İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TİCARİ BİR TAŞITTA İÇ AKUSTİK ARAŞTIRMASI VE İYİLEŞTİRME YÖNTEMLERİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Fatih TAŞ

Anabilim Dalı : Makina Mühendisliği

Program : Otomotiv

OCAK 2010

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TİCARİ BİR TAŞITTA İÇ AKUSTİK ARAŞTIRMASI VE İYİLEŞTİRME YÖNTEMLERİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Fatih TAŞ

(503061707)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 22 Aralık 2009
Tezin Savunulduğu Tarih : 28 Ocak 2010

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Ahmet GÜNEY (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Murat EREKE (İTÜ)
Prof. İrfan YAVAŞLIOL (YTÜ)

OCAK 2010

ÖNSÖZ

Günümüz dünyasının hızlı gelişen yapısı sebebiyle, gürültü kirliliği her geçen gün daha etkin bir sorun olmaya başlamıştır. Taşıt gürültüsü gürültü kirliliği açısında etkin rol oynayan kirlenmeler arasındadır. Bu tez çalışmasında günümüz taşıtlarının iç gürültü seviyesinin azaltılmasına yönelik yöntemler aktarılacak, örnek ölçümlerle konu kesin çizgilerle okuyucuya aktarılmaya çalışılacaktır.

Tüm yüksek lisans öğrenimim süresince desteğini ve bilgisini benden esirgemeyerek ve başarımda büyük pay sahibi olduğu için, öncelikle tez danışmanım Prof. Dr. Ahmet Güney'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Çıktığım her yolda destekleri ile beni yalnız bırakmayacaklarına inandığım sevgili dostlarım Başar SAVRAN ve Mustafa ATAŞ' a teşekkür ederim.

Yaptığım işe büyük sevgi duymamı sağlayan ve tez çalışmamda verdikleri destekle yükümü hafifleten Sayın Yunus CANLI, Cihan DOĞRUL, Kenan UZUN, İbrahim DURMUŞ, Şükrü DEMİRKIRAN, Fırat SARAÇOĞLU ve Burçin BAŞEĞMEZ olmak üzere tüm OTAM A.Ş. çalışanlarına teşekkürü borç bilirim.

Sorduğum her soruda sabır ve özverili biçimde bildiklerini bana aktarmaktan çekinmeyen Sayın Alper AKGÜL' e teşekkürler.

Son olarak hayatım boyunca maddi, manevi desteklerinin yanında, bilgi ve tecrübelerini benden esirgemeyerek, başarılı bir birey olmama olanak sağlayan sevgili aileme gönülden teşekkürler.

Aralık 2009 Fatih TAŞ

(Fizik Müh)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ... **iii**
İÇİNDEKİLER ... **v**
KISALTMALAR ... **vii**
ÇİZELGE LİSTESİ ... **ix**
ŞEKİL LİSTESİ ... **xi**
SEMBOL LİSTESİ ... **xiii**
ÖZET ... **xv**
SUMMARY ... **xvii**
1. GİRİŞ ... **1**
2. TEMEL SES VE TİTREŞİM BİLGİSİ ... **3**
2.1. Ses ve Gürültü Tanımı ... 3
2.2. Ses Dalgalarının Genel Özellikleri ... 3
2.2.1. Sesin algılanması ... 3
2.2.2. Dalga boyu, frekans, periyot ve yayılma hızı ... 4
2.3. Frekans Analizi ... 6
2.3.1. Dalga formları ve frekansları ... 6
2.3.2. Filtre tipleri ve frekans ölçekleri (oktav bantları) ... 7
2.4. Ses Basıncı ve Ses Gücü Düzeyleri ... 10
2.5. Desibel'in Algılanması ... 13
2.6. Yönelme ve Yönelme Katsayısı ... 14
2.7. Serbest Alanda Ses Basıncı Düzeyinin Bulunması ... 16
2.8. Frekans Ağırlık Eğrileri ... 18
2.9. Ses Şiddeti ... 19
2.10. Titreşimin Temelleri ... 20
2.10.1. Sinyaller tipleri ... 21
2.10.2. Sinyal seviyesi tanımlayıcıları ... 21
2.10.3. Frekans spektrumu ... 22
2.10.3.1. Frekans spektrumu için skalalar ... 22
2.10.3.2. Frekans spektrumu için bant genişliği seçimi ... 23
3. NVH ÖLÇÜMLERİ VE ÖLÇÜM EKİPMANLARI ... **25**
3.1. NVH Tanımı ... 25
3.2. Gürültü ve Titreşim Ölçümleri ... 27
3.2.1. Ses gücü düzeyi ölçümleri ... 27
3.2.2. Ses şiddeti ölçümleri ... 28
3.2.3. Titreşim ölçümleri ... 28
3.2.4. Yapısal/Modal analiz ... 29
3.2.5. Hacim akustiği testleri ... 29
3.2.6. Akustik malzeme analiz testleri ... 30
3.3. Gürültü ve Titreşim Ölçümlerinde Kullanılan Ölçüm Ekipmanları ... 30
3.3.1. Mikrofonlar ... 30
3.3.2. İvme-ölçerler ... 31
3.3.3. Darbe çekici ... 32

3.3.4. Hacimsel hız kaynağı 33
3.3.5. Empedans tüpleri ve ses iletim kaybı tüpleri 33
3.3.6. Bruel&Kjaer PULSE analizörü 34
4. TAŞIT ÜZERİNDE YAPILAN TESTLER 37
4.1. Mevcut Durum Tespiti 37
4.1.1. Üçüncü vites sürücü kulağı run-up ölçümleri 37
4.1.2. Beşinci vites sürücü kulağı run-up ölçümleri 39
4.2. Yol Testleri ile Laboratuvarda Gerçeleştirilen Hızlanma Testlerinin Karşılaştırılması 40
4.2.1. Üçüncü vites ile boş vites karşılaştırması 40
4.2.2. Beşinci vites ile boş vites karşılaştırması 41
4.3. Laboratuvarda Gerçekleştirilen Özel Testler 43
4.3.1. Çekiç testleri 43
4.3.2. Ses kaynağı ile ses iletim kaybı ölçümleri 45
4.3.3. Ses gücü ölçümleri 46
4.3.4. Ses şiddeti ölçümleri 48
4.3.5. Fan ve çevre elemanlarının özel olarak incelenmesi 50
4.3.6. Kabin iç rezonans ölçümleri 51
4.3.7. Yutum&Yalıtım malzemelerinin incelenmesi 51
4.3.7.1. Ses yutma katsayılarına göre malzemelerin incelenmesi 51
4.3.7.2. Ses iletim kaybına göre malzemeleri incelenmesi 53
5. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME 55
KAYNAKLAR 59
ÖZGEÇMİŞ 61

KISALTMALAR

CPB	:	Constant Percentage Bandwidth (Sabit Yüzdeli Bantgenişliği)
FFT	:	Fast Fourier Transform (Hızlı Fourier Dönüşümü)
FTF	:	Frekans Tepki Fonksiyonu
NVH	:	Noise Vibration Harshness (Gürültü Titreşim Sertlik)
SEL	:	Ses Etkilenim Düzeyi
SPL	:	Ses Basıncı Seviyesi
RMS	:	Karekök Ortalama

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Oktav bant aralıkları 9
Çizelge 2.2 : Gürültü kaynaklarının ses gücü düzeyi 11
Çizelge 2.3 : Farklı Kaynakların Ses Basıncı değerleri..... 12
Çizelge 2.4 : SPL ve ses arasındaki ilişki..... 14
Çizelge 2.5 : Kaynağın konumuna göre yönelme katsayıları..... 15

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : İnsan Kulağı İşitme Aralığı 4
Şekil 2.2 : Ses Dağılımının Gösterilmesi 4
Şekil 2.3 : Basit harmonik bir ses dalgası 5
Şekil 2.4 : Dalgaboyu ve Frekans Arasındaki İlişki 5
Şekil 2.5 : Dalga formu ve Sinyal Frekansı Arasındaki İlişki 6
Şekil 2.6 : Filtre Tipleri 8
Şekil 2.7 : (a) 1/1 Oktav Filtreleri (b) 1/3 Oktav Filtreleri 9
Şekil 2.8 : 1/1 ve 1/3 oktav filtreleme farkı 10
Şekil 2.9 : Ses basınç seviyesi (SPL) aralıkları 12
Şekil 2.10 : Basınç&Desibel dönüşüm grafiği 13
Şekil 2.11 : Serbest alanda ses basıncı düzeyinin, kaynağa olan uzaklıkla değişimi. 17
Şekil 2.12 : A,B ve C ağırlıklı ses düzeyleri eğrileri 18
Şekil 2.13 : Kaynaktan iletilen enerji 19
Şekil 2.14 : Titreşim Modeli 20
Şekil 2.15 : Sinyal Çeşitleri 21
Şekil 2.16 : Sinyal seviyesi tanımlayıcılar. 22
Şekil 2.17 : Lineer ve Logaritmik Frekans 23
Şekil 2.18 : Filtre Bant Genişliği ve Frekans Spektrumu 24
Şekil 3.1 : Taşıtta gürültü oluşturan kaynaklar. 26
Şekil 3.2 : Araç içerisinde oluşan gürültülerin frekans aralıkları. 26
Şekil 3.3 : Mikrofonların iç ve dış yapısı 30
Şekil 3.4 : 3 Eksenli B&K ivme-ölçerler 32
Şekil 3.5 : Tek eksenli B&K ivme-ölçer 32
Şekil 3.6 : B&K darbe çekici 32
Şekil 3.7 : B&K marka Hacimsel hız kaynağının farklı açılardan görünüşleri 33
Şekil 3.8 : Empedans tüpü iç yapısı. 34
Şekil 3.9 : Empedans tüpü. 34
Şekil 4.1 : 3. vites sürücü kulak pozisyonu toplam seviye ölçümleri..... 38
Şekil 4.2 : 3. viteste fanın açık ve kapalı olduğu durumlar için mertebe analizleri .. 39
Şekil 4.3 : 5. vites sürücü kulak pozisyonu toplam seviye ölçümleri..... 39
Şekil 4.4 : Sürücü kulak pozisyonu toplam gürültü seviyesi, 3.vites&boş vites karşılaştırması 40
Şekil 4.5 : Sürücü kulak pozisyonunda 2. mertebe ile filtrelenmiş (motor) gürültülerin, 3.vites&boş vites karşılaştırması..... 41
Şekil 4.6 : Sürücü kulak pozisyonu 5.vites&boş vites karşılaştırması 41
Şekil 4.7 : Sürücü kulak pozisyonundan motor gürültüsü filtrelenmiş, 5.vites&boş vites karşılaştırması..... 42
Şekil 4.8 : Sol ön şasi kolu modal analizi ve çekici 43
Şekil 4.9 : Alt ve üst davlumbaz Modal analizleri 44
Şekil 4.10 : Fan katı Modal analizi..... 45
Şekil 4.11 : Deney düzeneği ve iletim kaybı grafiği 45

Şekil 4.12 : Taşıt dışından gerçekleştirilen motor bölgesi ses gücü ölçümü 46
Şekil 4.13 : Taşıt içi motor kapağı bölgesi ses gücü ölçümü.....47
Şekil 4.14 : Taşıt içi sol panel sürücü ayak bölgesi ses gücü ölçümü 47
Şekil 4.15 : Taşıt içi sağ panel yolcu ayak bölgesi ses gücü ölçümü.....47
Şekil 4.16 : Motor kaputu bölgesi fan açık&kapalı durum ölçümleri 48
Şekil 4.17 : Motor kapağı ses şiddeti ölçümü 49
Şekil 4.18 : Sürücü ayak bölgesi ses şiddeti ölçümü 49
Şekil 4.19 : Yolcu ayak bölgesi ses şiddeti ölçümü.....49
Şekil 4.20 : Pervane ve davlumbazın çıkarılmasının toplam ses seviyesine etkisi....50
Şekil 4.21 : 11.33 mertebe için ilk durum, pervane ve davlumbaz etkisi 50
Şekil 4.22 : Şekil Kabin iç rezonans ölçümü 51
Şekil 4.23 : OTK8 ve 19 malzemelerinin ses yutma katsayıları.....52
Şekil 4.24 : Otk14 ve 15 malzemelerinin ses yutma katsayıları 52
Şekil 4.25 : Malzemelerinin ses yutma katsayılarının kıyaslanması 53
Şekil 4.26 : OTK 2 ve 10 Malzemelerinin ses iletim kayıpları 53
Şekil 4.27 : OTK 1,1I, 2 ve 2I malzemelerinin ses iletim kayıpları 54
Şekil 4.28 : OTK 1,1I, 2 ve 2I malzemelerinin ses iletim kayıplarının kıyaslanması54

SEMBOL LİSTESİ

b_w	: Bant genişliği
c	: Sesin Yayılma Hızı
f	: Frekans
f_0	: Merkez Frekansı
f_1	: Alt Sınır Frekansı
f_2	: Üst Sınır Frekansı
I	: Ses Şiddeti
I_0	: Uluslararası Referans Ses Şiddeti
I_t	: Teorik Ses Şiddeti
L_p	: Ses Basıncı Düzeyi
$\bar{L}_p$	: Ortalama Ses Basıncı Düzeyi
L_w	: Ses Gücü Düzeyi
p	: Ses Basıncı
p_0	: Uluslararası Referans Basıncı
P_i	: i noktasındaki Ses Basıncı
p_t	: Teorik Ses Basıncı
Q	: Yönelme Katsayısı
r	: Kaynaktan olan Uzaklık
T	: Ses Dalgasının Periyodu
W	: Ses Gücü
W_0	: Uluslararası Referans Gücü
λ	: Ses Dalgasının Dalga Boyu
ρ	: Ortam Yoğunluğu
D	: Deplasman

TİCARİ BİR TAŞITTA İÇ AKUSTİK ARAŞTIRMASI VE İYİLEŞTİRME YÖNTEMLERİ

ÖZET

Gün geçtikçe gelişen dünyamızda kirlenme ciddi bir sorun olmaya başlamıştır. Bu noktada gürültü kirliliği de önemli bir faktördür. Gürültü kirliliğine önemli katkısı olan trafik ve taşıt gürültüsünün azaltılması son yıllarda üzerinde fazlasıyla durulan bir konu haline gelmiştir.

Günümüz teknolojisi düşünüldüğünde her geçen gün daha kaliteli taşıtların müşteri beğenisine sunulması kaçınılmazdır. Firmalar daha estetik dış görünüşe sahip, daha düşük yakıt tüketen ve daha ucuz araçlar üretmek için birbirleriyle yarışmaktadırlar. Taşıt içerisinde meydana gelen gürültü ise kullanıcılar açısından temelde konfor parametresi olarak düşünülse de dolaylı olarak sürüş kalitesini artırdığı için güvenliğin de bir parçasıdır ve müşterilerin tercih parametrelerinden biri olmaya başlamıştır. Bu sebeple özellikle müşteri memnuniyeti düşünülerek üreticiler taşıt iç gürültüsünün azaltılması yönünde ciddi harcamalar ve araştırmalar gerçekleştirmektedirler. Sanılanın aksine bu çalışmalar taşıt gibi birçok sistemin bir araya gelmesiyle meydana gelmiş bir makinada oldukça zordur. Öncelikle taşıtın birçok alt sistemden meydana gelmesi sebebiyle fazlasıyla kompleks olması yapılacak herhangi bir değişikliğin kolaylıkla uygulanmasına olanak sağlamamaktadır. Diğer taraftan taşıt gibi bir yapının kısıtlı hacim ve ağırlık gibi faktörlerinin yanında maliyetinin düşürülmesi hedefi çalışmayı daha da zorlaştırmaktadır.

Bu çalışmada gürültü ve titreşimin temelleri öncelikle ele alınacaktır. Sonrasında günümüz otomotiv firmalarının "Titreşim ve Gürültü Kontrolü" (NVH) departmanlarında kullanılan ölçüm aletleri ve çeşitli ölçüm yöntemlerine yer verilecektir. Ardından iç gürültü seviyesinin fazla olduğu düşünülen bir ticari taşıt üzerinde, araç iç akustiğini iyileştirmeye yönelik yapılmış ölçümlere yer verilecektir. Son olarak kullanılan ölçüm yöntemlerinin sağladığı faydalar ve örnek taşıt üzerinde yapılacak iyileştirmeler sonrasında meydana gelen farklar kıyaslanacak

RESEARCH OF INTERIOR ACOUSTICS OF A COMMERCIAL VEHICLE AND ITS IMPROVEMENT METHODS

SUMMARY

Pollution has become a very disturbing problem in our developing world. Noise pollution is an important factor in this aspect. In recent years, researches on traffic and vehicle noise, which contribute to pollution, have become a serious subject.

Considering today's technology, it is inevitable to produce and sell higher quality vehicles. There is a big competition between companies to produce a car with an aesthetic design, lower fuel consumption and with reasonable prices. Interior noise of a vehicle is considered as a comfort parameter; however it is also a parameter which affects driving safety because it increases the driving quality. For this reason, companies are performing R&D projects in order to improve vehicle interior acoustics and customer satisfaction. Reducing vehicle interior noise is a difficult task to do. The main difficulty is the complexity of the subsystems in a vehicle which makes it hard to apply a change. Apart from this, limited volume and mass restricts any change on the vehicle. These improvements increase the cost of the vehicle, which is an unwanted situation.

In this research, firstly the fundamentals of noise and vibration are inspected. Then, various measurement methods and tools of NVH departments shall be introduced. After that, some measurements on a commercial vehicle with a high interior noise will be revealed. Finally, advantages of measurement methods used and improvements on this example vehicle will be compared.

1. GİRİŞ

İlerleyen teknoloji ile birlikte dünyamızı tehdit etmeye başlayan çevre kirlenmesi gün geçtikçe daha ciddi boyutlara ulaşmaktadır ve bu kirlenmede gürültü önemli bileşenlerden biridir. Karayolu ulaşım gürültüsü, gürültü kirliliği açısından oldukça önemli bir paya sahiptir. Ulaşım gürültüsünün kaynağı olan taşıtların dış gürültü seviyeleri yönetmeliklerle kontrol altına alınmaya çalışılmaktadır. Taşıt iç gürültü seviyeleri kullanıcıların taşıt seçimi aşamasında karar vermelerine etken olan önemli kıstaslardan biri olduğu için üreticilerin üzerine son yıllarda fazlasıyla zaman ayırdıkları bir konu halini almıştır.

Günümüz otomotiv sektörü, gün geçtikçe daha yenilikçi tasarımlarıyla müşteri memnuniyetini daha üst seviyelere taşımak için çalışmaktadır. Bu sebeple daha az yakıt tüketen daha ergonomik ve daha ucuz araçların üretilmesi için araştırma geliştirme çalışmalarına yoğun olarak yönelmektedirler. Son yıllarda müşteri memnuniyetini hedef alan firmaların öncelikli iyileştirme faaliyetleri arasında gürültü ve titreşim kontrolü (NVH) ön plana çıkmaktadır.

Titreşim ve gürültü kontrolü temelde konforu hedefliyor gibi görünse de sürüş kalitesini artırması sebebiyle dolaylı olarak güvenliğin de bir parçası haline gelmektedir. Taşıt gibi çok fazla alt-sistemden oluşan bir sistemde titreşim ve gürültü, birçok parametreye bağlı olarak ortaya çıkmaktadır ve optimize edilmesi NVH departmanlarının kapsamları içinde yer alan oldukça zor bir süreçtir. Yapısal veya hava iletim yolu ile kabin içine gelen titreşimler ve gürültü; motor, aktarma organları, yol gibi etkenlerden kaynaklanmaktadır. Öncelikle araç içerisinde sürücü ve yolcuları rahatsız edecek düzeydeki bu titreşim ve gürültülerin nedenleri çeşitli ölçümler ile tespit edilir. Bu amaçla kaynak ve iletim yolu tespitlerine yönelik ölçümler ve analizler yapılır, ardından gürültüye neden kaynak ve iletim yollarının etkinliği çeşitli yöntemlerle azaltılmaya çalışılır. Kaynak ve iletim yollarında yapılan iyileştirmeler yeterli sonuç vermez ise veya buralarda yapılması önerilen değişikliklerin bazıları üreticiler tarafından tatbik zorlukları içeriyorsa gürültü yalıtım ile kontrol altına alınma yoluna gidilir. Fakat yalıtımda kullanılan yöntemler

maliyet, hacim yetersizliği, ağırlık gibi faktörler sebebiyle üreticilerin çalışmalarını kısıtlamaktadır. Bu sebeple titreşim ve gürültü kontrolü çalışmaları birçok farklı ölçüm yönteminin kullanılmasını zorunlu hale getirmektedir.

Bu çalışmada öncelikle gürültünün meydana gelişi ve temel ses bilgisine yer verilecektir. Sonraki bölümde günümüz otomotiv firmalarının NVH departmanlarında sıklıkla uygulanan yöntemler ve bu yöntemlerde kullanılan ekipmanlara ilişkin bilgiler bulunmaktadır. Sonraki bölümde ticari bir taşıtın iç gürültü seviyesinin iyileştirmesi kapsamında kullanılan yöntem özgün ölçümlerle gösterilmektedir. Bu amaçla ilk önce mevcut durum tespiti yapmak amacıyla çeşitli işletme şartlarında yol ve laboratuar testleri yapılmıştır. Araştırmanın devamında tekrarlanabilirliği avantajından dolayı laboratuar ölçümleri kullanılacağından bunların gerçek yol testleri sonuçlarından farklılıkları belirlenmiştir. Daha sonra gürültü haritaları incelenerek belirgin kaynak katkıları çıkarılmıştır (mertebe analizi). Hava yolu ve yapı yolu üzerinden iletilen gürültülerin tespiti için kullanılan yöntemlere ilişkin (ses kaynağı / hoparlör ve modal çekiç testleri) ölçüm ve analizlere yer verilmiştir. Ayrıca aynı bölümde sorun teşkil eden elemanlara (kaynak) ilişkin yürütülen özel çalışmalar ve bu elemanlara yönelik uygulanan iyileştirme önerileri ve en son yalıtım ile ilgili malzeme testleri ve önerileri verilmiştir. Son bölümde, kullanılan yöntemlerin sorunun çözümü aşamasında sağladığı faydalar irdelenip örnek taşıt üzerinde yapılan iyileştirmelerin etkisi irdelenecektir.

2. TEMEL SES VE TİTREŞİM BİLGİSİ

2.1. Ses ve Gürültü Tanımı

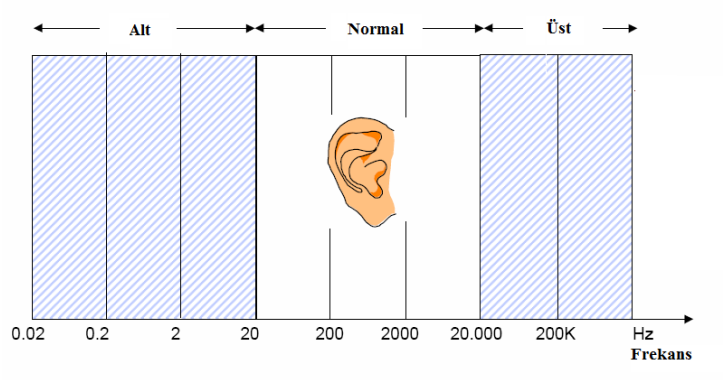
Kulağın en düşük seslerden zarar görebileceği seslere kadar değişen bir aralıkta fark edebileceği basınç değişimlerine ses denir. Temelde ses dalgalar halinde yayılan bir enerji biçimidir ve bu yayılmada hava su ya da benzer bir ortama ihtiyaç duymaktadır. Çünkü ses oluşan basınç değişimi sonucunda titreşen parçacıkların enerjisini komşu parçacıklara iletmesiyle çevreye yayılır. Sesin gürültü olarak nitelendirilebilmesi ise görecelidir yani kişilerin rahatsızlık duyup duymamalarına bağlı olarak değişebilir. [1]

2.2. Ses Dalgalarının Genel Özellikleri

Bir ses kaynağı birim zamanda belli bir miktarda ses enerjisi üretir. [Joule/s], ya da Watt cinsinden belli bir ses gücü seviyesi vardır. [Watt = Joule/saniye]. Bu, ses kaynağının çevresinden bağımsız ne büyüklükte bir akustik enerji ürettiğinin ölçüsüdür. Ses enerjisi odada belli bir ses basıncı oluşturarak yayılır. Ses basıncı ölçüldüğünde bulunan sonuç sadece kaynağın gücüne ve ses kaynağıyla ölçüm noktası arasındaki uzaklığa değil, aynı zamanda ses enerjisinin ne kadarının duvarlarda yutulduğuna ve ne kadarının duvarlardan, pencerelerden geçtiğine bağlıdır.[1,2]

2.2.1. Sesin algılanması

İnsanları çevreleyen seslerin frekansları değişkenlik gösterir. Normalde genç insanlar 20 Hz' ten sonra 20000 Hz' e kadar olan sesleri algılayabilirler. Şekil 2.1 insan kulağının algılayabildiği ses aralıklarını göstermektedir.



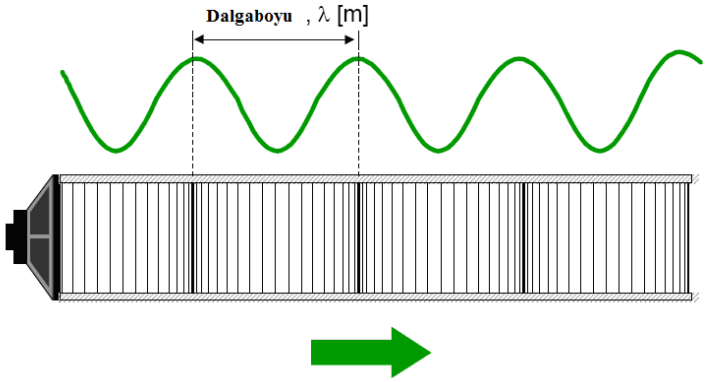
Şekil 2.1 : İnsan Kulağı İşitme Aralığı[3]

2.2.2. Dalga boyu, frekans, periyot ve yayılma hızı

Birim zamandaki basınç değişim miktarı ses frekansı olarak adlandırılır ve Hertz (Hz) cinsinden ölçülür. Ses frekansı kendine has bir ton üretir. Bu nedenle uzaktaki bir gök gürültüsü düşük bir frekansa sahipken bir ıslığın frekansı yüksektir. Sağlıklı bir insanın normal duyma aralığı yaklaşık 20 Hz ila 20 000 Hz (20 kHz) arasındadır. Bu basınç değişimleri, ses kaynağından dinleyenin kulağına doğru hava gibi elastik ortamlarda yol alır.[4]

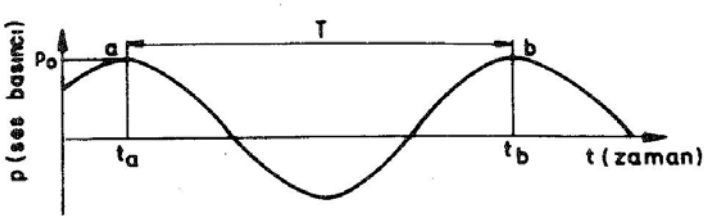
Sadece tek frekanslı bir ses saf tını olarak adlandırılır. Pratikte saf tınılara nadiren rastlanır ve çoğu ses değişik frekanslardan oluşur. Çoğu endüstriyel gürültü geniş band gürültü olarak bilinen çeşitli frekansların karışımıdır. Eğer bir gürültü frekansları, duyulabilir seviyede eşit dağılmış frekanslardan oluşuyorsa bu gürültü beyaz gürültü “white noise” olarak adlandırılır.

Bir tüpün ucuna bağlanmış olan hoparlörden üretilen ses sinyali 344 m/s’ lik hızla ilerleyen bir ses dalgası oluşturur. Eğer sinyal, tekil bir sinüs dalgası ise tepe noktaları bir dalga boyu ile birbirinden ayrılır. Sesin yayılması Şekil 2.1 ve Şekil 2.2’de görülmektedir.[3]



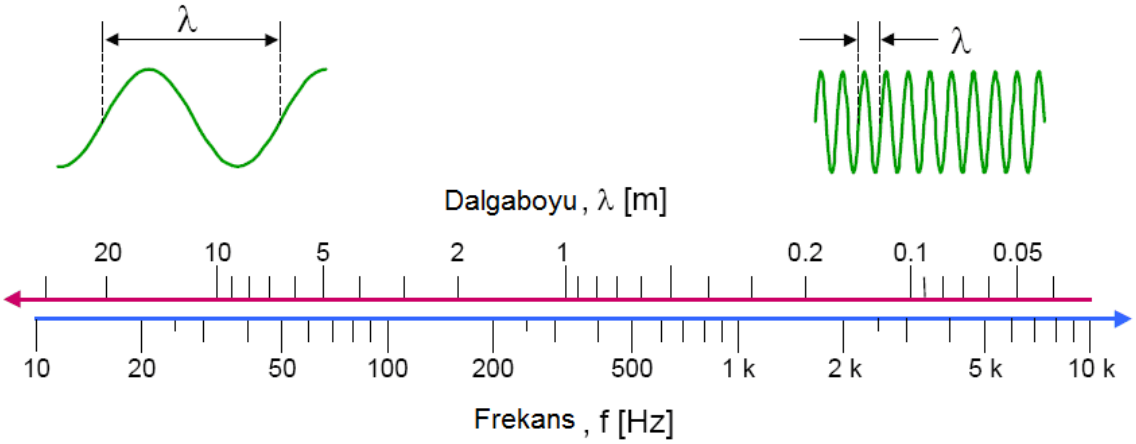
Şekil 2.2 : Ses Dağılımının Gösterilmesi[4]

Basit harmonik bir ses dalgasının bir noktada oluşturduğu ses basıncının zamanla değişimi Şekil 2.3'de gösterilmektedir. p_0 ile gösterilen, basıncın en büyük değerine genlik, basıncın birbirini izleyen en büyük iki değeri arasında geçen zamana ise periyot adı verilir. Periyot, T ile gösterilir ve birimi ise saniyedir. Bir basınç değişim devri için geçen zaman periyot olarak tanımlanır. [5]



Şekil 2.3 : Basit harmonik bir ses dalgası [3].

Denklem (2.1)'de görüldüğü gibi dalga boyu frekans ve ses hızı birbirine bağlıdır. Şekil 2.4'de frekans ile dalga boyu arasındaki ilişki kaba bir biçimde gösterilmiştir.[3]



Şekil 2.4 : Dalgaboyu ve Frekans Arasındaki İlişki[3]

Dalga boyu (λ) olan bir dalga, periyodu olan T süresinde kendi boyu kadar yol gideceğinden, dalganın yayılma hızı,

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

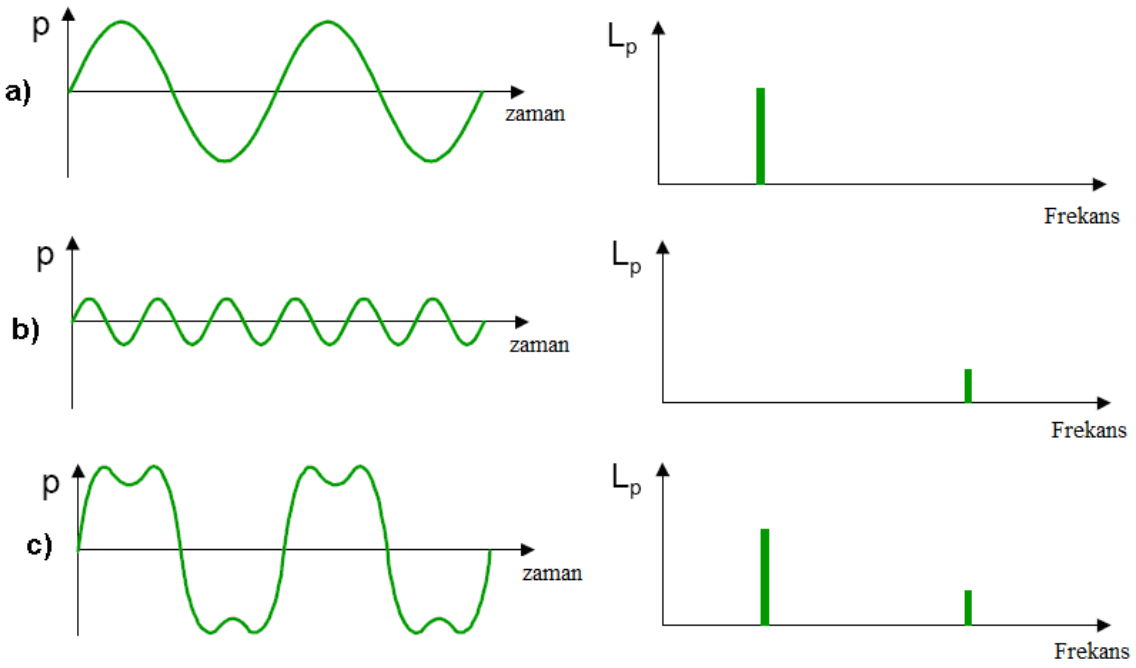
olacaktır. Dolayısıyla, bir dalganın frekansı veya periyodu ile dalga boyu arasındaki ilişki denklem 2.2 ile gösterilebilir. [2]

$$c = \frac{\lambda}{T} = \lambda . f \qquad \textbf{(2.2)}$$

2.3. Frekans Analizi

2.3.1. Dalga formları ve frekansları

Teorik olarak, sıfırdan sonsuza kadar her frekanstaki fonksiyonun, verilen karmaşık bir fonksiyonu oluşturmaktaki katkısını frekansın fonksiyonu olarak çizilirse sürekli bir eğri elde edilir. Elde edilen bu eğrilere, frekans dağılımı eğrisi veya frekans spektrumu denir. Periyodik bir fonksiyonun frekans spektrumu çizilecek olursa, belli frekanslar için değerler bulunur. Bir sinyalin zaman boyutunda yaptığı dalga formuyla frekans boyutundaki spektrumunun arasındaki iliksiye üç örnek gösterilmiştir. Şekil 2.5a da, büyük genlikli ve uzun dalga boylu bir sinüs dalgası, düşük frekans bölgesinde yüksek seviyeli tek bir frekans olarak gözükmektedir. Şekil 2.5b de, düşük genlikli ve kısa dalga boylu bir sinüs dalgası, yüksek frekans bölgesinde düşük seviyeli tek bir frekans olarak gözükmektedir. Şekil 2.5c de, yukarıdaki iki sinyalin toplamının, frekans boyutunda da toplam olarak göründüğü gösterilmiştir. [6,3]



Şekil 2.5 : Dalga formu ve Sinyal Frekansı Arasındaki İlişki[3]

Periyodik sesler, kendilerini oluşturan arı seslere ayrılabilirler Tersinir olarak, verilen periyodik bir fonksiyondan da, bu fonksiyonu oluşturan harmonikler elde edilebilir. Arı seslere doğada ender olarak rastlanılmasına karşın periyodik sesler doğada daha çok yer alırlar. Karmaşık veya kompleks sesler ise harmonik olmadıkları gibi,

periyodik de değildirler. Bu seslerin yarattıkları ses basıncının zamanla değişimi gelişi güzeldir.[2]

Doğada karşılaşılan seslerin çoğu karmaşık sesler olduğundan; frekans analizinin, ses ölçümü ve analizinde önemli bir yeri vardır. Karmaşık bir sesin frekans dağılımını incelendiğinde, o sesi oluşturan etkin frekanslar açıkça görülebilir.

Frekans analizindeki ölçümlerde temel kural, gelen sinyalleri filtre ederek istenilen frekanslardaki bileşenlerin büyüklüğünü ölçmektir. Geçmesine izin verilen frekans aralığı değiştirilerek, her frekans bandındaki bileşenlerin katkısı bulunabilir. Önemli olan, gelen sinyallerin hangi genişlikteki frekans bandında süzüleceğidir. Çok geniş bant aralığı kullanılması frekans ölçümlerini anlamsızlaştıracaktır. Çok dar bant aralığı kullanılması ise, gereksiz zaman kaybı anlamına gelmektedir. Bant genişliğini, yapılacak analizin niteliği ve duyarlılığına göre belirlenmelidir.

2.3.2. Filtre tipleri ve frekans ölçekleri (oktav bantları)

Gürültü kontrolü açısından kulağın duyarlı olduğu tüm frekansların incelenmesi gerekmektedir. Bu inceleme yapılırken, alt limit 45 Hz civarı, üst limit ise, duruma göre 6 ya da 11 kHz olarak belirlenebilir. İncelenmesi gereken frekans aralığı çok geniş olduğundan, çok uzun analiz süreleri gerekmektedir. Bunun önüne geçebilmek amacıyla ses analizlerinde, incelenecek frekans aralıkları oktav bandı adı verilen kısımlara bölünür. Bir oktav bandında, bandın üst sınır değeri, alt sınır değerinin iki katıdır ve her bandın üst sınır değeri, bir sonraki bandın alt sınır değeridir. Her bandın merkez frekansı ise alt ve üst sınır değerlerinin geometrik ortalamasıdır. Oktav bandın bu sınır frekansları arasındaki bu ilişkiler denklem 2.3 ve 2.4 ile gösterilmektedir [5].

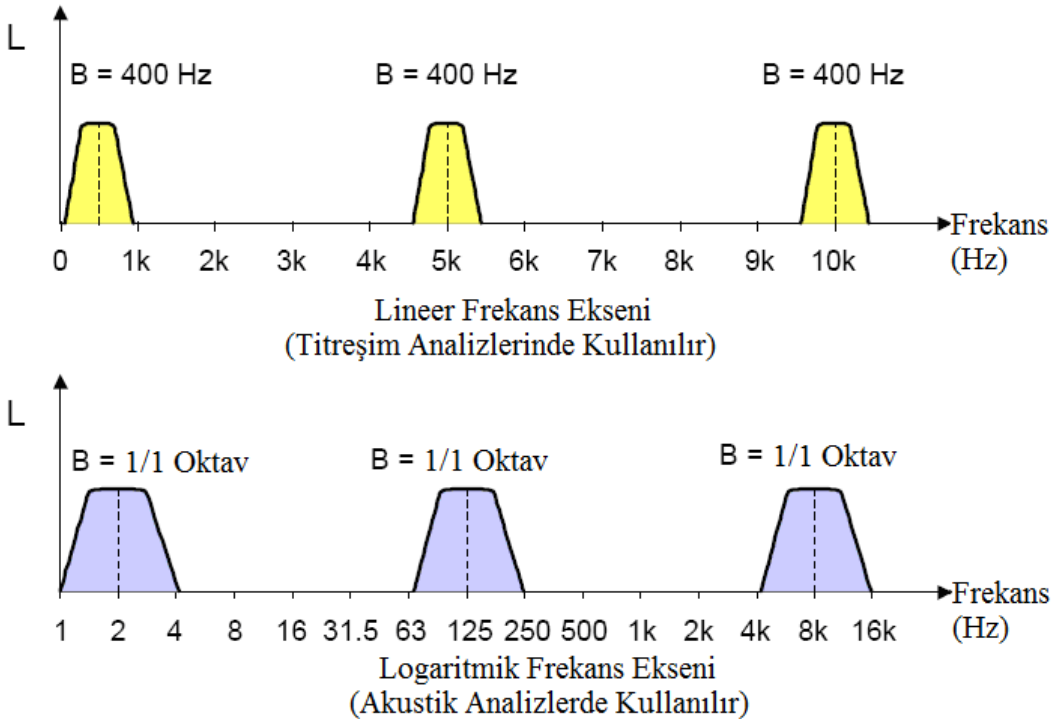
$$\begin{cases} f_2 = 2 f_1 \\ f_0 = \sqrt{2} f_1 = f_2 / \sqrt{2} \end{cases} \quad \textbf{(2.3)}$$

$$\begin{cases} f_1 = \text{ alt sınır frekansı} \\ f_2 = \text{ üst sınır frekansı} \\ f_0 = \text{ merkez frekansı} \end{cases} \quad \textbf{(2.4)}$$

Üst ve alt sınırlar arasındaki fark bant genişliği (b_w) olarak tanımlanmaktadır ve denklem 2.5 ile gösterilmektedir [5].

$$b_w = f_2 - f_1 \quad \textbf{(2.5)}$$

Sabit bant genişliği oranına sahip olan filtreler (CPB filtreleri) , örnek olarak 1/1 oktav, genelde frekans ölçeğinde logaritmik olarak görünürler. Bazen bu filtreler, bağıl bant genişliği filtreleri olarak da adlandırılır. CPB filtreleri ile analiz genelde akustik ölçümlerde kullanılır çünkü bu yaklaşım insan kulağına en yakın cevabı verir. Şekil 2.6'da filtre tipleri görülmektedir.[4]



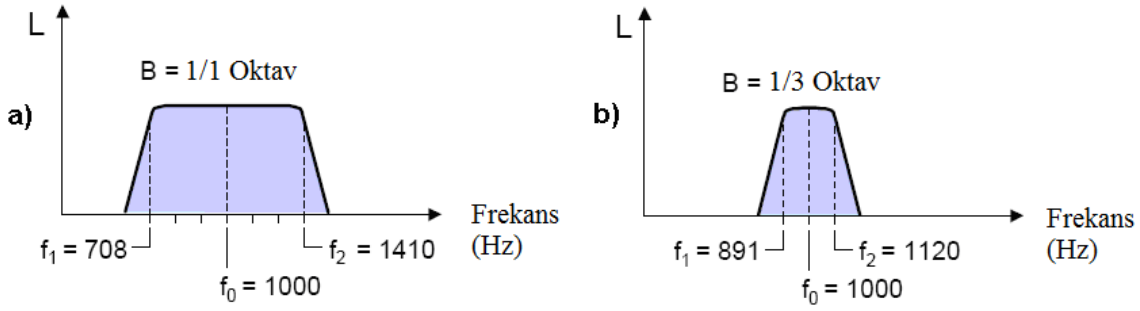
Şekil 2.6 : Filtre Tipleri[4]

Standart olarak kabul edilen oktav bantlarının merkez frekansları 31,5, 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 ve 16000 Hz'dir. Standart oktav bantlarının alt ve üst sınır değerleri Çizelge 2.1'de verilmiştir. Oktav bant analizinin sağladığı bilginin yeterli olmaması durumunda, daha dar frekans bantları kullanmak gerekir.

Çizelge 2.1 : Oktav bant aralıkları [1].

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

Pratikte, genellikle 1/3 oktav ya da 1/10 oktav analizi yapılmaktadır. Bir oktavlık aralığın sırasıyla üçe veya ona bölünmesiyle 1/3 oktav veya 1/10 oktav elde edilir. Kullanılan en geniş oktav filtresinin genişliği 1 oktavdır. Ancak, daha kısa genişliği olan başka filtreler de kullanılır. Bu filtreler genel olarak "Sabit Oran Filtreleri" olarak adlandırılır. 1/1 oktav bandı filtrelerinin genişliğinin %70 i merkez frekanslarının çevresindedir. Şekil 2.7a 1/1 oktav filtrelerini göstermektedir.[3]

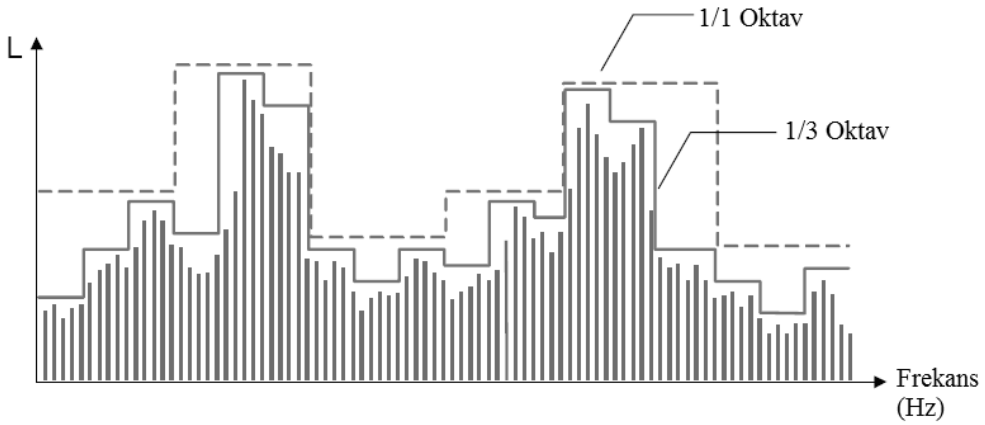


Şekil 2.7 : (a) 1/1 Oktav Filtreleri (b) 1/3 Oktav Filtreleri [3]

Belki de en popüler filtrelerden biri 1/3 oktav bant genişliğine sahip olanlardır. Şekil 2.7b de 1/3 oktav filtresi görülmektedir. 1/3 oktav bandı filtrelerinin genişliğinin %23 ü merkez frekanslarının çevresindedir. Bu bant genişliğinin en önemliği avantajı, 500 Hz frekans değerinin üzerindeki insan duyma sistemine hitap eden sinyalleri yakalayabilmesidir. 1/96 oktavlık filtreler de mevcuttur. [3]

Şekil 2.8'te, oktav filtreleri arasındaki farklar gösterilmiştir. Noktalı eğri bir oktav analizine maruz bırakıldığında, birçok frekans bileşeni bulunan detaylı bir sinyal

filtre şeklinde grafik çizer. Bu katı eğri, 1/3'lük oktav analizi kullanıldığında, daha detaylı, çözünürlüğü artırılmış eğriyi göstermektedir.



Şekil 2.8 : 1/1 ve 1/3 oktav filtreleme farkı [7].

2.4. Ses Basıncı ve Ses Gücü Düzeyleri

Duyduğumuz ya da mikrofonla ölçtüğümüz ses basıncı kaynağın uzaklığının ve ses dalgalarının bulunduğu akustik ortamın özelliğine bağlıdır. Yani başka bir deyişle bu odanın büyüklüğüne ve duvarlardaki ses yalıtımına bağlıdır.

Bir ses kaynağı güç yayar ve bu yayılım ses basıncı olarak ortaya çıkar. Ana neden ses gücüdür. Titreşen her bir makine parçası akustik enerji yayar. Ses gücü birim zamanda yayılan enerjinin ölçüsüdür. Ses gücü ve ses basıncı arasındaki ilişki benzerdir. Duyduğumuz şey her ne kadar ses basıncı olsa da nedeni kaynaktan yayılan ses gücüdür.[8]

Ses gücü, bir ses kaynağının yaydığı ses enerjisinin gücü olarak tanımlandırılabilir. Bu gücün düzeyine ise ses gücü düzeyi L_w denir. Yukarıdaki tanıma göre, ses gücü W olan bir kaynağın ses gücü düzeyi L_w, denklem 2.6 ile gösterilmektedir.

$$L_W = 10 \log \frac{W}{10^{-12}} \tag{2.6}$$

Ses gücü düzeyi bilinen bir kaynağın ses gücü, denklem 2.7 kullanılarak elde edilir.

$$W = 10^{-12} \times 10^{(L_W/10)} \tag{2.7}$$

Çok yüksek bir ses basıncı duyma bozukluğuna yol açar. Bu nedenle insanın sese olan tepkisi bulunurken, mesela gürültü rahatsızlığı ve duyma kaybı riski gibi basınç seviyeleri ölçülmelidir. Bu basınç seviyelerinin ölçülmesi de son derece basittir. Ses

olarak algıladığımız basınç değişimleri, kulak zarına da mikrofonun diyaframına da aynı şekilde etki eder.[2]

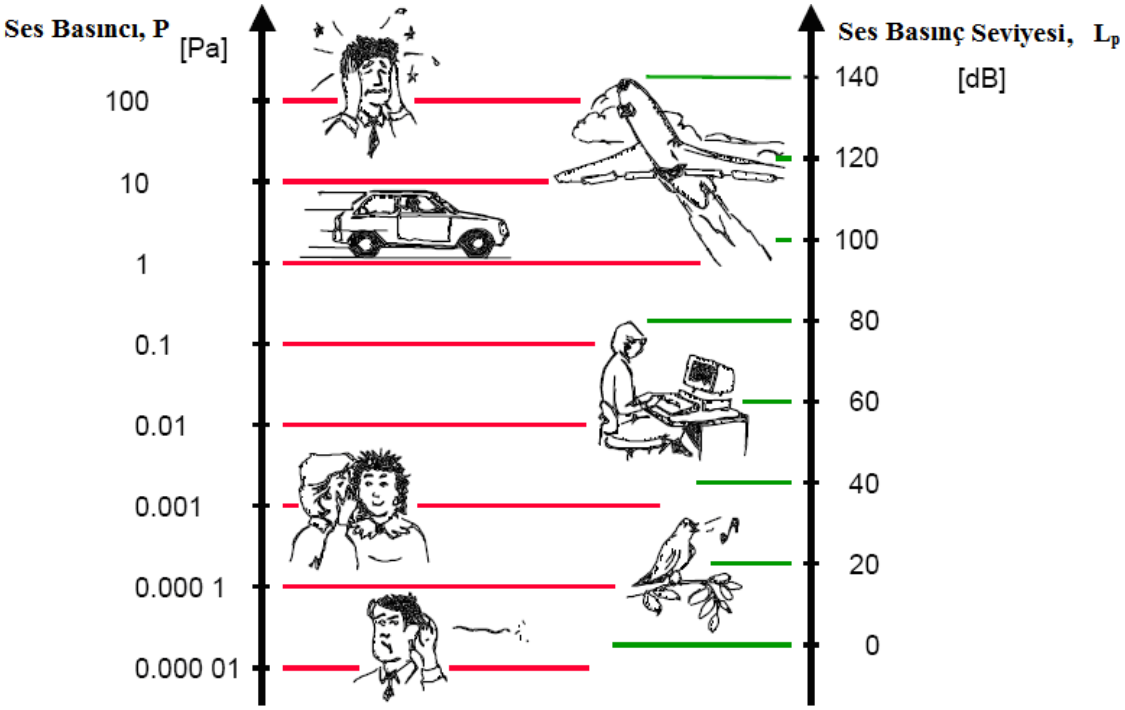
Çizelge 2.2'de bazı ses ve gürültü kaynaklarının harcadıkları ses güçleri ve ses gücü düzeyleri verilmiştir.

Çizelge 2.2 : Gürültü kaynaklarının ses gücü düzeyi [1].

Kaynak	Ses Gücü Çıkışı (Watt)
Satürn Roketi	25–40 million
Askeri Jet Motoru	100 000
Turbojet Motoru	1000–10 000
4 Pervaneli Uçak Motoru	100–1000
75 Parçalı Orkestra	10–1000
Küçük Uçak Motoru	1–10
Piano	0.1–1
Araba Alarmı	0.1
Hi-Fi	0.01
Hareket Halindeki Taşıt	0.001–0.01
Fan	0.001
Bağırma	0.0001–0.001
Günlük Konuşma	0.000 01
Fısıldama	0.000 000 001

Ses basıncının lineer ölçekte, Paskal cinsinden ölçülmesi çok büyük ve anlamsız sayıların ortaya çıkmasına neden olur. Ayrıca kulak uyarana lineer değil logaritmik olarak tepki verir. Bu nedenle ölçülen akustik parametreleri, bir referans değere göre logaritmik olarak göstermek daha pratiktir. Bu logaritmik orana desibel (dB) denir.

dB kullanımının avantajı Şekil 2.9'da açıkça görülmektedir. Ses basıncı daha iyi anlaşılabilir olması için, duyma eşiği olan 0 dB'den (20 µPa) acı eşiği olan 130 dB aralığında bir ölçeğe dönüştürülür.



Şekil 2.9 : Ses basınç seviyesi (SPL) aralıkları [3]

Ses basınç seviyesi, Lp, dB cinsinden 20 log p/p_0 olarak gösterilir. Burada p, Paskal cinsinden, p_0 ise standart referans seviyesi olan 20 µPa'dır. Bu p_0 değeri, duyma eşiğidir. Farklı kaynakların ses basınçlarının paskal olarak değerleri Çizelge 2.3'de verilmiştir.[3]

Çizelge 2.3 : Farklı Kaynakların Ses Basıncı değerleri[1]

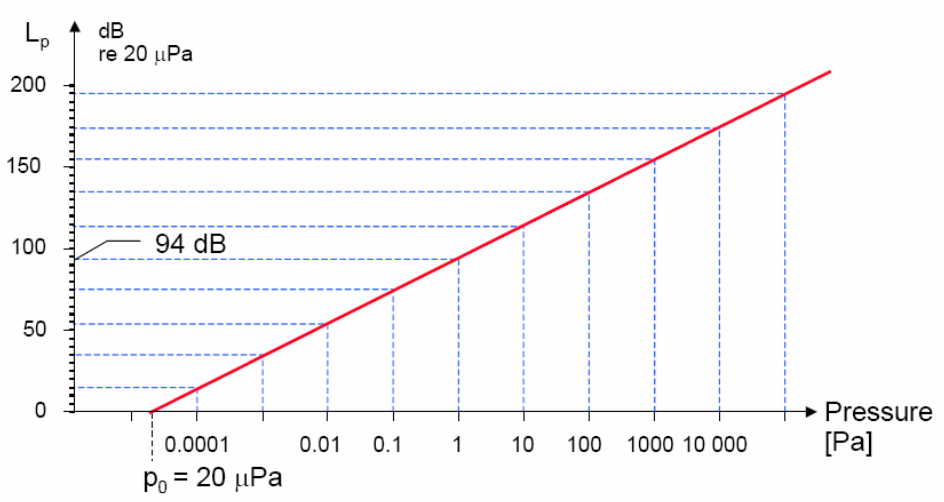
Kaynak	Ses Basıncı (Pa)	Açıklama
Uzay Roketinden 100m Uzaklıkta	200	Acı Eşiği Üzerinde
Rock Konseri	20	Hasar Bırakan
Gürültülü Fabrika	2	Zararlı
Otoyol Kenarı	0.2	Gürültülü
Kalabalık Restorant	0.02	Normal
Sessiz Şehirdışı Yol	0.002	Sessiz
Kayıt Stüdyosu	0.0002	Çok Sessiz
	0.00002	Duyma Eşiği

Havanın basıncının değişmesiyle algılanan sesin, kaynağının ses gücündense belli bir noktada yarattığı ses basıncı daha önemlidir. Ses basıncı düzeyi L_p denklem 2.8 ile hesaplanabilmektedir.

$$L_p = 10 \log \frac{p^2}{p_0^2} \qquad \textbf{(2.8)}$$

Denklem 2.8'de, p_0 ile uluslararası referans basıncı olarak kabul edilen 20 mikro paskal (20 x 10^{-6} Pa ya da N/m^2), p ile de ses basıncının rms değeri gösterilmektedir. Bu referans basıncı, ortalama genç bir yetişkinin, frekansı 1000 Hz olan ses dalgasını duyabilmesi için en az 20 x 10^{-6} Pa basıncın gerekmesinden yola çıkılarak seçilmiştir. Ses basıncı düzeyi hesaplanırken basınçların değil de rms değerlerinin kullanılmasının nedeni, dB'in genellikle güç oranları için kullanılması ve gücün, basıncın karesiyle orantılı olmasıdır [1].

Basınç değerleriyle dB arasındaki ilişkiyi formülle kurmak yerine dB dönüşümü için grafik kullanılabilir. Şekil 2.10'da 0 dB'in 20 µPa'a karşılık geldiği ve 1 Pa'ı 94 dB'e dönüştürüldüğü görülebilir.[1]



Şekil 2.10 : Basınç&Desibel dönüşüm grafiği[4]

2.5. Desibel'in Algılanması

İki büyüklüğün oranının logaritması olarak tanımlanan ve Graham Bell'in anısına adı verilen birim bel olarak bilinir. 1 bel, oranları 10 olan iki büyüklüğü göstermektedir. Oranların logaritmasının 10 katı olarak tanımlanan desibel adı verilen birim daha yaygın olarak kullanılmaktadır. Sayılardan biri bilindiğinde; desibel, söz konusu bir büyüklüğün referans büyüklüğüne oranının logaritmasının 10 katıdır. Genellikle, güç ya da güç eşdeğeri büyüklükleri ölçmekte kullanılır. Desibel (dB) ile ölçtüğümüz büyüklüklere düzey adı verilir. W değerindeki bir gücün W_0 referans değerine göre düzeyi denklem 2.9 ile tanımlanmıştır.

$$Düzey(dB) = 10\log\frac{W}{W_0} \qquad \textbf{(2.9)}$$

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

Basınçtaki 3 dB'lik bir artış (1,4 katlık ses artışa karşılık gelir) algılanabilir minimum seviyedeki basınç değişimidir. 10 dB'lik bir ses artışı kuvveti iki katına çıkarır. İnsanın algılamasıyla dB cinsinden seslilik seviyesi arasında lineer bir ilişki yoktur. Çizelge 2.4'de seslilik ile SPL arasındaki ilişki gösterilmiştir.

Çizelge 2.4 : SPL ve ses arasındaki ilişki[1]

Ses Seviyesi Değişimi (dB)	Sesin Fark edilme Hassasiyeti
3	**Çok az fark edilebilir**
5	**Fark edilebilir**
10	**Seste iki kat artma veya azalma**
15	**Yüksek artış veya azalma**
20	**Seste dört kat artma veya azalma**

2.6. Yönelme ve Yönelme Katsayısı

Teorik olarak, noktasal ideal bir ses kaynağından, ses küresel dalgalar şeklinde yayılır. Pratikte ise bir ses kaynağından çıkan ses dalgaları her yönde farklılık gösterir. Bir hoparlörden çıkan sesin herhangi bir uzaklıkta hoparlörün yüzüne dik yöndeki ses basıncı, diğer yönlerdekinden daha yüksek olacaktır. Ses şiddetinin, sesin düzgün yayılması durumunda aynı noktada oluşturacağı ses şiddetine oranı yönelme katsayısı (Q) olarak adlandırılır ve denklem 2.10 kullanılarak hesaplanır. [2]

$$Q = \frac{I}{I_t} \tag{2.10}$$

Denklem 2.10'da, I söz konusu noktadaki ses şiddeti ve I_t sesin küresel dalgalar halinde yayılması durumunda aynı noktadaki teorik ses şiddetidir. Yönelme katsayısı

denklem 2.11'deki gibi yazılabilir çünkü ses şideti (I) denklem 2.12 de gösterildiği biçimde hesaplanmaktadır.

$$Q = \frac{p^2}{p_t^2} \tag{2.11}$$

$$I = \frac{p^2}{\rho c} \tag{2.12}$$

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

Bir ses kaynağı, çevresinde yansıtıcı yüzeyler olmamasına rağmen kendi özelliğinden dolayı değişik yönlerde değişik yönelme katsayılarına sahip olabilir. Benzer şekilde, mükemmel ses yayan bir kaynak ise bulunduğu konumdaki yansıtıcı yüzeylere bağlı olarak değişik yönelme katsayılarına sahip olabilir. Çevresinde hiçbir yansıtıcı yüzey bulunmayan noktasal bir ses kaynağı için yönelme katsayısının her yönde 1 olarak kabul edilir. Noktasal bir ses kaynağının değişik konumlardaki yönelme katsayıları Çizelge 2.5'de gösterilmektedir. Bu tablo, her yönde düzgün ses yayan ses kaynakları için geçerlidir. Aksi takdirde, ses kaynağının yayılımı düzgün değilse, her yönde farklı bir yönelme katsayısına sahip olacağından bu tablo geçersiz olacaktır [2].

Çizelge 2.5 : Kaynağın konumuna göre yönelme katsayıları. [2]

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

Herhangi bir yöndeki yönelme katsayısı, her yönde değişik yönelme katsayısına sahip bir ses kaynağı için, o yönde bir noktada ölçülen ses basıncı düzeyi L_p ile

kaynağa aynı uzaklıktaki ortalama ses basıncı düzeyi denklem 2.13'de L_p'den yararlanarak bulunabilir.

$$Q = 10^{(L_p - \bar{L}_p)/10} \tag{2.13}$$

Özel test odalarında belirli noktalarda yapılan ses basıncı düzeyi ölçümlerinden, ortalama ses basıncı düzeyi $\bar{L}_p$ hesaplanabilir. [2]

2.7. Serbest Alanda Ses Basıncı Düzeyinin Bulunması

Ses gücü düzeyi L_w olan bir ses kaynağının, kaynaktan r uzaklıkta serbest alanda yaratacağı ses basıncı düzeyi L_p denklem 2.14'den hesaplanabilir.

$$L_p = L_w + 10\log\left(\frac{Q}{4\pi r^2}\right) \tag{2.14}$$

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

Denklem 2.14'den bulunacak L_p, L_w'nun tanımlandığı frekans bandı için geçerlidir. Örnek olarak, L_w dört oktav bandındaki toplam ses gücü düzeyi olarak bulunmuş olsun, bu durumda L_p de aynı oktav bantlarındaki ses basıncı düzeyini verir. Genellikle pratik uygulamalarda, dört oktav bandı için bulunan toplam ses basıncı düzeyi L_p yaklaşık olarak A ağırlıklı ses düzeyine eşit alınabilir. Bunun nedeni, 500 -4000 Hz arasındaki oktav bantlarında, ses düzeyi ile ses basıncı düzeyi arasında önemli bir fark olmayışıdır. Bu durumda, 500–4000 Hz dört oktav bandındaki toplam ses gücü düzeyi bilinen bir ses kaynağının, serbest alanda, kaynaktan belirli bir uzaklıkta yaratacağı ses düzeyi, denklem 2.14'den hesaplanan L_p'ye yaklaşık olarak eşit alınabilir.

Eğer L_w'nun her oktav bandındaki değeri biliniyorsa, belli bir noktada yaratacağı ses düzeyi daha hassas bir şekilde bulunabilir. Bunun için, istenilen bantlardaki L_w'lardan, denklem 2.14 kullanılarak bant basıncı düzeyleri hesaplanır. Bu bant

basıncı düzeylerinden her bant için ses düzeyleri bulunur. Son olarak, tüm bu bantlardaki ses düzeyleri desibel toplama kurallarına göre toplanarak, toplam ses düzeyi elde edilir.

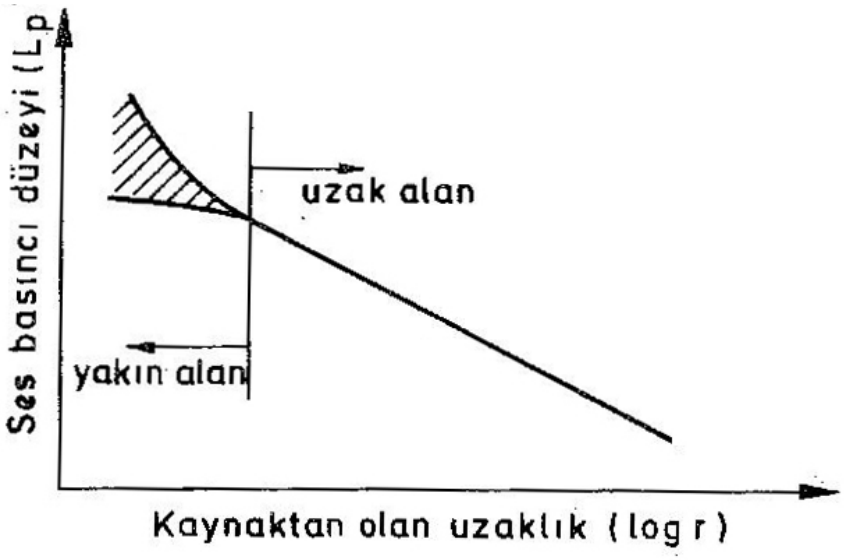
Uzak alan olarak uygulamada denklem 2.14'in geçerli olduğu; kaynağa, boyutunun 2 katı ya da kaynaktan yayılan sesin bir dalga boyu uzaklığında bulunan bölge alınmaktadır. Sesin yayılması kaynağın özelliklerine bağlı olduğu için, yakın alanda denklem 2.14'den bulunan ses basıncı düzeyi gerçek değerinden biraz farklı olabilir. Uzak alanda, ses kaynağına olan uzaklık iki katına çıktığından, ses basıncı düzeyi 6 dB azalır. Bunun ispatı $(L_p)_{2r}$ ve $(L_p)_r$ kaynaktan, sırasıyla 2r ve r uzaklıktaki noktalarda yaratılan ses basıncı düzeyleri ise, aralarındaki bağıntı denklem 2.14 kullanılarak denklem 2.15'da gösterildiği gibi elde edilir [2].

$$(L_p)_{2r} = L_w + 10\log(\frac{Q}{4\pi(2r)^2}) = L_w + 10\log(\frac{Q}{4\pi r^2}.\frac{1}{4})$$

$$(L_p)_{2r} = L_w + 10\log(\frac{Q}{4\pi r^2}) + 10\log(\frac{1}{4}) \qquad \textbf{(2.15)}$$

$$(L_p)_{2r} = (L_p)_r - 6$$

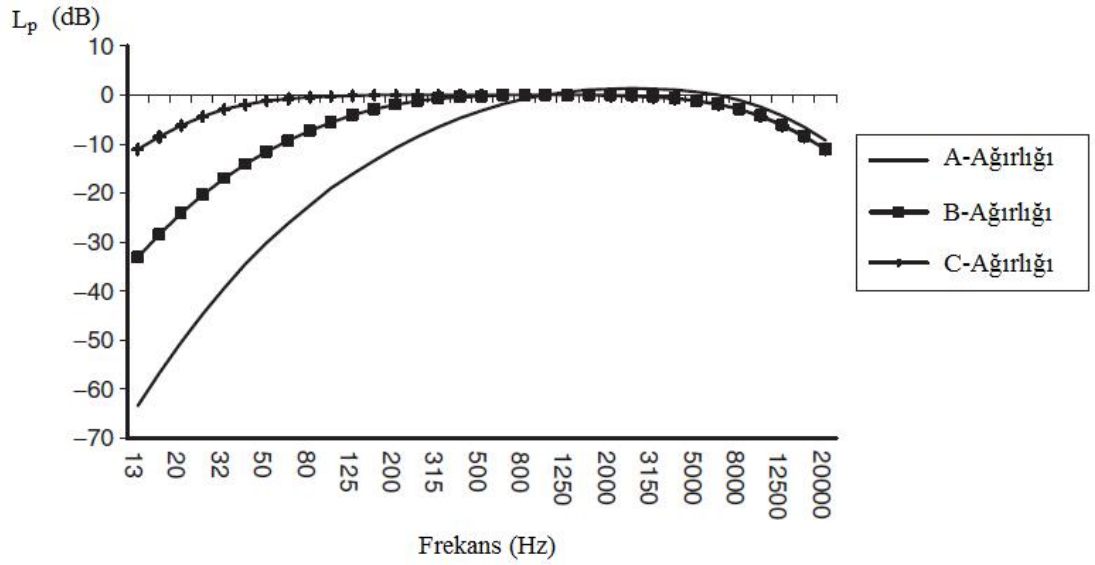
Uzak alanda geçerli olan bu kuralda, ses basıncı düzeyinin kaynağa olan uzaklığının logaritmasıyla değişimi bir doğruyla gösterilebilir. Yakın alanda ise, Şekil 2.11'den görüldüğü gibi doğrusal ilişki kaybolur.



Şekil 2.11 : Serbest alanda ses basıncı düzeyinin, kaynağa olan uzaklıkla değişimi [2].

2.8. Frekans Ağırlık Eğrileri

Bir sesin yüksekliği frekansa bağlı değiştiği gibi ses basıncıyla da değişir. Ağırlık ağıyla kullanılan bir ölçüm sistemi tasarlanarak ses basıncının etkisi biraz genişletebilir. Her frekans bandındaki ses basıncı düzeyi belli bir ağırlıkta alınarak, toplam ses basıncı düzeyi bulunabilir. Burada dikkat edilmesi gereken unsur, kulağın duyarlılığı ile orantılı ağırlıklar kullanmaktır. Kulağın duyarlı olduğu frekanslardaki ses basıncı düzeylerine ağırlık verilip, duyarlılığının azaldığı frekanslardaki ses basıncı düzeylerinin ağırlıkları azaltılarak bulunan toplam ses basıncı düzeyi, kulağın söz konusu sesi hangi yükseklikte algıladığının bir ölçütü olmaktadır. Bu amaçla dört ayrı tip ağırlık eğrisi geliştirilmiştir. Bunlardan A, B ve C adı verilen ilk üç tip, önceleri, sırasıyla düşük, orta ve yüksek ses düzeyleri için kullanılmışsa da şu anda A tipi her yükseklik düzeyi için insanların gürültüye gösterdikleri tepkiyi ölçmede yaygın olarak kullanılmaktadır. Her uygulamada A ağırlık eğrisinin tercih edilme nedeni, bu eğrinin kulak duyarlılık eğrileriyle doğrudan olan ilişkisidir. Şekil 2.12 ile A, B, C ağırlık eğrileri gösterilmektedir. Bu eğrileri kullanarak yapılan ölçümlere ses düzeyi ölçümü denilmektedir. Ses düzeyinin birimi, kullanılan ağırlık eğrisine göre dBA, dBB ya da dBC'dir. [1, 2]



Şekil 2.12 : A,B ve C ağırlıklı ses düzeyleri eğrileri [1]

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

2.9. Ses Şiddeti

Ses şiddeti vektörü belirli bir pozisyondan yayılan akustik enerjinin yönünü ve miktarını belirtmektedir. [1]

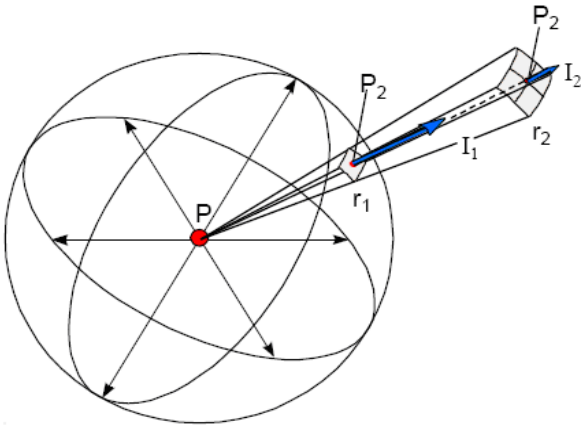
Güç: P [W]

Şiddet: I [J/s/m^2] = W/m^2

Basınç: p [Pa = N/m^2]

$$I = \frac{P}{4\pi r^2} = \frac{p^2}{\rho c} \tag{2.16}$$

P ses gücündeki bir ses kaynağından ses üretildiği zaman kaynağın yanındaki hava moleküllerine bir enerji iletimi olur. Bu enerji daha dış taraftaki moleküllere doğru taşınır. Böylelikle enerji kaynaktan sanki suya atılan taşın yarattığı dalgalar gibi yayılır. Belirli bir bölgeden belirli bir yöne doğru yayılan enerjinin hızına ses şiddeti "sound intensity" denir ve I ile gösterilir. Belirli bir noktadan geçen bu enerji kaynağın yanında bir P ses basıncı seviyesine erişir. ρ hava yoğunluğu c ise ses hızıdır. Ses şiddeti vektörel bir büyüklüktür. Büyüklüğü ve yönü vardır. Şekil 2.13'de kaynakta iletilen enerji gösterilmektedir. Ses şiddeti vektörel bir büyüklük olduğundan ses kaynağının bulunmasında kullanışlı bir yöntemdir.[2]



Şekil 2.13 : Kaynaktan iletilen enerji[1]

Ses şiddeti düzeyi L_I denklem 2.17'dan hesaplanabilir.

$$L_I = 10 \log \frac{I}{I_0} \tag{2.17}$$

Burada, I_0 10^{-12} W/m^2 alınarak ve denklem 2.16'dan yararlanılarak, Ses şiddeti düzeyi L_I denklem 2.18'de olduğu gibi yazılabilir.

$$L_I = L_p - 0.16\ dB \qquad \textbf{(2.18)}$$

Ses şiddeti ve ses basıncı, uygun cihazlarla direkt olarak ölçülebilir. Ses gücü, ses basıncı veya ses şiddeti ölçüldükten sonra eğer ölçüm yapılan bölgenin alanı biliniyorsa hesaplanabilir. Ses gücü ölçümünün amacı makinaların gürültü seviyelerini ölçmek ses şiddeti ölçümünün amacı ise gürültü kaynağının yerini bulmaktır. Gürültü kaynaklarının zararlılığı ve rahatsız ediciliği bilinmek isteniyorsa ses basıncı en önemli parametredir. [2]

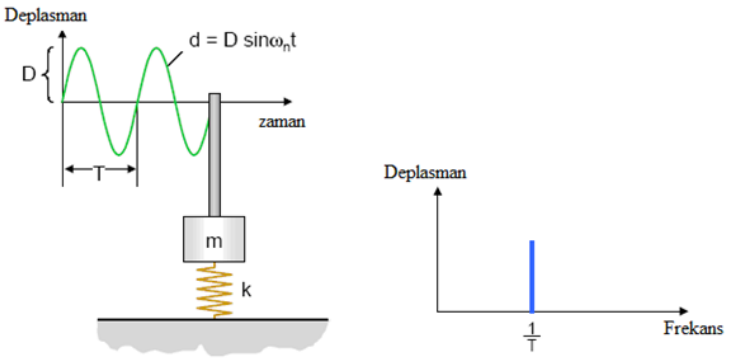
2.10. Titreşimin Temelleri

Titreşim, bir mekanik sistemdeki salınımların miktar olarak tanımlanmasıdır. Salınım ise, bir genliğin bir referans genliğin etrafında yaptığı harekettir. [5, 6]

Gövde, eğer bir referans nokta etrafında salınım yapıyorsa, titreşmektedir. Frekans ise bu titreşimin bir saniye boyunca kaç tane çevrimi tamamladığının bir ölçütüdür ve Hz cinsinden gösterilir.

Titreşim, bir makinedeki hareketli parçaların ve bu parçaların bağlantı elemanlarının üzerine etkiyen dinamik kuvvetler sonucu oluşur. Bir makinenin değişik parçaları değişik frekanslarda ve genliklerde titreşir. Titreşim yorulmaya ve aşınmaya neden olur. Genellikle makinenin ömrünü bitiren en önemli unsurdur.

Bütün mekanik sistemler şu üç basit bileşeni bulundurur: yay, sönümleyici ve kütle. Bunlar Şekil 2.14'te gösterilmiştir. Bunlar sabit bir kuvvete maruz kaldıklarında sırasıyla sabit bir yer değiştirme, sabit bir hız ve sabit bir ivme gösterirler.



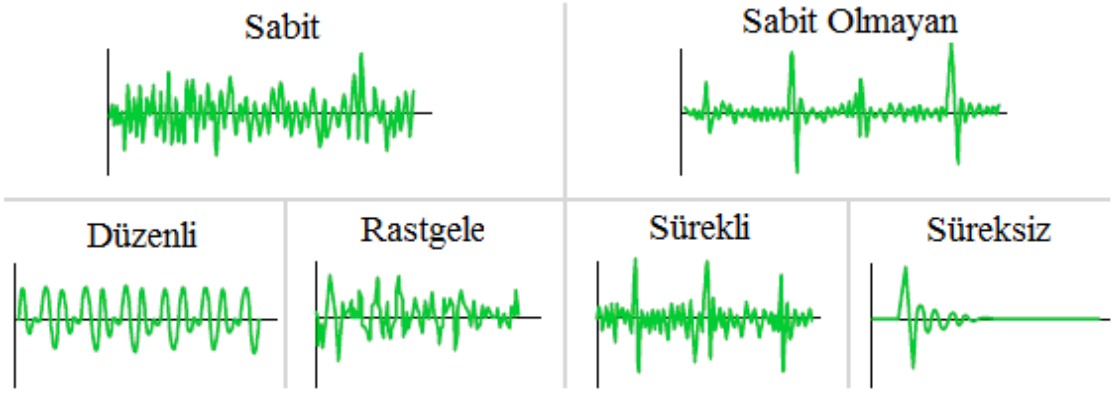
Şekil 2.14 : Titreşim Modeli[5]

Teorik olarak bir kütle-yay sistemi harekete geçirildiğinde, sabit frekansta ve genlikte hareketine devam eder. Bu sistemin sinüzoidal bir dalga çizdiği söylenebilir.

Sinüs eğrisi, kütle ve yay salınımlarının genliği ve periyodu tanımlandığı zaman oluşur. Frekans periyodun tersine eşittir. Frekansı 2 ile çarparak, açısal frekans elde edilir ki aynı zamanda bu kök içinde yay katsayısı k bölü kütle m ile orantılıdır. Bu salınımın frekansına doğal frekans denir ve fn ile gösterilir. [5]

2.10.1. Sinyaller tipleri

Sabit Sinyaller ile Sabit olmayan sinyaller arasında bir fark olmak zorundadır. Durağan sinyaller, düzenli sinyaller ve rastgele sinyaller olmak üzere iki gruba, sabit olmayan sinyaller ise sürekli ve süreksiz olarak iki gruba ayrılır. Şekil 2.15'de bu sinyal tipleri gösterilmiştir.[5,6]



Şekil 2.15 : Sinyal Çeşitleri[5]

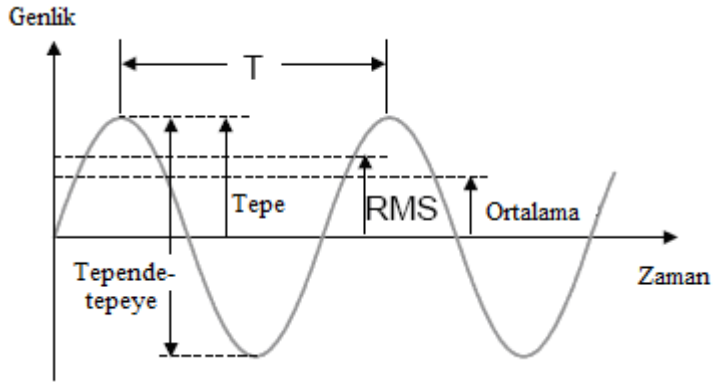
Sabit düzenli sinyaller, sadece belli frekansları olan sinüzoidal bileşenlerden oluşur. Rastgele sinyallerde ise, anlık değerler tahmin edilemez ama değerler belirli bir olasılık fonksiyonu ile karakterize edilebilir.

Sürekli durağan olmayan sinyallerin hem süreksiz hem de durağan sinyallere benzerlikleri vardır. Analiz sırasında, sürekli durağan olmayan sinyaller genelde rastgele sinyaller olarak ele alınır ya da tekil süreksiz olarak kabul edilir. Analiz sırasında, süreksiz sinyallerin başlangıcı ve bitişi sabit bir değerde olur ve bu değer genelde sıfır kabul edilir.

2.10.2. Sinyal seviyesi tanımlayıcıları

Titreşim sinyalinin seviyeleri değişik yollarla tanımlanabilir. Tepe ve tepeden tepeye olan değerler titreşim sinyallerinin seviyesini belirler çünkü bu değerler denge

pozisyonundan maksimum sapmaları gösterir. RMS seviyesi çok iyi bir tanımlayıcıdır. Titreşim sinyalinin enerji içeriğinin bir ölçütüdür. Sinyal seviyesi tanımlayıcıları Şekil 2.16'da gösterilmiştir. RMS ve ortalamaları bulmak için denklem 2.29 ve 2.20 kullanılır. [5]



Şekil 2.16 : Sinyal seviyesi tanımlayıcılar.[4]

$$\text{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T x^2(t)dt} \qquad \textbf{(2.19)}$$

$$\text{Ortalama} = \frac{1}{T}\int_0^T |x(t)|dt \qquad \textbf{(2.20)}$$

2.10.3. Frekans spektrumu

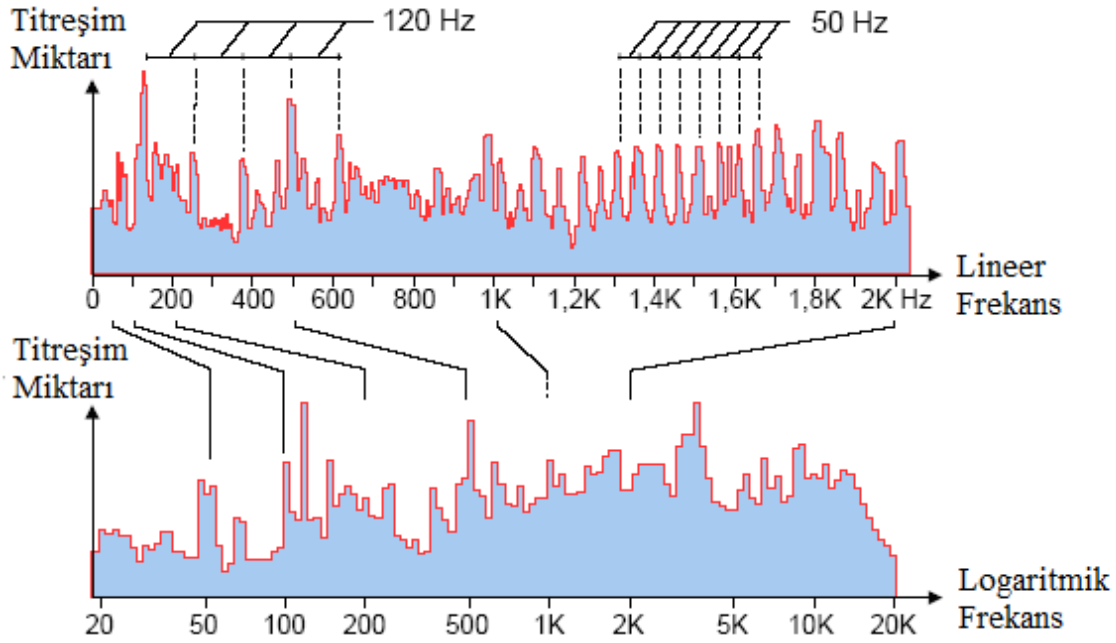
Zaman sinyalinden alamadığımız detaylı bilgi, frekans spektrumu ile alınır. Frekans içeriği, tarama filtresi, filtre tipleri ya da kaydın Fourier Dönüşümüyle dijital işlenmesi yolu gibi değişik yöntemlerle elde edilebilir.

Frekans analizi şu şekilde yapılır: İstenen frekans aralığında taranan filtreden geçirilerek sinyal gönderilir. Böylece farklı frekanslardaki sinyal seviyeleri ölçülebilir. Elde edilen sonuç frekans spektrumudur.

Bazen dB seviyesi için ya da sadece işaretli bölgelerde uygun değerler için, bazen de belki onluk veya sekizlik frekans gösterimleri için logaritmik skala kullanılır.

2.10.3.1. Frekans spektrumu için skalalar

Hem lineer hem logaritmik frekans skalaları, titreşim ölçümleri için birlikte kullanılır. Lineer frekans skalasının avantajı, sinyalin içindeki harmonik bileşenleri daha kolay tanımlayabilmesidir.



Şekil 2.17 : Lineer ve Logaritmik Frekans[10]

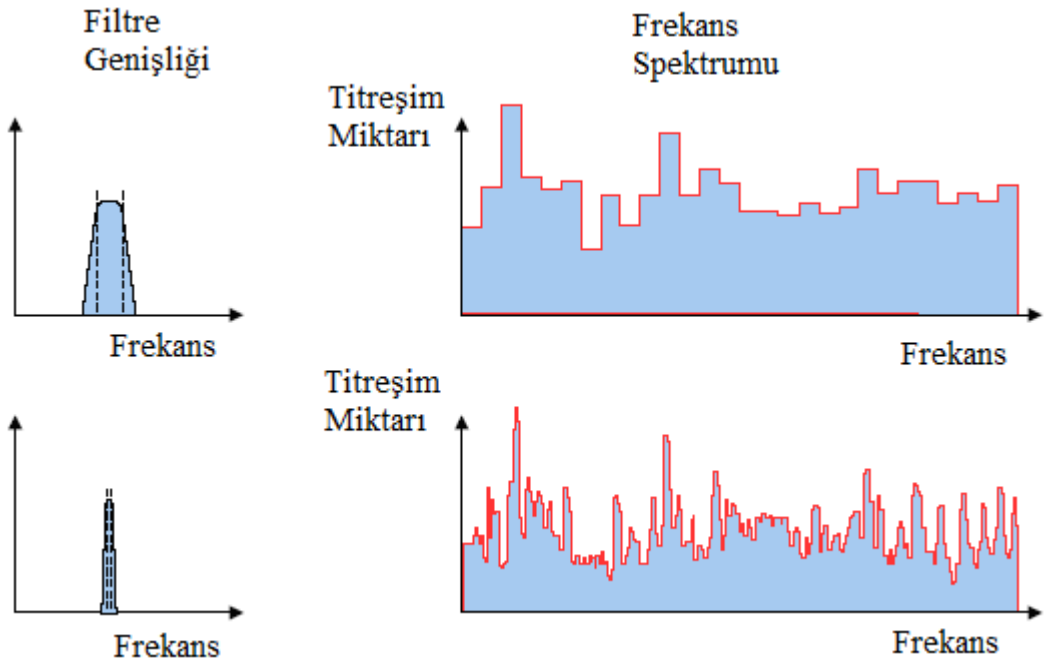
Logaritmik skala ise daha geniş bir frekans aralığında çalışabilir. Şekil 2.17'de, titreşim sinyalleri iki değişik skalada gösterilmiştir. Görüldüğü üzere harmonikler lineer skalada daha kolay fark edilebilirken, logaritmik skala ise 10 katla fazla aralıkta daha fazla detay vermektedir.

Sabit bant genişliği filtresi (lineer skala) ile analiz genelde titreşim ölçümlerinde kullanılır çünkü, mekanik sistemden gelen sinyaller harmonik serileri ve "sideband" yapıları içerir. Bunlar lineer skalada daha kolay tanımlanır.

CPB filtreleri ile analiz (logaritmik skala) genelde akustik ölçümlerde kullanılır çünkü, bu filtreler insan kulağına en yakın tepkiyi verir. Titreşim analizlerindeki yapısal tepkilerin ölçümü CPB filtreleri ile sağlanır. [4]

2.10.3.2. Frekans spektrumu için bant genişliği seçimi

Filtrenin bant genişliği, sinyaldeki önemli frekansları birbirinden ayıracak biçimde seçilmelidir. Dar bant genişliği kullanılırsa, sinyale dair daha ayrıntılı bilgi elde edilir. Ancak bu durumda daha fazla analiz süresi gereklidir. Şekil 2.18 filtre bant genişliği ve frekans spektrumu ilişkisini göstermektedir.



Şekil 2.18 : Filtre Bant Genişliği ve Frekans Spektrumu [10]

3. NVH ÖLÇÜMLERİ VE ÖLÇÜM EKİPMANLARI

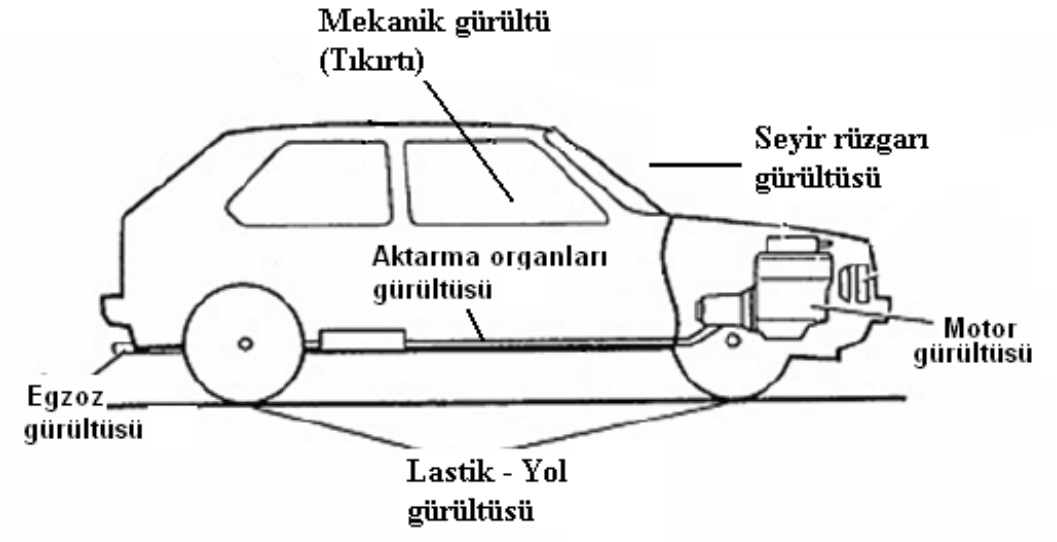
3.1. NVH Tanımı

Ses nesnel bir kavramdır, dolayısıyla ölçülebilir bir başka değişle varlığı kişiye bağlı olarak değişmez. Gürültü ise öznel bir kavramdır. Hoşa gitmeyen, istenmeyen, rahatsız edici seslerin tümü gürültü olarak tanımlanabilir. Tanımdan da anlaşılacağı üzere, bir sesin gürültü olup olmadığı kişilere bağlı olarak değişebilir. Gürültü, hem işitme duyusuna olumsuz etki edebilen, hem de insanlar üzerinde fizyolojik ve psikolojik etkiler bırakabilen bir kavramdır.

NVH, gürültü, titreşim ve sertlik kelimelerinin baş harflerinin kullanılmasıyla oluşan bir kavramdır. Üretici firmalar NVH bölümleri kurarak taşıtlardaki gürültü, titreşim ve sertlik kavramlarının seyahat konforu açısından iyileştirilmesine yönelik çalışmalar yapmaktadır. Gün geçtikçe gelişen otomotiv sektöründe, rekabet edebilmek için bu tip çalışmalar yapmak kaçınılmazdır. NVH araç içi seyahat konforuna direk olarak etki eden ve müşteri memnuniyetini direk olarak etkiyen bir konudur.

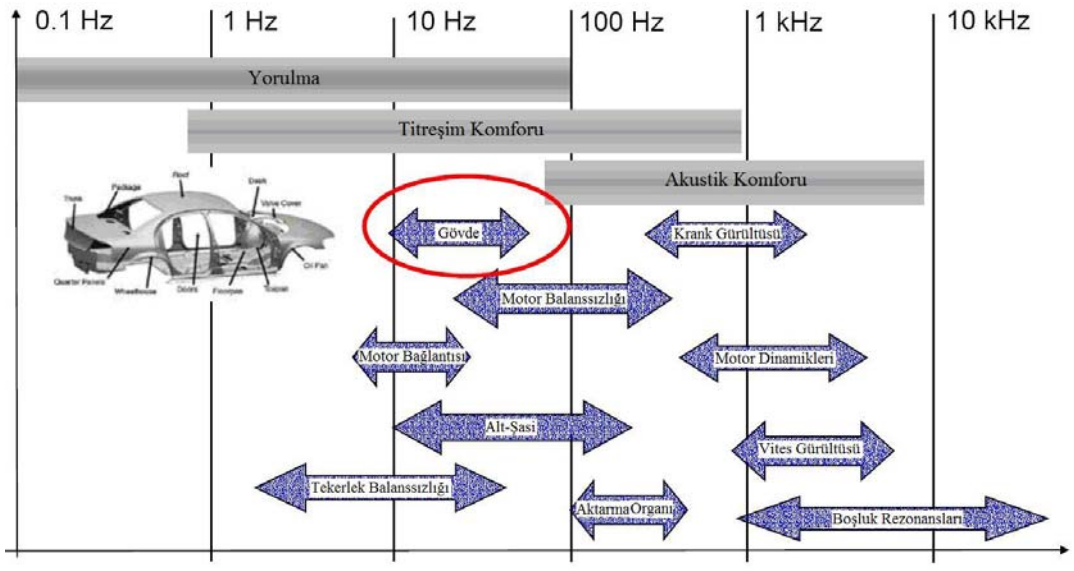
Bir taşıtta yer alan motor ve hareket eden araç çeşitli seslerin ortaya çıkmasına neden olur. Bu sesler yolcular ve sürücü açısından rahatsız edici boyutlara ulaşırsa gürültü olarak nitelendirilebilir. Diğer bir taraftan taşıtın hareket etmesi sonucunda çeşitli kaynaklardan ortaya çıkan bir takım titreşimler meydana gelir. Titreşim de gürültü gibi seyahat konforuna sürücü ve yolcular açısından olumsuz etki yapmaktadır. Sertlik ise lastiğe etkiyen güçlü bir darbe sonucunda meydana gelen tek ve anlık ses olarak nitelendirilir. Bu durumda lastiğe tıpkı büyük bir çekişle vurulmuş hissi oluşur ve oluşan darbe hissi direksiyon ve araç zeminine kadar uzanarak hissedilir.

Taşıtlardaki titreşim ve gürültünün temel kaynaklarından biri motordur fakat buna ek olarak başka kaynaklarda mevcuttur. Bu kaynaklar Şekil 3.1'de taşıtta gürültüye sebep olan kaynaklar şeklinde gösterilmektedir.



Şekil 3.1 : Taşıtta gürültü oluşturan kaynaklar. [9]

Aerodinamik enerji hava yoluyla iletilen bir enerjidir. Direk olarak ses enerjisinin ve yankılanma ses enerjisinin yayılması ile iletilir. Yankılanma ses enerjisi kabin yüzeyinde ses iletim kaybı nedeniyle sönümlenir. Mekanik enerji yapısal enerjidir. Yapısal enerji bağlantılar hortumlar ve askılar vasıtasıyla sönümlenir ve sönümlenemeyen yapısal titreşim enerjisi sürücü kulağı hizasına kadar ulaşır. Araç içerisinde oluşan titreşim ve gürültü frekanslarının aralıkları Şekil 3.2'de gösterilmektedir.



Şekil 3.2 : Araç içerisinde oluşan gürültülerin frekans aralıkları. [4]

3.2. Gürültü ve Titreşim Ölçümleri

Gürültü ölçümleri; gürültü kaynağının tayin edilmesi, kritik bir noktada (sürücü kulağı gibi) seviyenin tespit edilmesi, gürültünün frekans dağılımının çıkartılması şeklinde sıralanabilir. Yaygın olan sürücü kulağında meydana gelen gürültü düzeyinin saptanması şeklindedir. Otomotiv haricinde ki ölçümlerde de çevre gürültüsünün hangi mertebede olduğunun tespiti ve standartlara uygunluğunun anlaşılması için benzer ölçümlerin yapılması gereklidir.

Taşıt çalışmalarında yarı-yansımasız veya tam- yansımasız odalar olarak tanımlanan odalarda testler gerçekleştirilebilmektedir. NVH ölçümlerinde genellikle, yarı-yansımasız odalarda dinamometre üzerinde yol şartları sağlanabilmekte ve bu tip odalarda yapılan ölçümler yeterli olmaktadır. Bu odaların nem, sıcaklık ve rüzgâr gibi parametrelerin kontrol edilebiliyor olması test tekrarlanabilirliği açısından avantaj sağlamaktadır. Bu ölçümler yapılırken mikrofonlar, ivmeölçerler, darbe çekici, ses düzeyi ölçerler, ses şiddeti probu ve bilgisayar tabanlı bir analiz sistemi gibi cihazlara ihtiyaç duyulur. Bu cihazlar kullanılarak genel toplam ses seviyesi tespiti, ses gücü düzeyi, ses şiddeti, ses kalitesi ölçümü, araç geçiş gürültüsü, mertebe analizi, genel titreşim ve yapısal/modal ölçümler gibi çok çeşitli ölçümler yapılabilmektedir.

Gürültü kontrolünde kullanılan yöntemler çoğu kez frekansa bağlıdır. Bu sebeple NVH çalışmalarında gürültünün frekans dağılımını bilmek önemlidir. Bunun için frekans analizleri yapılır. Frekans analizi, ses basıncı değişiminin filtrelenmesi ve frekans bantlarındaki harmoniklerine ayrılmasıyla yapılır.

3.2.1. Ses gücü düzeyi ölçümleri

Test odaları, ses kaynağının ses yayma özelliklerinin bulunmasına veya kaynağın ses gücü düzeyinin tespit edilmesine olanak sağlarlar. Ses düzeyinin ölçümü için geliştirilmiş ses düzeyi ölçerler kullanarak, istenilen bir noktadaki ses düzeyi doğrudan ölçülebilir. Bu cihazlar ses düzeyini 1 dB ile 0.5 dB hassasiyetle ölçebilirler. Bu sebeple cihazların ölçüme başlamadan kalibre edilmesinde yarar vardır. Güvenilir ve hassa ölçümler yapabilmek için ölçümün yapıldığı hacmin sıcaklık, basınç gibi değerlerini bilinmesi gerekmektedir. Ayrıca ölçüm yapılacak oda da yer alan yansıtıcı ve yutucu yüzeylerin belirlenmesi oldukça önemlidir. Gürültü düzeyi ölçülecek kaynağın çalıştırılmadan önce bulunduğu hacimde söz

konusu olan arka plan gürültüsü ölçülmelidir. Eğer arka plan gürültüsü ile kaynak arasında 10 dB veya daha fazla fark söz konusu ise ölçüm hassasiyeti 0.5 dB mertebesindedir. Arka plan gürültüsünün 10 dB' den az olduğu ölçümlerde ise arka plan gürültüsünün çıkartılması gerekmektedir. Ses gücü düzeyi belirlenirken ses basıncı tabanlı ve ses şiddeti tabanlı ölçüm yöntemleri kullanılabilir. Ses basıncı yöntemi kullanılarak ses gücü düzeyi belirlenebilir. Bu ölçüm için kaynak etrafında yer alan hayali yüzeyler üzerinde çeşitli noktalardan mikrofonlar ile ölçüm yapılması gerekir. Burada seçilen yüzey biçimi genellikle yarım küre veya dikdörtgenler prizması eklinde olmaktadır. Bu yöntem ile ölçümler çok kısa sürede tamamlanabilmektedir fakat ölçümün gerçekleştirildiği hacmin akustik özelliklerinin çok iyi olması gerekmektedir. [2]

3.2.2. Ses şiddeti ölçümleri

Ses şiddeti vektörel bir büyüklüktür ve birim alandan geçmekte olan ses enerjisi olarak tanımlanır. Ses şiddeti ölçümlerinde ses şiddeti ölçüm probu kullanılır. Bu prob aralarında belirli mesafe bulunan yüz yüze dönük iki faz uyumlu mikrofondan meydana gelmektedir. Bu iki mikrofonun konumları sayesinden, yer aldıkları düzlemdeki ses şiddeti değeri tespit edilebilir. Kaynak etrafındaki herhangi bir noktanın ses şiddeti değerinin yön belirtiyor olması o noktada yer alacak baskın elemanın tespiti açısından önemlidir. Bu yöntemde prob ile tarama yapıldığından biraz zaman alan bir yöntemdir fakat ölçümün yapıldığı mekanın akustik özelliklerinin çok iyi olması gerekliliği yoktur. Bu yöntem ile ses gücü düzeyi belirlenebileceği gibi gürültü haritasının çıkarılması da mümkündür. [9,11]

3.2.3. Titreşim ölçümleri

Bir cismin denge haline yakın salınımlar yapıyorsa, o cismin titrediği, titreşim yaptığı söylenir. Kısaca titreşim bir salınım hareketidir. Cisimler genellikle bir tahrik kuvveti etkisi ile titreşirler. Bir taşıtta titreşme sebep olan birçok kaynak olabileceği gibi, motor veya taşıtın hareketi sonucu yoldan gelen etkiler örnek olarak verilebilir. Titreşim ölçümleri çok çeşitli konulara yönelik olarak yapılmaktadır. Bu ölçümlerin gerçekleştirilebilmesi için titreşim ölçüm cihazlarına ve titreşim ölçüm problarına ihtiyaç vardır. Titreşim ölçüm probları, ivmeölçerler, hız probu ve temassız deplasman probu şeklinde farklı tiplerde olabilir.

Geniş frekans ve dinamik aralığa sahip olmaları, ayrıca küçük yapıda olmaları nedeniyle ivmeölçerler en genel amaçlı transdüserlerdir. Hız probları orta frekans bölgelerini içeren izleme sistemlerinde çoğunlukla tercih edilmektedirler. Deplasman probları ise düşük frekanslı deplasman ölçümlerinde kullanılan transdüserlerdir. [12]

3.2.4. Yapısal/Modal analiz

Tüm malzemelerin fiziksel özelliklerinden kaynaklanan bir rezonans frekansı vardır. Bu frekansın ve bu frekanslardaki sönümleme değerlerinin bilinmesi ürün tasarımı açısından önemlidir çünkü malzemeye rezonans frekansında verilecek çok küçük bir tahrik çok daha yüksek titreşimlerin meydana gelmesine sebep olabilir. Modal analiz, malzemelerin doğal frekansını, sönümünü ve mod biçimi değerlerini ortaya çıkarmak için yapılan bir çalışmadır. Malzeme üzerinde belirli noktalar çekiç veya bir sarsıcı vasıtası ile tahrik kuvveti uygulanır ve malzemenin cevabı ölçülerek transfer fonksiyonu elde edilmeye çalışılır. Uygulamalarda uygulanan tahrik kuvvetinin boyutu bir kuvvet transdüseri ile ölçülürken, cevap tek veya üç eksenli ivmeölçer ile ölçülmektedir. [10,13]

3.2.5. Hacim akustiği testleri

Bu testler hacim içine yerleştirilen ses kaynağı ile hacmin çınlanım, ses yutma katsayılarının tespiti, ses iletim kaybının tespiti ve darbesel yalıtımın tespiti edilmesi için yapılan testlerdir. Çınlanım gürültü yaymakta olan bir kaynağın susturulmasından sonra ses basıncı düzeyinin 60 dB düşmesi için geçen süreye denir. Bazı kaynaklarda reverberasyon süresi şeklinde de tanımlanır. Ses yutma katsayısı ise bir yüzeyde yutulan ses enerjisinin o yüzeye gelen toplam ses enerjisine oranı olarak tanımlanmaktadır. Ses yutum katsayısı 0 ile 1 arasında değerler almaktadır. Ses iletim kaybı, ses enerjisinin bir mekandan diğerine geçiş sırasında ortam tarafından yutulduğu durumlar için söz konusu bir kavramdır ve toplam enerjinin, iletilen ses enerjisine oranı olarak tanımlanmaktadır. Darbesel yalıtım ise bir mekandan diğer bir mekana titreşim yoluyla iletilen ses enerjisinin ifadesidir. Konser, tiyatro salonu gibi mekanlarda önem taşıdığı gibi taşıt içinde de hacim akustiği oldukça önemlidir. [14]

3.2.6. Akustik malzeme analiz testleri

Kabin içi akustiğinin geliştirilmesi için malzeme seçimi oldukça önemlidir. Malzeme seçimi sırasından kullanılacak malzemelerin ses yutma ve ses iletim kaybı ölçümlerinin yapılmış olması gereklidir. Çünkü her malzeme yapısal olarak farklı bir özelliğe sahiptir ve kullanılacağı yerde ne tip bir etki göstereceği bu testler sonrasından bilinebilir. Ölçümlerde empedans tüpleri ve iletim kaybı tüpleri kullanılır. Bu ölçümler gürültü kontrol için kullanılan malzemelerin geliştirilmesi aşamasından üreticilere yarar sağladığı gibi kullanıcılara da problemlerinin çözümü için kullanmaları gereken doğru malzeme tayini aşamasında yardımcı olmaktadır.[15]

3.3. Gürültü ve Titreşim Ölçümlerinde Kullanılan Ölçüm Ekipmanları

3.3.1. Mikrofonlar

Mikrofonlar temelde ses dalgalarını titreşimlere çeviren elektro- akustik cihazlardır. Mikrofonlarda ses dalgalarına tepki göstererek elektrik sinyaline çeviren diyafram denilen elemanlar vardır. Bu diyaframlar farklı şekil ve yapıda olabilirler. Ses dalgaları diyaframa çarparak, diyafram üzerinde içe veya dışa doğru titreşimler meydana getirir. Bu titreşimler de mikrofonun çıkış uçlarında bir elektrik sinyali meydana getirir. Burada sesin ölçülebilir olmasını sağlayan çıkış uçlarında meydana gerilimin hareket eden parçaların hızı veya titreşimlerinin genliği ile orantılı olmasıdır. Şekil 3.3'de Brüel&Kjær marka bir mikrofonun iç ve dış yapısı gösterilmektedir. [16]



Şekil 3.3 : Mikrofonların iç ve dış yapısı [16].

Ses ölçümlerinde kullanılan mikrofonlar; serbest alan mikrofonları, dağınık alan mikrofonları ve basınç tipi mikrofonlar olmak üzere üç grupta toplanabilir. Değişik

çaplarda ve değişik frekans aralıklarında ölçüm yapan mikrofonlar yapılacak ölçümün çeşidine göre seçilmelidir.

Sesin yalnızca tek bir yönden geldiği tüm uygulamalarda serbest alan mikrofonları kullanılabilmektedir. Bu mikrofonlar genellikle açık hava ölçümlerin de veya yansımaların çok az olduğu yansımasız odalarda yapılan ölçümlerde kullanılırlar. Tüm açılardan gelen seslere eşit tepki veren mikrofonlar ise Dağınık alan mikrofonlarıdır. Yansıtıcı yüzeyleri çok olan veya birçok gürültü kaynağının bulunduğu mekanlarda bu tip mikrofonlara ihtiyaç vardır. Basınç tipi mikrofonlar ise, çok yüksek ses seviyelerinin veya hava akış gürültüsünün ölçülmesinde kullanılmaktadır.

3.3.2. İvme-ölçerler

Deplasman ölçümlerinde, şok ve titreşim ölçümlerinde kullanılan aletlere ivme ölçer denilir. Farklı tipleri mevcuttur. En yaygın olarak kullanılan tipleri, piezoelektrik ve kapasitif ivme-ölçerlerdir.

Piezoelektrik ivme-ölçerler çok düşük frekanslı sismik uygulamalardan, çok yüksek frekansta doğrusal çalışma aralığı gerektiren çarpma testlerine kadar birçok uygulamada kullanılmaktadır. İçerisinde kuartz ya da seramik kristaller bulunduran piezoelektrik ivme-ölçerler, bir kuvvet etkisi altında kaldığında picocoulomb seviyesinde elektrik yükü üretirler. Bu elektrik yükünün kristal üzerindeki değişimi yer çekimi ivmesinin değişimi ile doğru orantılıdır. İvme-ölçerlerin maruz kaldığı atalet kuvveti piezoelektrik kristale etkir ve ivme ile doğru orantılı bir elektrik sinyali çıkışı verir. Bu sinyal taşınabilir voltaj sinyaline çevirilerek yerçekimi ivmesi (g) veya mm/s cinsinden ivme değeri elde edilir. [17]

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

Yoğunlukla otomotiv ve havacılık sektöründeki modal analizlerde kullanılan üç eksenli ve tek eksenli ivme-ölçerler Şekil 3.4 ve Şekil 3.5 ile gösterilmektedir.



Şekil 3.4 : 3 Eksenli B&K ivme-ölçerler [17].

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



Şekil 3.5 : Tek eksenli B&K ivme-ölçer [17].

3.3.3. Darbe çekici

Malzemelerin Modal analizlerinde darbe çekici kullanılır. Araç şasisi, motor bloğu ve çeşitli orta ve küçük ebatlı parçalar için kullanımı mümkündür. Darbe çekici ile uyarılan yüzeylerin tepki kuvvetleri ivme-ölçerler yardımıyla hesaplanabilmektedir. Test edilen yüzeylerin ve yapıların frekans tepki fonksiyonları, çok kanallı FFT analizi yapabilen ölçüm sistemleri kullanılarak yapılabilir. Bu yöntem ile test edilen malzemelerin doğal frekansları tespit edilir.[13]

Darbe çekici, darbenin süresi, genliği ve bant genişliğine göre değiştirilebilen alüminyum, plastik ve kauçuk olmak üzere üç adet darbe ucuna sahiptir. Şekil 3.6'da darbe çekici gösterilmektedir.



Şekil 3.6 : B&K darbe çekici [18].

3.3.4. Hacimsel hız kaynağı

Otomotiv Endüstrisinde taşıt gürültü ölçümü uygulamalarında Hacimsel Hız Kaynakları kullanılarak 50 Hz - 6.3 kHz frekans aralığında gürültü elde edilir. Akustik titreştirici olarak kullanılan Hacimsel Hız Kaynakları Gürültü Transfer Fonksiyonları ölçümlerinde kullanılır. Hacimsel Hız Kaynakları, yüksek güçlü bir hoparlör kullanarak konik şekilli içerisinde 2 adet faz uyumlu mikrofon bulunan dairesel bir ağızdan tüm yönlere gürültü yayma prensibine göre çalışır. Şekil 3.7'de gürültü transfer fonksiyonun çıkartılması uygulamalarında kullanılan hacimsel hız kaynağı çeşitli açılardan gösterilmektedir. [14,20]

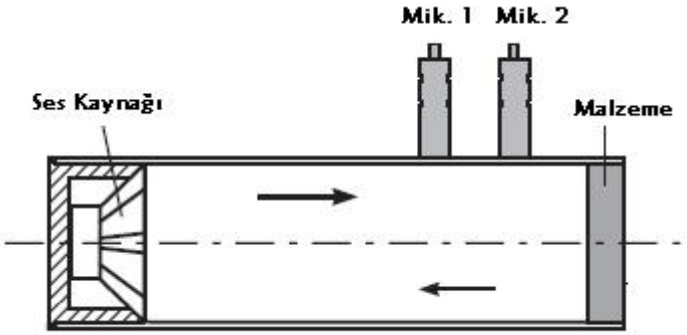


Şekil 3.7 : B&K marka Hacimsel hız kaynağının farklı açılardan görünüşleri. [20]

3.3.5. Empedans tüpleri ve ses iletim kaybı tüpleri

Günümüzde gürültü kontrolü konusu yoğun olarak çalışmaların yapıldığı ve sürekli gelişmelere açık bir konudur. Gürültü Kontrolü konusunda yapılan çalışmalarda sönümleyici malzemelerin etkin kullanımı büyük önem taşımaktadır. Çeşitli karakteristiklere sahip birçok sönümleyici eleman günümüzde aktif olarak kullanılmaktadır. Empedans tüpleri malzemelerin akustik geçirgenliklerini yani ses iletim kayıplarını belirleyerek en etkin malzemelerin seçiminde etkin bir rol oynamaktadır. [19]

Empedans tüpünün bir ucundan ses kaynağı diğer ucunda ise ölçüm yapılacak malzeme bulunur. Ses kaynağından rastgele ses dalgaları tüp içerisinde ilerleyerek malzemeye çarpar ve yansır. Bu malzemeye çarpan ve yansıyan ses dalgalarının basınçları Empedans tüpünün üzerinde bulunan mikrofonlar ile ölçülür ve böylece malzemelerin ses iletim kayıpları elde edilmiş olur. Şekil 3.8'de empedans tüplerinin iç yapısı, Şekil 3.9'da da örnek bir empedans tüpü görülmektedir.



Şekil 3.8 : Empedans tüpü iç yapısı. [19]



Şekil 3.9 : Empedans tüpü. [19]

3.3.6. Bruel&Kjaer PULSE analizörü

PULSE, B&K firmasının bilgisayar tabanlı analiz sisteminin genel adı olup, bilgisayar, uygulama yazılımı, analizör ve transdüserlerden (mikrofon, ivmeölçer, çekiç, takometre vs.) meydana gelmektedir. PULSE sistemi akustik ve titreşim alanında Genel Akustik Ölçümleri, Ses Gücü Düzeyi Belirleme, Ses Şiddeti ve Gürültü Kaynağı Belirleme, Araç Geçiş Gürültüsü, Ses Kalitesi, Genel Titreşim Ölçümleri, Yapısal ve Modal Analiz, Mertebe (Order) Analizi gibi uygulamalara cevap verir niteliktedir. Bu sebeple PULSE sistemi örnek çalışmalarda kullanılmıştır.

Ar-Ge kapsamında, akustik ve titreşim ölçümlerinde genellikle FFT ve CPB analizörleri yaygın olarak kullanılmaktadır. B&K PULSE analiz sistemi gibi çok kanallı bir sistem kullanılarak FFT ve CPB analizleri kolaylıkla yapılabilmektedir. CPB analizörü, 1/1, 1/3, 1/12 ve 1/24 oktav bantlık gerçek zamanlı dijital filtreleme yapılmasını sağlamaktadır. Bu 1/n oktav analizler, genellikle FFT analiziyle gürültü incelemelerinde tercih edilmektedir. Ses gücü düzeyi ve ses şiddeti ölçümlerinde ise gerçek zamanlı CPB analizörü kullanılmaktadır. [21]

PULSE sisteminin en önemli avantajlarından biri ise çok sayıda analizör tanımlama imkanıdır. Paralel Analiz imkanı ile aynı transdüserden gelen sinyal paralel olarak farklı analiz yöntemleri ile işlenerek ölçümün tekrar yapılmasına gerek kalmaksızın

istenen tüm verilen tek seferde elde edilmesi mümkündür. PULSE sistemi Windows NT platformunu kullanmakta olduğu için kullanıcı dostu bir sistemdir.

Data kopyalama ve transfer kolaylığı da sağlayan PULSE sisteminde veriler Word, Excel veya benzeri programlara kolaylıkla kopyalanabilmektedir.

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

Belirtilen tüm bu özelliklere sahip 5 kanaldan 101 kanala kadar birçok çeşit PULSE sistemi bulunmaktadır. Yapılacak ölçümlerin büyüklüğüne ve kapsamına göre ideal bir sistem seçilebilmektedir. [21]

4. TAŞIT ÜZERİNDE YAPILAN TESTLER

4.1. Mevcut Durum Tespiti

Mevcut durum tespiti, taşıt içinde meydana gelen gürültü ve titreşimin sürücü ve yolcularda yol açacağı rahatsızlıkların tespit edilmesi ve giderilmesi aşamasında izlenecek yolun planlanması açısından oldukça önemlidir. Seyir sırasında meydana gelen gürültünün sürücü ve yolcuların konforunu hangi boyutta etkilediği ancak bu yolla tespit edilebilir. Başka bir deyişle mevcut gürültünün rahatsız edici düzeyde olup olmadığının incelenmesi ilk yapılması gereken ölçümdür.

5 vites kademeli bir araç içi gürültü ölçümlerinden en çok uygulanan test, 3. ve 5. viteste düşülebilecek en düşüp devir sayısından en yüksek devir sayısına kadar gaz pedalına sabit bir hızda basılarak tüm devirlerde ölçüm yapılmasını sağlayan testtir. Literatürde bu test "run-up" testi olarak isimlendirilir. 3. vites testinde motor devir sayısına göre nispeten düşük hızlarda seyir gerçekleştiğinden gürültü özellikle güç kaynağı (motor, egzoz, vs) ağırlıklı ortaya çıkarken, 5. vites ölçümleri yüksek seyir hızından dolayı lastik-yol gürültüsü, rüzgar gürültüsü gibi kaynaklar ön plana çıkmaktadır. Motor tipi ve araç özelliklerine bağlı olarak minimum ve maksimum devir sayıları değişiklik gösterebilir fakat ortalama olarak bir genelleme yapılacak olursa 1000 devir/dakika'dan 4500 devir/dakika aralığı verilebilir.

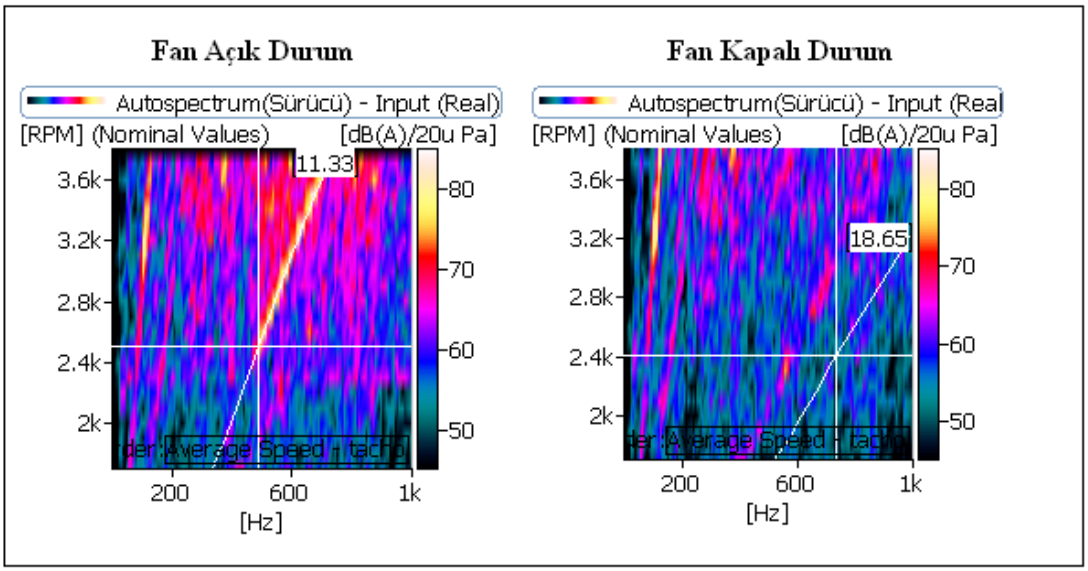
Run-up testlerinde genlikle iki adet mikrofon taşıt içine yerleştirilir. Bu mikrofonlardan birincisi sürücü sağ kulağı hizasında diğeri de yolcu kulağı hizasında konumlandırılır. Test sırasında mikrofon sayısını arttırmak mümkündür fakat veri sayısının artması ölçüm sonuçlarının değerlendirmesi aşamasını oldukça zorlaştırır.

Burada yer verilecek örnek çalışmada ölçümler başlangıç ve bitiş noktaları açısından farklılık gösterse de genellikle 800–4000 devir/dakika devirleri arasında gerçekleştirilmiştir.

4.1.1. Üçüncü vites sürücü kulağı run-up ölçümleri

3. viteste sürücü kulağı ve yolcu kulağı için gerçekleştiren testlerde taşıt devir sayısı 1000 devir ile 3600 devir/dakika arasında farklılık göstermiştir. Daha ilk ölçümlerde

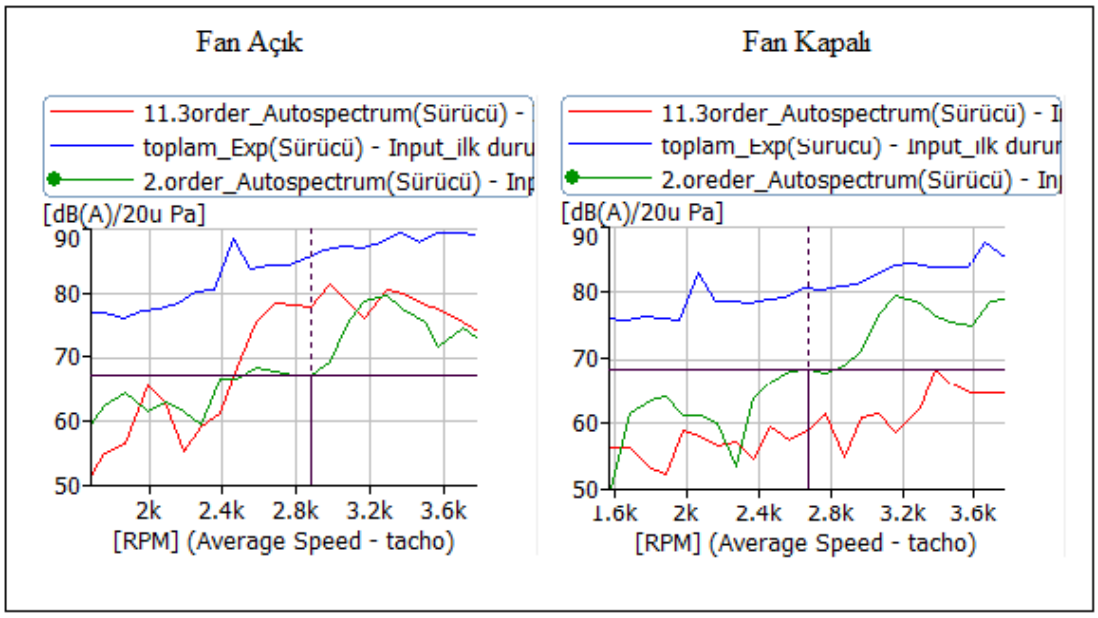
motor soğutma fanının devrede olup olmamasının etkili olduğu tespit edilmiş. Dolayısıyla özel bir tertibat ile fanın devreye girmesi kontrol alına alınmış ve ölçümler radyatör fanının açık ve kapalı olduğu durumlar için tekrar edilmiştir. Şekil 4.1'de 3. viteste, fanın kapalı ve açık olduğu durumların üç eksenli grafiği verilmiştir.



Şekil 4.1 : 3. vites sürücü kulak pozisyonu toplam seviye ölçümleri.

Bu grafiklerde yatay eksen frekansı, dikey eksende devir sayısını vermektedir. Renk skalası ise dB(A) olarak her nokta için ölçülmüş ses seviyesini göstermektedir. Bu tip üç eksenli grafiklerde düşey çizgiler belirli frekansta yapısal bir rezonansın olduğunu gösterirken, yatık çizgiler devire bağlı bir kaynağın varlığını gösterir. Grafiklerde devire bağlı olarak frekansı değişiklik gösteren açık renkli kısımlar bir kaynak tarafından ön plana çıkan gürültülere işaret etmektedir. Şekil 4.1 de, 2. mertebede motor gürültüsü, 11.33 mertebede de fan gürültüsü açıkça görülmektedir.

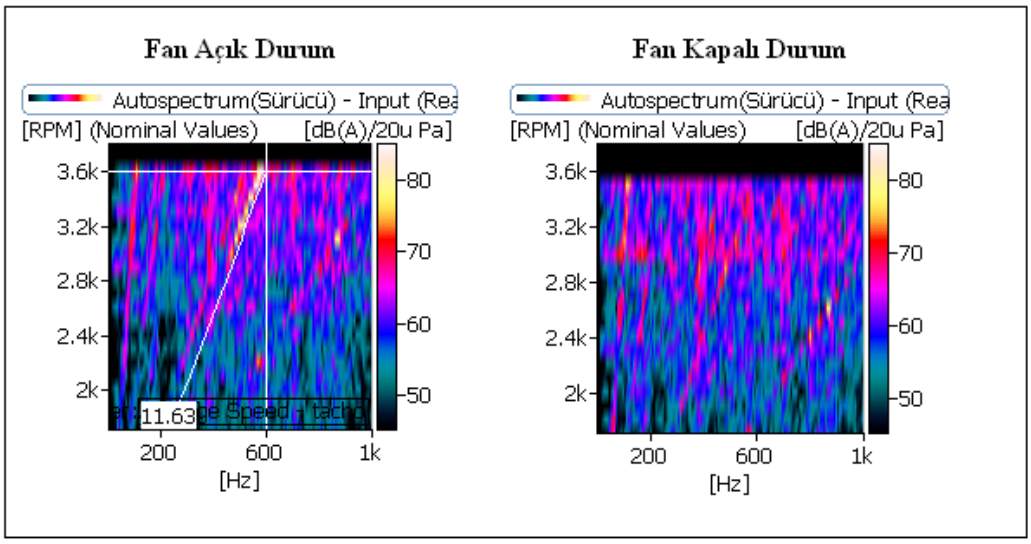
Mertebe analizleri; Şekil 4.2'de fanın açık ve kapalı olduğu durumlar için devir sayısına bağlı olarak sürücü kulak seviyesindeki toplam gürültü düzeyleri ve bu toplam seviyeye motor katkısını gösteren 2. mertebe ve fan katkısını gösteren 11.33 cü mertebe eğrileri olarak gösterilmiştir. Fan devreye girdiğinde 2500-3000 devirle arasında en etkin kaynak olduğu görülmektedir.



Şekil 4.2 : 3. viteste fanın açık ve kapalı olduğu durumlar için mertebe analizleri

4.1.2. Beşinci vites sürücü kulağı run-up ölçümleri

5. vites için gerçekleştirilen testlerde 3. vites ile benzer biçimde fanın açık ve kapalı olduğu durumlar için tekrar edilmiştir. Şekil 4.3'de 5. viteste, fanın kapalı ve açık olduğu durumların üç eksenli grafiği verilmiştir.



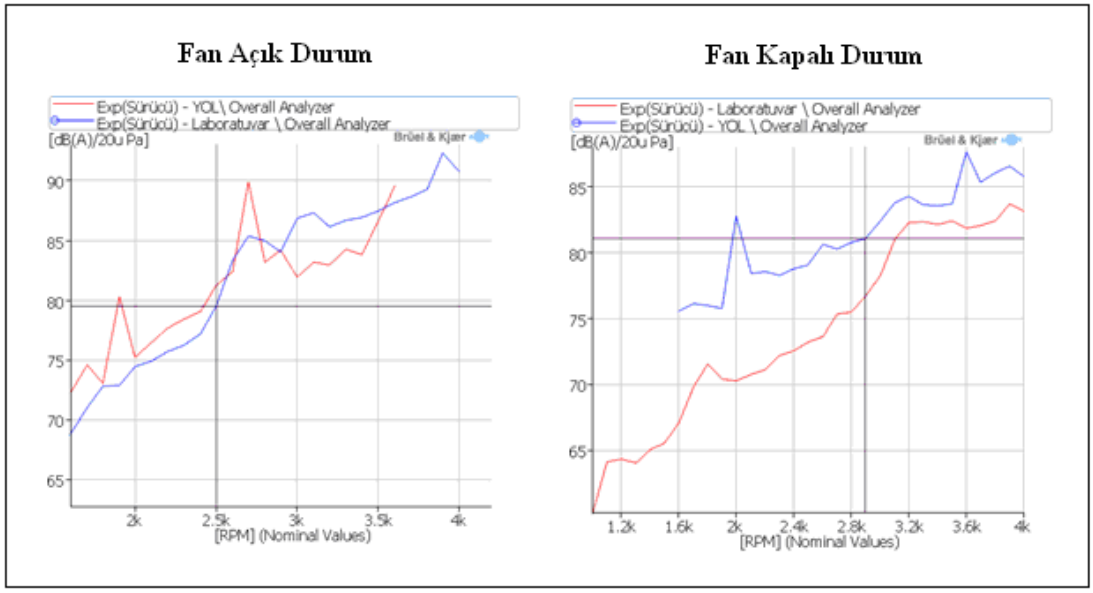
Şekil 4.3 : 5. vites sürücü kulak pozisyonu toplam seviye ölçümleri.

5. vites için gerçekleştirilen ölçümlerde seyir hızına bağlı olarak artan diğer gürültü kaynaklarının katkısı dolayısıyla fanın etkisi azalmıştır, fakat yine de fanın açık ve kapalı olduğu durumlar arasında fark söz konusudur.

4.2. Yol Testleri ile Laboratuvarda Gerçeleştirilen Hızlanma Testlerinin Karşılaştırılması

4.2.1. Üçüncü vites ile boş vites karşılaştırması

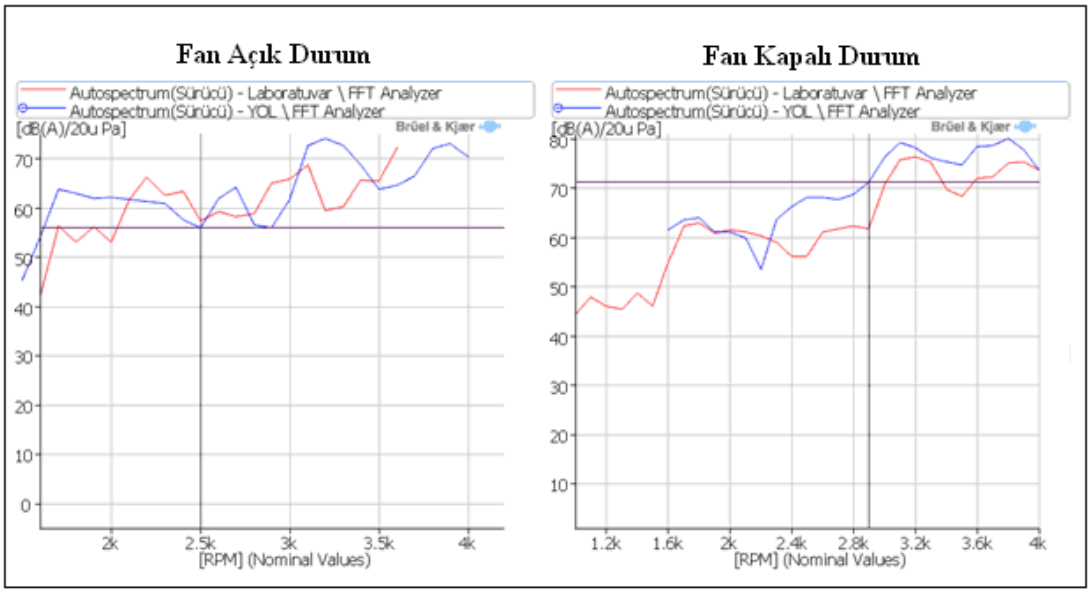
Yol testlerinin dışında, daha detaylı ve tekrarlanabilirliği yüksek ölçümlerin gerçekleştirileceği ölçümler için testlerin laboratuvar ortamındaki yapılması gerekmektedir. Taşıtı yolda, ilgili koşullar altında kullanarak yapılan testlerin laboratuvar ortamında da benzerlik göstermesi önemlidir. Çünkü aksi durumlar için tüm testlerin yol şartlarında gerçekleştirilmesi gerekir ki bu durum araştırmanın fazlasıyla zorlaşmasına sebep olacaktır. Şekil 4.4'de sürücü kulağı için laboratuvarda boşta viteste durağan halde gerçekleştirilen motor hızlanması testi ile yolda üçüncü viteste gerçekleştirilen testler, fanın açık ve kapalı durumları için karşılaştırılmıştır.



Şekil 4.4 : Sürücü kulak pozisyonu toplam gürültü seviyesi, 3.vites&boş vites karşılaştırması

Grafikte yatay eksen taşıtın devir sayısı bilgisini, dikey eksende desibel cinsinden ses seviyesi bilgisi yer almaktadır. Fanın açık olduğu durum için iki eğri de hemen hemen benzer hareket etmiştir. Fanın kapalı olduğu durum için labrotuvarda yapılan ölçümde ses seviyesi daha düşük ölçülmüştür. Fakat incelendiği zaman yol ve laboratuvar ölçümlerinin paralel eğrilere sahip olması testlerin laboratuvar ortamında yapılmasında bir sakınca olmadığının bir kanıtıdır.

Şekil 4.5'de motor gürültüsünün öne çıkarıldığı (2. mertebe analizi) sürücü kulağı yol (3. vites) ve laboratuvar run-up ölçümleri verilmiştir.

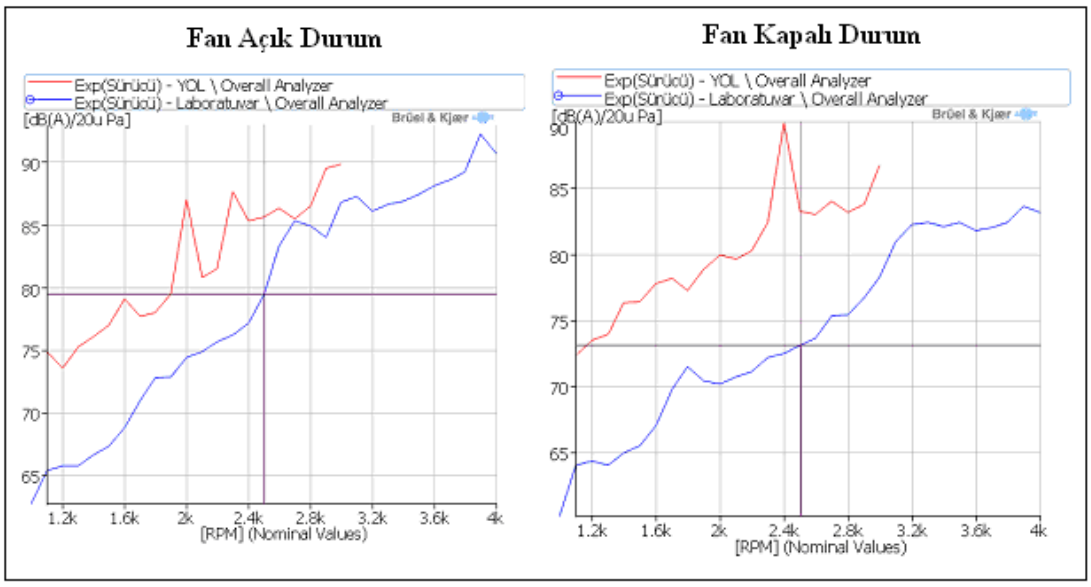


Şekil 4.5 : Sürücü kulak pozisyonunda 2. mertebe ile filtrelenmiş (motor) gürültülerin, 3.vites&boş vites karşılaştırması

2. mertebe ölçümleri (motorun katkısının ön plana çıkarıldığı) halinin sürücü kulağı pozisyonunda yapılan ölçümlerde yol ve laboratuvar testleri arasında fark olmayışı testlerin laboratuvar ortamında gerçekleştirilmesinde en azından motor kaynaklı analizler açısından herhangi bir hatanın oluşmayacağını göstermektedir.

4.2.2. Beşinci vites ile boş vites karşılaştırması

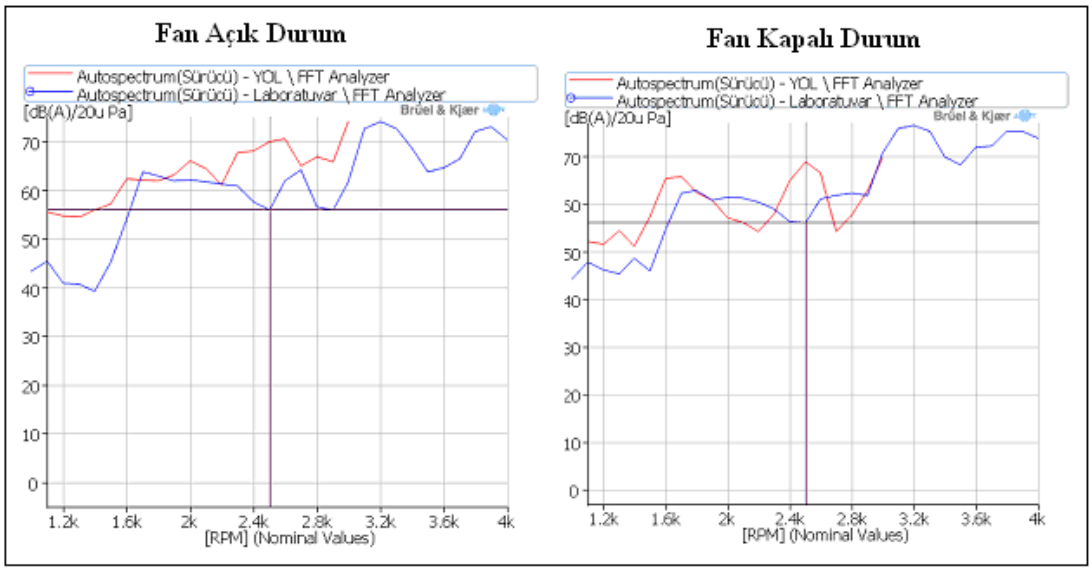
Şekil 4.6'da sürücü kulağı için laboratuvarda vitesin boşta olduğu durumda durağan halde gerçekleştirilen hızlanma testi ile, yolda beşinci viteste gerçekleştirilen testin, fanın açık ve kapalı durumları için karşılaştırılması verilmiştir.



Şekil 4.6 : Sürücü kulak pozisyonu 5.vites&boş vites karşılaştırması

Fanın açık veya kapalı durumları için eğriler paralellik göstermektedir. Fanın açık olduğu durum için iki eğri arasındaki farkın az olmasının sebebi beşinci viteste yol testi sırasında aracın hızından kaynaklanan diğer gürültülerin ön plana çıkıyor olmasıdır. Fanın kapalı olduğu ölçümde fark daha da açılmıştır. Çünkü bu grafikte yer alan eğrilerden latik-yol gürültüsü sonucu hızın ve fanın yarattığı gürültünün etkisiyle en yüksek mertebededir. Bu sebeple boşta gerçekleştirilen ölçüm ile arasındaki fark oldukça fazladır.

Şekil 4.7'de motor gürültüsünün öne çıkarıldığı (2.mertebe analizi) sürücü kulağı, yol (5. vites) ve laboratuvar hızlanma ölçümleri verilmiştir.



Şekil 4.7 : Sürücü kulak pozisyonundan motor gürültüsü filtrelenmiş, 5.vites&boş vites karşılaştırması

Motor gürültüsü olan ikinci mertebe gürültünün, sürücü kulağı pozisyonunda 5. ve boş viteste yapılan ölçümlerinde fark gözlenmemiştir.

Tüm bu karşılaştırmalar göz önüne alınırsa yol ve laboratuar ölçümlerinin karakterleri uyum göstermektedir. İlk ölçümlerde dikkat çekici gürültü kaynaklarının başında motor soğutma fanı gözlenmiştir. Fanın açık olduğu durumlarda sürücü kulağında ortalama 6 dBA artış yarattığı, bazı kritik bölgelerde de bu farkın 10 dBA kadar çıktığı ilk ölçümler sonucunda gözlenmiştir. Boş viteste gerçekleştirilen hızlanma testinde motor hızı 2630 devir/dakikada iken gürültü seviyesi 75 dBA dan fan etkisiyle 85 dBA'ya yükseldiği örnek olarak verilebilir. Fanın 11,5. mertebe civarında etkili olduğu ve 3200 devir/dakika'da 592 Hz gibi bir etkisi olduğu

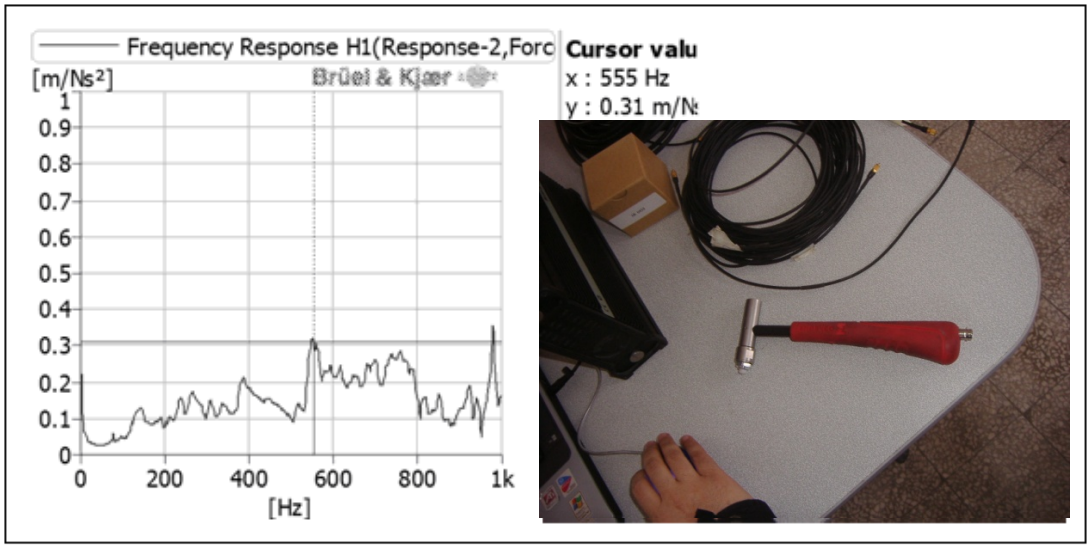
gözlenen diğer bulgulardır. Son olarak 384 Hz de bir doğal frekans olabileceği gözlenmiştir (Şekil 4.1).

4.3. Laboratuvarda Gerçekleştirilen Özel Testler

4.3.1. Çekiç testleri

Bilindiği gibi çekiç testleri ilgili malzemenin doğal frekansını, sönümünü ve mod biçimini ortaya çıkarmak için gerçekleştirilen testlerdir. Malzemelerin doğal frekanslarında bir tahrik ile karşılaşmaları durumunda daha yüksek titreşimlerin meydana gelmesi söz konusudur (rezonans). Bu sebeple gözlenen yüksek titreşimli bölgelerin bir malzeme tarafından tetiklenen bir titreşim olup olmadığı bu yolla belirlenebilir. Eğer yapısal bir tetikleme söz konusu ise ürün tasarımı aşamasına geri dönüş yapılması gerekebilir.

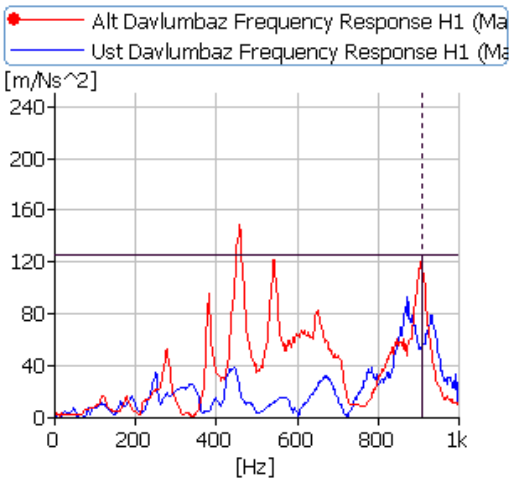
Önceki ölçümlerde 384 Hz civarında bir doğal frekans olabileceğinden bahsetmiştik. Bu sebeple gövde elemanları olan şasinin ön kollarında ve daha birçok bölgede modal ölçümler yapılmıştır. Şekil 4.8'de sol ön şasi kolu modal ölçümlerde kullanılan çekiç yer almaktadır.



Şekil 4.8 : Sol ön şasi kolu modal analizi ve çekici

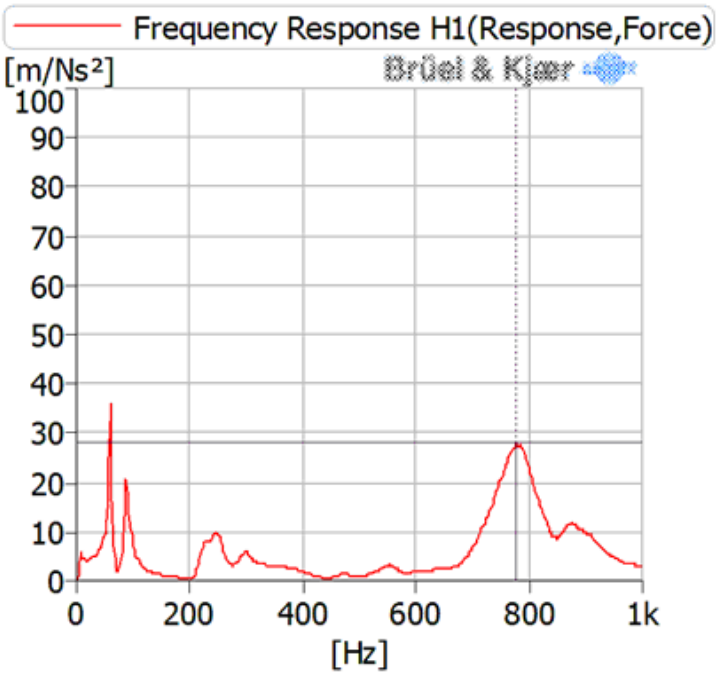
Yapılan ölçüm sonuçlarından örnek olarak verilen Şekil 4.8'de görüldüğü gibi herhangi bir tetikleyici doğal moda rastlanmamıştır. Daha sonra fan çevresinde görev alan davlumbazlar incelenmiştir. Davlumbazlar alt ve üst olmak üzere iki parçadan meydana gelen elemanlardır ve fanın meydana getirdiği hava akışını radyatöre

yönlendirirler. Şekil 4.9'da alt ve üst davlumbaz üzerinde yapılan çekiç testi analizleri yer almaktadır.



Şekil 4.9 : Alt ve üst davlumbaz Modal analizleri

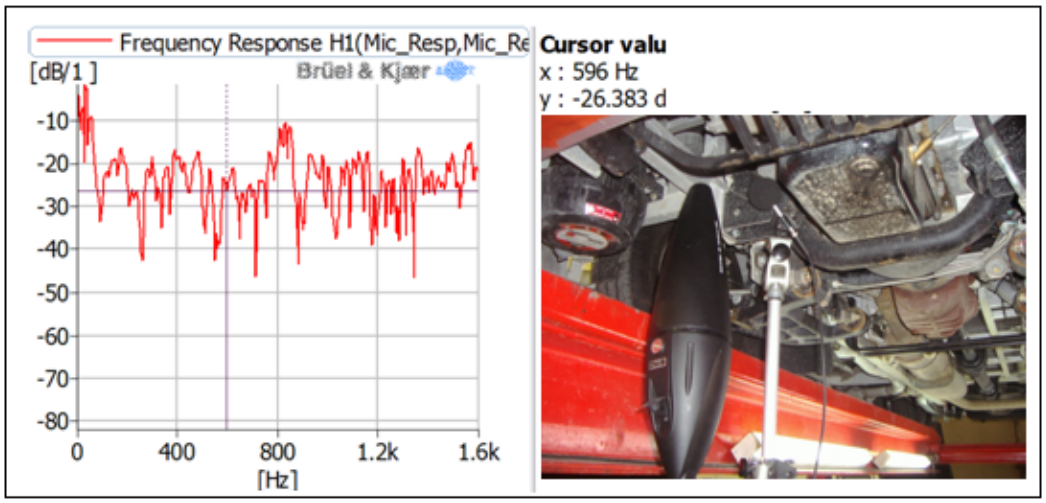
Bu grafikte de büyük etki yaratacak frekanslara rastlamamaktadır. Bazı frekanslarda öne çıkan etkiler söz konusudur fakat bunlar fanın problem teşkil ettiği frekans bölgelerine ait değil ve şiddetleri de oldukça az olmaları sebebiyle dikkate alınmamıştır. Yapılan birçok çekiç ölçümüne ek olarak burada son olarak fanın kendi doğal modalarının incelenmesine yer verilecektir. Fanın kanatları üzerinde yapılan ölçümler Şekil 4.10'da yer almaktadır. Burada da tepe noktalar vardır, ancak frekansları aranan değerlerde olmadığı için ve şiddetleri ufak olduğu için önemsenmemiştir. Çekiç testleri sonucunda kritik bir frekansa rastlanmamıştır. Dolayısıyla fan probleminin fanın ve davlumbazının yapısal özelliklerinden kaynaklanmadığı anlaşılmıştır.



Şekil 4.10 : Fan katı Modal analizi

4.3.2. Ses kaynağı ile ses iletim kaybı ölçümleri

Bu ölçümler kabin içinde tetikleyici bir etkinin varlığının gözlenmesi ve kaynak önü ile sürücü kulağı arasında bariyer etkisinin ne mertebede olduğunu incelemek amacı ile yapılmıştır. Motor alt bölgesine her frekansta ses veren (beyaz gürültü) bir ses kaynağı yerleştirilmiştir. Kaynağın hemen önünden ve sürücü kulağından yapılan ölçümler alınmıştır. Bu ölçümler, aradaki malzemelerin meydana getirdiği bariyer etkisinin yanında herhangi kritik bir frekansa duyarlılık olup olmadığını göstermiştir. Şekil 4. 11'de deney düzeneği ve yapılan ölçüm grafiği yer almaktadır.

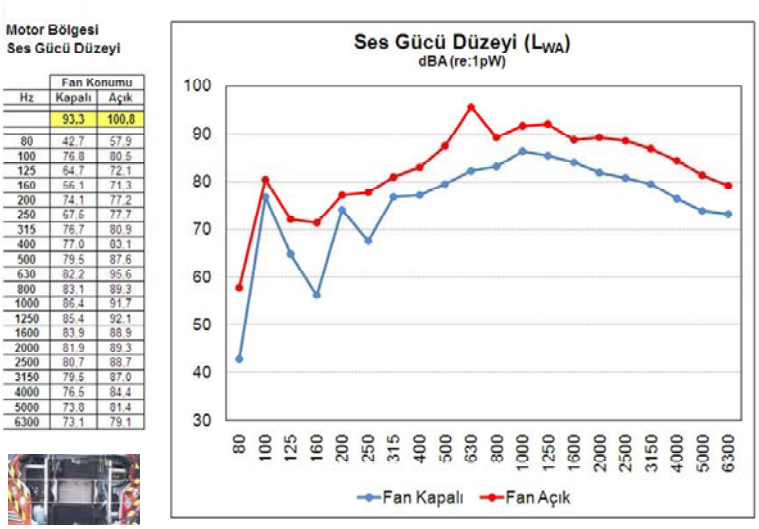


Şekil 4.11 : Deney düzeneği ve iletim kaybı grafiği

Grafikte motor bölgesi ile sürücü kulağı arasında frekanslara bağlı olarak farklılık göstermesine rağmen ortalama 20–40 dB iletim kaybı söz konusudur. 800 Hz civarında bir miktar zayıflık görülmekte olsa da genel olarak bariyer etkisi fena değildir.

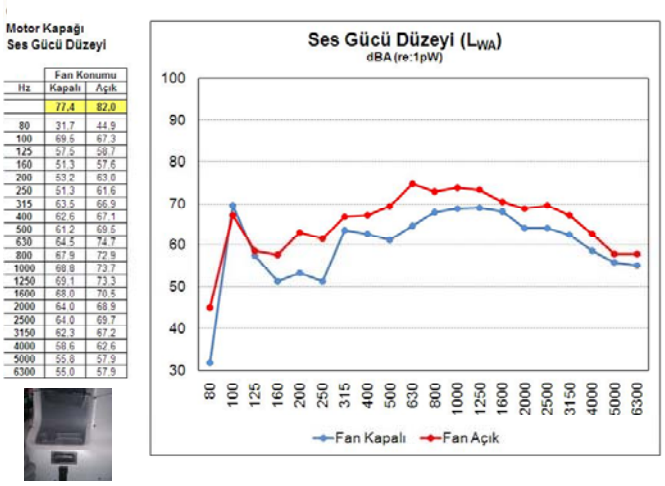
4.3.3. Ses gücü ölçümleri

Ses gücü ölçümleri ile gürültüye sebep olan kaynağın karakteristiğini belirlemek mümkündür. Kaynağın ön plana çıkan gürültülerin hangi frekanslarda meydana geldiği bu ölçüm neticesinde gözlemlenebilmektedir. Taşıtın kaputu açık biçimde dışından, iç kısımda da sürücü ayak bölgesi, ortada yer alan motor kapağı bölgesi ve sağ kısımda yolcu ayak bölgesinden ölçümler gerçekleştirilmiştir. Ölçümler, kritik olduğu düşünülen sabit 3200 devirde gerçekleştirilmiştir. Şekil 4. 12'de taşıt dışından gerçekleştirilen motor bölgesi ölçümü yer almaktadır.

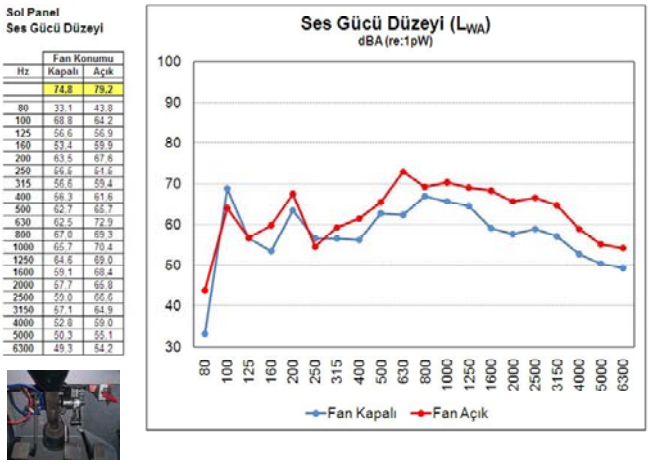


Şekil 4.12 : Taşıt dışından gerçekleştirilen motor bölgesi ses gücü ölçümü

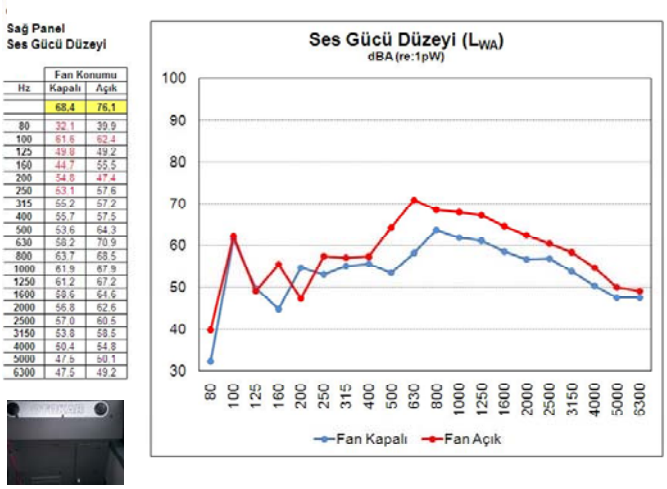
Grafikte yer alan 100 Hz lik tepe noktasının kaynağı motorun kendisidir. Ayrıca 630 Hz de yer alan tepe fan etkisi ile meydana gelmiştir ve 800-1250 Hz arasında ki etki hava emişten kaynaklanmaktadır. Şekil 4.13, Şekil 4.14 ve Şekil 4. 15'de sırasıyla taşıt içi motor kapağı, sürücü ayak bölgesi ve yolcu ayak bölgesi ses gücü ölçüm sonuçları yer almaktadır. Bu ölçümlerde de benzer biçimde aynı frekanslar ön plana çıkmaktadır.



Şekil 4.13 : Taşıt içi motor kapağı bölgesi ses gücü ölçümü



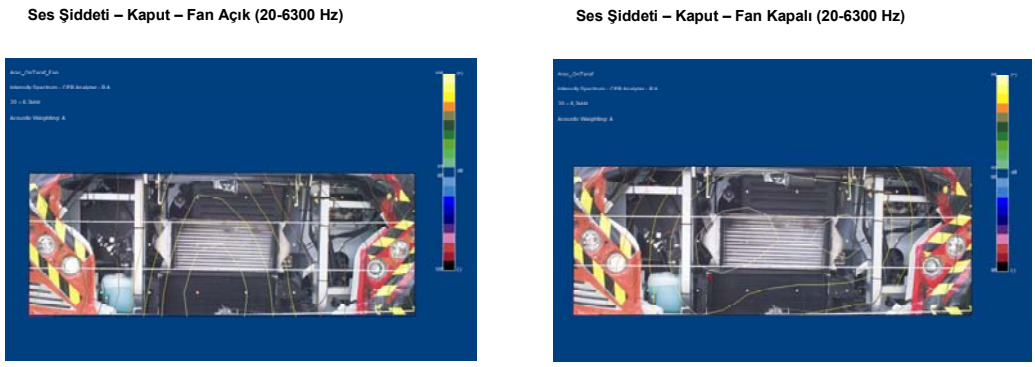
Şekil 4.14 : Taşıt içi sol panel sürücü ayak bölgesi ses gücü ölçümü



Şekil 4.15 : Taşıt içi sağ panel yolcu ayak bölgesi ses gücü ölçümü

4.3.4. Ses şiddeti ölçümleri

Belli bir noktadan birim zamanda geçen akustik enerjinin tespiti için gerçekleştirilen testlerdir. Bilindiği gibi ses şiddeti vektörel bir büyüklüktür ve birim alandan geçmekte olan ses enerjisi olarak tanımlanır. Bu ölçülerde birbirine dönük aralarında belli bir mesafe bulunan iki mikrofonlu bir donanım (prob) kullanılır. Taşıtın kaputu açık biçimde dışından, iç kısımda da sürücü ayak bölgesinden, ortada yer alan motor kapağı bölgesinden ve sağ kısımda yolcu ayak bölgesinden ölçümler gerçekleştirilmiştir ve gürültü haritaları çıkarılmıştır. Ölçümler kritik olduğu düşünülen sabit 3200 devirde gerçekleştirilmiştir. Dışarıda yapılan ölçümler için fanın açık ve kapalı olduğu durum için ayrı ayrı ölçüm alınırken içeride gerçekleştirilenler sadece fanın açık olduğu durumda yapılmıştır. Şekil 4.16'da motor kaputu bölgesinde yapılan fanın açık ve kapalı durumları için ölçümler yer almaktadır. Ölçümler 8 sütun ve 3 satırdan oluşan 24 noktalık sanal bölgelendirilmiş bir yüzeyde gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.16 : Motor kaputu bölgesi fan açık&kapalı durum ölçümleri

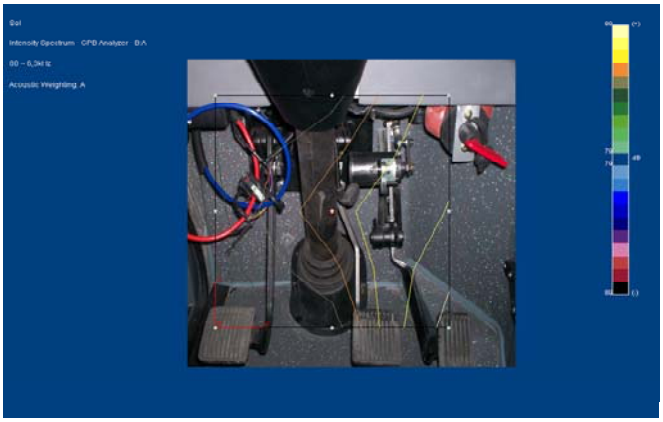
Orta kısım özellikle fanın açık olduğu durum için en şiddetli bölge olarak görülmektedir. Fanın kapalı olduğu durum için sağ kısımda hava emiş ön plana çıkmaktadır. Şekil 4.17, Şekil 4.18 ve Şekil 4.19'da sırasıyla taşıt içinde yer alan motor kapağı bölgesi, sürücü ayak bölgesi ve yolcu ayak bölgesi ölçümlerine yer verilmektedir. Bu ölçümlerde motor kapağının gövde ile birleşim noktalarında sızıntıların olduğu gözlenmektedir. Özellikle sol alt taraf yani sürücünün sağ ayağının sağında kalan kısımda sızıntılar fazladır. Sürücü ayağı kısmında ise gaz pedalı arkasında sızıntı söz konusudur. Bu sızıntının kaynağının kompresör olabileceği düşünülmüştür. Yolcu ayak bölgesi kısmında ise sağ alt kısımda yer alan sigorta kapağı sebebiyle sızıntılar gözlenmiştir.

Ses Şiddeti – Motor Kapağı – Fan Açık (80-6300 Hz)



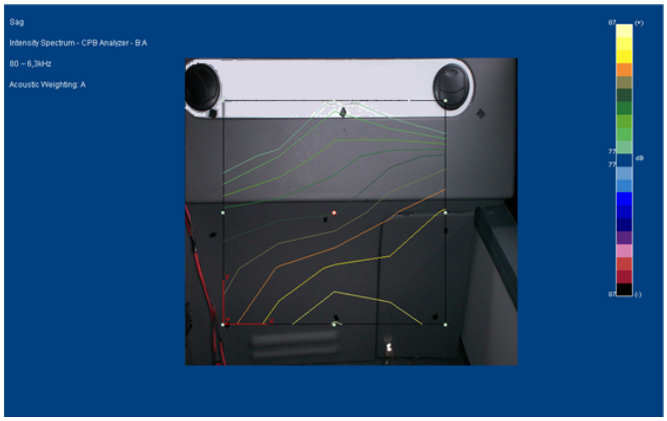
Şekil 4.17 : Motor kapağı ses şiddeti ölçümü

Ses Şiddeti – Sol Panel – Fan Açık (80-6300 Hz)



Şekil 4.18 : Sürücü ayak bölgesi ses şiddeti ölçümü

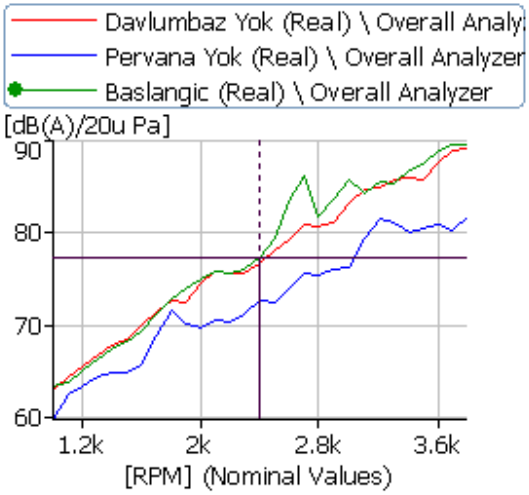
Ses Şiddeti – Sağ Panel – Fan Açık (80-6300 Hz)



Şekil 4.19 : Yolcu ayak bölgesi ses şiddeti ölçümü

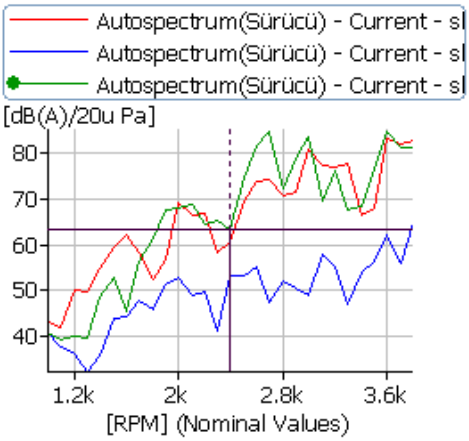
4.3.5. Fan ve çevre elemanlarının özel olarak incelenmesi

Bu başlık altında gerçekleştirilen ölçümler diğer ölçümler neticesinde fan ve çevresinde yer alan elemanların etkisinin hangi mertebede olduğunu gözlemlemek amacı ile yapılmıştır. Aracın kaputu açılmış ve tam karşısına bir metre mesafeden yerleştirilmiş bir mikrofon ile gerçekleştirilen hızlanma ölçümlerinden fanın etkisi incelenmiştir. Şekil 4.20'de ilk durum, pervane ve davlumbazın sırasıyla çıkarıldığı durumların etkisinin toplam ses seviyesine etkisi yer almaktadır



Şekil 4.20 : Pervane ve davlumbazın çıkarılmasının toplam ses seviyesine etkisi

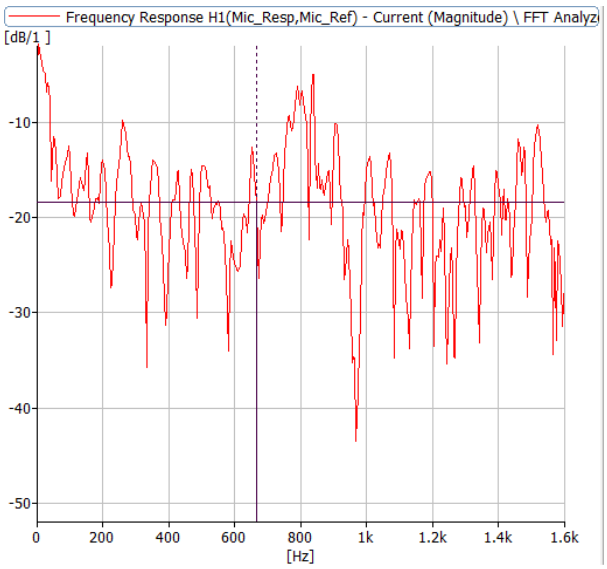
Yapılan bu ölçüm fanın modu olan 11.33 mertebede incelendiğinde etki daha net bir şekilde görülmektedir. Şekil 4.21'de 11.33 mertebede pervane ve davlumbazın etkisi görülmektedir. Her iki ölçüm neticesinde davlumbazın varlığı ile yokluğunun sonuca fazla bir etkisinin olmadığı görülmektedir. Fakat fan pervanesinin sökülmesi seviyenin oldukça değişmesine neden olmaktadır.



Şekil 4.21 : 11.33 mertebe için ilk durum, pervane ve davlumbaz etkisi

4.3.6. Kabin iç rezonans ölçümleri

Kabin içine yerleştirilen bir ses kaynağı ile sürücü kulağında ölçümler gerçekleştirildi. Bu ölçümlerde temel amaç tüm frekanslarda ses veren kaynağın kulak pozisyonunda nasıl algılandığının gözlenmesidir. Kaynağın hemen önüne yerleştirilen ile sürücü kulağına yerleştirilen mikrofonların ölçümleri incelendiğinde kabin hacminden kaynaklanan herhangi bir tetikleyici etkinin varlığı ile ilgili bilgi sahibi olunur. Şekil 4.22'de görüldüğü gibi kabin içinde belirgin iç rezonans bölgeleri mevcut değildir.



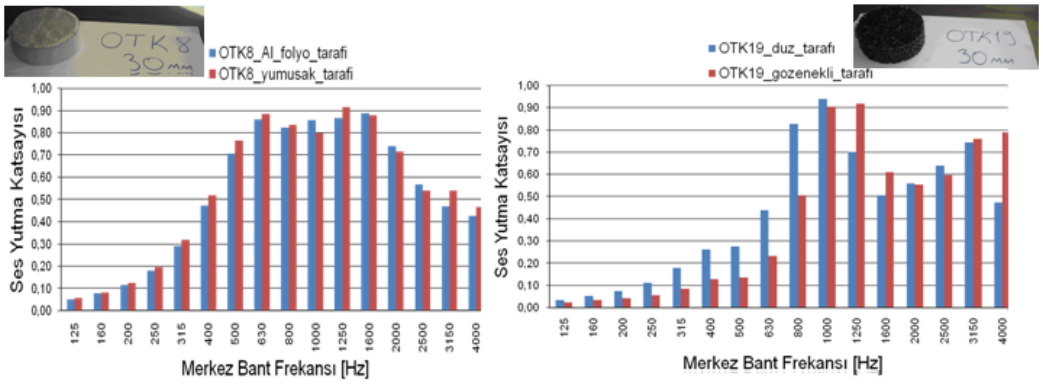
Şekil 4.22 : Şekil Kabin iç rezonans ölçümü

4.3.7. Yutum&Yalıtım malzemelerinin incelenmesi

Tüm yutucu ve yalıtıcı malzemeler belirli frekanslarda yüksek performans sergilerler. Bu sebeple gürültü kaynağının baskın frekanslarının tespitinden sonra bu bölgelerde yüksek verimlilik sağlayacak uygun yutum ve yalıtım malzemelerinin seçimi gereklidir.

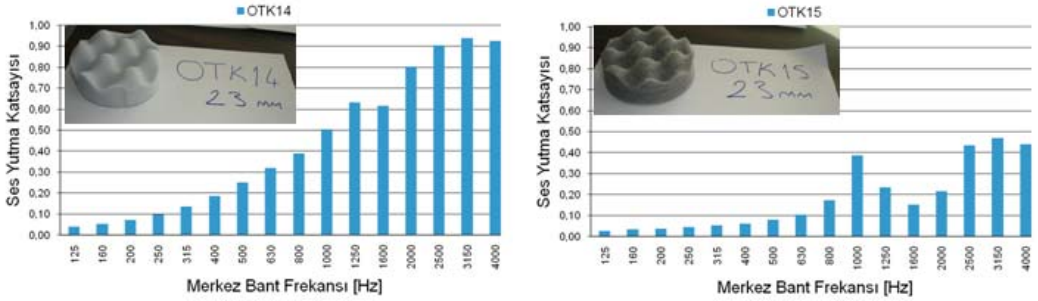
4.3.7.1. Ses yutma katsayılarına göre malzemelerin incelenmesi

Malzemelerin yüksek frekans bölgesindeki karakterleri için küçük çaplı empedans tüpü, düşük frekans bölgesindeki karakterleri içinde büyük çaplı empedans tüpü kullanılmıştır. Ses yutma katsayısı için bir malzeme üzerine gelen enerjinin hangi oranda yutulduğu şeklinde bir tanımlama yapmak mümkündür. İncelen yaklaşık 30 malzemeden örnek olarak Şekil 4.23'de iki farklı malzemenin ses yutum katsayılarına yer verilmiştir.



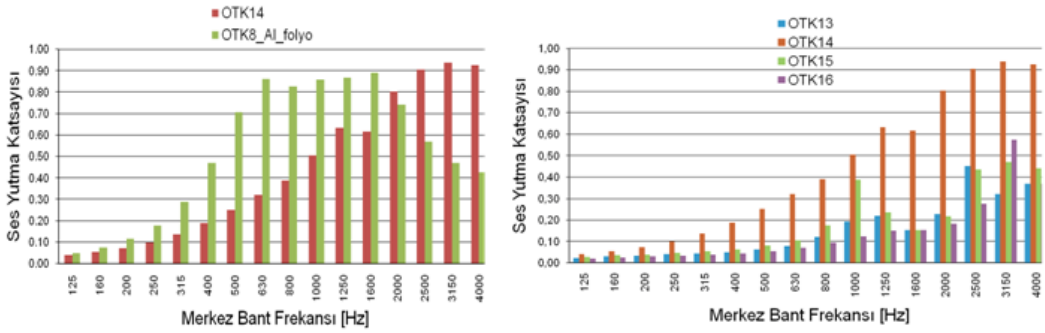
Şekil 4.23 : OTK8 ve 19 malzemelerinin ses yutma katsayıları

Şekilde yer alan OTK 8 malzemesi çift taraflı olarak incelenmiştir ve iki tarafı içinde benzer neticeler alınmıştır. Bu malzeme fanın etkisi olan 630Hz frekansı bölgesinde çok iyi yutuma sahip olduğu için kullanılması en uygun görünen malzemeler arasında birinci sıradadır. OTK 19 malzemesi de çift taraflı incelenmiş gözenekli tarafı düz tarafına oranla daha kötü sonuç vermiştir. Şekil 4.24'de benzer dış görünüşe sahip iki farklı malzemenin yutum özellikleri yer almaktadır.



Şekil 4.24 : Otk14 ve 15 malzemelerinin ses yutma katsayıları

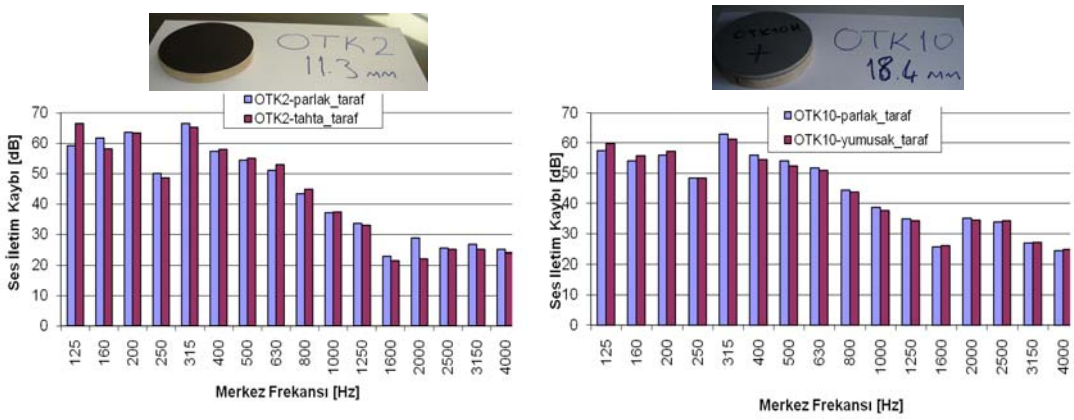
Şekilden de anlaşılacağı gibi benzer görünüşe sahip malzemelerden OTK 14 diğerine göre oldukça üstündür. Bu malzeme yüksek frekans bölgesinde çok başarılı sonuç vermektedir. Dolayısı ile yüksek frekansın etkili └ olduğu bölgelerde kullanılması iyi sonuç verecektir. Şekil 4.25'de genel olarak ölçülen malzemelerin bir arada incelemesine yer verilmiştir.



Şekil 4.25 : Malzemelerinin ses yutma katsayılarının kıyaslanması

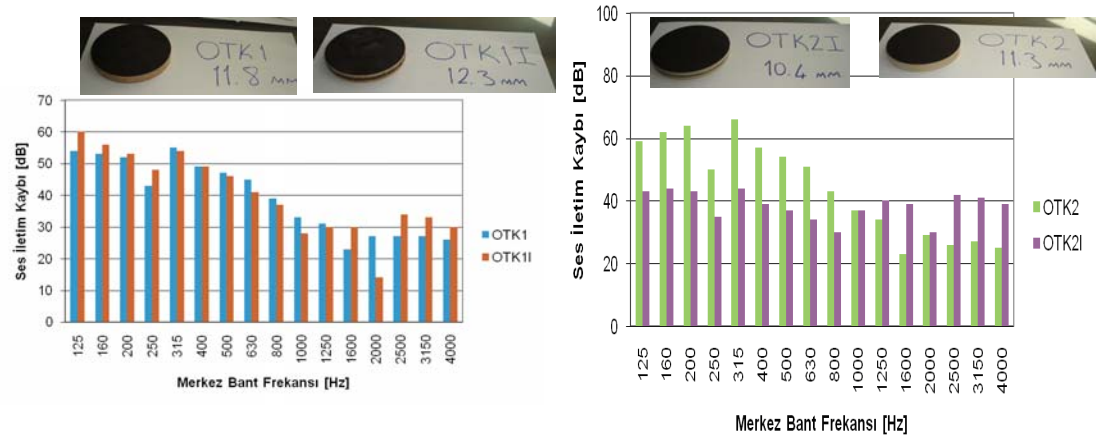
4.3.7.2. Ses iletim kaybına göre malzemeleri incelenmesi

Bu ölçümler ile kullanılması planlanan malzemelerin ses iletim katsayıları gözlenmiştir. Yüksek frekans bölgesi karakteristiği için küçük çaplı ses iletim kaybı tüpü kullanılırken, düşük frekans bölgesi için büyük çaplı tüp kullanılmıştır. Şekil 4.26'da farklı iki malzemenin ses iletim kayıplarına yer verilmiştir.



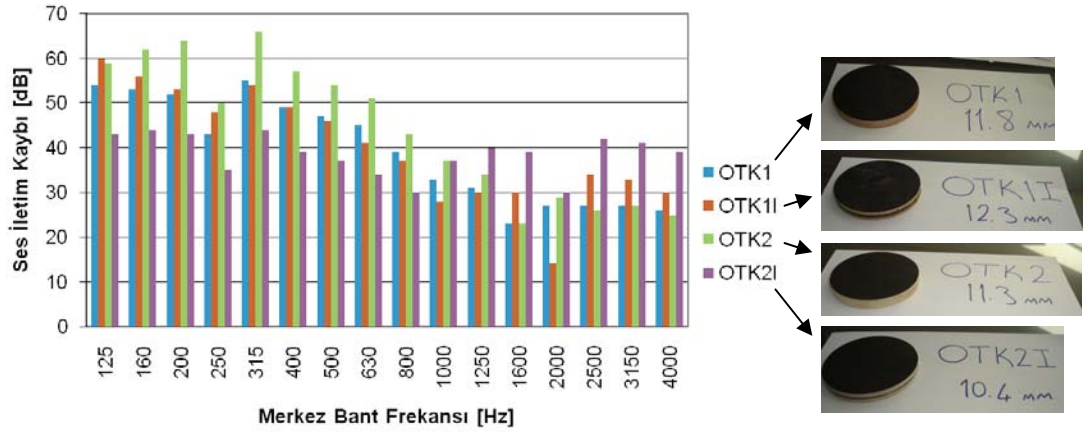
Şekil 4.26 : OTK 2 ve 10 Malzemelerinin ses iletim kayıpları

Şekilde yer alan OTK 2 malzemesi ve OTK 10 malzemesi çift taraflı olarak yakın sonuçlar vermişlerdir. Her iki malzeme ses iletim kaybı açısında benzer özellikler sergilemektedirler. Fakat ağırlığın önemli olması sebebiyle OTK 2 malzemesi hafifliği ile ön plana çıkmaktadır. Şekil 4.27'de dört ayrı malzemenin ses iletim kayıpları incelenmektedir.



Şekil 4.27 : OTK 1,1I, 2 ve 2I malzemelerinin ses iletim kayıpları

Şekil 4.28'de malzemelerin birlikte kıyaslanmasına yer verilmiştir ve görülmüştür ki OTK 2 malzemesi 1000Hz ve üzeri frekanslar dışında diğer tüm malzemelerden daha üstün ses iletim kaybına sahiptir.



Şekil 4.28 : OTK 1,1I, 2 ve 2I malzemelerinin ses iletim kayıplarının kıyaslanması

5. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

İlerleyen teknoloji sonucunda gün geçtikçe otomotiv sektörü daha kaliteli araçlar üretmektedir. Rekabetin gün geçtikçe arttığı günümüz otomotiv pazarında taşıt iç gürültü seviyesi müşteri beğenisi açısından önemli bir yer tutmaktadır. İç gürültü seviyesi sürücü ve yolcular açısından önemli bir konfor parametresi halini almış olmasının yanında dolaylı olarak sürüş güvenliğini de etkileyen bir faktördür.

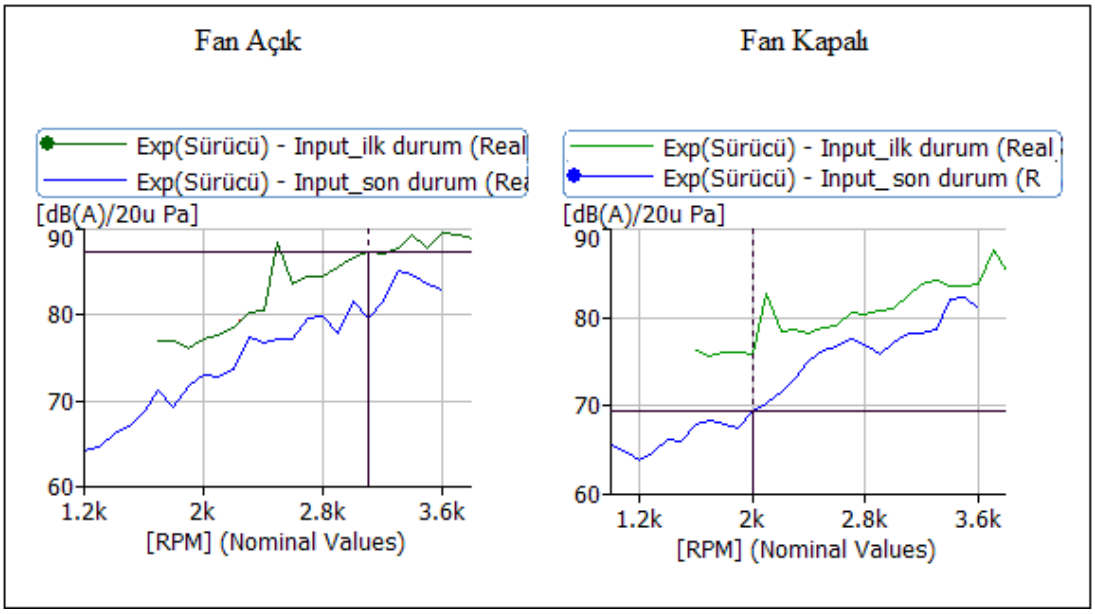
Bu çalışmada taşıt iç gürültüsü ile ilgili olarak günümüz otomotiv firmalarının titreşim ve gürültü departmanlarında kullanılan yöntemlere ve bu yöntemlerin kullanıldığı bir örnek çalışmaya yer verilmiştir.

Örnek çalışmada taşıt iç gürültü seviyesini ve bu seviyenin karakteristiğinin belirlenmesi amacıyla birçok test gerçekleştirilmiştir. Bu testlerde öncelikle üçüncü ve beşinci viteslerde taşıtın ulaşabileceği en düşün devirden maksimum devrine kadar olan yol testleri ile taşıt içerisinde meydana gelen gürültü ölçülmüştür. Sonrasında vitesin boşta olduğu durum için laboratuvarda yapılan hızlanma testleri ile karşılaştırmalar yapılmıştır. Bu karşılaştırmalar, yapılacak testlerin laboratuvar ortamında yapılabileceğini bize göstermiştir. Yapılan ilk hızlanma testleri bize taşıt içerisinde 2800 devirlere ulaşıldığında ses seviyesinin fanın açık olduğu durum için 85 dB mertebesine ulaştığını göstermektedir. Bu seviyenin aşağı çekilmesi amacı ile bir takım özel ölçümler ile önce kaynak araştırılması ardından da kaynağın meydana getirdiği gürültünün karakteristik özeliklerinin çıkarılmasına yönelik ölçümler gerçekleştirilmiştir.

Öncelikle meydana gelen gürültü ile yapısal doğal frekansların bir çakışmasının olup olmadığını belirlemek amacıyla modal çekiç testleri ile taşıt üzerinde bulunan bazı komponentlerin doğal frekansları incelenmiştir. Taşıt gövdesinde, fan davlumbazı parçalarında ve fan kanatları üzerinde gerçekleştirilen testlerde 1 kHz seviyesine kadar herhangi bir kritik frekansa rastlanamamıştır. Daha sonra ses kaynağı ile sürücü kulağı arasındaki bariyerin etkisinin incelenmesine yönelik testler yapılmıştır. Bu testler ile kaynak ile sürücü kulağı arasında kalan bölgede geçirgenliğin fazla olduğu bir frekansın söz konusu olup olmadığı incelenmiştir. Sonrasında

gerçekleştirilen ses gücü ve ses şiddeti ölçümleri ile temel kaynaklar arasında yer alan fan gürültüsünün 630 Hz frekansa sahip olduğu ve gürültünün taşıt iç kısmına ağırlıklı olarak sızdığı bölgelerin tespiti gerçekleştirilmiştir. Daha sonra fan üzerinde özel olarak incelemeler sonucunda fanın direk olarak etkisinin 8 dBA civarında olduğu bir kez daha gözlenmiştir. Son olarak kabin içinde ses kaynağı ile gerçekleştirilen kabin içi akustik kavitesinin incelemesi, taşıt iç kabininde yüzeylerin ya da iç hacmin tetikleyici bir etkisi olmadığını göstermiştir. Sonrasında kaynağın etkisinin yutum ve yalıtım yoluyla önlenebileceği düşülmüş ve birçok malzemelerin yutum ve iletim kaybı katsayıları araştırılmıştır. Bu doğrultuda bu malzemeler arasında bazılarının örnek çalışma için söz konusu olan frekans bölgesinde etkin olarak çalışabileceği gözlenmiştir. Dolayısıyla bu malzemeler ile yapılacak bir iyileştirmenin sürücü kulağı bölgesinde meydana gelen gürültünün azaltılması için olumlu etki yapacağı düşünülmüştür.

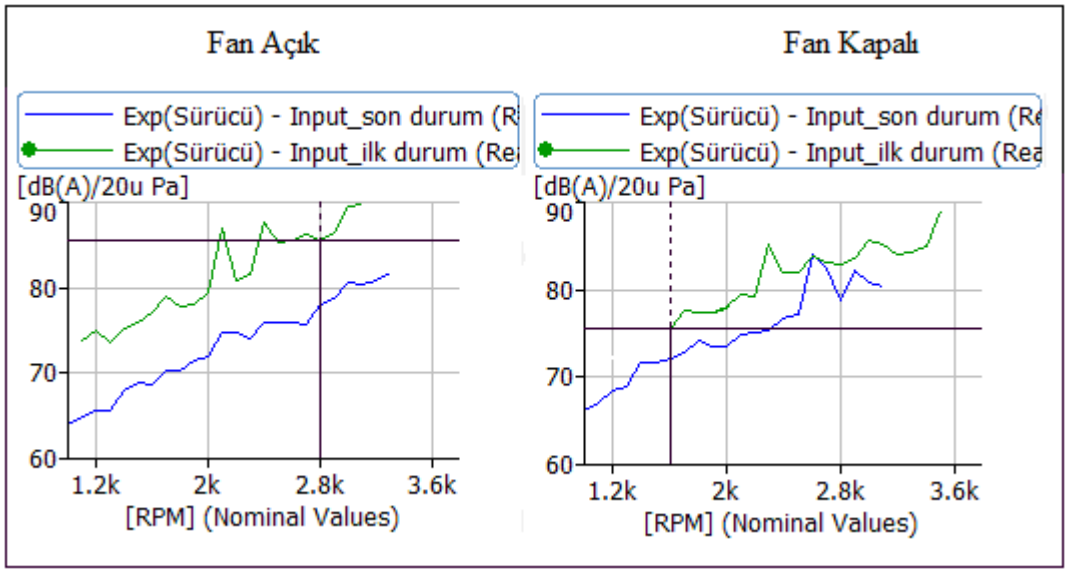
Son olarak etkin sonuç vereceği düşünülen malzemelerin kullanıldığı taşıt üzerinde yapılan ölçümlerde bariz bir iyileşme gözlenmiştir. İlk durum ile ön görülen tedbirlerin gerçekleştirildiği taşıtlarda yapılan ölçümlerin bir arada incelendiğinde 8 dBA civarında iyileştirme sağlandığı görülmektedir. Şekil 5.1 taşıt iç gürültü seviyesinin sürücü kulağı bölgesinde 3. vites run-up testi sırasında fanın açık ve kapalı olduğu durumlar için hangi mertebelerde olduğunu göstermektedir.



Şekil 5.1 : 3. vites sürücü kulağı toplam ses seviyesi ölçümleri

Şekilde de açıkça görülmektedir ki önerilen malzemelerin kullanıldığı taşıt üzerinde yapılan ölçümlerde fanın etkisi oldukça giderilmiştir. Fanın açık olduğu zamanlarda

toplam ses seviyesine yaptığı yaklaşık 10 desibellik katkı kullanılan yalıtım malzemeleri neticesinde ortalama 8 desibel azaltılmıştır. Fanın kapalı olduğu durum için ise 2500 devire kadar olan kısımda yaklaşık 5 desibel civarında bir iyileşme gözlenmiştir. Benzer durumlar Şekil 5.2'de 5. vites için de gözlenmektedir.



Şekil 5.2 : 5. vites sürücü kulağı toplam ses seviyesi ölçümleri

Sonuç olarak ses gücü ölçümleri ile kaynak karakteristiği belirlenmiş, ses şiddeti ölçümleri ile gürültünün sızdığı bölgelerin tespiti yapılmış, bu sızıntı bölgelerinde uygun tedbirler alınmış ve taşıta uygun akustik malzemeler uygulanmıştır. Bu uygulamaların sonrasında, yapılan ölçümler tekrarlanmış ve toplam ses seviyesinde bariz bir iyileşme sağlandığı gözlenmiştir.

KAYNAKLAR

[1] **Matthew Harrison,** 2004. Vehicle Refinment Controling Noise and Vibration in Road Vehicles, Elsevier Butterworth Heinemann

[2] **Doç. Dr. Nevzat** Özgüven, 1986. Endüstriyel Gürültü Kontrolü, TMMOB Yayın No:118, Ankara, Türkiye.

[3] **Brüel & Kjær**, 1982. Noise Control - Principles and Practice, (188-81).

[4] **Girgin Ziya,** 2006. Vehicle Boomin Noise Investigation. İstanbul Teknik Üniversitesi Yüksek Lisans Tez Çalışması.

[5] **Harris and Crede, McGraw-Hill**, 1976. Shock and Vibration Handbook

[6] **French A.P.** Çeviri, Doç. Dr. Nazım Uçar, 2000. Titreşim ve Dalgalar, Akif Yayın Dağıtım San. Tic. Ltd. Şti. Sirkeci/İstanbul.

[7] **Brüel & Kjær,** 1988. Technical Review No.1 - (BV 0033-11)

[8] **Gade. S.,** 1982. "*Sound Intensity (Part 1 Theory)*". Brüel & Kjær Technical Review 3.

[9] **Güney Ahmet.** "Taşıtlarda titreşim ve gürültü" ders notları, *İTÜ Makina Fakültesi Otomotiv Ana Bilim Dalı*, İstanbul

[10] **Fahy, F, and Walker, J**. 1998. Fundamentals of sound and vibration, E&FN Spon, London

[11] **Brüel & Kjær**, 2004. Product Data, *Sound Intensity Information, Sound Intensity Probe Kit — Type 3599*

[12] **Savran Başar**, 2009. İletim Yolu Analizi Metodunun Bir Araç Üzerinde Uygulanması. İstanbul Teknik Üniversitesi Yüksek Lisans Tez çalışması.

[13] **Brüel & Kjær,** 2005. Product Data, *Impact Hammers - Types 8206, 8206-001, 8206-002 and 8206-003*.

[14] **Url-1** **<***http://www.bksv.com/Products/SoundSources/4295OmniSourceLoudspeaker.aspx***>,** 01.11.2009.

[15] **Andrea Zent, John T. Long**, 2007. *Automotive Sound Absorbing Material Survey Results*

[16] **Url-2** *<http://www.bksv.com/Products/TransducersConditioning/AcousticTransducers/Microphones.aspx>*, 01.11.2009.

[17] **Url-3** **<***http://www.bksv.com/Products/TransducersConditioning/VibrationTransducers.aspx***>,** 01.11.2009.

[18] **Url-4** **<***http://www.bksv.com/Products/TransducersConditioning/VibrationTransducers/ImpactHammers/8206.aspx***>,** 01.11.2009.

[19] **Brüel & Kjær,** 2009. Impedance Tube Kit, Transmission Loss Tube Kit Product Data, - *Types 4206, 4206-A and 4206-T.*

[20] **Brüel & Kjær**, 2004. Volume Velocity Source Product Data, -*Type 4295 and 4299*

[21] **Url-5 <***http://www.bksv.com/doc/bu0229.pdf***>,** 01.11.2009.

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad:	**Fatih TAŞ**
Doğum Yeri ve Tarihi:	**İstanbul 1983**
Adres:	**Cihangir Mah. Meclisi Mebusan Yokuşu No:37/8 Beyoğlu/İstanbul**
E-mail	**fatihtasf@gmail.com** **tasf@itu.edu.tr**
Lisans Üniversite:	**İstanbul Teknik Üniversitesi, Fizik Mühendisliği**