçe artan trafik yoğunluğu ve çevre bilinci, taşıtların sebep olduğu gürültünün kontrol altına alınmasını gerektirmektedir. İnsan sağlığını tehdit eden bu gürültüyü kontrol altına alabilmek için, yasalar tarafından çeşitli gürültü ölçüm standartları ve yönetmelikleri çıkartılmış ve sınır gürültü seviyelerinin aşılması yasaklanmıştır. Gürültü kirliliğinin neden olduğu hastalıklar, toplumun büyük bölümünü etkisi altına alan trafik gürültüsünün fazlalığı, imalatçıları, gürültüyü de yakıt sarfiyatı gibi düşündürmeye başlamıştır. Tasarımlarda gürültü de göz önünde bulundurulup, tedbirler alınmaktadır.

Sadece taşıtın iç gürültüsünün değil, dış gürültüsünün de azaltılması ve gürültü kalitesinin iyileştirilmesi zorunluluğu gün geçtikçe kendini hissettirmeye başlamıştır.

Yapılan bu tez çalışmasında, taşıtın motorundan kaynaklanan gürültü ve bu gürültünün kontrolü, yol-lastik gürültüsü, taşıt gürültüsü ölçüm metotları, standartlar ve yönetmelikler, yol trafik gürültüsünün yol açtığı rahatsızlıklar incelenmiştir. Trafik gürültüsünün en büyük kaynağını oluşturan motor gürültüsü, motorun hareketli bütün parçalarının katkıda bulunduğu bir gürültüdür. Motorda meydana gelen olaylar göz önünde bulundurularak motor gürültüsünün kontrolü yapılmalıdır. Sadece kapaklar ve kaplamalarla, montajdan sonraki gürültü kontrolü belli bir dereceye kadar yeterlidir fakat taşıtın ağırlığını artırmaktadır. Motor tasarımı esnasında gürültü kaynakları ve sebepleri göz önüne alınarak, daha etkin bir gürültü kontrolü yapılmalıdır.

Motor gürültüsünün ana bileşenleri olan yanma gürültüsü ve piston vurma, tutuşma gecikmesi süresi azaltılarak kontrol edilebilir. Bunun için silindirdeki basınç yükselme hızının düşürülmesi, aşırı doldurma, elektronik ve çok noktadan yakıt püskürtme gibi ileri teknikler kullanılmalıdır. Birbiriyle eş çalışan hareketli parçaların toleranslarının iyi ayarlanması, titreşen parçaların titreşmesinin engellenmesi, titreşim iletiminin engellenmesi, bazı çok titreşen parçaların plastikten yapılması, mümkün olan bağlantı noktalarında kauçuk contalar, flanşlar kullanılması da motor gürültüsünü oldukça azaltacaktır.

Motor gürültüsünün diğer büyük kaynağı olan egzoz gürültüsünün çeşitli susturucularla

kontrolü oldukça tatminkar olabilmektedir. Gelişmiş susturucular, elektronik, aktif susturucular kullanılarak bu sesin rahatsızlık vermesi de engellenebilmektedir.

Lastik gürültüsünü; temas yüzeyi profilini aracın güvenliğini azaltmayacak şekilde tasarlayarak, uygun malzeme seçimiyle lastiğin kullanılacak yol ve iklim şartlarına göre temas yüzeyi sertliğini ayarlayarak azaltmak mümkündür.

Gelecekte, insanları rahatsız etmeyecek sesler çıkaran taşıtlar kullanılabilmesi için araştırmacılar çalışmalarını yoğunlaştırmışlardır. Egzoz sistemine konulan bir uyarıcı ve hoparlörlerle motor gürültüsünün özellikleri değiştirilecek, insanları rahatsız etmeyecek, kulağa hoş gelen bir melodiye çevirme çalışmalarının, şimdilik çok pahalı bir uğraş olarak düşünülse de gelecekte bunlarla karşı karşıya kalabiliriz.



KAYNAKLAR

Akalın, Ö., (1993), Taşıtlarda Gürültü ve Taşıtların Lastiklerinden Kaynaklanan Gürültünün Toplam Gürültü Emisyonundaki Yeri, Akustik ve Gürültü, İTÜ-Mak. Fak.-Otomotiv Anabilim Dalı.

Anderton, D., (1990), "Basic Origins of Engine Noise, The Institute of Sound and Vibration Research", Southampton University.

Austen, E. W; Pride, T., (1958), "Origins of Diesel Engine Noise", Proc. Symp. "Engine Noise and Noise Suppression", pp. 19-32, I mech E London, October 1958.

Bayhan, M. Ve Usal, M.R., "Egzoz Gürültüsünün Sönümlenmesi", A.Ü. Isparta Müh. Fak. Mak. Müh. Bölüm Dergisi, sayı 7, s.358-372.

Bayhan, M., (1990), "Motorlu Taşıtlarda Egzoz Sistemi Dizaynı", 4. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu bildiri kitabı, s.593-604, 22-24 Eylül 1990.

Blokland, G.; Mejer, A., (1993), "Reducing Tyre/Road Noise with Porous Road Surfaces and The Effect of Tyre Choice", SAE Paper 931279, Proceedings of the 1993 Noise and Vibration Conference, Warrendale, PA.

Covo, C., (Avril 1993), Conditions Operatoires D'aplication de la Norme de Bruits Exterieur Aux Vehicules Industriels, Ingenieurs de L'automobile, No.680

Danovan, P.R., (1993), "Tire-Pavement Interaction Noise Measurement Under Vehicle Operation Conditions of Cruise and Acceleration", SAE Paper 931276, Proceedings of the 1993 Noise and Vibration Conference, Soc. of Autom. Engin., Warrendale, PA.

ECE-R 51, (1984), Einheitliche Vorschriften Für Die Genehmigung Der Kraftfahrzeuge Mit Mindestens Vier Radern Hinsichtlich Der Gerausentwicklung, Kirschbaum Verlag, Bonn-Bad Godesberg.

Ehinger, P.; Grobmann, II., (1990), Fahrzeug-Verkehrsgerausche-Meb, Analyse und Prognose Verfahren bei Porsche, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 92-7/8.

Essers, V.U.; Horch, E.J., (1997), Reifen-Fahrbahn-Gerausche von Pkw bei der beschleunigten Vorbeifahrt, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 99.

Grover, E.C. and Priede, T., (1983), "Current Research Leading To Low Noise Engine Development", 11. ICA Kongresi, İngiltere.

Güney, Ahmet, (1993), "Taşıtlarda Titreşim ve Gürültü", ders notları, İTÜ-Makina Fakültesi, Otomotiv Anabilim Dalı.

Güney, Ahmet, (1995a), "Ses ve Gürültü", eğitim semineri notları, İTÜ-Makina Fakültesi, Otomotiv Anabilim Dalı.

Güney, Ahmet, (1995b), "Taşıtlardan Kaynaklanan Gürültü", eğitim semineri notları, İTÜ-Makina Fakültesi, Otomotiv Anabilim Dalı.

Güney, Ahmet, (1995c), "Taşıtlarda Gürültü Kontrolü, Uygulamadaki Gürültü Standartları ve Ölçüm Yöntemleri", 1. Uluslar Arası Otomotiv Sanayi ve Çevre Konferansı, İstanbul, 26-27 Mayıs 1995.

Gürültü Kontrol Yönetmeliği, (1986), Başbakanlık, Resmi Gazete, 11 Aralık 1986.

- Hamet, J. F., (1992), Acoustic Absorption of Porous Roads: A Modified Phenomenological Model, Tyre Tech.
- Hardy, K., (1994), "Tyre Noise-The Villain?", "Selected papers from Autotech 93", which took place at the National Centre, Birmingham, UK, on 16-19 (November 1993), Mechanical Engineering Publications Limited, London.
- Harris, C. M., (1957), Handbook of Noise Control, Mc. Graw Hill Book Com., New York.
- Hassal, J. R. Zaveri, K., (1988), Acoustic Noise Measurements, Brüel&Kjaer, 203-214, Denmark.
- Hassal, J. R., (1986), Noise Control Principles and Practice, Brüel&Kjaer, Naerum, Denmark.
- Hutkins, S.M., (1991), "Environmental Engineering". P.12-16, September 1991.
- ISO 10844, (1993), "Acoustics-Test Surface for Road Vehicle Noise Measurement", International Organization for Standardization, Geneva.
- ISO 362-1981 (E) "Acoustics - Measurement of noise emitted by accelerating road vehicles", Engineering Method, International Standard.
- ISO 5130-1982 (E), Acoustics-Measurement of noise emitted by stationary road vehicles, Survey Method.
- Kazuhide, O., (1994), "Prediction of Engine Noise", Mitsubishi Heavy Industries Ltd. Technical Review Vol.31 No.1, Feb. 1994.
- Krause, P., (1993), Advanced Exhaust Silencing, Automotive Engineering, February 1993.
- Kuruhashi, M., (1987), "Exhaust Noise Reduction of Heavy Vehicles", Int. J. of Vehicle Design vol.8 nos 4/5/6 pp.465-474.
- Kwon, L.S. and Yeo, S.D. "Weight Reduction and Noise Refinement of the B. J. Hyundai 1.5 liter Powertrain", SAE papers, 940995 p.149-159.
- Lahor, N., (1990), "Mechanical Noise", The Institute of Noise and Vibration Research, Southampton University.
- Lamancusa, J.S., (1989), "An Experimental Study of Induction Noise in Four Internal Combustion Engine, Journal of Vibration Acoustics, Stress and Reliability in Design", vol.111/199, April 1989.
- Miura, Y., Arai, S., (1989), Noise Reduction of Diesel Engine for Heavy Duty Vehicles, SAE, (1989).
- Nelson, P.M., (1987), Transportation Noise Reference Book, Butterworths&Co. (Publishers) Ltd.
- Ouis, D., (2001), "Annoyance From Road Traffic Noise : A Review", Journal of Environmental Psychology (2001), available online at <http://www.idealibrary.com> on ideal, Department of Engineering Acoustics, Lund Institute of Technology, P. O. Box 118, S-221 00 Lund, Sweden.
- Russell, M.F., (1990), "Combustion Noise and Its Control", The Institute of Noise and Vibration Research, Southampton University.

SAE J 1074, (1979), "Engine Sound Level Measurement", Procedure SAE J 1074, American National Standart Institute, May 1979.

SAE J57, (1987), "Sound Levels of HİGHWAY Truck Tires", SAE Recommended Practice, Soc. of Autom. Engin., Warrendale, PA, Feb. 1987.

SAE J57, (1994), "Sound Levels of HİGHWAY Truck Tires", Soc. of Autom. Engin., Warrendale, PA, revised.

Sanayi Genel Müdürlüğü Tebliğ No: 92/109-110, (1992), "Trafığe ilk defa çıkacak motorlu araçlar için müsaade edilebilir azami dış gürültü seviyeleri uygulama usul ve esasları hakkında tebliğ", Resmi Gazete, 22 Eylül 1992, sayı.21353.

Sandberg, U.; Ejsmont, J.A., (1993), The Art of Measuring Noise from Vehicle Tires, SAE Paper 931275, Proceedings of the 1993 Noise and Vibration Conference, Soc. of Autom. Engin., Warrendale, PA.

Stone, C.R. and Kwan, E.K.M., (1993), "IDI Diesel Noise Reduction with Heated İnlet Air", Int. J. of Vehicle Design, vol.14, Nos 2/3.

Thien, G.E., (1982), The Use Of Enclosures for Reducting Engine Noise, New York.

TS 2214/Aralık 1991, "Akustik hareket halindeki karayolu taşıtlarının çıkardığı gürültünün ölçülmesi", Kılavuz metot, TSE, Necatibey c. 112 Bakanlıklar/Ankara.

TS 9235/Nisan 1991, "Akustik-Sabit durumda çalışan karayolu taşıtlarının çıkardığı gürültünün ölçülmesi", Klavuz Metot, Türk Standartları Enstitüsü, Necatibey cad. 112 Bakanlıklar Ankara.

Vethecan, J.K. and Wood, L.A., (1990), "Modelling of Structure-borne Noise in Vehicles With Four Cylinder Motors", Int. J. of Vehicle Design vol.8 nos 4/5/6 pp.439-454.

Watanabe, T., (1988), "The Noise Generation Mechanism of Cross-Bar Tyres and Countermeasures Against It", Int. J. of Vehicle Design, vol.9, no.6, pp.641-653, UK.

Webb, C.D., (1979), "Noise Control in Industry", Sound Research Lab. Limited, p.27-283, İngiltere.

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	29.04.1977	
Doğum yeri	İstanbul	
Lise	1988-1994	Fenerbahçe Süper Lisesi
Lisans	1994-1998	Yıldız Teknik Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Konstrüksiyon ve İmalat Programı
Yüksek Lisans	1999-2002	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Konstrüksiyon Programı

