

TRAKTÖRLERDE EGZOZ GÜRÜLTÜSÜ

**T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak.Müh. Hakan ÖZTÜRK
503971157**

101361

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 11 Haziran 2001
Tezin Savunulduğu Tarih : 28 Haziran 2001**

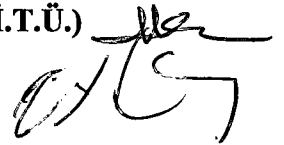
Tez Danışmanı : Prof.Dr. Ahmet GÜNEY



Diğer Jüri Üyeleri : Prof.Dr. Metin ERGENEMAN (İ.T.Ü.)



Prof.Dr. Orhan DENİZ (Y.T.Ü.)



HAZİRAN 2001

ÖNSÖZ

Taşıtlarda en önemli gürültü kaynaklarından biri egzoz sistemidir. Traktör ve iş makineleri gibi yerleşim alanlarına uzak bölgelerde çalışan ancak çalışma süreleri çok fazla olan taşıtlarda gürültü, önemli bir dizayn parametresi konumundadır.

Kanunlar ve standartlarla gürültüye getirilen sınırlar, gün geçtikçe düşürülmektedir. Avrupa Birliği ülkelerinde, regülasyonlarda belirtilen gürültü sınırlarını geçen taşıtların satışlarına izin verilmez. Avrupa Birliğine giriş sürecinde ülkemizde üretilen taşıtların gürültü seviyeleri belirlenmeli ve sınır değeri geçen modeller üzerinde gürültü iyileştirme çalışmaları yapılmalıdır.

Bu çalışmada egzoz sisteminin hem yüksek gürültü seviyesine sahip olduğu hem de uygulanacak kontrol metodlarının düşük maliyetli olduğu vurgulanmıştır. Bu yüzden gürültü kontrolü çalışmaları öncelikli olarak egzoz sistemi üzerinde yoğunlaştırılmalıdır. Çalışmada taşıt olarak traktör alınmıştır. Örnek traktörün egzoz sistemi incelenmiş ve iyileştirme önerileri sunulmuştur.

Bu konuda bana çalışma imkanı veren, ölçümlerde ve ölçüm cihazlarının temininde yardımlarını esirgemeyen, fikirleriyle destek olan tez danışmanım Prof . Dr . Ahmet Güney' e, çalışmamda desteklerini esirgemeyen Uzel Makina Ürün Geliştirme bölümündeki çalışma arkadaşlarıma, öğrenmenin erdemini öğreten aileme teşekkür ederim.

Haziran 2001

Hakan Öztürk

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR	VI
TABLO LİSTESİ	VII
ŞEKİL LİSTESİ	VIII
SEMBOL LİSTESİ	X
ÖZET	XI
SUMMARY	XIII
1. GİRİŞ	1
2 . AKUSTİĞİN TEMELLERİ	3
2.1. Sesin Oluşumu	4
2.2. Dalga Hareket Denklemleri	7
2.3. Ses Dalgasının Hızı	10
2.4. Spesifik Akustik Empedans	12
2.5. Ses Şiddeti	13
2.6. Ses Basıncı Seviyesi – Desibel	15
2.7. Desibel Değerleriyle İşlemler	17
2.8. Ses Basıncı Seviyesi Değişimleri İle İnsanın Reaksiyonu Arasındaki İlişki	22
2.9. Oktav Bantları	24
2.10. Ses Filtreleri	27
2.11. Eşdeğer Ses Düzeyi Ve Ses Etki Düzeyi	28
2.12. Gürültünün Sınıflandırılması	30
3 . TAŞITLARDA GÜRÜLTÜ KAYNAKLARI	31
3.1 Taşıtlarda Gürültü Kontrolü	31
3.2 Taşıtlarda Gürültü Kaynakları	34
3.2.1 Gürültü Ünitesi ve Hareket Gürültülerinin Karşılaştırılması	35
3.2.2 Taşıt Gürültü Spektrumu	36

3.3	Motor Gürültüsü	39
3.3.1.	Motor Yanma Gürültüsü	39
3.3.2.	Motor Mekanik Gürültüsü	41
3.3.3.	Hız ve Yükle Motor Gürültüsüne Etkisi	42
3.4	Hava Emme ve Egzoz Gürültüsü	44
3.4.1.	Emme Gürültüsü	44
3.4.2.	Egzoz Gürültüsü	45
3.5	Fan Gürültüsü	46
3.6	Vites Kutusu ve Aktarma Organları Gürültüsü	47
3.7	Lastik Gürültüsü	48
3.8	Rüzgar Gürültüsü	49
3.9	Gürültü Kontrolünün Taşıt Performansına Etkisi	49
3.9.1	Yakıt Tüketimi	49
3.9.2	Güvenilirlik ve Servis Edilebilme	51
3.9.3	Sürücü Konforu	51
4 .	TAŞIT GÜRÜLTÜ EMİSYONUNDAKİ GELİŞMELER VE ÖLÇÜM METODLARI	52
4.1	Gürültü Kontrol Metodları	55
4.2	Taşıt Tasarımında Gürültü Kontrolü	57
4.3	Traktör Kabin Gürültüsüne Gürültü Kaynaklarının Etkisi	58
4.4	Araç Gürültüsü Kontrol Yönetmelikleri	61
4.4.1.	Traktör Gürültü Kontrol Yönetmelikleri	62
4.4.2.	Araç Geçiş Gürültüsü Ölçümlerinde Gelişmiş Düzenler	64
5 .	EGZOZ PROSESİ VE GÜRÜLTÜ	65
5.1	Egzoz Prosesi	65
5.2	Egzoz Gürültüsü	68
6 .	AKUSTİK FİLTRELER TEORİSİ	70
6.1	Ses Ölçüm Birimleri	71
6.1.1	Elektroakustik Analog	73
6.2	Akustik Filtre Performans Parametreleri	74
6.2.1.	Donanım Kaybı (IL)	75
6.2.2.	İletim Kaybı (TL)	76
6.2.3.	Seviye Farkı (LD)	77
6.2.4.	Performans Parametrelerinin Karşılaştırılması	78
6.3	Alan Süreksizlikleri	79
6.4	Uzatılmış Boru Rezonatörleri	81
6.5	Helmholtz Rezonatörü	83

6.6	Konsantrik Delik-Boşluk Rezonatörü	84
7 .	REAKTİF SUSTURUCULARIN AKUSTİK PERFORMANSLARI	97
7.1	Basit Genleşme Odası	86
7.2	Susturucu Boyunun Etkisi	88
7.3	Susturucu Boğaz Şeklinin Etkisi	89
7.4	Susturucu Şeklinin Etkisi	91
7.5	Çift Genleşme Odası Arasındaki Borunun Boyunun Etkisi	92
7.6	Uzatılmış Giriş-Çıkış Borularının Etkisi	93
7.7	Rezonatörlerin Etkisi	94
8.	DİSİPATİF SUSTURUCULARIN AKUSTİK PERFORMANSLARI	97
8.1	Disipatif Susturucularda İletim Kaybı	98
8.2	Disipatif Susturucuların Seçimi	99
9.	SUSTURUCULARDA ÜRÜN GELİŞTİRME ÇALIŞMASI	101
9.1	Egzoz Susturucularının Gereksinimleri	101
9.2	Tasarım Kriterlerinden Çıkarılan Sonuçlar	102
9.3	Geri Basınç Etkileşimi	113
9.4	Uygulama Analizleri	115
9.5	Susturucunun Akustik İncelenmesi	116
9.5.1.	Genleşme Hacminin Etkisi	117
9.5.2.	Rezonatör Etkisi	119
9.6	İncelenen Susturucunun Akustik İyileştirme Önerileri	120
9.7	Geliştirilmiş Egzoz Susturucuları	125
9.7.1	Yarı Aktif Egzoz Sistemleri	126
9.7.2	Anti Gürültülü Aktif Susturucu Sistemleri	126
9.8	Gürültü-Maliyet İlişkisi	127
9.8.1.	Taşıtlarda Gürültü Azaltma - Maliyet Optimizasyonu	129
10.	SONUÇLAR	131
	KAYNAKLAR	133
	ÖZGEÇMİŞ	135

KISALTMALAR

dB : Desibel

dB(A) : A ağırlıklı desibel

SPL : Ses basıncı düzeyi

SWL : Ses gücü düzeyi

SEL : Ses etkilenim düzeyi

IL : Donanım kaybı

TL : İletim kaybı

LD : Seviye farkı

NR : Gürültü azalımı

L_{eq} : Eşdeğer ses gücü düzeyi

TABLO LİSTESİ

Tablo 2.1. Çeşitli gürültü kaynaklarının ses güçleri ve ses gücü düzeyleri.....	17
Tablo 2.2. SPL'deki değişimlerle insanın reaksiyonu arasındaki yaklaşık ilişki	22
Tablo 2.3. Frekans Bandları.....	25
Tablo 3.1. Hareket ve güç ünitesi gürültülerinin karşılaştırılması.....	35
Tablo 3.2. Gürültünün azaltılmasının bir sonucu olarak ağırlıktaki artışın yakıt tüketimine etkisi	50
Tablo 4.1. Modern taşıtların akustik karakteristikleri.....	54
Tablo 4.2. Taşıtlarda aktif gürültü kontrolü.....	56
Tablo 4.3. Gürültü kaynakların toplam gürültüye etkileri	59
Tablo 6.1. Elektroakustik analoji	74
Tablo 9.1. Önerilen 4 odalı susturucunun karşılaştırmalı ölçüm sonuçları	123
Tablo 9.2. Taşıt gürültüsü için gürültü kontrol metodlarının yaklaşık maliyet hesabı	129
Tablo 9.3. Gürültü kontrol kombinasyonu	130

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1. Sesin iletilmesi.....	3
Şekil 2.2. Ses dalgalarının yayılımı	5
Şekil 2.3. Basınç, periyod ve frekans arasındaki ilişki	6
Şekil 2.4. Ses dalgası etkisiyle tabakanın genişleşmesi	10
Şekil 2.5. Değişik genliklerin ölçülmesini gösteren sinüzoidal sinyal	15
Şekil 2.6. Desibel toplama / çıkarma eğrileri.....	19
Şekil 2.7. Düz zemin üzerinde yayılan ses	20
Şekil 2.8. Belli gürültü kaynaklarının tipik ses basınç seviyeleri	23
Şekil 2.9. Normal duyan insanlarda işitme eşiğinin yaşla değişimi	24
Şekil 2.10. NC eğrileri	26
Şekil 2.11. Standart ses filtreleri.....	27
Şekil 2.12. Eşdeğer ses seviyesi ve ses etki seviyesi.....	29
Şekil 3.1. Taşıtlarda iç gürültü kaynakları.....	32
Şekil 3.2. Gürültünün yayılımı	33
Şekil 3.3. Taşıt güç ünitesi ve hareket gürültüsü	36
Şekil 3.4. Orta kapasiteli ticari taşıtlarda gürültü spektrumu	37
Şekil 3.5. Hafif ticari ve yolcu taşıtlarında gürültü spektrumu.....	37
Şekil 3.6. Geniş taşıtlarda gürültü spektrumu	38
Şekil 3.7. Küçük taşıtlarda gürültü spektrumu	38
Şekil 3.8. Değişik yanma sistemlerinin tipik basınç diyagramları	40
Şekil 3.9. Motor hızının silindir basınç spektrumuna etkisi	41
Şekil 3.10. Değişik güçteki motorların gürültü aralıkları	42
Şekil 3-11. Turboşarjlı dizel kamyon motorunun farklı yüklerde gürültü analizi	43
Şekil 3.12. Motor gürültüsü tahmin eğrileri	43
Şekil 3.13. Hava emme gürültüsü karakteristiği.....	45
Şekil 3.14. Üç temel soğutma fanı tipleri	46
Şekil 3.15. Asimetrik kanat aralıklarının frekans spektrumuna etkisi	47
Şekil 3.16. Kuru ve ıslak otobanda 96km/h hızda tahrik tekerleklerinin dar bant frekans spektrumu	48
Şekil 3.17. Dış gürültü seviyesindeki azalma (ISO R 362'ye göre) ile iç (kabin içi) gürültü seviyesindeki azalma arasındaki ilişki	51
Şekil 4.1. İş makineleri, traktörler ve transport taşıtlarının iç ve dış gürültü seviyeleri yoğunlukları	53
Şekil 4.2. Bir traktördeki ana gürültü kaynakları.....	58
Şekil 4.3. Deney traktörünün alınan önlemler sonrası gürültü spektrumu	60
Şekil 4.4. ISO R 362'ye göre taşıt dış gürültü ölçümü	61
Şekil 4.5. Gelişmiş bir araç geçiş gürültüsü ölçme düzeneği	64
Şekil 5.1. Egzoz açılma noktasının p-V diyagramına etkisi	66
Şekil 5.2. Egzoz ve emme sırasında silindir basıncının değişimi.....	66
Şekil 5.3. Egzoz sisteminden yayılan gürültünün oluşumu	68
Şekil 5.4. Egzoz gürültüsünün hızla değişimi.....	69

Şekil 5.5. Tipik egzoz gürültüsü spektrumu	69
Şekil 6.1. Tipik motor egzoz sistemi	75
Şekil 6.2. İletim kaybının tanımı	77
Şekil 6.3. Seviye farkının tanımı	78
Şekil 6.4. Basit alan süreksizlikleri	80
Şekil 6.5. Uzatılmış boru rezonatörleri.....	82
Şekil 6.6. Kavitasyon rezonatörlerinin genel şekli	84
Şekil 6.7. Konsantrik delik-boşluk rezonatörü	84
Şekil 7.1. Bir susturucu sisteminin blok diyagramı.....	85
Şekil 7.2. Tek genişleme odalı susturucu diyagramı	86
Şekil 7.3. Basit genişleme kabının iletim kaybı.....	87
Şekil 7.4. Susturucu boyunun TL'ye etkisi.....	89
Şekil 7.5. Eğimli boğazın TL'ye etkisi	90
Şekil 7.6. Susturucu boğaz eğiminin akustik karakteristiği.....	90
Şekil 7.7. Büyük kesit alana sahip filtreler	91
Şekil 7.8. Dıştan bağlantılı basit genişleme odalarının iletim kaybı.....	92
Şekil 7.9. İçten bağlantılı basit genişleme odalarının iletim kaybı.....	93
Şekil 7.10. Uzatılmış boruların boyunun TL'ye etkisi	94
Şekil 7.11. Bir yan-kol rezonatörünün şematik gösterimi	95
Şekil 7.12. Rezonatör hacimleri tasarım eğrileri	95
Şekil 7.13. Perfore borulu tek genişleme odalı rezonatörlerin iletim kayıpları	96
Şekil 8.1. Disipatif susturucuların iletim kaybı ölçümü.....	98
Şekil 9.1. Sıcaklık değişiminin donanım kaybına etkisi	103
Şekil 9.2. Genişleme odası tipinin donanım kaybına etkisi	104
Şekil 9.3. Susturucu oda sayısının donanım kaybına etkisi	104
Şekil 9.4. Toplam boyun aynı kalarak artan oda sayısının donanım kaybına etkisi.....	105
Şekil 9.5. Üç odalı susturucuda alan oranının donanım kaybına etkisi	105
Şekil 9.6. Perfore delikli susturucular.	107
Şekil 9.7. İki odalı tipik bir perfore susturucunun iletim kaybı.....	108
Şekil 9.8. Basit genişleme odası	108
Şekil 9.9. İletim kayıplarının karşılaştırılması.....	109
Şekil 9.10. Çapraz akışlı üç-boru perfore susturucu konfigürasyonu.....	109
Şekil 9.11. Çapraz akışlı üç-boru perfore susturucu konfigürasyonunda aynı toplam boy ve delik yüzdesinde oda sayısının etkisi.	110
Şekil 9.12. Konsantrik-tüp rezonatör susturucuları..	111
Şekil 9.13. Konsantrik-tüp rezonatör susturucularının TL'ye etkisi.	111
Şekil 9.14. Basit genişleme odalı susturucular.	112
Şekil 9.15. Aynı toplam boya sahip susturucularda oda sayısının etkisi.....	112
Şekil 9.16. İncelenen susturucu.	116
Şekil 9.17. Mevcut susturucu ile önerilen susturucunun gürültü seviyeleri	124
Şekil 9.18. Mevcut susturucu ile önerilen susturucunun gürültü seviyeleri	124
Şekil 9.19. Mevcut susturucu ile önerilen susturucunun gürültü seviyeleri	125
Şekil 9.20. Optimum gürültü seviyesinin tayini	128

SEMBOL LİSTESİ

A, S : Alan

f : Frekans

p : Ses basıncı

p_0 : Referans ses basıncı

l : uzunluk,boy

α : Absorbsiyon katsayısı

W : Ses gücü

W_0 : Referans ses gücü

V : Hacim

m : alanlar oranı

c : Ses hızı

λ : Dalga boyu

T : Sıcaklık, zaman

ϕ : Faz farkı

q : Elastizite modülü

Z : Empedans

I : Ses şiddeti

I_0 : Referans ses şiddeti

n_2 : Politropik üs

u : parçacık hızı

ÖZET

TRAKTÖRLERDE EGZOZ GÜRÜLTÜSÜ

Motor egzoz gürültüsü, gürültü kirliliğinin en önemli kaynaklarından biridir. Susturucu üzerine yapılan analiz ve tasarım çalışmaları 1920' li yıllarda başlamıştır. İnsanların çalışma ve yaşama alanlarına daha fazla özen göstermeleri yüzünden bu çalışmalar ivme kazanmıştır. Birçok ülkede taşıtların gürültü seviyelerine devlet yasal sınırlamalar getirmiştir. Egzoz gürültüsü, en önemli gürültü kaynaklarından biri olduğundan bilim adamları çalışmalarını susturucular üzerinde yoğunlaştırmıştır.

Bu çalışmada taşıt olarak traktörler alınmış, bütün ölçüm ve öneriler, ölçüm yapılan traktör için yapılmıştır.

Bu çalışmada öncelikle akustiğin temelleri incelenmiş ve taşıtlarda gürültü kaynakları tespit edilmiştir. Bu gürültü kaynaklarından motor gürültüsü ve buna bağlı olarak egzoz gürültüsünün dominant gürültü karakterine sahip olduğu vurgulanmıştır. Ayrıca gürültü ölçüm yöntemleri ve Avrupa Birliği ülkelerinde uygulanan ilgili regülasyonlar açıklanmıştır.

Sonraki bölümde, susturucuların akustiğinin incelenebilmesi için gerekli olan akustik filtreler teorisinden ve egzoz prosesinden söz edilmiştir. Akustik filtrelerin görevi yanma gürültüsünü susturmak ya da ses enerjisini ısı enerjisine dönüştürmektir. Gürültüyü akış dirençleriyle azaltan susturuculara reflektif, reaktif ya da nondisipatif susturucular, enerji dönüşümü sağlayan susturuculara da disipatif, yutucu susturucular denir.

Son bölümde ise akustik susturucuların tasarım parametreleri ve susturucu tipleri tek tek incelenmiş, bütün değişkenlerin gürültüye etkileri değerlendirilmiştir. Bu verilere dayanarak incelenen susturucu için akustik iyileştirme önerileri sunulmuş, tasarlanan gürültü iyileştirme değerleri hesaplanmıştır. Ayrıca nihai önerinin, prototip susturucu imal edilerek karşılaştırmalı testlerle gürültü değerleri ve iyileştirme miktarı saptanmıştır. Taşıtlarda gürültü azaltma çalışmalarında maliyet parametresi de bu bölümde incelenmiş, egzoz sistemi üzerinde yapılacak iyileştirmelerin optimum maliyetle başarılabileceği belirtilmiştir.

Egzoz gürültüsünde yapılacak iyileştirmeler genellikle egzoz gaz akışına uygulanacak dirençler yardımıyla olmaktadır. Yaratılacak dirençler motor performansını olumsuz etkileyecektir. Dolayısıyla ürün geliştirme çalışması esnasında mevcut egzoz geri basıncı, tasarlanan egzoz geri basıncı ve motor spesifikasyonlarında belirtilen egzoz geri basıncı değerleri mutlaka karşılaştırılmalıdır. Bu çalışmada tasarlanan egzozun gürültüsü ölçülürken geri basınç değerleri de ölçülmüş ve gürültü seviyeleri ile aynı tabloda sunulmuştur. Tasarlanan susturucuda, mevcut susturucuya göre gürültü seviyesinde bir miktar iyileşme sağlanmıştır. Buna karşılık geri basınç değerinde artış tespit edilmiştir. Ancak ulaşılan geri basınç değerinin motor spesifikasyonunda belirtilen sınır değerlerin altında olduğundan ve mevcut susturucu ile aynı ölçülere sahip olduğundan, akustik verimi daha yüksek olarak tasarlanan susturucunun mevcut susturucu yerine kullanılabileceği sonucuna ulaşılmıştır.



SUMMARY

EXHAUST NOISE OF AGRICULTURAL TRACTORS

Engine exhaust noise pollutes the street environment. Work on the analysis and design of mufflers has been going on since the early 1920s. However, it has gained momentum relatively recently as people become more and more conscious of their working and living environment. Governments of many countries have responded to popular demand with mandatory restrictions on sound emitted by automotive engines. The exhaust system being the primary source of engine noise, exhaust mufflers have received most attention from researchers.

In this study, agricultural tractors are taken as the vehicle and all measurements and suggestions are made for a sample.

In the first section after introduction, fundamentals of acoustics and the noise sources of the vehicles are examined. The engine and related exhaust system are the main noise sources as dominant noise characteristics. Also, the measurement of sound and noise of vehicles according to the standards are given in this section. Additionally, two EEC Council Directives about the agricultural tractors are summarized.

Next section deals with the theory of exhaust mufflers for internal combustion engines. In this system, wave propagation is in a moving medium. The function of a muffler is to muffle the sound through impedance mismatch or to dissipate the incoming sound into heat while allowing the mean flow to go through almost unimpeded. The former type of muffler is called reflective, reactive or nondissipative mufflers, while the latter are called dissipative or absorptive mufflers.

In the last section, all the muffler types and their design parameters are considered. Also the effects of these parameters to the muffler noise are examined. According to these results, acoustic development and suggestions are presented and also calculated. One of the suggested muffler is produced and noise is measured with the prototype muffler in comparison with the current one on the tractor. Cost consideration of reducing the total noise of vehicles is given in this section.

The noise control methods in reactive mufflers are mostly based on resisting of mean flow. Creating resistance on the way of exhaust gas flow usually increases the back pressure of the muffler which has negative effects on the engine performance. Because of this, back pressure consideration must be a part of exhaust silencer design. The back pressure limit values of the engines are provided by the engine manufacturers. In this study, back pressure values are measured at the same time with the noise measurements of the mufflers and the results are shown in the same table. It is seen that a little increase is provided in the transmission lost and the expected increased back pressure was in the limits of engine specifications. Developed muffler had same dimensions with the current muffler , this means that both are interchangeable. As a conclusion, developed muffler can be used instead of the searched muffler in order to have more acoustic efficiency.



.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Traktör ve iş makinaları gibi taşıtlarda gürültü, çalışma alanlarının yerleşim birimlerinden uzak olması sebebiyle mevzi etki gösterir. Özellikle traktörlerde, ana gürültü kaynakları olan motor ve egzoz sisteminin kaporta ile kapatılma imkanı sınırlı olduğundan gürültü seviyeleri oldukça yüksektir. Bu yüksek gürültü seviyesi, şehir trafik gürültü seviyesini pek fazla etkilemese de, kullanıcı için oldukça önemli bir konfor parametresidir. Bu tür taşıtlarda günlük çalışma süreleri ortalama 8 saat, maksimum 12 saat gibi uzun sürelerdir. Bu süre zarfında sürücünün maruz kalacağı yüksek gürültü seviyeleri, sürücüyü olumsuz etkileyecektir.

Avrupa Birliği' ne bağlı ülkelerde, traktör gürültü seviyelerinin ölçümü ve sınır değerlerini belirleyen iki değişik direktif yürürlükte. Otomotiv teknolojisinin hızla geliştiği çağımızda gürültü kontrol yöntemlerindeki gelişmelere bağlı olarak gürültü seviyeleri limit değerleri de gün geçtikçe azaltılmaktadır. Ülkemizin de Avrupa Birliği' ne giriş sürecinde olduğu düşünüldüğünde, benzer sınırlamaların ülkemizde de uygulanma zorunluluğu kaçınılmazdır. Avrupa Birliği ülkelerinde limit değerlerden daha yüksek gürültü seviyelerine sahip taşıtların ithal edilmelerine, satışlarına ve dolayısıyla karayoluna çıkışlarına izin verilmez. Ülkemizde üretilen taşıtların gürültü seviyeleri standart ölçüm yöntemleri ile ölçülmeli, sınır değerleri aşan taşıtlar üzerinde akustik iyileştirme çalışmaları yapılmalıdır.

Bu çalışmada egzoz sisteminin hem yüksek bir gürültü kaynağı olduğu, hem yüksek iletim kaybı iyileştirmelerinin yapılabileceği hem de ürün geliştirme-maliyet ilişkisinin optimum olduğu vurgulanmış, taşıt toplam gürültü seviyelerinin

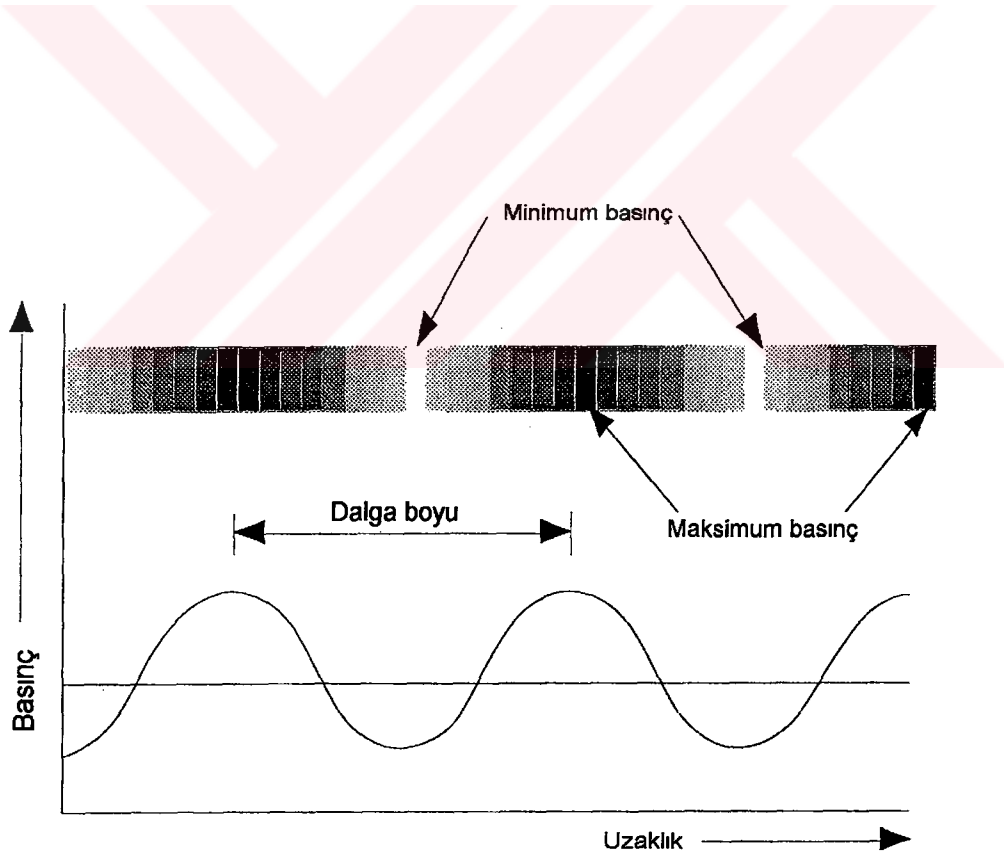
azaltılması amaçlı çalışmalarda öncelikli olarak egzoz sistemi üzerinde yoğunlaştırılması gerektiği vurgulanmıştır.

Egzoz sisteminden kaynaklanan gürültü, parametrelerin çokluğu sebebiyle teorik olarak açıklaması zor bir akustik problemdir. Bu çalışmada akustik parametreler teorik olarak belirtilmiştir ve teorik inceleme yapacaklar için akustik filtreler teorisine giriş yapılmıştır. Ancak bütün kaynaklarda belirtildiği üzere teorik yaklaşımlarla elde edilecek sonuçlar mutlaka deneylerle onaylanmalıdır. Bu çalışmada teorik hesaplamalarla elde edilen değerlerle akustik ölçümlerin karşılaştırıldığı grafikler incelenmiş, deneysel yaklaşımlar kullanılarak iyileştirme önerileri sunulmuştur. İyileştirme önerileri akustik dirençlerin yaratılması esasına dayandığından geri basınç, önemli bir ilave parametre olarak ele alınmıştır.

Bu çalışma, bütün taşıt egzoz sistemi iyileştirme çalışmaları için ortak bilgiler içermektedir. Farklı olarak Avrupa Birliği ülkelerinde uygulanmakta olan gürültü ölçüm ve sınır değerlerini içeren direktif, traktörler için değişik olduğundan yalnızca bu direktif incelenmiştir. Ayrıca incelenecek örnek taşıt olarak traktörler alınmış, bütün ölçüm ve analizler aynı traktör için yapılmıştır. Benzer çalışmalar diğer taşıt kategorileri için de yapılabilir.

BÖLÜM 2 . AKUSTİĞİN TEMELLERİ

Ses, elastik bir ortamdaki mekanik titreşimler ve basınç değişimidir. Elastik ortam hava ise, basınç dalgaları kulağa ulaştığında duyma duyusu gerçekleşmiş olur. Ses, bir enerji şeklidir ve ortamdaki parçacıkların titreşimlerinin komşu parçacıklara iletilmesi ile yayılır. Bir başka deyişle ses, hava molekülleri içindeki basınç piklerinin oluşturduğu dalga serisidir. Belirtmek gerekir ki; hava molekülleri yerdeğiştirmez ve maddenin transferinden söz edilemez (atmosfer basıncı üzerinde yüksek hacimlerdeki gaz yayılımı olan patlamalar hariç). [1]



Şekil 2.1. Sesin iletilmesi

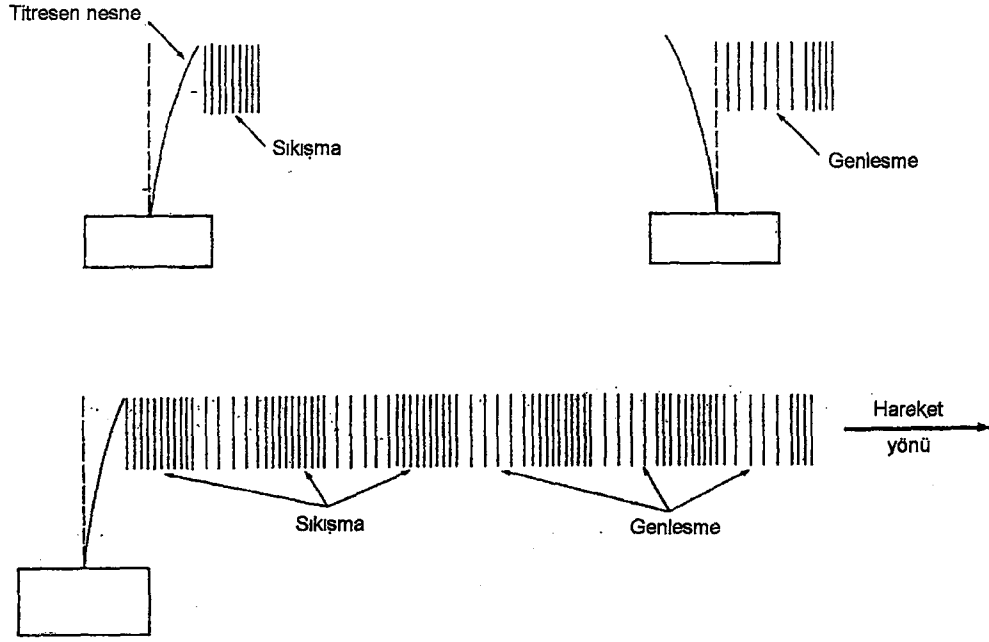
Gürültü, genel olarak istenmeyen ses olarak tanımlanabilir. İnsanların maksimum performans ve verim şartlarını olumsuz etkileyebilir; dinlenmeyi ve uyumayı engelleyebilir, sinir tansiyonunu yükseltebilir ve hepsinden önemlisi duyma bozukluklarına sebep olabilir. Bu yüzden gürültü, hava ve su kirliliği gibi; ki bir çeşit hava kirliliğidir; endüstri ve kanun seviyelerinde ciddi olarak ele alınmalıdır.

Ses, nesnel bir kavram, yani ölçülebilir ve varlığı kişiye bağlı olarak değişmezken gürültü, öznel bir kavramdır. Gürültünün ve sesin oluşumu, yayılması, transferi, emilmesi, ölçülmesi ve işlevi öğretisine de “akustik” adı verilir.

2.1. Sesin Oluşumu

Sesin varlığından bahsedebilmek için bir ses kaynağı, iletim ortamı ve bir alıcının olması gerekir. Ses kaynağı, bazı dış enerji kaynaklarının titreşime zorladığı herhangi bir nesne olabilir. Ortam ise ses enerjisini bir yerden başka bir yere taşıyan madde yoğunluğudur. Ortam su, metal ya da ahşap olabilse de bu incelemede genellikle hava olarak alınmıştır.

Şekil 2.2’ de titreşim hareketi yapan nesnenin oluşturduğu ses dalgasının havada yayılımı gösterilmiştir. Nesne, sağa doğru hareket ettiğinde, çevresindeki hava molekülleri sıkışır. Bu basınç artışı, nesneden uzaktaki moleküllere iletilir. Bu olay, kaynağın çevresinde hareket eden kısmen yüksek basınç alanı oluşturur. (Hareket eden moleküller değil enerjidir). Nesne sağa doğru hareketini tamamladığında sola (geriye) hareket etmeye başlar. Bu hareket, nesnenin çevresindeki hava moleküllerinde basıncın düşmesine sebep olur. Nesne tekrar geriye hareket ettiğinde bu iki olay tekrarlı olarak oluşur.



Şekil 2.2. Ses dalgalarının yayılımı

Basınç değişimi periyodiktir ve basıncın bir tam değişimine “devir” denir. Basınç dalgasının bir tam devri için geçen süreye “periyot (T) “ denir. Basınç değişiminin frekansı (f), birim zamandaki devir sayısı olarak tanımlanır. (Saniyedeki devir sayısı Hertz, (Hz)’ dir.)

$$f = 1 / T \quad (2.1)$$

Zamana bağlı basınç değişimini veren eşitlik:

$$p(t) = p_A \sin (\omega t + \phi) \quad (2.2)$$

dir. Burada

p_A = basınç dalgasının genliği

ω = basınç dalgasının frekansı ($\text{rad / sn} = 2\pi / T = 2\pi f$)

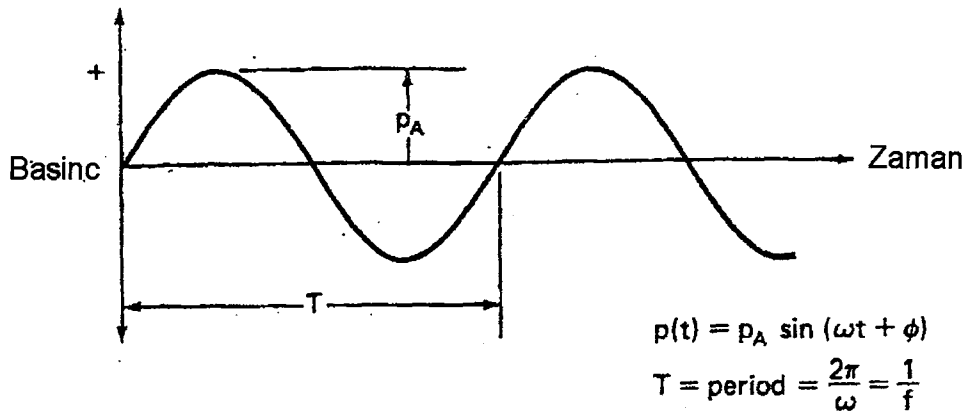
ϕ = ölçülen ses sinyali ile referans arasındaki faz farkı

dır. Sesin yayılım hızı(c),

$$c = \Delta x / \Delta t \quad (2.3)$$

şeklinde ifade edilir ki; burada x, t süresince sesin katettiği yoldur. Periyodik ses basınç dalgasının dalga boyu (λ), T periyodu süresince katedilen yoldur.

$$\lambda = cT = c / f \quad (c = 20.033\sqrt{T(^{\circ}K)}) \quad (2.4)$$



Şekil 2.3. Basınc, periyod ve frekans arasındaki ilişki

2.2. Dalga Hareket Denklemleri

Ses, noktasal kaynaktan küresel olarak yayılır. Ses dalgasının kaynağı düzlemsel yüzey ise (örneğin pistonun yarattığı, boru içinde yayılan dalga), yüzeyin tüm noktaları aynı fazda titreşir ki oluşan dalga cephesi de düzlemseldir.

Pratikte, ses kaynağı yakınlarındaki noktalarda akustik basınç ve parçacık hızları aynı fazda değildir. Ayrıca, kaynağa yakın noktalardaki ses seviyesi değerleri de pozisyona göre değişkenlik gösterir. Bu değişkenlik sebebiyle kaynağa yakın noktalarda ölçülen ses basınç seviyeleri yardımıyla kaynağa uzak noktalardaki ses basınç seviyeleri tahmin edilemez.

Serbest (yansımaz) yayılan ses dalgasında, akustik basınç ve parçacık hızları ile ilgili şartlar değerlendirilmelidir. Bunu yapmak için düzlem dalganın hareketinin temel eşitliği incelenmelidir, birincil olarak tek ses kaynağının bir boyutlu ses dalgaları için yapılır. Basit harmonik hareket,

$$y = y_0 \cos \omega t \quad (2.5)$$

ile tanımlanır. Burada

y_0 : harmonik hareketin genliği

ω : harmonik hareketin frekansı

t : zaman

dır. Dalga, kaynağından x doğrultusunda sabit hareket ederse, kaynaktan x uzaklığındaki bir A noktasına $t' = x/c$ zamanında ulaşır. A noktasındaki faz $\omega t'$ olur ki, deplasman

$$y = y_0 \cos \omega (t - t') \quad (2.6)$$

ya da

$$y = y_0 \cos \omega [t - (x / c)] \quad (2.7)$$

halini alır. T periyodunda, kaynağın hareketi ve A noktasındaki deplasman arasındaki faz açısı dalga boyu hareketinde ($\lambda = cT$) değişir.

$$y = y_0 \cos \omega [t - (x / c)]$$

$$y = y_0 \cos 2\pi/T [t - (xT / \lambda)]$$

$$y = y_0 \cos 2\pi [(t / T) - (x / \lambda)]$$

$$y = y_0 \cos (\omega t - kx) \quad (2.8)$$

Burada $k (= \omega/c = 2\pi/\lambda)$ dalga sayısıdır. Parçacık hızı u :

$$u = \delta y / \delta t = \omega y_0 \sin (\omega t - kx)$$

$$u = \omega y_0 \sin (\omega t - kx + \pi) \quad (2.9)$$

şeklinde yazılabilir. $u_0 = \omega y_0$ alınarak

$$u = u_0 \sin (\omega t - kx) \quad (2.10)$$

elde edilir. Burada u_0 , hız genliği yerine geçer. Görülüyor ki y ve u arasında 90° lik faz farkı vardır.(2.8) eşitliğinin x ve t ' ye göre iki kere türevi alınırsa

$$\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = -k^2 y_0 \cos (\omega t - kx) \quad (2.11)$$

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = -\omega^2 y_0 \cos (\omega t - kx) \quad (2.12)$$

elde edilir. $c = \omega / k$ olduğundan

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \quad (2.13)$$

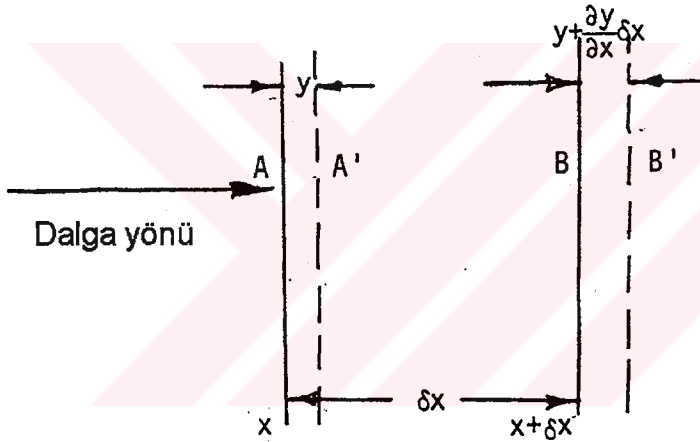
eşitliğine ulaşılır. Benzer eşitlikler parçacık hızı u ve akustik basınç p için yazılabilir.

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad (2.14)$$

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} \quad (2.15)$$

2.3. Ses Dalgasının Hızı

Şekil 2.4' te ρ yoğunluğundaki ortamda x doğrultusunda hareket eden dalga, şematik olarak gösterilmiştir. AB, ortamdaki ince ve paralelkenar bir tabakadır ve A ile B, x hareket doğrultusunun normalleridir. A, ses kaynağına x uzaklığındadır. Bir t zaman sonra, A, y kadar hareket edip A' değişimine uğrar ki kaynağa olan uzaklık $(x + y)$ ' dir. B de B' pozisyonunu alır. B'nin yerdeğişimi çok küçük $y + (\partial y / \partial x) \delta x$ 'tir. [2]



Şekil 2.4. Ses dalgası etkisiyle tabakanın genişlemesi

Birim alan kesit alanı için AB tabakası $\partial y / \partial x$ kadar genişir. p akustik basınç olarak alınırsa ses dalgasının geçişinin yarattığı basınç artışı Hooke kanununa göre

$$p = -q \frac{\partial y}{\partial x} \quad (2.16)$$

dir. Burada q , ortamın elastizite modülüdür.

Bu durumda tabaka baskıya uğradığında pozitif basınç, negatif genleşmeye sebep olur. Newton'un 3. kanununa göre A ve B noktalarında eşit ve zıt basınçlar oluşur. A noktasındaki basınç p ise B noktasında $-p + (\partial p / \partial x) \delta x$ basıncı oluşur. Görüldüğü gibi tabakada $-(\partial p / \partial x) \delta x$ dengelenmemiş basınç etki olur ki; bu da ivmelenmeye sebep olur. Newton'un ikinci kanununa göre bu ivmelenmeyi yaratacak kuvvet

$$\rho \delta x \left(\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \right)$$

dir. Birim alana etkiyen kuvvet, basınç olduğundan

$$-\left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) \delta x = \rho \delta x \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}$$

ya da

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\rho \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \quad (2.17)$$

yazılabilir. (2.16) eşitliğinde p 'nin x 'e göre türevi alınırsa

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -q \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \quad (2.18)$$

elde edilir. (2.17) ve (2.18) eşitliklerinden

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = \frac{q}{\rho} \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \quad (2.19)$$

bulunur. (2.19) ve (2.13) eşitlikleri yardımıyla

$$c^2 = q / \rho \quad (2.20)$$

elde edilir.

2.4. Spesifik Akustik Empedans

Mekanik bir sistemde empedans, titreşim kuvvetinin sistemin hızına oranıdır. Elektriksel sistemlerde empedans, potansiyel farkın akıma oranıdır. Akustik sistemlerde benzer bir analogi ile akustik empedansın, akustik basıncın parçacık hızına oranı olduğu söylenebilir. [2]

$$Z = p / u \quad (2.21)$$

Serbest yayılmada (2.16) ve (2.8) eşitliklerinden yararlanılarak

$$p = -q \frac{\partial y}{\partial x} = -qky_0 \sin(\omega t - kx)$$

yazılabilir. (2.9) eşitliğindeki u kullanılarak

$$Z = \frac{p}{u} = \frac{-qky_0 \sin(\omega t - kx)}{-\omega y_0 \sin(\omega t - kx)}$$

$$Z = qk / \omega = q / c = \rho c \quad (2.22)$$

elde edilir. ρc ' ye 'akustik empedans' denir.

$$\rho = 1.21 \text{ kg/m}^3$$

$$c = 343 \text{ m/sn}$$

2.5. Ses Şiddeti

Ses şiddeti, ses kaynağından yayılan enerjinin belli bir yönde birim zamanda birim alandan geçen miktarıdır. Güç formülünden yola çıkılarak

$$\text{İş} / \text{Birim Zaman} = (\text{Kuvvet} \times \text{Deplasman}) / \text{Zaman} = \text{Kuvvet} \times \text{Hız}$$

$$\text{Ses Şiddeti} = \text{Ses Gücü} / \text{Birim Alan}$$

$$\approx (\text{Kuvvet} / \text{Alan}) \times \text{Hız}$$

$$\approx \text{Basınç} \times \text{Hız}$$

dır. Tek frekanslı küresel yayılan sesin şiddeti

$$I = \frac{1}{T} \int_0^T p(t)u(t)dt = \frac{1}{T} \int_0^T p(t) \frac{p(t)}{\rho c} dt$$

$$I = \frac{1}{T} \int_0^T \frac{p^2(t)}{\rho c} dt \quad (2.23)$$

(ρc :karakteristik empedans) şeklinde ifade edilir.

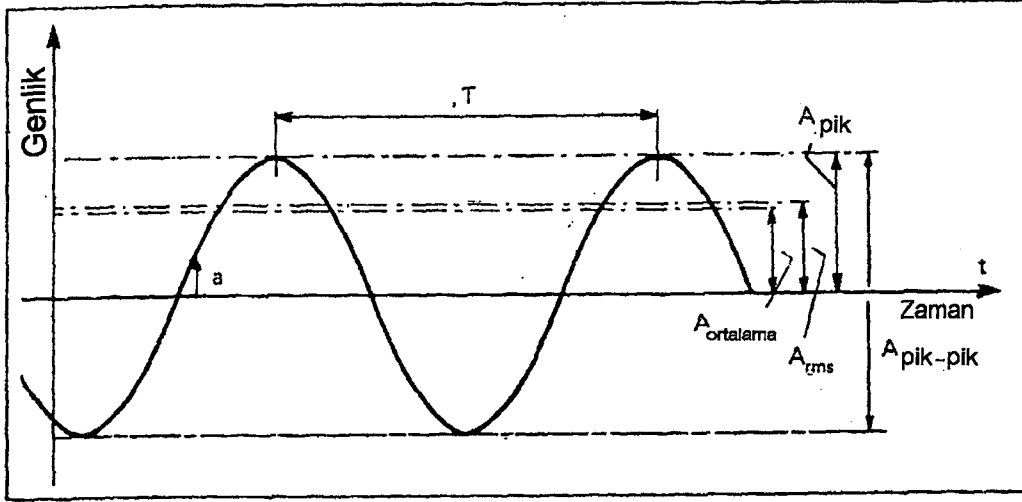
Bir ses dalgasının basınç değişimleri periyodiktir ve genelde rms değeri adı verilen değeriyle karakterize edilir. Bu değere ortalama basınç ya da pik basınç denir. Efektif basıncın ortalama kare değerinin karekökü ile tanımlandığından

$$p = p_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T p^2(t)dt} \quad (2.24)$$

yazılabilir. (2.23) eşitliği ile birlikte ele alındığında görülür ki

$$I = \frac{p_{rms}^2}{\rho c} \quad (2.25)$$

dir. [3]



Şekil 2.5. Değişik genliklerin ölçülmesini gösteren sinüzoidal sinyal

2.6. Ses Basıncı Seviyesi – Desibel

İnsan kulağının ses basıncı algılama aralığı çok geniş olduğundan ses logaritmik bir büyüklük olan “Desibel” ile tanımlanır. Sesin şiddetindeki 10 kat değişim : $\log_{10} 10^1 = 1$ bel; 100 kat değişim: $\log_{10} 10^2 = 2$ bel olarak belirtilir. Bel, çok geniş bir birim olduğundan onda biri olan “desibel (dB)” daha kullanışlıdır. Yani 1 bel = 10 desibeldir.

1 desibel, sesin şiddetindeki 1,26 kat değişime eşittir ($1\text{dB} = 10 \log x$; $x = 1,26$). Ses şiddetindeki 2 katlık değişim; 3dB ‘ e eşittir. ($10 \log 2 = 3$)

Eğer iki ses şiddeti I_1 ve I_2 arasında n dB fark varsa

$$n = 10 \log I_1 / I_2 \quad (2.26)$$

dir. Genelde şiddet belli bir referans seviyeye göre ölçülür.

$$n = 10 \log I_1 / I_0 \quad (2.27)$$

ki; $I_0 = 10^{-12}$ watt / m² alınır.

Şiddet, basıncın karesi ile doğru orantılı olduğundan

$$n = 10 \log p^2 / p_0^2 = 10 \log (p / p_0)^2 = 20 \log p / p_0 \quad (2.28)$$

elde edilir. Burada p_0 standart referans basınç seviyesidir ve 2×10^{-5} Paskal ya da 2×10^{-5} N / m² alınır. n, ses basınç seviyesidir (SPL) ve birimi daha önce belirtildiği gibi dB' dir.

Ses basınç seviyesi aynı zamanda şiddet ile doğru orantılı olan güç parametresi ile de ifade edilebilir. W değerindeki bir gücün W_0 referans değerine göre düzeyi

$$\text{Düzy (dB)} = 10 \log W / W_0 \quad (2.29)$$

olarak tanımlanabilir. Burada W_0 referans güç 10^{-12} watt alınır.

Aşağıdaki tabloda bazı ses ve gürültü kaynaklarının harcadıkları ses güçleri ve ses gücü düzeyleri verilmiştir. Bu tablo, ses gücü ölçümlerinde desibel kullanımının ne kadar kolaylık sağladığını göstermektedir. [4]

Tablo 2.1. Çeşitli gürültü kaynaklarının ses güçleri ve ses gücü düzeyleri

Ses Kaynağı	Ses Gücü (W)	Ses Gücü Düzeyi (dB, re 10^{-12} W)
Fısıltı	10^{-9}	30
Normal Konuşma	10^{-5}	70
Bağırarak Konuşma	10^{-3}	90
Kamyon Kornası	10^{-1}	110
Pervaneli Uçak Motoru	1	120
Senfoni Orkestrası	10	130
Dört Jet Motorlu Uçak	$5 \cdot 10^4$	167

2.7. Desibel Değerleriyle İşlemler

Ses, enerji olarak toplanır, yani ses basınçlarının kareleri ile işlem yapmak gerekir. Ses basınç seviyesi bilinen iki sesi toplamak için ilk önce ses basınçlarını ters logaritma ile bulmak, basınçların kareleri ile toplamı hesaplayıp tekrar logaritma almak gerekir.

$$\text{SPL (dB)} = 10 \log (p / p_{\text{ref}})^2$$

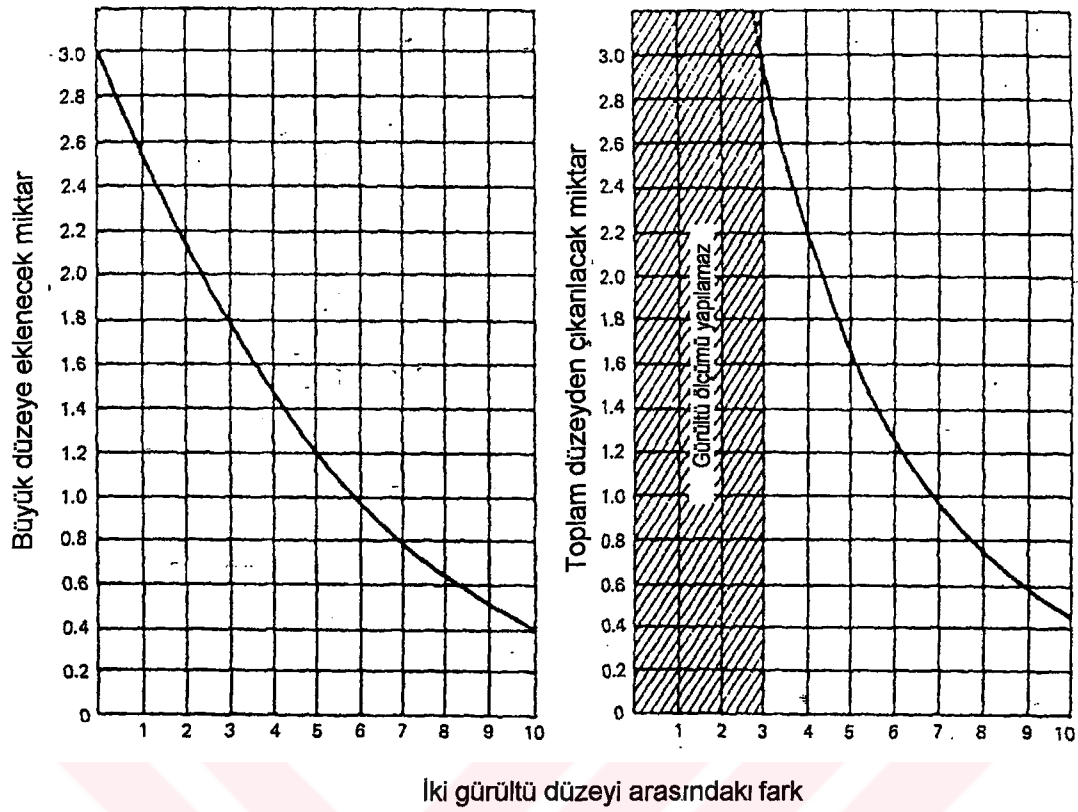
$$(p / p_{\text{ref}})^2 = \text{antilog (SPL / 10)}$$

$$(p_{\text{top}} / p_{\text{ref}})^2 = (p_1 / p_{\text{ref}})^2 + (p_2 / p_{\text{ref}})^2 + \dots$$

$$= \text{antilog (SPL}_1 / 10) + \text{antilog (SPL}_2 / 10) + \dots$$

$$\text{SPL}_{\text{top}} = 10 \log [10^{\text{SPL}_1/10} + 10^{\text{SPL}_2/10} + \dots] \quad (2.30)$$

Bu toplama – çıkartma kuralına göre, ses basınç seviyeleri aynı olan iki gürültü kaynağı, aynı yerde ses basınç seviyesini 3dB arttırırlar veya iki eş gürültü kaynağından biri yok edilirse toplam basınç seviyesi 3dB azalır. İki farklı seviyedeki gürültünün işleminde, düşük seviyedeki sesin etkisi, aradaki fark büyüdükçe azalmaktadır. İnsan kulağı 1dB’ lik artışı ancak algılayabilmektedir. 1 dB’ in altındaki hassas hesaplamaların pratik bir değeri olmayacağı görülmektedir. Bu nedenle hesaplamalarda değerler en yakın dB’ e yuvarlanabilir. Bu özellikler gürültü kontrolü için alınacak önlemlere yön veren en temel özelliktir. Şöyle ki; en etkin gürültü kaynağında iyileştirme yapmadan, zayıf kaynakları yok etmenin toplam gürültü üzerinde etkisi yok denecek kadar azdır. Birden fazla ses basıncı düzeyini toplamak için (2.30) eşitliği yerine şekil 2.6’ da gösterilen toplama eğrisi de kullanılabilir.



Şekil 2.6. Desibel toplama / çıkarma eğrileri

Desibellerle çıkarma işlemi, ölçülen ses basıncı düzeyinden çevre gürültüsünün yarattığı ses basıncı düzeyini çıkararak belli bir kaynağın yarattığı ses basıncı düzeyini bulmak gerektiği ya da benzeri durumlarda kullanılır. Desibellerle toplama işlemine benzer bir yol izlenerek;

$$SPL_1 = 10 \log [10^{SPL_{top}/10} - 10^{SPL_2/10}] \quad (2.31)$$

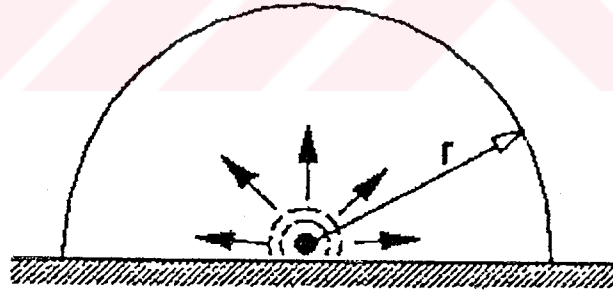
bulunabilir. Benzer bir eşitliğin ses gücü düzeyleri veya ses şiddeti düzeyleri için de yazılabileceği açıktır. Desibellerle toplama için kullandığımız eğriye benzer bir eğri de (şekil 2.6) desibellerle çıkarma için kullanılabilir.

Ölçülebilen bir büyüklük olan ses basıncı seviyesi, gürültü kaynağına olan uzaklığa, kaynakla ölçme noktası arasındaki engellere, ölçme ortamının akustik özelliklerine bağlıdır. Ses gücü ile ses basıncı arasında yakın bir ilişki vardır. Ses basıncı, birim alandaki basıncı verdiği için, kaynağı çevreleyen bütün alan üzerinden entegre edilirse kaynağın ses gücü düzeyi bulunur.

$$\text{Ses gücü düzeyi (SWL)(dB)} = \text{Ses basıncı düzeyi (SPL)} + 10 \log A \quad (2.32)$$

$$A \text{ (m}^2\text{)} = \text{Kaynağı çevreleyen alan}$$

Ses kaynağının düz yansıtıcı bir zemin üzerinde olduğu ve sesin yarım küre üzerinden serbestçe yayıldığı durum gözönüne alınırsa ölçülen ses basıncı düzeyinin ses kaynağına uzaklığıyla ilişkisi şöyle bulunur:



Şekil 2.7. Düz zemin üzerinde yayılan ses

$$A_{\text{yarım küre}} = 4\pi r^2 / 2$$

$r \text{ (m)}$: Kaynağı çevreleyen yüzeyin yarıçapı, kaynağa uzaklık

$$SWL (dB) = SPL (dB) + 10 \log 2 \pi r^2$$

$$SWL (dB) = SPL (dB) + 20 \log 2,5r \quad (2.33)$$

Örnek olarak birçok ölçüm standartlarında kullanılan 1m ve 7,5m uzaklıktan yapılan ölçümler için (2.33) formülü şu bağıntıları verir:

$$SWL (dB) = SPL + 8dB \quad (1 \text{ m uzaklıkta})$$

$$SWL (dB) = SPL + 25,5dB \quad (7,5 \text{ m uzaklıkta})$$

Buradan, ölçme noktası kaynaktan iki katı uzaklığa götürülürse ölçülen ses basıncı seviyesinin $20 \log 2 = 6 \text{ dB}$ azalacağı görülür.

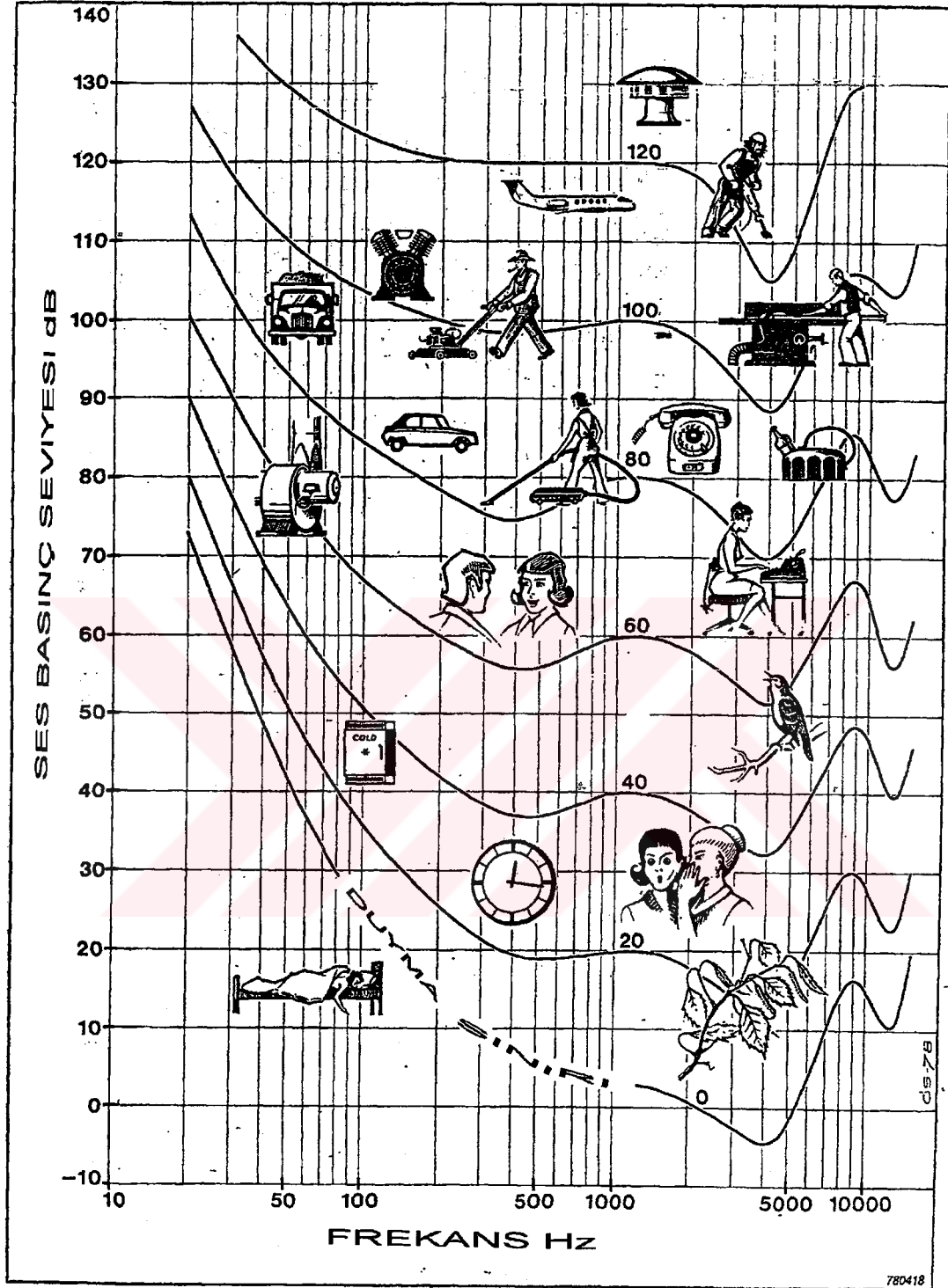
Ancak bu söylenenler sesin açık havada serbest yayılımı için geçerlidir. Ses yayılırken yansıtıcı veya yutucu engellerle karşılaştığında, serbest yayılım özellikleri ortadan kalkar. Bu nedenle gürültü ölçümleri ya açık alanlarda yapılmalı ya da akustik özellikleri bilinen özel odalarda yapılmalıdır.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

2.8. Ses Basıncı Seviyesi Değişimleri İle İnsanın Reaksiyonu Arasındaki İlişki

İnsanın gürültüye karşı reaksiyonu oldukça komplekstir ve seviye, frekans, çevre gürültü seviyesi, periyot....gibi değişkenlere bağlıdır ki genellemek çok güçtür. Ancak tablo 2.2.'de gürültüdeki değişimlere karşı insanın reaksiyonu subjektif olarak verilmiştir. [1]

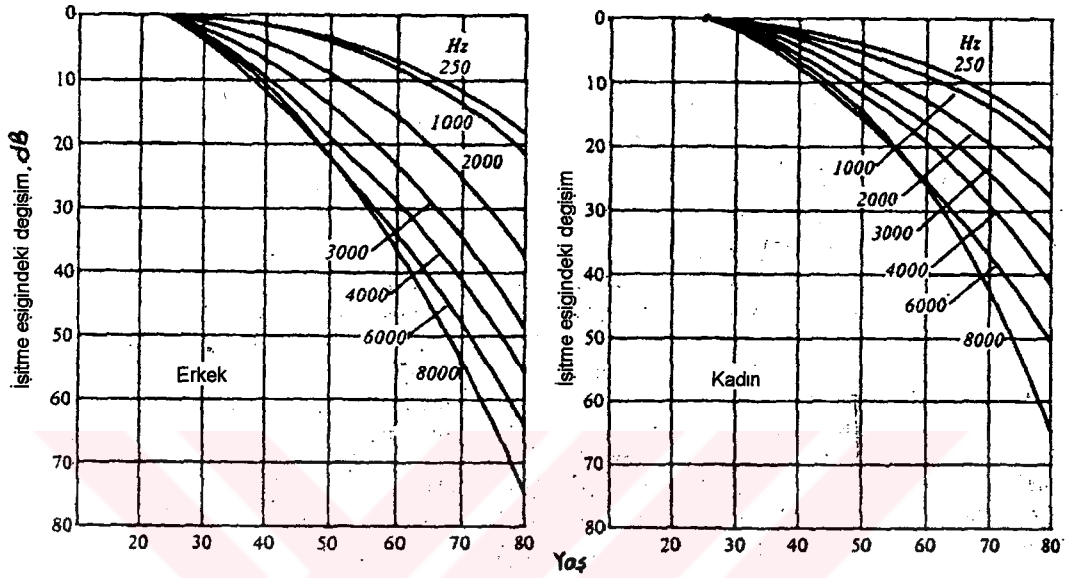
Tablo 2.2. SPL'deki değişimlerle insanın reaksiyonu arasındaki yaklaşık ilişki

SPL'deki değişim DB	Akustik basıncıdaki yaklaşık değişim,oran	Akustik basıncıdaki yaklaşık değişim,yüzde	İnsanın subjektif reaksiyonu
1	1.1	10	Farkedilmez
3	1.4	40	Minimum farkedilme
6	2.0	100	Hissedilir değişiklik
10	3.3	230	İki katı gürültü
20	10.0	900	Oldukça fazla gürültü



Şekil 2.8. Belli gürültü kaynaklarının tipik ses basınç seviyeleri

İnsanlar yaşlandıkça işitme yeteneklerinde azalma olur. Bu azalma 30 yaşına kadar yavaş, 30 yaşından sonra hızlı olur. 1 kHz gibi düşük frekansları duyma yeteneği daha az etkilenirken yüksek frekansları duyma yeteneği kaybı daha fazladır.[2]



Şekil 2.9. Normal duyan insanlarda işitme eşikinin yaşla değişimi

2.9. Oktav Bantları

İnsan kulağı yaklaşık olarak 19 – 20000 Hz arasındaki seslere karşı duyarlıdır. Kulağın en hassas olduğu frekans ise 3000 Hz’ dir. Anlaşılabilir konuşmalar için 1000 – 2500 Hz aralığındaki frekanslar yeterlidir. Bir sesin tam olarak durumunu tanıyabilmek için her frekansta tek tek ses düzeylerinin tanımlanması gerekir. İncelenecek frekans aralığı çok geniş olduğu için değerler genelde oktav bant aralığı içinde ifade edilmiştir. İşitilebilir frekans aralığı, bant genişliği ve merkez frekansları uluslararası standartlara göre tanımlanmış olan, 10 aralığa bölünmüştür. Her ardışık oktav bandının merkez frekansı bir öncekinin

merkez frekansının 2 katıdır ve her oktav bandın üst frekansı, alt frekansın 2 katıdır. Oktav bantları genellikle merkez frekansları ile belirtilir. Örneğin, 500 Hz oktav bandı, 354' ten 707 Hz' e uzar. Merkez frekansı, üst ve alt frekansların geometrik ortalamasıdır.[5]

$$\text{Merkez frekans} = \sqrt{\text{Altfrekans} \times \text{Üstfrekans}}$$

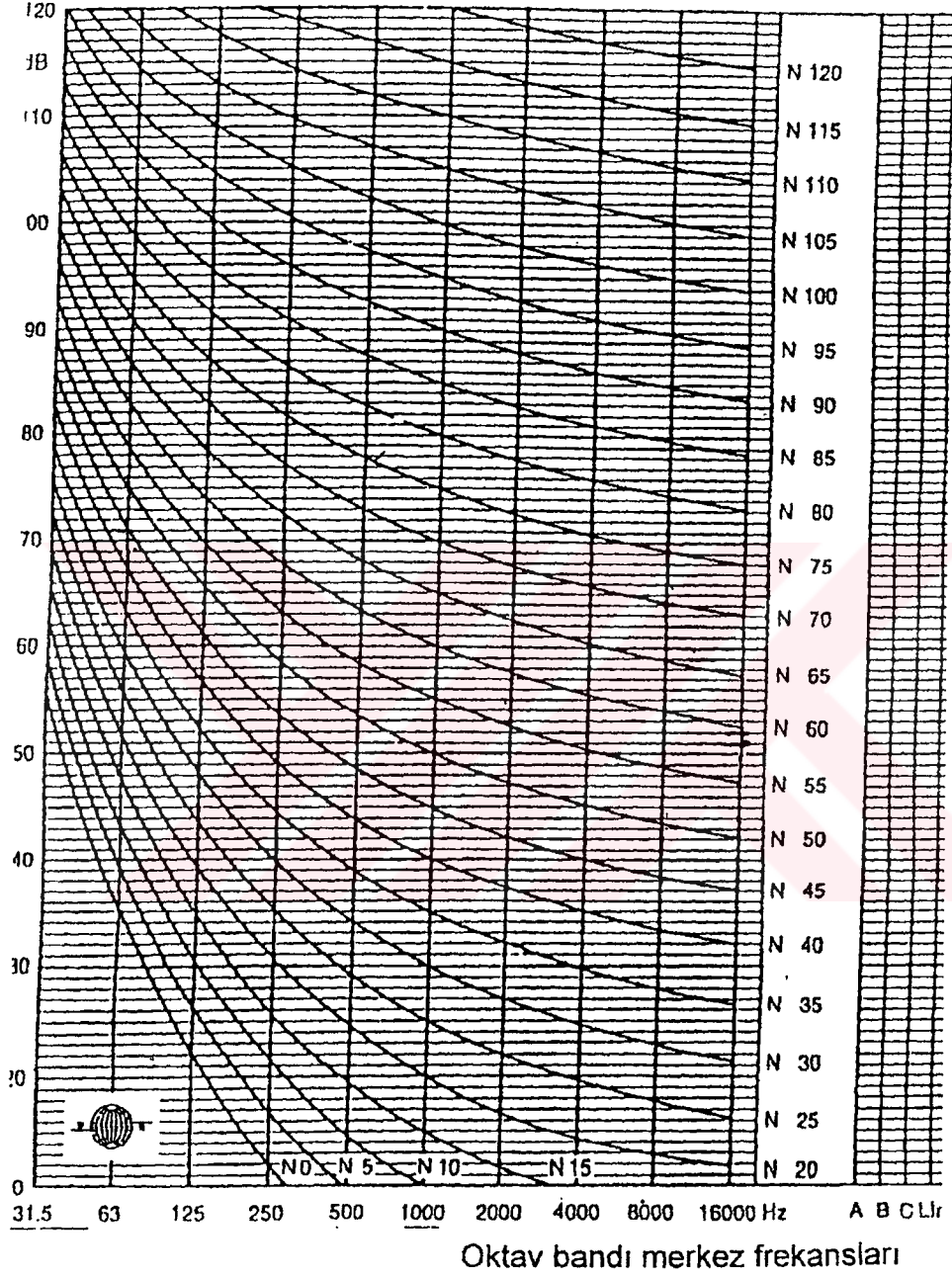
$$\text{Alt frekans} = 1 / \sqrt{2} \times \text{Merkezfrekans}$$

$$\text{Üst frekans} = \sqrt{2} \times \text{Merkezfrekans}$$

Tablo 2.3. Frekans Bandları

Oktav Bandı	Frekans Aralığı,Hz	Orta Frekans, Hz
1	45/90	63
2	90/180	125
3	180/355	250
4	355/710	500
5	710/1400	1000
6	1400/2800	2000
7	2800/5600	4000
8	5600/11200	8000

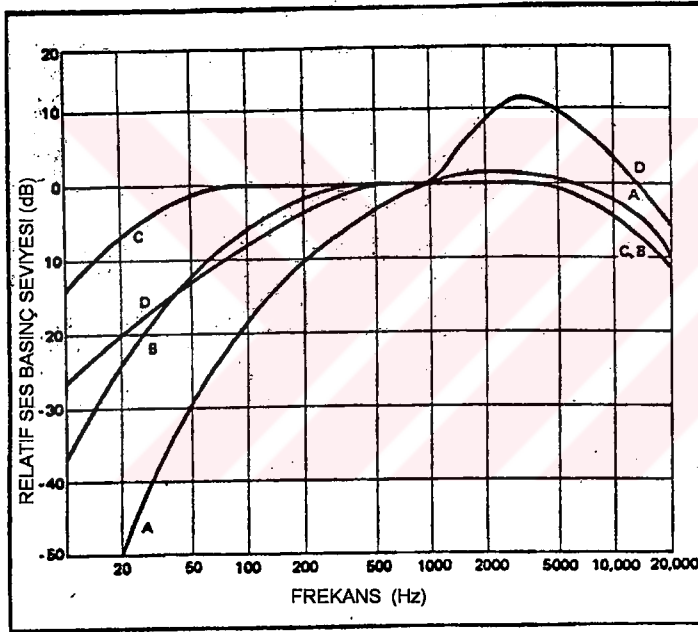
Oktav bandı düzeyi



Şekil 2.10. NC eğrileri

2.10. Ses Filtreleri

İnsan kulağı her frekansa eşit hassas değildir. Ses ve gürültü de insan kulağı tarafından algılandığı için, kulak hassasiyeti göz önüne alınarak sesin eşdeğer algılanacağı bir filtre kullanılır. Kulağın 40 fon'daki hassasiyet konturuna uyan filtreye A ağırlıklı filtre denir. Düşük ve yüksek frekanslar insan kulağı tarafından zayıf algılandığı için, gürültü ölçer de bu frekansları bu filtre ile zayıflatarak ölçer.



Şekil 2.11. Standart ses filtreleri

Bütün filtreler 1 kHz frekansında bir etki yapmazlar. Genelde bütün gürültü ölçümleri A-ağırlıklı filtre ile yapılır ve ölçülen ses seviyesi dB(A) ile gösterilir. Diğer standart filtreler kulağın 70 fon hassasiyetine uyan B-ağırlıklı filtre ve 100 fon hassasiyetine uyan C-ağırlıklı filtredir. Dolayısıyla A'dan C'ye doğru filtreler daha yüksek ses basıncı seviyelerine uygun olmaktadır. D-ağırlıklı filtre ise uçak gürültülerinin ölçümlerinde kullanılan özel bir filtredir.

2.11. Eşdeğer Ses Düzeyi Ve Ses Etki Düzeyi

Ses düzeyinde alçalıp yükselmelerin olduğu ya da ses düzeyinin zamanla gelişigüzel değiştiği tür gürültülerin tek bir değer ile tanımlanması için yeni ses büyüklüğünün kullanılması gerekir. Genellikle (L_{eq}) ile gösterilen eşdeğer ses düzeyi; verilen bir zaman aralığında, söz konusu ses ile aynı akustik enerjiye sahip sabit düzeydeki sesin ses düzeyi olarak tanımlanır (Şekil 2.12). Bu amaçla ses düzeyi bu zaman içinde entegre edilip ortalaması alınır.

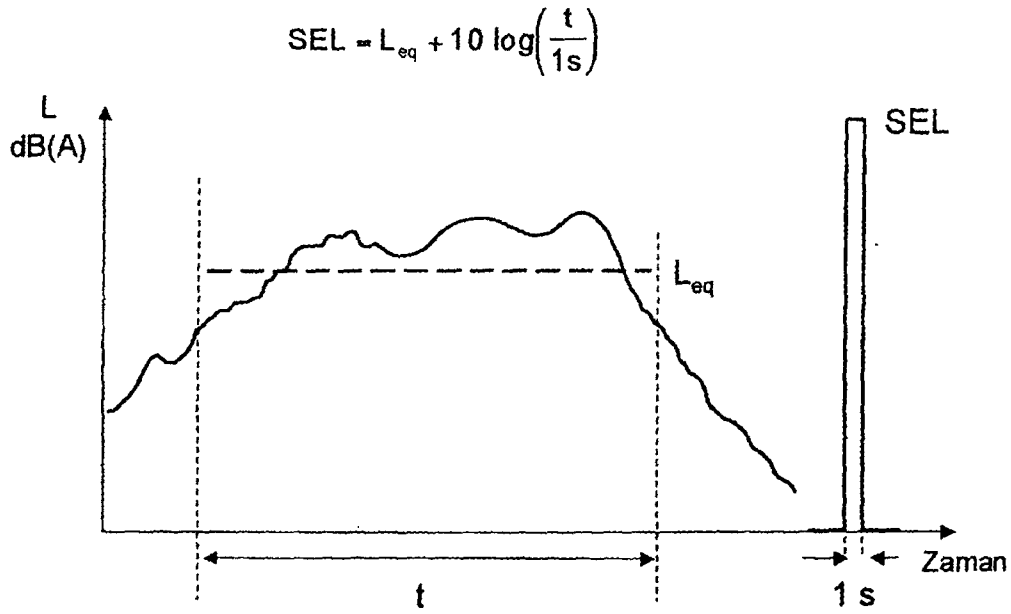
$$L_{eq} = 10 \log \frac{1}{T} \int_0^T \left(\frac{p}{p_0} \right)^2 dt \quad (2.34)$$

Burada, T : ölçüm süresi

p : ölçülen sesin A ağırlıklı ses basıncı

p_0 : referans ses basıncıdır.

Eşdeğer ses düzeyinin yeterli bilgiyi sağlayamadığı bir durum, çok kısa süren ve birden yükseldikten sonra alçalan sesin değerlendirilmesidir. Bu tür seslerin düzeylerini belirlemede en uygun yöntem, en yüksek ses düzeyini ya da L_{eq} değerini kullanmak yerine, ses etkilenim düzeyini (SEL) kullanmaktır. SEL, kısa sürede önemli düzey değişimi gösteren bir sesin enerjisine sahip, 1 saniye süren sabit düzeyli sesin ses düzeyidir (Şekil 2.12). Ses etkilenim düzeyi, çeşitli kısa süreli gürültülerin karşılaştırılmasında etkili bir yoldur. Örneğin, önümüzden geçen bir otobüs ile daha yüksek ses çıkaran fakat daha kısa zamanda önümüzden geçen bir arabanın gürültü düzeylerini kıyaslamada, taşıtların gürültü düzeylerinin en yüksek değerlerini almak yanıltıcı olabilir. Çünkü gürültü düzeyi yüksek olan ses daha kısa sürmüştür. Kişiyi zararları bakımından, seslerin etkili oldukları sürelerdeki toplam enerjileri önemlidir. Bunun da ölçüsü SEL' dir.[1]



Şekil 2.12. Eşdeğer ses seviyesi ve ses etki seviyesi

Kısa süren bir çok kesitli gürültünün SEL değerinden yararlanarak, belirlenen etki altında kalma süresindeki L_{eq} değeri hesaplanabilir. T saniye süren bir olayın neden olduğu sesin SEL değeri ile L_{eq} değeri arasında

$$L_{eq} = SEL - 10 \log T \quad (2.35)$$

bağıntısı vardır. Değişik SEL değerlerindeki n ayrı sesin, toplam T saniyedeki eşdeğer sürekli ses düzeyi

$$L_{eq} = 10 \log \sum_{i=1}^n 10^{SEL_i/10} - 10 \log T \quad (2.36)$$

eşitliğinden bulunabilir.

2.12. Gürültünün Sınıflandırılması

Gürültü, frekans dağılımına göre ve ses düzeyinin zamanla değişme şekline göre olmak üzere iki şekilde sınıflandırılabilir. Frekans dağılımına göre; iki tip gürültüden bahsedilebilir.

1 – Geniş bant gürültü : Gürültüyü oluşturan arı seslerin frekansları, geniş bir spektruma yayılmış, hiçbir frekans bandında toplanmamıştır.

2 – Dar bant gürültü : Gürültüyü oluşturan arı seslerden frekansı belli aralıklarda olanlar baskındır, frekans dağılımı belli bir frekans bandında toplanmıştır.

Gürültü, ses düzeyinin zamanla değişimi bakımından da iki grupta incelenebilir.

1 – Kararlı gürültü : Gürültünün düzeyinde zamanla önemli bir değişiklik gözlenmez (sabit bir güç ve hızda çalışan herhangi bir motorun yaratacağı gürültü gibi).

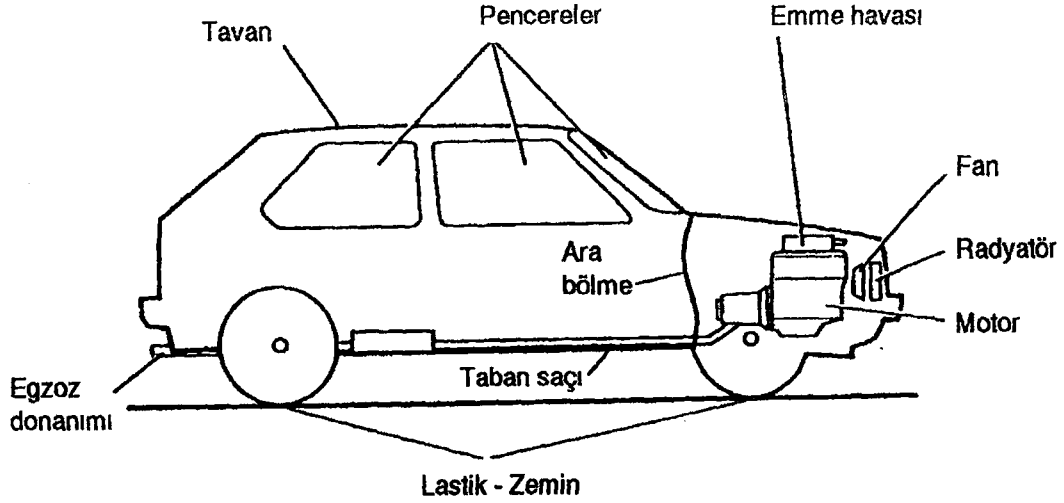
2 – Kararsız gürültü : Gürültü düzeyinde zamanla önemli değişikliklerin gözleendiği gürültü türüdür. Zamanla değişme, dalgalanma ya da kesikli olma şeklinde gözlenebilir.[3]

BÖLÜM 3 . TAŞITLARDA GÜRÜLTÜ KAYNAKLARI

İnsanların kitlesel olarak yaşadıkları ortamlarda maruz kaldıkları gürültü kaynaklarının en sürekli olanlarından biri, ulaşım (trafik) gürültüsüdür. Ulaşım gürültüsü, karayolu, demiryolu ve havayolu gürültüleri olarak sınıflandırılabilir. Bunlardan son ikisi, ulaşım hatlarının belirli bölgelerde bulunması dolayısıyla mevzi etki gösterirler. Ancak karayolu ulaşımı, kent içinde her yere dağıldığından çevreye yaptığı etki çok daha büyük olmaktadır. İş makineleri ve traktörler ise mevzi etkiye sahip olmalarına rağmen çalışma süreleri çok uzun olduğundan kullanıcı için oldukça fazla gürültü etkisine sahiptirler. Gürültü ile savaşmak için gürültünün nedenlerinin bilinmesi, gürültü kaynaklarının kontrol altına alınması ve gürültünün yayılmasına engel olunması gerekir.

3.1. Taşıtlarda Gürültü Kontrolü

Taşıtlarda gürültü kontrolü, kaynakların çokluğu ve yayılım yollarının çeşitliliği nedeniyle çözümü zor bir akustik problemidir. Hem ses hem de titreşimler, taşıtın bütün gövdesi ve donanımları üzerinden yayılmaktadır. Bu nedenle teorik hesap yollarının yanı sıra deneysel yöntemler de kullanılmaktadır. İlk yapılacak olan, gürültü kaynaklarını tespit etmek ve bunların gürültü seviyelerini azaltmaya çalışmak veya uygun frekanslara kaydırmaya çalışmaktır. İkinci kademede gürültünün yayılma yolları kesilmeye çalışılır.[6]



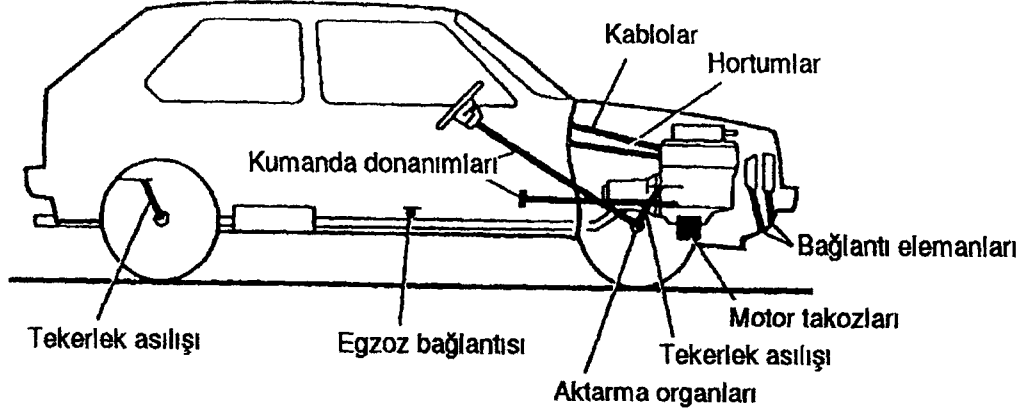
Şekil 3.1. Taşıtlarda iç gürültü kaynakları

Gürültü, kaynaktan kulağımıza kadar çeşitli yollardan, değişimlere uğrayarak gelirler. Bu yolları üç ana grupta toplayabiliriz:

1- Doğrudan hava yolu ile yayılım : Kabin ile gürültü kaynakları arasında açık bölümler varsa, gürültü doğrudan hava yoluyla kulağımıza iletilir.

2- Yapı üzerinden yayılım : Titreşen taşıt donanımlarının yapıyla bağlantıları aracılığıyla yapıda titreşimler meydana gelir. Yapı titreşimleri de hava yoluyla yayılan yeni gürültülere sebep olurlar.

3- Hava + yapı yoluyla yayılım : Kaynaktan hava yoluyla yayılan gürültü (hava ve basınç salınımları), rastladıkları panelleri titreştirirler. Bu panel titreşimleri, panel içinde yeni gürültü kaynakları oluştururlar.



Şekil 3.2. Gürültünün yayılımı

3.2. Taşıtlarda Gürültü Kaynakları

Taşıtlarda gürültü kaynakları, güç ünitesi (motor, hava filtresi ve egzoz), soğutma fanı, transmisyon (şanzıman ve diferansiyel), hareket gürültüsü (aerodinamik ve lastik/yol etkisi), frenler, gövde takırtısı ve yük olarak belirtilebilir.

Bu kaynakların önem derecesi, taşıtın cinsine ve çalışma şartlarına bağlıdır. Hafif taşıtlarda düşük vites ve düşük yol hızlarında motor gürültüsü dominant karakter gösterir. En büyük viteste yüksek yol hızlarında hareket gürültüsü, güç ünitesine göre daha fazla etkilidir. Ancak ağır dizel motorlu kamyon ve tırlarda, lastik ve yol yüzeyine bağlı gürültü yüksek hızlarda kayda değer bir etkiye sahip olsa da, motor, egzoz ve soğutma fanı, gürültü seviyesini belirleyen en önemli kaynaklar olarak öne çıkmaktadır.

Kabin içi gürültüsü, ticari vasıtalarda ve traktörlerde önemli bir sorundur. Sürücü için kabin, iş yeri niteliğinde olduğundan yakın geçmişten itibaren gürültü üzerine yapılan çalışmalar bu yönde ilerlemiştir.

Ayrı ayrı gürültü kaynaklarının gürültü seviyeleri, toplam taşıt gürültü seviyesi bulunurken logaritmik olarak birleştiği için, düşük etkili kaynaklar hariç bütün dominant etkiye sahip kaynaklar birlikte susturulmaya çalışılmalıdır.[6]

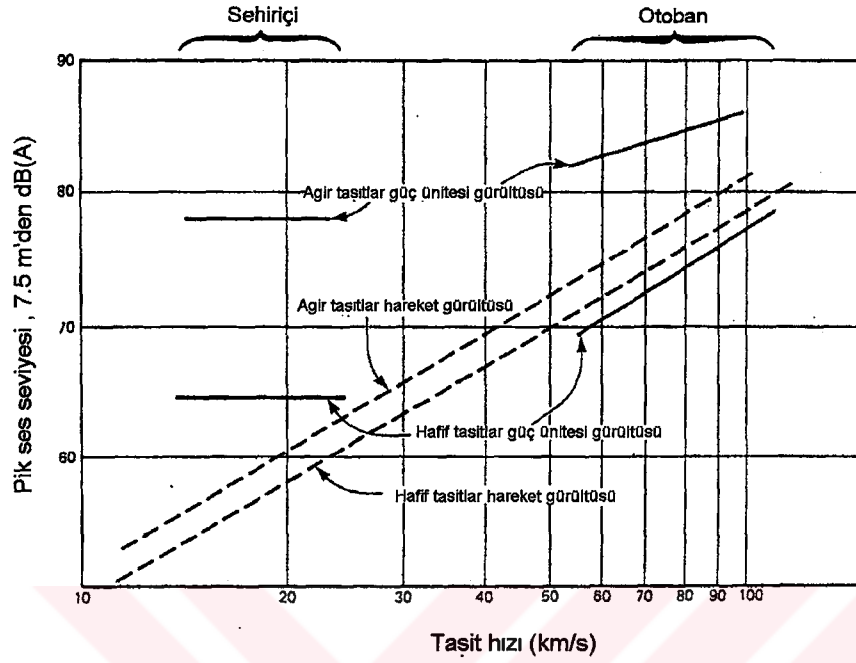
3.2.1. Gürültü Ünitesi ve Hareket Gürültülerinin Karşılaştırılması

Hafif taşıtlar (1.5 tondan daha hafif) ve ağır taşıtlar için çeşitli hızlarda güç ünitesi ve hareket gürültüleri şekil 3.3' te gösterilmiştir.[7]

Her iki taşıt kategorisi için de, hız iki katına çıkarıldığında hareket gürültüsü 9dB(A) artmaktadır. Yüksek hızlarda güç ünitesi gürültüsü ve dolayısıyla toplam gürültü benzer bir oranda artarken hareket gürültüsü eğrisi eğimini korur. Düşük hızlarda, küçük viteslerin kullanıldığı yerleşim alanlarında güç ünitesi gürültüsü yol hızından bağımsız etken hale gelir ve hareket gürültüsü hızın azalmasından daha az etkilenir.

Tablo 3.1. Hareket ve güç ünitesi gürültülerinin karşılaştırılması

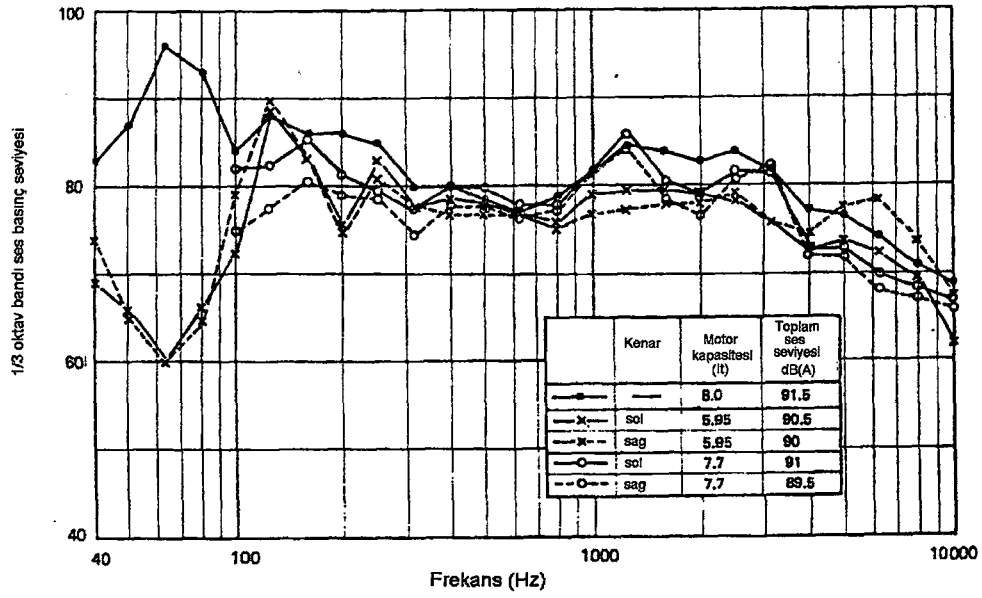
Yol Hızı (km/s)	Taşıt Sınıfı	Hareket Gürültüsü (dB(A))	Güç Ünitesi Gürültüsü (dB(A))	Toplam Gürültü (dB(A))
20	Ağır Taşıtlar	61	78	78
20	Hafif Taşıtlar	58	64	65
80	Ağır Taşıtlar	79	85	86
80	Hafif Taşıtlar	76	74	78



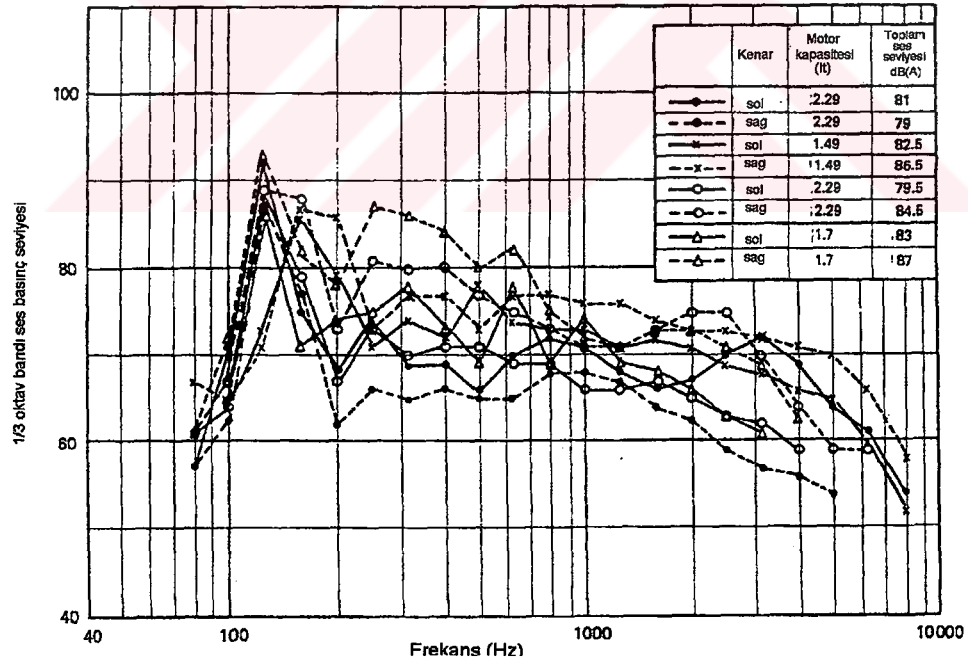
Şekil 3.3. Taşıt güç ünitesi ve hareket gürültüsü (lastik/yol yüzeyi ve aerodinamik gürültüleri)

3.2.2. Taşıt Gürültü Spektrumu

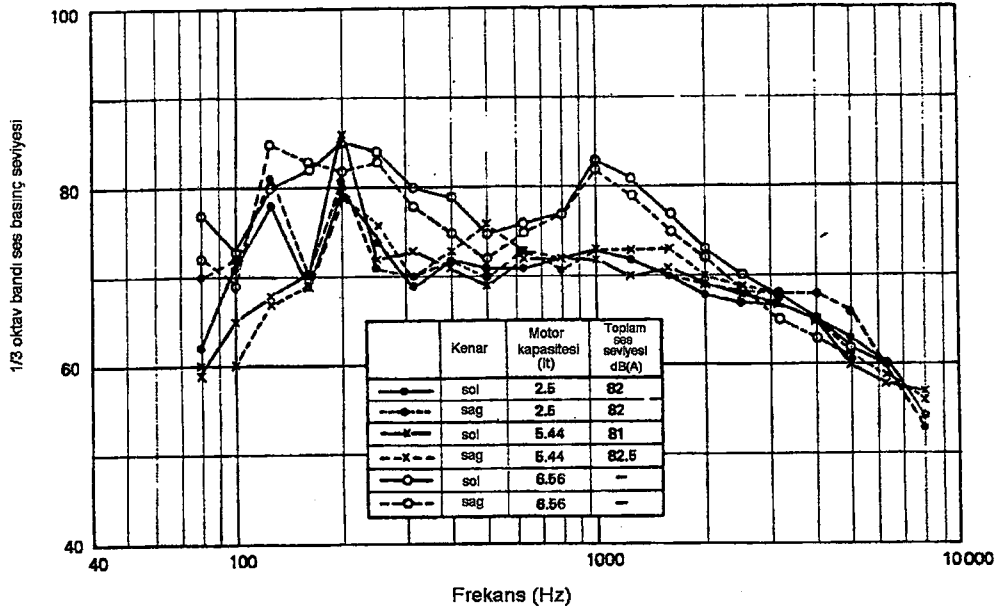
Ticari taşıtlar ile geniş ve küçük araçlar için tipik frekans spektrumları şekil 3.4, 3.5, 3.6 ve 3.7' de gösterilmektedir. Bu grafiklerde dikkati çeken en önemli husus, taşıt gürültüsünün duyulabilir frekans aralığını kapsamaması ve belirli noktalarda genliğin pik değerlere ulaşmasıdır. Örneğin hava filtresi, egzoz ve gövde, rezonansa 40-100 Hz. civarında (daha çok ağır yüklü taşıtlarda) girerken dizel motorlarda vuruntu 1-3 kHz. arasında olmaktadır.[7]



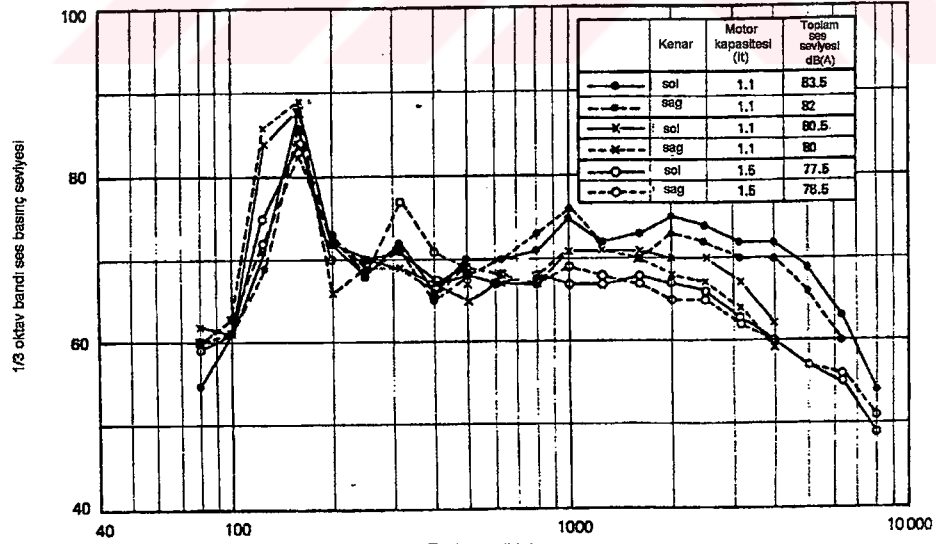
Şekil 3.4. Orta kapasiteli ticari taşıtlarda gürültü spektrumu (ölçümler 7.5 m. uzaklıkta yapılmıştır)



Şekil 3.5. Hafif ticari ve yolcu taşıtlarında gürültü spektrumu (ölçümler 7.5 m. uzaklıkta yapılmıştır)



Şekil 3.6. Geniş taşıtlarda gürültü spektrumu (ölçümler 7.5 m. uzaklıkta yapılmıştır)



Şekil 3.7. Küçük taşıtlarda gürültü spektrumu (ölçümler 7.5 m. uzaklıkta yapılmıştır)

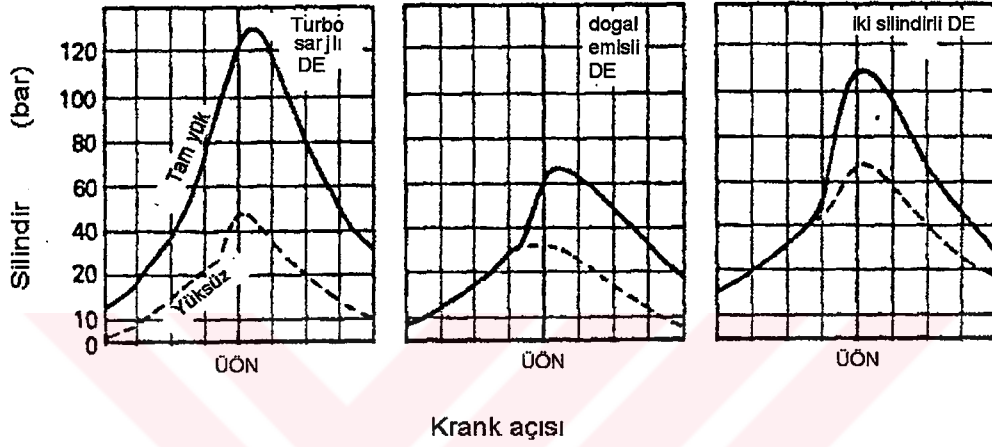
3.3. Motor Gürültüsü

Motor silindirlerindeki yanma olayı, bir basınç darbesi yaratır. Bu darbe, silindir duvarları ve motor kafası aracılığıyla motor gövdesi dış duvarlarının titreşimlerine sebep olur. Bu titreşimler, havanın basınç salınımları yapmasına yani ses oluşmasına sebebiyet verir. Motor gürültüsünün azaltılması için en etkin yol, yanma esnasında basınç darbesinin yumuşatmaktır, yani düzgün bir yanma sağlanması gerekir. Bu amaçla sıkıştırma oranını düşürmek, ön püskürtme yapmak, püskürtme sistemini optimize etmek, yanma odası tasarımını optimize etmek gibi tedbirler alınmaktadır. Motor devir sayısını düşürülmesi, silindir sayısının artırılması, motor gövdesinin kalınlaştırılması gibi diğer önlemlerin gerçekleştirilmesi, maliyete, yakıt tüketimine, performansa ve vergi oranlarına getireceği ilave yükler nedeniyle üreticiler tarafından pek tercih edilmeyen yöntemlerdir. Ayrıca motordan yayılan gürültünün izolasyonu yoluna da başvurulmaktadır. Hem motoru meydana getiren elemanların birleştirilmesinde hem de motorun taşıta bağlanmasında elastik bağlantı elemanları kullanılmaktadır. Bu şekilde titreşimlerin yapı yoluyla yayılımı azaltılmaya çalışılmaktadır. Gürültünün hava yoluyla yayılımını önlemek için ise motor ile sürücü kabini arasına paneller, yerine göre yalıtıcı, yutucu veya sönümleyici malzemeler yerleştirilmektedir.

3.3.1. Motor Yanma Gürültüsü

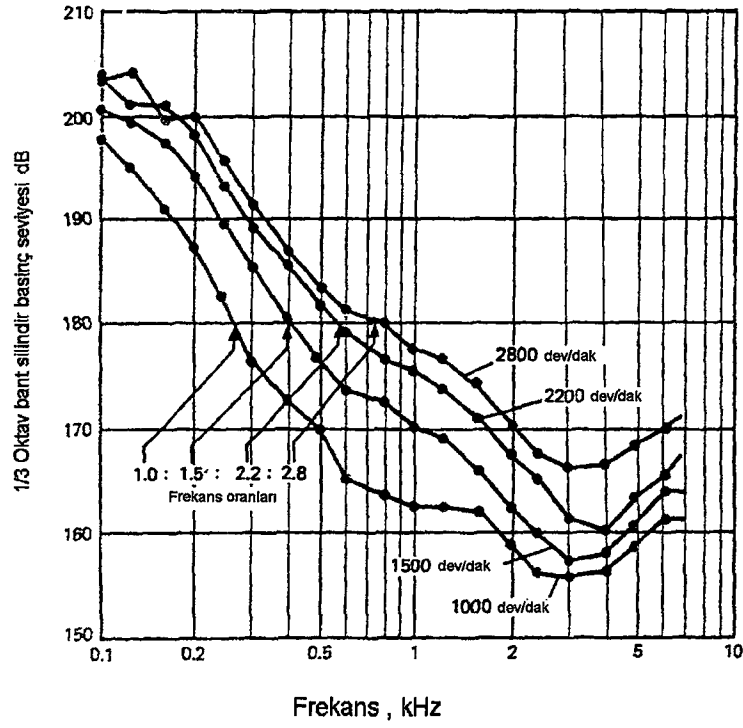
Dizel motorlar yüksek termal verimlerine yüksek sıkıştırma oranlarında ulaşırlar. Bu, yanma odalarında çok kısa sürelerde yüksek basınçlara ulaşılması anlamına gelmektedir. Böylece oluşan basınç dalgaları piston, piston kolu, silindir kafası ve krank yolunu izleyerek havaya gürültü olarak yayılır. Bir başka deyişle yakıt, silindirin üst ölü noktaya ulaşmasından hemen önce enjekte edilir, hava ile karışıp yeterli yüksek sıcaklık ve basınçta tutuşur. Püskürtme ile tutuşma arasında

geçen zamana ‘Tutuşma Gecikmesi’ adı verilir. Bu gecikme, yanma gürültüsü açısından oldukça önemlidir. Tutuşma sonrası yakıt, çok çabuk yanar. Bu esnada çok yüksek ve ani sıcaklık ve basınç artışı meydana gelir. Şekil 3.8’ de değişik yanma sistemleri için silindir basıncı-krank açısı diyagramları gösterilmiştir.



Şekil 3.8. Değişik yanma sistemlerinin tipik basınç diyagramları

Yanma basınç dalgalarının gürültü üretme potansiyeli için bir başka gösterge, frekans spektrumudur. Şekil 3.9, motor hızının yanma gürültüsüne etkisini göstermektedir. Silindir basıncı frekans spektrumunun genel şekli, frekansın artması ile azalan eğrilerdir.[7]



Şekil 3.9. Motor hızının silindir basınç spektrumuna etkisi

3.3.2. Motor Mekanik Gürültüsü

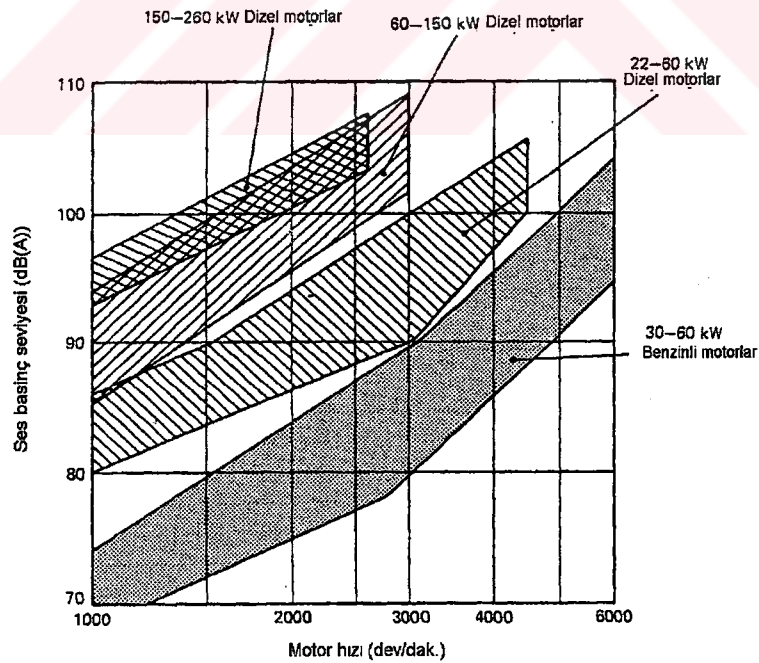
Motor mekanik gürültüsü, motorun çok farklı noktalarından kaynaklanabilir ve yanma gürültüsüne göre daha zor belirlenebilir. Mekanik gürültünün en önemli kaynakları şunlardır:

- 1- Piston vuruntusu
- 2- Zaman dişlisi gürültüsü
- 3- Yatak kuvvetleri ve dönme etkisiyle oluşan gürültü
- 4- Yakıt pompası ve valf gürültüleri

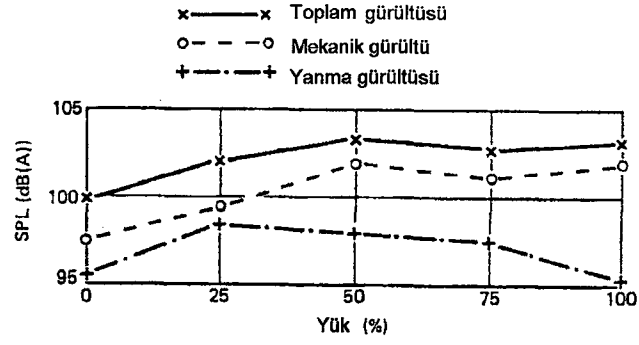
3.3.3. Hız ve Yükle Motor Gürültüsüne Etkisi

Şekil 3.10’da motor hızı ile gürültü arasındaki ilişki gösterilmektedir. Belirli motor hızlarında, genel olarak, düşük güçteki motorlar daha az gürültü ürettikleri görülmektedir.

Yükün motor gürültüsüne etkisi, motorun boyutlarına, dönme hızına ve yakıt püskürtme metoduna bağlıdır. Yüksek hızlı hafif hizmet dizel motorları ve küçük benzinli motorlar için yayılan gürültü, yükten çok az etkilenirken mekanik kaynaklardan daha çok etkilenirler. Tam yükte ve rölantide gürültü seviyeleri farkı 1-2 dB(A) mertebelerindedir. Şekil 3.11’de 14 litre turboşarjlı direkt püskürtmeli bir dizel kamyon motoru için yanma ve mekanik gürültülerinin karşılaştırılması görülmektedir.

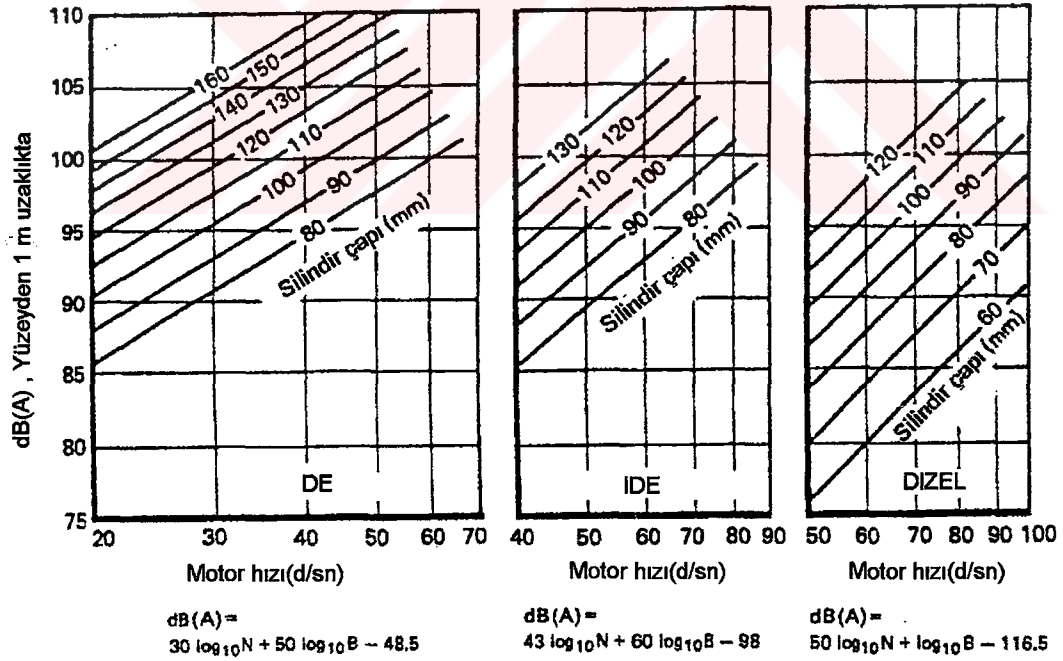


Şekil 3.10. Değişik güçteki motorların gürültü aralıkları



Şekil 3-11. Turboşarjlı dizel kamyon motorunun farklı yüklerde gürültü analizi

Şekil 3.12' de motor hızı-silindir çapı-gürültü ilişkileri belirtilmektedir.



Şekil 3.12. Motor gürültüsü tahmin eğrileri

3.4. Hava Emme ve Egzoz Gürültüsü

İçten yanmalı motorlarda egzoz gazı oluşum süreci, gürültü üreten bir prosestir. Gaz, hem hava emme hem de egzoz sisteminde yüksek basınç genliklerinde titreşir. Susturucu etkenin bulunmadığı sistemlerde egzoz çıkışı gürültü seviyesi, motor gürültü seviyesinden 10-15 dB(A) daha yüksektir. Ancak susturucu yardımıyla egzoz gürültüsü motor gürültüsünden daha düşük seviyelere indirilebilmektedir.

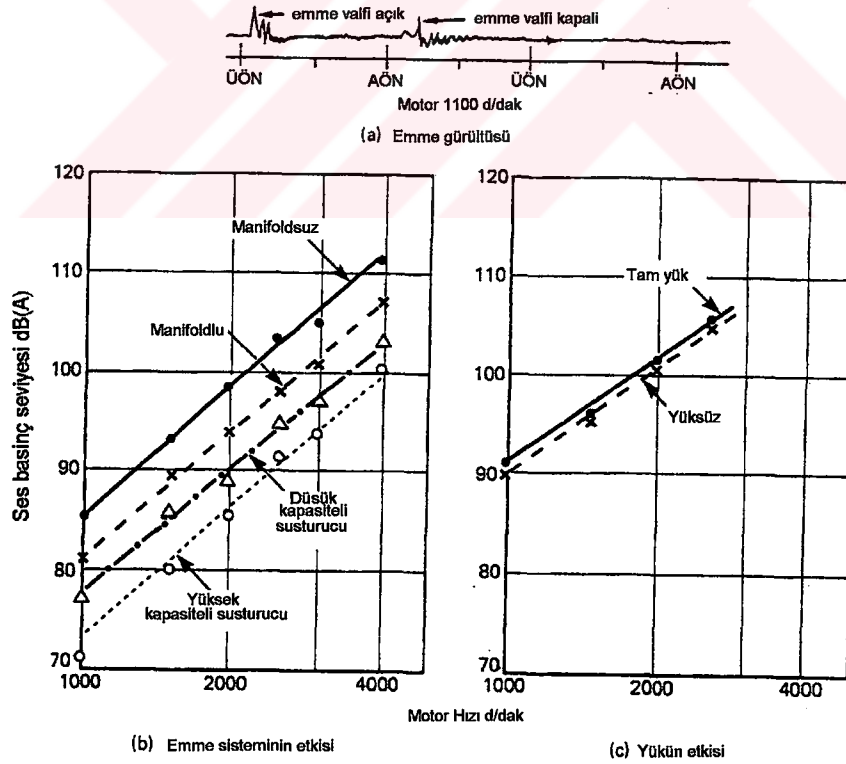
3.4.1. Emme Gürültüsü

Emme gürültüsü, silindirin emme valfi hem açıldığında hem de kapandığında meydana gelen akışın bir sonucudur. Emme gürültüsü, egzoz sisteminden de etkilenmektedir. Bu sebeple egzoz freni bulunan sistemlerde emme gürültüsü yüksektir. Emme valfi açıldığında, silindirdeki basınç, atmosfer basıncının üzerindedir ve pozitif titreşimler emme manifoldundaki havayı doğal frekansında titreşime zorlar. Pistonun aşağıya doğru hareketinin sebep olduğu silindirdeki hava hacmi değişimi ile titreşim hızla azalır. 1 kHz civarındaki yüksek frekanslı gürültü, valf boşluğundan geçen yüksek hızlı hava akışının bir sonucudur. Hava filtresinin parçaları olarak düşünülebilen emme manifoldu ve susturucu, motor yanma frekans aralığını 1 kHz.'den 80-150 Hz.'e kadar düşürür. Şekil 3.13'te görüldüğü gibi susturucu düzeneği hava emme gürültüsünü azaltır ancak motor hızı-gürültü karakteristiğini değiştirmez.

Hava emme ağzı, filtre haznesi boyun uzunluğu ve filtreye bağlantısı, hava akış tekniğine uygun tasarlanmalı, sistem titreşim açısından incelenmeli, hava filtresi haznesi mümkün olduğunca büyük tutulmalıdır.

3.4.2. Egzoz Gürültüsü

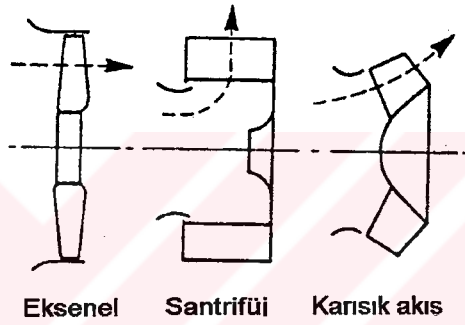
Egzoz gürültüsüne, motordan kaynaklanan gaz kuvvetleri salınımları ve motorun mekanik titreşimleri sebep olur. Gürültü, egzoz sisteminin bütün yüzeyinden (borular ve susturucular) yüzey titreşimleri şeklinde ve çıkış ağzından hava akış gürültüsü şeklinde oluşur. Egzoz gürültüsünü azaltmak için egzoz çıkış ağzını küçültmek, susturucu hacimlerini ve sayısını arttırmak, boruları optimize etmek gerekir. Ayrıca gerek yol düzgünsüzlüklerinden gerekse motor titreşimlerinden egzoz sistemine gelen titreşimlerin bu sistem tarafından arttırılarak taşıta iletilmemesi için egzoz sistemi taşıt gövdesine, titreşim düğüm noktalarından bağlanmalıdır.



Şekil 3.13. Hava emme gürültüsü karakteristiği

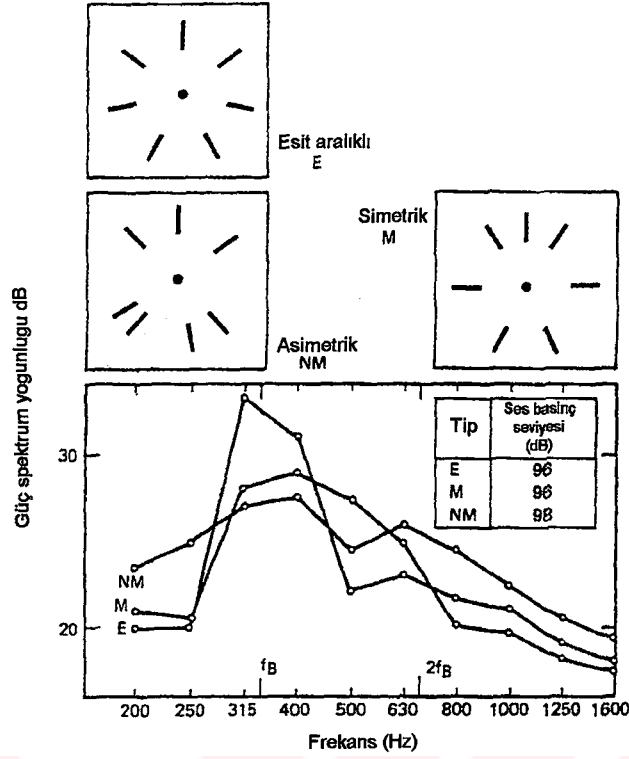
3.5. Fan Gürültüsü

Soğutma fanı, motorun soğutma sisteminden aldığı sinyallere göre termostatik olarak kontrol ve kumanda edildiğinden taşıt ömrüne göre daha az çalışma ömrü olsa da, çalıştığında önemli bir gürültü kaynağıdır. Bu önem, büyük ve güçlü motor kullanan, radyatörü için yüksek hava akışına ihtiyaç duyan kamyon, traktör gibi taşıtlarda daha da artmaktadır.[7]



Şekil 3.14. Üç temel soğutma fanı tipleri

Taşıt dizaynında kullanılan üç tip fan vardır. Bunlar eksenel akışlı, santrifüj akışlı ve karışık akışlı fanlardır. Eksenel akışlı fan, basitliği ve az hacim ihtiyacı sebebiyle en çok kullanılan fan tipidir. Fan dizaynında asimetrik kanatların etkisi şekil 3.15’ de görülmektedir.



Şekil 3.15. Asimetrik kanat aralıklarının frekans spektrumuna etkisi (f_B =simetrik kanatlı fanın dönme frekansı)

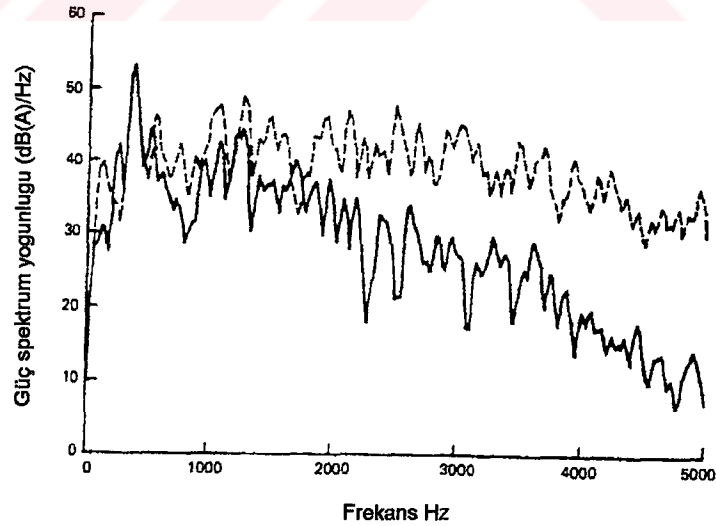
3.6. Vites Kutusu ve Aktarma Organları Gürültüsü

Vites kutusu gürültüsü takırtı ve uğultu şeklinde tanımlanabilecek iki tipte olur. Bunlardan birincisi, üzerinde moment bulunmayan dişli gruplarının diş temas değişimi sesidir. Vites kutusu giriş devir sayısı düzensizliği, dişli boşlukları, sürtünme kuvvetleri gibi nedenlere bağlıdır. Uğultu olarak algılanan ikincisi ise, o an moment akışında bulunan dişlilerin yarattığı sestir. Vites kutusu gürültüsü, seçilen vites kademesine bağlıdır. Dişli kuvvetlerinin sebep olduğu titreşimler, mil ve yataklar aracılığıyla vites kutusu gövdesine iletilirler ve gövde panellerinin titreşimiyle gürültüye sebep olurlar. Bunların dışında dişli profilindeki hatalar da gürültüye etki eden faktörlerden biridir.

3.7. Lastik Gürültüsü

Lastik gürültüsü seyir hızının artmasıyla artmaktadır. Lastik gürültüsü birçok parametreye bağlıdır:

- 1- Taşıt hızı
- 2- Taşıt ağırlığı
- 3- Lastik yüzeyi yapısı (tahrik tekerleği/serbest tekerlek)
- 4- Lastik cinsi (Diyagonal/radyal)
- 5- Lastik yüzey malzemesi (doğal kauçuk/yüksek histerisis kauçuk)
- 6- Lastik kesit alan kalınlığı
- 7- Yol yüzeyi



Şekil 3.16. Kuru ve ıslak otobanda 96km/h hızda tahrik tekerleklerinin dar bant frekans spektrumu (__: kuru ; ---: ıslak)

3.8. Rüzgar Gürültüsü

Rüzgar gürültüsü de ancak yüksek hızlarda etkili olmaktadır. Taşıtın dış gövdesindeki hava akışından ve türbülanslardan kaynaklanmaktadır. Taşıt aerodinamiği iyileştirildikçe rüzgar gürültüsü de azalmaktadır. Genel formun yanında camlar, kapı direkleri, radyatör, tamponlar, dış aynaların tasarımı da rüzgar gürültüsünü etkilemektedir.

3.9. Gürültü Kontrolünün Taşıt Performansına Etkisi

Taşıt gürültü emisyonunu azaltan teknikler, taşıtın diğer özelliklerinde değişikliğe yol açabilirler. Örneğin yakıt tüketimi değişebilir, ölçüler modifiye olabilir, ağırlık artabilir, güvenilirlik problemi ortaya çıkabilir ve sürücü konforu da etkilebilir.

3.9.1. Yakıt Tüketimi

Bir taşıtın yakıt tüketimi, ağırlıktaki, aerodinamikteki ve güç ünitesi verimindeki değişimlerden etkilenir. Ağırlıktaki artış yakıt tüketimini oldukça fazla artırır. Tablo 3.2’ de prototip taşıtlar üzerinde gürültü seviyesi azaltılması ile ağırlık ve yakıt tüketimi ilişkisi özetlenmiştir.

Genel olarak taşıt dizaynında gürültü emisyonunu azaltıcı değişiklikler yapmak, yakıt tüketimine önemli bir etki yapmaz. Ancak kullanılacak ilave malzemelerle ağırlıkta meydana gelecek artış, yakıt tüketimini az bir miktar arttıracaktır.

Tablo 3.2. Gürültünün azaltılmasının bir sonucu olarak ağırlıktaki artışın yakıt tüketimine etkisi

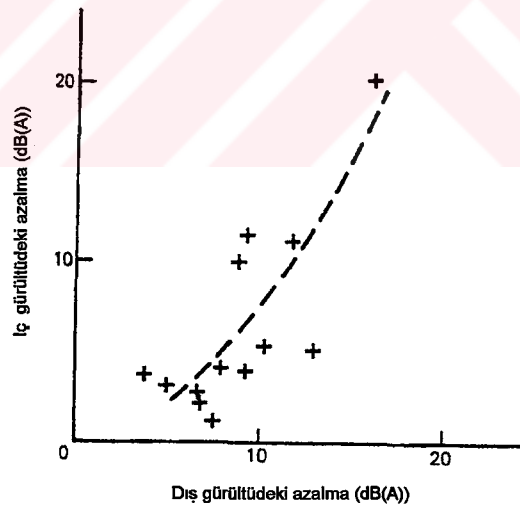
Taşıt Tipi	Toplam Gürültü Seviyesindeki Azalma (dB(A))	Ulaşılan Gürültü Seviyesi (dB(A))	Ağırlıktaki Yaklaşık Artış (kg)	Toplam Ağırlıktaki Artış (%)	Yakıt Tüketimindeki Yaklaşık Artış ((%)
Özel Taşıtlar	6 – 7	74	15-60	2.5	1.2-3.5
Sevk Tırları	8 – 9	78	40-70	0.7-1.5	1.0
Sevk Tırları	3 - 9	84	15-40	<0.1	-
Ağır Taşıtlar	7 – 12	80	100-300	<1.0	0.2-2.4
Otobüsler	9 - 10	80	100-150	1.0	1.0

3.9.2. Güvenilirlik ve Servis Edilebilme

Taşıt gürültü emisyonu geliştirmeleri, güvenilirlik ve bakım problemleri yaratabilir. Bu yüzden geliştirme çalışmaları sonrası taşıtın arazi şartlarında kabul edilebilir bir ömre sahip olup olmadığı, gürültü kontrolü komponentlerinin servis ve tamire uygun olup olmadıkları tespit edilmelidir.

3.9.3. Sürücü Konforu

Taşıt gürültü emisyonundaki azalma, yaklaşık aynı oranda sürücü kulağına gelen gürültünün de azalması anlamına gelir. Şekil 3.17, iç ve dış gürültü seviyeleri azalmaları arasındaki ilişkiyi göstermektedir.



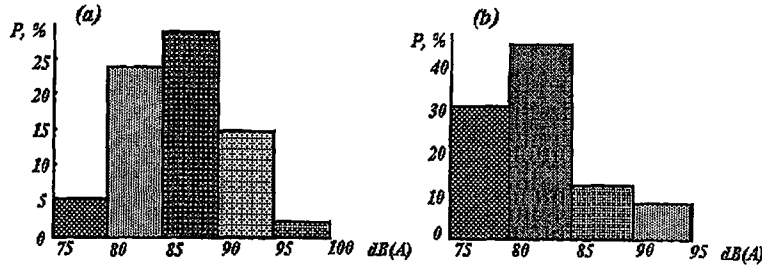
Şekil 3.17. Dış gürültü seviyesindeki azalma (ISO R 362'ye göre) ile iç (kabin içi) gürültü seviyesindeki azalma arasındaki ilişki

BÖLÜM 4 . TAŞIT GÜRÜLTÜ EMİSYONUNDAKİ GELİŞMELER VE ÖLÇÜM METODLARI

Yeni taşıtların tasarımındaki gelişmeler, yeni sorunları da beraberinde getirmiştir. Otomobil, kamyon, traktör, loder gibi taşıtlarda kullanıcı bölgesi ve dış gürültü bunlardan sadece biridir. Taşıtların gürültü karakteristiğinin değişiminin ana eğilimi, 1970'lerin başından itibaren yavaş ama sürekli azalma şeklindedir. Örneğin Almanya, İsveç ve Norveç'te 1970'lerin başından 1992'ye kadar dış gürültü otomobillerde 80 dB(A)'dan 72 dB(A)'ya; kamyonlarda 91 dB(A)'dan 84 dB(A)'ya düşmüştür. Bu verilere dayanarak 2000'li yılların ilk beş yılında gürültü seviyesi kamyonlarda 78 dB(A) civarına; otomobillerde 70 dB(A) civarına kadar düşeceği tahmin edilmektedir.

Traktörlerde kullanıcı için gürültü, kabin gürültüsü olarak düşünülebilir. Kabinsiz traktörlerde ortalama 13 dB(A) daha yüksek gürültü seviyeleri elde edilir ki bu da 90-100 dB(A)'lık yüksek gürültü seviyeleri anlamına gelir. Traktör gürültüsü, traktörün imalat kalitesine de bağlıdır. 1970'lerde Amerikanın Nebraska Eyaletinde yapılan araştırmalara göre Amerikan traktörlerinde kabin iç gürültüsü 81-87 dB(A) civarındadır. Geçen 30 yıl sürecinde üretici firmalar toplam gürültü seviyesini 5-8 dB(A) düşürmeyi başarmışlardır. Kabinsiz traktörlerde 85-94 dB(A) gürültü seviyelerine ulaşılmıştır.

Taşıtın iç ve dış gürültü seviyeleri, taşıtın cinsine, motor gücüne, taşıt tasarımına, tahrik cinsine ve kumanda şekline bağlıdır. Şekil 4.1' de grayder,ekskavatör, kreyn, loder, traktör gibi taşıtların iç ve dış gürültü seviyeleri yoğunluğu belirtilmiştir.[8]



Şekil 4.1. İş makineleri, traktörler ve transport taşıtlarının iç (a) ve dış (b) gürültü seviyeleri yoğunlukları

1990'lı yıllarda gürültü konusunda çok yoğun çalışmalar yapılmıştır. Tablo 4.1' de gürültülü taşıtların gürültü karakteristikleri görülmektedir. Tablodan görüldüğü üzere modern taşıtlarda kabin iç gürültüsü 70-75 dB(A) civarında iken dış gürültü 75-80 dB(A) civarındadır. Konforlu binek araçlarda kabin iç gürültüsü 65-70 dB(A)' ya, dış gürültü ise 70-72 dB(A)' ya ulaşılmıştır. Bunlar iyi bir gelişme olmakla beraber yerleşim alanlarındaki normal gürültü ile kıyaslandığında (55 dB(A)) taşıtlar, hala şehirlerdeki en önemli gürültü kirliliği kaynağıdır.

Gürültü azaltma çalışmaları mutlaka devam edecektir. Ancak gürültü azalma hızı yavaşlayacaktır, çünkü her yeni dB(A)'lık azalma, bir önceki azalmaya göre daha pahalı olacaktır. Ayrıca her dB(A) azalması, yeni bir başarı ile mümkün olacaktır.[8]

Tablo 4.1. Modern taşıtların akustik karakteristikleri

Taşıt Tipi	İç Gürültü Seviyesi,dB(A)	Dış Gürültü Seviyesi,dB(A)
Otomobiller	65-70	25-50
Kamyonetler	78-80	77-80
'Caterpillar' loderler	70	78
'Delmag' Silindirler	78	73
'Caterpillar'Grayderler	75	-
Tekerlekli loderler	68-72	74-77
'Leyland DAF' kamyonlar	-	79
'Joan Deere', 'Same', 'Steyr' Traktörler	75	-
'Optimas Maschinensfabric' silindirler	70	75
'Nobas', 'Caterpillar', 'O und K' ekskavatörler	72	-
'Ahlman', 'Zettermeyer', 'Zeppelin' loderler	68-72	74-77
'Fendt', 'Farmer', 'New-Holland' traktörler	72-73	-

4.1. Gürültü Kontrol Metodları

Taşıtlarda gürültü kontrol metodları dört grupta toplanabilir.

- 1- Gürültü kaynaklarının ayrı ayrı incelenerek iyileştirilmesi
- 2- İlave kaynaklar kullanılarak aktif yaklaşımlar
- 3- Gürültü kalitesinin iyileştirilmesi
- 4- İlave kaynaklar kullanılmadan pasif yaklaşımlar

1- Taşıtlarda yüksek gürültü seviyeli kaynaklar kullanılmaktadır (100-120 dB(A)). Bunlardan en önemlileri motor, egzoz sistemi, fan ve soğutma sistemi, transmisyon, lastikler, dişliler, ve hidrolik sistemlerdir. Bu alanda dünyada geliştirme eğilimi, kaynakların ayrı ayrı gürültü seviyelerinin iyileştirilmesidir. Lastiklerde 2-3 dB(A), motor gövdesinde 8-10 dB(A), dişlilerde 6-7 dB(A) gibi iyileştirmeler sağlanmıştır. Ancak en efektif yöntem, gürültülü kaynak yerine, gürültü seviyesi düşük kaynağın kullanılmasıdır. Örneğin, bir dizel motor yerine bir elektrik motorunun kullanılması, iç ve dış gürültü seviyesinde yaklaşık 15 dB(A)'lık bir iyileştirme sağlar.

2- Aktif gürültü kontrolünde gürültü azaltma, sesin birincil kaynaktan çıkıp ikincil kaynağa ulaşmasını engelleyerek sağlanır. Aktif gürültü kontrolü, susturucu, boru ve kabinlerde uygulanır.

Örneğin otomobillerde kabin iç gürültüsü 100-200 Hz aralığında 7-10dB; 60-80 Hz aralığında 10-15 dB düşürülmüştür. Bu metod, pasif metodların minör etkiye sahip olduğu düşük frekans aralığında etkili sonuçlar verir. Ne yazık ki bu metod, daha komplikedir, ancak gelecekte başarılı sonuçlar elde edilecektir.

Tablo 4.2. Taşıtlarda aktif gürültü kontrolü

Gürültü Kaynağı	Gürültü Azalımı, dB	Frekans Aralığı, Hz
Fan	15-20	25-50
Araç İçi	10-15	60-80
Egzoz Sistemi	<15	80-150
Borular	3-8	50-200
Kabin	5-7	<200
Hava Emme Sistemi	<18	40-100

3-Gürültü kalitesi, ABD, Avrupa ve Japonya’da yeni bir eğilimdir. Bir çok firma, bu konuda önemli ölçüde yatırımlar yapmış ve güç harcamıştır. Ana fikir, her sürücü, subjektif gürültü hissine sahiptir ve A-ağırlıklı ses basınç seviyesi ile subjektif etki arasında iyi bir korelasyon yoktur. Özel gürültü kalite analiz işlemleri yardımıyla aynı seviyeli ancak farklı gürültü kalitesine sahip birçok sinyaller üretilmektedir. Bu metod, bir yatırım ve maliyet gerektirir ki asıl problem en iyi çözümü optimum maliyetle elde etmektir.

4-Pasif gürültü kontrolünde gürültü azaltma, sesin yayılım yolu boyunca sağlanır. Bu metod, sesin hava yoluyla taşınması ve yapı üzerinden titreşimler vasıtasıyla taşınması sırasındaki gürültü iyileştirmeleri şeklinde ikiye ayrılır.

Taşıtlarda bir çok gürültü ve titreşim koruyucu yapılar kullanılmaktadır.

Ses yalıtıcı malzemelerin kullanılması (insülatör) : Yüksek yoğunluklu malzemelerdir. Hava yoluyla iletilen ses dalgalarının taşıtın diğer elemanlarının titreşimini engellemek üzere, örneğin yolcu kabini ile motor arasındaki zeminde kullanılır.

Ses yutucu malzemelerin kullanılması (absorber) : Gözenekli malzemelerdir. Sesin yansımaya engel olurlar. Örneğin motor kaputu içini kaplamak için kullanılırlar.

Titreşim sönümleyici malzemelerin kullanılması (damper) : Panel kenarlarına yapıştırılan, yüzeyin titreşim enerjisini emen iç sürtünmesi yüksek olan malzemelerdir.

4.2. Taşıt Tasarımında Gürültü Kontrolü

Taşıt tasarım aşamasında iken gürültü seviyelerini azaltmak için aşağıda belirtilen yöntemler kullanılır:

- 1- Prototiplerin test edilip geliştirilmesi ya da taşıtın modifikasyonu
- 2- Düşük gürültü seviyeli bir taşıt örnek alınarak taşıtın tasarımı
- 3- Taşıt, tasarım aşamasında iken gürültü azaltma metodlarının optimum kombinezonlarının uygulanması

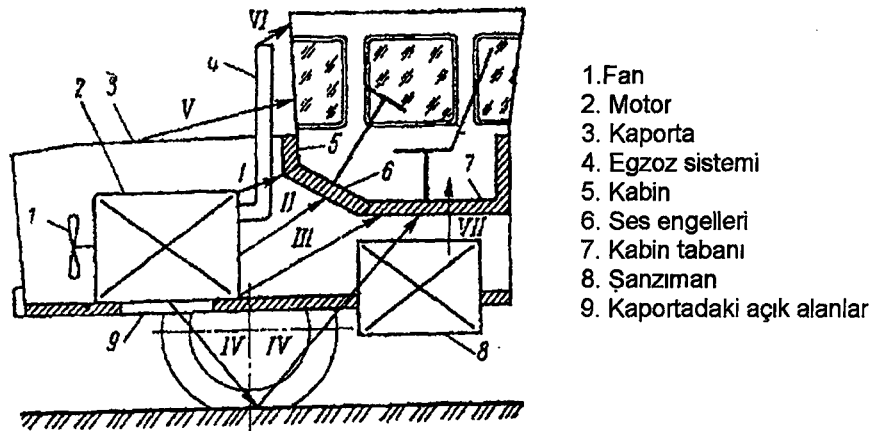
Birinci yöntem, düşük gürültü seviyeli taşıt tasarımında en çok kullanılan yöntemdir. Bütün yaklaşımlar deneyseldir, bu yüzden maliyet oldukça yüksektir. 10-15 dB(A)'lık iyileştirme, taşıtın fiyatını %15-40 arttırır.

İkinci yöntem, en basiti olmasına rağmen her zaman efektif sonuçlar vermeyebilir. Çünkü yeni taşıtla örnek taşıtın gürültü kaynakları, imalat yöntemleri arasında tam bir korelasyon olmayabilir.

Üçüncü yöntem ise, taşıtın mühendislik aşamasında iken gürültü kontrol teknolojileri kullanıldığından en efektif yöntemdir. Genelde 10-15 dB(A)'lık iyileştirme, en fazla %2-3'lük maliyet artışına yol açar.

4.3. Traktör Kabin Gürültüsüne Gürültü Kaynaklarının Etkisi

Kabin gürültüsüne gürültü kaynaklarının etkisi, güçlü bir traktör örneğiyle aşağıda açıklanmıştır. Ele alınan traktörün gürültüsü 89 dB(A)' dır. Traktörlerde ana gürültü kaynakları şekil 4.2' de belirtildiği gibi hava emme ve egzoz prosesi gürültüsü, motor gövdesi, motor soğutma fanı ve transmisyonudur. Ayrıca traktör kabini içine yerleştirilen mekanik ekipmanlar ve fanlar da ilave gürültü kaynaklarıdır.



Şekil 4.2. Bir traktördeki ana gürültü kaynakları

Gürültü kaynaklarının gürültü seviyesine etkileri bir çok faktöre bağlıdır. Bunlardan en önemlileri traktörün konstrüksiyonu, kaynakların akustik özellikleri, traktör kumanda şartları ve gürültü kontrol teknikleridir. Kabin iç gürültüsü şu şekilde açıklanabilir:

1- Motor kaynaklı gürültü; parçalar üzerinden iletilen (I ve II bölgelerinden), kabin tabanı üzerinden iletilen (III bölgesinden), kaporta üzerinden iletilen (V bölgesinden) ve kaporta açık alanlarından iletilen (IV bölgesinden)

2- Egzoz gürültüsü (VI bölgesinden)

3- Kabin tabanından iletilen transmisyon gürültüsü (VII bölgesinden)

Gürültü seviyesinin gürültü kaynaklarına dağılımı tablo 4.3' te belirtilmiştir. Tablodan anlaşılacağı üzere, kabin içine gelen ses enerjisinin önemli bir kısmı egzoz sistemi kaynaklı olduğundan daha yüksek akustik verime sahip susturucuların kullanılması, alınacak en önemli tedbirdir. Ayrıca şu tedbirler de alınmalıdır:

Tablo 4.3. Gürültü kaynakların toplam gürültüye etkileri

Gürültü Kaynağı	Gürültü Seviyesi, dB(A)
Motor+Fan Gürültüsü, dışarıdan parçalar yoluyla	73.8 / 69.5
Motor+Fan Gürültüsü, parçalar üzerinden	75.8 / 68.1
Motor+Fan Gürültüsü, kabin tabanı üzerinden	71.9 / 69.3
Motor+Fan Gürültüsü, kaporta üzerinden	66.8 / 60.0
Motor+Fan Gürültüsü, açık alanlardan	65.4 / 64.8
Egzoz Gürültüsü	83
Transmisyon Gürültüsü	72

1- Kaporta parçaları 1.5 mm kalınlığında alüminyum sac kullanılarak ve 20 mm kalınlığında polietilen köpük tabaka ile kaplanarak ses iletim kaybı artırılabilir.

2- Çift taban kullanılmalıdır.

3- Kabin içi, perfore vinil deri ve poliüretan köpük ile kaplanmalıdır.

4- Motorla kabin arasında ses yutucu hafif malzemeler kullanılmalıdır.

5- Mekanik levyelerin bağlantı noktalarında kauçuk keçe kapaklar kullanılmalıdır.

6- Isıtma sistemi ses yutucu malzemelerle donanmış bölgeye yerleştirilmelidir.

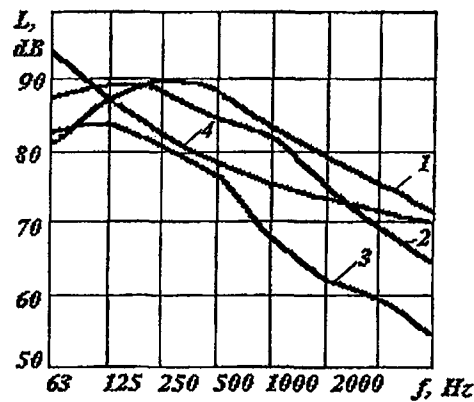
Ayrıca vibrasyon önleyici tedbirler alınmalıdır:

1- Kabin, vibrasyonu izole edecek malzemeler üzerine oturtulmalıdır.

2- Dişli kutusu kapağı, kauçuk keçe üzerine oturtulmalıdır.

3- Kabin elemanları, vibrasyon yutucu elemanlarla kaplanmalıdır.

Deney traktörü üzerinde bu tedbirlerin uygulanmasıyla elde edilen sonuçlar şekil 4.3' te belirtilmiştir. Normal frekans aralığında kabin içi ses seviyesi 13 dB(A) düşürülmüştür.[8]



Şekil 4.3. Deney traktörünün alınan önlemler sonrası gürültü spektrumu

1- Ses izolasyonu olmadan pullukla sürüm modu

2- Ses izolasyonu olmadan hareket modu

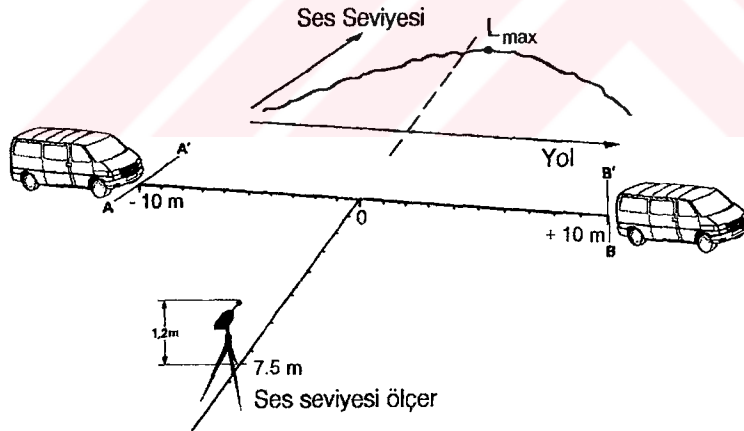
3- Ses izolasyonu tedbirleri sonucu pullukla sürüm modu

4- İzin verilen gürültü spektrumu (Rusya)

4.4. Araç Gürültüsü Kontrol Yönetmelikleri

Pahalı bir işlem olan gürültü kontrolü, taşıt üreticileri için zorunlu kılınmıştır. Bu kontroller, yeni taşıtların tasarım ve üretimdeki yeterliliklerinin sınıandığı tip onayı almaları safhasında yapılmaktadır. Bu kontrollerde başarılı bulunmayan taşıt tiplerinin satışlarına, ithal edilmelerine dolayısıyla karayoluna çıkışlarına izin verilmez. Bu nedenle 1960'lı yıllarda ilk taşıt dış gürültüsü ölçüm standardı (ISO R 362) hazırlanmıştır. Bu ölçümle taşıtın şehir trafiğindeki tipik hızlanmalarında yaydığı ses seviyesini tespit etmek amaçlanmıştır.[6]

Bu standart, günümüzde geçerli olan yönetmeliklerde kullanılan ölçüm yönteminin de temelini oluşturmaktadır.



Şekil 4.4. ISO R 362'ye göre taşıt dış gürültü ölçümü

4.4.1. Traktör Gürültü Kontrol Yönetmelikleri

Tarım traktörleri için Avrupa’da yürürlükte olan iki yönetmelik vardır:

1- Avrupa Topluluğu Direktifi : 74/151/EEC

2- Avrupa Topluluğu Direktifi : 77/311/EEC

1- 74/151/EEC nolu direktif, traktörün dışa yaydığı gürültü seviyesi ölçümü ve sınır değerlerini kapsamaktadır. Bu direktife göre ; aşağıda belirtilen şekilde ölçüm yapıldığında yüksüz ağırlığı 1.5 metrik tonun üzerindeki traktörler için limit değer 89 dB(A) ; altındaki traktörler için 85 dB(A)’dır. Gürültü düzeyi dB(A) olarak ifade edilen A-ağırlıklı dB ile ölçülmelidir.

Traktörün her iki tarafından en az iki ölçüm yapılır. İlk ölçümler ayar amaçlı olabilir ve gözönüne alınmaz. Mikrofon yerden 1.2 m yüksekliğe ve traktörün boyuna ekseninden 7.5 m uzaklığa yerleştirilir. AA’ ve BB’ eksenleri, mikrofon-0 eksenine paraleldir ve bu üç eksen arasında 10’ar m. mesafe olmalıdır. Traktör AA’ eksenine maksimum tasarım hızının $\frac{3}{4}$ ’ü sabit hızıyla yaklaşacak, daha sonra tam gaza basılacak ve böylece BB’ eksenine kadar gidecektir. Traktörün arkası BB’ çizgisini terk ettikten sonra ayak ya da el, gazdan çekilecektir. AA’ ve BB’ eksenleri arasında ölçülen maksimum gürültü düzeyi, ölçüm sonucu olarak alınacaktır.

Cihazın ölçüm hatalarını göz önüne alabilmek için her ölçümden elde edilen değerlerden 1 dB(A) çıkarılacaktır. Traktörün aynı tarafındaki ardışık iki ölçümün farkı 2 dB(A)’ dan az ise ölçümler doğru kabul edilir. Test edilen traktörde gürültü seviyesi maksimum izin verilen seviyeden 1 dB(A) fazla çıkarsa ilave iki ölçüm daha yapılır. Dört ölçümün üçü sınır değerler içinde olmalıdır. Rüzgar 5 m/s’ den, fan gürültüsü ise ölçülen değerden 10 dB(A) daha düşük olmalıdır. Motor devir sayısı ve taşıt hızı en az %3 hassasiyetle harici bir aletle ölçülmelidir.[9]

2- 77/311/EEC nolu direktif, traktör sürücüsü kulağına gelen gürültü seviyesi ölçüm ve sınır değerlerini kapsamaktadır. Bu direktife göre sınır değerler bölüm 1' e göre 90 dB(A) ya da bölüm 2'ye göre 86 dB(A) olmalıdır. Bu gürültü düzeyi sınır değerleri, 01.10.2001 tarihinden itibaren geçerli olacaktır; ancak bu tarihe kadar üretimi devam etmekte olan traktörler için sınır değerler iki yıl daha 6 dB(A) arttırılacaktır.

Gürültü düzeyi dB(A) olarak ifade edilen A-ağırlıklı dB ile ölçülmelidir. Ölçüm cihazı 74/151/EEC' de belirtilen şartları sağlamalıdır. Değişken okumalar durumunda en yüksek değerlerin ortalaması alınmalıdır. Traktör yüksüz olmalıdır; fakat soğutma suyu, yağ, dolu yakıt deposu, avadanlıklar ve sürücü dahil olmalıdır. Sürücü herhangi bir anormal kalın giysi, atkı ya da şapka giymemelidir. Traktör üzerinde gürültü düzeyini bozması olası herhangi bir nesne olmamalıdır. Lastikler traktör üreticisi tarafından öngörülen basınçta şişirilmelidir; motor, aktarma organları ve redüktörler normal çalışma sıcaklığında olmalıdır. Gürültü düzeyi etkilenirse, örneğin, kuyruk mili gibi motordan güç alan ya da silecek, ılık hava pervanesi gibi kendi kendine güç alan cihazlar ölçüm sırasında çalışır durumda olmamalıdır. Deney alanı açık ve oldukça sessiz olmalıdır; söz gelimi, en az 20 m. yarıçapında düz olan 50 m. yarıçaplı açık bir alan veya mümkün olduğu kadar az çukurlu ve düz yüzeyli sağlam bir yola sahip düz bir alan olabilir. Yol mümkün olduğu kadar temiz ve kuru (çakılsız, yapraksız, karsız vb.) olmalıdır. Yol yüzeyi aşırı lastik gürültüsü oluşturacak şekilde olmamalıdır. Hava açık ve kuru, az rüzgarlı veya rüzgarsız olmalıdır. Rüzgarda veya diğer kaynaklardan oluşan, sürücünün algıladığı çevre gürültü düzeyi, traktör gürültü düzeyinin en az 10 dB(A) altında olmalıdır. Mikrofon, daha yüksek gürültü düzeyinin karşılaşıldığı koltuk orta düzlemi kenarına 250 mm. uzaklığa yerleştirilmelidir. Mikrofon diyaframı ileriye doğru bakmalı ve mikrofonun merkezi oturak referans noktasının (SRP) 790 mm üstünde, 150 mm ilerisinde olmalıdır. Mikrofonun aşırı titreşiminden sakınılmalıdır.

Bölüm 1'e göre en yüksek tasarım hızında, bölüm 2'ye göre ise en yüksek güç devrinde 7.25 km/h 'e en yakın hızı veren vites kademesinin maksimum devrinde ölçümler yapılmalıdır.[10]

BÖLÜM 5 . EGZOZ PROSESİ VE GÜRÜLTÜ

Silindirdeki yanma ürünlerinin dışarı atılmasına ‘egzoz olayı’ denir. Bu olay, dört ve iki zamanlı motorlarda farklıdır. Dört zamanlı motorlarda egzoz olayı, gazların akışına göre çeşitli fazlar içerisinde incelenebilir.

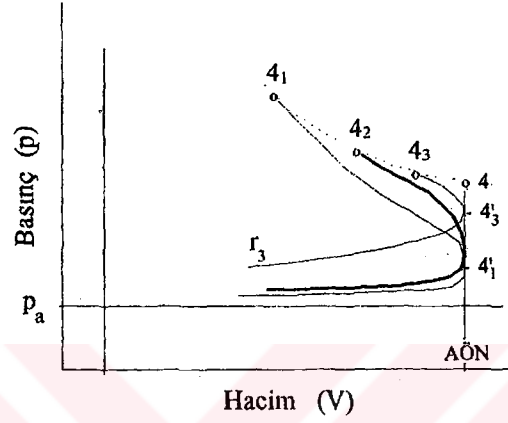
5.1. Egzoz Prosesi

Dört zamanlı motorlarda 1. faz, egzoz supabının açılmasından AÖN’ya kadar geçen zamandır. Egzoz supabı açıldığında gazların basıncı 0.3-0.5 MPa olup hızları ise 600-700m/sn civarındadır. Gazların yaklaşık %60-70’i bu fazda dışarı çıkar.

2.fazda, piston ÜÖN’ya doğru hareket ederken, silindirde kalan yanma ürünlerini dışarıya atar. Bu fazda gazların hızı ortalama olarak 200-250 m/sn. civarındadır.

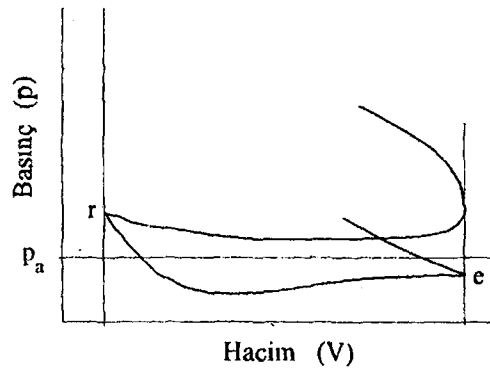
Son fazda ise yanma ürünleri, silindire emilen taze hava veya yakıt hava karışımının etkisiyle dışarı atılır. Supap bindirmesi yoksa bu faz oluşmaz.

Egzoz açılma avansının farklı değerleri p-V diyagramını farklı şekilde etkiler (şekil 5-1). Egzoz supabı 4_1 noktasında yani çok erken açılırsa genişlemedeki iş kaybı $4_1 4_4 4_1'$ alanı olacaktır. Bu büyük bir kayıptır. Eğer egzoz supabı 4_3 noktasında yani geç açılırsa genişlemedeki iş kaybı $4_3 4_4 4_3'$ alanı normalden küçük olur. Buna karşılık 4_3 r₃ kısmında gazların dışarı çıkarılması için daha çok iş sarfedilir. Bu nedenle egzoz supabı, toplam egzoz kayıplarının en az olduğu 4_2 gibi bir noktada açılmalıdır.



Şekil 5.1. Egzoz açılma noktasının p-V diyagramına etkisi

Egzoz olayı sırasında basınç değişimi, gaz değişimi koşullarına ve egzoz sisteminin yapısına bağlıdır. Basınç değişimi, şekil 5.2' de gerek egzoz ve gerekse emme olayları için birlikte gösterilmiştir. Silindir basıncı egzoz olayı sırasında değişmektedir. Ancak bu basınç için, ortalama olarak piston ÜÖN'ya geldiğinde r noktasındaki basınç değeri (p_r) alınmaktadır.



Şekil 5.2. Egzoz ve emme sırasında silindir basıncının değişimi

Alçak dönme sayılı motorlarda $p_r = 0.103-0.106$ Mpa; yüksek dönme sayılı motorlarda $p_r = 0.105-0.125$ Mpa değerleri arasındadır.

Egzoz olayı sırasında gazların sıcaklığının (T_r) hesaplanması, silindirdeki gaz akımının karışıklığı nedeniyle zordur. Ancak bazı kabuller yapılarak :

$$T_r = T_4 (p_4/p_r)^{(n_2-1)/n_2} \quad (5.1)$$

şeklinde hesaplanabilir. Burada ;

n_2 : politropik üs

T_4 : genişleme sonu sıcaklığı [K]

p_4 : genişleme sonu basıncı [MPa]

p_r : r noktasındaki egzoz gaz basıncı [MPa]

dır. Egzoz gazlarının sıcaklığı, yüke, dönme sayısına ve stroğa bağlıdır. Bu değer, yüksek dönme sayılı dizel motorlarında

$$T_r = 700-800 \text{ K}$$

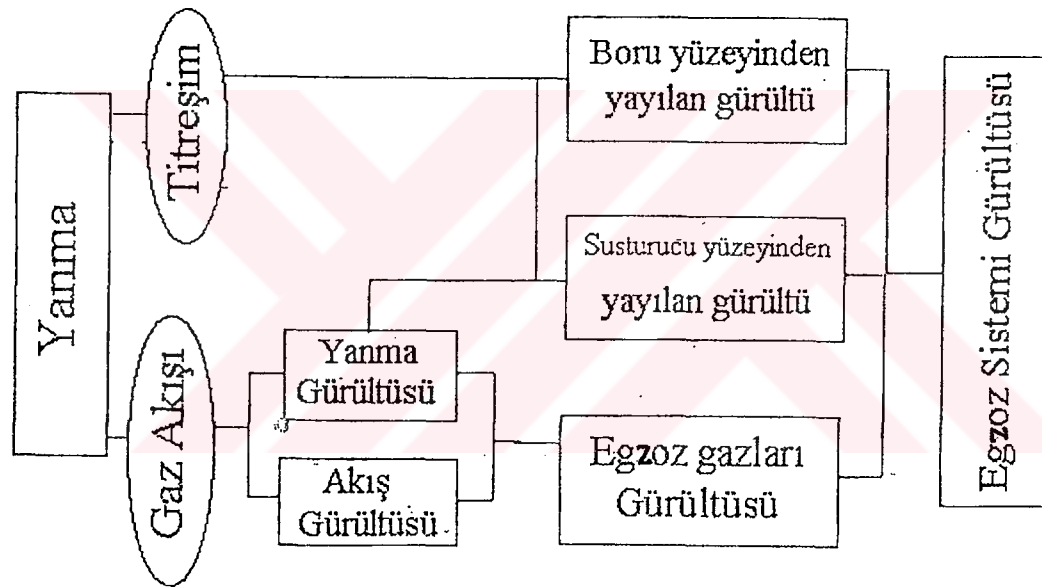
benzin motorlarında

$$T_r = 900-1000 \text{ K}$$

sınırları arasındadır.[11]

5.2. Egzoz Gürültüsü

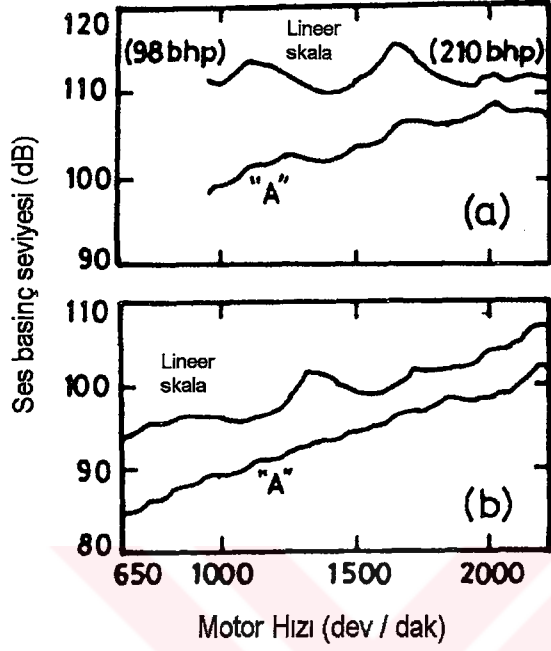
Sıcak egzoz gazları, egzoz borusu ve susturucu boyunca yüksek hızlara ulaşmaktadır. Böyle hızlı akışlar da, daha büyük gürültüye ve geri basınca sebep olmaktadır. Egzoz sisteminden yayılan gürültünün oluşumu şekil 5.3’ te gösterilmektedir. Burada üç gürültü kaynağı vardır: egzoz gazları gürültüsü, boru yüzeyinden yayılan gürültü ve susturucu yüzeyinden yayılan gürültüler.



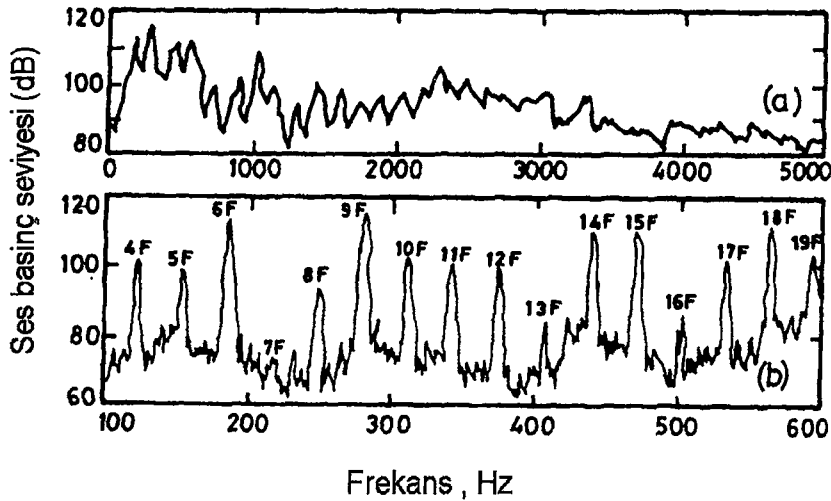
Şekil 5.3. Egzoz sisteminden yayılan gürültünün oluşumu

Bu üç gürültü kaynağından en önemlisi, egzoz gazları gürültüsüdür. Egzoz borusunun atmosfer çıkışında, krank dönme sayısının yarısına eşit frekansta (dört zamanlı motorlarda) egzoz titreşimleri oluşur. Bu frekansa ‘yanma frekansı (F)’ denir. Egzoz gürültüsü, bu F frekansında ve katlarında oluşur. Bu yüzden bu frekansa ‘temel frekans’ da denir.

Şekil 5.4 ve 5.5' te 200 HP (146 kW) gücünde 2200 d/dak devrinde 0.91 m boyunda basit genişleme odalı susturucusu bulunan 6 silindirli iki zamanlı bir dizel motorun hıza bağlı egzoz gürültü seviyesi ve tipik spektrumu gösterilmektedir.



Şekil 5.4. Egzoz gürültüsünün hızla değişimi, (a) tam yükte ; (b) yüksüz



Şekil 5.5. Tipik egzoz gürültüsü spektrumu, 1880rpm krank dönme hızında 31.4 Hz. temel frekansında, çıkış ağzından 1.5 m. uzaklıkta, (a) 50-Hz. filtresi ; (b) 10-Hz. filtresi

BÖLÜM 6 . AKUSTİK FİLTRELER TEORİSİ

Bir akustik filtre, akustik sinyal kaynağı ve (atmosfer gibi) alıcı arasına yerleştirilen eleman ya da eleman setinden oluşur. Akustik filtrelerin elektrik filtre analogu vardır. Bu yüzden akustik filtreler ‘akustik transmisyon hattı’ olarak da adlandırılırlar. Bir egzoz susturucusu, akustik filtre olarak kabul edilebilir, ancak aralarındaki tek fark, egzoz susturucusunda ses dalgalarının hareketinin ortamın hareketiyle olmasıdır. Bu yüzden egzoz susturucularına ‘aeroakustik filtreler’ denir. Akustik filtreler teorisinde ortamın durağan olduğu kabul edilir ve bir boyutlu dalga yayılımı aşağıdaki dalga denkleminde elde edilir :

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - a_0^2 \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = 0 \quad (6.1)$$

Akustik dalgaları karakterize eden iki değişken; $p(t)$ akustik basınç ve $u(t)$ parçacık hızıdır. p , zamana bağlı akustik dalgalanmalar, u ise zamana bağlı titreşim hareketi yapan parçacıkların hızıdır.[12]

6.1. Ses Ölçüm Birimleri

Daha önce de belirtildiği gibi birim alandan geçen akustik enerjiye akustik şiddet denir.

$$I = \overline{p(t)u(t)} \quad (6.2)$$

Kaynaktan yayılan toplam akustik güç W , şiddetin integrali alınarak bulunur.

$$W = \oint IdS \quad (6.3)$$

Bunlara karşılık gelen logaritmik birimler :

ses basınç seviyesi:

$$SPL = 20 \log \frac{p_{rms} [N / m^2]}{2 \times 10^{-5} [N / m^2]} \quad (\text{dB}) \quad (6.4)$$

şiddet seviyesi

$$I_l = 10 \log \frac{I [W / m^2]}{10^{-12} [W / m^2]} \quad (\text{dB}) \quad (6.5)$$

güç seviyesi

$$L_w = 10 \log \frac{W[W]}{10^{-12} [W]} \quad (\text{dB}) \quad (6.6)$$

Faz alanı, bütün parçacıkların aynı anlık hıza sahip oldukları kabul edilen teorik alandır. Parçacık hızının (u), eksenel yani dalga yönü normali olduğu S kesit alanına sahip borudaki dalğanın toplam güç akışı :

$$W = \overline{S_p u} = \overline{p v_v} \quad (6.7)$$

v_v , u parçacık hızına bağlı olarak

$$v_v \equiv S u \quad (6.8)$$

şeklinde ifade edilir ve ‘akustik hacimsel hız’ diye tanımlanır. Benzer şekilde ‘akustik kütle hız’ ise,

$$v = S \rho_0 u \quad (6.9)$$

şeklinde ifade edilir. Buradan hareketle akustik güç akışı

$$W = \frac{1}{\rho_0} \overline{p v} = \frac{1}{\rho_0} p_{rms} v_{rms} \quad (6.10)$$

şeklinde düzenlenebilir. v kütle hız, yüksek sıcaklıktaki egzoz sistemleri incelenirken tercih edilen bir değişkendir. Sinüzoidal p ve v ,

$$p = P e^{j\omega t} \quad (6.11)$$

$$v = V e^{j\omega t} \quad (6.12)$$

ve $p_{rms} = P / \sqrt{2}$; $v_{rms} = V / \sqrt{2}$ olduğundan

$$W = \frac{1}{2\rho_0} (PV) \cos \theta \quad (6.13)$$

halini alır. Burada θ , P ve V 'nin faz farkıdır. Her periyodik sinyal, sinüzoidal sinyal Fourier Serisi olarak tanımlanabileceği için akustik filtreler teorisi de sinüzoidal sinyal olarak geliştirilmiştir.

6.1.1. Elektroakustik Analog

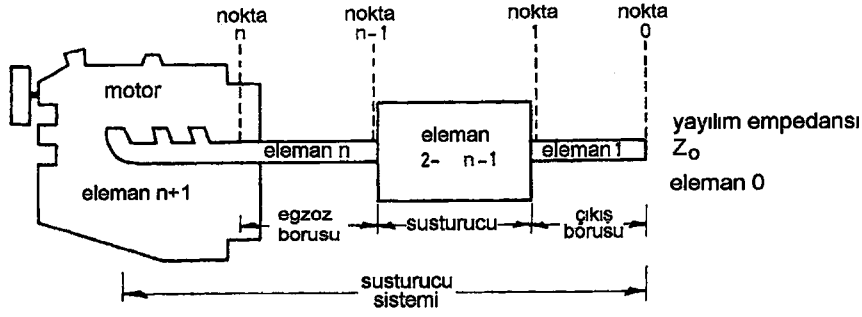
Daha önce de belirtildiği gibi akustik sistemlerle elektrik sistemleri arasında analogi kurulabilir. Analoji, tablo 6.1' de gösterilmektedir.[12]

Tablo 6.1. Elektroakustik analogi

Akustik Terimler			Eşdeğer Elektriksel Terimler		
Değişken	Sembol	Birim	Değişken	Sembol	Birim
Basınç	P	N/m ²	Elektromotif kuvvet	E	Volt
Kütleli hız	V	Kg/s	Akım	I	Amper
Akustik Empedans	Z	1/ms	Elektriksel empedans	Z	Ohm
Direnç	R	1/ms	Direnç	R	Ohm
İnertans	M	1/m	İndüktans	L	Henry
Elastiklik	C	ms ²	Kapasitans	C	Farad

6.2. Akustik Filtre Performans Parametreleri

Şekil 6.1’ de tipik bir egzoz susturucu sistemi gösterilmektedir. Susturucu her iki uçta da küçük çaplı boruya sahiptir. Motor-susturucu arasındaki boruya ‘egzoz borusu’ ; egzoz gazının açık havaya çıkışını sağlayan boruya ‘çıkış borusu’ denir. Genelde, n elemanlı susturucularda çıkış borusu 1. eleman, egzoz borusu da n. eleman olarak tanımlanır.



Şekil 6.1. Tipik motor egzoz sistemi

Akustik filtrelerin performansı, aşağıdaki parametrelerin biriyle ölçülür.

- 1- Donanım kaybı (IL)
- 2- İletim kaybı (TL)
- 3- Seviye farkı (LD ya da gürültü azalımı (NR))

6.2.1. Donanım Kaybı (IL)

Donanım kaybı, filtresiz sistemden yayılan akustik güç ile filtre ile donanmış sistemden yayılan akustik güç arasındaki farktır. Sembolik olarak

$$IL = L_{w1} - L_{w2} \quad (\text{dB}) \quad (6.14)$$

$$IL = 10 \log (W_1 / W_2) \quad (\text{dB}) \quad (6.15)$$

olarak tanımlanabilir ki ; burada 1 ve 2 indisleri filtresiz ve filtre donanımlı halleri simgeler. Benzer şekilde

$$IL = 20 \log | P_n / P_0 | \quad (6.16)$$

yazılabilir.

6.2.2. İletim Kaybı (TL)

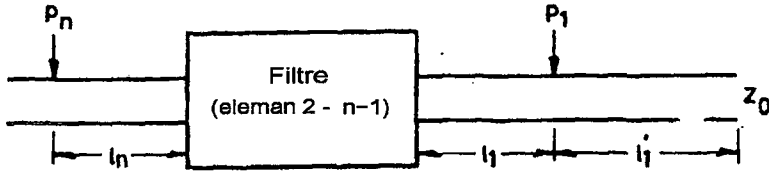
İletim kaybı, kaynaktan ve çıkış borusundan bağımsız olarak şekil 6.1’ de ‘susturucu’ diye tanımlanan özelliğin performansını açıklar. İletim kaybı, susturucu elemanların gücü ile yansımaz sondaki (atmosfer) güç arasındaki fark olarak tanımlanabilir. Sembolik olarak

$$TL = L_{wi} - L_{wt} \quad (6.17)$$

yazılabilir. Ses dalgası parametreleri kullanılarak

$$TL = 10 \log \left| \frac{S_n A_n^2}{2} \frac{2}{S_1 A_1^2} \right|, \quad B_1 = 0 \quad (6.18)$$

$$TL = 20 \log \left| \frac{A_n}{A_1} \right|, \quad B_1 = 0 \quad (6.19)$$



Şekil 6.2. İletim kaybının tanımı : $TL = 20 \log | A_n / A_1 |$

yazılabilir. Burada $S_n = S_1$ alınmıştır ki genelde egzoz borusu ile çıkış borusu çapları aynı alınmaktadır. Burada

$$A_1 = p_1 = Z_1 v_1 \quad (6.20)$$

$$(p_n + Z_n v_n) / 2 \quad (6.21)$$

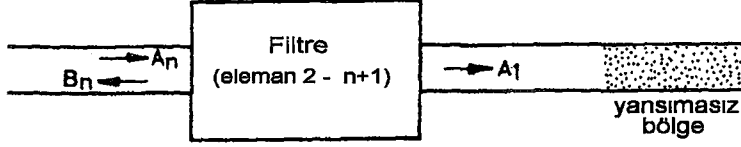
$Y_1 = Z_0$; $Y_n = Z_n$ akustik empedanslar alınarak

$$TL = 20 \log \left| \frac{p_n + Z_1 v_1}{2 Z_0 v_1} \right| \quad (6.22)$$

yazılır.

6.2.3. Seviye Farkı (LD)

Seviye farkı (ya da gürültü azalımı), egzoz borusu ve çıkış borusu üzerinde seçilen iki nokta arasındaki ses basınç seviyeleri farkıdır.



Şekil 6.3. Seviye farkının tanımı : $TL = 20 \log |p_n / p_1|$

Sembolik olarak

$$LD = 20 \log |p_n / p_1| \quad (\text{dB}) \quad (6.23)$$

şeklinde ifade edilir. P_1 doğrudan ölçülemeyeceğinden 1. nokta olarak çıkış noktası alınarak ($l_1^1 = 0$)

$$LD = 20 \log |p_n / p_0| \quad (\text{dB}) \quad (6.24)$$

elde edilir.

6.2.4. Performans Parametrelerinin Karşılaştırılması

Yukarıda ayrı ayrı incelenen performans parametrelerinden filtre performansını en gerçek şekilde temsil eden parametre, donanım kaybıdır. Ancak donanım kaybı için kaynağın iç empedansının ölçülmesi ya da bilinmesi gereklidir.

İletim kaybı ise kaynağın ve yayılımın empedansını içermez. Bu datadan bağımsız oluşu, araştırmacıların iletim kaybını ele almalarını sağlamıştır. Ancak dalga hareketinin akustiğinin boru içinde incelenmesi, empedans tüp teknolojisi, sessiz çalışma yöntemleri ya da modern aletlerle donanmış çift mikrofon metodu gerektirmektedir.

Seviye farkı ise, iki nokta arasındaki ses basınç seviyeleri farkı idi. Seviye farkı, TL gibi kaynağın empedansı bilgisine ihtiyaç duymazken IL gibi yansımaz bölgeye de ihtiyaç duymaz. Bu yüzden belli susturucu setinin iletim davranışının hesabı ya da deneysel incelemesinde en çok kullanılan parametrelerden biri olmuştur.

Anlaşılabacağı gibi her performans parametresinin relatif avantaj ve dezavantajları vardır. Ancak final analizi olarak, donanım kaybı filtre performansını en iyi belirten parametredir.

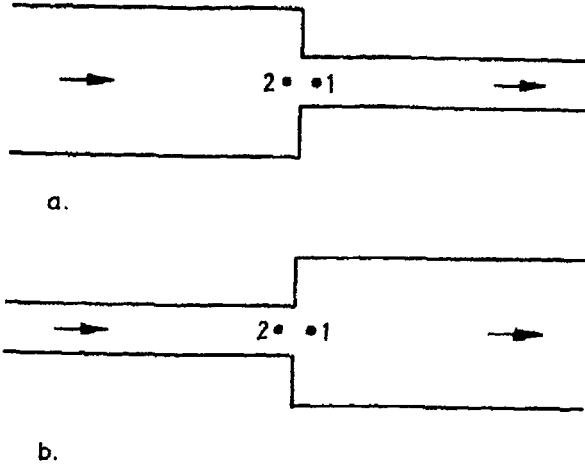
6.3. Alan Süreksizlikleri

İki basit alan süreksizliği tipleri şekil 6.4' te gösterilmektedir. Eğer her iki borunun çapları belli limitler içerisinde ise akustik basınç p ve akustik kütle hızı v ($= \rho_0 S u$) süreksizliğin her iki yanında aynı kalır.

$$p_2 = p_1 \quad (6.25)$$

$$v_2 = v_1 \quad (6.26)$$

$$p_2 / v_2 = p_1 / v_1 \quad (6.27)$$



Şekil 6.4. Basit alan süreksizlikleri ; (a) ani daralma ; (b) ani genişleme

Düzgün akıŖlarda, alan süreksizlikleri transmisyon boyunca bir güç kaybına sebep olmazlar. Ancak, bir miktar güç, kaynağıa doğru geri yansır. Bu yüzden alan süreksizlikleri reflektif elemanlardır. Bu tür susturucular enerji yutmadıkları için non-disipatif (yutucu olmayan) ya da reaktif susturucular diye adlandırılırlar.

Ani kesit daralma ya da genişleme elemanlarının iletim kaybı, aşğıdaki şekilde hesaplanabilir:

$$TL = 10 \log W_i / W_t \quad , \quad (\text{yansımaz son varken}) \quad (6.28)$$

$$TL = 10 \log \frac{(S_1 + S_2)^2}{4S_1S_2} \quad (6.29)$$

Görüldüğü gibi ani kesit daralma ya da genişleme için TL değerleri aynıdır.

6.4. Uzatılmış Boru Rezonatörleri

Şekil 6.5' te dört farklı tip uzatılmış boru rezonatörleri gösterilmiştir. Bütün borularda dalga şartları aynı kalacağı kabulü ile akustik basınçların birleşme noktalarında aynı kalacağı söylenebilir :

$$p_3 = p_1 = p_2 \quad (6.30)$$

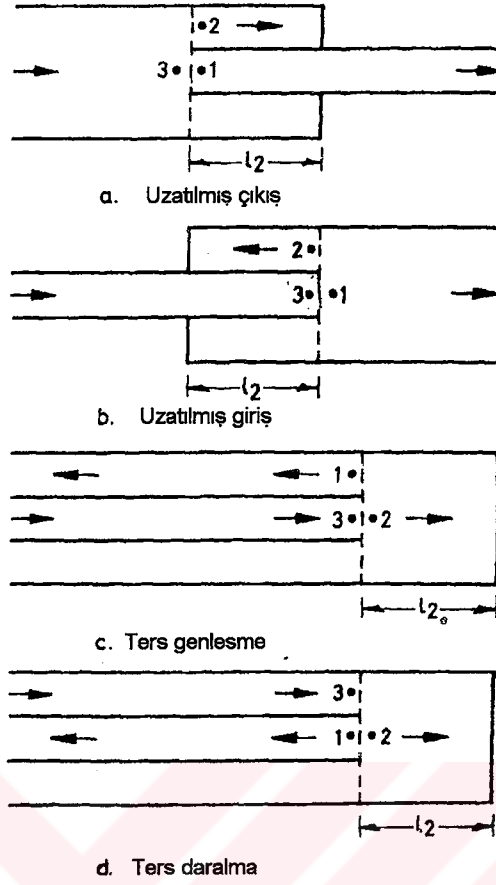
Akış yönleri dikkate alınarak akustik kütle hızı sürekliliği :

$$v_3 = v_1 + v_2 \quad (6.31)$$

yazılabilir. Buradan

$$v_3 / p_3 = (v_1 / p_1) + (v_2 / p_2) \quad (6.32)$$

elde edilebilir. Bu eşitliklerdeki en önemli nokta, uzatılmış boru rezonatörlerinin yan-kol eleman gibi davranmasıdır. Belli frekanslarda yan-kol eleman, kısa devre görevi görür ve akustik gücün tamamı bu yan-kola yönelir. Gelen güç akışı bu kapalı kavite hacminde rezonansa uğrar. Sönüm rezonansı $\cot \omega l_2 / c \rightarrow 0$ iken meydana gelir. Rezonans frekansı ve dalga boyu şu şekilde de bulunabilir:



Şekil 6.5. Uzatılmış boru rezonatörleri

$$\frac{\omega}{c} l_2 = \frac{2\pi f}{c} l_2 = (2n+1) \frac{\pi}{2} \quad (n = 0, 1, 2, \dots) \quad (6.33)$$

$$\frac{l_2}{\lambda} = \frac{(2n+1)}{4} \quad (n = 0, 1, 2, \dots) \quad (6.34)$$

Bu yüzden uzatılmış boru rezonatörlerine ‘çeyrek dalga rezonatörleri’ de denir.

6.5. Helmholtz Rezonatörü

Şekil 6.6' da gösterilen yan-kol rezonatörüne 'Helmholtz rezonatörü' denir. Helmholtz rezonatörü, bir boyun ve kavitasyon hacminden oluşur. (6.30), (6.31) ve (6.32) eşitlikleri, bu durumda da geçerlidir. Rezonans frekansı

$$f_r = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{A}{IV}} \quad (6.35)$$

eşitliğinden bulunabilir. Burada

f_r : rezonans frekansı [Hz]

c : ses hızı [m/sn]

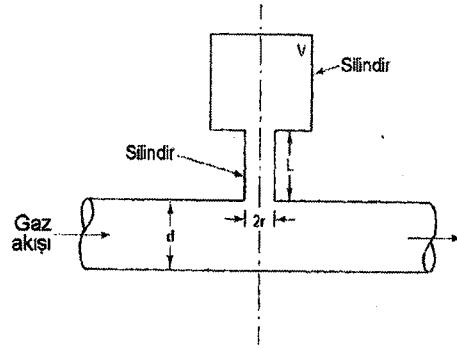
A : boğaz kesit alanı [m^2]

V : kavitasyon hacmi [m^3]

$I = L + 0.8 A^{1/2}$ [m]

L : boğaz uzunluğu [m]

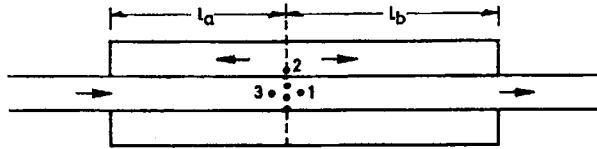
dir.[13]



Şekil 6.6. Kaviteasyon rezonatörlerinin genel şekli

6.6. Konsantrik Delik-Boşluk Rezonatörü

Şekil 6.7' de gösterilen rezonatör, akışın olduğu borudaki belli sayıda delikler yardımıyla kaviteasyon hacminin rezonans etkisi prensibine dayanır.

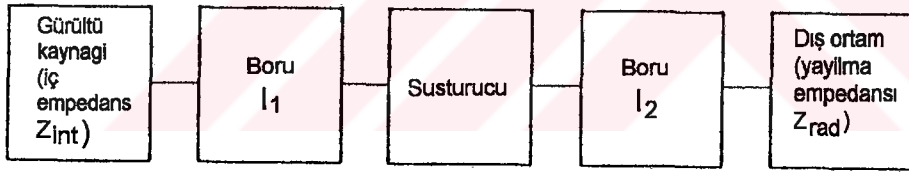


Şekil 6.7. Konsantrik delik-boşluk rezonatörü

Burada yine (6.30), (6.31) ve (6.32) denklemleri geçerlidir. Rezonans frekansı, helmholtz rezonatörü frekans formülü (6.35) ile bulunabilir.

BÖLÜM 7 . REAKTİF SUSTURUCULARIN AKUSTİK PERFORMANSLARI

Susturucu sistemine ait bir blok diyagram şekil 7.1’ de gösterilmiştir. p ses basıncına Z_{int} iç empedansına sahip bir kaynak, susturucuya l_1 boylu egzoz borusu ile bağlıdır; l_2 boylu çıkış borusu da susturucu ile dış ortam bağlantısını sağlar. Çıkış borusundan dış ortama yayılımı, Z_{rad} karakterize eder.



Şekil 7.1. Bir susturucu sisteminin blok diyagramı

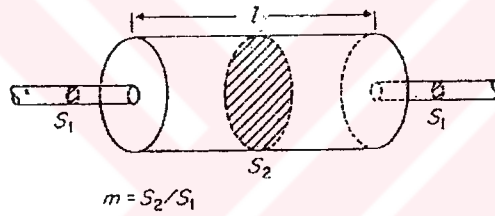
Susturucuların akustik performansları susturucunun şekline, boyutlarına, kavitasyon hacimlerine bağlıdır. Bu bölümde bütün parametrelerin performansa etkileri ayrı ayrı incelenmiştir.[14]

7.1. Basit Genleşme Odası

En basit susturucu tipi, basit genleşme odasıdır (şekil 7.2). 1 boylu genleşme odasının davranışı m ve kl gibi iki parametreye bağlıdır.

$$m = \text{genleşme odası kesit alanı } (S_2) / \text{giriş-çıkış borusu kesit alanı } (S_1) \quad (7.1)$$

$$kl = 2\pi l / \lambda \quad (7.2)$$



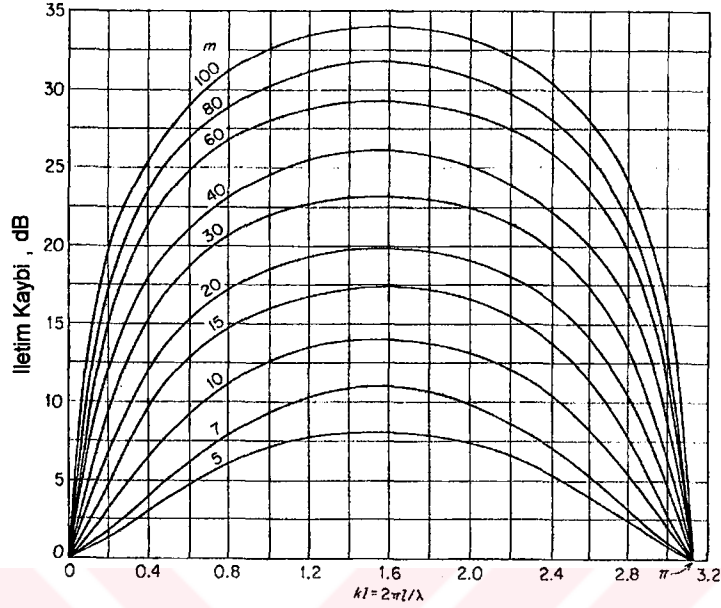
Şekil 7.2. Tek genleşme odalı susturucu diyagramı

Bu parametrelere bağlı iletim kaybı :

$$TL = 10 \log \left[1 + \frac{1}{4} \left(m - \frac{1}{m} \right)^2 \sin^2 kl \right] \quad (\text{dB}) \quad (7.3)$$

şeklinde ifade edilir.

Basit genişleme odasının, kl' 'nin bir fonksiyonu olarak iletim kaybı birçok m değeri için şekil 7.3' te çizilmiştir. Bu eğriler genişleme odalı filtrelerin tasarımında kullanılabilir.



Şekil 7.3. Basit genişleme kabının iletim kaybı

Görüldüğü gibi TL, kl' 'nin periyodik bir fonksiyonudur ve her π radyanda bir tekrar eder. Çok düşük frekanslarda ($kl \rightarrow 0$) ya da susturucu boyunun $\lambda/2, \lambda, 3\lambda/2$ olduğu frekanslarda TL, 0 dB olacaktır. TL'yi maksimum yapan frekanslar :

$$\sin^2 kl = 1$$

$$\sin wl/c = 1$$

$$\sin 2\pi fl/c = 1$$

$$2\pi fl/c = (2n+1) \pi / 2 \quad (n = 0, 1, 2, 3.....)$$

$$f = (2n+1) c / 4 l \quad (7.4)$$

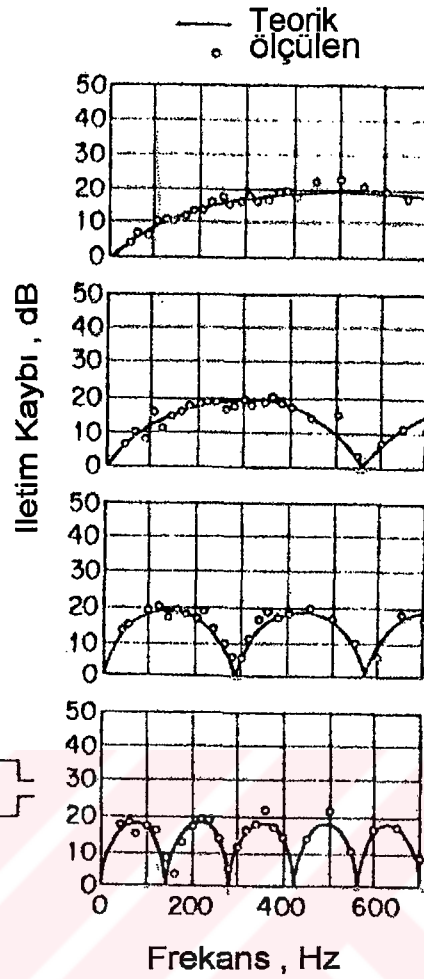
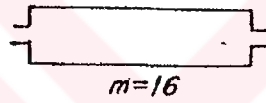
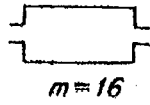
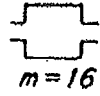
eşitliklerinden bulunabilir.

Tek genişleme odalı susturucular, uygulamada belirgin bazı frekanslardan oluşan gürültülerin azaltılması için kullanılır. Belli bir frekans için en etkili olabilecek şekilde tasarlanmış tek genişleme odalı susturucunun tasarımının yapıldığı frekanslarda sağlayacağı ses iletim kayıpları (7.3) formülüyle hesaplanabilir. Susturucu, tasarlandığı frekansta en yüksek ses iletim kaybını sağlarken, alan oranı S_1 / S_2 de arttıkça ses iletim kaybı artmakta, bu frekansa yakın frekanslarda da oldukça yüksek iletim kaybı sağlanabilmektedir. Demek ki özellikleri belli bir susturucu dar bir frekans aralığında etkili olabilmekte, birden fazla susturucunun bağlanmasıyla da değişik frekans bantlarında yüksek ses iletim kaybının sağlanması mümkün olabilmektedir.

7.2. Susturucu Boyunun Etkisi

TL eğrilerini oluşturan 7.3 eşitliği incelendiğinde, 1 susturucu boyunun maksimum TL'ye etki etmediği, yalnızca $TL = 0$ ya da $TL = \text{maksimum pik}$ noktalarının konumlarını veya sayılarını etkilediği belirlenebilir.

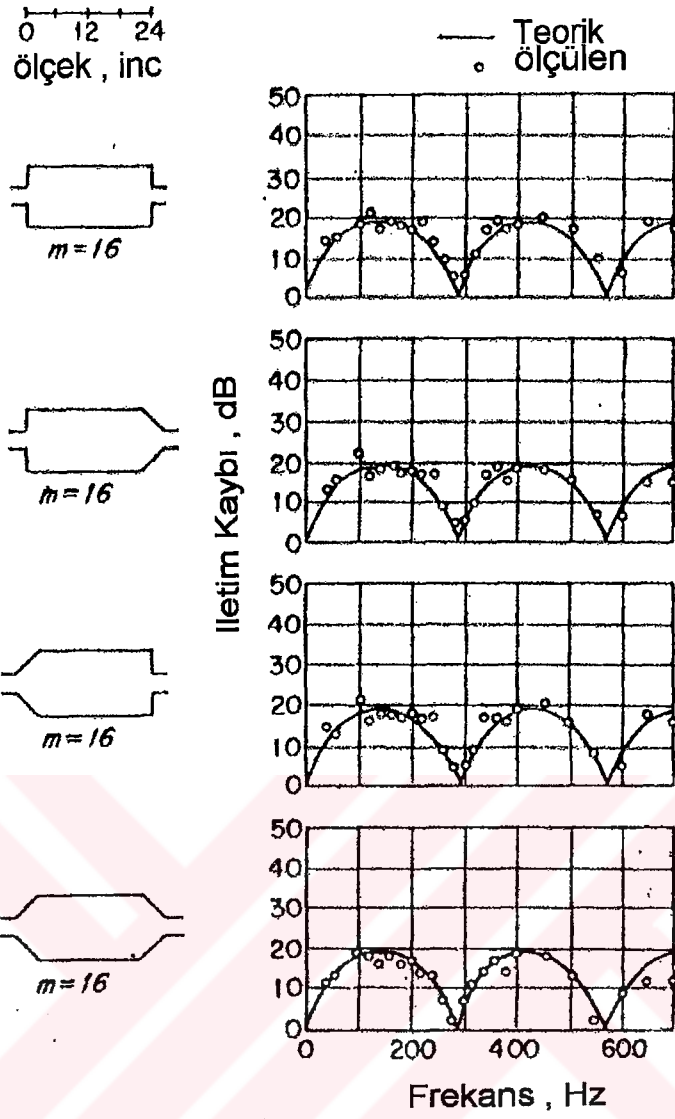
0 12 24
ölçek , inc



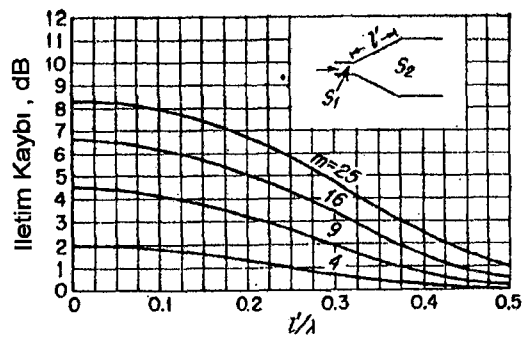
Şekil 7.4. Susturucu boyunun TL'ye etkisi

7.3. Susturucu Boğaz Şeklinin Etkisi

Şekil 7.5' te görüldüğü gibi susturucu boğazları dik olmak zorunda değildir. Giriş ya da çıkış boğazlarının eğimli olması, TL eğrisinde önemli bir değişiklik yaratmaz. Ancak yüksek frekanslarda susturucunun eğimli uzun bir boğaza sahip olması korna etkisi yapar ve susturucu etkisinin azalmasına sebep olur.[15]



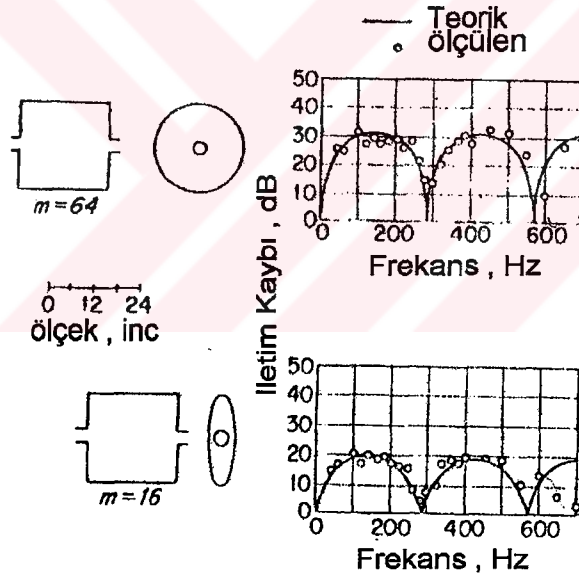
Şekil 7.5. Eğimli boğazın TL'ye etkisi



Şekil 7.6. Susturucu boğaz eğiminin akustik karakteristiği

7.4. Susturucu Şeklinin Etkisi

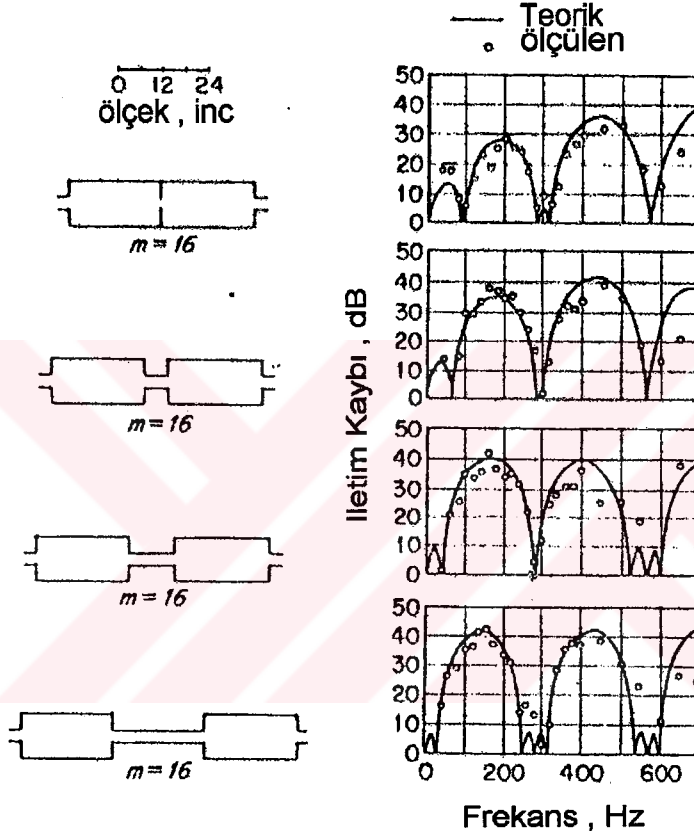
Susturucu kesit alanı, dalga boyunun yarısından büyükse, (7.3) eşitliği geçerliliğini kaybeder. Şekil 7.7' deki birinci susturucunun 700d/sn' deki $TL = 0$ değerini bu eşitlik sağlayamaz. İkinci şekil ise birçok frekansta (7.3) eşitliğine uyan sonuçlar vermektedir. Ancak yüksek kesit alana sahip genişleme odalı sustucularda $f = 1.22 c / d$ frekansında $TL = 0$ olacaktır. Şekilde görülen iki genişleme odası için de 700 d/sn.'de (7.3) eşitliğine göre sağlanacak TL yerine $TL = 0$ sağlanacaktır.[15]



Şekil 7.7. Büyük kesit alana sahip filtreler

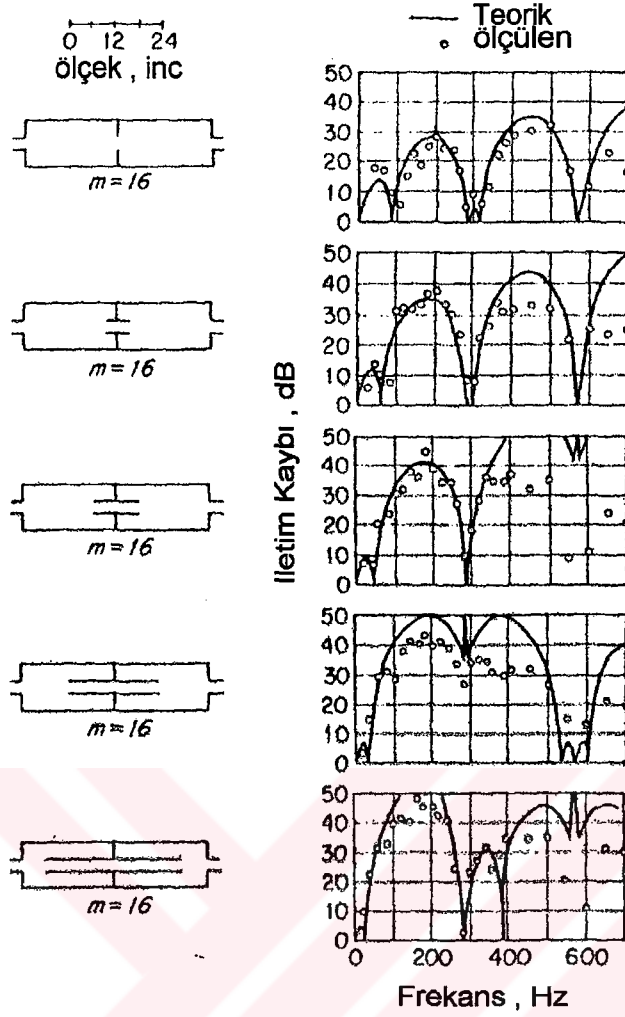
7.5. Çift Genleşme Odası Arasındaki Borunun Boyunun Etkisi

Dıştan bağlantılı iki genleşme odası arasındaki borunun boyunun TL'ye etkisi, şekil 7.8' de gösterilmiştir. Bu çift genleşme odalı susturucuların iletim kaybı, tek genleşme odasına göre daha yüksektir.



Şekil 7.8. Dıştan bağlantılı basit genleşme odalarının iletim kaybı

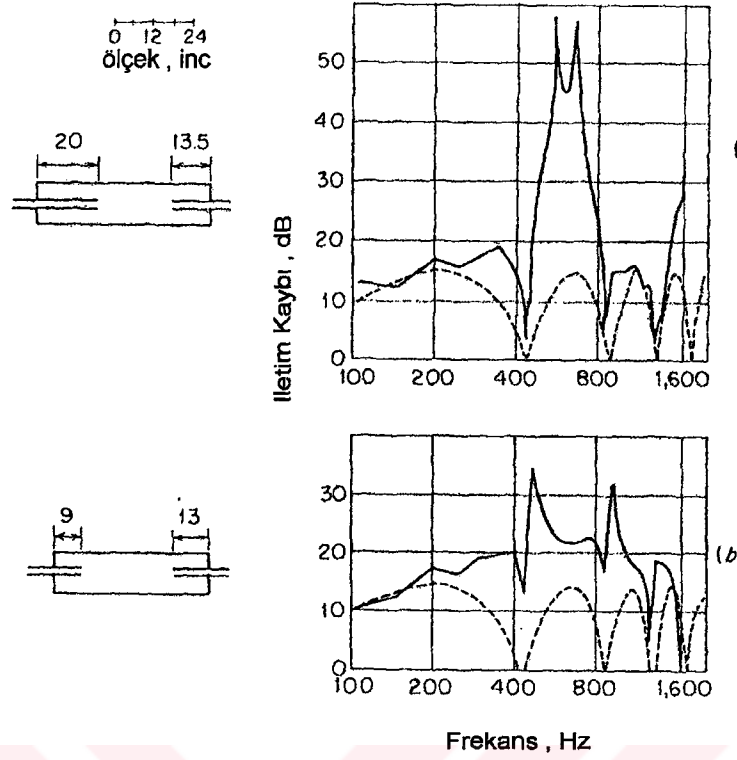
İçten bağlantılı iki genleşme odası arasındaki borunun boyunun TL'ye etkisi şekil 7.9' da gösterilmektedir. Dıştan bağlantılı genleşme odalarının özelliklerine benzer bir karaktere sahiptir. Düşük frekanslarda en yüksek TL, boru boyunun genleşme oda boyuna eşit olduğu tasarımda sağlanmaktadır.



Şekil 7.9. İçten bağlantılı basit genişleme odalarının iletim kaybı

7.6. Uzatılmış Giriş-Çıkış Borularının Etkisi

Giriş ve çıkış boruları genişleme odası içerisine uzatılmış olarak monte edildiğinde, iletim kaybında dar bir frekans aralığı için yüksek bir artış ya da toplamda küçük bir artış seçimine bağlı olarak biri ya da her ikisinde farklı uzatma boyları seçilebilir. Şekil 7.10' da iki farklı ölçüde uzatılmış genişleme odasının iletim kayıpları görülmektedir.[14]



Şekil 7.10. Uzatılmış boruların boyunun TL'ye etkisi (— : şekildeki susturucunun TL'si ; -- : aynı boyuttaki basit genişleme odasının TL'si)

7.7. Rezonatörlerin Etkisi

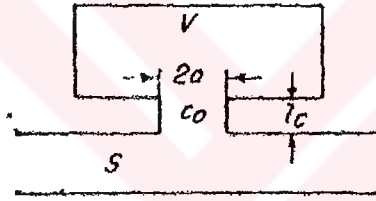
Yan-kol rezonatörüne sahip bir boruya ait şematik diyagram, şekil 7.11' de gösterilmiştir. (6.35) eşitliğinde kullanılan A/I oranına 'iletkenlik' denir ve ' c_0 ' ile gösterilir. İlgili formülde yerine yazılırsa

$$f_r = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{c_0}{V}} \quad (\text{Hz}) \quad (7.5)$$

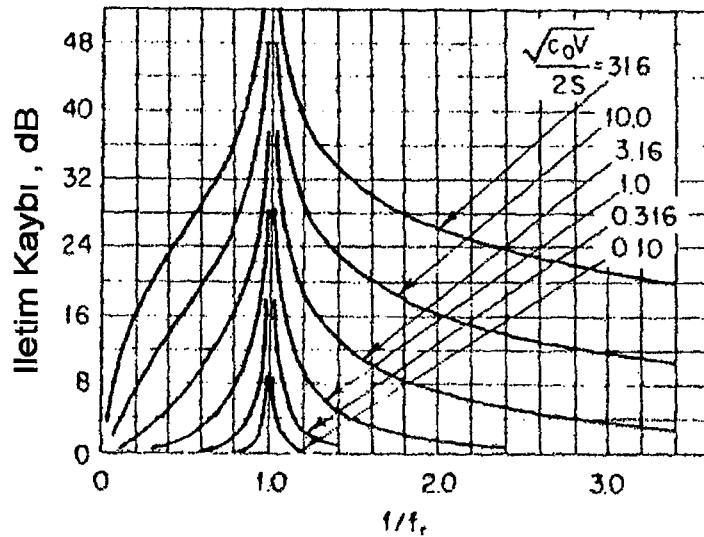
rezonans frekansı elde edilir. İletim kaybı ise

$$TL = 10 \log \left[1 + \left(\frac{\frac{\sqrt{c_0 V}}{2S}}{\frac{f}{f_r} - \frac{f_r}{f}} \right)^2 \right] \quad (\text{dB}) \quad (7.6)$$

şeklinde ifade edilir. Rezonans frekansını $(c_0/V)^{1/2}$ karakterize eder. Belli bir frekanstaki iletim kaybı ise $(c_0/V)^{1/2} / 2S$ parametresi tarafından kontrol edilir. Rezonatörlü susturucuların dizaynında (7.6) eşitliği kullanılabilir. Bu eşitliğe ait eğriler şekil 7.12' de verilmiştir.

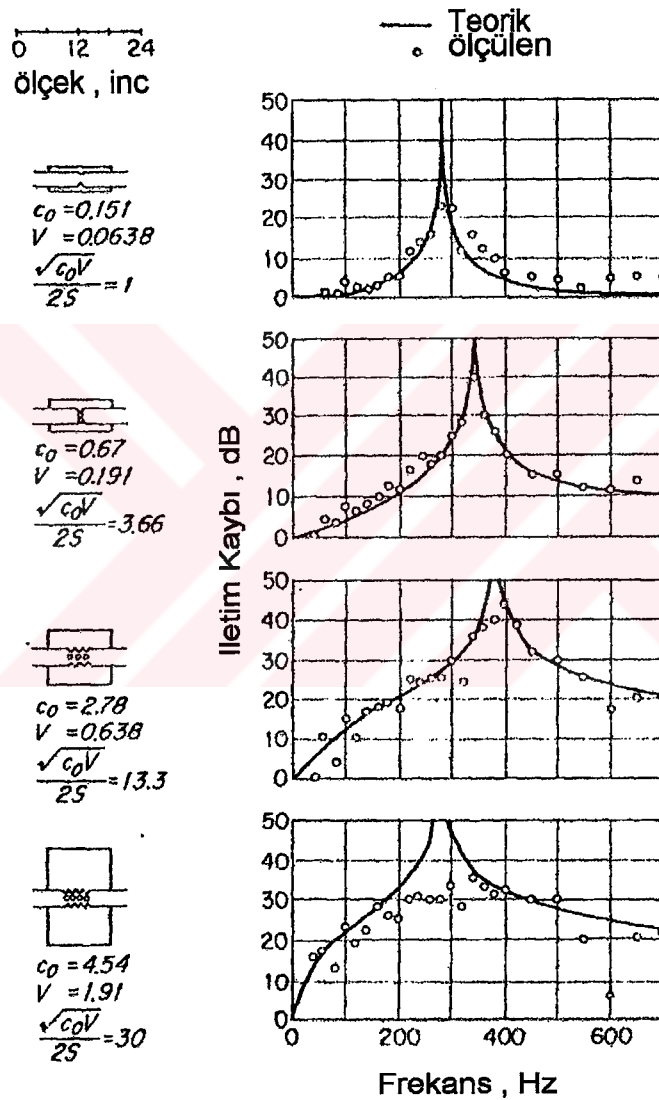


Şekil 7.11. Bir yan-kol rezonatörünün şematik gösterimi



Şekil 7.12. Rezonatör hacimleri tasarım eğrileri

Bu eğrilerden anlaşılacağı üzere $(c_0/V)^{1/2} / 2S$ parametresinin yüksek değerlere ulaşacak şekilde dizayn edilen rezonatörler, yüksek TL değerlerine sahip olurlar. Benzer bir etki, perfore borular kullanılarak da elde edilebilir. Şekil 7.13' de perfore boruların rezonans etkileri gösterilmektedir.[15]



Şekil 7.13. Perfore borulu tek genişleme odalı rezonatörlerin iletim kayıpları

BÖLÜM 8. DİSİPATİF SUSTURUCULARIN AKUSTİK PERFORMANSLARI

Isıtma – havalandırma borularında, endüstriyel fanlarda, soğutma kulelerinde, gaz türbinlerinde, güç ünitelerinin emme ve egzoz borularında kullanılan disipatif susturucular, ses yansımalarını susturdıkları gibi ses enerjisini de yutarlar. Önceleri sıkça kullanılan disipatif susturucular yüksek frekanslarda etkilidirler. Borunun çapı, yutucu malzemenin kalınlığı, yutucu malzemenin özelliklerinin belirlediği limit frekanslar altında ise performansları düşmektedir. Disipatif susturucuları önceleri otomotiv egzoz susturucularında da kullanılsa da aşağıda belirtilen problemlerden dolayı yerlerini yansıtıcı ya da reaktif susturuculara bırakmışlardır.

- 1- Yanmamış karbon partiküllerinin susturucu yüzeyindeki ses yutucu malzemenin gözeneklerinin kapatması
- 2- Düzgün olmayan yüksek hızlı egzoz gazlarının yutucu fiberlere zarar vermesi
- 3- Yutucu malzemelerde termal çatlaklar oluşması
- 4- Egzoz gürültüsünün etkin olduğu düşük frekanslarda verimsiz olması
- 5- Göreceli olarak yüksek maliyet

8.1. Disipatif Susturucularda İletim Kaybı

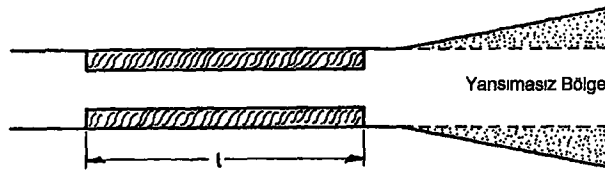
Şekil 8.1' de l boyunda yutucu elemanla izole edilmiş bir boru görülmektedir. TL, giriş ve çıkıştaki ani kesit daralmalarının ve l boyunca akustik yutumun bir fonksiyonu olacaktır.

TL_{ent} : girişteki ani kesit daralmasının etkisiyle oluşan TL

TL_1 : l boyunca akustik yutumun etkisiyle oluşan TL

TL_{ex} : çıkıştaki ani kesit daralmasının etkisiyle oluşan TL

Ancak TL; TL_{ent} , TL_1 ve TL_{ex} 'in toplamından oluşmayacaktır. TL_{ent} ve TL_{ex} çok küçük olacağından (2.27) eşitliğine dayanarak ihmal edilebilir. Böylece $TL \cong TL_1$ kabul edilebilir.



Şekil 8.1. Disipatif susturucuların iletim kaybı ölçümü

TL'nin yaklaşık hesabı için çeşitli ampirik formüller kullanılabilir. Piening'e göre

$$TL = 1.5 P \alpha^{1/3} / S \quad (\text{dB}) \quad (8.1)$$

Sabin'e göre ise

$$TL = 1.05 P \alpha^{1.4} / S \quad (\text{dB}) \quad (8.2)$$

şeklindedir. Burada

P : akış kesitinin çevresi (m)

S : akış kesit alanı (m²)

α : frekans bandında verilmiş yutucu malzemenin absorpsiyon katsayısıdır.

8.2. Disipatif Susturucuların Seçimi

Disipatif susturucularda susturucu boyu, en az kanal boyunun iki katı uzunlukta olmalıdır. Gaz akış hızları 20 m/sn. Değerinin üzerinde olmamalı ve akışın kendisi ses kaynağı olmamalıdır. En önemlisi de özellikle yüksek frekanslardaki ses dalgalarının yutucu malzeme üzerine çarpmadan geçebilme şansını önleyebilecek şekilde geçiş kanalları ölçülerinin küçük tutulmasıdır. Geçiş kanal ölçüsü, sözkonusu frekanstaki dalga boyunun 7 katından büyük olmamalıdır. Bu şartın yerine getirilebilmesi için bazı endüstriyel susturucularda gaz geçiş yolları dalgalı yapılmaktadır.

Bu tip susturucuların seçiminde ticari ürün teknik bilgi föylerinden yararlanılabilir. İstenilen sönümü yaratacak susturucu, bu kataloglardan belirlenebilir. Disipatif susturucu tasarımı, yukarıdaki formüller ya da hazır diyagramlar yardımıyla yapılabilirse de, sonuçta ürünün yarattığı sönüm mutlaka deneylerle ölçülmelidir. Disipatif susturucuların en önemli tasarım parametrelerinden biri de yarattıkları akış direncidir. Sözü edilen kataloglarda her susturucunun yarattığı akış direnci de verilir. İçten akustik kaplı kanallar, dirsekler ve plenumlar da bir çeşit disipatif susturucu olarak görev yaparlar. Plenumlar aynı zamanda reaktif susturucu fonksiyonuna da sahiptirler. Ancak bu tip uygulamalar daha çok klima ve havalandırma tesisatlarında kullanılmaktadır.[12]



BÖLÜM 9. SUSTURUCULARDA ÜRÜN GELİŞTİRME ÇALIŞMASI

Susturucularda yapılacak geliştirmeler için spesifik gereksinimlere cevap verecek susturucunun dizayn kriterleri saptanmalıdır. Ancak gerekli şartları sağlayacak susturucular genellikle karmaşık yapıya sahiptirler. Bu yüzden konfigürasyon ve boyutlar, deneysel ve/veya nümerik analizlerin yardımıyla yapılacak optimizasyon işlemi ile elde edilmelidir.

9.1. Egzoz Susturucularının Gereksinimleri

Egzoz susturucuları genellikle aşağıda belirtilen gereksinimlerin hepsi ya da bazılarını sağlamak üzere tasarlanırlar :

- 1- Uygun donanım kaybı : Egzoz susturucuları, motor gövdesi gürültüsü ya da başka bir dominant ses kaynağı gürültüsünden en az 5 dB daha az gürültü sağlayacak şekilde tasarlanırlar.
- 2- Geri basınç : Egzoz gazlarının susturucudaki dirençler sebebiyle motorda yarattığı ekstra basınçtır. Bu basınç minimum tutulmalıdır. Dört zamanlı motorlarda geri basınç, volumetrik verim ve spesifik yakıt tüketimini etkilemektedir.
- 3- Boyut : Büyük bir susturucu, yerleşim, ağırlığından dolayı desteklenme ve maliyet problemi yaratacaktır.

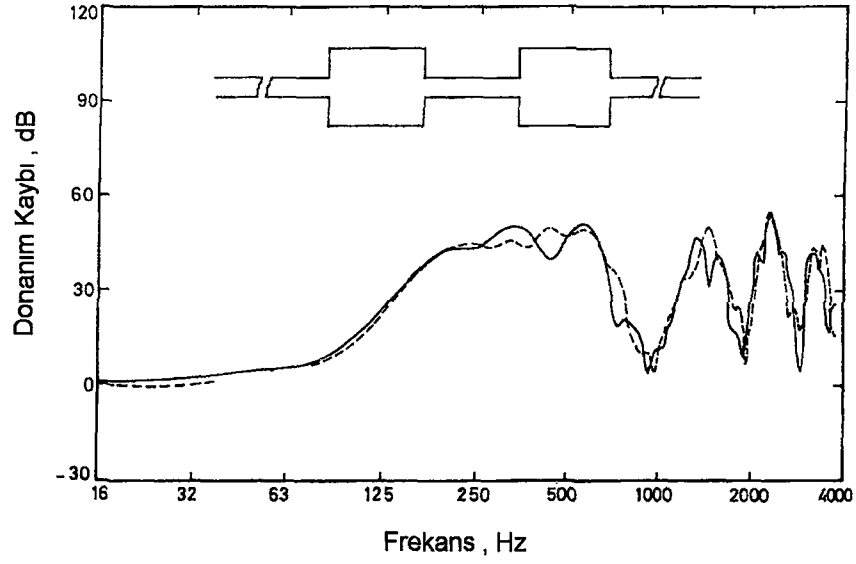
- 4- Ömür : Duvarlarındaki termal çatlamalardan korunmak için üniform duvar sıcaklığı sağlanmalıdır. Korozyona dayanıklı malzemelerden imal edilmelidir.
- 5- Susturucu performansı zamana bağlı olmamalıdır.
- 6- Susturucu yüzeyinden yayılan gürültü minimize edilmelidir.
- 7- Susturucu ağzından yayılan gaz akış gürültüsü minimize edilmelidir.
- 8- Özellikle ilk çalıştırmada ve ivmelenmede egzoz ses kalitesi ayrıca incelenmelidir.

9.2. Tasarım Kriterlerinden Çıkarılan Sonuçlar

Bir tasarım kriterinin geliştirilmesi için önce tipik egzoz sisteminin donanım kaybına etkileyen çeşitli faktörler incelenmeli, ardından belli akustik eleman ya da eleman kombinasyonunun aeroakustik performansları belirlenmelidir.

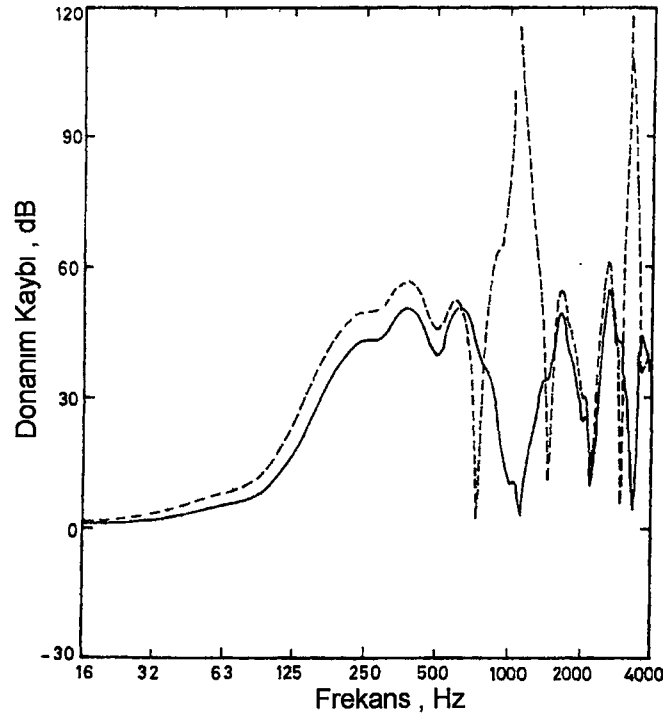
Susturucu içinde ilerleyen gazın sıcaklığı aşağı yukarı lineer olarak azalır. Bu değişim, dalga yayılım hızında da değişime yol açar. Şekil 9.1' de görüldüğü gibi çift genleşme odalı bir susturucu için eksenel yöndeki lineer sıcaklık değişimi, tasarım açısından ihmal edilebilir niteliktedir.

Bir boyutlu akustik filtreler için daha önce incelenen parametreler ve etkilerden aşağıdaki birincil tasarım kriterleri elde edilebilir :

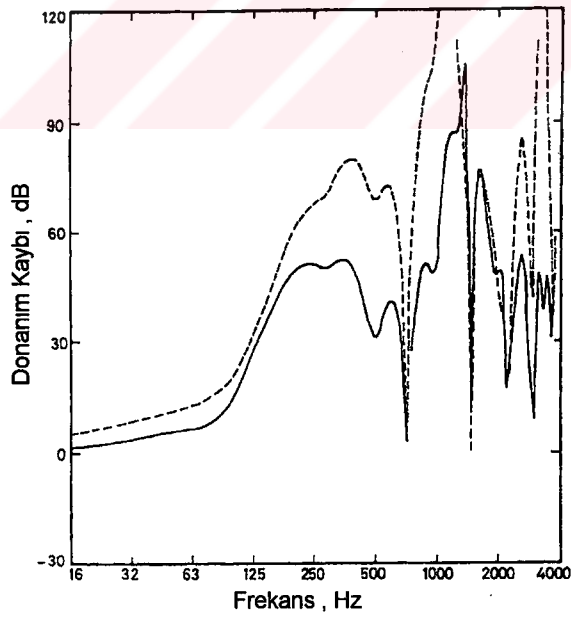


Şekil 9.1. Sıcaklık değişiminin donanım kaybına etkisi ; ___ : üniform sıcaklık , --- : değişken sıcaklık

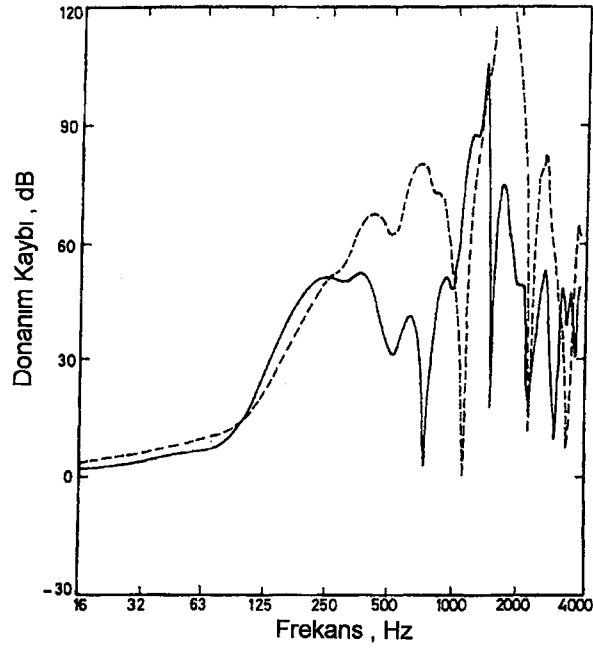
- 1- Uzatılmış borulu susturucular genelde basit genişleme odalarına göre akustik olarak daha iyidirler. (Şekil 9.2)
- 2- Susturucu oda sayısındaki artış ve buna bağlı olarak artan toplam boy, daha yüksek donanım kaybına sebep olur. (Şekil 9.3)
- 3- Toplam boyun aynı kalması şartıyla artan susturucu oda sayısı donanım kaybını yüksek frekanslarda arttırırken düşük frekanslarda azaltır. (Şekil 9.4)
- 4- Susturucu odasının alan oranı m arttıkça donanım kaybı da artar .(Şekil 9.5)



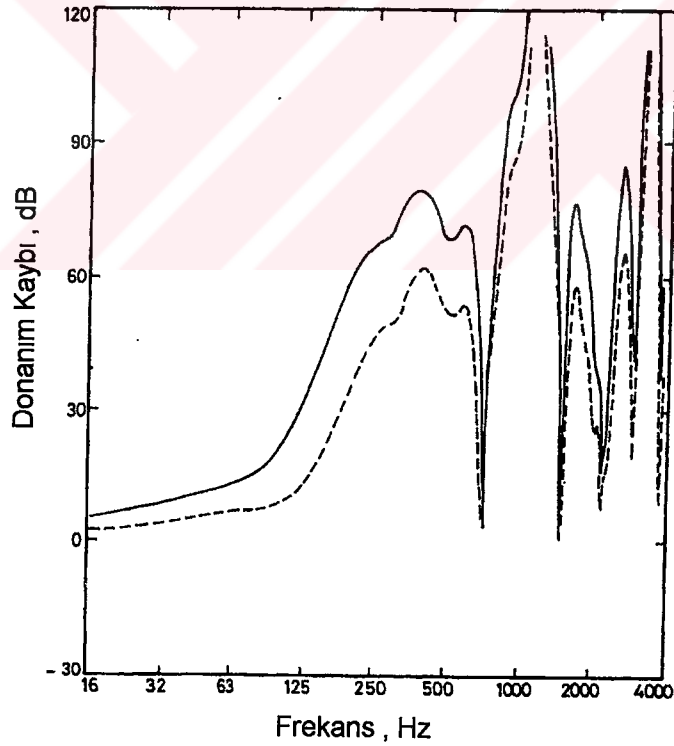
Şekil 9.2. Genleşme odası tipinin donanım kaybına etkisi ; ___ : basit genleşme odası ,
 --- : uzatılmış boru rezonatörü



Şekil 9.3. Susturucu oda sayısının donanım kaybına etkisi ; ___ : iki odalı susturucu ,
 --- : üç odalı susturucu



Şekil 9.4. Toplam boyun aynı kalarak artan oda sayısının donanım kaybına etkisi ;
 ___ : iki odalı susturucu , --- : üç odalı susturucu



Şekil 9.5. Üç odalı susturucuda alan oranının donanım kaybına etkisi ; ___ : alan
 oranı 16 , --- : alan oranı 9

Yüksek iletim kaybı elde etmek için akış, aeroakustik dirençlerin oluşacağı deliklerden geçirilebilir. Bu direnç, akışın deliklerden geçme hızının karesi ile doğru; dolayısıyla her perfore bölgenin toplam alanının karesi ile ters orantılıdır. Böylece

$$TL \approx C_1 + 20 \log \left(\frac{A_{cs}}{A_{op}} \right)^2 C_2$$

$$TL \approx C_1 + 40 \log \left(\frac{(\pi/4)d^2}{\pi dl \sigma} \right) C_2$$

$$TL \approx C_1 + 40 \log \left(\frac{d}{4l\sigma} \right) C_2 \quad (9.1)$$

eşitliği yazılabilir. Burada

A_{cs} : borunun kesit alanı

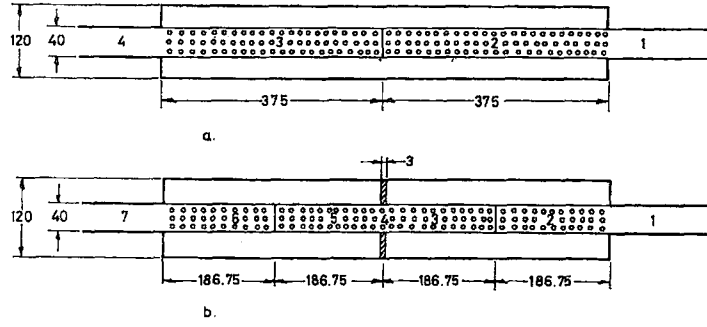
A_{op} : perfore bölgenin toplam alanı (delik toplam alanı)

l : perfore bölgenin uzunluğu

σ : delik yüzdesi

d : borunun iç çapı

C_1 ve C_2 : susturucunun geometrisinin fonksiyonlarıdır.



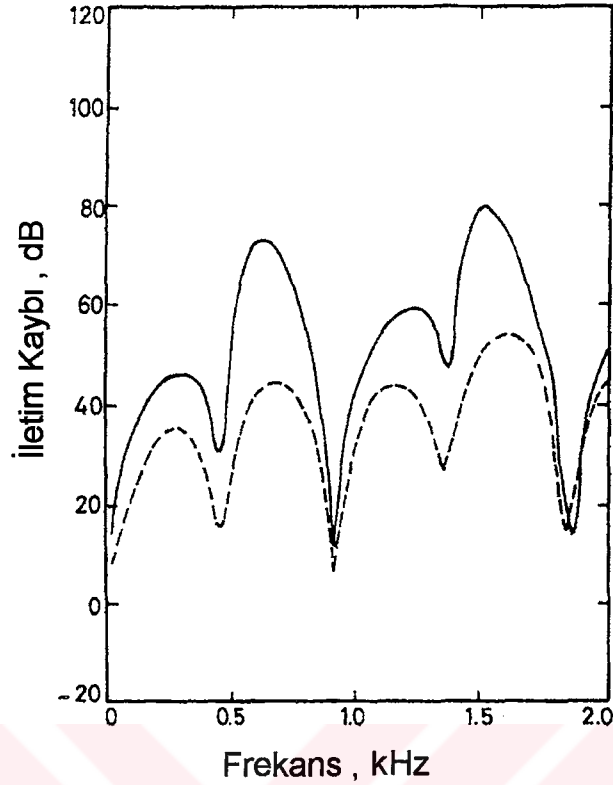
Şekil 9.6. Perfore delikli susturucular. (a) tek odalı, (b) iki odalı

Şekil 9.6.b' de görülen iki odalı susturucuda aynı d ve l için delik yüzdesinin etkisi şekil 9.7' de görülmektedir. Bütün geometrisi aynı olan iki susturucuda delik yüzdesinin etkisi şöyle hesaplanabilir:

$$TL_2 - TL_1 = \left[C_1 + 20 \log \left(\frac{A_{cs}}{A_{op2}} \right)^2 C_2 \right] - \left[C_1 + 20 \log \left(\frac{A_{cs}}{A_{op1}} \right)^2 C_2 \right]$$

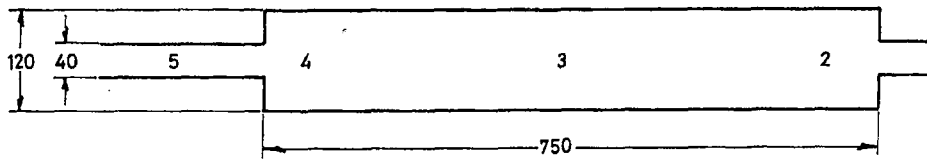
$$TL_2 - TL_1 \approx 40 \log \frac{A_{cs} / A_{op2}}{A_{cs} / A_{op1}}$$

$$TL_2 - TL_1 = 40 \log \frac{A_{op1}}{A_{op2}} \quad (9.2)$$

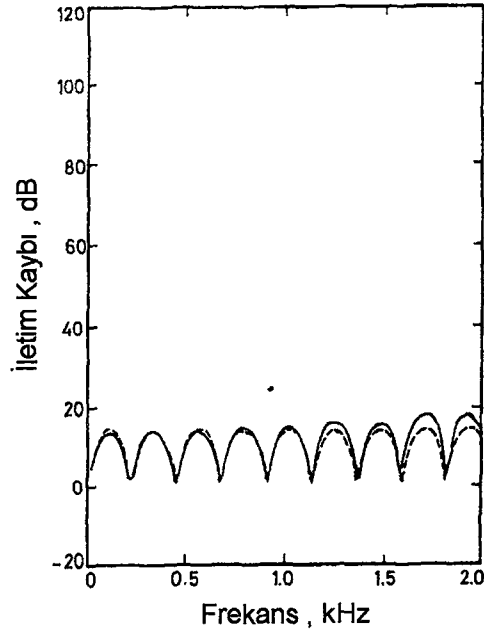


Şekil 9.7. İki odalı tipik bir perfore susturucunun iletim kaybı. — : $A_{op}/A_{cs} = 0.75$; --- : $A_{op}/A_{cs} = 1.31$

Şekil 9.7' de TL eğrileri arasındaki fark $\Delta TL = 40 \log (1.31 / 0.75) = 10$ dB civarındadır. Ancak 9.1 denklemi A_{op} 'nin A_{cs} 'den küçük olduğu zaman geçerlidir. Aksi halde perfore bölge, aeroakustik direnç yaratmayacaktır. Bu durum, şekil 9.9'da incelenmiştir. Şekil 9.6.a'daki $A_{op}/A_{cs} = 5.62$ delik oranına sahip perfore susturucu ile şekil 9.8'deki basit genişleme odasının TL eğrileri karşılaştırılmıştır.

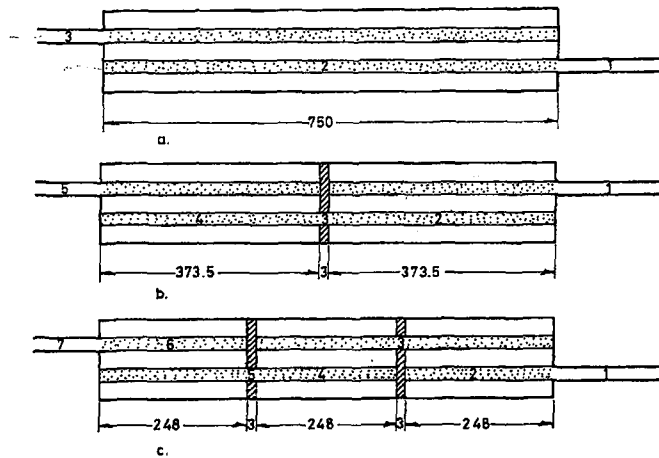


Şekil 9.8. Basit genişleme odası (şekil 9.6.a'daki perfore susturucunun limit durumu)

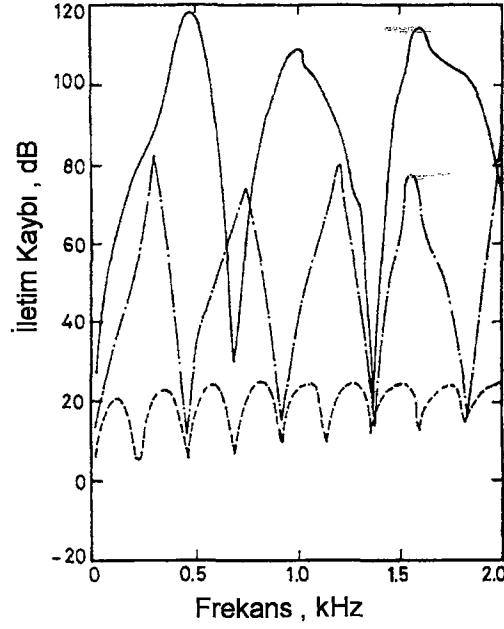


Şekil 9.9. İletim kayıplarının karşılaştırılması. ____ : şekil 9.6.a'daki $A_{op}/A_{cs} = 5.62$ delik oranına sahip susturucu; ---şekil 9.8'deki basit genişleme odası

Benzer şekilde 9.1 eşitliği şekil 9.10' daki çapraz akışlı üç-boru perfore susturucularda da uygulanabilir. Bir, iki ve üç odalı aynı ölçülerdeki susturucular için elde edilen sonuç, şekil 9.11'de gösterilmiştir.

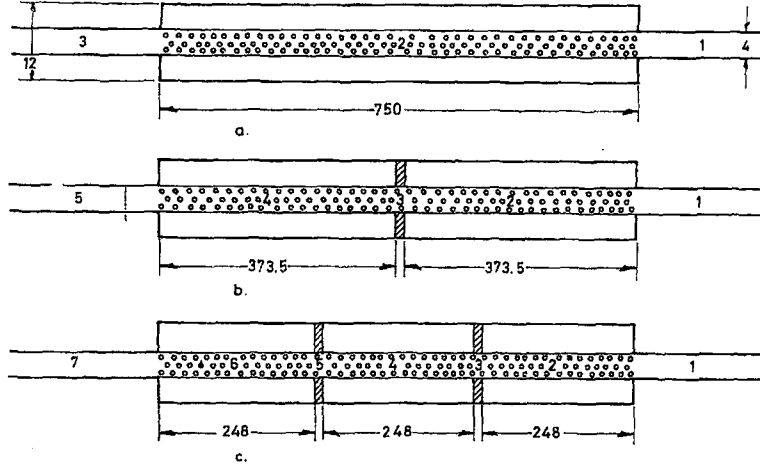


Şekil 9.10. Çapraz akışlı üç-boru perfore susturucu konfigürasyonu. (a) tek odalı; (b) iki odalı, (c) üç odalı



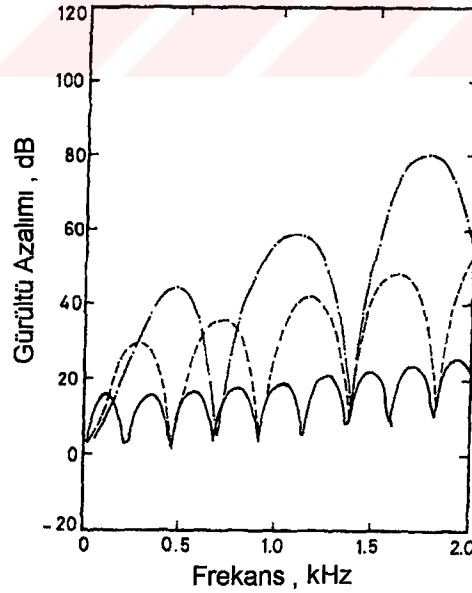
Şekil 9.11. Çapraz akışlı üç-boru perfore susturucu konfigürasyonunda aynı toplam boy ve delik yüzdesinde oda sayısının etkisi. --- : $A_{op}/A_{cs} = 1.5$ olan şekil 9.10.a'daki susturucu, -. : $A_{op}/A_{cs} = 0.75$ olan şekil 9.10.b'deki susturucu, ___ : $A_{op}/A_{cs} = 0.5$ olan şekil 9.10.c'deki susturucu

Farklı bir susturucu tipi de konsantrik tüp rezonatörleridir. Bu tip susturucularda gazın küçük bir kısmı deliklerin ilk yarısından kavitasyon hacmine girip ikinci yarısından akış borusuna dönse de, büyük bir kısmı delikleri sıyrıp geçer. Şekil 9.12' de bölümsüz, bir bölümlü ve iki bölümlü konsantrik rezonatörler gösterilmektedir. Bu üç konfigürasyona ait tipik TL eğrileri şekil 9.13' te karşılaştırılmıştır.[12]

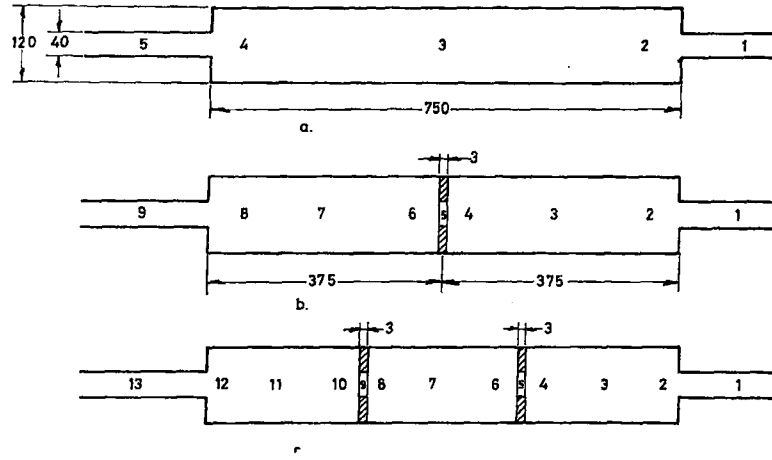


Şekil 9.12. Konsantrik-tüp rezonatör susturucuları. (a) bölümsüz (tek odalı), (b) bir bölümlü, (c) iki bölümlü.

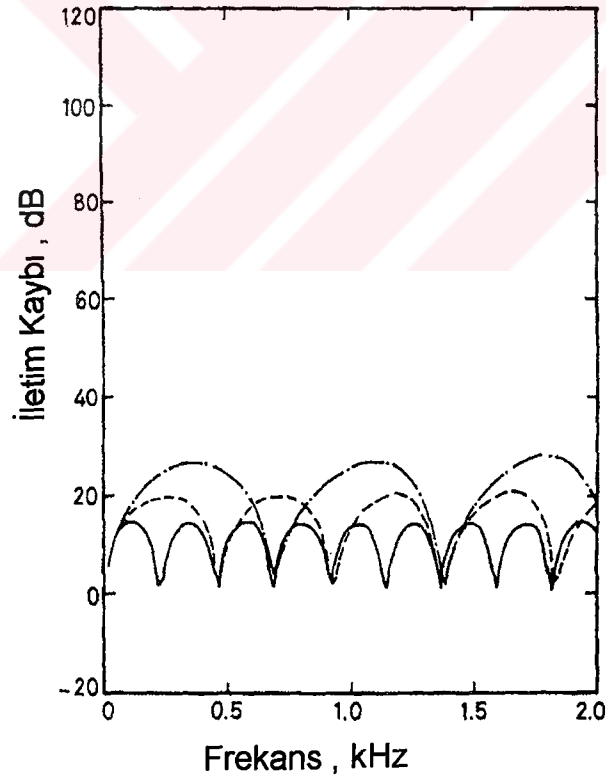
Bu tip rezonatörlerde perforenin etkisi, aynı ölçülerdeki basit genişleme odası ile karşılaştırıldığında daha net ortaya çıkmaktadır. Şekil 9.14' te görülen üç susturucuya ait TL eğrileri şekil 9.15' te gösterilmiştir. şekil 9.13 ve şekil 9.15 incelendiğinde konsantrik-tüp rezonatörlerinin basit genişleme odası ile perfore susturucu arasında bir akustik verime sahip olduğu söylenebilir.



Şekil 9.13. Konsantrik-tüp rezonatör susturucularının TL'ye etkisi.Şekil 9.12'deki
 ____ : (a) susturucusu, ---- : (b) susturucusu, _._._ : (c) susturucusu



Şekil 9.14. Basit genişleme odalı susturucular. (a) tek odalı, (b) iki odalı, (c) üç odalı



Şekil 9.15. Aynı toplam boya sahip susturucularda oda sayısının etkisi. Şekil 9.14'teki ___ : tek odalı, --- : iki odalı, _._._ : üç odalı susturucular

9.3. Geri Basınç Etkileşimi

İyi bir donanım kaybı değerine sahip bir susturucunun motor üzerindeki en zararlı etkisi geri basınç etkisidir. Bu geri basınç, susturucu elemanlarının ve çeşitli birleşim noktalarının etkisiyle düşen basınç sebebiyle oluşur. Geri basınç yüksek olduğunda motor volumetrik veriminde keskin bir düşüş olmaktadır.

Şekil 9.6 ve 9.10'da belirtilen susturucu tiplerinde basınç kayıpları, aynı geometri için birbirine yakındır ve şu şekilde bulunabilir:

$$\Delta P_0 \approx \begin{cases} (2 - 2.5)H, A_{op} \geq A_{cs} \text{ için} \\ (2 - 2.5) + 2 \left[(1 - n)^2 + \frac{1 - n}{2} \right] H, n \equiv \frac{A_{op}}{A_{cs}} < 1, \text{ için} \end{cases} \quad (9.3)$$

Burada H, akışın dinamik etkisidir.

$$H = \frac{1}{2} \rho_0 u^2 = \gamma \frac{p_0}{2} M^2 \cong 0.7 M^2 \quad (\text{bar}) \quad (9.4)$$

n, herhangi bir alan süreksizliğindeki alan oranıdır:

$$n = \text{küçük borunun kesit alanı} / \text{büyük borunun kesit alanı} \quad (9.5)$$

Düzgün akışlarda yapılan deneylerde, değişik birleşimlerin basınç kayıpları tespit edilmiştir:

Ani genişleme ve uzatılmış boru girişi : $(1 - n)^2 H$

Ani daralma ve uzatılmış boru çıkışı : $(1 - n) H / 2$

Çapraz akışlı borunun genişmesi : $H (n < 0.25)$

Çıkış borusu sonundaki serbest genişleme : $0.4 H$

Bir borudaki sınır değerlerdeki basınç kaybı:

$$\Delta p_0 = f \left(\frac{1}{2} \rho_0 v^2 \right) \frac{l}{d} \quad (9.6)$$

şeklinde ifade edilir. Burada

l : boru uzunluğu

d : iç çap

$\rho_0 U^2 / 2$: dinamik etken, H

f : Froude sürtünme faktörüdür ki

$$f = 0.0072 + 0.612 / Re^{0.35} \quad Re < 4 \times 10^5$$

Re : Reynolds sayısı, $Ud\rho_0 / \mu$

μ : dinamik viskozite katsayısıdır.

Genelde egzoz ve çıkış borularındaki basınç kayıpları tasarım aşamasında ihmal edilecek kadar küçüktür. Ancak egzoz ve çıkış boru uzunlukları diğer tasarım parametrelerinden etkilenir, modifikasyona uğrar.

Perfore elemanlı susturucular, aynı geometriye sahip basit genişleme odalı susturuculara göre daha yüksek basınç kayıplarına yol açarlar. Özellikle yüksek iletim kaybı sağlayan perfore toplam alanı A_{op} , boru kesit alanı A_{cs} ’den daha küçük olduğu durumlarda bu kayıp oldukça artar. Bu yüzden tasarımcı iletim kaybı, geri basınç (ve dolayısıyla motor performansı) ve boyutlar (ve dolayısıyla ağırlık ve maliyet) parametrelerini optimize etmek zorundadır.[12]

9.4. Uygulama Analizleri

İyi dizayn edilmiş bir susturucu, istenilen frekans aralığında uygun donanım kaybı, minimum ya da optimum zorlanma, uygun hacim, ağırlık ve maliyet, uzun ömür, iyi bir görünüş, kolay imal edilebilirlik ve kolay monte edilebilirlik özelliklerine sahiptir.

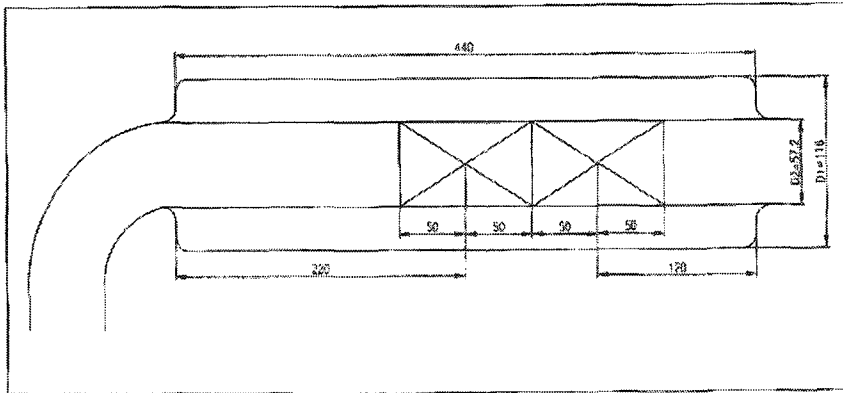
Pratikte, V_m toplam susturucu hacminin V_p toplam piston stroğuna orantılı olduğu tespit edilmiştir. IL donanım kaybı dB(A) olarak bu oranın artmasıyla artar. Tersinden giderek; IL’ de her dB(A)’lık artış için V_m/V_p , 0.38 oranında artmaktadır. Bu hacim oranının tipik değerleri, yüksek devirli motorlarda 12.5; düşük devirli motorlarda 3.5 değerleri civarındadır.

Susturucu ömrü, imalat malzemesi, vibrasyon, termal genişleme, koruyucu kaplama malzemesi ve montaj bölgesi gibi birçok faktöre bağlıdır.

Susturucu imalatında kullanılan malzemeler, düşük egzoz gazı sıcaklıkları için (500°C 'ye kadar) alüminyum alaşımlı çelikler, yüksek egzoz gazı sıcaklıkları için ise paslanmaz çeliklerdir. Ayrıca hava etkisinden korunmak için yüzey kaplama işlemi de uygulanmaktadır. Genelde uygun boya işlemi yapılsa da yüksek kaliteli yüzey elde etmek için seramik kaplama uygulanır. Kolay servis edilebilmesi için susturucular manifolda slotlu borularla, vidalı bağlantılarla ya da civatalı flanşlarla bağlanır. Bütün boşluklar kapatılması, gürültü sızıntısını engelleyecektir.

9.5. Susturucunun Akustik İncelenmesi

İncelenen susturucu, şekil 9.16' da şematik olarak gösterilmiştir. Nelson Burgess Ltd. Firmasının tasarımı olan susturucu, 80 HP gücünde dizel motorlu traktörlerde kullanılmaktadır.



Şekil 9.16. İncelenen susturucu. Et kalınlığı = 2 mm. ; perfore alan : $\phi = 3.5$ mm çaplı 388 adet delik

9.5.1. Genleşme Hacminin Etkisi

(7.3) eşitliği kullanılarak

$$TL_{gh} = 10 \log \left[1 + \frac{1}{4} \left(m - \frac{1}{m} \right)^2 \sin^2 kl \right]$$

yazılabilir.

$$m = \frac{A_c}{A_p} = \frac{\pi D_1^2 / 4 - \pi D_2^2 / 4}{\pi D_2^2 / 4} = \frac{(0.116 - 0.004)^2 - (0.0572 - 0.004)^2}{(0.0572 - 0.004)^2}$$

$$m = \frac{0.013 - 0.0028}{0.0028} = 3.43$$

Maksimum TL için $\sin^2 kl = 1$ 'dir.

$$TL_{maks} = 10 \log \left[1 + \frac{1}{4} \left(3.43 - \frac{1}{3.43} \right)^2 \right]$$

$$TL_{maks} = 10 \log 3.46 = 5.4 \text{ dB}$$

TL = 0 noktaları

$$kl = n\pi \quad (n = 0, 1, 2, \dots)$$

$$2\pi f/c = n\pi$$

$$\Rightarrow f = nc / 2l$$

TL = maksimum noktaları (7.4) eşitliğinden

$$f = (2n + 1) c / 4l \quad (n = 0, 1, 2, \dots)$$

dir. (2.4) eşitliğinde belirtilen ses hızı bulunabilir:

$$c = 20.033\sqrt{T(^{\circ}K)}$$

T = 750 ⁰C kabulü ile

$$T = 750 + 273.2 = 1023.2 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$

$$c = 20.033\sqrt{1023.2} = 641 \text{ m / sn}$$

$$f_{01} (TL = 0) = 641 / 2 \times 0.44 = 728.4 \text{ Hz}$$

$$f_{M1} (TL = \text{maks.}) = 641 / 4 \times 0.44 = 364.2 \text{ Hz}$$

9.5.2. Rezonatör Etkisi

Akışın yolu incelendiğinde, 1. perforeden çıkan gaz ile 2. perforeye girecek gazın ayrı ayrı rezonansa uğradığı görülebilir. Rezonans hacmi , akış yönüne ters olduğundan , uzatılmış boru etkisi yapar. (6.33) eşitliğinden rezonans frekansları bulunabilir.

$$f_{M1} = (2n + 1) c / 4 l_1 \quad (n = 0, 1, 2, \dots)$$

n = 0 için

$$f_{M1} = 641 / 4 \times 0.12 = 1335.4 \text{ Hz}$$

bulunur. Egzoz gazı susturucunun 1. bölgesine girip perfore çıkışında 1335,4 Hz gibi yüksek frekansta rezonansa uğrar. 2. perfore alanından akış borusuna girişte ise

$$f_{M2} = (2n + 1) c / 4 l_2 \quad (n = 0, 1, 2, \dots)$$

n = 0 için

$$f_{m2} = 641 / 4 \times 0.22 = 728.4 \text{ Hz}$$

frekansında rezonans olur. Bu değer basit genleşme odası etkisinin TL'yi 0 yapan değerdir. Böylelikle TL = 0 noktaları, tam aksine TL = maksimum noktaları haline gelir.

9.6. İncelenen Susturucunun Akustik İyileştirme Önerileri

İncelenen susturucu, kendi geometrisi içerisinde iyi tasarlanmış bir susturucudur. Özellikle ani genleşme etkisinin sinüzoidal TL eğrisindeki 0 noktaları, perfore alanın yerinin olumlu seçimi ile maksimum TL noktalarına dönüştürülmüştür.

Tasarım parametrelerinin iletim kaybına etkileri bölüm 7' de incelenmişti. Şekil 7.3'te gösterilen grafikte m alanlar oranı arttıkça, iletim kaybının artacağı gösterilmişti. İncelenen susturucuda $D_1 = 116 \text{ mm}$ çapı arttırılarak ya da $D_2 = 57,2$ çapı düşürülerek genleşme etkisi ve dolayısıyla iletim kaybı arttırılabilir. D_2 'de %10 'luk bir çap büyültmesi ile elde edilen iletim kaybı :

$$D'_2 = 0.116 \times 1.1 = 0.1276 \text{ m}$$

$$m' = [(0.1276 - 0.004)^2 - (0.0532)^2] / (0.0532)^2 = 4,4$$

$$TL'_{\max} = 10 \log [1 + 1 / 4 (4.4 - 1 / 4.4)^2]$$

$$= 10 \log 5.35 = 7.3 \text{ dB}$$

elde edilir ki; bu, iletim kaybında % 35' lik bir artış anlamına gelmektedir.

Susturucu boyu l ise maksimum TL değerini etkilemez. Ancak maksimum ve 0 TL değerlerinin oluştuğu frekansları etkiler ki; belli frekanslarda gürültü azaltılması istendiğinde bu parametrenin değiştirilmesi gerekir.

Ancak susturucu çapı, egzoz borusu çapı ve susturucu boyu değiştirildiğinde montaj problemlerine sebep olur. Özellikle egzoz borusu çapının değiştirilmesi, egzoz manifoldu flanşında değişiklik yapılmasını zorunlu kılar. Susturucu çapının artırılması ve l boyunun değiştirilmesi ise taşıtın diğer parçalarının montajını etkileyebilir. Bu yüzden iyileştirme önerilerinde birbirleri yerine kullanılabilen susturucular esas alınmıştır.[16]

Perfore deliklerden geçen egzoz gazının akustik dirençleri artırılarak yüksek iletim kaybı elde edilebilir. 3,5 mm perfore, delik çapı 3,0 mm olarak ya da 388 adet olan delik sayısı 280 adet olarak modifiye edildiğinde perfore bölgenin toplam delik alanı % 27 azalır. Böylelikle sağlanacak ilave iletim kaybı (9.2) eşitliğinden bulunur.

$$\Delta TL = 40 \log (A_{op1} / A_{op2}) = 40 \log 1.37 = 5.47 \text{ dB}$$

Ancak iletim kaybındaki bu artış, egzoz geri basıncında önemli bir artışa sebebiyet vermektedir.

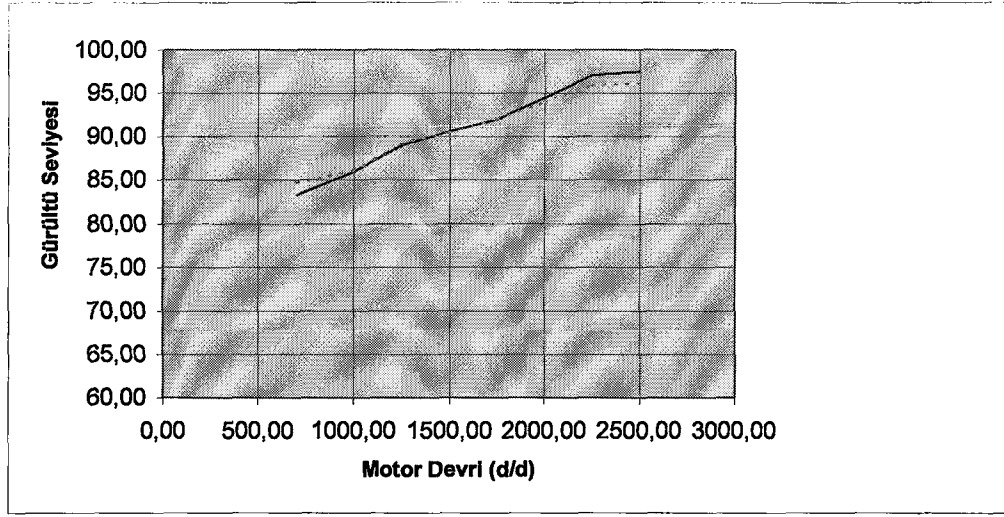
İncelenen susturucu şekil 9.6.a' daki örneğin benzeridir. Şekil 9.6.b' de ise aynı susturucunun 4 perfore odalı benzeri sunulmuş idi. Bu tasarımın etkisi karşılaştırmalı deneylerle incelenmiştir. Aynı anda geri basınç değerleri ölçülmüş ve motor spesifikasyonları ile karşılaştırılmıştır.

Ölçümler üç farklı şekilde yapılmıştır. Belli bir süre çalıştırılıp ısıtılan traktör, rölanti revrinde önce egzoz çıkış ağzına 45^0 doğrultuda 50 cm uzaklığında egzoz gürültüsü ölçülmüştür. İkinci olarak egzoz çıkış ağzı doğrultusunda 7.5 m uzaklıkta , yine egzoz gürültüsü ölçülmüştür. Son olarak da sürücü kulağına gelen gürültü ölçülmüştür. Ölçümler, L_{eq} 'in dB(A) cinsinden ölçümüdür ve ikişer kez tekrarlanmıştır. Her üç ölçümde tamamlandığında devir sayısı arttırılarak diğer ölçüm yapılmıştır. Aynı yöntem her iki susturucuda da uygulanmıştır. Ölçümlerden önce her iki susturucunun da geri basınç değerleri, traktör kuyruk milinden yüklenerek ölçülmüştür. Elde edilen sonuçlar tablo 9.1.' de gösterilmiştir.

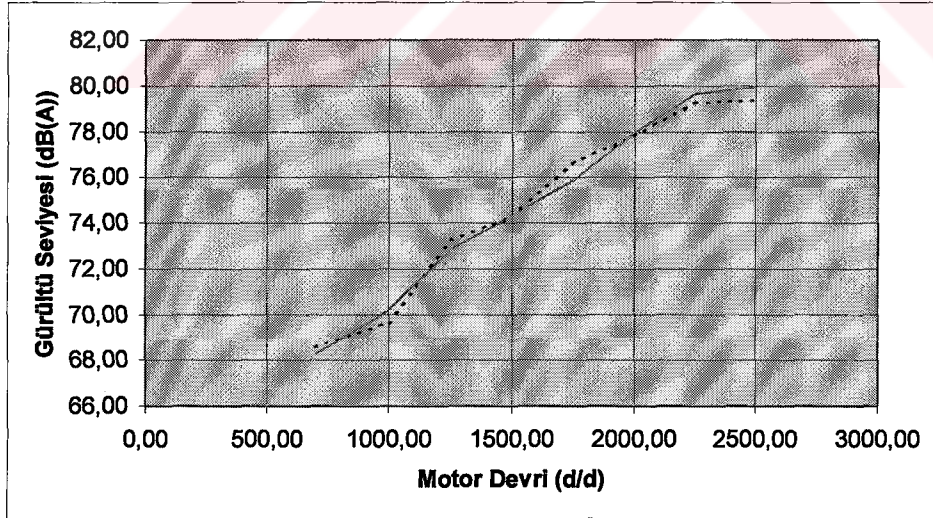
Sonuçlarda görüldüğü gibi iletim kaybındaki iyileştirmeler, egzoz geri basıncını olumsuz yönde etkilemektedir. Ancak izin verilen değerler içerisinde kalarak iletim kaybında artış sağlamak mümkündür.

Tablo 9.1. Önerilen 4 odalı susturucunun karşılaştırmalı ölçüm sonuçları

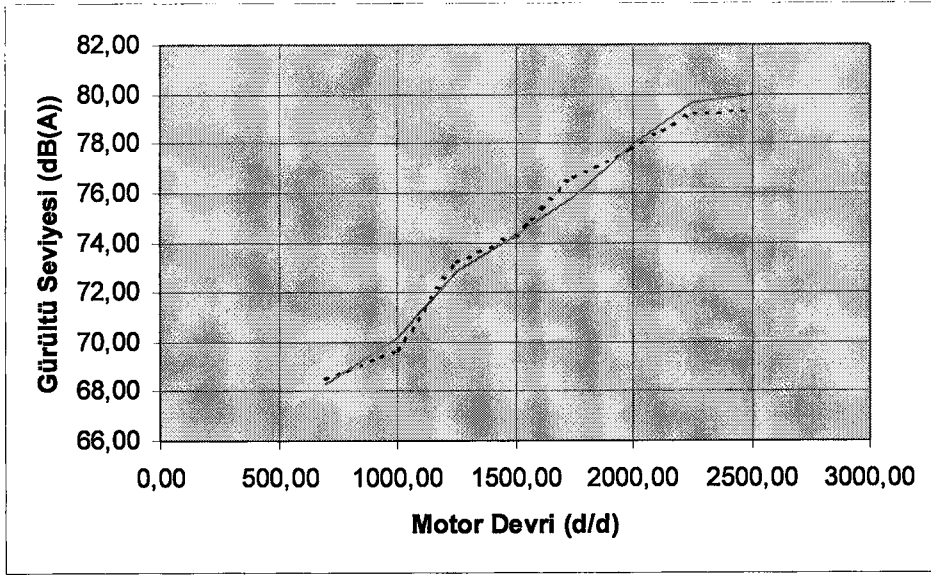
Motor Devri (d/dak)	Mevcut Egzoz Gürültüsü (dB(A))						Mevcut Egzoz Geni Basıncı (kPa)	Önerilen Egzoz Gürültüsü (dB(A))						Önerilen Egzoz Geni Basıncı (kPa)	İzin Verilen Egzoz Geni Basıncı (kPa)
	50 cm/45° açılı			7.5 m uzaktan				50 cm/45° açılı			7.5 m uzaktan				
	Sürücü Kulağı	Sürücü Kulağı	Sürücü Kulağı	Sürücü Kulağı	Sürücü Kulağı	Sürücü Kulağı		Sürücü Kulağı	Sürücü Kulağı	Sürücü Kulağı	Sürücü Kulağı	Sürücü Kulağı	Sürücü Kulağı		
Rölatif	83.3	83.1	68.2	68.3	83.2	83.2	0.74	85.0	84.3	68.5	68.6	84.7	84.2	0.93	10.2
1000	86.0	85.8	70.3	70.0	85.6	85.5	1.07	86.0	86.2	69.6	69.7	85.6	85.9	1.43	10.2
1250	89.0	89.0	72.8	72.9	88.9	88.6	1.62	89.1	89.2	73.2	73.3	89.4	89.3	2.52	10.2
1500	90.6	90.5	74.4	74.2	89.6	89.7	2.02	90.4	90.5	74.1	74.4	89.8	90.1	3.25	10.2
1750	92.0	92.0	75.7	76.0	91.1	91.2	2.88	91.9	92.0	75.6	75.6	91.1	91.1	4.54	10.2
2000	94.3	94.6	77.9	78.0	93.1	92.9	3.59	94.0	94.1	77.8	77.8	92.3	92.2	5.74	10.2
2250	97.1	96.9	79.6	79.7	95.4	95.6	4.29	95.8	96.1	79.4	79.1	94.9	94.9	7.26	10.2
Maks.	97.5	97.6	80.0	79.9	95.8	95.9	4.44	96.2	96.2	79.2	79.5	95.5	95.4	7.51	10.2



Şekil 9.17. Mevcut susturucu ile önerilen susturucunun gürültü seviyeleri, egzoz çıkış ağzından 50 cm mesafede, 45° açılı ölçüm ; — : önerilen susturucu ; ---- : mevcut susturucu



Şekil 9.18. Mevcut susturucu ile önerilen susturucunun gürültü seviyeleri, egzoz çıkış ağzı ile aynı hizada, 7.5 m. mesafede ölçüm ; — : önerilen susturucu ; ---: mevcut susturucu



Şekil 9.19. Mevcut susturucu ile önerilen susturucunun gürültü seviyeleri, sürücü kulağına gelen gürültü ölçümü ; ___ : önerilen susturucu ; ----mevcut susturucu

9.7. Geliştirilmiş Egzoz Susturucuları

Maliyetleri düşüp verimleri arttığı için elektronik egzoz susturucularının kullanılması artık mümkün olabilmektedir. Bu susturucular, klasik pasif egzoz sistemlerinden oldukça farklıdır ve aktif veya yarı aktif olabilirler.

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

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

9.7.1. Yarı Aktif Egzoz Sistemleri

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

9.7.2. Anti Gürültülü Aktif Susturucu Sistemleri

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

Sonuç olarak, geleneksel pasif susturucular, iç yapıları ve hacimleri optimize edilse bile, nispeten daha büyüktürler. 2 litrelik bir motor için, 20-25 dB(A) lık bir azaltma için 25-35 kg' lık bir susturucu gerekmektedir.

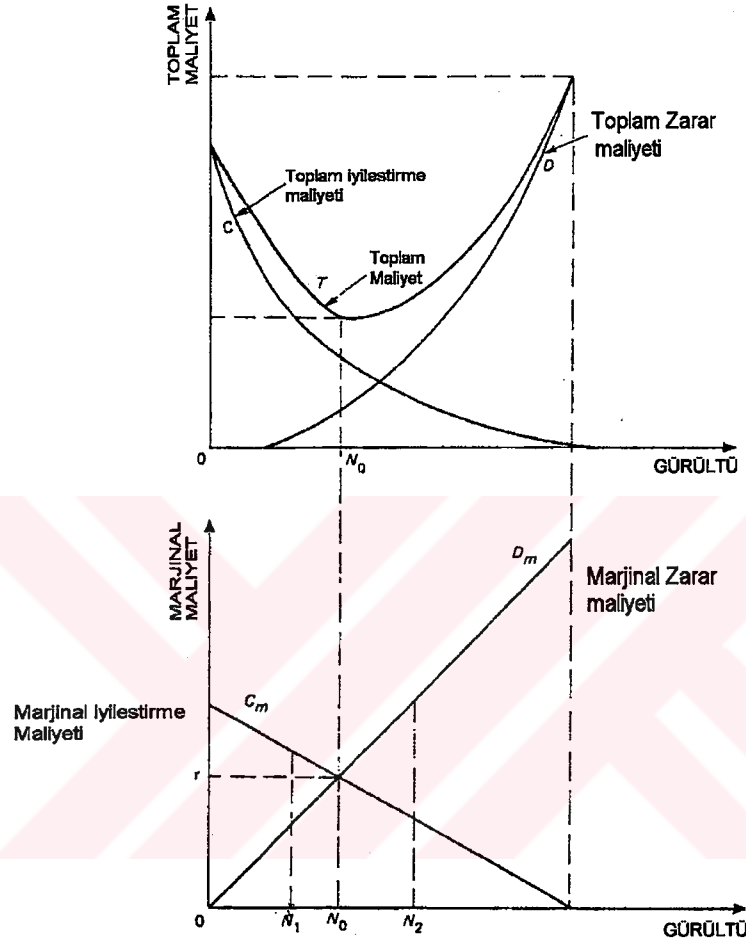
Yarı aktif sistemler, egzoz sistemlerindeki kumandalı valfler, egzozun dizaynını, motorun ihtiyaçlarını karşılamak üzere değiştirilmiştir. Bu sistem, düşük frekans aralığında iyi akustik etkili basit kontrol aletlerini gerektirmektedir. Bu sistemle 6-12 dB(A) azalma sağlanabilmektedir. Bu sistemler çoğunlukla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

Egzoz sistemlerindeki yüksek basınç seviyeleri ve güçlü, ekonomik aktüatörler sebebiyle egzoz borusunda, kaynağa anti gürültü uygulaması önerilmez. Aktif gürültü azaltılması son egzoz borusunda kullanılabilir. Ulaşılabilen maksimum azaltma sabit şartlarda 30-35 dB(A) kadardır. Geçici olaylar esnasında bir taşıtta bu azaltma 5-10 dB(A)' dır. Elde edilen bu sonuçlarda elektronik susturucu kullanılabilmesi halinde, 50 dB (A) lık bir azaltma sağlanabilir ki; halen bu, gerçeklikten oldukça uzaktır.[17]

9.8. Gürültü-Maliyet İlişkisi

Transport programlarının çevresel etkileri hakkında bir yargıya varmak için değişik teknikler kullanılır. Bunlardan biri fayda – maliyet analizidir. Burada fayda; gürültünün zararlı etkisinden kaçınma olarak tanımlanır. Ekonomik anlamda gürültünün optimum seviyesi, ekstra fayda biriminin ekstra maliyet birimine eşit olduğu seviyedir. Bu ekstra fayda ve maliyet; marjinal fayda ve maliyet olarak tanımlanır. Yani gürültü, iyileştirme ve gürültünün zararlı etkisi maliyetini kapsayan

toplam maliyetin minimum olduğu seviyelere kadar düşürülmelidir. Bu inceleme için fayda ve maliyetin aynı birimde olması gerekir (örneğin para birimi).



Şekil 9.20. Optimum gürültü seviyesinin tayini

C eğrisi toplam iyileştirme maliyeti, D eğrisi ise toplam zararlı etki maliyeti eğrileridir. Toplam gürültü maliyeti ise T eğrisi ($C + D$) ile belirtilmiştir. Gürültünün optimum seviyesi toplam maliyetin minimum olduğu N_0 değeridir. C ve D eğrileri marjinal birimlere dönüştürülürse (C_m ve D_m), gürültünün optimum seviyesi, C_m ve D_m doğrularının kesişim noktasıdır.

Bu kullanışlı metodun problemi ise fayda ve zararlı etkilerin maliyetinin bulunmasıdır. Havalimanı yakınındaki bir evin fiyatı, gürültü seviyeleri belli taşıtların satış oranları gibi parametreler kullanılarak faydanın ve zararın maliyetleri ampirik formüllerle ve istatistiki analizlerle bulunabilir.[7]

9.8.1. Taşıtlarda Gürültü Azaltma - Maliyet Optimizasyonu

Gürültü azaltma çalışmalarında, istenen gürültü seviyelerine ulaşma tekniklerinin minimum maliyet ile sağlanacak şekilde olması esastır.

Bir taşıtta gürültü azaltma yöntemlerinin maliyet analizinin yapılması çok karmaşıktır. Ancak bazı yaklaşık maliyet yaklaşımları tespit edilmiştir. Tablo 9.2’ de gürültü azaltma maliyetinin hesabı için bir yaklaşım metodu belirtilmiştir.

Tablo 9.2. Taşıt gürültüsü için gürültü kontrol metodlarının yaklaşık maliyet hesabı

Gürültü kontrol metodu	Maliyet (C)
Akustik perdeler	$C = 1.2x - 1$
Egzoz susturucusu	$C = 0.23x^2 - 3.43x + 60.89$
Gürültü muhafazaları	$C = 0.88x^2 - 14.35x + 255.7$
Kabin	$C = 0.37x^2 - 4.99x + 412.4$
Ses engelleri	$C = 0.11x^2 - 2.25x + 199.3$

Örnek olarak, egzoz gürültüsünün 110 dB (A); motor gürültüsünün 100 dB(A) ve çalışan parçaların gürültüsünün 95 dB(A) ölçüldüğü (sürücü bölgesinde) bir traktör ele alındığında; toplam gürültü seviyesinin 85 dB(A)' ya düşürülmesi için uygulanabilecek metodlar, akustik perdeler, sesin yayılımını engelleyen muhafaza, kabin ve ses duvarları ve egzoz susturucusu uygulamalarıdır. Tablo 9.3' te 7 farklı metod kombinasyonu ve bu kombinasyonların maliyeti belirtilmiştir.

Tablo 9.3. Gürültü kontrol kombinasyonu

Gürültü kontrol metodları	Gürültüdeki azalma, dB(A)						
	1	2	3	4	5	6	7
Motor gürültü muhafazası	10	10	-	-	-	-	10
Çalışan parçalarda gürültü muhafazası	-	10	-	-	-	-	-
Kabin kullanımı	12	-	17	13	-	12	-
Motorda akustik perde kullanımı	-	-	8	-	-	-	14
Çalışan parçalarda akustik perde kullanımı	5	-	-	5	14	5	19
Ses engelleri kullanımı	-	-	-	-	24	12	-
Yeni susturucu kullanımı	14	21	13	14	28	14	28
Toplam maliyet	675	710	496	488	287	574	386

Tablo 9.3 analiz edildiğinde en ucuz kombinasyonun 5. ; en pahalı kombinasyonun 2. olduğu görülür ki; en pahalı çözüm en ucuz çözümün 2,5 katıdır. Anlaşılabileceği üzere; istenen çözüme ulaşmanın bir çok yöntemi olabilir; ancak maliyet parametresi de, uygulanacak yöntemde gözönüne alınmalıdır.[8]

BÖLÜM 10. SONUÇLAR

Yüksek güçlü dizel motora sahip bir traktörde kullanılan egzoz susturucusu incelenmiş, belli geometrik sınırlar dahilinde akustik olarak iyi tasarlanmış bir susturucu olduğu tespit edilmiştir. Akustik geliştirme önerileri, birbirinin yerine kullanılabilme özelliği baz alınarak yapılmıştır. Dolayısıyla, susturucu ve boru kesit alanlarını modifiye edilmesi ile sağlanacak daha yüksek iletim kayıpları hesaplansa da ölçümler yapılmamıştır. İncelenen susturucunun daha yüksek akustik verime sahip olabilmesi için egzoz gazı akışının daha yüksek aeroakustik dirençlere maruz kalması gerekmektedir. Bu amaçla, mevcut egzoz ile aynı geometriye sahip ancak iki olan perfore delikli geçiş alan sayısı dörde çıkarılarak gaz akış yolu ve dolayısıyla direnç arttırılmıştır. Üretilen prototip susturucu ile mevcut egzoz susturucu aynı şartlarda test edilip gürültü seviyeleri tespit edilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre düşük frekanslarda gürültü seviyesinde bir miktar yükselme görülürken yüksek devirlerde azalma saptanmıştır. Gürültü ölçüm metodları çoğunlukla maksimum devirlerde yapılmaktadır. Bu yüzden standartlarda belirtilen şekilde yapılacak taşıt toplam gürültü seviyesi ölçümlerinde iyileşme beklenmektedir. Aeroakustik dirençlerin artmasıyla artması beklenen geri basınç değerleri de ölçülmüştür. Traktör kuyruk miline dinamometre bağlanmış ve tam yükte egzoz borusu girişinde geri basınç değerleri ölçülmüştür. Beklenen artış gerçekleşmiştir ancak motor spesifikasyonlarında belirtilen sınır değerler aşılmadığı için olumsuz etkinin minimum seviyelerde kalacağı söylenebilir. Dolayısıyla incelenen susturucuda, motor performansında herhangi bir olumsuz etki beklenmeksizin akustik iyileştirme sağlandığı söylenebilir.

Bu çalışmada yapılan incelemeler, her türlü taşıt egzoz sistemi ölçüm ve geliştirme çalışmalarında kullanılabilir. Yeni tasarlanacak taşıtlar için ise öncelikli olarak taşıt frekans spektrumu analizi yapılmalıdır. Yüksek gürültü seviyelerinin yoğunlaştığı frekanslar, kavitasyon hacimleri ile sönüm frekansları haline dönüştürülmelidir.



KAYNAKLAR

- [1] **Lalor, N.**, 1998. Fundamentals Of Acoustics, Short Course On Vehicle Noise, İstanbul
- [2] **Foreman, J.E.K.**, 1990. Sound Analysis And Noise Control. Von Nastrand Reinhold, New York
- [3] **Özgüven, N.**, 1986. Endüstriyel Gürültü Kontrolü, M.M.O Yayınları, Ankara
- [4] **Hassal, J.R., Zaveri, K.**, 1988. Acoustic Noise Measurements, Brüel&Kjear, Denmark
- [5] **Arısoy, A.**, 1999. HVAC Tesisatlarında Gürültü Ve Titreşim, Akustik Ve Titreşim Ölçümlerine Giriş Semineri, Brüel&Kjear, İstanbul
- [6] **Güney, A.**, 1999. Araş Geçiş Ve Kabin Gürültüsü, Akustik Ve Titreşim Ölçümlerine Giriş Semineri, , Brüel&Kjear, İstanbul
- [7] **Nelson, P.M.**, 1987. Transportation Noise Reference Book, University Press, Cambridge
- [8] **Ivanov, N.I.**, 1999. Theoretical And Practical Noise Control Approaches to Vehicle Design, Sixth International Congress On Sound And Vibration, Copenhagen.
- [9] **EEC/74/151** , 1991, Council Directive Of 28 March 1974, Agricultural Tractors Technical Requirements.
- [10] **EEC/74/311** , Council Direktive Of 29 March 1977, Agricultural Tractors Driver-perceived Noise Level.
- [11] **Soruşbay, C., Arslan, E., Ergeneman. M., Safgönül, B.**, 1995. İçten Yanmalı Motorlar, Birsen Yayınevi, İstanbul
- [12] **Munjal, M.L.**, 1987. Acoustics Of Ducts And Mufflers, John Wiley & Sons, Inc. Calgary
- [13] **Irwin, J.D., Graf, E.R.**, 1979. Industrial Noise And Vibration Control, Prentice-Hall Inc. New Jersey
- [14] **Baranek, L.L.**, 1971. Noise And Vibration Control, McGraw&Hill Inc. New York

- [15] **Harris,C.M.**, 1957Handbook Of Noise Control, McGraw&Hill Inc.New York
- [16] **Özemir, Y.**, 1991. Traktörler, İTÜ Makina Fakültesi Yayınları, İstanbul
- [17] **Krause, P.**, 1993. February Advanced Exhaust Silencing, Automotive Engineering.



ÖZGEÇMİŞ

Hakan Öztürk, 1975 yılında Trabzon' da doğdu. 1993 yılında Trabzon Yomra Fen Lisesi' ni bitirdikten sonra aynı yıl İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde lisans eğitimine başladı. 1997 yılında bu bölümün Otomotiv kolundan mezun olup aynı yıl İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı Otomotiv Programında yüksek lisans yapmaya hak kazandı. Halen Uzel Makina Sanayii A.Ş. Ürün Geliştirme Bölümünde çalışmaktadır.

