

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

57503

TAŞITLARDA KABİN GÜRÜLTÜSÜ
KAYNAKLARI, ÖLÇÜMÜ VE ANALİZİ

Mak.Müh.Gökhan GÜNDEMİR

F.B.E. Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Programında
hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Prof. İrfan YAVAŞLIOĞLU

İSTANBUL, 1996

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	I
ZUSAMMENFASSUNG.....	II
KULLANILAN NOTASYONLAR	II
1. GİRİŞ.....	2
2. TAŞIT AKUSTİĞİNDE FİZİK TEMELLERİ	3
2.1. Giriş.....	3
2.1.1. Ses Basıncı.....	3
2.1.2. Deformasyon.....	4
2.1.3. Değişken Ses Yoğunluğu.....	4
2.1.4. Ses Hızı.....	5
2.1.5. Ses Yayılma Hızı.....	5
2.1.6. Frekans ve Dalga Boyu.....	6
2.1.7. Ses Etkisi.....	7
2.1.8. Ses Şiddeti.....	7
2.1.9. Ses Gücü.....	8
2.2. Logaritmik Boyutların Oranı.....	9
2.2.1. Seviye Tespiti.....	9
2.2.2. Ses Basınç Seviyesi.....	9
2.2.3. Ses Hızı Seviyesi.....	9
2.2.4. Ses Şiddet Seviyesi.....	10
2.2.5. Ses Gücü seviyesi.....	10
2.2.6. Ses Seviyelerinin Toplanması-Çıkartılması.....	10
3. İNSAN KULAĞININ SESE DUYARLILIĞI	12
3.1. Duyma İşİ.....	12
3.2. İşitme Aralığı.....	12
3.3. İşitme Esnasında örtme Olayı.....	13
3.4. Ses Miktarı.....	13
3.4.1. Ses Miktarı Seviyesi.....	13

3.4.2. A-Değeri.....	15
3.5. Zwicker Yöntemi.....	17
4. TAŞIT GÜRÜLTÜSÜNÜN KAYNAKLARI	20
4.1. Önemli Gürültü Kaynakları ve Sesin Yayılımı.....	20
4.2. Motor Gürültüsü.....	24
4.2.1. Genel Bakış.....	24
4.2.2. Yanma Esnasında Gürültü.....	25
4.2.3. Gaz Kuvvetleri.....	26
4.2.4. Krank Hareketinde Atalet Kuvvetleri.....	28
4.2.5. Tek Silindirli Motorda Kinematik ve Dinamik.....	29
4.2.6. Çok Silindirli Motorlarda Atalet Kuvvetleri.....	33
4.2.7. Atalet Kuvvet Momenti.....	35
4.3. Vites Kutusu Gürültüsü.....	36
4.4. Soğutma Sistemi Gürültüleri.....	37
4.5. Egzos Gürültüleri.....	39
4.6. Tekerlek-Yol Gürültüleri.....	40
4.6.1. Genel Bakış.....	40
4.6.2. Tekerlek Salınımları.....	41
4.6.3. Tekerlek Temas Yüzeyinde Hava Hareketleri.....	42
4.6.4. Kayma Olayları.....	43
4.6.5. Yuvarlanma Gürültü lerine Tekerlek Devrinin Etkisi.....	44
4.7. Rüzgar Gürültüleri.. ..	48
5. TAŞITTA SESE KARŞI KORUNMA	50
5.1. Taşıtta Sese karşı Korunum.....	50
5.2. Kapsülleme İle Motor Gürültülerinin azaltılması.....	54
5.3. Motor Yatağında Sesin Azaltılması.....	56
5.4. Egzos Sisteminde Sesin Azaltılması.....	61
5.5. Emme Sisteminde Sesin Azaltılması.....	63
6. ÖLÇME ALETLERİ VE ÖLÇME SİSTEMLERİ	67
6.1. Mikrofon.....	67

6.2.	Hız Kaydediciler.....	72
6.3.	Ses Seviyesi Ölçer.....	73
6.4.	Gerçek Zaman Analizi İçin Hesap Sistemi.....	75
6.5.	TPUED.....	76
6.6.	Dar Band-Frekans Analizatörü.....	77
6.7.	İç Gürültü Analizatörü.....	79
7.	GÜRÜLTÜ ÖLÇÜMÜ, METODLAR ANALİZ.....	81
7.1.	Sabit Durumda Taşıt Dış Gürültüsü.....	81
7.1.1.	Deney Yeri.....	81
7.1.2.	Deney İşlemi.....	82
7.1.3.	Egzos Gürültü Ölçümü.....	82
7.1.4.	Motor Gürültü ölçümü.....	84
7.2.	Hareket Halindeki Taşıtın Dış Gürültüsü.....	86
7.2.1.	Deney Yeri.....	86
7.2.2.	Deney İşlemi.....	87
7.2.3.	Deney İşlemi Zorlukları.....	87
7.2.4.	ISO-7188.....	88
7.3.	Taşıt Dış Gürültüsüne Bakış ve Analiz.....	89
7.4.	Kabin Gürültüsü.....	89
7.4.1.	Mikrofon Pozisyonu.....	90
7.4.2.	Hareket Halindeki Ölçümlerde Çevre Koşulları.....	91
7.4.3.	Kabin Gürültüsü Tespitinde Kullanılacak Cihazda Bulunması Gereken Özellikler	93
7.5.	Kabin Gürültüsüne Bakış ve Analiz.....	93
SONUÇ		
KAYNAKÇA		
ÖZGEÇMİŞ		

KULLANILAN NOTASYONLAR

a	ivme (m/s^2)
c	ses yayılma hızı [m/s]
A	frekans değeri kesit [m/s]
c_p	Sabit basınçta spesifik ısı [$kJ/kmol$]
c_v	Sabit hacimde spesifik ısı [$kJ/kmol$]
E	şese hassalık miktarı
eff	Efektif değer ifadesi
f	Frekans($1/s$)
$\vec{F}$	Kuvvet vektörü
F_G	Gaz kuvvet(N)
F_N	Piston yan yüzeyine dik kuvvet(N)
F_{os}	Atalet kuvveti(N)
F_r	Radyal kuvvet(N)
F_r	Reaksiyon kuvveti(N)
F_R	İtme kolu kuvveti (N)
G	Frekansa bağlı bir ölçüt değeri(dB)
I	Ses şiddeti (W/m^2)
k	Yay sabiti (N/m)
kMA	Krank derecesi (KMA)
L	Uzunluk(m)
L_A	A-değerli ses basınç seviyesi (dB)
S	Mesafe(m)
$\vec{S}$	Deformasyon vektörü
S	Ses Yüksekliği
	Alan (m^2)
	Kütle merkezi

L_s	Ses miktarı seviyesi (dB)
L_v	Ses hızı seviyesi (dB)
m	Kütle (kg)
m_h	Kısmi biyel kolu kütlesi (kg)
m_k	Piston kütlesi (kg)
m_H	Havanın kütlesi (kg)
m_p	Biyel kolu kütlesi (kg)
m_r	Kısmi biyel kolu kütlesi (kg)
M_{os}	Atalet momenti (Nm)
M_r	Rotasyon momenti (Nm)
n	Devir sayısı (dev/dak)
p_0	Normal basınç (Pa)
p_-	Sabit basınç (Pa)
$p_{\sim}$	Zamana bağlı ses basıncı (Pa)
$p_{\sim eff}$	Efektif ses basıncı (Pa)
P	Motor gücü (kw) Ses gücü (W)
L_m	Ortalama seviye (dB)
L_I	Ses şiddeti seviyesi (dB)
L_p	Ses basınç seviyesi (dB)
L_P	Ses gücü seviyesi (dB)
q	Ses etkisi (m ³ /s)
r	Çap krank mili çapı (m)
R	Gaz sabiti (kJ/kmol K)

t	Zaman(s)
T	Kelvin derecesi ($^{\circ}\text{K}$)
	İletme faktörü
T_0	Normal Şart Sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)
U	Hız (m/s)
U	Gerilim (v)
$\vec{v}$	Ses hızı vektörü
ϑ	Celcius olarakı derecesi
λ	Dalga boyu (m)
λ^*	Biyel kolu oranı
ξ	Parçacıkların hareket miktarı
ρ_0	Normal şartlarda özgül kütlesi (kg/m^3)
ρ_-	Sabit özgül kütle (kg/m^3)
$\rho_{\sim}$	Değişken ses özgül kütlesi (kg/m^3)
φ	Açı koordinatı
w	Açısal hızı

ÖZET

Bu diploma tezinde, taşıt yapımındaki teorik ve pratik gelişmeler ışığında taşıt gürültüsü incelenmiştir. Taşıtta gürültü kaynakları ele alınmış, ölçme metodları ve ölçme prosedürleri değerlendirilmiştir. Varılan sonuçlar taşıt endüstrisindeki 30 yıllık faaliyetlerden toparlanmış tecrübelerle dayanmaktadır.

İkinci bölümde bu çalışma için gerekli taşıt akustiği temel bağıntıları sunulmuştur.

İnsan duyumu işi üçüncü bölümde incelenmiştir. Duyum işinin özellikleri sesin algılanmasında, ses olaylarının değerlendirilmesinde ve bununla beraber taşıttaki akustik ölçütlerde tayin edicidir.

Dördüncü bölümde önemli taşıt gürültü kaynakları biraraya getirilmiştir. Sesin taşıttaki hava ve yapı yoluyla yayılımı da burada ele alınmıştır.

Beşinci bölümde sese karşı korunma yöntemleri sunulmuştur.

Ölçme aletleri ve ölçme sistemleri altıncı bölümde verilmiştir. Günümüz ölçme teknolojisi, akustik ölçümler için, ses dalgalarının sağlıklı analiz etme imkanını sağlayan hassa mikrofonlar, algılayıcılar, ölçme aletleri ve sinyal analizatörleri üzerine geniş seçenekler sunmaktadır.

Yedinci bölümde, gürültü ölçümleri, ölçme metodları, uluslararası standartlar, yazılı yönetmelikler verilmiştir. Son olarak, çıkan sonuçlar ayrıntılı değerlendirilmiş ve sunulmuştur.

Bu çalışmanın ortaya çıkması hiç kolay olmamıştır. Bu yüzden yardımları için Hocam Prof. Dr. İrfan YAVAŞLIOL'a içten teşekkürler ederim. İTÜ'den Doç. Dr. Ahmet GÜNEY'e yol gösterişi, kitaplar ve notları için özellikle teşekkürlerimi bir borç bilirim. Arkadaşım Araştırma Görevlisi Mehmet TAMER'e de beraber çalışmalarımız için teşekkür ederim. Bir özel teşekkürde sevgili arkadaşım, (Bochum Ruhr Üniversitesi'nde yüksek öğrenimini yapmakta olan) ALKAN ÖZTÜRK'e kitaplar ve yardımları için yolluyorum.

Gökhan GÜNDEMİR

İstanbul 1996

ZUSAMMENFASSUNG

In der vorliegenden Diplomarbeit sind die Fahrzeuggeräusche aus der Sicht der praktischen und teoretischen Entwicklung im Fahrzeugbau weitgehend untersucht. Die Geräuschquellen im Fahrzeug sind behandelt, auf die Meßmethoden und Meßverfahren sind eingegangen. Die dargestellten Ergebnisse stützen sich auf Erfahrungen, die innerhalb von 30 Jahren der Tätigkeit in der Fahrzeugindustrie gesammelt wurden.

In 2. Abschnitt sind die für diese Arbeit nötigen Grundlagen der Fahrzeug-Akustik vorangestellt.

Das menschliche Gehör ist in Abschnitt 3 behandelt. Die Eigenschaften des menschlichen Gehörs sind für die Schallwahrnehmung und Beurteilung von Schallereignissen und damit noch für die akustischen Maßnahmen im Fahrzeug bestimmend.

In Abschnitt 4 sind die wichtigen Geräuschquellen des Fahrzeugs zusammengebracht. Die Schallfortpflanzung im Fahrzeug über die Luft und die Körperschallbrücken ist auch hier behandelt.

In Abschnitt 5 sind die Techniken des Schallschutzes im Fahrzeug beschrieben.

Die Meßgeräte und die Meßsysteme sind in Abschnitt 6 beschrieben. Die Meßtechnik bietet heute für akustische Messungen eine große Auswahl empfindlicher Mikrofone, Beschleunigungsaufnehmer, Meßgeräte und Signalanalysatoren an, die eine genaue Analyse der Schallfelder ermöglichen.

In Abschnitt 7 sind die Geräuschmessungen, die Meßmethoden, die internationalen Normen dazu und die vorgeschriebenen Gesetze beschrieben. Am Ende sind die Ergebnisse ausführlich bewertet und dargestellt.

Die Erstellung dieser Diplomarbeit ist gar nicht leicht gewesen. Deswegen danke ich Herrn Prof. Dr. İrfan YAVAŞLIOL (Dekan der Fakultät-Maschinenbau) ganz herzlich für seine Hilfen. Ich bin auch Herrn Dozent Dr. Ahmet GÜNEY (Fakultät Maschinenbau, Tech. Uni İst.) für seine wertvolle Hinweise, für die Bücher und Manuskripte besonders dankbar. Weiterhin möchte ich Herrn Mehmet TAMER (Assistent-Tech. Üniv. Yıldız) für seine Mitarbeit danken. Ein besonderer Dank schicke ich meinem Kollegen, Alkan ÖZTÜRK (Student an der Uni Bochum) für die Bücher und seine Hilfen.

Gökhan GÜNDEMİR
İstanbul-1996

1. GİRİŞ

Yaşamımızda kaçınılmaz gürültülerin içine taşıt gürültüleri de girmektedir. Taşıt gürültüleri de belirli genlik ve süreleri geçtikleri takdirde, sağlığımızı olumsuz yönde etkilerler.

Bu durumda taşıt gürültüsüne dair yapılan itirazlar, taşıt teknolojisinde sürekli yeni gelişmelere koşulmasını zorunlu kılmaktadır. Çevre bilinci ve teknoloji sayesinde her geçen zaman daha sıkı kanunlar çıkarılmakta, daha yeni kontrol metodları geliştirilmektedir.

Bu çalışmada, spesifik bir konu olan taşıt gürültüsü hakkında, genel olarak aranabilecek her türlü bilgi bulunabilecektir. Çok detaylı teorik ön bilgilerden yola çıkan, günümüz şartlarında standart ve yönetmelikleri inceleyen, deney sistemleri üzerine metodlar ortaya koyan ve tüm bunları gerçekçi bir şekilde analiz eden bu çalışma, pratik ve teorik yeni çalışmalara çok geniş bir kaynak ve yön belirleyici olacaktır.

BÖLÜM 2.

TAŞIT AKUSTİĞİNDE FİZİK TEMELLERİ

2.1. Giriş:

Taşıt akustiğinde ses hem havada hem de katı cisimler içinde yayılır.

Mekanik salınımlardan meydana gelen, hava ortamı içindeki dalgalara hava sesi denir. Sesin katı cisimler içinde yayılması ise bu ortamdaki gerilmeler ve deformasyonlar aracılığı ile gerçekleşir. Sesin bu haldeki yayılımının incelenmesi, katı cisimlerin komplike mekanik özelliklerinden dolayı, hava içindeki yayılımına nazaran oldukça karışıktır.

Hava ortamında basınç skaler bir büyüklüktür. Katı cisimlerdeki deformasyon ve gerilmeler ise tensörlerle açıklanır.

Bunlar gözönüne alınarak incelenmesi gereken bir kısım akustik büyüklükler kısaca şöyledir.

2.1.1.Ses Basıncı $p_{\sim}$

Ses basıncı $p_{\sim} = p_{\sim}(x,y,z;t)$ kompenentlerine bağlı bir büyüklüktür. Ses basıncı gazlar içinde yayılan, yer ve zamana bağlı değişken bir kısmî değerdir. Toplam basınç p ise bu basıncın, atmosferik basınçla p_0 toplamından elde edilir.

$$p = p_0 + p_{\sim} \quad (2.1.)$$

Lineer akustikte $|p_{\sim}| \leq p_0$ 'dir

Sık sık karşılaşılan diğer ses basıncı $p_{\sim eff}$ formülü ise;

$$p_{\sim eff} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T p_{\sim}^2 dt} \quad (2.2)$$

Birimi Pascal'dır.

$$1[\text{Pa}] = 1[\text{N/m}^2] = 10^{-5} [\text{bar}]$$

Hava içindeki statik basınç $p_- \approx 10^5$ Pa'dır. Buna karşılık ses basıncı $p_{\sim}$ değeri en fazla 20Pa- 10^{-5} Pa aralığındadır, yani yok sayılabilecek kadar çok küçüktür.

Tablo 2.1. Havada Ses Basıncı $p_{\sim\text{eff}}$

Ses	$p_{\sim\text{eff}}[\text{Pa}]$
1000 Hz'de kulağın normal duyumunda gürültü	$\approx 1.10^{-5}$
1[m] mesafede fısıldama	$\approx 1.10^{-2}$
1[m] mesafede bağırma	$\approx 1.10^0$
1000 Hz'de kulağın rahatsız olacağı gürültüde	$\approx 2.10^1$

2.1.2. Deformasyon $\vec{S}$:

Katı cisimlerde, ses basıncı yerine, deformasyon denen bir değer kullanılır. $\vec{S}(x,y,z;t)$. Birimi [m]'dir.

2.1.3. Değişken Ses Yoğunluğu $\rho_{\sim}$

Değişken ses yoğunluğu $\rho_{\sim} = \rho_{\sim}(x,y,z;t)$ büyüklüklerine bağlıdır. Toplam yoğunluk ρ ; $\rho_{\sim}$ ile atmosferik ses yoğunluğu toplamından oluşur.

$$\rho = \rho_{\sim} + \rho_- \quad (2.3)$$

Burada $|\rho_{\sim}| \leq \rho_-$ 'dır. Birimi $[\text{kg}/\text{m}^3]$ 'dür.

2.1.4. Ses Hızı $\vec{v}$

Ses hızı $\vec{v} = \vec{v}(x,y,z;t)$ bağlı vektörel bir değerdir. Ses hızı, bir akustik medyum parçacıklarının zamanla yaptığı dalgalanmalara bağlı değişen büyüklüktür, yani hareketliliğin zamana göre türevidir.

$$\vec{v} = \frac{d\vec{\xi}}{dt} \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad (2.4)$$

2.1.5. Ses Yayılma Hızı c

Hava içinde ses şu hızla yayılır.

$$c = \sqrt{k \cdot \frac{p^-}{\rho^-}} \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad (2.5)$$

Burada k sabit basınç ve sabit hacimlerde spesifik ısıların oranıdır. Hava için $k=1.4$ 'dür.

Hal değişkeni p^- ve ρ^- ; T sıcaklığının fonksiyonlarıdır. Hava için hal denklemi yazılırsa;

$$p^- = \frac{\rho^-}{m_h} RT \quad (2.6)$$

Burada m_h : havanın kütlesi

R: gaz sabiti'dir.

Bu (2.6) formülünden c hızına geçilirse

$$c = \sqrt{\frac{k}{m_h} RT} \quad (2.7)$$

Görülüyor ki ses yayılma hızı basınca bağlı değildir. Pratikte normal şartlar gözönüne alınarak hal denklemi yazılır.

Normal şartlar;

$$\rho_o = 1.293 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$P_o = 101325 \text{ [Pa]}$$

$$T_o = 273.15 \text{ [}^\circ\text{K]} \text{ 'dir.}$$

$$P_o = \frac{\rho_o}{m_h} RT_o \quad (2.8)$$

Bu durumda R/m_h için şu yazılabilir.

$$\frac{R}{m_h} = \frac{p^-}{\rho^- T} = \frac{P_o}{\rho_o T_o} \quad (2.9)$$

T için $T = T_o + v$ yazılabilir.

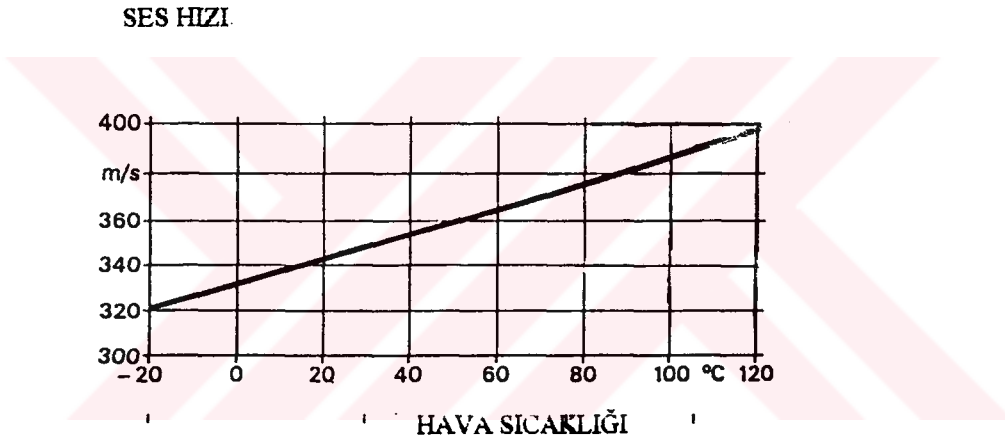
Tüm bunlar (2.7)'de yerine konulursa

$$c = \sqrt{k \frac{p_o}{\rho_o}} \cdot \sqrt{\frac{T_o + v}{T_o}} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (2.10)$$

$v = 20^\circ\text{C}$ için ses hızı c hesap edilirse,

$$c = 343 \left[\frac{m}{s} \right] \text{ sonucu elde edilir} \quad (2.11)$$

Şekil 2.1'de hava sıcaklığı v 'ye bağlı olarak ses yayılma hızları gösterilmiştir.



Şekil 2.1 Hava sıcaklığına bağlı ses hızı

2.1.6. Frekans f ve Dalga Boyu λ

Ses yayılma hızı c , dalga boyu λ , frekans f arasında bir ses dalgası için şu bağıntı geçerlidir.

$$c = \lambda \cdot f \quad (2.12)$$

Aşağıdaki bir aracın bazı kısımları için $v=20^{\circ}\text{C}$ hava sıcaklığına uygun dalga boyları ve frekansları verilmiştir (Tablo 2.2)

Tablo 2.2

Frekans [Hz]	Dalga boyu [m]	Taşıt Akustiğinde önemli bölümler
16	21.5	
50	6.9	Motor vibrosyonları
100	3.4	Emme ve egzoz gürültüleri
250	1.4	Kabin görüntüleri
500	0.67	Hava sesi, her aracın
1000	0.34	Geçişte gürültüleri
2000	0.17	
4000	0.09	
8000	0.04	Motorun hava sesi
16000	0.02	

2.1.7. Ses Etkisi q

Ses etkisi q teorik ses deneylerinde kullanılır, $q=q(x,y,z;t)$. Ses etkisi bir ses alanı içindeki A kesitinde v hızıyla salınımlar yapan bir hacmi tarif eder, $[\text{m}^3/\text{s}]$ ile ölçülür.

Bir kesit elemanı $d\vec{A}$ 'yı ifade edersek,

$$q = \int_A \vec{v} \cdot d\vec{A} \text{ genel bağıntısı çıkar} \quad (2.13)$$

2.1.8. Ses Şiddeti $\vec{I}$

Ses şiddeti $\vec{I} = \vec{I}(x,y,z;t)$ vektörel bir büyüklük olup, ses basıncı ile ses hızının çarpımına eşittir. Birimi $[\text{W}/\text{m}^2]$ 'dir. Pratikte çoğunlukla debisel ortalama değer olarak kullanılır.

$$\overline{\vec{I}} = \frac{1}{T} \int_0^T \vec{p} \cdot \vec{v} dt = \overline{\vec{p} \cdot \vec{v}} \quad (2.14)$$

2.1.9. Ses Gücü P

Ses gücü $P=P(\vec{t})$ sayısal olarak kendisini çevreleyen kesitten birim zamanda geçen ses enerjisine uygunluk gösterir. [W] ile ölçülüp, A kesitinde entegrasyona uğrayan ses şiddetine $\vec{I}$ bağlı olarak şöyle de gösterilir.

$$P = \int_A \vec{I} d\vec{A} = \int_A \vec{p} \cdot \vec{v} d\vec{A} \quad (2.15)$$

Eğer söz konusu ortalama ses şiddeti $\vec{I}$ ise

$$\vec{P} = \int_A \vec{I} d\vec{A} = \int_A \vec{p} \cdot \vec{v} d\vec{A} \text{ olacaktır} \quad (2.16)$$

Ölçüm kesiti düz ve ses yayılma yönüne dik ise, ses şiddeti I sabitse, o halde ortalama güç;

$$\vec{P} = \vec{I} \cdot A \text{ olacaktır.} \quad (2.17)$$

Çeşitli kaynaklardan çıkan seslerin havada yayılması sonucu ortaya çıkan ses güçleri Tablo 2.3'de verilmiştir.

Tablo 2.3. Ses Kaynaklarının Güçleri

Ses Kaynağı	Ses Gücü [W]
Konuşma	$7 \cdot 10^{-6}$
Vantilatör Gürültüsü	$3 \cdot 10^{-3}$
Marş Motoru	$1 \cdot 10^{-2}$
Motor	$2 \cdot 10^{-2}$
Teyp Kolonu	$5 \cdot 10^{-2}$
Taşıt	$1 \cdot 10^{-1}$
Büyük Kolonlar	$1 \cdot 10^2$
Siren	$1 \cdot 10^3$

2.2. Logaritmik Boyutların Oranları

2.2.1. Seviye Tespiti

Akustik ölçü aletlerinde maksimum ile minimum arasında birçok kuvvetler ölçülebilir. Fakat bunlarla yapılacak hesaplarda tam doğru sonuçlara ulaşılmaya bilinir. Diğer yandan da insanın sesi algılaması logaritmik olarak fiziksel hissetme miktarı ile ilişkilidir. Bu sebeple uygulamalarda direk boyutlar yerine o boyutların uygun ayarlanmış referans değerlerinin logaritmaları kullanılır.

Bu durumda, biri referans değer kullanılarak iki boyutun logaritmik oranları bulunduğunda, bu orana -seviye- denir. Birimi dezibel (dB) olarak adlandırılır.

Örneğin ses şiddeti için bağıntımız şöyle olur.

$$L_I = 10 \log \left[\frac{|\vec{I}|}{I_0} \right] \text{ [dB]} \quad (2.18)$$

$|\vec{I}|$: Ölçülen ses şiddeti değeri [W/m^2]

I_0 = Referans ses şiddeti [W/m^2]

2.2.2. Ses Basıncı Seviyesi L_p

$$L_p = 10 \log \left[\frac{p_{\text{eff}}^2}{p_0^2} \right] \text{ dB} = 20 \log \left[\frac{p_{\text{eff}}}{p_0} \right] \text{ dB} \quad (2.19)$$

Referans ses basıncı 1000 Hz.'lik duyum alanında,

$$p_0 = 20[\mu\text{Pa}] = 2 \cdot 10^{-5} [\text{N/m}^2] = 2 \cdot 10^{-4} \text{ } \mu\text{bar} \quad (2.20)$$

2.19 denkleminde

$$p_{\text{eff}} = p_0 \cdot 10^{0.05 L_p} \quad \text{bağıntısı çıkar} \quad (2.21)$$

2.2.3. Ses Hızı Seviyesi L_v

Ses hızı seviyesi için bağıntımız,

$$L_v = 20 \log \left[\frac{|\vec{v}|_{\text{eff}}}{v_0} \right] \text{ [dB]} = 10 \log \left[\frac{|\vec{v}|_{\text{eff}}^2}{v_0^2} \right] \text{ [dB]} \quad (2.22)$$

Burada $v_0 = 5 \cdot 10^{-8} [\text{m/s}]$ ' dir.

2.2.4. Ses Şiddeti Seviyesi L_I

Bağıntısı,

$$L_I = 10 \log \left[\frac{|\vec{I}|}{I_0} \right] \text{ [dB] ' dir.} \quad (2.23)$$

Referans ses şiddeti $I = 10^{-12} \text{ [W/m}^2\text{]}'dir. (1000 \text{ Hz.}'lik insan duyumunda)$

2.2.5. Ses Gücü Seviyesi L_p

Bağıntısı,

$$L_p = 10 \log \left[\frac{P}{P_0} \right] \text{ [dB] ' dir.} \quad (2.24)$$

$P_0 = 10^{-2} \text{ [W]}$ referans güçtür.

Verilen referans değerler p_0 , v_0 ve I_0 birbirine uygun belirlendiği için, L_p, L_v, L_I seviye değerleri birbirine eşit çıkacaktır.

$$L_p = L_v = L_I \quad (2.25)$$

2.2.6 Ses Seviyelerinin Toplanması-Çıkarılması

Ses basınç seviyesi için

$$L_p = 10 \log \left[\frac{p_{\text{eff}}}{p_0} \right]^2 \text{ bağıntısından hareketle,}$$

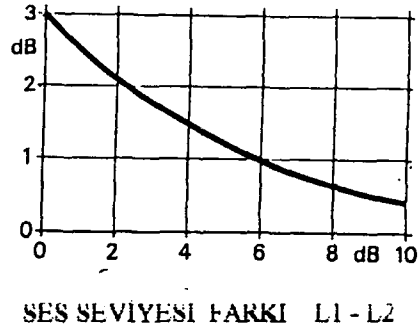
ses enerji olarak toplanır, yani ses basınçlarının kareleri ile işlem yapılır. Ses basınç seviyesi bilinen n adet sesi toplamak için, önce ses basınçlarını ters logaritma ile bulmak, basınçların kareleri ile toplayıp (2.21), tekrar logaritma almak gerekir.

$$L_{\text{Toplam}} = 10 \log \left[\sum_{p=1}^n 10^{0.1 L_p} \right] \quad (2.26)$$

Bu toplama-çıkartma kuralına göre, ses basınç seviyeleri aynı olan iki gürültü kaynağı, aynı yerde ses basınç seviyesini 3 [dB] arttırmalar veya biri yok edilirse, toplam ses basınç seviyesi 3[dB] azalacaktır. İki farklı seviyedeki sesin işleminde, düşük seviyedeki sesin etkisi aradaki fark büyüdükçe azalmaktadır. Şekil 2.2'den görüleceği gibi en etkin ses kaynağında iyileştirme yapmadan, zayıf kaynağı yok etmenin toplamda faydası yoktur.

Şekil 2.2.

SES SEVİYESİ ARTIŞI



Örnek: $L_1 - L_2 = 0$, $L_1 = 80$ dB, $L_2 = 80$ dB seçersek

ve toplarsak $L_1 + L_2 = 80$ dB + 80 dB = 83 dB

Bölüm 3. İnsan Kulağının Sese Duyarlılığı

Duyu organımızın özellikleri sesin alınması ve irdelenmesi için tayin edicidir. İnsan kulağının ses tonu hassasiyeti fiziksel hissetme büyüklüğü ile logaritmik olarak ilgilidir. Weber-Fechner kanununa göre ses hassaslığı miktarı E'nin değişimi ΔE ;

$$\Delta E \sim \log \frac{J_1}{J_2} \quad \text{orantısı şeklindedir} \quad (3.1)$$

Burada J_1 ve J_2 fiziksel hissetme miktarını gösterir.

3.1. Duyma İşİ

İnsan duyu organları; iç, orta ve dış kulak olmak üzere üç kısımda oluşur. Dış kulak, kulak kepçesi ve dış kulak yolundan meydana gelir. Orta kulakta kulak zarı ve buna bağlı kısımlar vardır. İç kulak ise bir labirentten meydana gelir.

Kulak kepçesi ve dış kulak ses dalgalarını alarak kulak zarına yöneltir. Kulak zarı saniyede bir milyon altıyüzbin titreşimi alacak boyuttadır. Küçük kemikler zarın gerilimini ayarlar. Titreşimleri oval penceredeki zar aracılığıyla dış sıvıya ileten de yine bu kemiklerdir. İşitme işinin yerine getiriliş derecesinde kulak zarının ve orta kulak kemiklerinin önemi büyüktür, fakat ses dalgalarının kemik yoluyla iç kulağa ulaşmasında bunlar gerekli değildir. Dış sıvının yuvarlak penceredeki zarların titreşimlerinden oluşan dalgalanmaları duyu sinirlerini uyarır. Akustik hücreler denen bu tüylü hücreler onaltı bin kadardır ve dış sıvının hareketlerinin kinetik enerjisini sinir dürtülerine dönüştürür. Bu dürtüler karti organına geçer ve ses algılanır.

3.2. İşitme Aralığı

Duyulabilir seslerin frekans alanı yaklaşık 16 Hz ile 20kHz arası sınırlıdır. İnsan kulağının da frekanslara bağlı olarak alçak ve yüksek ses basınçlarına göre sınırları vardır. 1000 Hz. frekansta basınç salınımı $p_{\min} = 2 \cdot 10^{-5}$ Pa'dır ve bu değer referans olarak kullanılır. En büyük basınç salınımı $p_{\max} = 60$ Pa'dır ve bu değer 100 Hz için ağırlı verici sınırdır. 60 [Pa] bir basınç ses seviyesi olarak 130[dB]'ye eşittir.

3.3. İşitme Esnasında Örtme Olayı

Frekansları birbirine yakın iki farklı sestten kulağımız kısık sesi, yüksek sesin yanında algılayamaz. Kısık ses büyük ses tarafından adeta örtülür. Buradan çıkan sonuç şudur: Kısık sesi yok etmek, toplam gürültüye yok denecek kadar az fayda sağlar. Bunu ses basınç seviyelerinin toplanma-çıkartılmasında da ispat etmiştik.(Bölüm 2.2.5)

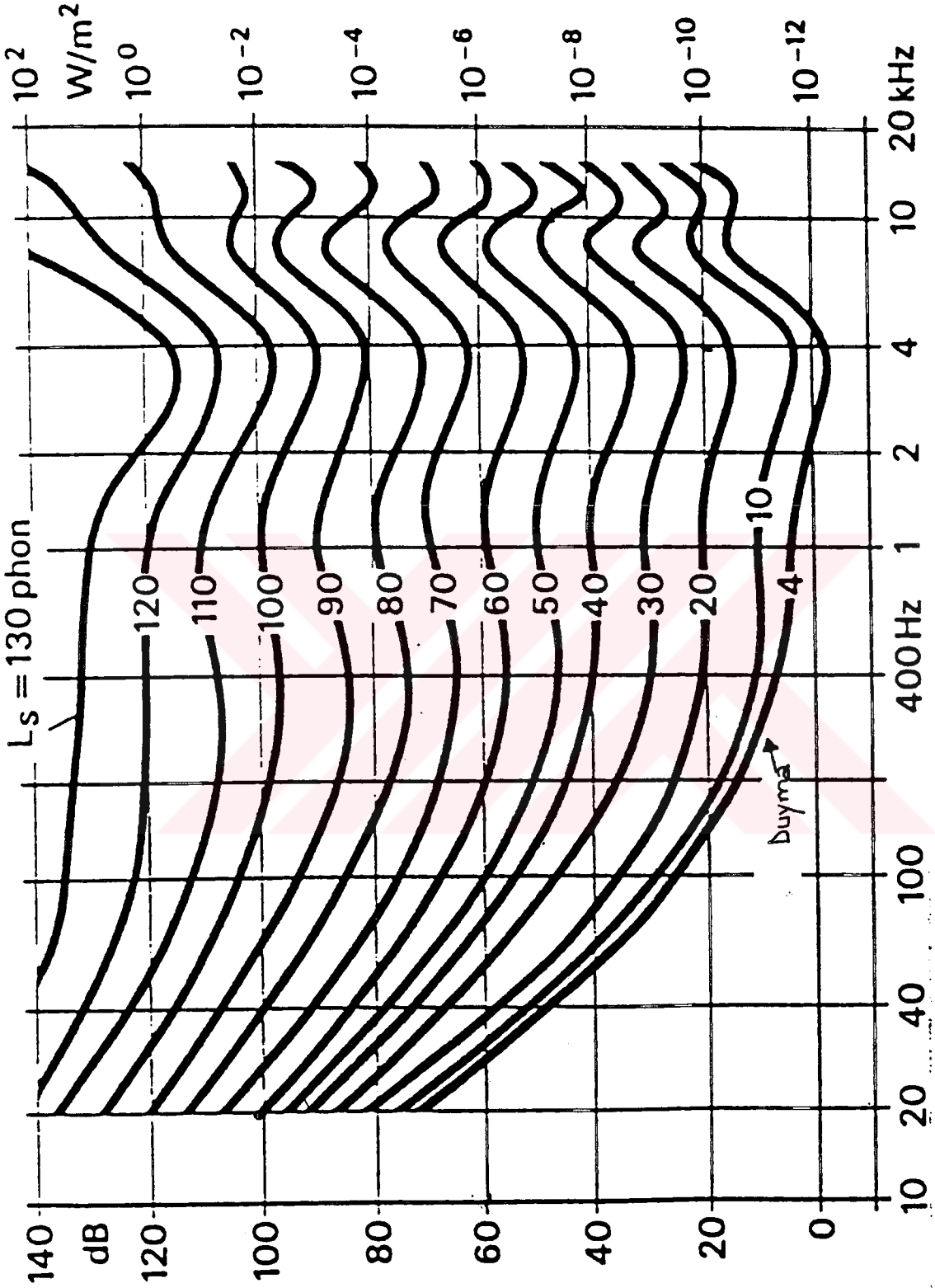
3.4 Ses Miktarı

Sesin insan duyumuna etkisi, sesin miktarı ile izah edilir. Bu ölçüt kısık ve yüksek ses kaynaklarının farkını ortaya çıkarır.

3.4.1 Ses Miktarı Seviyesi L_s

Bir sesin miktar seviyesi -n- kadar fona haizdir. Ancak bunun için bu sesin 1000 Hz'lik bir sinüs tonu değerine eşit olarak algılanması, direk önden ilgiliye ulaşması ve ses basıncı seviyesinin -n- kadar dB olması gereklidir. 1000 Hz'lik bir frekansta ses miktarının -fon- olarak, ses basıncının -dB- olarak sayısal değerleri birbirine uygunluk gösterir.

"Fon" kısaltması geniş anlamda asla bir birim değildir. Fakat bununla beraber ses miktarının değerlendirilmesinde birim benzeri bir gösterge olarak kullanılır.



Şekil 3.1. Frekansa bağlı L_s eğrileri (DIN 45630)

Şekil 3.1'de frekanslara bağlı ses miktarı eğrileri görülmektedir. Bu eğriler normal duyma kabiliyetindeki birçok insan üzerinde yapılan araştırmalardan ortaya çıkmıştır. 1000 Hz'in altındaki frekanslarda kulak hassas değildir. Tüm duyum alanı 4 fon ile 130 fon arası belirlenmiştir.

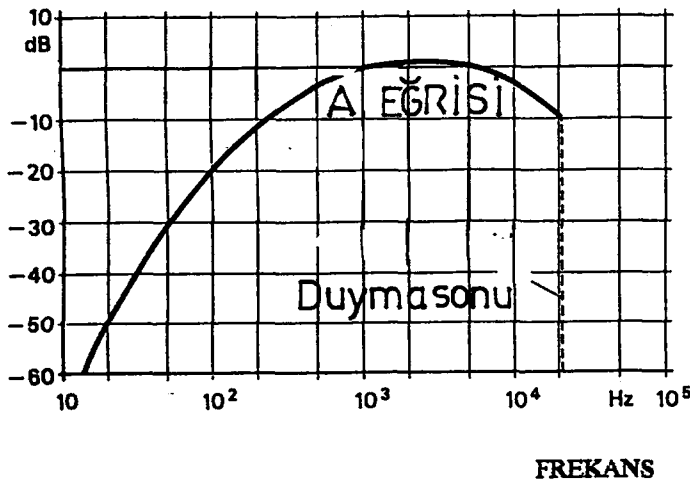
Ses miktarı seviyesi L_s için $L_s=40$ fon dikkate alınırsa, 20 Hz'lik bir gürültü için 90dB bir ses basıncı seviyesi, 2 kHz'lik bir gürültü için 38 dB, 10 kHz'lik için ise 47 dB değerleri okunacaktır. Bu üç gürültü, farklı ses basıncı seviyelerine rağmen eşit miktarda algılanırlar.

Günümüzde ses ölçme aletlerinde daha çok ses miktarı seviyeleri yerine, ses basıncı seviyeleri değerlendirilir. Ses basıncı ölçeri, insan duyumunun fonksiyonel özellikleri itibarıyla farklılıkları göz önünde bulundurur. Bu şekilde sübjektif duyum analizlerine engel olunur. Ses basıncı ölçerlerinden arzulanan ana amaç, kesin belirlenmiş şartlar içinde, gürültü miktarını ölçebilmek ve kullanıcının çıkardığı ölçüm sonuçlarından, verilmiş hata sınırları içinde, tekrar yararlanabilmektedir. (IEC 651)

3.4.2. A-Değeri

A-Olarak adlandırılan bir gürültü frekansı değeri günümüz pratik uygulamalarında uluslararası bir veri olarak kabul görmüştür. (IEC 651)

RELATİF ÖLÇÜT DEĞER G_{rel}



Şekil 3.2. Uluslararası A- Eğrisi (K5)

Yukarıdaki şekilde dünyada kabul görmüş A- değer eğrisi verilmiştir. Bu eğride bir elektrikli filtrenin frekans artışına uygun olarak, bir sinyalin hareketi izah edilmektedir. Eğri pratik olarak tamamen eksi bölgede ilerlemiştir.

A- değeri eğrisi şekil 3.1'deki kulak hassasiyeti baz alınarak oluşturulmuştur. Günümüzde bu eğri uluslararası bir kabul olarak görülmek durumundadır ve sadece küçük seviyelerle de sınırlı değildir.

Ölçüt değeri G;

$$G = 20 \log \left(\frac{T}{T_0} \right) \text{ dB} \quad (3.2)$$

Görüldüğü gibi G değeri, T değerinin referans faktör $T_0=1 \text{ [V/Pa]}$ 'a oranının dekadik logaritmasının 20 katıdır. Buradaki T değeri;

$$T = \frac{U_{\text{eff}}}{P_{\text{eff}}(f)} \left[\frac{\text{V}}{\text{Pa}} \right] \quad (3.3)$$

U_{eff} : mikrofondaki çıkış geriliminin efektif değeri.

$p_{\text{eff}}(f)$: mikrofondaki ses basıncı.

Burada referans değer $f=1000 \text{ Hz}$ 'deki G relatif ölçütüdür. O halde

$$G_{\text{rel}} = 20 \log \left(\frac{T}{T_{1000}} \right) \text{ dB} \text{ olacaktır} \quad (3.4)$$

Şekil 3.2'den çıkarılacağı üzere A tür bir filtre, ses ölçerinde kullanıldığında, $f=100 \text{ Hz}$. frekansta relatif ölçüt değeri $G_{\text{rel}} = -20 \text{ dB}$ okunacaktır. Bu durum için 3.4.'deki formülü incelersek:

$$\begin{aligned} -20 \text{ dB} &= 20 \log \left(\frac{T_{100}}{T_{1000}} \right) \text{ dB}, \\ \Rightarrow T_{100} &= 0.1 T_{1000} \end{aligned} \quad (3.5)$$

Buradan çıkan sonuç şudur: $f=100 \text{ Hz}$ 'deki T_{100} faktörü, $f=1000 \text{ Hz}$ 'deki T_{1000} faktöründen 10 kat daha küçüktür. Bu da aynı zamanda, aynı p_{eff} ses basıncının filtre ardında $f=100 \text{ Hz}$ frekansta, $f=1000 \text{ Hz}$ frekanstakinden on kat daha küçük U gerilimi (sinyelini) yaydığını gösterir.

Seviye olarak A- değerli ses basıncından bahsedersek,

$$L_A = 20 \log \left(\frac{P_{\text{eff}} A}{P_0} \right) \text{ dB} \quad (A) \text{ geçerli olur.} \quad (3.6)$$

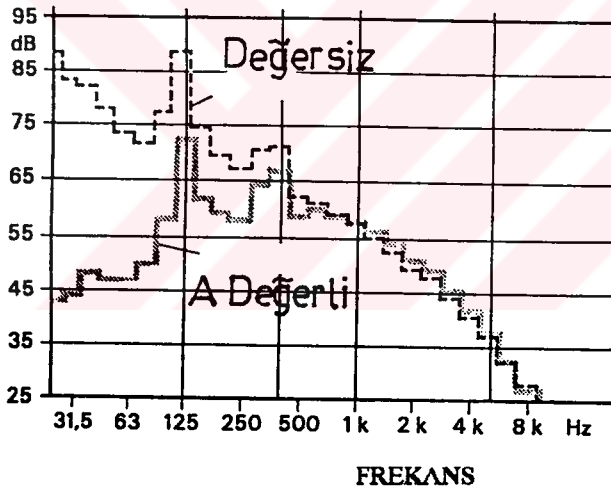
P_{effA} : A- değerli efektif ses basıncı [Pa]

P_0 : Referans ses basıncı: $2 \cdot 10^{-5}$ [Pa]

A- değerinin önemi gereği, dB birimi yerine dB(A) biriminin kullanılması daha doğru olacaktır.

Şekil 3.3'de orta sınıf bir aracın iç gürültü lineer basınç seviyesi değişimine A- değerinin etkisi gösterilmiştir. Görülüyor ki $f=1$ kHz'ın altı değerlerde A-değeri, tipik bir seviye düşüşüne götürmektedir.

SES BASINÇ SEVİYESİ



Şekil 3.3. Kabin gürültüsüne A- değerinin etkisi

3.5. Zwicker Yöntemi

Gürültü kaynağının ses seviyesinden, kulağın bunu algılama miktarı için direk bir sonuç çıkarılmaz. Örneğin aynı ses iki kat arttırıldığında, bu iki kat duyum algılanmasına sebep olmayacaktır.

Bu sebeple deneylerle bir skala elde edilmiştir. Deneklere ses gücünün yarısı ve iki katı miktarlarında uygulamalar yapılmış, hassasiyetlerine orantılı sonuçlar çıkarılmıştır. Bu elde edilen skalanın büyüklüğüne -ses yüksekliği- birimine ""sone" denir.

Referans ses miktarı;

$$L_s = 40 \text{ fon 'dur.} \quad (3.7)$$

Buna uygun ses yüksekliği;

$$S=1 \text{ sone seçilmiştir.} \quad (3.8)$$

L_s ile s arasındaki bağıntılar şunlardır.

$$L_s = 40 + 10 \log_2 S \approx 40 + 33 \log S \quad (3.9)$$

$$S = 2^{0.1 (L_s - 40)}$$

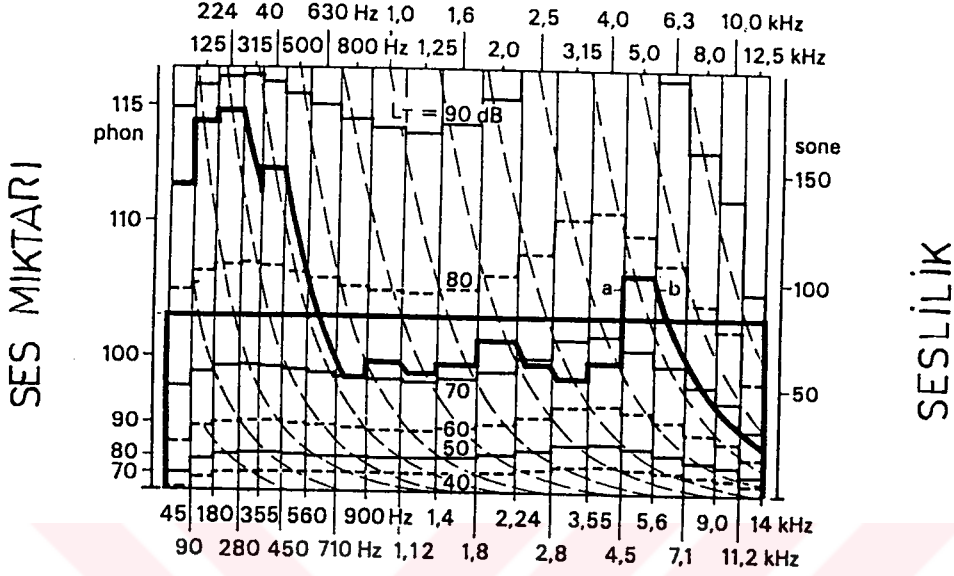
Bu arada bu değerlendirmelerin, sübjektif sonuçlardan yararlanılarak yapıldığı gözden kaçmamalıdır.

Bilinen hesap yöntemleri ile birçok duyum hassasiyeti diyagramları çıkarılmıştır. Bunlar içinde taşıt akustiğinde önemli olan Zwicker diyagramıdır. Zwicker Yöntemi'nde objektif değerlerden ses seviyeleri belirlenmiştir.

Bu yöntemde gürültüler, sübjektif algılanma miktarlara göre sınırlanmıştır. Ses miktarları ise terz seviyesi diyagramından çıkacaktır, yani her terz için çıkan ses seviyelerinin oluşturduğu eğriden okunacaktır.

Şekil 3.4.'de bu yöntemde elde edilmiş bir diyagram vardır. Burada ses miktarı seviyesi direk karşıdan gelen sesin frekans grubuna uygundur.

ORTALAMA FREKANSLAR



SINIR FREKANSLAR

Şekil 3.4. Zwicker'e göre ses miktarının belirlenmesi
DIN 45631

Diyagram L_T terz seviyesi için, dikey yanyana yardımcı doğruları ve grafik konstrüksiyonu için de çizik çizik yardımcı eğrileri ihtiva etmektedir. Absis $f_m = 315$ Hz'den başlayan terz aralıklarına ayrılmıştır. Bunun altındaki terzler doğru değerlendirmelerden şaşabilir. Üst skala bunlara ait ortalama frekansları göstermektedir. Ordinatın solunda ses seviyesi fon olarak yazılıdır. Sağda ses yüksekliği sone olarak yer alır.

Kalın çizgili basamaklı eğri şekilde örnek olsun diye çizilmiştir. Ölçülmüş terz seviyelerinde $f_m = 315$ 'in altındakiler düz-yatay çizilmiştir. Artan frekanslarda yükselen terz seviyeleri dikey bir doğruya tamamlanır, şekildeki -a- doğrusu gibi. Bir yüksek terz aralığında seviye daha düşükse bir birleştirme doğrusu, örneğin -b- gibi, paralel yardımcı eğrilere doğru uzatılır. Bu çizili bölgenin içinde kalan terz seviyeleri kısmen ya da tamamen örtülebilecektir.

Bölüm 4. Taşıt Gürültüsünün Kaynakları

4.1. Önemli Gürültü Kaynakları ve Sesin Yayılımı

Genel olarak taşıt gürültüsü şu ana kısımlarla ortaya çıkar

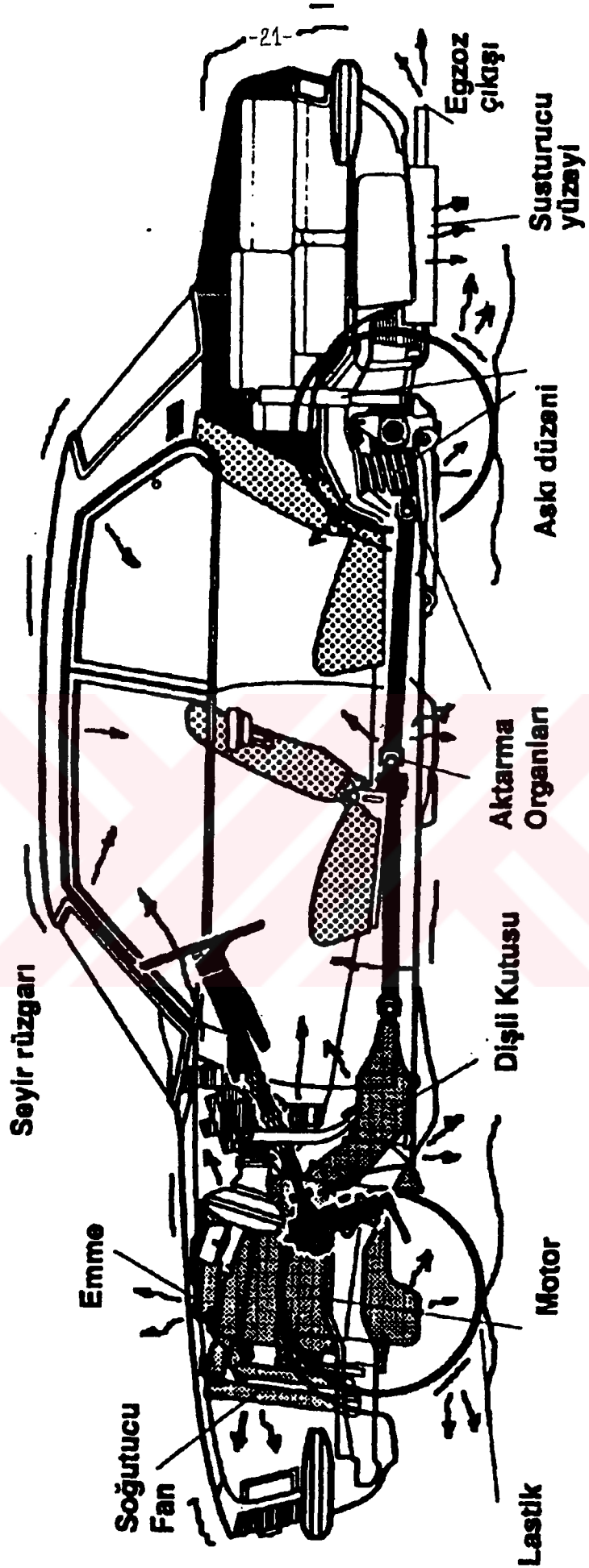
- Mekaniğin (Motor, vites kutusu , havalandırma) gürültüsü
- Egsoz gürültüsü
- Emme sisteminin gürültüsü
- Tekerlek gürültüsü
- Rüzgar gürültüsü

Duran ve rölantide çalışan bir araçta ilk üç kısım, hareket halindeki araçta ise beş gürültü kaynağı beraber olarak ortaya çıkacaktır.

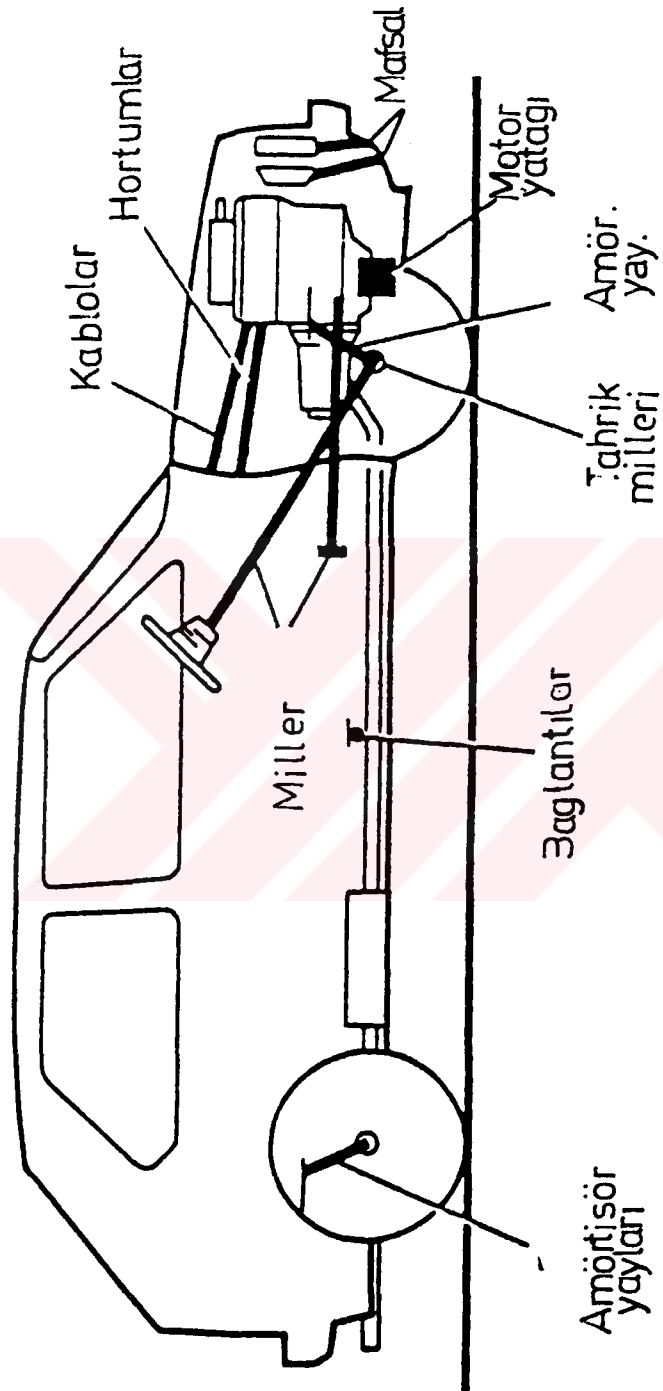
Yukarıda belirtilmiş olan ses kaynakları sesi direkt olarak esasen dış ortama, bunun yanında delikler vasıtasıyla iç ortama yayarlar.

Şekil 4.1'de bir araçta sesi yayan muhtemel kısımlar gösterilmiştir.

Ayrıca taşıt akustiğinde gürültünün yayılım şekli de çok önemli yer tutar. Taşıtlarda gürültünün yayılımı hava yoluyla, karoseri (yapı) yoluyla ve ses köprüleri (amortisörler, dişli kutusu, yataklar, hortumlar, kablolar gibi) yoluyla gerçekleşir. Şekil 4.2.'de taşıttaki bu ses köprüleri görülmektedir.



Şekil 4.1. Taşıtlarda Gürültü Kaynakları (K7)



Şekil 4.2. Taşıtta Ses Köprüleri

Bu ses köprüleri karoserinin çeşitli kısımlarını ses basıncı salınımlarına sürükler, bunlar titreşirler ve oluşan yeni gürültü sekonder ses olarak, örneğin kabinin içinde, yayılmaya devam eder.



Şekil 4.3. Hava sesinin primer halden sekonder hale dönüşümü

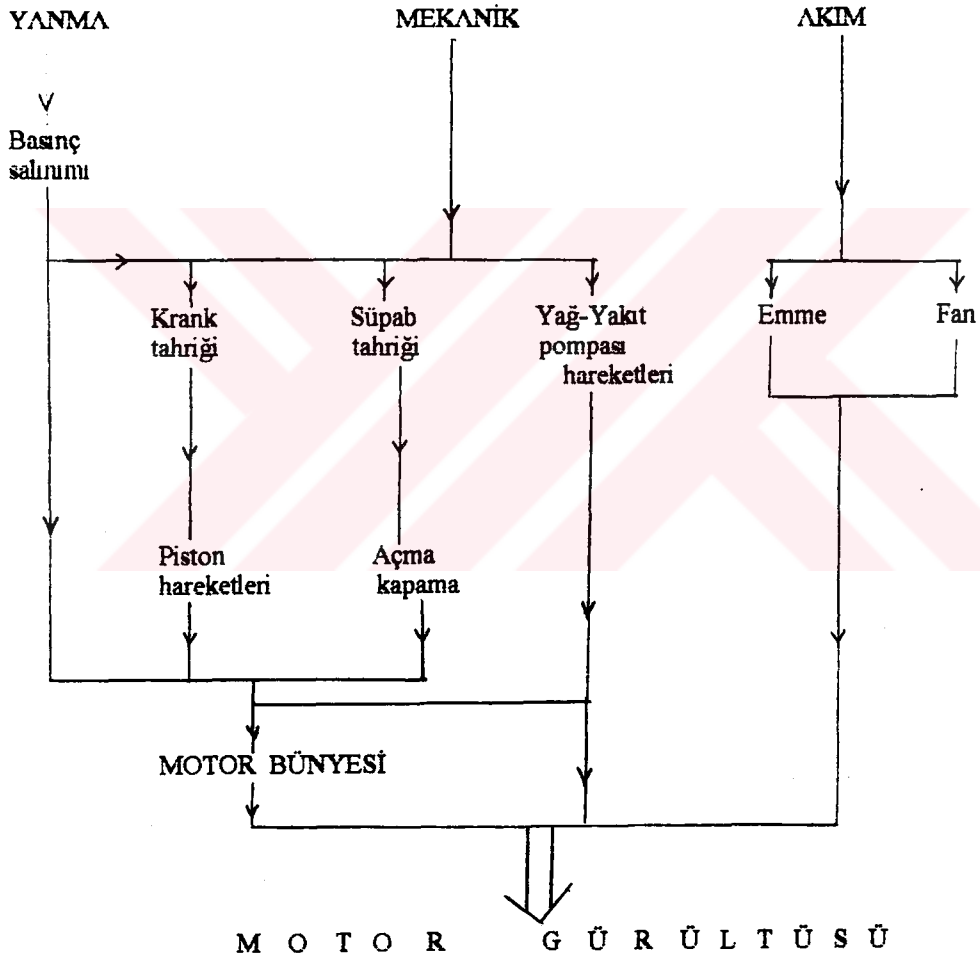
Görüldüğü gibi gürültü kaynakları taşıt kabini iç ve dışına farklı şekillerde etkiler. Bu durumda Taşıt Akustiği Bilimi'ne düşen görev, geçerli bağıntıları tespit etmek ve gürültünün azaltılması için ölçütleri bulmaktır. Bunun için de öncelikle tek tek gürültü kaynakları ele alınıp, sebepleri araştırılmalıdır.

Taşıt akustiğinde sesin hava ve yapı yoluyla yayılımı eşit derecede önemlidir. Kabin içi gürültü için yapı yoluyla sesin yayılımında frekanslar 500 Hz'e kadar ulaşır ki, bunlar alçak frekanslı seslerdir. Buna karşı hava yoluyla yayılan seslerin frekanslarının 12kHz'e kadar varabildiği dikkat çeker.

4.2. Motor Gürültüsü ve Sebepleri

4.2.1. Genel bakış

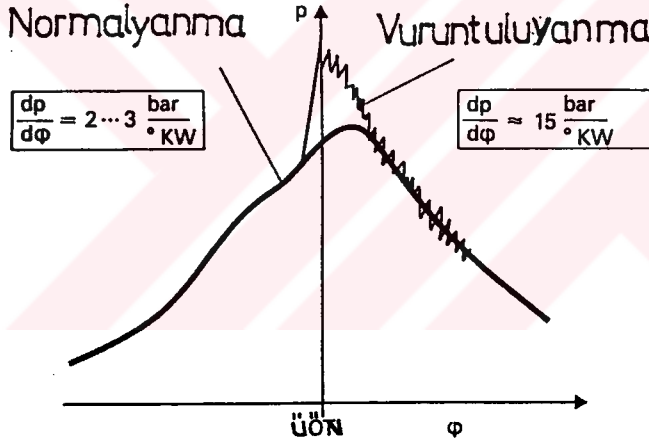
Şekil 4.4.'de bir motorun gürültü emisyonuna dair önemli sebepler şematik olarak verilmiştir. Sebepler görüldüğü gibi yanma, mekanik, akım hareketleridir. Gösterilen bu kaynaklar birleşerek hava ve yapı yoluyla motor gürültüsünü oluştururlar.



Şekil 4.4. Motor Gürültüsünün Oluşumu

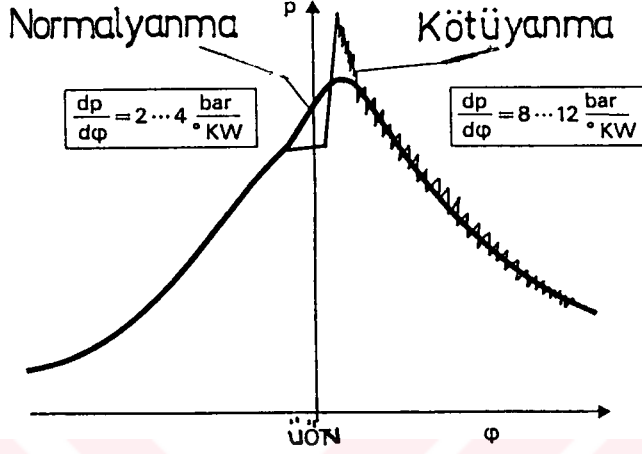
4.2.2. Yanma Esnasında Gürültü

Yanma esnasındaki gürültü silindirdeki basınç akışı ile ilişkilidir. Şekil 4.5'de bir otta motorda derece krank mili açısına bağlı olarak silindir içi basıncının prensip akışı çizilmiştir. Normal yanmada üst ölü noktaya doğru 2'den 3 bar/°KMA'na kadar artış gösteren bir basınç akışı vardır. Maximum basınca üst ölü noktadan sonra ulaşılır. Vuruntulu yanmada ise basınç hemen üst ölü noktanın önünde keskin bir çıkış gösterir ve bu artış 15 bar/°KMA değerine kadar ulaşır. Burada dikkat edilmesi gereken husus, basınca yüksek frekanslı salınımların yüklenmiş olmasıdır.



Şekil 4.5. Otto motorda krank derecesine bağlı yanma basıncı

Diesel motorlarda normal yanmada basınç artışı en çok 4 bar/°KMA değerine ulaşır (Şekil 4.6.). Diesel motorlarda yanma basıncı Otto motorlara göre daha yüksek seyreder. Bu da doğal olarak Diesel motorların daha gürültülü çalışmasına sebep olur.



Şekil 4.6. Diesel motorda krank derecesine bağlı yanma basıncı

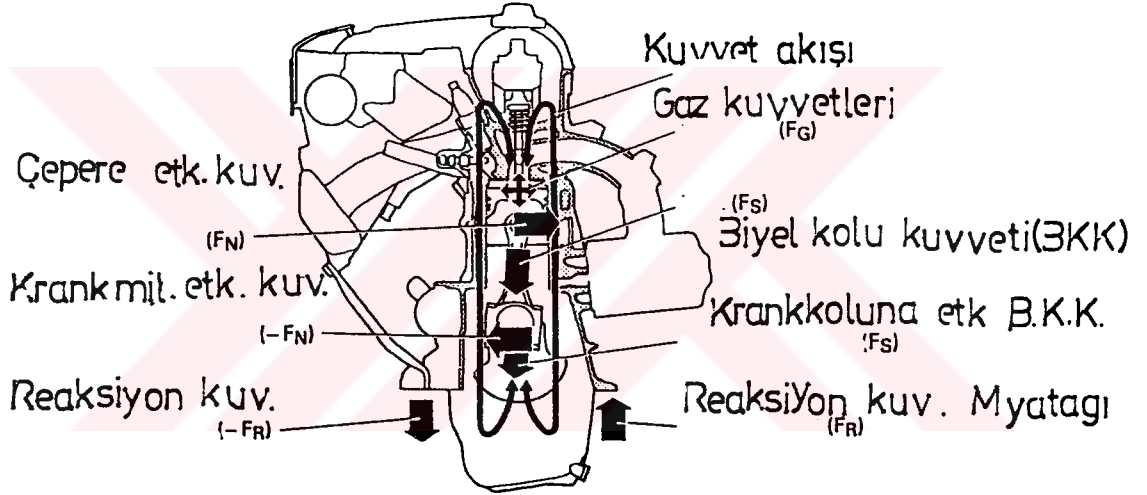
Vuruntulu yanmada eğri yüksek frekanslı basınç salınımları gösterir ve bunlar tipik gürültüleri meydana getirir. Bu olay ilk hareket esnasında çok olur. Ani basınç artışı motor gövdesinden sesin havayla direk yayılımını sağlar. Diğer yandan motor yatağından ses yapı yoluyla karoseriye geçer, sekonder gürültüye yol açar. Bu basınç hareketi motorun ısınmasıyla kontrollü bir hal alacaktır. (K8)

4.2.3. Gaz Kuvvetleri

Taşıt motorundan oluşan titreşimler ve dolayısıyla kuvvetler motorun imaline göre bir frekans yapısına sahiptirler. Bu kuvvet ve titreşimler krank mili devrinin çeşitli kademelerindeki frekanslarına bağlı olarak rahatsız edici kabin içi gürültülere sebebiyet verebilirler.

Motorlarda meydana gelen primer kuvvetler, yanma basıncı ile oluşan gaz kuvvetleri ile krank, biyel, piston hareketlerinden oluşan kütsel kuvvetlerdir.

Basit olarak bu durumu bir motorun pistonu ve silindirinde inceleyebiliriz. Gaz kuvvetleri piston üzerine, silindir kafasına ve silindir çeperine, bunun sonucunda da biyel koluna, krank miline ve yataklara etkir. Bu durumda bahsedilen motor elemanları deformasyona uğrarlar. Olay kapalı bir çevrimde geçtiği için dışarıya bir kuvvet akışı olmaz. Şekil 4.7'de şematik olarak kuvvetler ve kuvvet akışları yönleriyle çizilmiştir.

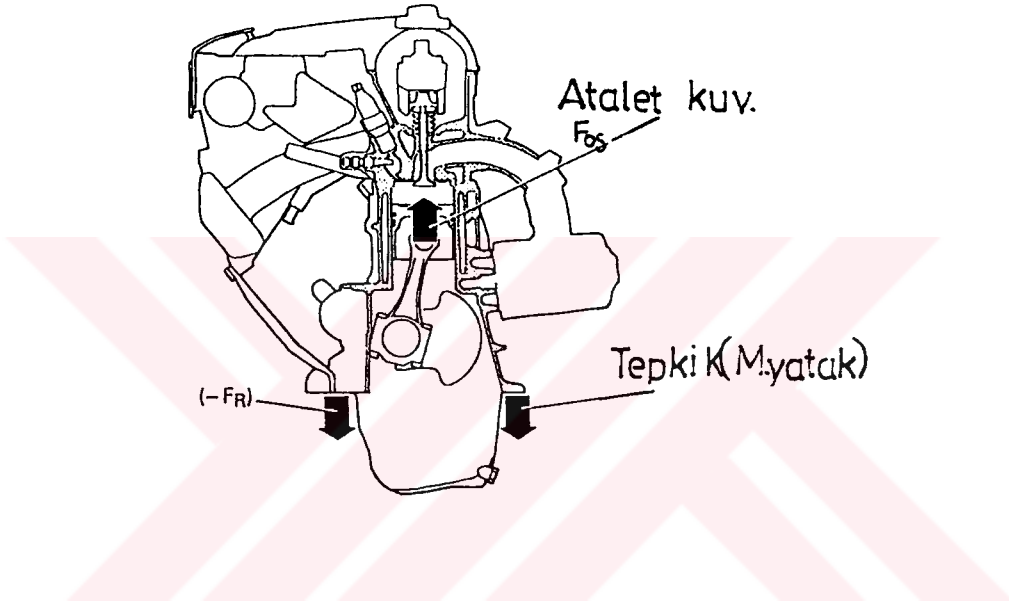


Şekil 4.7 Bir silindirde kuvvet akışı

Motor momentleri üzerinden motor gövdesine kuvvetler etkileyecektir. Biyel kolu vasıtasıyla piston ve motor gövdesinde yanıl kuvvetler oluşur. Bu yanıl kuvvetler yoluyla motor dikey ekseninde bir dönme momenti elde eder. Tüm bu kuvvetlerin reaksiyonları olacaktır. Bunlar da aynı büyüklükte, fakat tam ters yönde olacaklardır. Bu durumda motorun atalet momentleri oluşacaktır. Çok düşük devirlerde ve yüksek basınç salınımlarında motor hissedilir titreşimler yayar ve bunlar motor yatağı üzerinden karoseriye geçer.

4.2.4. Krank Hareketinde Atalet Kuvvetleri

Taşıtın karoserine direk bir kuvvet etkisi, periyodik hareket eden parçalardan oluşan atalet kuvvetleri vasıtasıyla meydana gelir. Bu kuvvetler Şekil 4.8.'deki gibi krank mili ve motor yatağı üzerinden etkir.

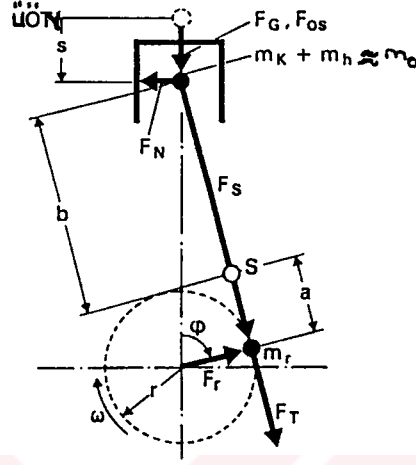


Şekil 4.8. Pistonun yukarı hareketinde kuvvetler

Yüksek devirli motorlarda atalet kuvvetleri periyodik hareket eden parçaların etkilerini yüksek oranda sönümlerler. Kabin içi gürültünün azaltılmasında katkıları doğal olarak vardır.

4.2.5. Tek Silindirli Motorda Kinematik ve Dinamik (K6)

Şekil 4.9. Tek silindirli bir motorda piston-biyel hareketleri, atalet kuvvetleri ideal tarzda gösterilmiştir.



Şekil 4.9. Krank hareketinin ideal şekli

Şekil 4.9.'da F_G gaz kuvveti,

F_{OS} atalet kuvveti

F_S itme kolu kuvveti

F_N piston yarı yüzeyine dik kuvvet

F_r radyal kuvvet

F_T teğetsel kuvvet

S kütle orta noktası

ϕ krank açısı

m_K piston kütlesi

m_h biyel kolu kütlesinin bir kısmı

m_r biyel kolu kütlesinin diğer kısmı (rotasyon kütlesi)

a, b ağırlık merkezi uzaklığı

Krank milindeki atalet kuvvetlerini oluşturan kütlelerden m_K piston kütlesi ve m_p biyel kütlesi yaklaşık olarak pistondaki küçük biyel gözünde ($m_K + m_h$) şeklinde hareketli kütle olarak düşünülebilir. Aynı şekilde-büyük biyel gözünde biyel kütlesinin rotasyon kısmı m_r olarak alınmalıdır. Toplam biyel kütlesi m_p , kısımlarının toplamına ($m_h + m_r$) eşittir.

Bu durumda φ ve α açıları değerleri sıfırdır. O halde

$$S_o = r \cdot \cos \varphi + l \cos \alpha \quad (4.6)$$

$$\varphi = w \cdot t = 2 \pi \cdot t \cdot \frac{n}{60} \quad (4.7)$$

Burada n motor devir sayısıdır (krank mili devri)

Yine resmi incelediğimizde biyel yörünge çapı r ile boyu l arasında şu bağıntıyı tespit ederiz.

$$r \sin \varphi = l \sin \alpha \quad (4.8)$$

İkisi arasındaki orana λ^* dersek;

$$\lambda^* = \frac{r}{l} \leq 1 \text{ olacaktır} \quad (4.9)$$

Burada bildiğimiz bir matematik bağıntımız;

$$\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha = 1 \quad (4.10)$$

yazarsak ve (4.8) bağıntısını buna göre düzenlersek;

$$r \sin \varphi = l \sin \alpha$$

$$\frac{r}{l} \sin \varphi = \sin \alpha$$

$$\lambda^* \sin \varphi = \sin \alpha$$

$$\cos^2 \alpha = 1 - \sin^2 \alpha = 1 - \lambda^{*2} \sin^2 \varphi \text{ çıkacaktır.} \quad (4.11)$$

$$\cos \alpha = \sqrt{1 - \lambda^{*2} \sin^2 \varphi} \quad (4.12)$$

Şu halde (4.5),(4.6),(4.9),(4.12) bağıntılarından piston stroğu s için bir bağıntı çıkarmaya çalışırsak;

$$s = (r+l) - r \left[\cos \varphi + \frac{1}{\lambda^*} \sqrt{1 - \lambda^{*2} \sin^2 \varphi} \right] \text{ olur.} \quad (4.13)$$

Köklü ifadeyi çözmek için bunu seriye açmalıyız.

$$\frac{1}{\lambda^*} \sqrt{1 - \lambda^{*2} \sin^2 \varphi} = \frac{1}{\lambda^*} - \frac{\lambda^*}{2} \sin^2 \varphi - \frac{\lambda^{*3}}{2} \sin^4 \varphi - \frac{\lambda^{*5}}{2} \sin^6 \varphi \dots \quad (4.14)$$

Eğer $\sin \varphi$ değerleri için şu trigonometrik ifadeleri kullanırsak;

$$\sin^2\varphi = \frac{1}{2} (1 - \cos(2\varphi))$$

$$\sin^4\varphi = \frac{1}{8} (3 - 4\cos(2\varphi) + \cos(4\varphi))$$

$\sin^6\varphi = \frac{1}{32} (10 - 15\cos(2\varphi) + 6\cos(4\varphi) - \cos(6\varphi))$ ve bunları (4.14)'de yerine koyarsak

$$s = (r+l) - r \left[A_0 + \cos\varphi + \frac{A_2}{4} \cos(2\varphi) + \frac{1}{16} A_4 \cos(4\varphi) + \frac{1}{36} A_6 \cos(6\varphi) + \dots \right] \quad (4.16)$$

Matematiksel analizler yapıldığında A_i değerleri olarak şunlar elde edilir.

$$A_0 \approx \frac{1}{\lambda^*}$$

$$A_2 \approx \lambda^*$$

$$A_4 \approx -\frac{1}{4} \lambda^{*3}$$

$$A_6 \approx \frac{1}{14} \lambda^{*5} \quad (4.17)$$

Bu yaklaşımların hepsi $\lambda^* \leq 1$ olduğu için geçerlidir. A_0 değeri dışındakiler için; ($i=1,2,3,\dots$)

$$A_{2i} = 4 \cdot \sum_{n=1}^{\infty} (-1)^{n-i} \left(\frac{1}{2} \right)^n \binom{2n}{n-1} \left(\frac{\lambda^*}{2} \right)^{2n-1} \text{ geçerlidir.} \quad (4.18)$$

Burada (4.16) ifadesinden yararlanarak, zamanı da ifadeye katmak suretiyle piston hızı u için şu ifadeyi yazabiliriz.

$$u = r \cdot \omega \left[\sin\varphi + \frac{1}{2} A_2 \sin(2\varphi) + \frac{1}{4} A_4 \sin(4\varphi) \dots \right] \quad (4.19)$$

Bu ifadenin zamana göre türevini alırsak; piston ivmelenmesini (a) elde ederiz.

$$a = r\omega^2 [\cos\varphi + A_2 \cos(2\varphi) + A_4 \cos(4\varphi) \dots] \quad (4.20)$$

Buradan salınıma maruz m_0 kütesinin atalet kuvvetinin Fos hesabına geçebiliriz.

$$F_{os} = -m_0 \cdot a$$

$$= -m_0 r\omega^2 [\cos\varphi + A_2 \cos(2\varphi) + A_4 \cos(4\varphi) \dots] \quad (4.21)$$

Bu elde ettiğimiz değer; 4.10 resmindeki modelimizde, piston içinde düşünülmüş olan bir m_0 kütesine etkiyen atalet kuvvetidir.

Tek silindirli motordaki bu atalet kuvveti bir çeşit serbest kuvvettir ve bu kuvvet motorun yerleşim elastikiyeti tarafından yutulmak mecburiyetindedir.

4.2.6. Çok Silindirli Motorlarda Atalet kuvvetleri

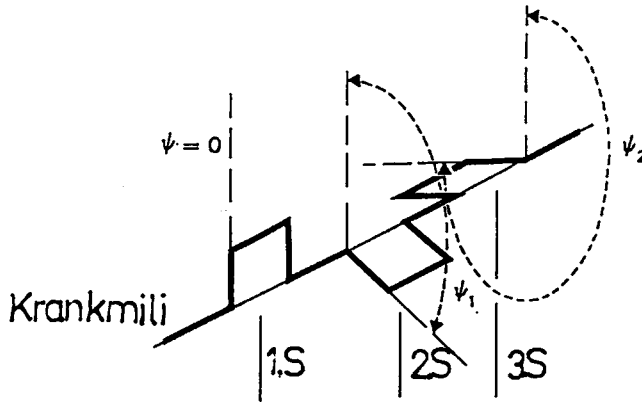
Çok silindirli motorlarda atalet kuvvetleri her silindir için ayrı ayrı söz konusudur, ama sonuçta birbirlerini tamamlayacaklardır. Bu kuvvetlerin birbirine eklenmesinde krank yıldızı ve ateşleme sırası da tayin edicidir. Buradaki amaç: silindirlerdeki atalet kuvvetlerinin birbirini dengeleyici şekilde, krank mili açılarının ayarlanması olmalıdır. Aksi taktirde dengelenmemiş kuvvetler serbest olarak motor yatağına etkileyeceklerdir.

Şekil 4.11. de 3. silindirli bir motor görülmektedir. Fazları takip edersene her silindirde oluşan atalet kuvvetleri birbirine toplanırlar. Z adet silindirli bir motor için i. faz (krank) açısı:

$$\psi_i = \frac{4\pi}{z} (i-1) \text{ 'dir} \quad (4.22)$$

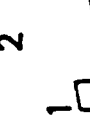
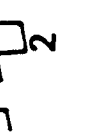
Atalet kuvveti F_{os} , bu durumda şöyle oluşacaktır.

$$F_{os_i} = -m_o r w^2 [\cos(\varphi + \psi_i) + A_2 \cos [2(\varphi + \psi_i)] \dots + A_K \cos (K(\varphi + \psi_i)) + \dots] \quad (4.23)$$



Şekil 4.11. 3 Silindirli motorda krank mili açıları

Pratikte ağırlıklı olarak şema 4.12.'de gösterilen haller ortaya çıkar. Burada çok silindirli sıralı motorlar, değişik krank milleri, ateşleme aralıkları, sıçramaları, bunlara uygun 2. düzene kadar olan serbest kuvvet ve momentler gösterilmiştir.

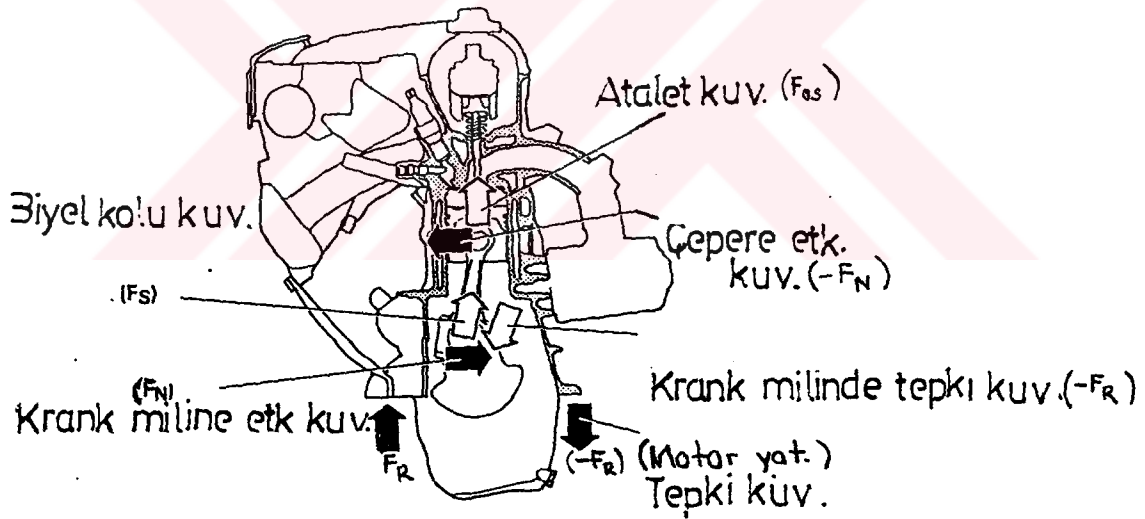
Sil. Sayısı	Krank Şeması	Ateşl. Aralığı	Ateşleme Sırası	Düzen	
				Serbest Kuvv	Serbest Moment
1		720°	1	1., 2.	—
2		360°	1/2	1., 2.	—
3		180°, 540°	1/2	2.	1.
4		240°	1/3/2	—	1., 2.
5		180°	1/2/4/3 1/3/4/2	2.	—
6		144°	1/3/5/4/2	—	1., 2.
6		120°	1/5/3/6/2/4 1/5/4/6/2/3 1/2/3/6/5/4 1/2/4/6/5/3	—	—

Şekil 4.12. Sıralı motorlarda serbest kuvvet ve moment düzenleri

Günümüzde genellikle 4 silindirli sıra motorlu araçlarda 2. düzen kuvvetlerine rastlanır. Taşıt tekniği gelişiminde 2. düzen hormonilerine göre çalışılmaktadır. Bu düzen kuvvetlerin oluşturduğu motor hareketleri geniş ölçüde motor yatağı elastikiyeti ile yutulmalıdır. Sadece küçük bir kısmı bu durumda karoseriye ulaşabilecektir.

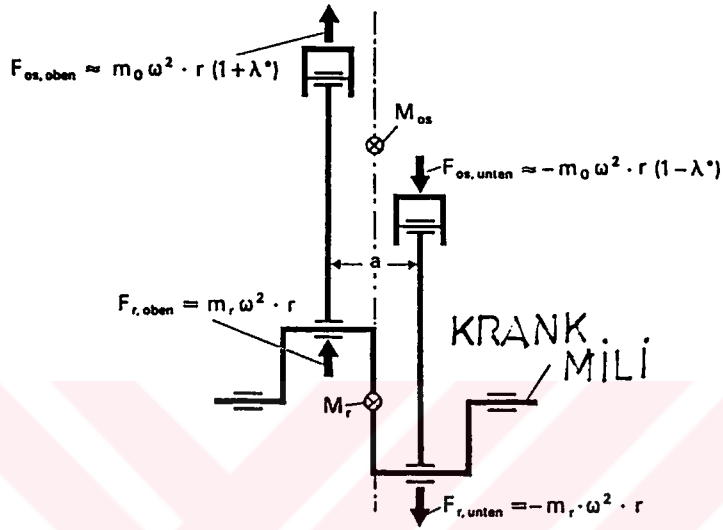
4.2.7. Atalet(Kuvveti)Momenti

Atalet kuvvetlerinin teğetsel komponentleri, şekil 4.13'görüldüğü gibi, krank mili boyuna ekseni yönünde bir ~~atalet~~ moment oluştururlar. Bu moment gaz kuvvetleri momentine iletilir ve bu motor yatağından karoseriye geçen motor boyuna etkiyen diğer bir momente sebep olur.



Şekil 4.13. Bir motorda kuvvetler

Şekil 4.14 de görüldüğü gibi motorun dikay eksenine etkiyen kuvvet çiftleri ve momentleri vardır. Burada F_{os} kuvvetleri atalet, F_r kuvvetleri rotasyon yapan kütlelerin oluşturduğu kuvvetlerdir.



Şekil 4.14 de iki silindirli motorda motor dikey eksenindeki kuvvet ve momentler

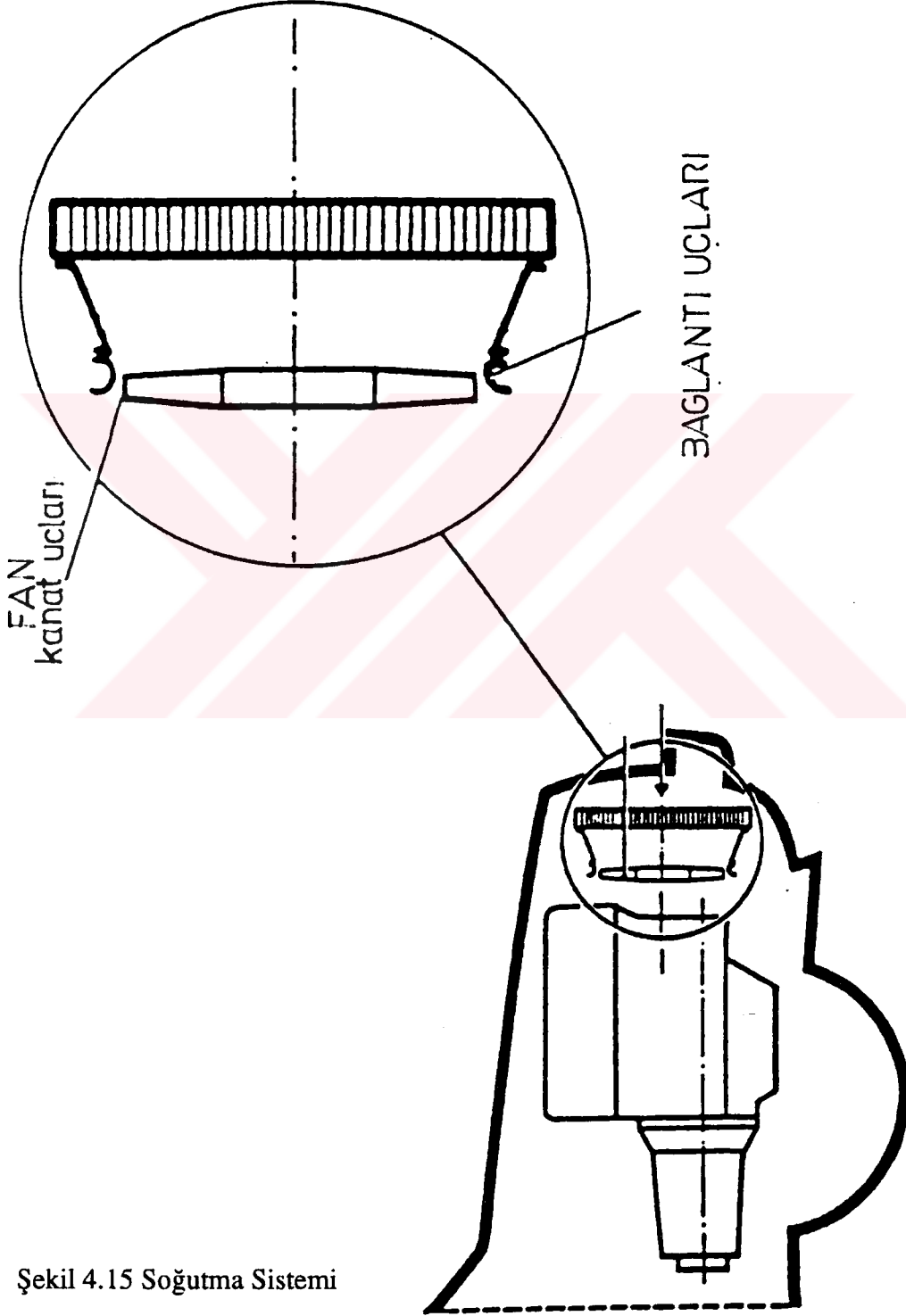
4.3. Vites Kutusu Gürültüleri

Günümüz taşıtlarının vites kutularından kayda değer gürültülerin dışarıya ulaştığı çok nadirdir (Geri vites hariç). Dolaylı olarak bir gürültü kaynağı parçacığı olarak düşünülebilir. Sadece dişlilerde, hava ve yatak sürtünmelerinden çok düşük sesler oluşabilir. Kısmen de buna dişli yatağının oluşturduğu yapı sesi eklenebilir.

Dinamik dişli kuvvetleri uygun reaksiyon kuvvetlerinin yatakta oluşturduğu dalgalarla dengelenmektedirler.

4.4. Soğutma Sisteminin Gürültüsü

Diğer bir önemli gürültü kaynağı soğutma sistemidir. (Şekil 4.15) Ana gürültü kaynağı pervane gövdesinin radyatörle birleştiği uçlardır.

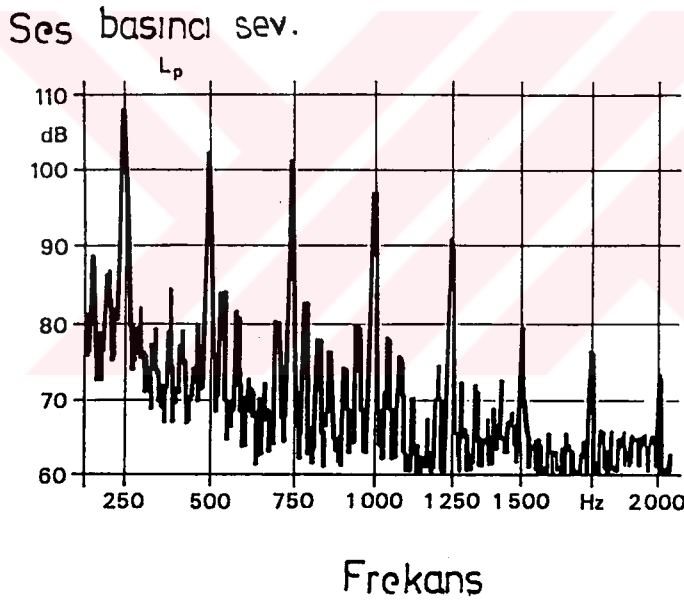


Şekil 4.15 Soğutma Sistemi

Buralarda sese sebep olan değişken basınçlar ve girdaplar oluşur. Buna bir de radyatör gövdesine çarpıp ortaya çıkan sekonder hava sesi olarak, akım gürültüleri eklenir.

Her pervane devri için bir temel salınım ve buna bağımlı harmonik salınımlar hareket alırlar. Bunların frekansları ise temel frekansdan kat kat fazladır.

Şekil 4.16. da sabit $n = 25000$ d/devirli ve 6 kanatlı bir pervanenin gürültü analizi mevcuttur.



Şekil4.16 Fan Gürültüleri Spektrumu

Toplam gürültüde pervanenin payının çokluğu göz önüne alınarak, motorun fazla ısınması ile, ancak soğutma sistemi çalıştırılır. Ve bu işlem bazı taşıtlarda çift basamaklı olarak yapılır.

4.5. Egzos Gürültüleri

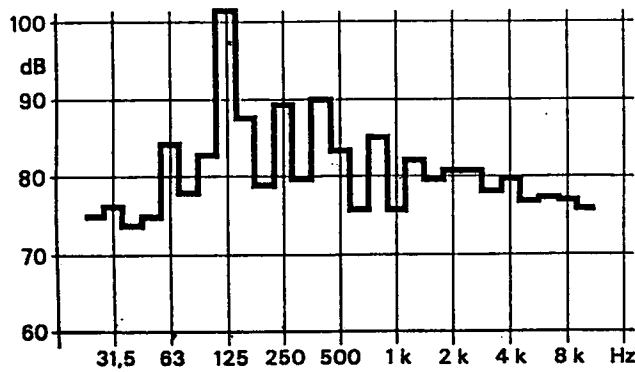
Taşıtlarda bir diğer etkili gürültü kaynağıda egzoslardır. Aşağıda belirtilen kısmi gürültü seviyeleri egsoz sistemlerinin toplam gürültü miktarını meydana getirirler.

- 1- Motor-Borular-Susturucu sisteminde meydana gelen basınç değişimleri ve akım olaylarının oluşturduğu (primer hava sesi olarak) egsoz sistemi çıkış ağzı gürültüsü
- 2- Susturucudan çeper yüzeyinin hava yoluyla yayılan seslerle titreşimi ve bunun sonucunda sekonder hava sesi olarak egsoz sisteminin diğer kanal yüzeylerinde meydana gelen üst yüzey gürültüsü
- 3- Motordan egsoz sistemine diğer imal parçalar vasıtasıyla (katı cisim yoluyla iletilen sesler) ulaşan seslerin sekonder hava sesi olarak egsoz sistemi borusu üst yüzeyinde oluşturduğu gürültü.

Esasen egsoz sisteminde gürültüye sebebiyet veren fiziksel mekanizma, egsoz sübaplarının açılımlında silindir içindeki yüksek basınçta yanma gazlarının yaptığı genişleme işlemidir. Bu durumda ortaya çıkan basınç darbeleri, egsoz sisteminde sayısız refleksin altındaki gerçektir.

Yukarıda belirtilmiş olan kısmi gürültülerin frekans spektrumları oldukça geniştir. Şekil 4.17 de buna örnek olarak sabit devirli bir motorda egsoz çıkış gürültü frekansları verilmiştir.

Ses basıncı sev.



Frekans

Şekil 4.17. Egsoz çıkışında ses seviyeleri

Burada görülen ortalama 125 Hz'lik egzoz frekansında seviyenin 100 dB'nin üzerine çıkmış olduğudur. Genel olarak bu frekansların 12 kHz 'e kadar ulaştığı bir gerçektir. Bu bölgede motor temel frekans salınımlarının yanında ileri-geri hareket eden, reflekte olan dalgaların oluşturduğu kısmi frekansların varlığı gözden kaçmamalıdır.

Akustikte egzoz sisteminin ana görevi, genişleme esnasında atık gazların oluşturduğu gürültüyü etkili biçimde azaltmaktır. Bu durumda göz önüne alınması gereken noktalar şunlardır.

- 1- Egzoz susturucu ve borularının oluşturduğu karşıt basınç motorda önemli güç kayıplarına yol açmamalıdır.
- 2- Egzoz sistemi korozyon ve mekanik salınımlara dirençli, uzun ömürlü olmalıdır.
- 3- Egzoz sistemi hafif, küçük, mümkün olduğunca ucuz olmalıdır.

4.6. Tekerlek-Yol Gürültüleri

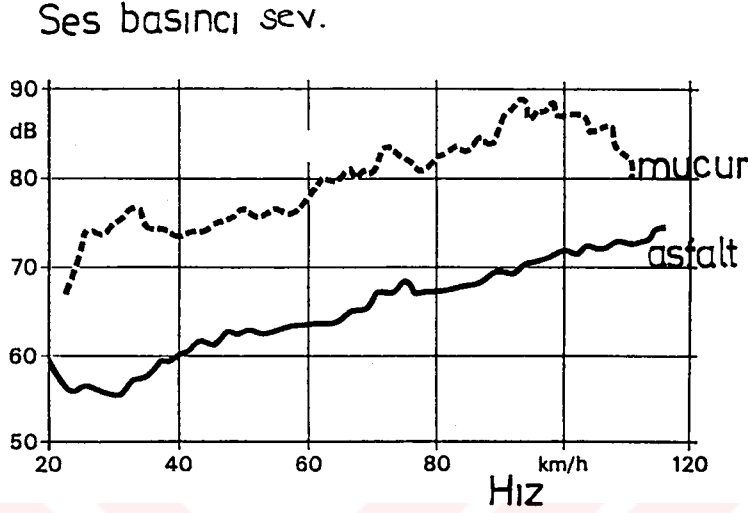
4.6.1. Genel Bakış

Tekerlek gürültüsü taşıt gürültü seviyesine etkileyen önemli bir gürültü kaynağıdır. Bu gürültü şunlara bağlıdır:

- 1- Lastikler (Profili, Genişliği...)
- 2- Taşıt hızı
- 3- Kaplama
- 4- Taşıt yolunun durumu

Islak zeminde dış gürültü seviyesi kuru zemine göre 10 dB (A) değerine kadar yüksek değerlere ulaşır.

Şekil 4.18 'de kaplamanın tekerlek gürültüsüne etkisi görülmektedir.



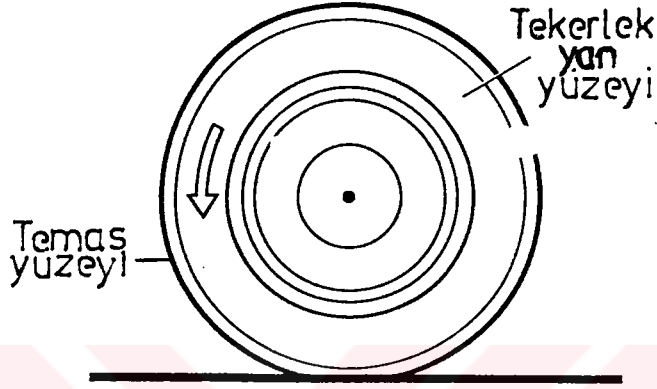
Şekil 4.18 Bir araçta kaplamanın tekerlek gürültüsüne etkisi

Tekerlek yuvarlanma gürültüleri kabin içine de etkirler. Bu gürültülerin oluşum mekanizmaları modern analiz metodlarına rağmen günümüzde tamamen çözümlenememiştir.

4.6.2. Tekerlek Salınımları

Taşıt yolunun düzgün olmamasının oluşturduğu salınımlar özellikle tekerlek hareket yüzeyi çevresinde ortaya çıkarlar. Profiller tek tek periyodik hareketler yaparlar ve profiller arası bölgeciklerdeki havanın titreşimine yol açarlar. Bu salınım halindeki hava ısıklık benzeri yüksek frekanslı bir gürültü yaratır. Ve bu olaya hava rezonans yayılımı adı verilir. Hava sütunlarının boyu ton miktarı üzerinde önemli olduğu için, oluşturduğu gürültü spektrumu profil şekline bağlıdır.

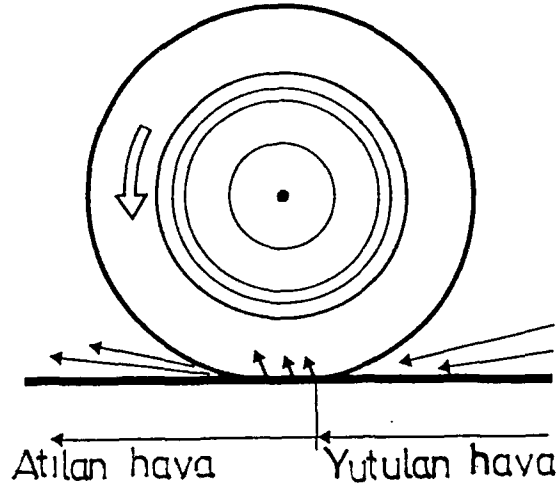
Şekil 4.19'da titreşimlerin olduğu tekerlek kısımları gösterilmiştir.



Şekil 4.19 Titreşimlere maruz tekerlek kısımları

4.6.3. Tekerlek Temas Yüzeyinde Hava Hareketleri

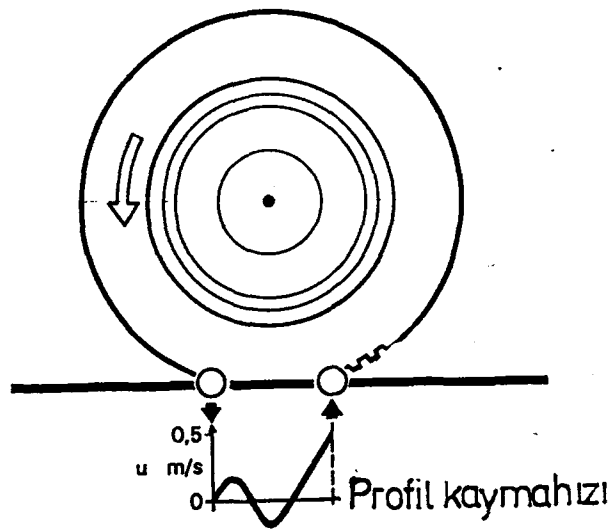
Şekil 4.20'de kaplamayla temas yüzeyinde hava hareketleri gösterilmiştir. Yol pürüzleri ve profil boşluklarından geçen hava yine sol tarafta bu boşluklardan dışarıya fırlatılmaktadır. Sağ tarafta ise havanın profillerce emilmesi görülmektedir.



Şekil 4.20 Tekerlekte hava hareketleri

4.6.4. Kayma Olayları

Profil elemanlarının kayması esnasında da gürültüler meydana gelir. Fakat bu olay sadece tekerler-yol temas yüzeyinde olacaktır.



Şekil 4.21 Tekerlek profil elemanlarının kayma olayı

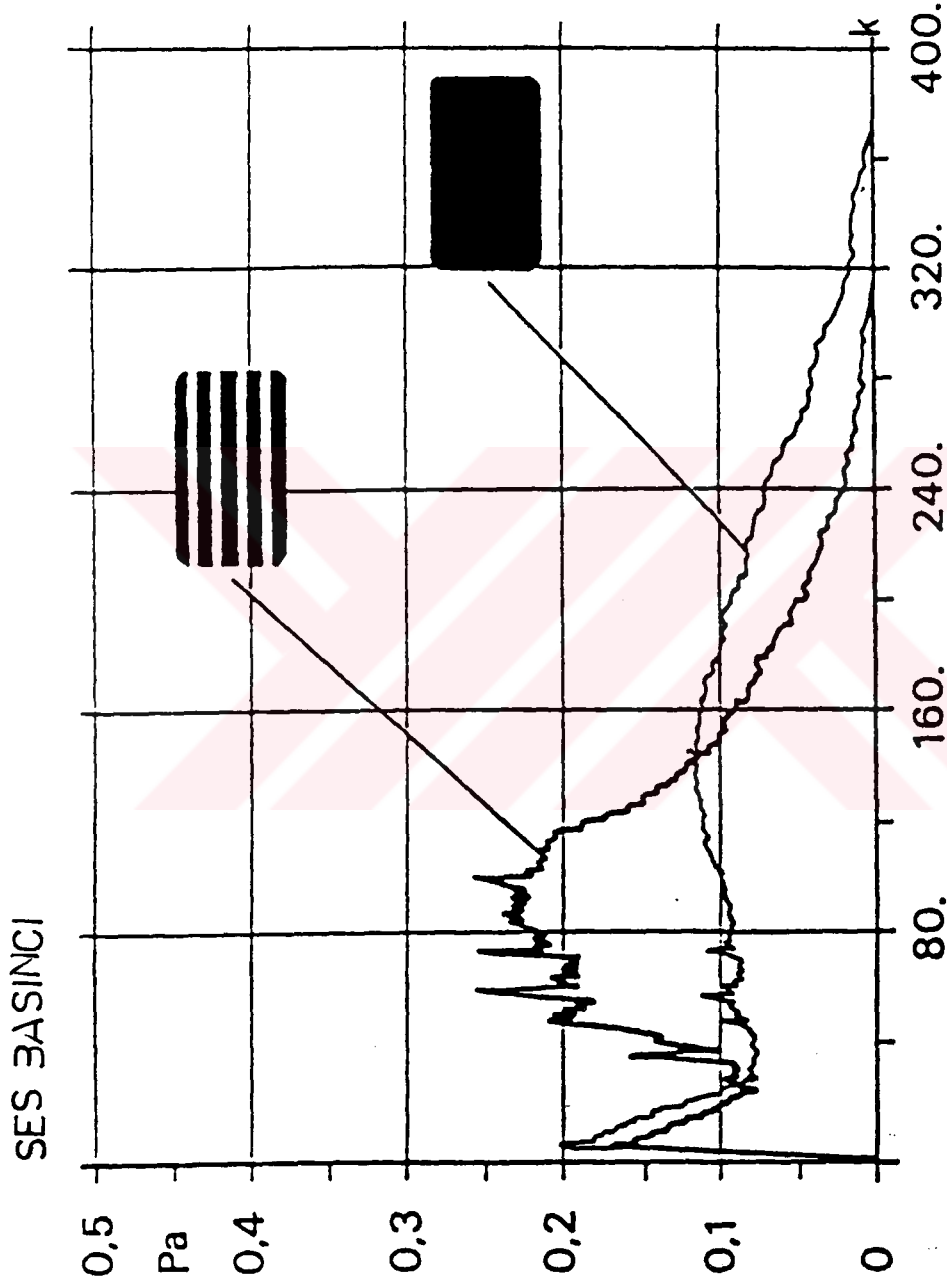
Tekerlek saat yönünün tersine belirli bir çevre hızıyla döner. Şeklin alt kısmına dikkat edilirse temas yüzeyinde kayma hareketi yapan bir profil elemanının relatif hızı verilmiştir. Profil elemanının hızı hareket yüzeyi yönünde pozitif, yani tekerlek hızının tersi yönündedir. İlk esnada, eleman sağa doğru kaymaktadır. Yaklaşık dönme noktasının altlarında relatif hızı sıfır olmakta, durmakta ve ardından hareket yüzey hızının tersi yönünde hareket etmektedir.

4.6.5 Yuvarlanma Gürültüsüne Tekerlek Devrinin Etkisi

Eğer bu etkiye k dersek, bu durumda k ; gürültü spektrumun dan bir f frekans değerinin, tekerlek devri n 'den hesaplanacak referans frekansa bölümünden oluşacaktır.
($k = f / \frac{n}{60}$)

Bu çeşit gürültü analizleri değişik profili tekerleklerin yoldaki hareketlerinde incelenmektedir. Ses basıncı tekerlek yakınında ölçülüp, analiz edilmektedir.

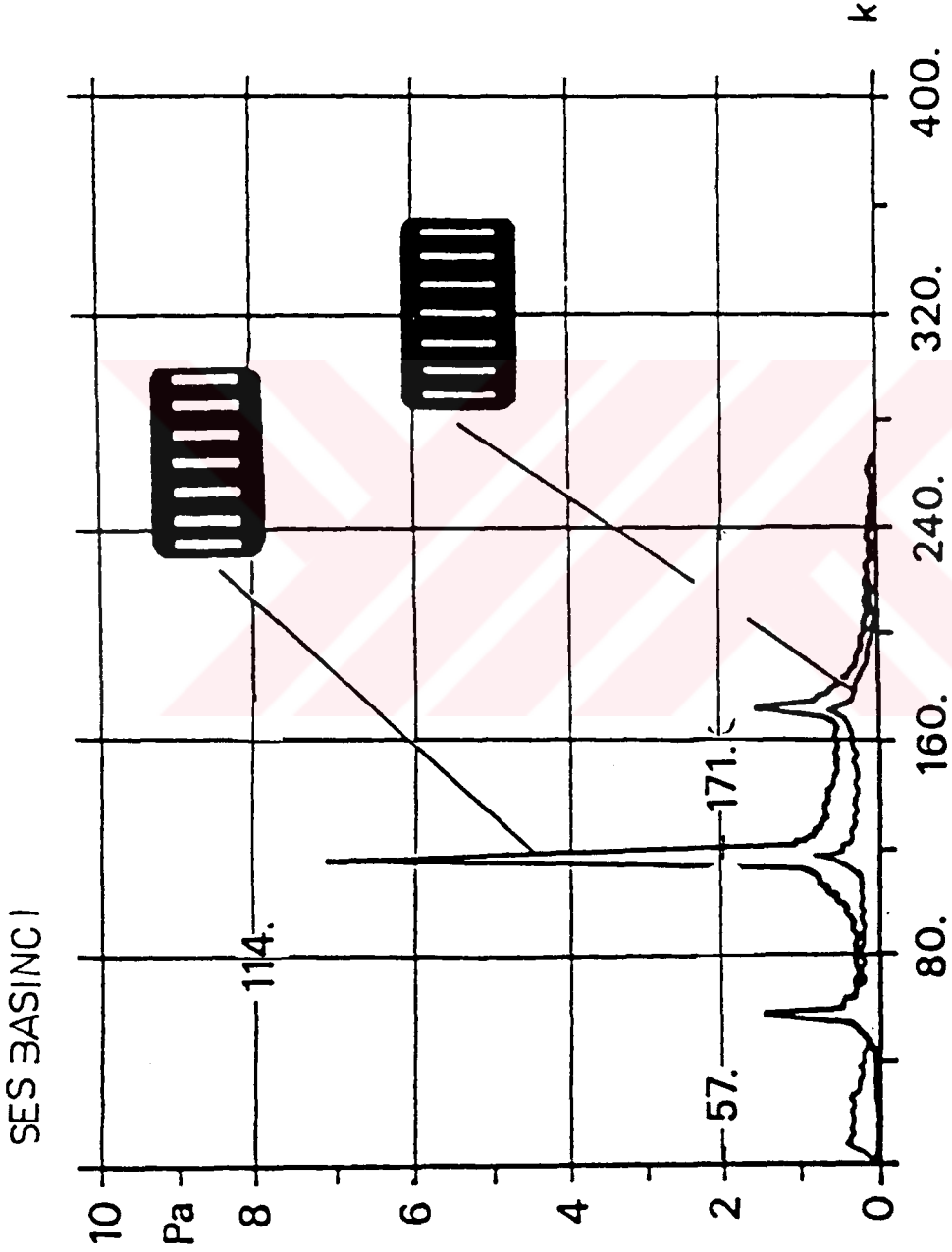
Şekil 4.22'de örnek olarak,profilli ve profilsiz iki çeşit tekerleğin tekerlek devrine bağlı olarak ortalama ses basınç değerleri gösterilmiştir. Profilsiz göre profilli tekerlekte 30-150 devirler arası bir yükseliş, 150'den sonra belirgin bir düşüş izlenmektedir. Bu düşüşün sebebi devrin artmasıyla beraber profilli tekerleğin sürtünme için diğerine göre daha az kuvvete ihtiyaç duymasıdır.



Şekil 4.22. Hareket halindeki taşıtta tekerlek profillerinin gürültü seviyeleri

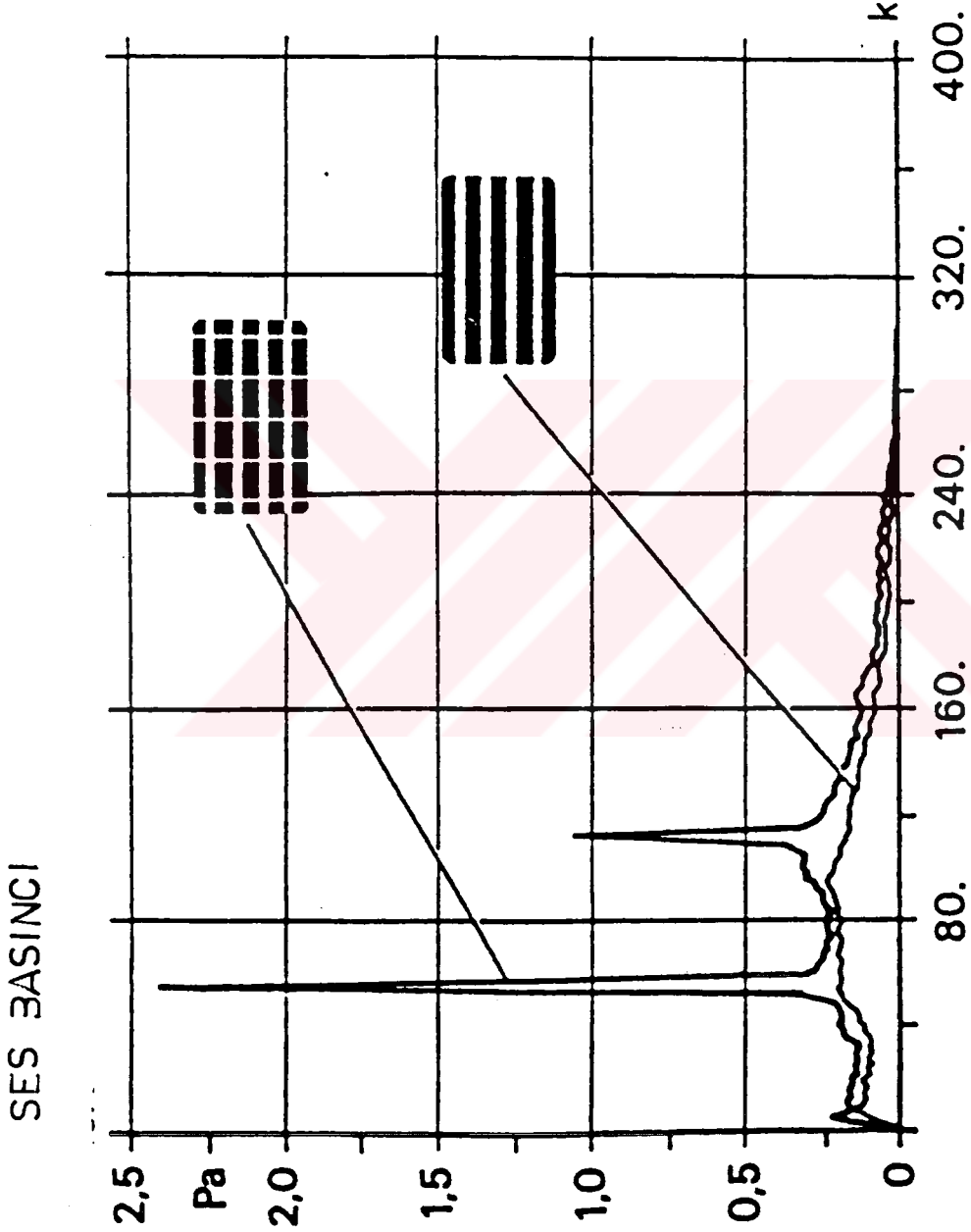
(K5)

Enine izler dikkate alındığında şekil 4.23 'ü incelememiz gerekir. Görülüyor ki aynı k değerlerinde daha yüksek basınç seviyeleri oluşmaktadır.



Şekil 4.23 Farklı genişlikteki profillere haiz tekerlekte gürültü eğrileri

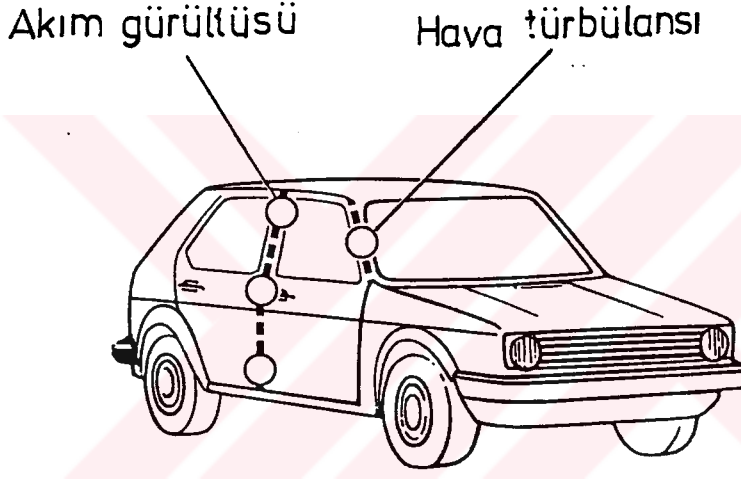
Şekil 4.24'de ise boyuna izli bir tekerlek ile hem enine hem boyuna izlere haiz bir tekerlek karşılaştırılmıştır. Bu değerlendirmeler bize daha az gürültüye sebep olacak tekerlekler üretmemizde ışık tutacaktır.



Şekil 4.24. Boyuna profilli (4 mm) ve boyuna (4 mm) enine (1 mm) profilli iki ayrı tekerleğin gürültü seviyeleri (K5)

4.7. Rüzgar Gürültüleri

Rüzgar gürültüleri kabin dışından çok, kabin içi gürültülere sebep olurlar. Taşıt hareket halinde iken oluşan rüzgar sebebiyle karoserinin kenarları ve duvarlarında hava akım ve girdapları oluşurlar. Bunlar yüksek frekanslı gürültülerin nedenleridir. Hava akım ve girdaplarının oluşturduğu türbilanslar şekil 4.25'de karoseri üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 4.25 Rüzgarın oluşturduğu gürültüler

Ayrıca tavanda hava girdabı yoluyla ortaya çıkan patırtılı sesler yayılır.

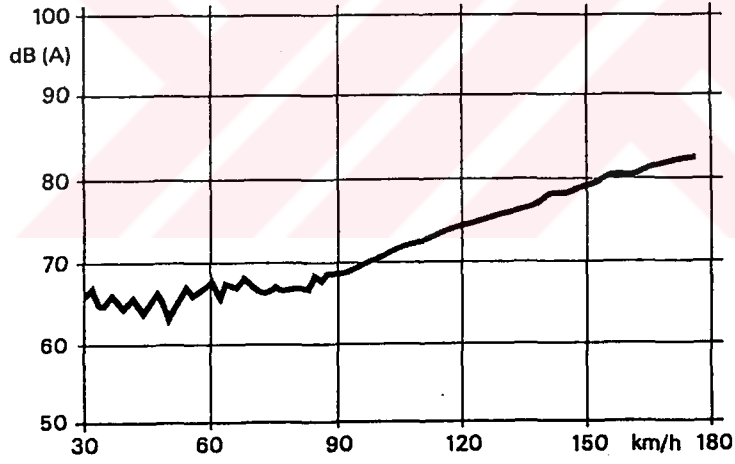
Rüzgar gürültüleri hızın karesi olarak yaklaşık artış gösterirler. Yüksek hızlarda bu yüzden büyük değerlere ulaşırlar.

Çoğu zaman tam oturtulmamış kapılar yüzünden kabin içine ses yolları açılmış olur. Tabii bu durum taşıtın hızına bağlı motor ve yuvarlanma gürültüleri ile beraber incelenmelidir.

Rüzgar gürültüsü duran araçta rüzgar kanalları üzerinden yapılmaktadır. Bu durumda diğer gürültü kaynakları doğal olarak etkisizdir.

Şekil 4.26'da kabin içi gürültü seviyesinin değerleri rüzgar hızına bağlı olarak orta sınıf bir araçta incelemeye tutulmuştur.

Ses basıncı sev.



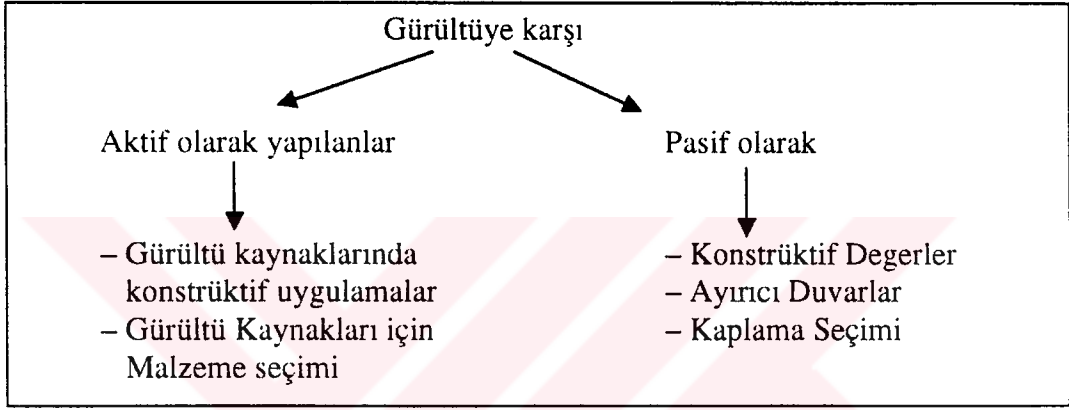
Rüzgar hızı

4.26 Rüzgar hızına bağlı A değerli kabin gürültüsü (Rüzgar kanallarında)

Bölüm 5. Taşıtta Sese Karşı Korunma

5.1. Taşıtta Gürültüye Karşı Korunum

Taşıt içinde gürültüye karşı günümüzde aktif ve pasif korunma teknikleri uygulanmaktadır.(Şekil 5.1)



Şekil 51 Taşıtta Gürültüye Karşı Metodlar

Burada aktif korunumdan kastedilen, gürültü kaynaklarının ses yaymasını azaltmayı hedefleyen tüm değerlerdir. Konstrüktif ölçütler ve malzeme seçimi bu değerleri temsil ederler. Diğer yandan pasif korunma dan anlaşılması gereken, gürültünün algılayıcıya (kişiye) ulaşmıncaya kadar indirgenmesini amaçlayan uygulamalar işidir.

Sesin indirgenmesi taşıt içi duvarlardaki, örneğin motor ile kabini ayıran duvardaki, refleksiyonlarda önem kazanır. Titreşim geçişi için refleksiyon ne kadar büyükse ses indirgenmesi temelde o kadar iyidir. Tabii bu durumda ses empedansı çok kuvvetli değişimler göstermelidir. Ayırma duvarındaki her bir delik sesin azaltılmasını farkedilir fazlalıkta kötü etkiler. Ayırma duvarı için sesin azaltılmasına dair yapılacak konstrüksiyon uygulamalarında, bu yüzden tüm deliklerin düzenli bir şekilde, doldurulması kapatılması gereklidir. Pratikte bu mümkün değildir, çünkü teknik sebeplerden bu duvarda pek çok delikler bulunmalıdır. Gaz pedalı, fren pedalı

direksiyon mili için gibi.

Taşıt içinde ve kısmen motor bölümünde ses yutucu ve yansıtıcı malzemeler bulunmaktadır. Bunlar hem homojen, hem de gözenekli materyeller olabilirler.

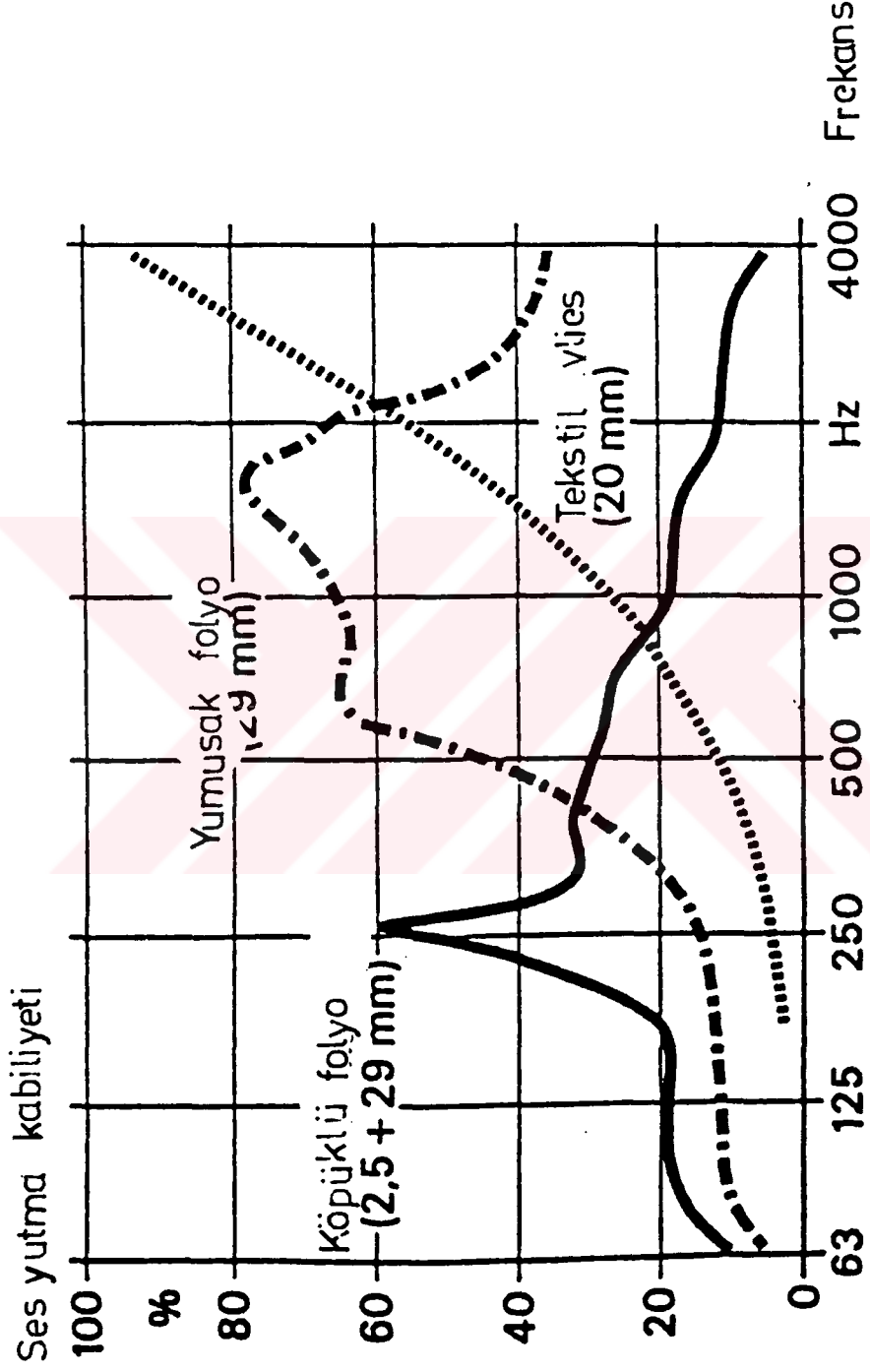
Taşıt tabanına da ses yutucu özelliğe haiz malzemeler yerleştirilir. Bunlar sadece karoseriden gelecek ses yansımalarını indirgemezler, diğer yandan taşıt altından gelecek su-çamur çarpma gürültülerini de azaltırlar.

Kullanılacak malzemenin ses yutma derecesi kuvvetle frekansa bağlıdır. Kimi malzemelerin yüksek frekanslarda yüksek ses yutma kabiliyetleri vardır ki, bunlar uygulamalarda ön plana çıkar.(Tekstil Vlies) (Şekil 5.2)

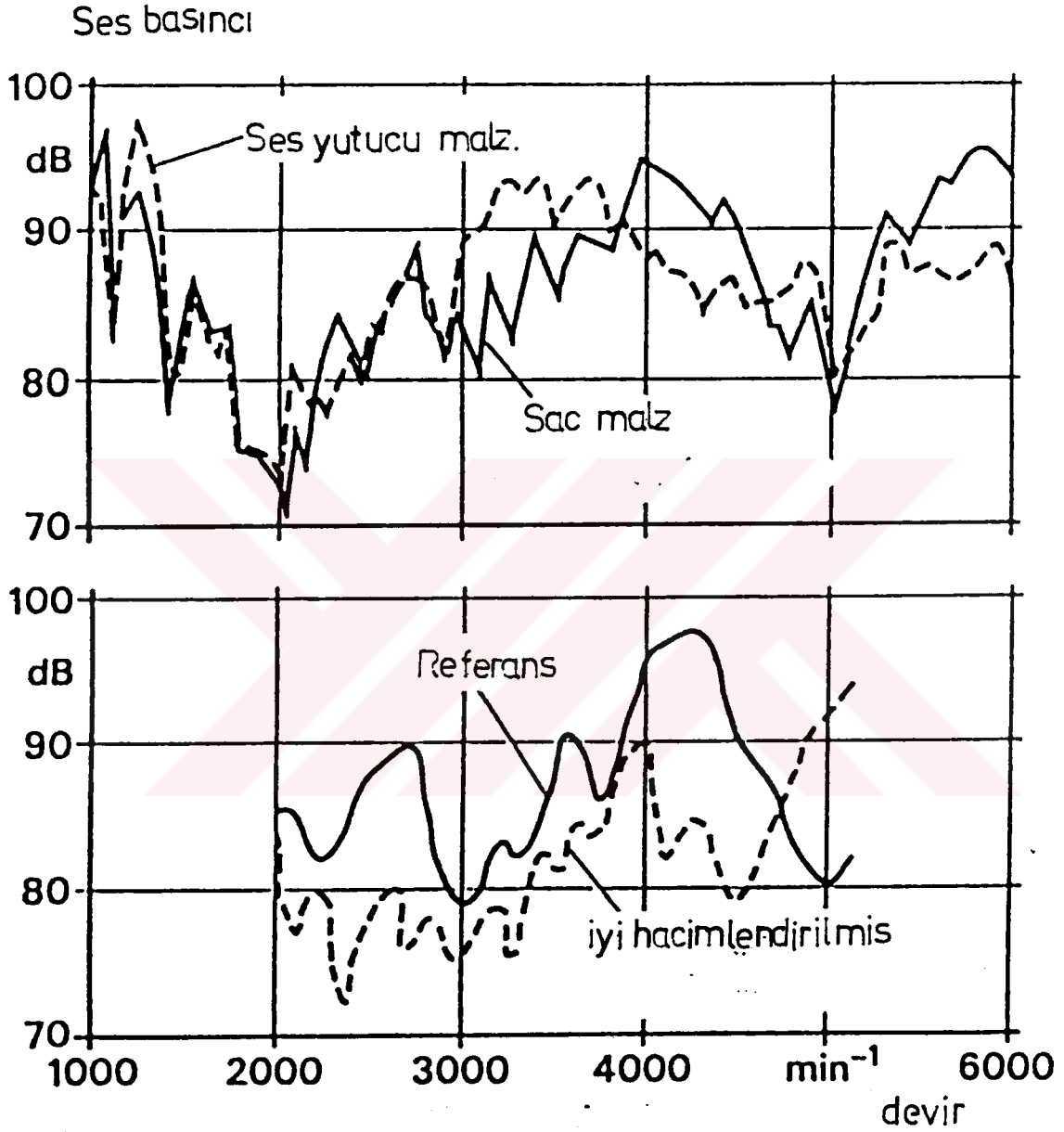
Ses yutucu materyeller çoğunlukla bir kaç katlı; değişik ses empedanslarına uyumlu malzemelerden oluşturulurlar.

Sadece malzemenin özelliği değil, ayırma duvarının konstrüksiyonu da -şekli,işlenmesi- ses indirgenmesine çok etkir.

Şekil 5.3 de üstte ses yutucu malzemenin, altta konstrüksiyon tipinin kabin gürültüsüne etkisi gösterilmiştir.



Şekil 5.2. Malzemelerin ses yutma kabiliyetleri



Şekil 5.3 Üstte ayırıcı duvarda ses yutma derecesi farklı iki malzemenin ses seviyeleri
Altta ayırıcı duvarda iki farklı konstrüksiyon ses seviyeleri

Bu şekilde ses basınç seviyeleri 33 ile 220 Hz frekansları içermektedir. Önceki bölümde açıklandığı gibi 2.düzen frekanslar ve motor devirleri birbirine bağlıdır. K burada düzen sayısıdır. ($f_k = \frac{n \cdot k}{60}$)

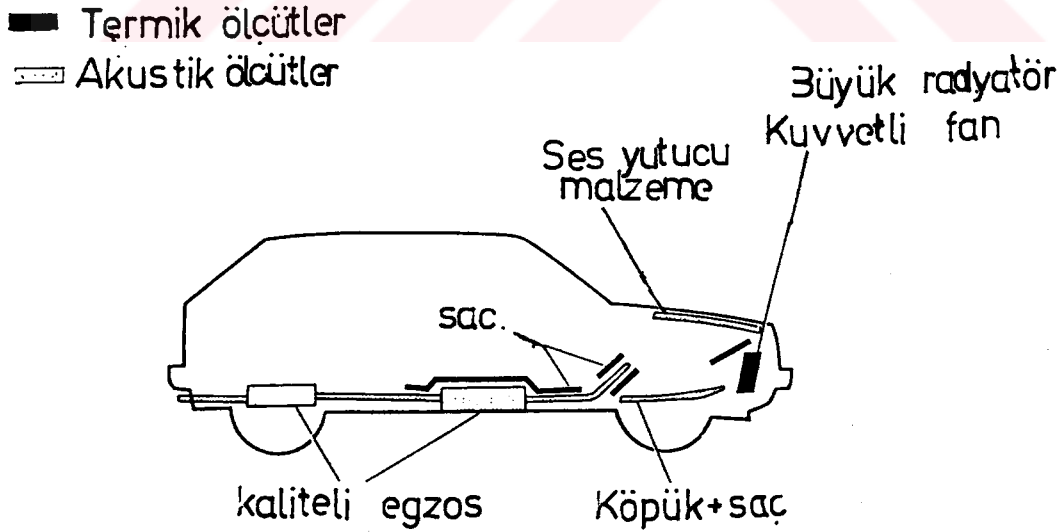
5.2. Kapsülleme ile Motor Gürültülerinin Azaltılması

Dış gürültülerin iyileştirilmesi için ucuz çözüm olarak motoru kapsülleme fikri geliştirilmiştir. Bu kapsül ile motor gürültüsünün dışa etkisi azaltılmıştır. (Şekil 5.4.2.)

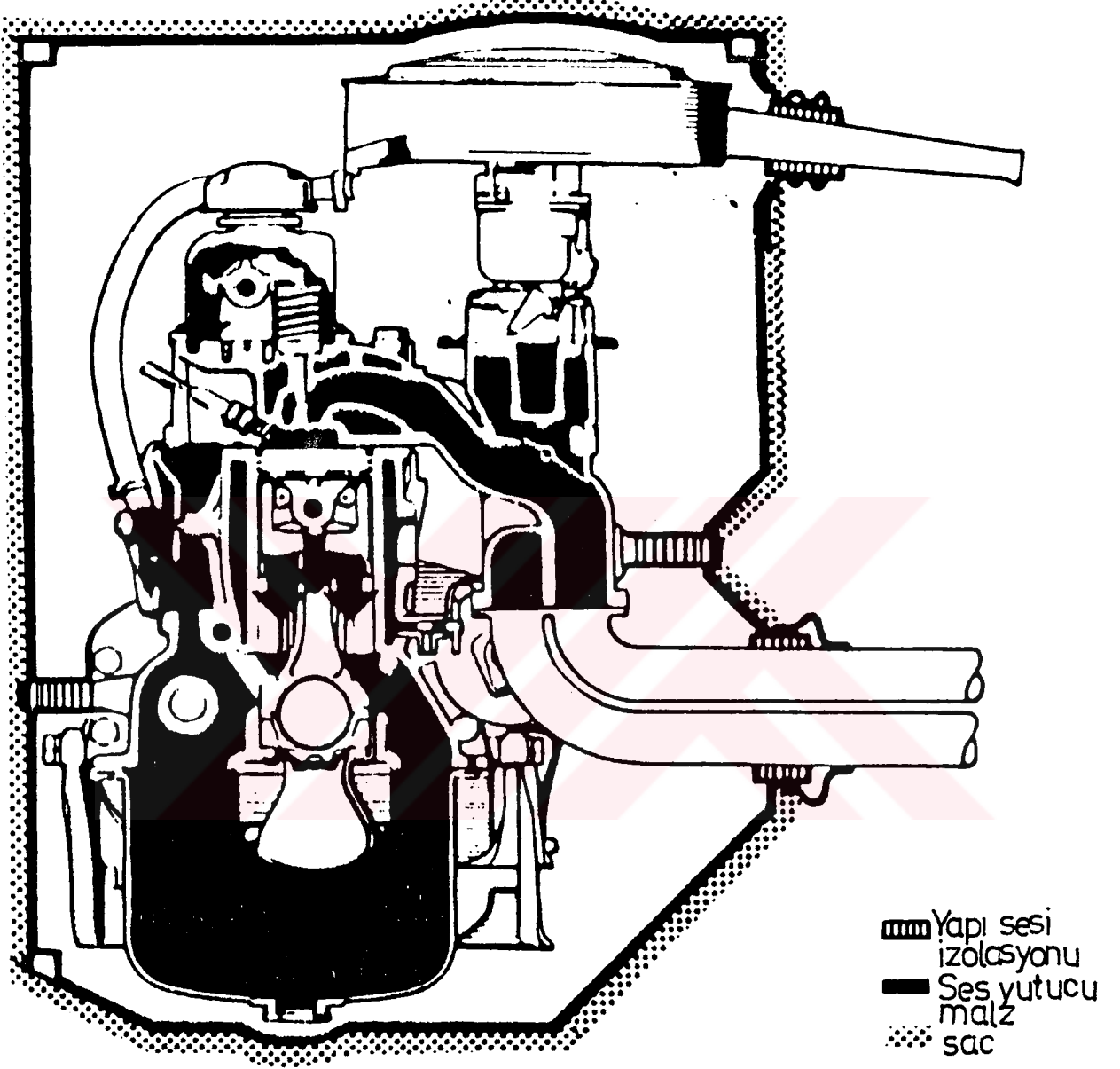
Motor bölümü alta açık olduğu için, gürültü esasen alttan dışarı çıkar. Bu durumda motor kısmı alttan kapatılırsa, gürültü daha da aza inecektir. Ancak bununla beraber bir dizi teknik problem karşımıza çıkacaktır;

- Egzos boruları, tahrik milleri yerleştirilmesi
- Kapalı mahfazada yüksek hararet
- İçeriye su girmesi

Bu tür termik sorunları çözen ve akustik ölçütleri iyileştiren bir örnek aşağıdaki şekilde gösterilmiştir. (Şekil 5.4.1.)



Şekil 5.4.1. Mahfazalı Bir Araçta Termik ve Akustik Ölçütler

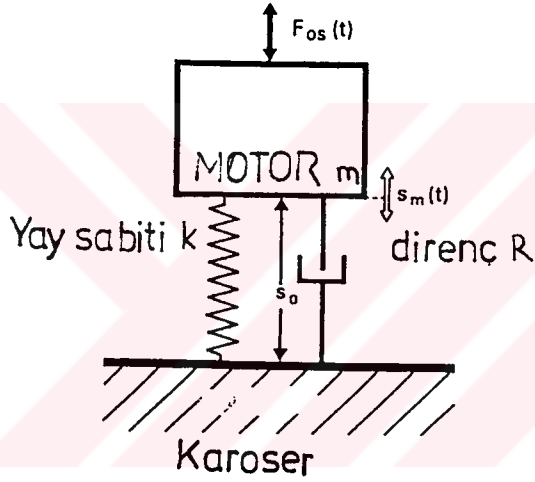


Şekil 5.4.2. Kapsüllenmiş bir motor (K9)

5.3. Motor Yatağında Sesin Azaltılması:

Motordan karoseriye ses yapı yoluyla iletilir. Bu sesin iyileştirilmesi için motor yatağının ara elemanlarla yerleştirilmiş dizaynı bir çözümdür.

Şekil 5.5. de tek yataklı bir motor dizaynı gösterilmiştir.



Şekil 5.5. Basitleştirilmiş bir motor yatağı dizaynı

Burada motor, bir yay ve bir amortisör görevi yapan direnç ile karoseriyle birleştirilmiştir. Küçük yay sabiti ile salınım kuvvetlerinin karoseriye iletimi azaltılabilir. Fakat bu çözümde, duyma alanı sınırları altı frekanslarda, motorun karoseriye çarpması tehlikesine ulaşılabilir.

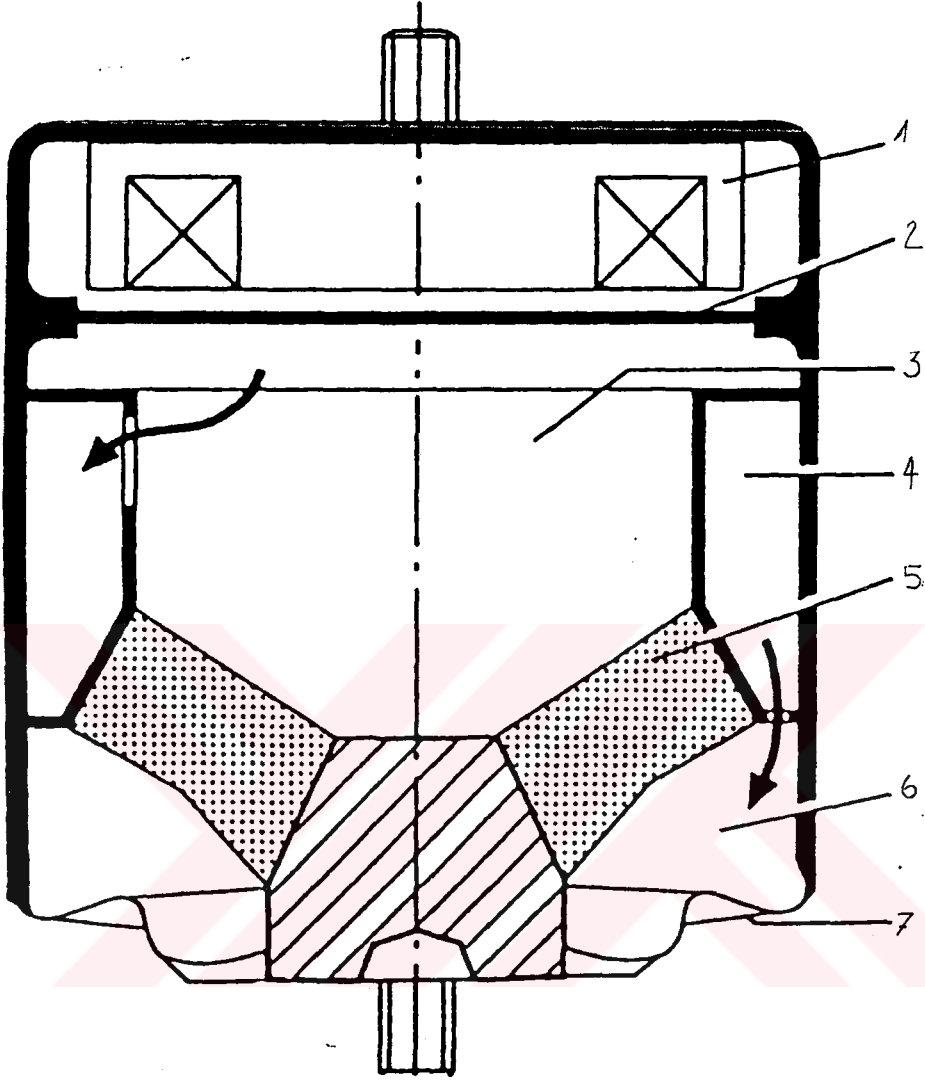
Tek yataklı motora benzer mantıkla, çift yataklı motorlarda düşünülebilir. Bunlarda çift yay, çift direnç ve bir ara taşıyıcı olacaktır. Diğer yandan daha komplike, hidrolik sistemli motor yatakları da mevcuttur.

Motor yatakları ile ilgili yapılan dizaynlardan çıkan sonuç şudur: Yüksek frekanslı salınımların karoseriye ulaşmaması için yaylar mümkün olduğunca yumuşak olmalıdır. Diğer yandan kalkışta, yoldan gelen darbelere reaksiyon verebilmek için, yerini sabit tutabilmek üzere yeterince sert olmalıdır. Bir başka deyişle motor sistemi ile araç bağlantısı zarar görmemeli ve aynı zamanda motor asla karoseriye asla çarpmamalıdır.

Ses yalıtımında sürekli yeni teknikler araştırılmaktadır. Henüz çok yeni bir teknik de titreşim kompensasyonudur (sönümüdür).

Şekil 5.6. da hidrolik bir motor yatağının böyle bir titreşim sönümleyicisi, ile kesit resmi verilmiştir.





- 1 Elektromagnet
- 2 Membran
- 3 Hidrolik çalışma kabini
- 4 Kanal
- 5 Elastik taşıyıcı
- 6 Dengeleme kabini
- 7 Lastik

Şekil 5.6. Aktif titreşim kompenzatorü (Freudenberg-Firma)

En üst kısımda görünen bir elektro mıknatıstır. Bu mıknatıs hidrolik kabinin üst kısmını örten membrana hareket verir. Motor kütlesi elastik taşıyıcı yüzeye oturur.

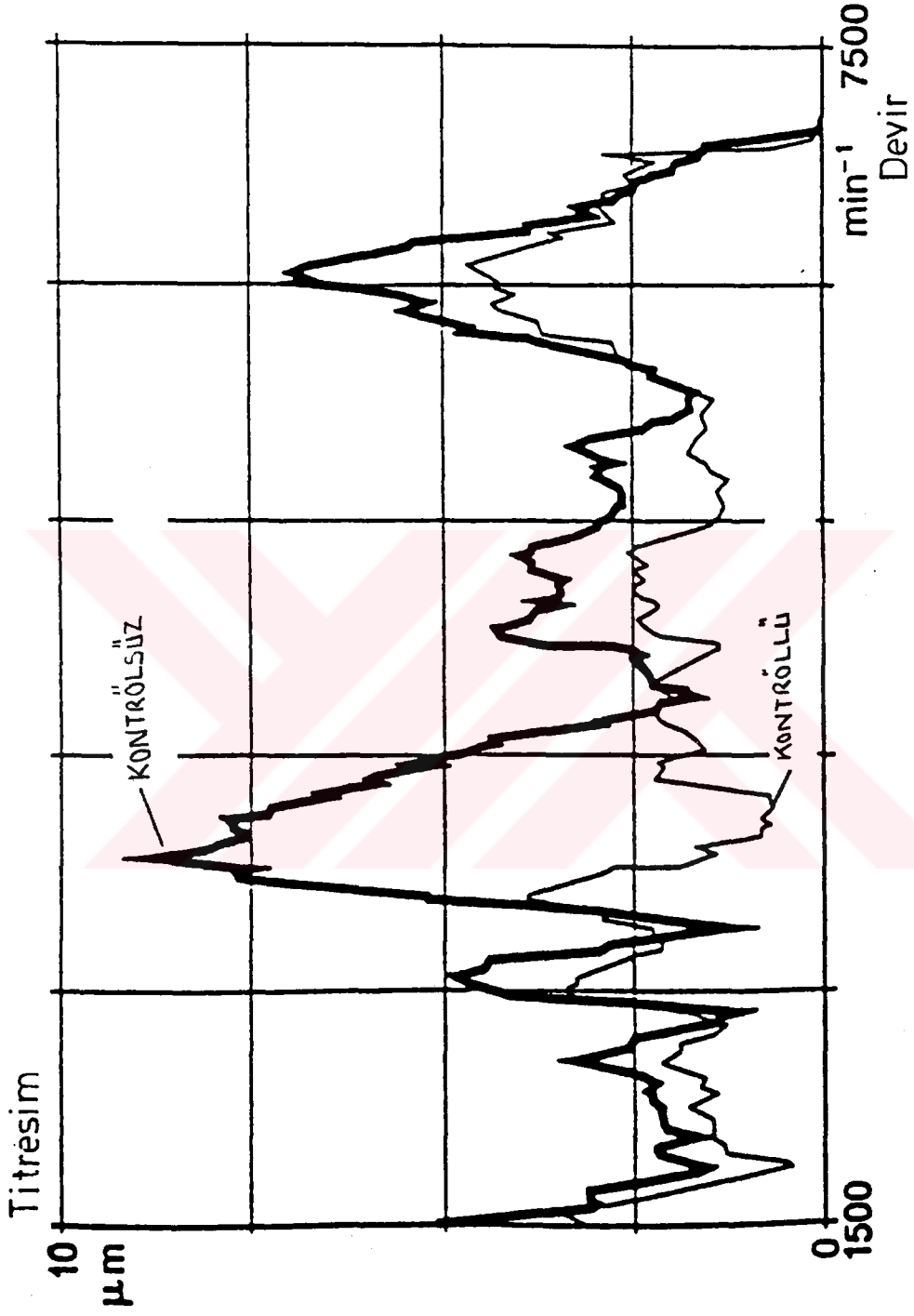
0-20 Hz arası alçak frekanslarda akışkan sıvı kendi ataletiyle yuvarlak kanaldan dengeleyici kabine hareket alır. Yuvarlak kanaldan dengeleyici kabine bir meme içinden yapılan geçişte akışkan girdaplanır. Bu sayede akış enerjisi ve bununla beraber titreşim enerjisi ısıya dönüşür.

20 Hz'den büyük, yüksek frekanslarda ise, titreşim yalıtımı güçleşir, kötüleşir. Hidrolik sıvı kendiliğinden hareket alamayacağı için elektro mıknatıs devreye girer ve membrana baskı yapar. Çalışma kabini içindeki ve elastik taşıyıcıdaki basınç titreşimleri membranın kontrollü hareketleri ile sönmülenecektir ve bu sayede motor yatağı üzerinden karoseriye yüksek frekanslı kuvvetler ulaşamayacaktır.

Statik atalet ve dinamik yalıtım fonksiyonlarının bu şekilde ayrılması yatağın statik olarak sert, dinamik olarak yumuşak yapılabilmesini sağlayacaktır.

Konvensiyonel motor yatakları ile karşılaştırıldığında titreşim kompenzasyonu yüksek sürüş konforu ve düşük kabin gürültüsü getirmektedir.

Şekil 5.7. Kompenzasyon kontrollü ve kontrolsüz iki hal için bir taşıtın tabandaki titreşim miktarları gösterilmiştir.



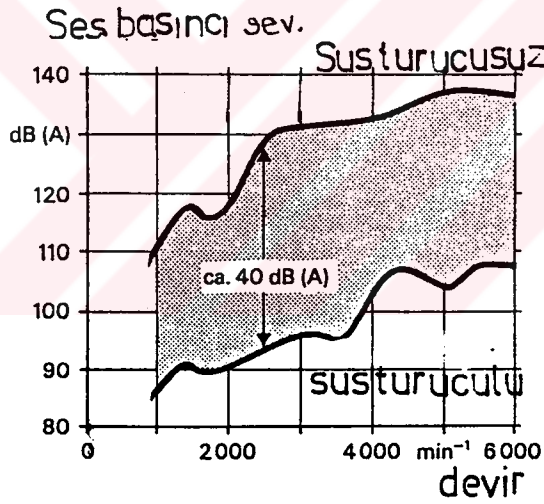
Şekil 5.7. Taşıt tabanında titreşim değerleri

5.4. Egsoz Sistemindeki Sesin Azaltılması

Susturucusuz bir egzoz sisteminden çıkan gürültü hemen yarım metre mesafede yaklaşık 140 dB (A) seviyesine kadar ulaşabilmektedir. Günümüz sınır değerleri ise en fazla 100 dB (A) göstermektedir.

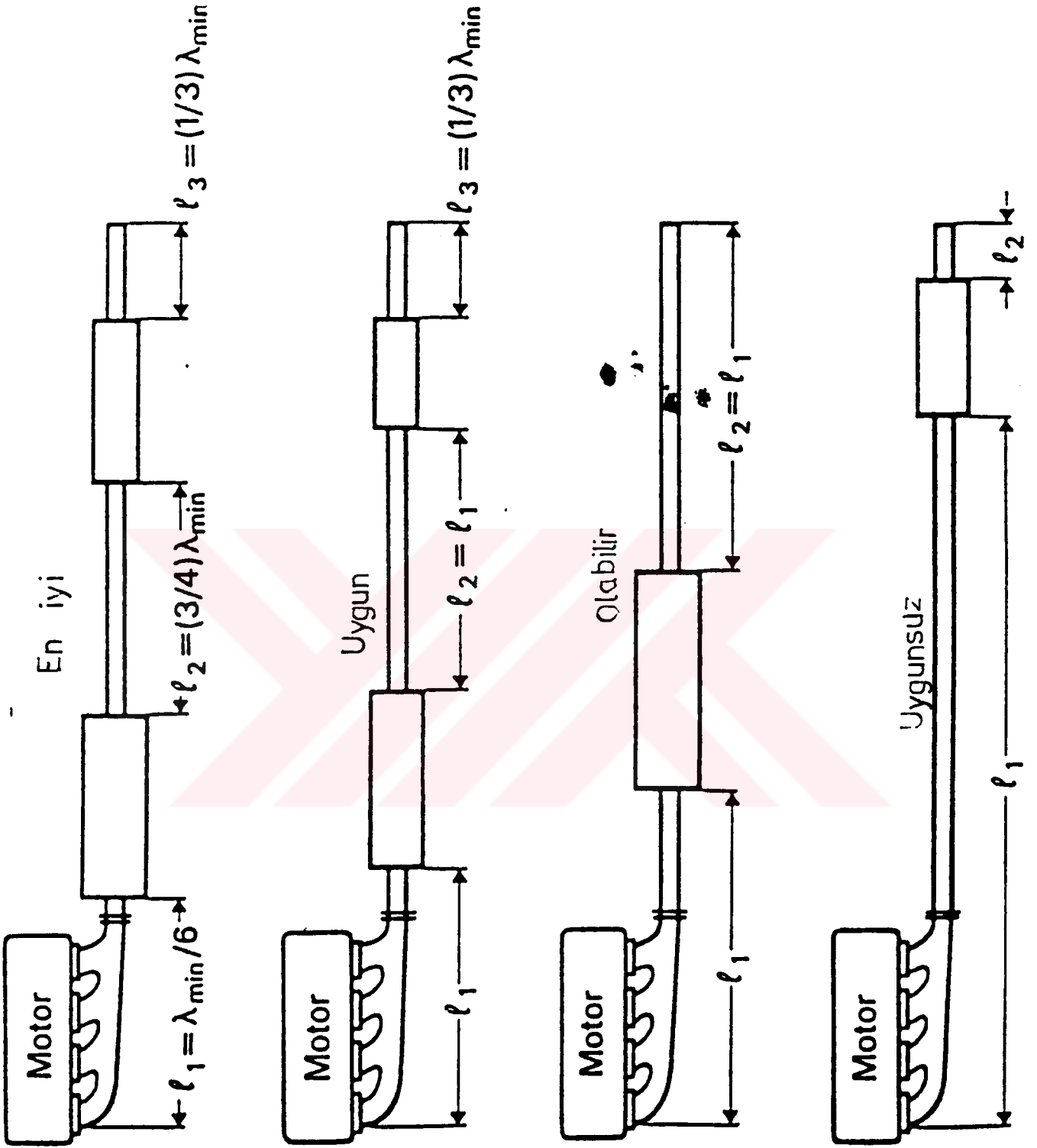
Bu durum sistemde takılacak bir susturucu en az 40 dB (A) mertebesinde egzoz çıkış gürültüsünü indirmelidir.

Şekil 5.8 'de bir egzoz sistemi incelenmiştir. Ölçümler çıkış ağzından yarım metre mesafede susturuculu ve susturucusuz olarak yapılmıştır. Susturucu olmadan gürültü seviyesi motor devrinin artışı ile 110 dB (A) dan 140 dB (A) mertebesine kadar ulaşmıştır. Susturucu kullanıldığında ise seviye 40 dB (A) kadar gerilemiştir.



Şekil 5.8.

Egzoz sisteminin imal şekilleri de sesin azaltılmasında mutlaka etkindir. Şekil 5.9 da değişik imalatlar verilmiştir. Çift kısımlı ve tek kısımlı susturucular çeşitli boru boylarında gösterilmiştir. En alttaki sistem en az uygun olandır. Uzun boru boylarından dolayı bu sistemlerde motor ile susturucu arasındaani gaz değişimlerinde rezonanslar yüksek değerlere çıkar ve bunlar vuruntu dalgaları oluştururlar. Bu durumda susturucu içinde metalik bir vuruntu gürültüsü kopar.



Şekil 5.9. Egzos sistemlerinde değişik imalat şekilleri

Rezonansların etkisini azaltmak için l_1, l_2, l_3 boru boylarında ayarlamalar yapılmıştır. Bu durumu incelemek için dört silindirik bir sıra motor düşünülebilir: 200Hz frekansta maksimum devir $n_{\max} = 6000 \text{ min}^{-1}$ olacaktır. $\vartheta = 400^\circ\text{C}$ sıcaklıktaki egsoz gazında ses hızı $c = 520 \text{ m/s}$ (2.1.5)de maksimum frekans için dalga boyu hesaplanırsa

$$\lambda_{\min} = \frac{c}{f_{\max}} = \frac{520 \text{ [m/s]}}{200 \text{ s}^{-1}} = 2.6 \text{ [m]} \quad (5.1)$$

$$\frac{\lambda_{\min}}{4} = 0.65 \text{ [m]} \quad (5.2)$$

Boru kısmi boyu l_1 için $l_1 = \lambda_{\min}/6$ hali incelenirse maksimum frekans $f_{\max} = 200 \text{ s}^{-1}$ e kadar rezonanslar ortaya çıkamayacaktır, çünkü l_1 boyu $\lambda_{\min}/4$ değerinden daha küçük seçilmiştir. Burada dikkat edilmesi gereken tek ağzı kapalı borular için rezonansların $\lambda/4, 3\lambda/4, 5\lambda/4$ boru boylarında değerlendirilmesi gerektiğidir.

Çift tarafı serbest borularda (l_2, l_3) ise $\lambda/2$ ve bunun katları boylar rezonanslar için geçerlidir.

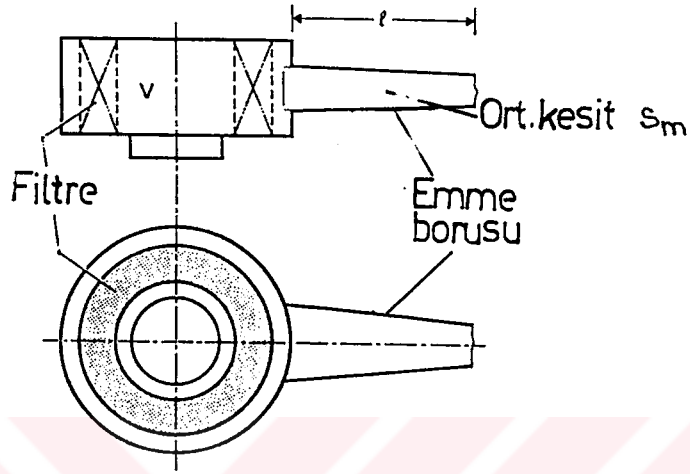
O halde $l_2 = 3(\lambda_{\min}/4)$ seçilebilir ve rezonans oluşumları pratik olarak engellenebilir. l_3 kısmi için de aynı düşünce geçerli olacaktır.

5.5. Emme Sisteminde Sesin Azaltılması

Yanma olayı için motorun ihtiyacı olduğu emme havasını temizlemek hava filtresinin ana görevidir. Fakat pek bilinmeyen bir diğer görevinde hava akımında motor dan yansıyan gürültüyü azaltmaktır.

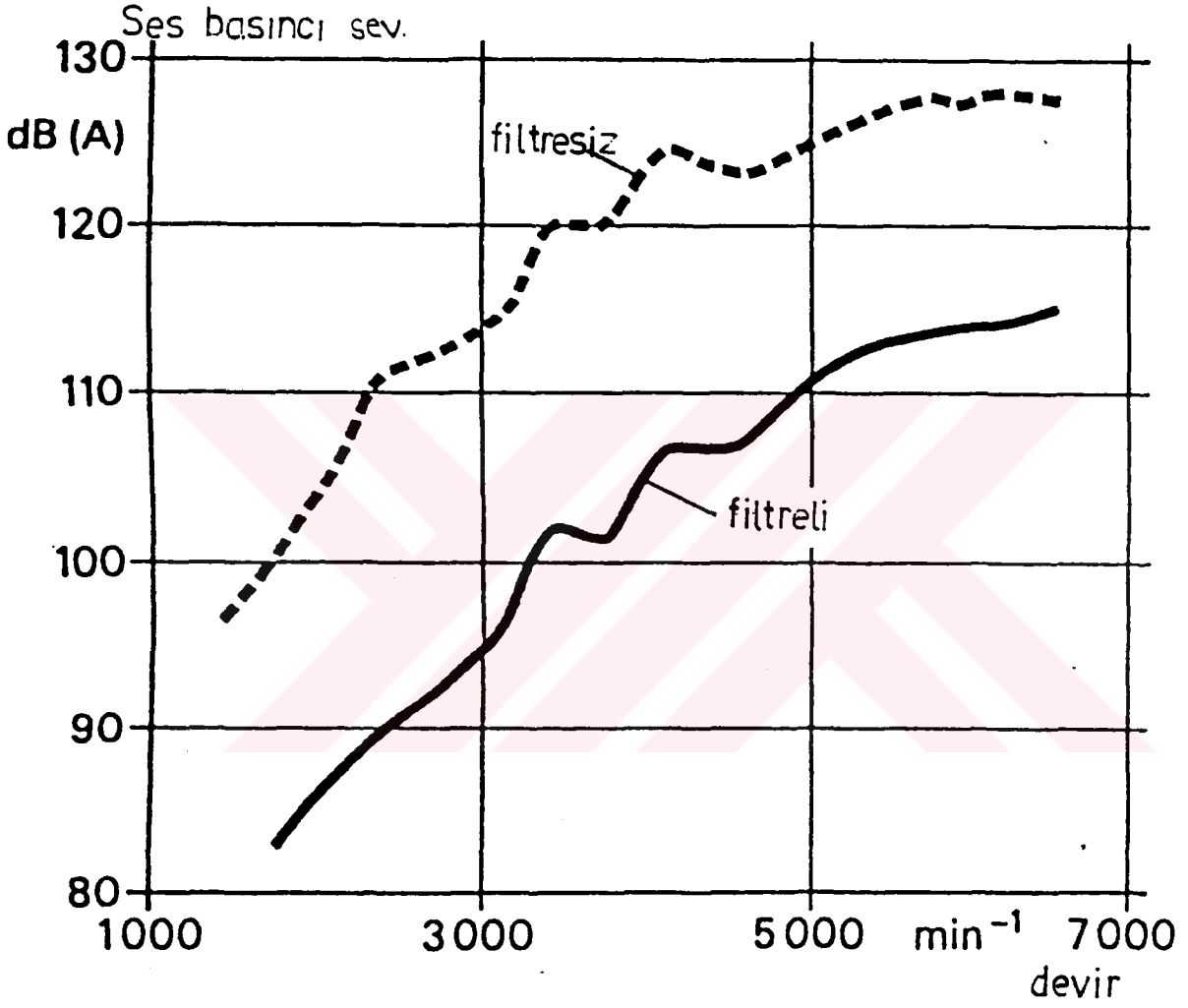
Şekil 5.10.'da bir filtre prensip şeması gösterilmiştir. V hacminden, l emme borusu boyundan, S_m kesit alanından oluşmaktadır. Konik tür borular için ortalama kesit alan S_m yaklaşık olarak,

$$S_m \approx \sqrt{S_{\max} \cdot S_{\min}} \text{ dir.} \quad (5.3)$$



Şekil 5.10. Hava Filtresi Prensip Şeması

Şekil 5.11 de emme sistemi çıkış ağzında ses basınç seviyesinin, motor devrine bağlı durumu gösterilmiştir. Hava filtresiz sistemde ses basınç seviyelerinin hava filtreliye göre 15 ile 20dB(A) arası daha yüksek seyrettiği görülmektedir. 6000 min⁻¹ devir civarında filtresiz sistemde yaklaşık 130 dB(a) değerine ulaşılmaktadır ki, bu değer insan kulağı ağrı sınırındır.



Şekil 5.11. Hava filtresinin emme sistemi çıkış ağzında gürültüye etkisi

Hava filtresinin dizaynında dikkat edilmesi gereken, filtrenin artan hacminde, emme borusunun fazlalaşan boyunda ve emme borusunun azaltılan kesitinde, sesin bastırılmasının daha kolay olacağıdır. Motor bölümündeki kısıtlı alan içindeki bu teoriler mümkün olduğunca pratiğe dökülebilecektir.

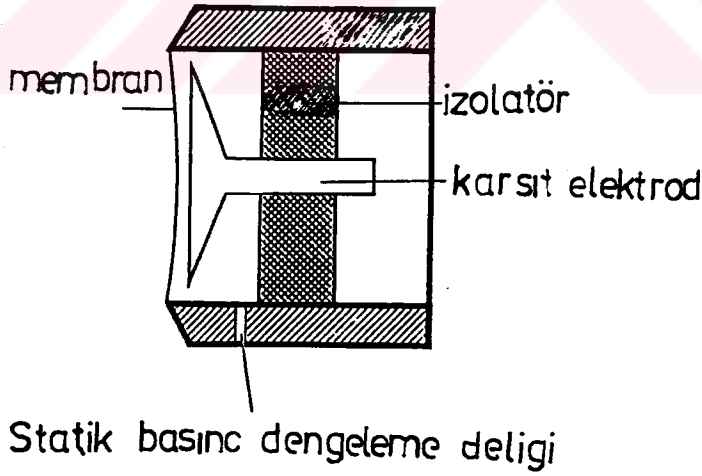


BÖLÜM 6. ÖLÇME ALETLERİ VE ÖLÇME SİSTEMLERİ

Ölçme Tekniği günümüzde hem taşıt içi hem de taşıt çevresindeki sesleri çözümleyebilen hassas mikrofonlar, hız kaydediciler, ölçme aletleri ve sinyal çözümleyiciler den oluşan geniş seçenekler sunmaktadır. Bununla beraber son yıllarda dijital ölçme aletlerine ve komplike hesaplara dayalı yöntemlere doğru bir kayma olmaktadır.

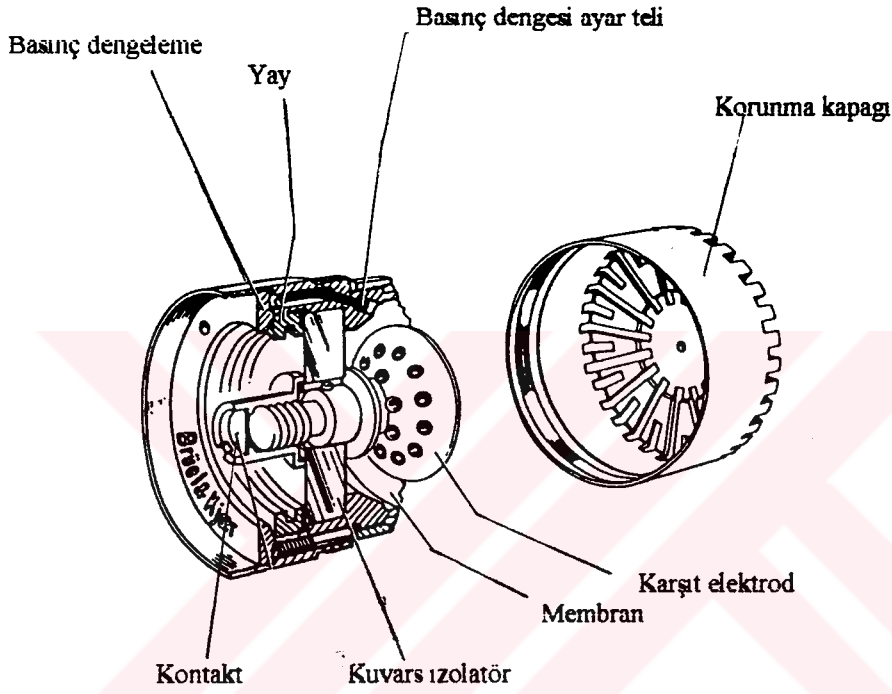
6.1. Mikrofon

Mikrofon ses ölçmede, ses basınçlarını algılayan aletlerin ilkidir ve ses basınçlarının elektronik sinyallere dönüşümünü sağlamaktadır. Günümüzde mikrofonlar IEC 651'e göre imal edilmektedir. Şekil 6.1.'de bu tür bir mikrofonun prensip yapısı gösterilmiştir. (Ülkemizde ses seviyesi ölçme aletleri TS 8535'e uygundur.)



Şekil 6.1. Bir Mikrofon Yapısı

Mikrofon ince bir metal zardan oluşmuştur. Bu metal zar μm cinsi çok dar bir mesafede sağlam yapılı bir karşı elektroda monte edilmiştir. Zar ve elektrod yüksek kaliteli bir izolatör vasıtasıyla, örneğin bu izalatör kuvarsdan veya sentetik yakuttan olabilir. karşılıklı elektriksel yalıtkan kalırlar ve beraber bir kondensatörü oluşturular. Zar ve karşı elektrod arasında bir gerilim vardır. Kondensatör mikrofon kapsülünün ve buna ait başlığın kesit resmi şekil 6.2. 'de görülmektedir.



Şekil 6.2. Mikrofon Kesiti

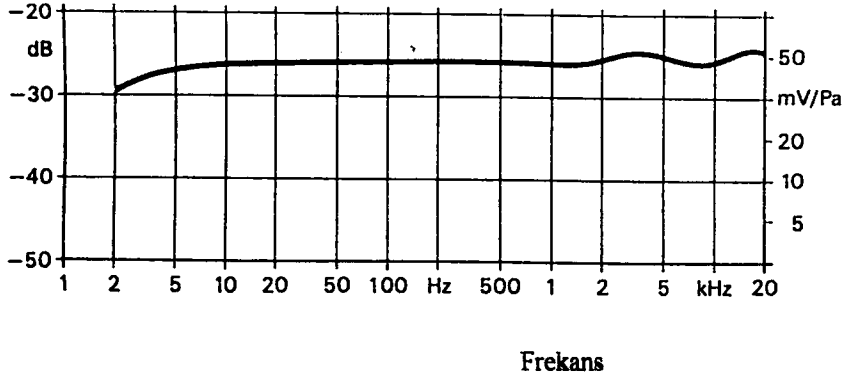
Mikrofon kapsülleri imalat aşamasında yüksek derece ısıda (yaklaşık 150°C) suni olarak eskitilir. Böylece hassaslıkta uzun zamanlı istikrar elde edilir. İyi bir mikrofonun teknik verileri ısı ve neme kısmen de olsa bir bağımlılık arz eder.

Alt frekans sınırı kapsül içindeki durgun basıncın, dış mekandaki basınçla arasındaki denge için gerekli zaman sabitine bağlıdır.

Şekil 6.3'de bir mikrofonun sesi algılama hareketi frekanslara bağlı olarak gösterilmiştir.

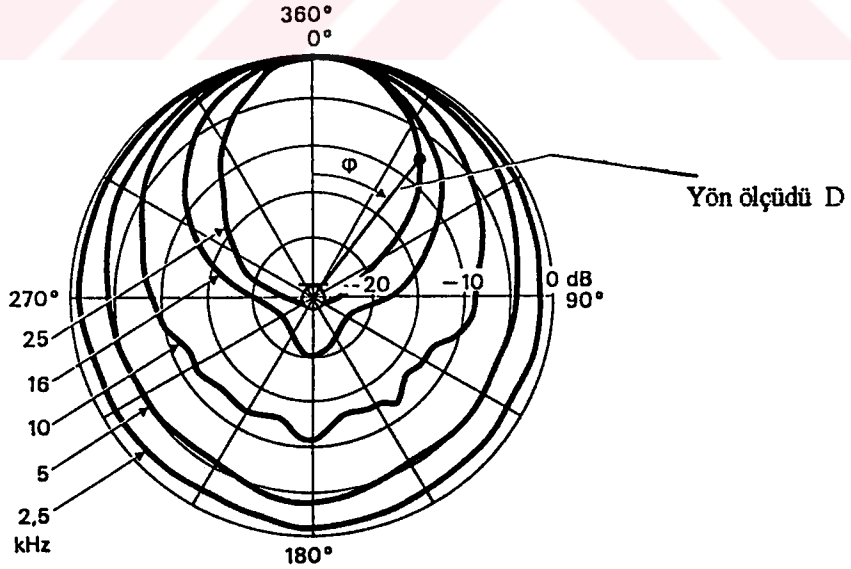
Basınç algılama ölçütü (1V / pa)

Basınç algılama faktörü



Şekil 6.3. Bir mikrofonun sesi algılaması

Dalga boyları mikrofon ölçümleriyle karşılaştırılabilecek büyüklükte iseler, yön hassasiyeti yüksek frekanslarda açığa bağlıdır. Küre simetrisindeki sapma miktarları şekil 6.4. de kutupsal diyagram olarak verilmiştir.



Şekil 6.4. Farklı frekanslar için bir mikrofonun yön karkteristiği (Polar diyagramı)

Bir kordinat yön açısı l'dir. değeri ise yön ölçülü D'dir. U çıkış gerilimidir.

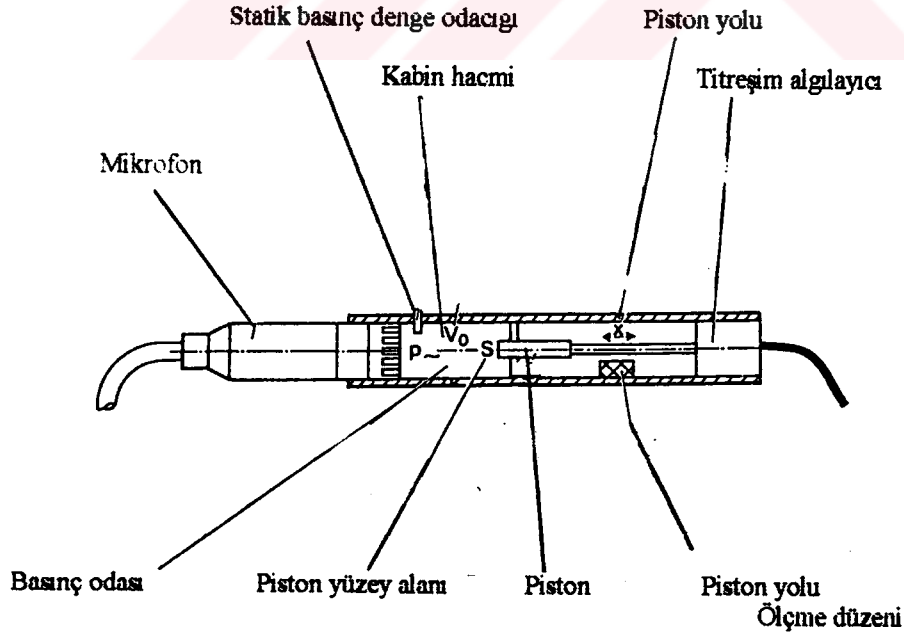
$$D = 20 \log \left[\frac{U(\varphi)}{U(\varphi=0)} \right] \text{ dB} \quad (6.1)$$

IEC 651'e uyan bir mikrofon yön karakteri bakımından 1. sınıf sonuçlar verir. Bundan sonra gösterge açılarının $\pm 30^\circ$ den, $\pm 90^\circ$ ye kadar olan değişimlerinde, imalatçının verdiği yönler tablo 6.1'de verilen sonuçlardan farklı olmamalıdır.

Tablo 6.1

Frekans (Hz)	Değişim(dB)	
	30°	90°de
31.5-1000	1	1.5
1000-2000	1	2
2000-4000	1.5	4
4000-8000	2.5	8

Mikrofnlar bir pistonfon yardımıyla kalibre edilebililirler. Silindirik bir oda ve birpistondan oluşan pistonfonların yapısı şekil 6.5 de görülmektedir.



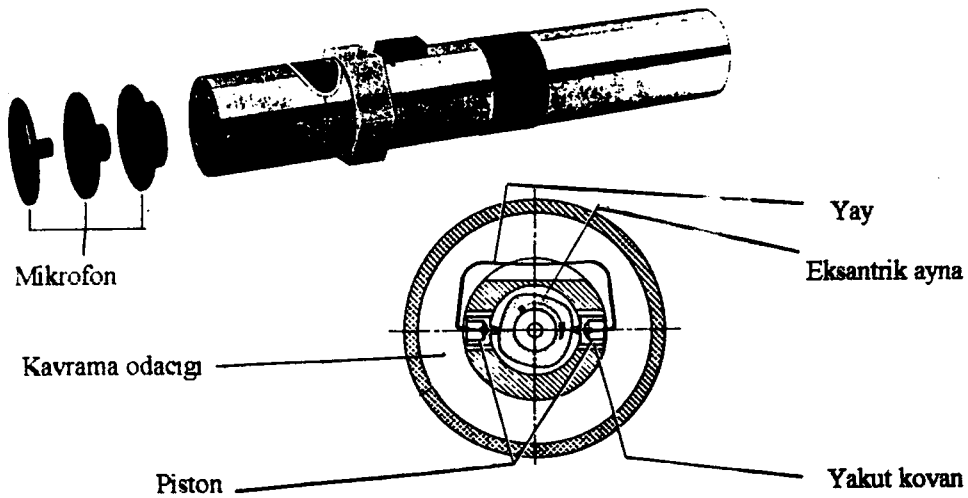
Şekil 6.5. Bir Pistonfonun Yapısı

Basınç odacığının ölçüleri, basınç frekanslarının oluşturduğu dalga boylarına göre küçük olmamalıdır. Basınç odacığının sol tarafına kalibre edilecek mikrofon yerleştirilir. Hemen üstünde basınç dengeleyici (kapilare) vardır. Ve bunun yardımıyla, örneğin mikrofonun yerleştirilmesi esnasında oluşabilecek, statik basınç farkları dış basınçla dengelenir. Odacığın sağ arka tarafındaki pistonun yardımıyla oluşan ses basıncı, pistonun mekanik veya elektrodinamik olarak ileri-geri hareketini sağlar. Odacığın içindeki ses basıncı, dalga uzunluklarının küçük ölçülerinden dolayı pratik olarak sabittir. Efektif değeri piston yolunun genliği $\bar{x}$ sayesinde tarif edilebilir. Diğer veriler şekil 6.5'de mevcuttur.

$$P_{\sim eff} = \frac{1}{\sqrt{2}} \frac{P_0}{V_0} k \cdot \bar{x} \cdot s \quad (6.2)$$

Denklem adyabatik sıkıştırmayı şart koşar. Bununla beraber alçak frekanslarda hatalar oluşmaktadır. Alçak frekanslarda odacığın hatasız olamayan contalama-yerleştirme sistemi yüzünden bu hatalar gözlemlenebilir. Artışı muntazam olmayan ses dağılımı sebebiyle, yüksek frekanslarda kalibrasyon düzenine sınırlamalar gelecektir.

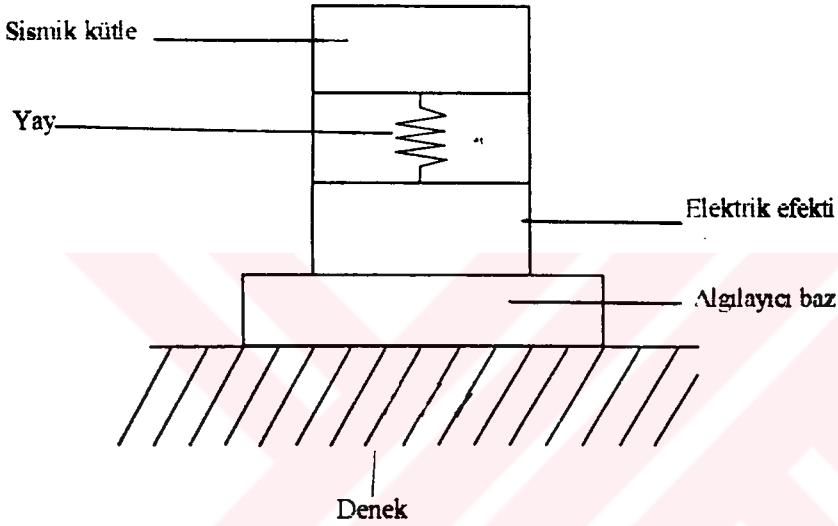
Daha yeni bir pistonfon ve yapısı şekil 6.6 de gösterilmiştir. Batarya ile çalışan bu alet mekan içindeki kalibrasyonlar için elverişlidir. Eksenel hareket eden pistonların (şekil 6.5) yerine burada, 250 Hz frekanslı basınç salınımlarını, iki adet birbirine vektörel zıt hareket eden pistonlar meydana getirir.



Şekil 6.6. Modern bir pistonfonun yapısı

6.2 Hız Kaydediciler

Yapı sesi ölçümleri için ve genel olarak salınım ölçümleri için elektromekanik prensibe dayanan hız kaydediciler kullanılmaktadır. Bu tip bir kaydedici şekil 6.7'de görülmektedir.



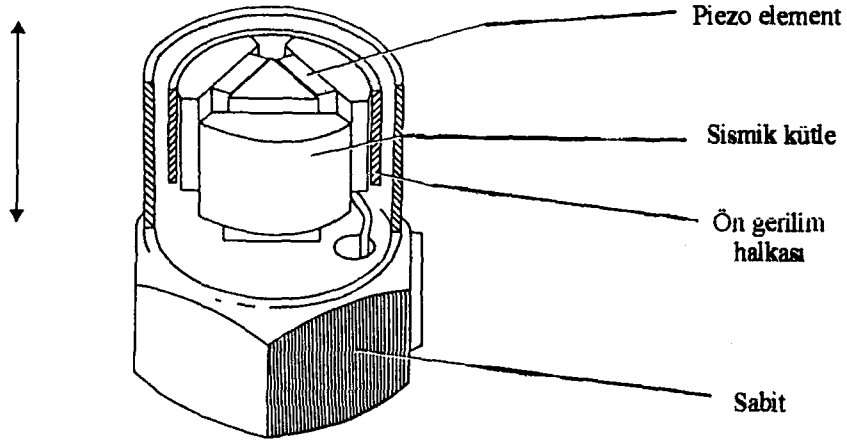
Şekil 6.7. Hız Kaydedicinin Yapısı

Sismik bir madde (kütle), bir yay, elektriksel bir etki meydana getiren bir elemandan ve kaydedici bir bazdan oluşmaktadır.

Kaydedicinin hızlanmasında, sismik madde hızla orantılı olarak yaya bir baskı yapar. Bu sebeple ortaya çıkan uzama, kırılma, burulma, sıkıştırma, kesilme ve söz edilen salınım değişimi bir element yardımıyla elektrik sinyaline dönüşür. Burada uygun element bir piyezoelektronik kristal ya da yaylı bir ölçüm bandı olabilir. Taşıt Akustiğinde esasen aktif olarak adlandırılan piyezoelektronik kaydediciler kullanılmaktadır.

Şekil 6.8.' de bu tip bir kaydedici mevcuttur. Üç adet sismik bölüm, üç piyezo-element, ana bölüm ve yedek halkadan oluşur.

Temel algılama yönü

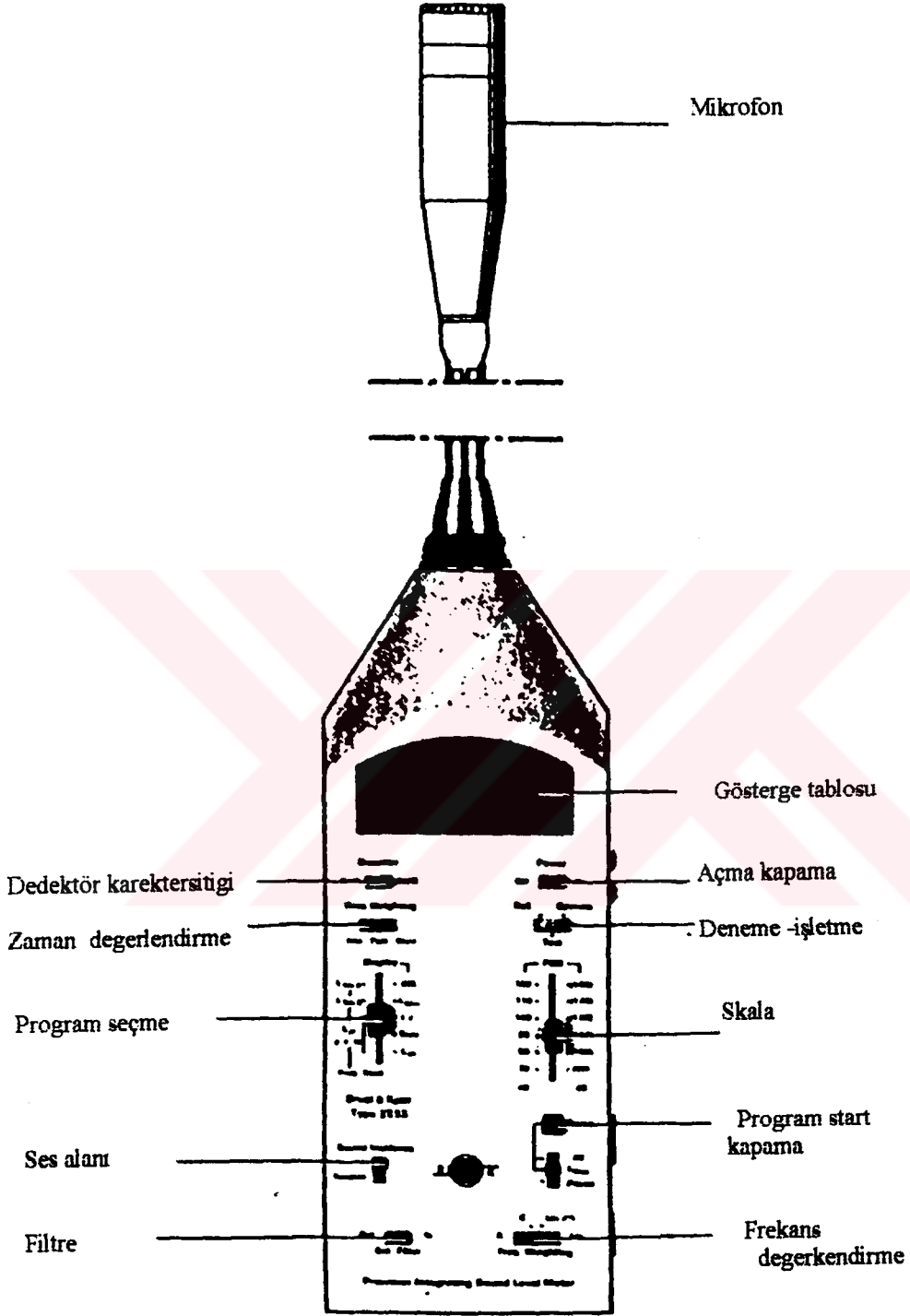


Şekil 6.8. Piyezoelektrik bir kaydedicinin şematik yapısı (Brüel & Kjaer)

Burada bir Delta-Kesici-Kaydedici söz konusudur. Üç piyезoelektronik disk prizmatik sütunun merkezine sabitlenmiştir. Üç sismik madde ise halkanın içine piyезo-elementlere karşı preslenmiştir. Kaydedicinin hızlandırılmasında piyезo elemente kesik gerilim oluşur, elektrik yük meydana gelir ve bu yük hıza uygun sinyaller çıkarır.

6.3. Ses Seviyesi Ölçer

Ses seviyesi ölçmek için yapılmış modern bir alettir. Şekil 6.9 da bu tip bir alet, darbeli ses seviyesi sayacı olarak görülmektedir. Dijital göstergeleri vardır, hesap işlemleri için mikro teçhizatlarla donatılmıştır. Ses seviyesi sayacı ile frekansı ve zamanı değerlendirilmiş ses basınç seviyeleri incelenir.



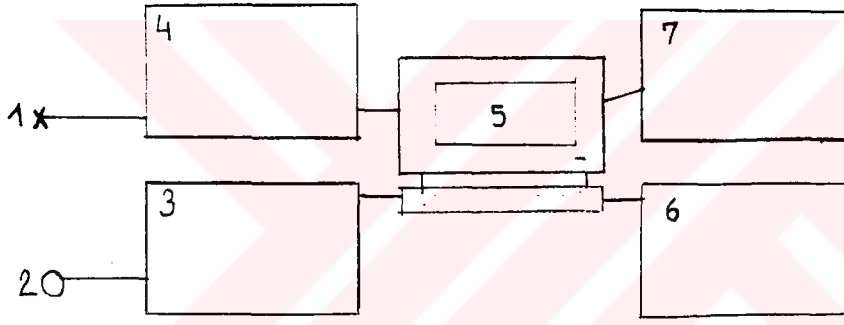
Şekil 6.9. Mikrofonlu ses seviyesi ölçer (Brüel & Kjaer)

Ses seviyesi ölçeri genellikle bir mikrofon, giriş kuvvetlendiricisi, frekans değerlendirme filtresi, kadran, zaman değerlendirme vericisi ve bir çıkış göstergesinden oluşur.

Ses seviyesi ölçeri TS 8535 deki özellikleri yerine getirmelidir. Hata sınırları ± 0.7 dB olmalıdır.

6.4. Gerçek Zaman Analizi İçin Hesap Sistemi (ACORA)

Gürültü ölçümleri, Briel & Kjaer ile VW'nin birlikte geliştirdikleri taşınabilir sistem ACORA (Acoustic Computer Realtime Analyzer) ile de yapılabilir.



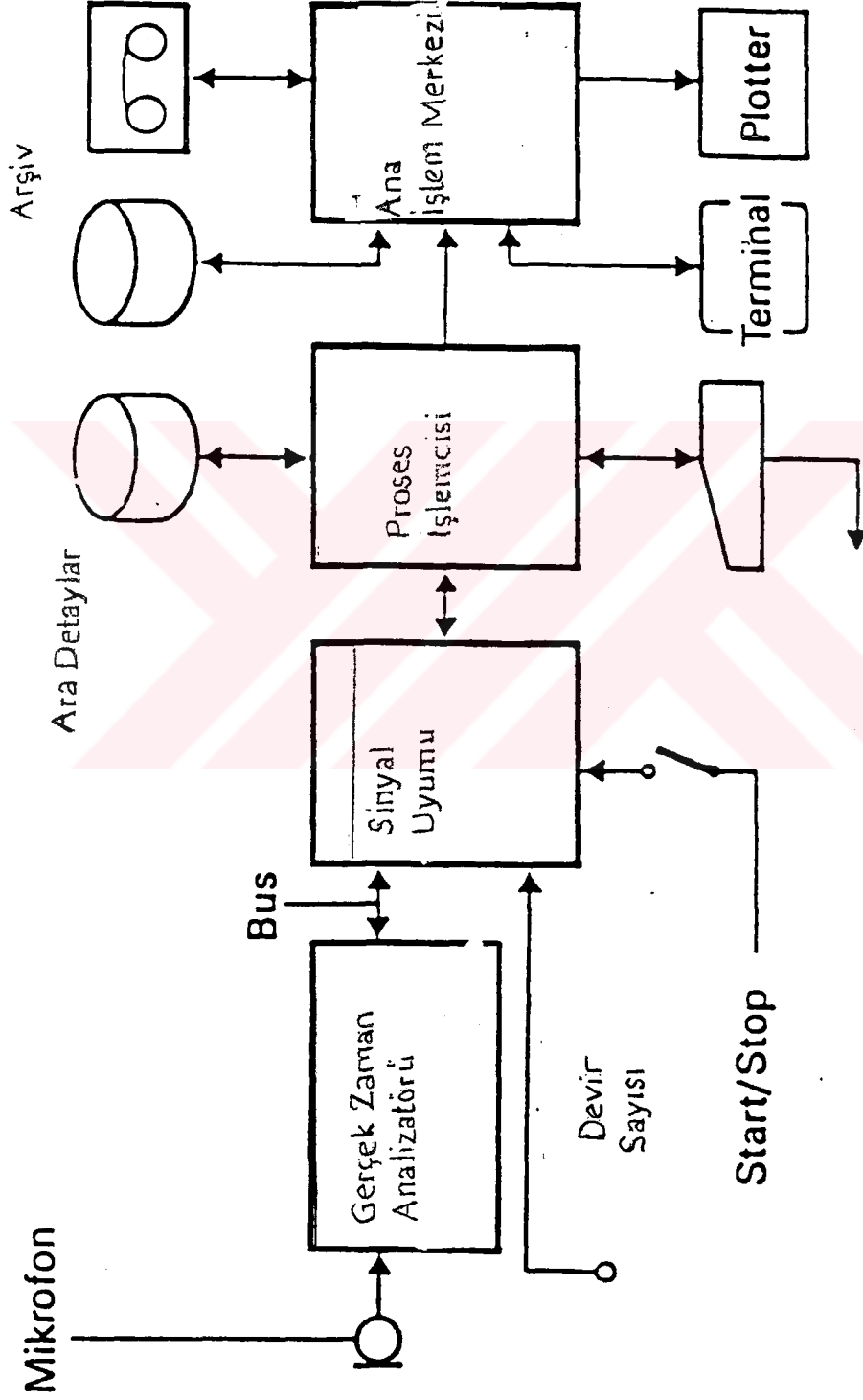
- 1 Mikrofon
- 2 Devir algılayıcı
- 3 Period ölçme
- 4 Çözümleme
- 5 Bilgisayar
- 6 Disket
- 7 Plotter

Şekil 6.10. ACORA Sistemi Akış Şeması

Ölçüm sinyalleri sistem tarafından direk olarak alınır ve oktav tayflarına ayrılır ve hafızaya alınır. Sistem merkezi bir bilgisayardır. Ve bununla veri hazırlanması, sistem yönlendirmesi yapılır. Sinyal analizi için çok çeşitli paket programlar vardır.

6.5. TPUED ses seviyesi belirleme sistemi

Devir sayısı üzerinden hareket edilmiş, modern hesaba dayalı bir ölçme sistemidir. VW tarafından keşfedilmiştir. Şekil 6.11'de sistemin şematik yapısı verilmiştir.



6.11. TPUED çalışma şekli (VW)

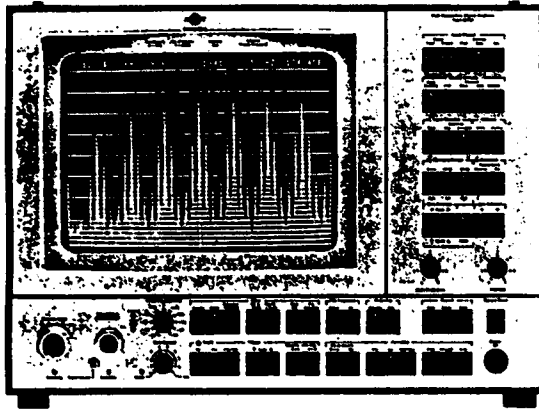
Ölçme nesnesinde ses basıncı ve devir sayısı ölçülür. Mikrofonun ses basıncı sinyali, bir gerçek zaman analizatörü tarafından parçalanır ve devir sayısı sinyaliyle beraber proses hesaplayıcısına iletilir. Proses hesaplayıcısında ilk değerlendirme yapılır, örneğin devire bağlı A- değerli seviyenin elde edilmesi sağlanır. Bu ara sonuçlar ara hafızada toplanır.

Daha detaylı bir işlemde, daha büyük bir hesap sistemine girilir ve çıktılar burada saklanır.

Programlar veri toplayan ve ön işlem yapan programlar (proses hesaplayıcı) ile verilerin son işlemini yapan programlardan oluşur.

6.6 Dar Band-Frekans Analizatörü

Dar Band Frekans Analizatöründe spektrumlar hesaplanır, (şekil 6.12) Bandın genişliği; her frekans aralığı için, % 2,5 oranında frekans alanının seçilmiş üst sınırına tekabül eder.



Şekil 6.12. Darband-Frekans Analizatörü (Brüel & Kjaer)

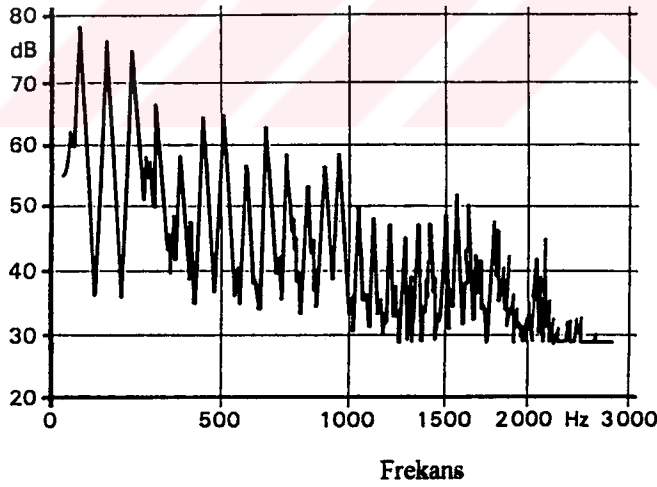
Burada zamana bağılı giriş sinyali dijitalize olur ve veri blokları haline gelir. Her blok için fourier-transformasyon uygulanır ve sonuçta efektif güç spektrumunun seviyesi dB olarak hesaplanır.

Ölçüm sinyalleri giriş boşluğundan işlemleciye (presessor) ulaşır. Orada klavye ile farklı hesap operasyonları yapılır. Ekranda gösterge çıkar. Çıkışlar için bir analog çıkış ve uluslararası bir dijital çıkış mevcuttur. Internet'e bağılı sistemlerle çalışmak imkanda bu dijital çıkışla mümkündür.

Şekil 6.13 de zamanı bağılı darband spektrumları görülmektedir. Oktav ve üçlü spektrum 8 kHz'e ulaştığında, taşıt kabin gürültüleri için dar band spektrumu 2500 Hz de pratik olarak sona erer. Filtrenin geçirdiği enerji miktarı ile sinyal yüksekliği ve band kalınlığı tayin edilir.

Dar band analizi rezonans frekansları tayini için gereklidir.

Ses basınç seviyesi



Şekil 6.13 Dar Band Spektrumu

6.7 . İç Gürültü Analizatörü

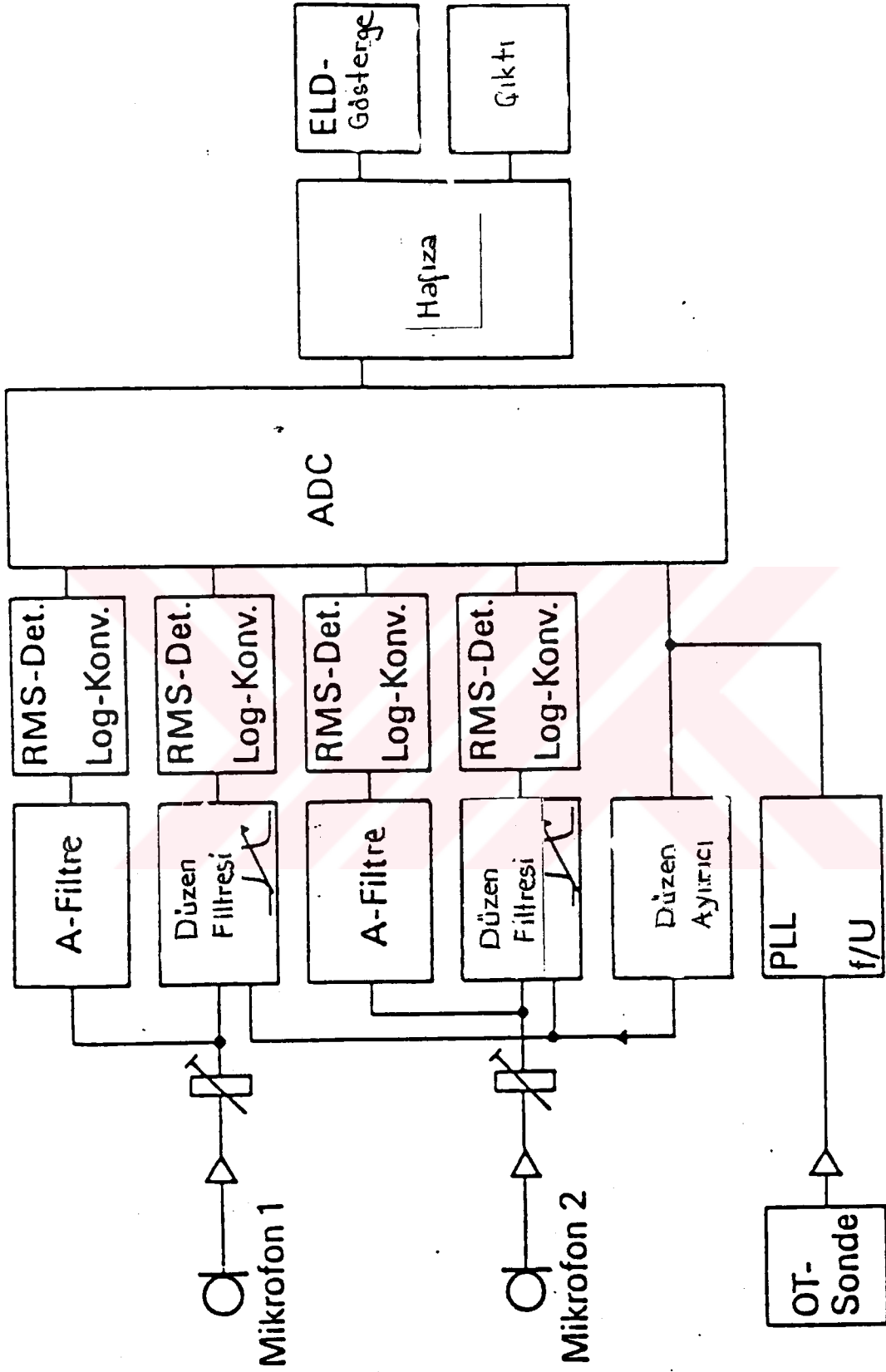
Taşıt gürültüleri üzerine hazırlanan raporlar için sinyal analizleri hareket öncesi, sırası ve sonrası diye geniş çerçevede gereklidir. Bir çok ölçüm aleti araç hareket halinde iken ölçüm yapamadığı için bu tip bir aletin geliştirilmesi ihtiyacı doğmuştur. Böyle bir alette olması gerekenler ise şunlar olmalıdır.

- Taşıtın ses durumuna tesirinin az olması için hafif olmalı
- En az iki kanallı ölçme yapılmalı (hem sürücü hem yan koltukta)
- Hareket halinde verileri toplamalı
- Hareket halinde değerlendirme yapmalı
- Kolay kullanılır olmalı.

Bu tip aletlerin geliştirilmesinde VW ve Grabau Nortnic firmaları çalışmaktadırlar.

Hareket halinde iç gürültü ölçümleri için Hybrid tekniği ile hareket eden filtrelerden oluşan bir iç gürültü analiyatörü günümüzde mevcuttur.

Şekil 6.14 de aletin prensip şeması görülmektedir. Alet A- değerli toplam ses seviyesine dair iki kanaldan ölçüm ve analizi mümkün kılar. 100 ölçüm hafızada tutulabilir.



Şekil 6.14: İç gürültü ölçme sistemi akış planı (GRABAU)

Bölüm 7. Gürültü Ölçümü Metodlar ve Analiz

İnsan sağlığı ve kaliteli yaşam standartlarını öngören günümüz dünyası, taşıtların oluşturduğu gürültünün herhangi bir şekilde kontrol altında tutulmasını ve mümkün olduğunca indirgenmesini istemektedir. Gelişmiş ülkeler buna istina eden standartlar yönetmelikler ve yasaklar ortaya koymuşlardır. Taşıtların sebep oldukları gürültüler, dış ve iç gürültüler olmak üzere iki çeşittir. Çevreyi rahatsız eden gürültüler dış gürültülerdir. Bu yüzden dış gürültü sınır seviyeleri tespit edilmiştir. Dış gürültünün etkeni olduğu iç gürültüler ise taşıt içi konforumuzu etkiler.

7.1. Sabit Durumda Taşıt Dış Gürültüsü

Sabit ve çalışan haldeki taşıtta dış gürültü, taşıtın kullanılırken kontrol edilmesinde ve denenen taşıtın parçalarının hasardan, yanlış ayardan ve değişimden ötürü kaynaklanan gürültü seviyelerinin tespitinde kullanılır. Bu husus için ülkemizde TS 9235'e dayalı ölçüm metodu esastır. Bu standart ISO 5130 ile tamamen aynıdır, ve egzoz ile motor civarı gürültülerin ölçümünü içerir.

7.1.1 Deney Yeri

Gürültü ölçümünde çevre şartlarının etkisini azaltmak için aşağıdaki şartları sağlayan bir deney yeri kullanılmalıdır.

Sıkıştırılmış veya diğer toprak yüzeyleri hariç, yüksek akustik yansımaya haiz sert bir malzeme (beton, asfalt) ile kaplanmış herhangi bir açık düz alan uygun deney alanı olabilir. Deney yerinin kenarları, aracın uçlarından en az 3 m. olmalıdır. Deney yerinde, ses seviyesi ölçü aletinin okumasını etkilemesi muhtemel nesneler bulunmamalıdır. Özellikle, egzoz gürültüsü ölçülmesi esnasında kaldırım ile araba arasındaki mesafe en az 1m. olmalıdır. Ayrıca engel sayılabilecek nesneler mikrofona en az 3m. den daha uzak olmalıdır.

Ölçmeler mikrofona yüksekliğinde rüzgar hızı 5m/s yi aştığında yapılmamalıdır.

Fon gürültü seviyesi deneyde ölçülen seviyelerden en az 10 dB (A) den düşük olmalıdır.

7.1.2 Deney İşlemi

Her ölçme işlemi konumunda en az üç ölçüm alınmalıdır. Birbiri ardına yapılmış olan üç ölçme arasındaki fark 2 dB(A) 'den az ise ölçümler geçerli kabul edilir. Aritmetik ortalamaları sonuç olarak alınır.

Taşıt ölçme alanının ortasına, vitesi boşa ve el freni çekilmiş olarak bırakılmalıdır. Her ölçme, motor normal sıcaklığında iken yapılmalıdır.

Taşıt viteste bırakılır ise, ölçme önden tahrikli araçta ön tekerlekler, arkadan tahriklielerde ise arka tekerlekler havaya kaldırılmak suretiyle yapılır.

7.1.3 Egzos Gürültü Ölçümü

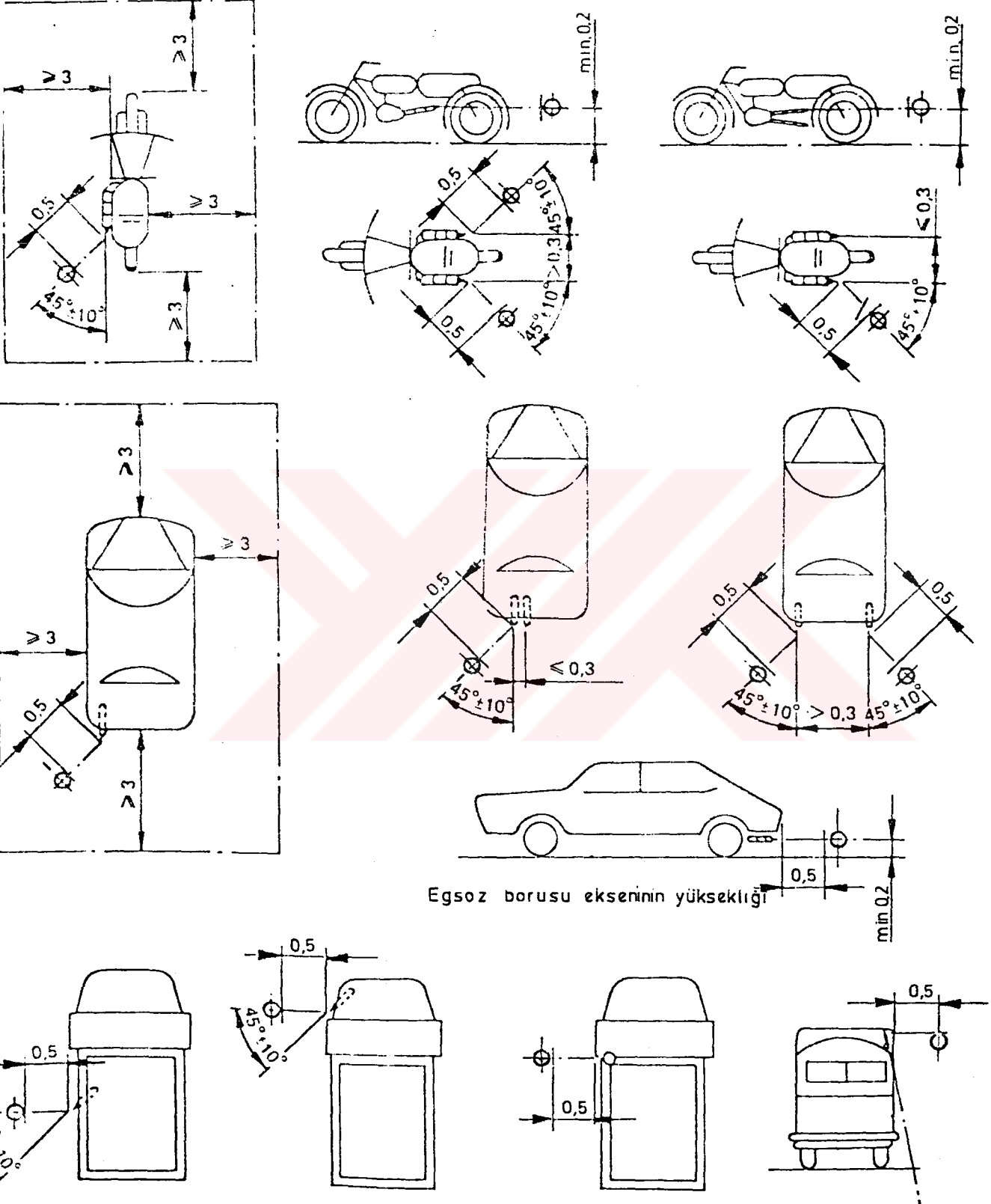
Zeminin üstündeki mikrofona yüksekliği, egsoz gazlarının çıkış ağzı seviyesinde olmalı, ancak herhangi bir durumda 0,2 m'den daha küçük olmamalıdır. Mikrofon, çıkış ağzına doğru işaretlenmeli ve sonrakinden 0,5 m'lik bir mesafeye yerleştirilmelidir.

Ses ölçeri imalatçısı tarafından başka bir şey önerilmedikçe, açık alan şartları için bunun referans ekseni (TS8535) yere paralel olmalı ve gaz akış yönünü ihtiva eden dikey düzlem ile $45^{\circ}(\pm 10^{\circ})$ bir açı yapmalıdır.

Motor en büyük gücü veren devir sayısının 3/4 üne ulaştığında, gaz kelebeği aniden kapatılır. Bu sırada ölçülen en büyük ses seviyesi esas olarak alınır. Bulunan egzos gürültü değeri referans değerinden 5dB(A) 'den fazla farklılık gösterirse, uygunsuz kabul edilir. (Şekil 7.1.)

Ölçüler m'dir.

Egsoz borusu ekseninin yüksekliği



Şekil 7.1. Deney yeri ve egzoz gürültü ölçümleri için mikrofon konumları (S3)

7.1.4 Motor Gürültüsü Ölçümü

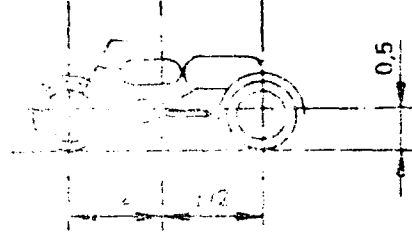
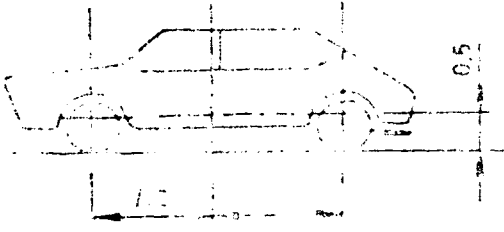
Ölçüm işlemi için mikrofon zeminden 0,5 m yüksekte olmalıdır. Direksiyon konumun aksi tarafından tekerlek dış kenarından 0,5 m uzakta, motorun bulunduğu aks hizasına yerleştirilmelidir.

Motor rölanti konumunda iken, benzinli motorlarda en büyük gücü veren devir sayısının yarısına ulaşınca kadar gaz kelebeği açık tutulur. Ve bu sürede ölçme işlemi gerçekleştirir. Diesel motorlarda ise en büyük gücü veren devir sayısına ulaşınca kadar gaz kelebeği açık tutulur ve o esnaya dek ölçüm yapılır. Maksimum değer esas gürültü değeri olarak alınmalıdır.

En az üç ölçme yapılmalıdır. Farkları 2dB(A) 'den az ise, ölçmeler geçerlidir. Aritmetik ortalamaları alınır.

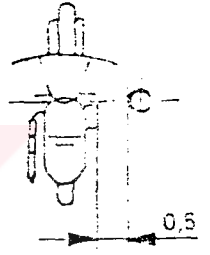
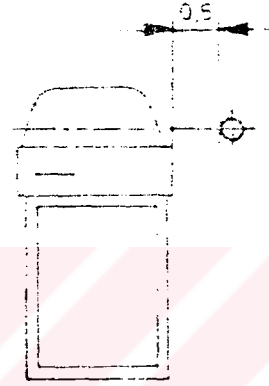
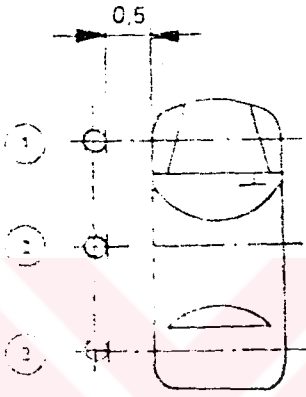
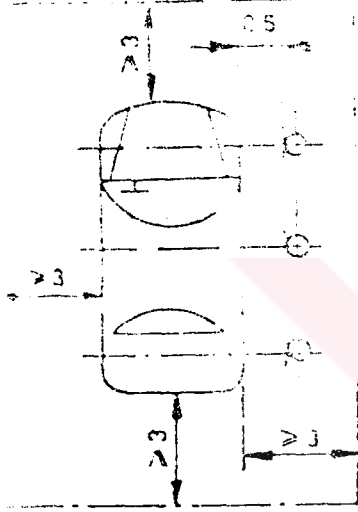


Ölçüler m'dir.



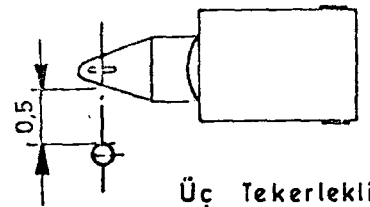
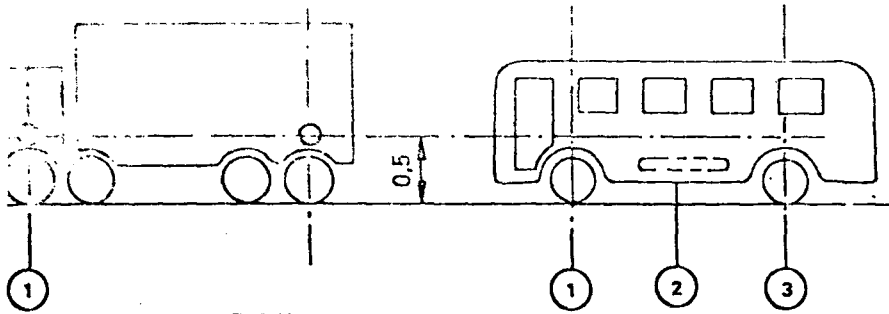
Sol Direksiyon

Sağ Direksiyon



- 1 Motor önde
- 2 Motor ortada
- 3 Motor arkada

Hava Filtresi
Trafında
Motor Bloğu
Yüzeyinde



Üç Tekerlekli
Taşıt (Tripor ter)

Şekil 7.2. Deney yeri ve motor gürültü ölçümleri için mikrofon konumları (S3)

7.2 Hareket Halindeki Taşıtın Dış Gürültüsü

İnsanları en çok rahatsız eden gürültü, hareketli taşıtın çıkardığı gürültüdür. Bu sebeple trafiğe ilk çıkacak taşıtlarda hareket halindeki gürültüleri ölçülür ve yönetmeliğe uygunluk şartı aranır. Sınır değerler teknoloji ile beraber aşağı zorlanmaktadır. AT ülkelerinde durum böyle iken, ülkemizde daha yüksek değerlere izin verilmektedir.

Taşıt hareket halinde iken çıkardığı gürültünün tespiti bir çok ülkede küçük farklarla beraber aynıdır.

Ülkemizdeki metod TS 2214 ile tarif edilmiş olup, bu standart ISO 362-1981 ve ECER-51 (Birleşmiş Milletler Avrupa Ekonomi Komisyonu) ile tamamen aynıdır. Sanayi ve Ticaret Bakanlığının 92/109-110 nolu tebliği ile ülkemizde trafiğe ilk çıkacak taşıtların azami dış gürültü seviyeleri belirlenmiştir.

Avrupa Topluluğunda halen 70/157/EEC geçerlidir. 1996 Ekiminden itibaren ise 92/97/EEC geçerli olacaktır.

Tablo 7.1 Hareketli taşıtların azami gürültü seviyeleri (K5,K7)

	Sanayi ve Tic. Bak. 92/109-110 tebliği TÜRKİYE dB(A)	70/157/EEC AT dB(A)	92/97/EEC AT dB(A)
Otomobiller	80	77	74
Minibüs < 3.5 t	81	79	77
Otobüs < 200 PS	82	80	78
Otobüs > 200 PS	85	83	80
Kamyonet < 3.5 t	81	79	77
Kamyon < 12. t, <200 PS	86	83	78
Kamyon > 12. t, 200 PS	88	84	80

7.2.1. Deney Yeri

Hareket halindeki taşıtın dış gürültü tespit için deney yeri esas olarak kuru yüzey ve aşırı lastik gürültüsüne sebep olmayacak bir yapıda olmalıdır.

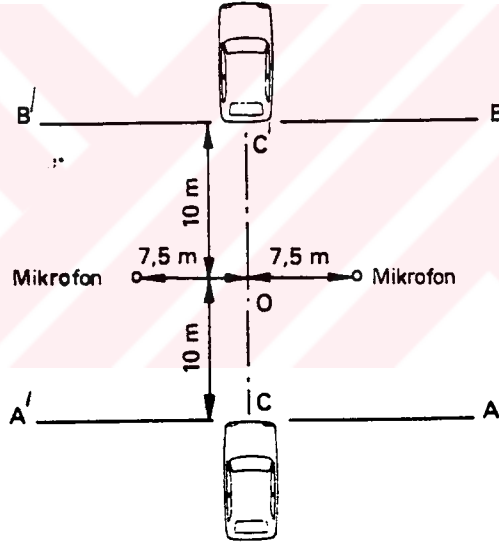
Yol merkezinin civarında 50m'lik bir yarıçap içindeki alan köprü, bina gibi büyük yansıtıcı cisimlerden uzakta olmalıdır. Deney yolunda merkez ekseninde 20m'lik bir bölüm asfalt veya beton olmalıdır. Taşıtın hızlanma yerine 50 km/h sabit hızla girebilmesin ve sonra emniyetle durabilmesine uygun mesafe sağlanmalıdır. Rüzgar hızı 5m /s den az çevre gürültüsü ise ölçülen taşıt gürültüsünden en az 10 dB (A) 'den düşük olmalıdır.

7.2.2 Deney İşlemi

Deney yolu üzerinde, CC' eksenine göre mik rofonlar 7,5 (m) mesafede olmalıdır. Mikrofon yüksekliği ise 1.2 m olmalıdır. Ses ölçerler TS 8535'e göre seçilir.

Taşıt deney yoluna (AA'), maksimum gücüne ait devir sayısının 3/4 ulaştığı andaki hızı ile girer. Fakat o andaki hız 50km/h alınır. Taşıt önü AA'çizgisinden, taşıt arka ucu BB' ye ulaşıncaya kadar, tam yük hızlanma sağlanır. O andan sonra hızlanma kesilir. (Şekil 7.3)

Taşıt vites kutusu dört kademeli ise; ikinci viteste,beş veya fazla kademeli ise;iki ve üçüncü viteste deney gerçekleştirir. Geçiş anında en yüksek gürültü değerleri kaydedilir. Her iki tarafta taşıt için en az iki ölçüm yapılır. Fark ları 2dB(A) 'den az ise, sonuçlar geçerlidir.



Şekil 7.3. Ölçmeler için mikrofon konumları (S4)

7.2.3 Deney İşlemi Zorlukları

Deney işleminde bir dizi ölçüm sapmaları ortaya çıkacaktır. Geçiş esnasında yaşanabilecek problemler şöyle sıralanabilir.

- Deney yoluna giriş hızı
- Hızlanmaya başlama noktası
- Taşıt hızlanma kabiliyeti
- CC' üzerinde taşıt sapmaları
- Meteorolojik sebepler

Bu problemlerin oluşturduğu sapma payları bir geçiş için ± 1.1 dB(A) - ± 1.4 dB(A) değerlerine ulaşabilir. Halbuki 70/157 EEC'ye göre hata toleransı + 1 dB(A). Farklı deney yolları itibarıyla ölçümlere +1 dB(A) daha eklenecektir. Pratik toplam sapma miktarı 1-2 dB(A) değerlerinde düşünülür.

7.2.4. ISO-7188

1990'dan sonra ISO 362'nin yetersizliğine istinaeden ortaya atılmış yeni düşüncelerin meydana getirdiği bir standarttır. ISO 362'ye göre yapılan deneyde taşıt deney yolunu tam gazda geçecek, maksimum ses seviyesi bulunacaktır. Diğer yandan taşıtın bu yolu sabit hızda geçebileceği ve normal gürültü değerleri ölçülebileceği de düşünülmelidir. Yapılan araştırmalar orta ve zayıf güce haiz motorlu taşıtlarda ISO 362 ile memnun kalabileceğimiz gerçeğini ortaya koymuştur. Normal ve maksimum gürültü değerleri bu tip taşıtlarda büyük farklar içermemiştir. Bu durumda ISO 362 yeterli bulunmuştur, çünkü fark az olduğu için seçim problemi olmayacaktır.

Ortaya çıkan diğer bir gerçek ise, güçlü motorlu taşıtlar da normal ve maksimum gürültü değerleri arasındaki büyük farklılıklardır. O halde bu tip araçlar ISO 362 ile doğru olarak değerlendirilemeyecektir, çünkü bu standart deney yolunda sadece tam gaz hareketi ihtiva eder. Daha doğru değerler için, ortalama değerler bulunmalıdır. Maksimum ve normal gürültülerin aritmetik ortalaması tam gaz ile sabit hız seviyelerinin ortalamalarına, yaklaşık bir uygunluk gösterir.

Bu durumda ISO 362'yi sağlayan şartlarda taşıt bir sefer 2. viteste hızlanma durumunda, ikinci sefer sabit hızda teste tabi tutulur. İkinci viteste hızlanma durumundaki taşıt deney yoluna şu hızda girer.

$$\vartheta_{AA'} = \frac{33+0.5 \vartheta_s}{2} \left[\frac{\text{km}}{\text{h}} \right] \quad (7.1)$$

Burada ϑ_s maksimum devirdeki taşıt hızıdır. 40 KW güçlü orta sınıf bir araç örneğin $\vartheta_s = 75$ km/h sahiptir. Bu durumda $\vartheta_{AA'} = 37$ km/h olur. Sabit hız için de aynı formül uygulanır. Maksimum ve normal seviyelerden bir ortalama seviye çıkarmak için şu bağıntıyı yazarız.

$$L_{\text{gerçek}} = L_{\text{hız}} - K (L_{\text{hız}} - L_{\text{sabit}}) \quad (7.2)$$

K burada bir düzelme katsayısıdır ve

$$K = 0.3 + 5 \cdot \frac{P}{M} \text{ ile bulunur.} \quad (7.3)$$

P burada maksimum motor gücü (KW), M taşıt kütlesi (kg) dir. K değeri 0.8 değerini aşmamalıdır. Ve bu şekilde elde edilen L gerçek değeri ISO 362'ye göre yaklaşık 7 dB(A) düşük bir sonucu gösterir. Orta sınıf bir araç için K=0.62, yukarı sınıf bir araç için ise K=0.75 alınabilir.

Hareket halindeki taşıtın çıkardığı gürültü seviyesi bu standardla daha gerçeğe yakın tespit edilmektedir.

7.3 Taşıt Dış Gürültüsüne Bakış Ve Analiz

Günümüzde taşıtların dış gürültüsünün ölçümü için oldukça gelişmiş prosedürler uygulama alanları bulmaktadır. Kanun ve standartlara uygun deney şartları açık hava ve alanlarda gerçekleştirilmektedir. Kapalı alanlarda yapılacak uygulamaları yüksek maliyetlere sebebiyet vermektedir.

Hızlı gelişmelere rağmen ülkemizde halen otomobiller için dış taşıt gürültüsü azami seviyesi 80dB(A) değerindedir. AT ülkelerinde bu değer 3dB(A) daha düşüktür. 1996 Ekim'inden itibaren ise bu değer AT ülkeleri için bir 3 dB(A) daha düşük sınır değere ulaşacaktır.

Ülkemizde yapılan ölçümler otomobil ve minübüsler için AT sınır değerlerini de sağlamaktadır. Bu tür taşıtlar için dış gürültü sınır değerleri pratik olarak AT değerlerine çekilebilir ve teknik açıdan bir problem yaratmaz

7.4. Taşıt İç (Kabin) Gürültüsü

Kabin gürültüsüne dair sadece kurallandırılmış, basit bir ölçüm metodu günümüzde uygulanmaktadır, ISO 5128. Bu uluslararası standarda uygun yapılacak ölçümler hem sabit hemde hareket halindeki taşıt için geçerlidir.

Ülkemizde kabin gürültüsü ile ilgili tek yönetmelik maddesi, gürültü kontrol yönetmeliğinde (Başbakanlık, Resmi Gazete, 11 Aralık 1986) vardır. Bu yönetmeliğin

8. maddesinde- Taşıtların iç gürültü seviyeleri (Tablo 7.2 deki) değerleri aşamaz denilmektedir.

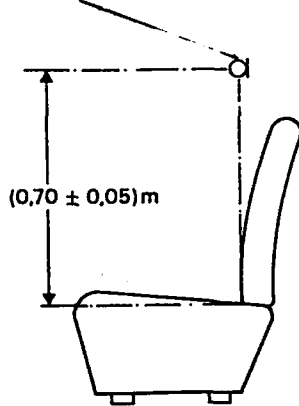
Tablo 7.2. Taşıt iç gürültüsü azami değerleri

Taşıt türü	Üst Gürültü Seviyesi dB(A)
Otomobil	75
Kent içi otobüs	85
Kent dışı otobüs	80
Kamyon (80 km/h hızda)	85
Vagon	70

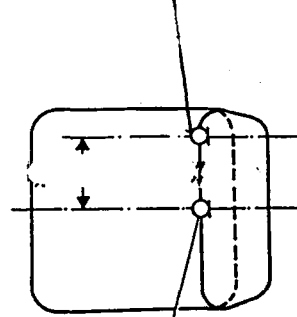
7.4.1. Mikrofon pozisyonu-yerleştirilmesi

Kabin içinde mikrofonun yeri kritik öneme haizdir, çünkü gürültüsü seviyesi yere bağımlı değişkendir. Şekil 7.4 de normlandırılmış mikrofon pozisyonları gösterilmiştir.

Mikrofon pozisyonu A - B



Mikrofon pozisyonu B
(dolü sürücü koltuğu için)



Mikrofon pozisyonu A
(Boş koltuklar için)

Şekil 7.4. İç gürültü deneyleri için mikrofon pozisyonu

Ölçümler yaklaşık olarak kabin içindekilerin kulak hizalarında yapılacaktır. Bu durumda mikrofon yüksekliği koltuk üzerinden 0,7 (m) civarında olacaktır. Yanal olarak da sürücü sırtı ortasından 0,2 (m) kenara gelecek şekilde mikrofon yerleştirilecektir. Boş koltuklarda ise koltuk ortası hiza alınacaktır.

Kabin gürültüsü yere bağımlı olduğu için, içindekilerin kulak seviyelerinde minimum değer ortaya çıkacak şekilde, iç gürültü optimasyonu uygulanacaktır.

Kabinin doluluğuna bağlı olarak ses basınç seviyesi dağılımı ve bununla beraber kabin gürültüsü değişecektir.

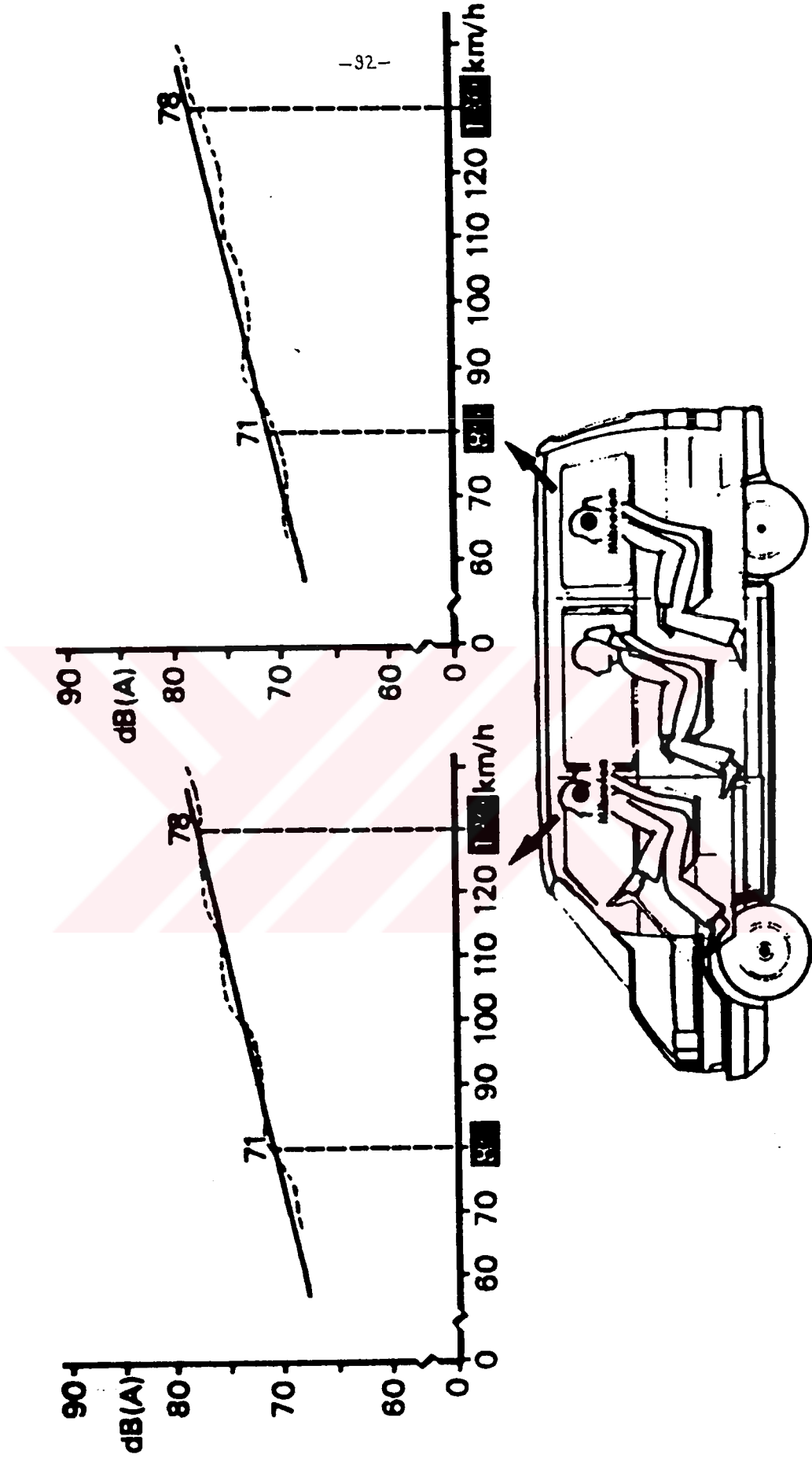
Fakat deneylerde sürücü dışında kimseye mücade verilmediği için kabin gürültüsüne sadece sürücü etken olacaktır.

7.4.2 Hareket Halindeki Ölçümlerde Çevre Koşulları

Hareket halinde iken kabin gürültüsü ölçümlerinde şu şartlara uyulmalıdır.(S5)

- Yansıtıcı nesnelere mesafe en az 20 (m) olmalıdır.
- Herhangi bir yansıtıcının ya da başka bir gürültü kaynağının seviyesi ölçülecek A değerli seviyemizden en az 10dB (A) daha düşük olmalıdır.
- Zeminden 1,2 (m) yükseklikteki rüzgâr hızı 5 (m/s) nin altında olmalıdır.
- Dış ortam sıcaklığı -5 ile +35 arasında olmalıdır.
- Zemin düz, sert, eğimsiz, ve temiz olmalıdır.
- Taşıt lastikleri yeni ama , en az 300 (km) kullanılmış olmalı, pencere ve hava delikleri taşıtta kapalı olmalıdır.

Kabin gürültüsü ölçümü genellikle 60-120 (km/h) hızlar arasında geçilen sabit hızlarda yapılmaktadır. Bu durumda yaklaşık 1,5 (km) bir deney yoluna ihtiyaç vardır. Şekil 7.5 de bir minibüste kabin gürültüsü ölçümü sonuçları verilmiştir. (K7)



Şekil .7.5. Bir minibüste iç gürültü seviyeleri (K7)

Görüleceği bir standartta herhangi bir sınır değerine ait tek bir gürültü değeri yoktur. Eğer bir sınır değer tespit edilecekse, bu gürültünün hangi sabit hızda ortaya çıktığı ayrıca standartta belirtilmelidir.

7.4.3 Kabin gürültüsü Tespitinde Kullanılacak Ölçüm Cihazında Bulunması Gereken Özellikler

Kabin gürültüsünün ölçümünü yapacak cihazda şu özellikler aranmalıdır.

- Ses seviyesi ölçeri IEC 651'de tarif edilen 1. tip cihazların özelliklerine haiz olmalıdır. Referans koşullardaki hata sınırları 0.7 dB olarak belirtilir.
- Mikrofon küresel bir forma haiz olmalıdır.
- Hız ve devir sayısı ölçümleri için hata payı %3 den az olmalıdır.
- Ölçüm esnasında kullanılan tüm aletler ölçümden önce ve sonra kontrol edilmeli ve en geç her iki yılda kalibre edilmelidir.

7.5. Kabin Gürültüsüne Bakış ve Analiz

Kabin gürültüsünde de problem şekline ve ölçme koşullarına bağlı olarak durumumuza uygun bir ölçme prosedürü ve düzeni seçmeliyiz. Analiz ve çözüme ancak sistematik yöntemle ulaşabiliriz.

Dünyada kabin gürültüsü ölçümü ISO 5128 uyarınca üç metodla yapılmaktadır. Taşıt için hangi metod uygun görülürse, o metod üzerinden çalışılır. Bu üç metod ISO 5128 de şöyle tanımlanır:

-Sabit Hızlarda Ölçüm Metodu

60 km/h veya maksimum hızın % 40'ı olan hızdan küçük olanı tercih edilerek, 120 km/h hız veya maksimum hızın %80 i olan hızdan küçük olan hıza kadar ölçümler alınır. Eşit aralıklarla minimum 5 ölçüm yapılır. Vites kademesi, hız bölgesinde değiştirmeye gerek duyulmayacak en yüksek çevrim oranında olmalıdır.

Ortaya çıkan A-değerli 5 ses basınç seviyesi $V/V_{\max}$ absisli , L_A ses seviyesi ordinatlı koordinat sisteminde yerlerine noktalanır. Bu noktalar dikkate alınarak, en küçük hatalar metoduna uygun olarak bir doğru çizilir. Burada maksimum hızdaki seviyesi okunur. Eğer bu değer diğer hızlardaki ses seviyelerince 3 dB(A) merte besinde geçilmiyor ise, geçerli maksimum iç gürültü seviyesi olarak kabul edilir.

- Tam Gaz İvmelenmede Ölçüm Metodu

120 km/h lik bir hız geçilmemek şartıyla en üst vites kademesinde yapılır. 0.45 s içindeki başlangıç devrinden süratle tam gaz pozisyonuna gelinmelidir. Bu olay 0.9 s içinde ya da 120km/h hıza kadar gerçekleştirilir. Tüm taşıtlarda uygulanabilir.

- Sabit Taşıtta Ölçüm Metodu

Vites boşta ve ayak gaz pedalına tam basılmış halde iken yapılır. En az 5 saniye sürer. Bu esnada ölçülen en büyük gürültü, bizim aradığımız değerdir. Diesel motorlu taşıtlarda uygulanır.

Görülebileceği gibi bu uluslararası standartta bir hız aralığındaki iç gürültü değişimi açıklanmaktadır. Bir yönetmelik sınır değerine tekabül edebilecek tek bir gürültü yoktur. Bu şunu göstermektedir; Bir sınır değer tarif edilecekse, bu gürültünün hangi sabit seyir hızına ait olduğu da tarif içinde yer almalıdır.

SONUÇ

Tüm bu çalışma sonunda ortaya çıkan, ülkemizde çevre bilincimiz ve yaşam standartlarımıza paralel olarak taşıt gürültüsü konusunda arzu edilen çalışma ve araştırmaların yeterince yapılmadığıdır. Günümüz dünyası bu konuda her geçen gün daha sıkı tedbirler alırken, daha katı kanunlar koyarken, imalatçı ve araştırmacılarını daha rasyonel, daha derin çalışmalara itmiştir. Bu sayede çok yönlü ölçme sistemleri geliştirilmiş, her geçen gün daha küçük toleranslara ulaşılmıştır. Ülkemizde ise halen bir iç gürültü standardı bulunmamaktadır, dış gürültü seviye değerleri AT sınırları üzerinde tutulmaktadır. Çok acil bir iç gürültü standartına ihtiyacımız vardır.

Yönetmeliklerimizdeki gürültü seviyesi sınırları, en kısa sürede AT sınır değerlerine indirilmelidir. Taşıt üreten firmalar bu konu üzerinde daha rasyonel çalışmalı, insan konforu daha üst seviyelerde tutulmalıdır.

İnsan sağlığına kötü etkileri ispatlanmış olan taşıt gürültülerinin azaltılabilmesi için yüksek insan konforu ve çevre bilinci hedeflenmelidir.

KAYNAKÇA

KİTAPLAR

- K1) Kraft fahrzeugtechnik und Straßenverkehr 1984 Verlag TÜV Rheinland
- K2) VDA : Stadtverkehr und Lärm Verbandder Automobil Industrie 1978
- K3) Geraushminderung durch Werkstoffe und Systeme 1986 Gahlau, H; Geiler W
- K4) VDI- Berichte 499 Fahrzeug- Akustik 1983
- K5) Automobil- Meßtechnik 2. Auflage, Klingenberg H.
- K6) Dynamik der Kraftfahrzeuge Mitschke, M
- K7) Eğitim Semineri Notları. Taşıtlardan kaynaklanan egzoz ve gürültü Emisyonu (İTÜ)
- K8) Motorlar Ders Notları (YTÜ)
- K9) Fahrzeugakustik Adam Opel Aktiengesellschaft 1977

STANDARTLAR

- S1) TS 8535 Ses seviyesi ölçme aletleri
- S2) TS 10713 Trafik gürültüsü tespit ve önlemleri
- S3) TS 1235 Sabit durumda çalışan taşıtların çıkardığı gürültünün ölçülmesi
- S4) TS 2214 Hareket halindeki taşıtların çıkardığı gürültünün ölçülmesi
- S5) ISO (DIN) 5128 Innengerauschemessung in Kraftfahrzeugen
- S6) ISO (DIN) 362 Messung des von bescheugigten Straßenfahrzeugen abgestrahlten Geräusches

ÖZGEÇMİŞ

Ad ve Soyadı: Gökhan GÜNDEMİR

Orta Öğretim :İstanbul (Erkek) Lisesi (1987)

Yüksek Öğretim: Yıldız Teknik Üniversitesi (1992)

Yüksek Lisans: Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

