

**BİNEK BİR ARACIN GÖVDE PANELLERİNİN YOL
GÜRÜLTÜSÜ PERFORMANSINA OLAN KATKISININ
İNCELENMESİ**

Ahmet AYVAZ



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİNEK BİR ARACIN GÖVDE PANELLERİNİN YOL GÜRÜLTÜSÜ
PERFORMANSINA OLAN KATKISININ İNCELENMESİ**

Ahmet AYVAZ
0000-0003-1678-8261

Dr. Öğr. Üyesi Betül GÜLÇİMEN ÇAKAN
0000-0003-1739-1143
(Danışman)

Prof. Dr. M. İhsan KARAMANGİL
0000-0001-5965-0313
(2.Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ BİLİMİ MEKANİK
ANABİLİM DALI

BURSA – 2019

TEZ ONAYI

Ahmet AYVAZ tarafından hazırlanan “BİNEK BİR ARACIN GÖVDE PANELLERİNİN YOL GÜRÜLTÜSÜ PERFORMANSINA OLAN KATKISININ İNCELENMESİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Mekanik Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Dr. Öğr. Üyesi Betül GÜLÇİMEN ÇAKAN
2.Danışman : Prof. Dr. M. İhsan KARAMANGİL

Başkan :	0000-0001-5965-0313 Prof. Dr. M. İhsan KARAMANGİL Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Taşıt Tahrik ve Güç Sistemleri Anabilim Dalı	İmza
Üye :	0000-0001-9369-3552 Dr. Öğr. Üyesi Erol SOLMAZ Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Taşıt Tasarımı Anabilim Dalı	İmza
Üye :	0000-0003-1739-1143 Dr. Öğr. Üyesi Betül GÜLÇİMEN ÇAKAN Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Mekanik Anabilim Dalı	İmza
Üye :	0000-0003-3070-6365 Doç. Dr. Hakan GÖKDAĞ Bursa Teknik Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi, Makine Teorisi ve Dinamiği Anabilim Dalı	İmza
Üye :	0000-0002-6449-552x Dr. Öğr. Üyesi Erdem UZUNSOY Bursa Teknik Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı	İmza

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN
Enstitü Müdürü

.././.....

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

11/09/2019

Ahmet AYVAZ

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

BİNEK BİR ARACIN GÖVDE PANELLERİNİN YOL GÜRÜLTÜSÜ PERFORMANSINA OLAN KATKISININ İNCELENMESİ

Ahmet AYVAZ

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Bilim Dalı Mekanik Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Betül GÜLÇİMEN ÇAKAN

İkinci Danışman: Prof. Dr. M. İhsan KARAMANGİL

Yol gürültüsü, binek araçlar için müşteri algısını doğrudan etkileyebilecek önemli bir ürün kalitesi kriteridir. Son araştırmalar, modern otomobillerin güç aktarım organlarını geliştirdiğini ve bunun sonucunda yol gürültüsü ve rüzgar gürültüsü gibi diğer NVH fenomenlerinin daha baskın hale geldiğini gösteriyor. Yol yüzeyinden gelen tahrikler, lastik üzerinden süspansiyona oradan da araç gövdesine olan yapısal yollu iletim ve lastiğin yüzeyinden kaynaklanan hava yollu iletim, araç kabinindeki lastik gürültüsü sorununun ana katkı maddeleridir.

Bu tez çalışmasında, panel akustik katkı analizi kullanılarak gövde panellerinin katkısı incelenmiştir. İlk önce, panel akustik katkı analizinin (PACA) teorik arka planı açıklanmıştır. Daha sonra, PACA metodolojisinin binek bir sedan aracın yol gürültüsüne uygulanması için tasarlanmış deney tanımlanmıştır. Daha sonra, en fazla katkı sağlayan panel bölgelerinin belirlenmesiyle ilgili detaylı analizler yapılmıştır. Sonuç olarak, en yüksek katkı sağlayan panellere iyileştirme için yapısal sönümleyici eleman eklenmiş ve iyileştirilmiş yol gürültüsü sonucu, aracın ilk yol gürültüsü seviyesine kıyasla gösterilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Panel akustik katkı analizi, yol gürültüsü, yapısal yollu iletim, hava yollu iletim, transfer yolu analizi

ABSTRACT

MSc Thesis

INVESTIGATION OF PANEL ACOUSTIC CONTRIBUTION ON THE ROAD NOISE PERFORMANCE OF A PASSENGER CAR

Ahmet AYVAZ

Bursa Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Dr. Betül GÜLÇİMEN ÇAKAN

Second Supervisor: Prof. Dr. M. İhsan KARAMANGİL

Road noise is an important product quality criterion for passenger cars which can be directly effective on the customer perception. Recent studies show that modern cars have refined powertrains and as a result other NVH phenomena like road noise and wind noise become more dominant. Excitations from road surface travelling through the tire/suspension to vehicle body (structure-borne path) and air pumping noise caused by tread patterns (air-borne paths) are the main contributor to tire noise issue inside the vehicle cabin.

In this thesis, contribution of body panels are investigated using panel acoustic contribution analysis. Firstly the theoretical background of the PACA was described. Second, the designed experiment for the application of PACA methodology on the road noise of a vehicle is described. Third, the detailed analysis about the determination of the most contributing body panel regions are performed. Finally, the refinement actions are implemented on body panels and the improved road noise result are shown in comparison with the initial road noise level of the vehicle.

Key words: Panel acoustic contribution analysis, road noise, structure born noise, air born noise, transfer path

TEŞEKKÜR

Daniőman hocalarım Dr. Öğr. Üyesi Betül GÜLÇİMEN KAÇAN ve Prof. Dr. M. İhsan KARAMANGİL'e verdiği tavsiyeler, yaptığı eleőtiriler ve tüm yardımları için teşekkürlerimi sunarım.

Laboratuvar ve yol testlerinde bana yardımcı olan iş arkadaşlarım Cem Meriç, Halil Ateş ve Tarık Küçük'e teşekkürlerimi sunarım.

Türk Otomobil Fabrikası A.Ő'ye (TOFAŞ) verdiği destek için teşekkürlerimi sunarım.

Manevi desteklerini esirgemeyen ve hayatım boyunca hep yanımda olan anneme, babama, eşime ve bu tez sürecinde dünyaya gelen oğlum Atlas'a teşekkürlerimi sunarım.

Ahmet AYVAZ
11/09/2019

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	v
ABSTRACT	vi
TEŞEKKÜR	vii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	v
ŞEKİLLER DİZİNİ	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	ix
1. GİRİŞ	1
2. KURAMSAL KAVRAMLAR ve KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	4
2.1. Akustiğin Temelleri	7
2.1.1. Ses ve Özellikleri	7
2.1.2. Ses Alanları	12
2.2. İnsan Kulağının Yapısı ve Sesi Algılaması	18
2.2.1. Dış Kulak	18
2.2.2. Orta Kulak	19
2.2.3. İç Kulak	20
3. MATERYAL ve YÖNTEM	322
3.1. Materyal	22
3.2. Yöntem	25
3.2.1. Gürültü Katkı Analizi	25
3.2.2. Direk Yöntem	26
3.2.3. Devrik Yöntem	29
4. BULGULAR	32
5. SONUÇ	60
KAYNAKLAR	62
ÖZGEÇMİŞ	63

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
λ	: Ses dalga boyu
c	: Sesin kuru havadaki hızı
f	: Sesin frekansı
$P(t)$: Toplam ses basıncı
P_0	: Atmosferik basınç
γ	: Termal sabit
R	: Gaz sabiti
T_a	: Hava sıcaklığı
P_{rms}	: Ölçülen ses basınç dalgalanmasının rms değeri
P_{ref}	: Referans ses seviyesi değeri
W	: Ses gücü
W_{ref}	: Referans ses gücü değeri
I	: Ses şiddeti
I_{ref}	: Referans ses şiddeti değeri
IL	: Ses şiddeti seviyesi
r	: Yarıçap
A	: Ses alanı
K	: Basınç sabiti
$P_{ahcı}$: Hedef noktadaki ses basınç seviyesi
P_i	: i bölgesindeki ses basınç seviyesi
Q_i	: Kaynak noktasındaki ses debisi
\dot{Q}_i	: Kaynak noktasındaki hacimsel ivme
H_i^{AA}	: Ses transfer fonksiyonu
A_i	: Yüzey alanı
\dot{Q}_i^{OP}	: Operasyonel hacimsel ivme
(\ddot{x}_{ni}^{OP})	: Operasyonel ivme
f_{max}	: Maksimum çalışma frekans limiti
d_{max}	: Maksimum panelcik boyutu

Kısaltmalar	Açıklama
SPL	: Ses basıncı seviyesi
PACA	: Panel akustik katkı analizi
SWL	: Ses gücü seviyesi
TPA	: İletim yolu analizi
FWAL	: Ön göğüs paneli
FLFL	: Ön sol taban paneli
TUNE	: Tünel bölgesi paneli
FRFL	: Ön sağ taban paneli
SEFL	: Arka koltuk altı taban paneli
TRFL	: Bagaj tabanı paneli
RLWA	: Sol arka çamurluk bölgesi paneli

RRWA	: Sağ arka amurluk bölgesi paneli
ROOF	: Tavan paneli
WIND	: n cam
CAPE	: Şapkalık paneli
RGLA	: Arka cam
FLDP	: n sol kapı paneli
FLDG	: n sol kapı camı
FRDP	: n sağ kapı paneli
FRDG	: n sağ kapı camı
RLDP	: Arka sol kapı paneli
RLDG	: Arka sol kapı camı
RRDP	: Arka sağ kapı paneli
RRDG	: Arka sağ kapı camı

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 2.1. İnsan kulağı işitme sisteminin işitsel eşiği (Sheng 2012).....	10
Şekil 2.2. Saf tonlar için eş gürlük eğrileri (Sheng 2012).....	11
Şekil 2.3. Ses enerjisinin yarıçap arttıkça küresel yüzeye dağılımı (Everest ve Pohlmann 2009).....	14
Şekil 2.4. Ses basıncı için ters mesafe yasası (Everest ve Pohlmann 2009).....	16
Şekil 2.5. Kapalı hacimlerde ses alanları ve ses basıncı – mesafe ilişkisi (Everest ve Pohlmann 2009)	17
Şekil 2.6. Dış kulak (Anonim 2010).....	19
Şekil 2.7. Orta kulak (Anonim 2010).....	20
Şekil 2.8. İç kulak (Anonim 2010).....	21
Şekil 3.1. Akustik ölçüm mikrofONU	22
Şekil 3.2. Akustik ölçüm mikrofONU	22
Şekil 3.3. Titreşim ölçüm ivmeölçeri	23
Şekil 3.4. Düşük/orta frekans hacim kaynağı	24
Şekil 3.5. Veri toplama cihazı	24
Şekil 3.6. Panel katkı sistematiği	25
Şekil 3.7. Ses kaynağı ve hedef arasındaki ilişki	26
Şekil 3.8. Direkt yöntem ölçüm metodu ve ses kaynağı konumları	28
Şekil 3.9. Devrik yöntem ölçüm metodu ve ses kaynağı konumları	31
Şekil 4.1. Ön Göğüs Paneli ve alt panelcikleri	34
Şekil 4.2. Ön Sol Taban Paneli ve alt panelcikleri	34
Şekil 4.3. Tünel Bölgesi ve alt panelcikleri	35
Şekil 4.4. Ön sağ taban paneli ve alt panelcikleri	35
Şekil 4.5. Arka koltuk altı paneli ve panelcikleri	36
Şekil 4.6. Bagaj taban paneli ve panelcikleri	36
Şekil 4.7. Sol arka çamurluk paneli ve panelcikleri	37
Şekil 4.8. Sağ arka çamurluk paneli ve panelcikleri	37
Şekil 4.9. Tavan paneli ve panelcikleri	38
Şekil 4.10. Ön cam paneli ve panelcikleri	38
Şekil 4.11. Şapkalık paneli ve panelcikleri	39
Şekil 4.12. Arka cam paneli ve panelcikleri	39
Şekil 4.13. Ön sol kapı paneli ve panelcikleri	40
Şekil 4.14. Ön sol kapı camı paneli ve panelcikleri	40
Şekil 4.15. Ön sağ kapı paneli ve panelcikleri	41
Şekil 4.16. Ön sağ kapı camı paneli ve panelcikleri	41
Şekil 4.17. Arka sol kapı paneli ve panelcikleri	42
Şekil 4.18. Arka sol kapı camı paneli ve panelcikleri	42
Şekil 4.19. Arka sağ kapı paneli ve panelcikleri	43
Şekil 4.20. Arka sağ kapı camı paneli ve panelcikleri	43
Şekil 4.21. Akustik transfer fonksiyonu ölçümlerinde frekans hacim kaynağının yerleşimi.....	45
Şekil 4.22. 4 aşama sonucu elde edilen sürücü kulak seviyesi eğrilerin karşılaştırılması...48	48
Şekil 4.23. Sürücü kulak seviyesindeki ölçülen ve hesaplanan yol gürültüsü eğrileri ...49	49
Şekil 4.24. Her bir panelin kabin içi yol gürültüsüne olan katkısı	50
Şekil 4.25. Kabin içi yol gürültüsü için baskın frekanslar ve baskın paneller	51

Şekil 4.26. Hesaplanmış şapkalık paneli ve panelciklerin toplam gürültüye olan katkıları	52
Şekil 4.27. Hesaplanmış ön sol kapı paneli ve panelciklerin toplam gürültüye olan katkıları	52
Şekil 4.28. Hesaplanmış ön göğüs paneli ve panelciklerin toplam gürültüye olan katkıları.....	53
Şekil 4.29. Hesaplanmış arka sol kapı paneli ve panelciklerin toplam gürültüye olan katkıları	54
Şekil 4.30. Hesaplanmış tavan paneli ve panelciklerin toplam gürültüye olan katkıları ..	55
Şekil 4.31. Hesaplanmış arka sağ kapı paneli ve panelciklerin toplam gürültüye olan katkıları	55
Şekil 4.32. Baskın frekanslardaki baskın panel ve panelcikler	56
Şekil 4.33. Panel katkı analizi sonucu baskın frekanslardaki panel mod şekilleri	57
Şekil 4.34. Örnek bir yapısal sönüm elemanı uygulaması	58
Şekil 4.35. Uygulanan iyileştirme çalışması ile ilk durumun karşılaştırılması	59

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 2.1. Algılanan gürlük ve ses seviyesindeki değişim	12
Çizelge 4.1. Alt panelciklerin isimleri ve sayıları	32
Çizelge 4.2. Aşama 1 ölçümü panel listesi	46
Çizelge 4.3. Aşama 2 ölçümü panel listesi	46
Çizelge 4.4. Aşama 3 ölçümü panel listesi	46
Çizelge 4.5. Aşama 4 ölçümü panel listesi	47

1. GİRİŞ

Gürültü mevzuatı ve öznel müşteri talepleri, küçük binek arabalardan ağır kamyonlara kadar her türlü araçta ses ve titreşim kontrolü için gelecekteki standartları belirlemektedir. (Rust ve ark. 2002). Araç yolcu kabinindeki gürültü seviyesinin analiz edilmesi ve iç gürültü seviyesine katkıda bulunan yapıların ve sistemlerin belirlenmesi, iyileştirme fırsatları nedeniyle daha önemli hale gelmiştir. Araç yolcu kabininin gürültü seviyesi açısından müşterilere daha rafine bir araç sağlamak için iyileştirme fırsatları bulmak, otomotiv üreticisine rakiplerine göre bir avantaj sağlar (Meriç 2018). Motor gürültüsü, rüzgar gürültüsü ve yol gürültüsü, otomobil üreticilerinin bunlar arasında kaynak uyumu yaratmayı amaçladıkları bir aracın üç önemli akustik konfor performansıdır.

Bir içten yanmalı motorla çalışan bir araçta, arabanın karakterini tanımlayan en önemli unsur motordur. Motor gürültüsü genel bir tabir olmakla birlikte içten yanmalı motorlar güç aktarma elemanları gürültüsü olarak açıklamak daha doğru bir tabir olacaktır. Binek bir araçtaki güç aktarma organları, motor, hava emiş ve egzoz alt sistemlerinden ve şanzıman ve aktarma organları sistemlerinden oluşur. Güç aktarma sistemi, yukarıda da belirtildiği gibi araç gürültü ve titreşimlerinin ana kaynaklarından biridir. Genel olarak güç aktarma organları aşağıdaki gibi ana başlıklarda tanımlanabilir;

- Motor ateşleme, krank mili burulma balans, motor yardımcı sistemler kaynaklı gürültüler.
- Hava emiş, egzoz sistemi kaynaklı gürültüler.
- Aks sistemi, aks mili, aks körükleri kaynaklı gürültüler.
- Şanzıman sistemi, şanzıman dişlileri, diferansiyel kaynaklı gürültüler (Sheng 2012).

Güç aktarma sistemleri gürültüleri, motor, hava emiş, egzoz, şanzıman gibi kaynaklarının sebep olduğu gürültü, aracın akustik izolasyon paketine bağlı olarak kabin içine hava yolu olarak iletilir.

Güç aktarma sistemlerinin yapısal yollu gürültü iletimleri ise, gövde bağlantılarındaki, takozlar, burçlar v.b. vasıtası ile kabin içerisine iletilir.

Rüzgar gürültüsü, 100 km/saat üzerindeki hızlarda kabin içi araç gürültüsünün baskın bir bileşenidir. Tipik olarak yolda veya bir rüzgar tüneline 100 ila 160 km/saat arasındaki sabit araç hızlarında test edilir. Rüzgar gürültüsü aşağıdaki gürültü ve koşulları ifade eder;

- Araç tarafından yüksek hızda sabit bir ortam (hava) içinde hareket ederken çıkan aerodinamik gürültü. Bu, araç şeklinin ve kesit alanının bir fonksiyonu olan, aracın aerodinamik (veya sürüklenme) katsayısı ile ilgilidir.
- Aracın ne kadar sıkıca kapatıldığına bağlı olan (kapılar, kaput, ön cam vb.) boşluklarla ilişkili türbülansa bağlı aerodinamik gürültü.
- Yol üzerinde çapraz rüzgar gibi dış değişken rüzgar koşullarından dolayı oluşan aerodinamik gürültü.
- Bir arka cam veya açılır tavan kısmen açıldığında meydana gelen çok düşük frekanslı (10 ila 20 Hz) vuruş sesi. Bunun nedeni, pencerenin yüzeyi veya açılır tavanın açıklığı boyunca hava akımı ile tahrik olan araç kabinin Helmholtz rezonansıdır.

Yol gürültüsü, güç aktarımının ve yürüyen aksam gürültüsünün devam eden ve başarılı bir şekilde azaltılması nedeniyle genel ses kalitesi algısı için giderek daha önemli hale gelmiştir. Yol gürültüsü genellikle 40 km/saat üzerindeki araç hızlarında fark edilmeye başlar, ancak genel iç gürültüye maksimum katkısı 50 ila 80 km/saat arasındadır ve daha sonra aerodinamik gürültünün baskın olduğu yüksek hızlarda azalır.

Bu nedenle, yol gürültüsü için testler genellikle sabit koşullarda, tipik olarak 50 ve 80 km/saat hızlarda ve farklı yol yüzeylerinde yapılır. Bu farklı yol yüzeyleri, genel olarak, kaymak asfalt olarak tabir edilen soğuk asfalt, kaba asfalt olarak tabir edilen sıcak asfalt ve parke taş yoldur. Yol gürültüsü, lastik ve yol yüzeyi arasındaki etkileşimden kaynaklanır ve kabin içerisine hem yapısal hem de hava yollu olarak iletilir.

- Genel olarak 500 – 1300 Hz frekans aralığında oluşan, lastik yüzeyinden araç içi kabine, deliklerden, açıklıklardan ve araç tabanının, kapıların, camların akustik iletim kaybından dolayı giren hava yollu iletim.
- Düşük frekanslı, genellikle 80 – 500 Hz frekans bandında oluşan, lastik kavite modunun baskın olduğu, jant – lastik- süspansiyon elemanları – gövde boyunca ilerleyen yapısal yollu iletim (Cerrato 2009).

Güç aktarma organları, yol / lastik ve rüzgar gürültüsü gibi birincil gürültü kaynaklarından gelen enerjiler, kabin içerisine, araç gövde panellerinin neden olduğu yapı kaynaklı titreşim ve hava yollu olarak iletilir. Titreşen gövde panelleri, sırayla kabin içi hacim havasını tahrik eder ve aracın iç gürültüsünü oluşturur. Birbirinden bağımsız tekil panellerin ürettiği akustik basınçlar, aracın iç sesini artırarak üst üste biner (Zhang ve Lee 1995). Panel Akustik Katkı Analizi'nde (PACA), panellerden yayılan hava katkılı gürültünün, kabin iç gürültü seviyesine katkısı analiz edilir (Meriç ve ark. 2016).

Bu çalışmanın amacı, gövde paneli kaynaklı gürültülerin, kabin içi yol gürültüsüne olan etkisini incelemek ve sedan bir aracın yol gürültüsü seviyesini iyileştirmek için kabin içi yol gürültüsüne önemli katkı sağlayan panel bölgelerinin belirlenmesidir. Bu amaç için deneysel bir metodoloji olan PACA uygulanmaktadır.

2. KURAMSAL KAVRAMLAR ve KAYNAK ARAŞTIRMASI

Koners (2003), araç kabin içi ses basınç seviyesini tahmin etmek için yeni bir yöntem sunmuştur. Bu yönteme göre, aracın belirli panellerinden yayılan sese bağlı olarak, kabin içi ses seviyesini hesaplamak mümkündür. Yöntem, transfer yolu analizinin teorik alt yapısına dayanarak, matris tersi yöntemini kullanmaktadır. Yöntemde, panellerin araç içi rüzgar sesine olan katkısı incelenmiştir. Yapılan panel katkı analizi sonucu, en büyük katkının 110 Hz frekansında tavanın ön cama yakın olan bölgesinden geldiği gözlemlenmiştir.

Yoo ve Chang (2005), yaptıkları çalışmada ilk önce, gürültü kaynaklarını, bir kaynak ayrıştırma yöntemi kullanarak tanımlamaktadırlar. Daha sonra ana gürültü yolları, bir gürültü yolu analizi yöntemi kullanılarak belirlenmiştir. Panel katkı analizi kullanılarak, iç gürültüye hangi panellerin katkılarının yüksek olduğunu belirlemişler ve yol sesini iyileştirmek için gövde panelleri üzerinde tasarimsal modifikasyon uygulamışlardır. Bu tasarimsal modifikasyonlar, tavan kuşaklarının ve arka taban sacının güçlendirilmesi olarak belirtilmiştir. Yapılan modifikasyonlar sonucu 500 Hz'in altında, kabin içi gürültü seviyesinde kayda değer bir iyileşme elde etmişlerdir.

Silva ve ark. (2010), transfer yolu analiz yöntemini (TPA) kullanarak, lastik yuvarlama sırasında gürültü ve titreşimin yapısal kaynaklı katkısının, deneysel bir analizini sunmuşlardır. Çalışma kapsamında, salıncak kolu ön süspansiyon burçlarındaki ivme ve kuvvetlerin etkilerinin, ölçülen toplam iç gürültüyle etkileri incelenmiştir. Yapısal katkı, lastiklerin yüzey etkileşimlerinden kaynaklanan titreşimlerinin bir sonucu olarak başlar. Esas olarak 450 Hz'nin altındaki bu mekanik titreşimler, tüm şasi ve gövde alt sistemlerine iletilir ve bu da iç kabindeki yolcular tarafından algılanan ses ve titreşime neden olur. Çalışmada deneysel TPA ile bulunan ve sübjektif olarak kabin içerisinde hissedilen gürültü karşılaştırılmış ve baskın frekans değerinin 180 Hz olduğu belirlenmiştir. Transfer yolu analizine göre kritik iletim yolları incelendiğinde en yüksek katkının salıncak kolu ön burç bağlantısından kaynaklandığı belirlenmiştir. Gürültüyü azaltmak için iki yöntem üzerinde durulmuştur, Birincisi, gürültüyü kaynaktan azaltmak

için yeni bir lastik modeli oluşturmak, ikincisi ise baskın iletim yolunu azaltmak için salıncak kolu ön burcunu %10 yumuşatmak olarak belirlenmiştir. İki çözüm önerisinin de birbirlerine göre avantaj ve dezavantajları bulunmaktadır. Bu makalede, salıncak kolunun ön burçlarının yumuşatılması ile tespit edilen frekans değerindeki değişimler ve lokal olarak burçlardaki kuvvet ve ivme değişimleri vurgulanmıştır.

Joydeep ve ark. (2013), lastik yapısal davranışını, araç gövdesi ve süspansiyon sistemi etkileşimini ve kritik katkı yollarını tanımlayarak, yapı kaynaklı yol / lastik gürültüsünü değerlendirmek için bir metodoloji oluşturulmuşlardır. Modal parametre tahmini ve transfer yolu analizi gibi NVH teknikleri, lastiklerden gelen gürültünün katkısını karakterize etmek için kullanılmıştır. Amaç, kaynak yolu ilişkisinin tanımlanmasını ve daha sonra kabin içi gürültünün iyileştirilmesi için karşı önlemlerin geliştirilmesini basitleştirmek ve iyileştirmektir. A-segmentli bir araç, lastik gürültü performansları açısından değerlendirilmiştir. Modal parametre tahmini ve transfer yolu analizi gibi teknikler kullanılarak, baskın patikalar belirlenmiş ve kabin içi gürültü seviyesini iyileştirmek için gerekli modifikasyonlar uygulanmıştır. Transfer yolu analizine göre salıncak kolu burçlarının iç gürültüye olan yüksek katkısı sonucu, burçların dinamik sertlik değerleri yumuşatılmıştır. Yapılan bu modifikasyon sonucu 100 – 200 Hz bandında 2 dB'lik bir iyileşme elde edilmiştir.

Koners ve Lehmann (2014), tekerlek kuvvetlerini ve hava yollu iletilen gürültüyü tahmin etmek için bir yöntem sunmuşlardır. Metot, matris tersi yöntemi kullanılarak yapılan iletim yolu analizine dayanır ve araç transfer fonksiyonlarının ölçümünü içerir. Yöntem, kabin içi yol gürültüsünü, düz veya kaba yollarda farklı sürüş koşullarında analiz etmek için uygulanabilir. Çalışma kapsamında iletim yolu analizi kullanılarak tekerlek kuvvetleri ve hava yoluyla olan iletime olan katkıları bulunmuştur. Elde edilen tahmini hesaplamalar ile direkt olarak tekerlek kuvvetini ölçen tekerlek kuvvet ölçer sensörü ile iyi bir korelasyon elde etmişlerdir. Sonuç olarak, tekerlek iletim yolu analizi yönteminin avantajları ve dezavantajları tartışılmış ve gelecekteki araştırma konuları belirlenmiştir.

Linden ve ark. (2017), araç panellerinin egzoz gazının yarattığı titreşimlerden kaynaklı, iç gürültüye olan katkılarını incelemiştir. Otomobil dünyasındaki silindir hacmi küçültme ve düşük devirlerde daha yüksek tork elde etme trendi, egzoz borusunda düşük frekanslı ve yüksek genlikli titreşimlerin oluşmasına neden olmaktadır. Diğer çalışmalardan farklı olarak, deneysel ölçümler yerine egzoz simülatörü kullanılarak, gerekli analizler gerçekleştirilmiştir. Egzoz akışının iç gürültüyü baskın kıldığı frekans olarak 35 Hz bulunmuş ve bu frekans değerinde, alt tabanın orta bölgesinin ve arka kapı alt bölgelerinin katkılarının yüksek olduğu görülmüştür.

Avutapalli ve ark. (2017), kompakt bir SUV aracın, yol gürültüsünün, kabin içi gürültüye olan katkısının patikaları belirlemiş ve iyileştirme çalışmalarından bahsetmişlerdir. Aracın yol gürültüsünü iyileştirmek için sayısal analizler ve test yöntemleri kullanılmıştır. Fiziksel veriler kullanılarak lastiğin sayısal analiz modeli oluşturulmuş ve yollardan alınan veriler kullanılarak yol verisi sentezlenmiştir. Yol sesini iyileştirme çalışmaları kapsamında, transfer yolu analizi, panel katkı analizi, optimizasyon teknikleri, yapısal ve akustik paket içerikleri çalışılmıştır. Yapılan modifikasyonlar, arka köprü güçlendirilmesi, süspansiyon bağlantı burçlarının yumuşatılması, ön süspansiyon kulelerinde ve arka köprü bağlantılarında sönümleyici kütle kullanılması ve yeni bir akustik paket tanımlanmasını içermektedir. Yapılan modifikasyonlar sonucu 100 – 500 Hz aralığında 3 dB'lik bir ses seviyesi iyileşmesi elde edilmiştir.

2.1. Akustiğin Temelleri

Ses, sıvı, gaz halindeki malzeme ve katılar gibi elastik bir ortamda yayılan basınç değişimleridir. “Ses” ve “titreşim” kelimeleri birbirleriyle ilişkilidir. Sesin oluşumu, genellikle katı cisimlerin titreşimi ile olur ve ses, elastik ortamlarda meydana gelen titreşimler olarak düşünülebilir.

Ses basıncı değişimi, ses dalgaları şeklinde yayılır. En basit dalga tipi, periyodik bir dalga olan sinüs dalgasıdır. Tam bir döngüyü tamamlamak için geçen süre dalganın periyodudur ve frekansın tersine eşittir. Dalga boyu, sesin bir periyotta gittiği mesafedir; ses hızının frekansa olan oranı $\lambda = c / f = 2\pi c / \omega$ olarak ifade edilebilir.

2.1.1. Ses ve Özellikleri

Kulağımız, çok geniş genlik ve frekans aralığında değişen, hava yollu yayılan seslere karşı çok hassastır. Kulağımızın algıladığı ses frekansı 20Hz ila 20kHz arasında değişmektedir. Bu aralıkta, frekans değişimleri olan ve uygun genlikteki sesler, kulak aracılığıyla beyin tarafından algılanabilir. Hava yollu yayılan sesin üretilmesi, yayılması ve algılanması çok önemlidir. Kulağın algılayabildiği ses frekans sınırının altındaki veya üstündeki seslere sırasıyla, ses ötesi ve ses üstü denir.

Havadaki ses, hava basıncının dalgalanması olarak ortaya çıkar. Ses basıncı, sabit atmosferik basınca eklenmiş alternatif bir bileşen olarak kabul edilebilir. Belirli bir boşluktaki hava basıncı $p(t)$, atmosferik basınç P_0 ve toplam ses basıncı da $P(t)$ olarak ifade edilebilir.

$$P(t) = P_0 + p(t) \quad (2.1)$$

20 °C'deki kuru havada sesinin hızı $c=344$ m/s'dir. Ses hızının çeşitli parametrelere bağlı değişkenliği aşağıdaki gibidir;

$$c = \sqrt{\gamma RTa} \quad (2.2)$$

Burada;

γ : termal sabit

R : gaz sabiti

T_a : Sıcaklık

Ortam koşullarında, 1000 Hz frekansındaki bir sesin dalga boyu 0.344 m, 100 Hz'de ise dalga boyu 3.44 m'dir. Rasgele karmaşık ses dalgaları için, Fourier analizi, farklı frekanslarda, genliklerde ve fazlarda bulunan bir dizi sinüs dalgasının toplamı olarak, dönüştürülmeleri için kullanılabilir. Bir ses dalgasının spektrumu, dalgayı oluşturan farklı frekanslardaki sinüs dalgalarının genliklerini gösteren iki boyutlu bir gösterimdir. Spektral çizimdeki her bir çizgi sinüs dalgasına karşılık gelir.

Standart ses basıncı birimi Pascal'dır ($1 Pa = 1 N/m^2$). Atmosferik basıncın yaklaşık 100,000 Pa olduğunu unutulmamalıdır.

Kulağın maksimum hassasiyeti yaklaşık 3 kHz'dir. Kulak tarafından algılanabilen basınç dalgalanmaları, işitme duyusunun nominal eşiği olan 2×10^{-5} Pa değerinin biraz altında, ağrı eşiği olan 200 Pa değerinin ise biraz üzerindedir. Bu geniş basınç aralığında insan tepkisi doğrusal değildir; tipik olarak, gerçek basınç dalgalanmalarının üç katına çıkması, sesin yüksekliğinin iki katına çıkması olarak algılanır. Bu doğrusal olmayan ve çok geniş basınç aralığı, objektif ölçümleri daha uygulanabilir hale getirmek için logaritmik bir ölçeğin kullanılmasına yol açmıştır. Ses seviyelerini ölçmek için çoğunlukla desibel ölçeği kullanılmaktadır. Bu sayısal değer, ses basıncı seviyesi (SPL) olarak adlandırılır.

$$SPL : 10 \log \left(\frac{P_{rms}}{P_{ref}} \right)^2 \quad (2.3)$$

P_{rms} : Ölçülen ses basınç dalgalanmasının rms değeri

P_{ref} : Referans ses seviyesi değeri 2×10^{-5}

Ses, ses gücü düzeyi (SWL) ile de tanımlanabilir.

$$SWL : 10\log\left(\frac{W}{W_{ref}}\right) \quad (2.4)$$

W : Ses gücü

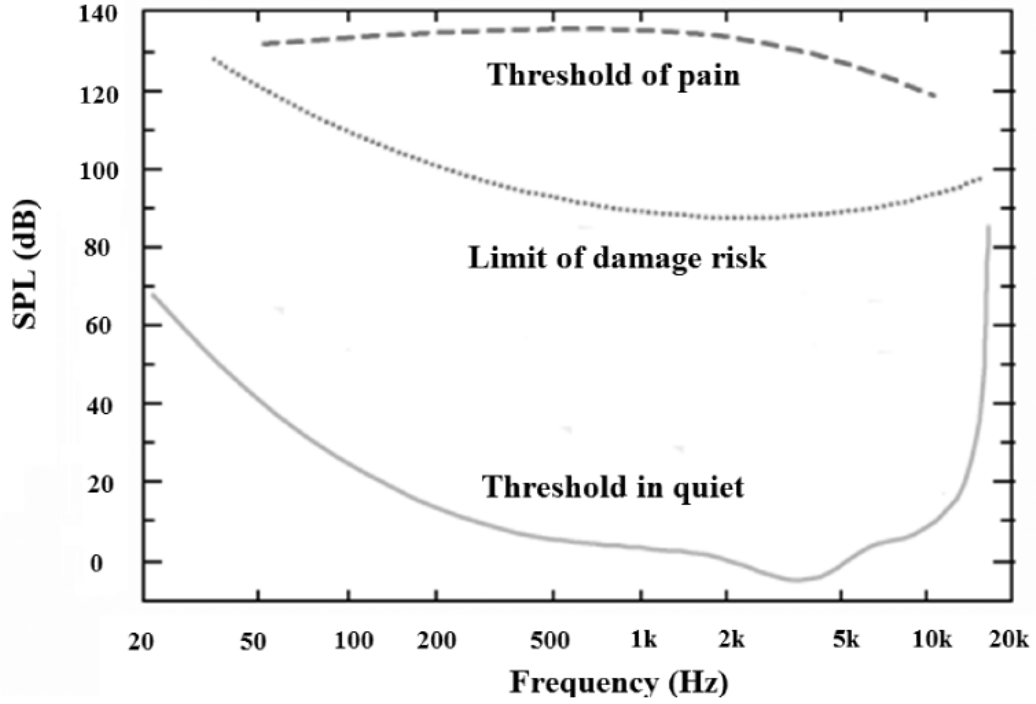
W_{ref} : Referans ses gücü değeri 10^{-12}

Ses, birim alandan gelen akustik güç ile de tanımlanabilir. Bu miktara ses şiddeti denir ve değeri ses basıncı ve parçacık hızının ürünü olarak ifade edilebilir. Ses şiddeti I , ses yayılımına karşılık gelen enerji akısı (yüzey alanı başına güç) olarak tanımlanır. Ses şiddeti, genellikle dB olarak verilir ve aşağıda gibi ses şiddet seviyesi (IL) olarak ifade edilir;

$$IL : 10\log\left(\frac{I}{I_{ref}}\right) \quad (2.5)$$

I_{ref} : Referans ses şiddeti değeri 10^{-12} [W/m²]

İnsan kulağı işitme sisteminin işitsel eşiği, Şekil 2.1'de gösterilmektedir. Alt limitin kesintisiz çizgisi, saf bir tonun duyulabilir olduğu en düşük eşik değeridir. Üst kesikli çizgi ise ağrı eşiğini temsil eder. Ağrı eşiği sınırı, uzun bir süre aşılırsa, kalıcı işitme kaybına neden olabilir.



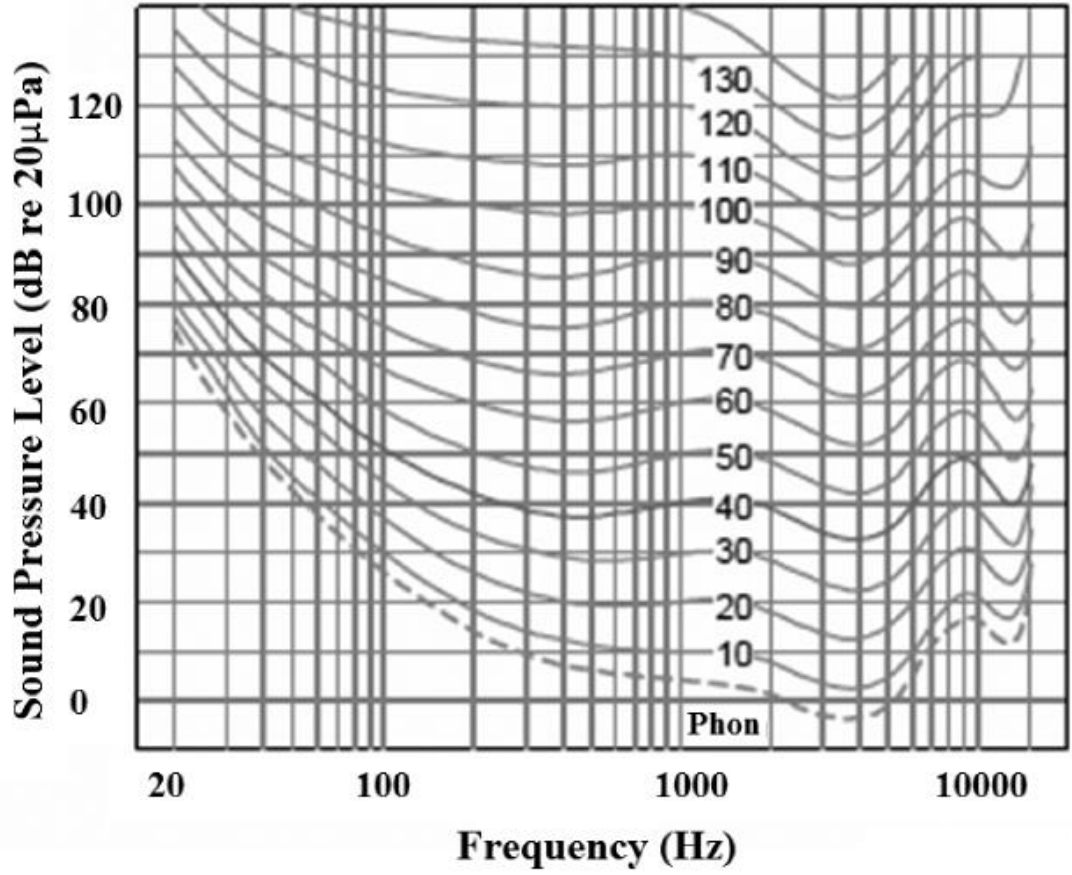
Şekil 2.1. İnsan kulağı işitme sisteminin işitsel eşiği (Sheng 2012)

Bir insanın duyması, sadece genlik açısından doğrusal olmadığı gibi, aynı zamanda frekans açısından da doğrusal değildir. Aynı seviyedeki farklı frekansların sesleri aynı derecede yüksek sesle duyulmaz.

İnsan tepkisi hakkında daha ayrıntılı çalışma gerektiğinde, ses eğrileri veya “ses kalitesi” analiz sistemleri kullanılır. Ses seviyesinin sübjektif olarak tanımlanması için, gürülük seviyesi terimi tanımlanmıştır. Sesin gürültü düzeyi birimi, phon olarak tanımlanır. Belirli bir sesin, 1 kHz'de belli bir seviye (dB) tonu kadar yüksek olduğu algılanıyorsa, sesin gürülüğünün, 1 kHz tondaki ses basıncı seviyesinin (dB) miktarına eşit olduğu söylenir. Gürülük, farklı frekanslardaki seslerin karşılaştırılması için uygundur.

Gürülük frekansa bağlıdır. Genel olarak, belirli bir genlikte, yaklaşık 1000 ila 5000 Hz arasındaki frekanslara sahip tonlar, daha yüksek veya daha düşük olanlardan daha gürültülü olarak algılanır. Frekans ile ses yüksekliğinin daha kesin işlevleri, eş ses gürülük eğrileri şeklinde bulunabilir. Çeşitli frekanslarda ve genlikte seslere insan algısını gösteren, saf tonlar için eş gürülük eğrileri, Şekil 2.2'de gösterilmektedir. Kesikli eğri

normal minimum duyulabilir eşiği gösterir. İnsan algısının doğrusal olmayan özellikler gösterdiğine dikkat edilmelidir. 20 Hz’de, 3-4 kHz ile eşit algılanan gürlüğü vermek için neredeyse 80 dB daha fazla SPL gerekir. Bu gözlem, frekans maskeleme konsepti ile birlikte, sabit sinyallerin gürlüğü hesaplamının temelidir. Frekans maskeleme, kulağın yüksek sesler varlığında düşük ses seviyelerinde yakın aralıklı frekansları ayırt edebilme yeteneğindeki sınırlamaları ifade eder.



Şekil 2.2. Saf tonlar için eş gürlük eğrileri (Sheng 2012)

Çizelge 2.1, algılanan ses gürlüğünde farklı değişiklikler yapmak için ne kadarlık dB seviyesi değişiminin gerektiğini göstermektedir.

Çizelge 2.1. Algılanan gürlük ve ses seviyesindeki değişim

Ses Seviyesindeki Değişim (dB)	Algılanan Gürlük Seviyesindeki Değişim
3	Sadece algılanabilir
5	Fark edilir şekilde algılanabilir
10	2 kat daha gürültülü
15	Kayda değer fark
20	4 kat daha gürültülü

Maskleme, iki farklı sesin eşzamanlı mevcudiyeti ile ilgili başka bir terimdir. Maskleme, her biri farklı bir frekansa sahip olan, daha zayıf bir sesi daha güçlü bir sesle kaplamak anlamına gelir. Maskleme, sinüzoidal sesler ile dar ve geniş bant sesler için çalışılmıştır. Yüksek frekanslı seslerin maskelenmesi daha kolaydır.

Sesin boyutsal parametreleri de çok önemlidir. Düşük frekanslarda, faz farkı tespit edilirken, yüksek frekanslarda, insan kafasından kaynaklanan gölgelenme nedeniyle yoğunlukta bir fark ortaya çıkar. Dikey düzlemde yönü algılamak için, baş aşağı ve yukarı hareket ettirilmelidir. (Sheng 2012)

2.1.2 Ses Alanları

Sesin algılanması için ses alanı da önemlidir. Temel olarak iki tür ses alanı ayırt edilir: serbest alan ve dağınık alan. Serbest bir alanda, ses dalgası herhangi bir engel veya sınır tarafından yansıtılmaz. Sonuç, dalganın enerjisinin dalganın aynı yönü boyunca hareket etmesidir. Başka bir deyişle, duyduğunuz şey doğrudan kaynaktan gelir ve yansımalar oluşturmaz. Bu durum yankısız bir odada elde edilir. Bir yankılanma odasında bunun tam

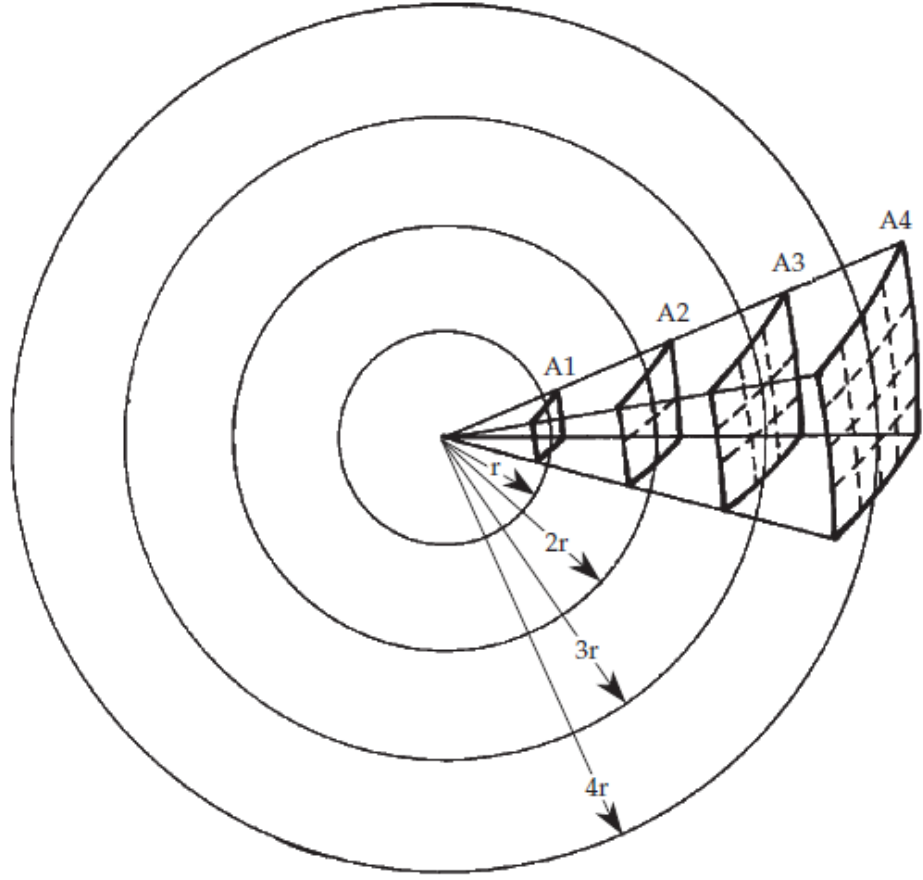
tersi elde edilir. Duvarlar, tavan ve zemin ses dalgalarının emilim olmadan yansımaları sağlar, öyle ki sesin enerjisi ideal olarak tüm hacim boyunca eşit bir şekilde yayılır. Bu durumda, bir dağınık alan elde edilir.

Aynı ses kaynağı için, serbest alan koşulunda algılanan ses, aynı alanın dağınık alan koşulundaki algısından farklı olacaktır. Ses ölçümlerinin hesaplanması için, çoğu durumda sesin serbest alan koşullarında kaydedildiği varsayılmaktadır (Anonim 2010).

Serbest Alanda Ses

Serbest bir alandaki ses, düz çizgiler halinde yayılır ve engellenmez. Serbest bir alandaki ses yansıtılmaz, emilmez, yönünden sapmaz, kırılmaz, ayrılmaz ve rezonans etkilerine maruz kalmaz. Pratik uygulamaların çoğunda, bunlar kaynaktan ayrılan sesi etkileyebilecek tüm faktörlerdir. İç kısımların tümünün ses emicilerle kaplandığı özel yankısız odalar da yaklaşık bir serbest alan bulunabilir. Ancak genel olarak, serbest alan teoriktir, sesin parazitsiz seyahat etmesini sağlayan, serbest bir alandır. Serbest alan kozmolojik alanla karıştırılmamalıdır. Ses vakumda hareket edemez; hava gibi bir ortam gerektirir. Burada boş alan, sesin teorik bir boş alanda olduğu gibi davrandığı herhangi bir hava boşluğu anlamına gelir. Bu eşsiz ortamda, sesin bir kaynaktan nasıl ayrıldığını ve yoğunluğunun kaynaktan olan mesafenin bir fonksiyonu olarak nasıl değiştiğini göz önünde bulundurmalıyız.

Sesi, Şekil 2.3'deki gibi sabit bir noktada güç yayan bir nokta gibi düşünün. Kaynak, bir nokta olarak düşünülebilir, çünkü en büyük boyutu, ölçüldüğü mesafelere göre çok küçüktür. Örneğin, bir kaynağın en büyük boyutu 1 cm ise, 5 cm veya daha uzaktan ölçüldüğünde bir nokta kaynağı olarak kabul edilebilir. Başka bir açıdan bakıldığında, ses, kaynağından uzaklaştıkça, kaynak, nokta kaynağı gibi davranır. Serbest bir alanda, yansıtıcı cisimlerin etkisinden uzak, bir nokta kaynağından gelen ses, küresel ve homojen bir şekilde her yöne yayılır. Ek olarak, aşağıda açıklandığı gibi, kaynaktan uzaklaştıkça sesin yoğunluğu azalır.



Şekil 2.3. Ses enerjisinin yarıçap arttıkça küresel yüzeye dağılımı (Everest ve Pohlmann 2009)

Ses her yöne aynı yoğunlukta yayılır. r yarıçapındaki küçük kare alan $A1$ 'den geçen tüm ses gücü, aynı zamanda sırasıyla yarıçap $2r$, $3r$ ve $4r$ 'deki $A2$, $A3$ ve $A4$ alanlarından geçer. Aynı ses gücü $A1$, $A2$, $A3$ ve $A4$ 'ten akar, ancak bu tek yönde hareket eden toplam ses gücündeki artış yarıçapı arttıkça giderek daha büyük alanlara yayılır. Böylece yoğunluk, mesafe ile azalır. Bu düşüş, ses enerjisinin geometrik olarak yayılmasından kaynaklanmaktadır ve kelimenin tam anlamıyla kaybolmaz.

Serbest Alanda Ses Yoğunluğu

Yukarıdaki tartışmaya dayanarak (ve tekrar Şekil 2.3'e atıfta bulunarak), bir nokta kaynağından gelen sesin küresel olarak dışa doğru gittiğini gözlemliyoruz. Ayrıca, bir kürenin alanının $4\pi r^2$ olduğunu unutmamalıdır. Bu nedenle, kürenin yüzeyindeki küçük

herhangi bir bölümün alanı da yarıçapın karesi olarak değişir. Bu, ses şiddetinin (birim alandaki ses gücü) yarıçapın karesi kadar azaldığı anlamına gelir. Bu ters kare yasasıdır. Serbest bir alandaki bir nokta kaynaklı sesin şiddeti, kaynaktan uzaklığın karesi ile ters orantılıdır. Başka bir deyişle, ses şiddeti I / r^2 ile orantılıdır. Daha spesifik olarak;

$$I = \frac{W}{4\pi r^2} \quad (2.6)$$

Burada;

I : Birim alan başına ses şiddeti

W : Kaynak gücü

r : kaynaktan uzaklık

Denklem 2.6'da, W ve 4π sabit olduğundan, r ile $2r$ arasındaki mesafenin iki katına çıkmasının I ses şiddetini $I / 4$ 'e düşürdüğünü görüyoruz; Bunun nedeni, iki kat mesafedeki sesin, önceki alanın dört katı olan bir alandan geçmesidir. Aynı şekilde, mesafenin üçe katlanması ses şiddetini $I / 9$ 'a düşürür ve mesafeyi dört katına çıkarmak ses şiddetini $I / 16$ 'ya düşürür. Benzer şekilde, mesafenin $2r$ 'den r 'ye düşürülmesi ses şiddetini $4I$ 'ye yükseltir.

Serbest Alanda Ses Basıncı

Sesin şiddeti (birim alandaki güç) ölçülmesi zor bir parametredir. Bununla birlikte, örneğin normal mikrofonlar kullanılarak ses basıncı kolayca ölçülür. Ses şiddeti, ses basıncının karesi ile orantılı olduğu için, ters kare kanunu (ses şiddeti için) ters mesafe kanunu (ses basıncı için) olur. Başka bir deyişle, ses basıncı r ile ters orantılıdır. Özellikle;

$$P = \frac{k}{r} \quad (2.7)$$

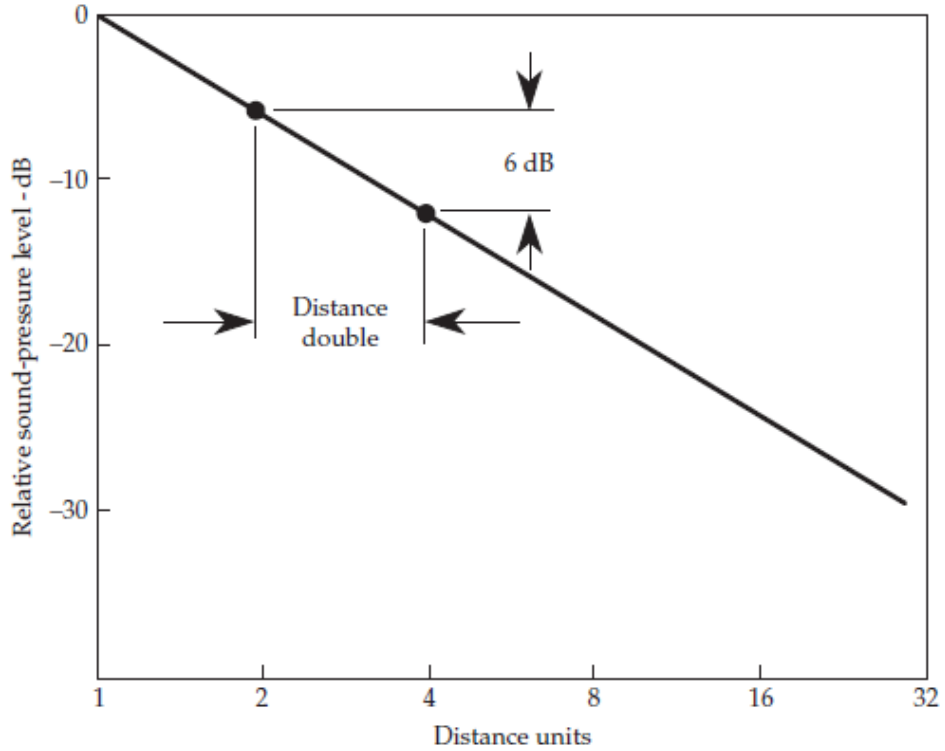
Burada ;

P : ses basıncı

k : bir sabit

r : kaynaktan uzaklık

Ses kaynağından r mesafesinin her iki katına çıkması durumunda, ses basıncı yarıya indirilecektir (çeyrek değil). Şekil 2.4'de desibel cinsinden ses basıncı seviyesi mesafeye karşı çizilmiştir. Bu, ters mesafe yasasının temelini gösterir: kaynaktan uzaklık iki katına çıktığında, ses basıncı seviyesi 6 dB azalır. Bu sadece boş bir alan için geçerlidir. Bu yasa, birçok pratik durumda ses basıncı seviyesini tahmin etmek için temel sağlar.



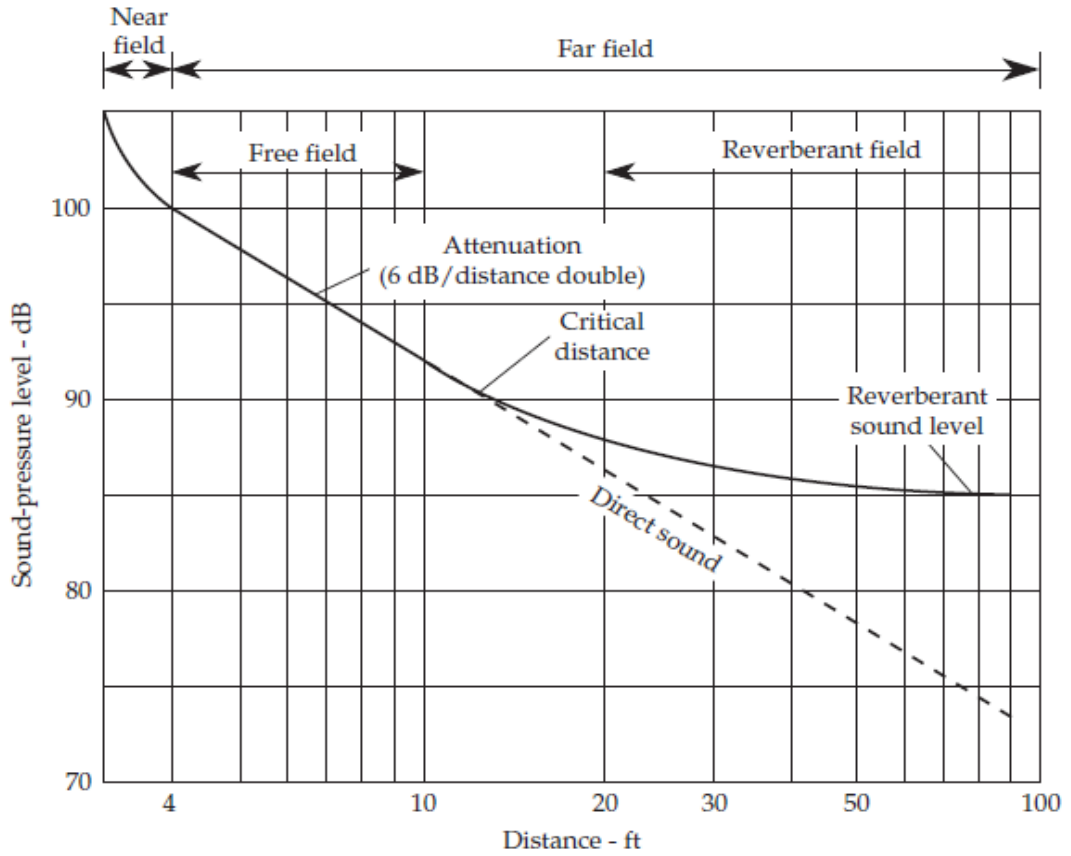
Şekil 2.4. Ses basıncı için ters mesafe yasası (Everest ve Pohlmann 2009)

Kapalı Hacimlerde Ses Alanları

Kapalı hacimlerdeki serbest alan sadece yankısız koşullarda mevcuttur. Odaların çoğunda, doğrudan sese ek olarak, kapalı yüzeylerden yansımalar, ses seviyesinin mesafe ile azalmasını etkiler. Artık ters kare yasası ya da ters mesafe yasası tüm ses alanını

tanımlamaz. Serbest bir alanda, ses seviyesini mesafe cinsinden hesaplayabiliriz. Buna karşılık, mükemmel yankılanan bir ses alanında, ses seviyesi, ses alanının her yerinde eşittir. Uygulamada, odalar bu iki uç durumun, hem doğrudan ses hem de yansıtılmış ses ile bir kombinasyonunu sağlar.

Örneğin, kapalı bir alanda 120 cm bir mesafede 100 dB'lik bir ses basıncı seviyesi üretebilen bir hoparlör olduğunu varsayalım. Hoparlöre çok yakın olan bölgede, ses alanı büyük ölçüde dağınık durumdadır. Bu kadar yakın mesafedeki hoparlör bir nokta kaynağı olarak kabul edilemez. Bu bölgeye yakın alan denir. Yakın alanda, ses seviyesi mesafenin her iki katı için yaklaşık 12 dB azalır. Bu yakın alan bölgesi pratik olarak sınırlıdır.



Şekil 2.5. Kapalı hacimlerde ses alanları ve ses basıncı – mesafe ilişkisi (Everest ve Pohlmann 2009)

Birkaç hoparlör boyutu mesafede, hoparlörden uzaklaşıldıktan sonra, uzak alanda önemli ölçümler yapılabilir. Bu uzak alan, serbest alan ile yankılanan alan ve aralarındaki bir geçiş bölgesinden oluşur. Hoparlörün, bir nokta kaynağı olarak çalıştığı yerin yakınında serbest alan koşulları vardır. Direkt ses baskındır, bu sınırlı alanda küresel sapma hakimdir ve yüzeylerden gelen yansımalar önemsiz düzeydedir. Bu bölgede, ses basıncı seviyesi, mesafenin her iki katı için 6 dB azalır.

Hoparlörden uzaklaşarak, sesin odanın yüzeylerinden yansımaları, sonucu etkiler. Kritik mesafe, odada, direkt ve yansıyan seslerin eşit olduğu bir konum olarak tanımlanır. Kritik mesafe, çevre akustiğinin, kaba, tek şekilli bir açıklaması olarak kullanışlıdır. Hala daha uzakta, yankılanan ses alanı baskındır. Seviyesi, kaynaktan uzak mesafelerde bile sabit kalır. Bu seviye odadaki emilim miktarına bağlıdır. Örneğin, çok emici bir odada, yankı seviyesi daha düşük olacaktır. (Everest ve Pohlmann 2009)

2.2. İnsan Kulağının Yapısı ve Sesi Algılaması

İnsan kulağının sesi algılaması, birçok farklı yönden oluşan karmaşık bir süreçtir. Ses dış kulağa girer, orta kulaktan iç kulağa geçer, burada beyinde ileri işlem için sinir sinyallerine çevrilir. Tüm bu süreç zaten onlarca yıldır temel araştırmalara konu olmuştur.

2.2.1. Dış Kulak

Dış kulak pinna ve kulak kanalından oluşur. Ses dalgalarını toplar ve kulak zarının titreşimine yol açar. Pinna ve kulak kanalının ses üzerinde etkisi olduğunu anlamak önemlidir. Bunlar sesi yeniden şekillendirir, bazı frekansları azaltırken bazı frekansları vurgulamaktadırlar. Bu yeniden şekillendirme, algıladığımız seslerdeki yönlülük algımızdan sorumludur. Bu yeniden şekillendirme efekti, gövde ve dinleyicinin kafasından kaynaklanan filtreleme etkisine eklenmiştir. Bunun önemli bir sonucu, bir sesin mikrofon kaydının, ses alanında bulunan dinleyicinin algısına eşit olamamasıdır. Mikrofon, doğruluğu sınırları dahilinde kayıt yapar. Dinleyici, spektral yapıyı

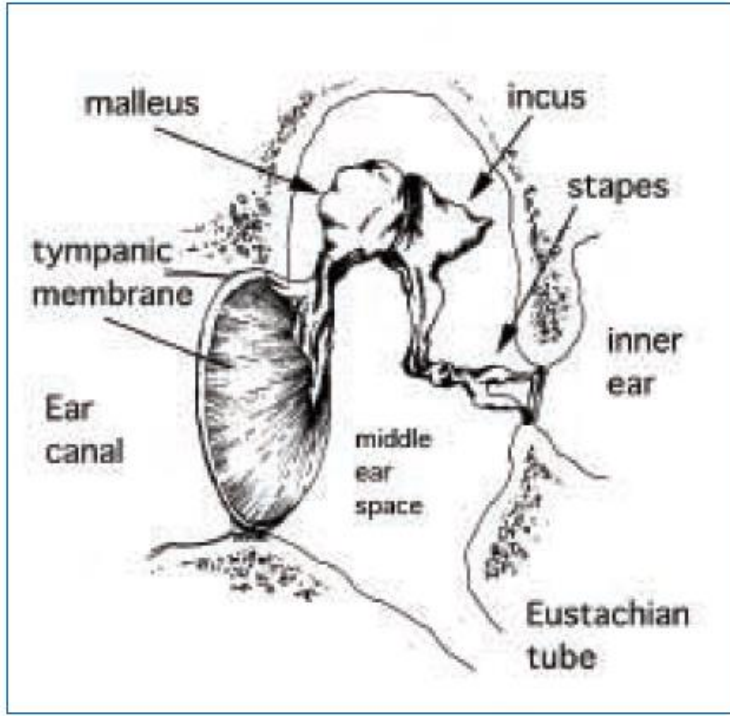
etkilemeden sesi dinlerken, fiziksel varlığı ve kulak anatomisi ile sesin, kulak davuluna geldiğinde spektral kompozisyonunu değiştirir.



şekil 2.6. Dış kulak (Anonim 2010)

2.2.2. Orta Kulak

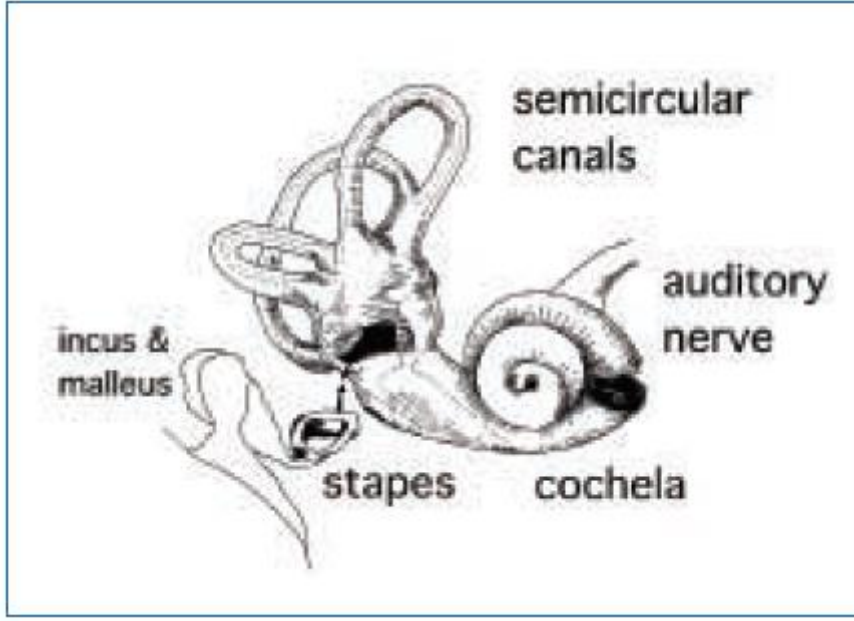
Temel olarak, orta kulak, hava ses dalgasının, bir ses dalgasına oradan da kulak salyangozu sıvısına aktarılmasını optimize eden bir empedans eşleştirme cihazıdır. Ses kulak zarına vurduğunda, titreşim çekiç, örs ve üzengi aracılığıyla kulak salyangozuna iletilir. Orta kulak hava ile doludur ve östaki borusu ile üst boğaza bağlanır.



Şekil 2.7. Orta kulak (Anonim 2010)

2.2.3. İç Kulak

İç kulakta, çekiç, örs ve üzengiden gelen titreşimler, beyinde daha sonra işlenen sinir sinyallerine çevrilir. Bu çeviri kulak salyangozunda gerçekleşir. Kulak salyangozu sarmal bir yapıya sahiptir. Kulak salyangozunun kesiti alındığında, üç sıvı dolu alana bölündüğü anlaşılmaktadır.



Şekil 2.8. İç kulak (Anonim 2010)

Üzengi hareket ettikçe, kulak salyangozundaki sıvı dalgaları tetiklenir ve bu da *Scala Tympani* ile *Scala Media* arasında basınç farkına neden olur. *Scala Media* kulak salyangozundaki frekansa bağlı olarak deformasyona uğrayan temel bir membrandır. Membran deformasyonunun sinir sinyallerine dönüşümü, baziler membrana bağlı olan korti organı tarafından yapılır. Akustik sinyalin frekansı ile uyarılan baziler membran arasındaki ilişki, seviyeler arasında ayırım yapabilmemizi açıklayan “Yer Teorisi” nin temelini oluşturur. (Anonim 2010)

3. MATERYAL ve YÖNTEM

3.1. Materyal

Çalışma kapsamında sürücü kulak seviyesindeki ses basıncı değerini ölçmek için, Şekil 3.1’de görülen, frekans ölçüm aralığı 6.3 – 20 000 Hz, dinamik ölçüm aralığı 14.6 – 146 dB olan, ½” çapında, 50 mV/Pa hassasiyete sahip mikrofonlar kullanılmıştır. Bu mikrofonlar, normal insan kulağı duyma aralığında ses ölçümü yapabilmek için uygun sensörlerdir.



Şekil 3.1. Akustik ölçüm mikrofonu

Akustik transfer fonksiyonu ölçümünde, aracın gövde panellerinden yayılan ses basıncı seviyesini ölçmek için, Şekil 4.2’de görülen, frekans ölçüm aralığı 4 – 20 000 Hz, dinamik ölçüm aralığı 14.6 – 146 dB olan, ¼” çapında, 3 mV/Pa hassasiyete sahip mikrofonlar kullanılmıştır.



Şekil 3.2. Akustik ölçüm mikrofonu

Operasyonel yol sesi ölçümlerinde, panellerdeki titreşimleri ölçmek için Şekil 3.3’de görülen, tek eksenli, frekans ölçüm aralığı 0.3 – 6000 Hz, maksimum operasyonel ölçüm değeri 50 g (pik) olan 100 mV/g hassasiyet değerine sahip ivmeölçerler kullanılmıştır.



Şekil 3.3. Titreşim ölçüm ivmeölçeri

Sürücü kulak seviyesindeki mikrofonlar ve panelciklerdeki mikrofonlar arası gürültü transfer fonksiyonunu elde etmek için, ses kaynağı olarak, Şekil 3.4’deki düşük/orta frekans hacim kaynağı kullanılmıştır. Kullanılan düşük/orta frekans hacim kaynağı 10 – 1000 Hz frekans aralığında ses verebilmektedir. Düşük/orta frekans hacim kaynağının kullanmasının sebebi, panellerden kaynaklı olan katkıların, kabin içi yol gürültüsüne olan etkilerinin maksimum 500 Hz frekans değerine kadar olmasıdır. Düşük/orta frekans hacim kaynağı 1000 Hz’e kadar beyaz gürültü oluşturabildiği için, ilgilenilen frekans aralığını tahrik edebilmek için tercih edilmiştir.



Şekil 3.4. Düşük/orta frekans hacim kaynağı

Operasyonel ve akustik transfer fonksiyonu ölçümlerinde, sensörlerden gelen analog verileri dijital veriye çeviren, Şekil 3.5'deki Siemens Simcenter Scadas mobil 72 kanallı veri toplama sistemi kullanılmıştır. Kullanılan veri toplama sistemi ile aynı anda hem ivmeölçer hem de mikrofon verileri toplanabilmektedir.

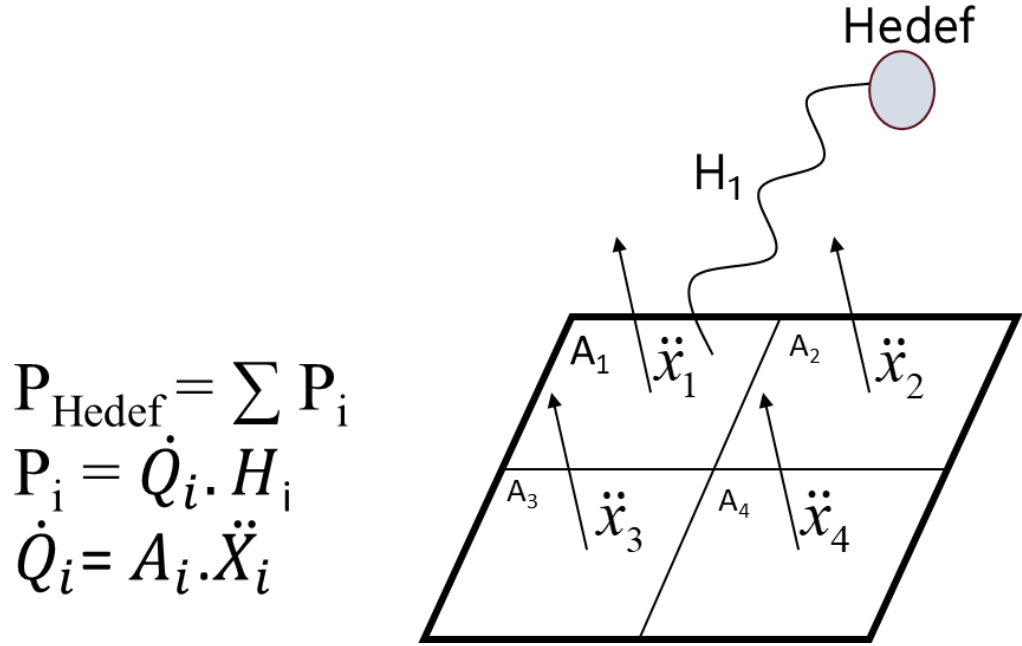


Şekil 3.5. Veri toplama cihazı

3.2. Yöntem

3.2.1. Gürültü Katkı Analizi

Panel gürültü katkı analizi ile panellerden yayılan sesin iç gürültüye olan katkısı analiz edilmektedir.



$$P_{\text{Hedef}} = \sum P_i$$
$$P_i = \dot{Q}_i \cdot H_i$$
$$\dot{Q}_i = A_i \cdot \ddot{X}_i$$

Şekil 3.6. Panel katkı sistematığı

Araç üzerinde hava yolu ile yayılan seslerin analiz edilebilmesi için hava yollu yayılan gürültülerin niceliklendirilmesi yöntemi kullanılmaktadır.

Hava yollu yayılan gürültülerin niceliklendirilmesi ölçümleri için uygulanabilirliği mevcut iki adet yöntem bulunmaktadır. Bu yöntemler:

- Direkt yöntem
- Devrik yöntem

olarak tanımlanmaktadır.

İki yöntem ile de elde edilmek istenen, her bir sistemden, çalışma koşullarında yayılan ses seviyesinin ölçülmesi ve sistemden sürücü konumuna olan ses transferinin frekans bazında belirlenmesidir.

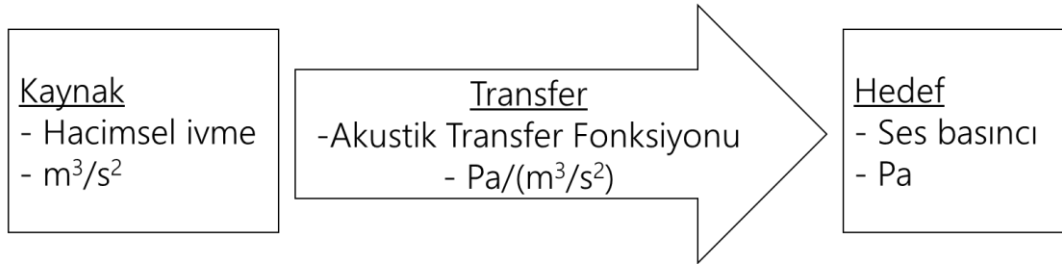
Hedef pozisyonlarına hava yolu ile iletilen seslerin katkılarının belirlenmesi konusunda her bir alt birimden gelen katkının hesaplanması konusunda kullanılan metodoloji şu şekildedir:

$$P_{\text{alıcı}} = \sum P_i = \sum \dot{Q}_i \cdot \left(\frac{P_i}{\dot{Q}_i} \right) \quad (3.1)$$

$P_{\text{alıcı}}$: Hedef noktadaki ses basınç seviyesi

P_i : i bölgesindeki ses basınç seviyesi

\dot{Q}_i : Kaynak (m^3/s^2) noktasındaki hacimsel ivme



Şekil 3.7. Ses kaynağı ve hedef arasındaki ilişki

3.2.2. Direkt Yöntem

Direkt yöntemde belirlenen sistemler üzerinden hedef kabin içerisi sürücü konumuna hava yolu ile iletilen sesin tespiti için iki ölçüm gerekmektedir.

Operasyonel Hacimsel İvme

Ölçümlere başlamadan önce tüm potansiyel ses kaynakları alt yüzeylere ayrılır ve her bir yüzeye ivme verilerini elde etmek üzere ivmeölçerler yerleştirilir.

Çalışma koşullarında potansiyel ses kaynakları üzerinden ivme verileri (\ddot{x}_{ni}^{OP}) toplanır. Bu ivme verileri ait oldukları yüzeylerin alanları ile çarpılarak operasyonel hacimsel ivmeler elde edilir. Böylece araçta operasyonel yükler altında ilgili yüzeylerde oluşan yükler elde edilmiş olunur.

$$\dot{Q}_i^{OP} = A_i \cdot \ddot{x}_{ni}^{OP} \quad (3.2)$$

A_i : Yüzey alanı [m^2]

\dot{Q}_i^{OP} : Operasyonel hacimsel ivme [m^3/s^2]

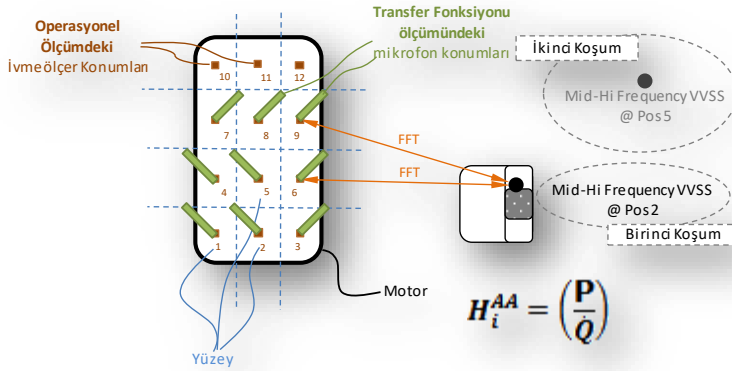
(\ddot{x}_{ni}^{OP}): Operasyonel ivme [m/s^2]

Ses Kaynağı Kullanılarak Transfer Fonksiyonu Ölçümü

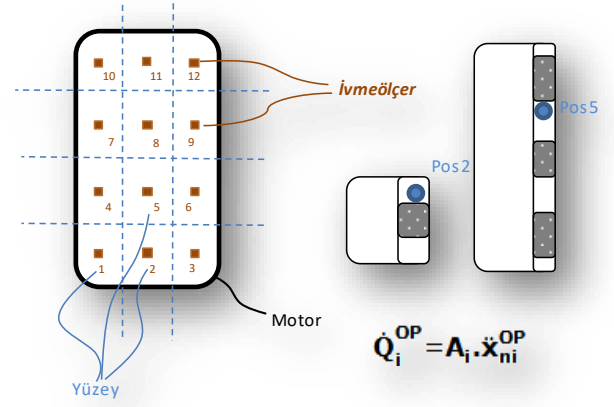
Hedef noktaya (sürücü kulak seviyesi) ve arka yolcu kulak seviyesine ses kaynağı yerleştirilerek ($\dot{Q}=(m^3/s^2)$), potansiyel ses kaynaklarının yüzeylerine yerleştirilmiş mikrofonlardan ses basıncı (Pa) ölçülür. Böylece ölçüm yüzeyi ile hedef nokta arasındaki transfer fonksiyonları hesaplanabilir. Akustik transfer fonksiyonu;

$$(H_i^{AA}) = \left(\frac{P}{\dot{Q}}\right) [Pa] / [m^3/s^2] \quad (3.3)$$

Transfer Fonksiyonu Ölçümü



Operasyonel İvme Ölçümü



Şekil 3.8. Direkt yöntem ölçüm metodu ve ses kaynağı konumları

Ölçümlerden elde edilen sonuçlar özetle şöyledir:

Operasyonel hacimsel ivmeler;

$$\dot{Q}_i^{OP} = A_i \cdot \ddot{x}_{ni}^{OP} \quad (3.4)$$

Akustik transfer fonksiyonu;

$$H_i^{AA} = \left(\frac{P}{Q} \right) \quad (3.5)$$

Sonuç olarak tek bir i yüzeyinin kaynak noktadaki ses basıncına olan katkısı;

$$\dot{Q}_i^{OP} \cdot H_i^{AA} = \dot{Q}_i^{OP} \cdot \left(\frac{P}{Q} \right) = P_i \text{ [Pa]} \quad (3.6)$$

şeklindedir.

Tüm yüzeylerin katkılarının toplamı bize hedef noktadaki ses basınç değerini verecektir.

$$P_{\text{Hedef}} = \sum P_i = \sum \dot{Q}_i^{\text{OP}} \cdot \left(\frac{P}{Q_i}\right) \quad (3.7)$$

Böylece hedef noktadaki ses basınç değeri “tüm ses kaynaklarının katkılarının toplamı” şeklinde yazılmış olur.

3.3.3. Devrik Yöntem

Devrik yöntemde belirlenen sistemler üzerinden hedef kabin içerisi sürücü konumuna hava yolu ile iletilen sesin tespiti için;

- Çalışma koşullarında ses basıncı ölçümleri
- Ses kaynağı kullanılarak ölçüm yüzeylerinden hedefe transfer fonksiyonları ölçümleri gerçekleştirilir.

Operasyonel Ses Basıncı Ölçümleri

Operasyonel ses basıncı ölçümleri gövde panellerinde panel yüzeylerine belirli bir uzaklıktaki noktalarda gerçekleştirilir ve bu noktalardaki ses basıncı değerleri elde edilir.

$$P_i^{\text{OP}} \text{ [Pa]} \quad (3.8)$$

Ses Kaynağı Kullanılarak Transfer Fonksiyonu Ölçümü

Ses basıncı ölçümü gerçekleştirilen noktalara ayrıca ses kaynağı yerleştirilerek hedef noktalara olan transfer fonksiyonları elde edilir. Transfer fonksiyonu ölçümlerinde iki sonuç elde edilir.

Birincisi yakın alan transfer fonksiyonudur (NFT). NFT; operasyonel ölçümlerde de kullanılan ve ilgili yüzeylere belirli uzaklıkla yerleştirilen mikrofonlar ile ses kaynağı arasındaki akustik transfer fonksiyonunu ifade eder. Ölçüm sonunda hesaplanan bu yakın

alan transfer fonksiyonu matrisinin tersi ile operasyonel ölçümden elde edilen mikrofon ses basınç değerleri çarpılarak operasyonel hacimsel ivmeler (\dot{Q}_i^{OP}) elde edilir.

Yakın alan akustik transfer fonksiyonu:

$$NFT = H_i^{P_{indi} \cdot Q} = \frac{P_i}{Q} \quad (3.9)$$

Operasyonel Hacimsel İvme:

$$\dot{Q}_i^{OP} = [H_i^{P_{indi} \cdot Q}]^{-1} \cdot P_i^{OP} \quad (3.10)$$

şeklinde hesaplanır.

İkincisi uzak alan transfer fonksiyonudur (FFT). FFT; ses kaynağı ile hedef noktalar arasındaki akustik transfer fonksiyonunu ifade eder.

Uzak alan akustik transfer fonksiyonu:

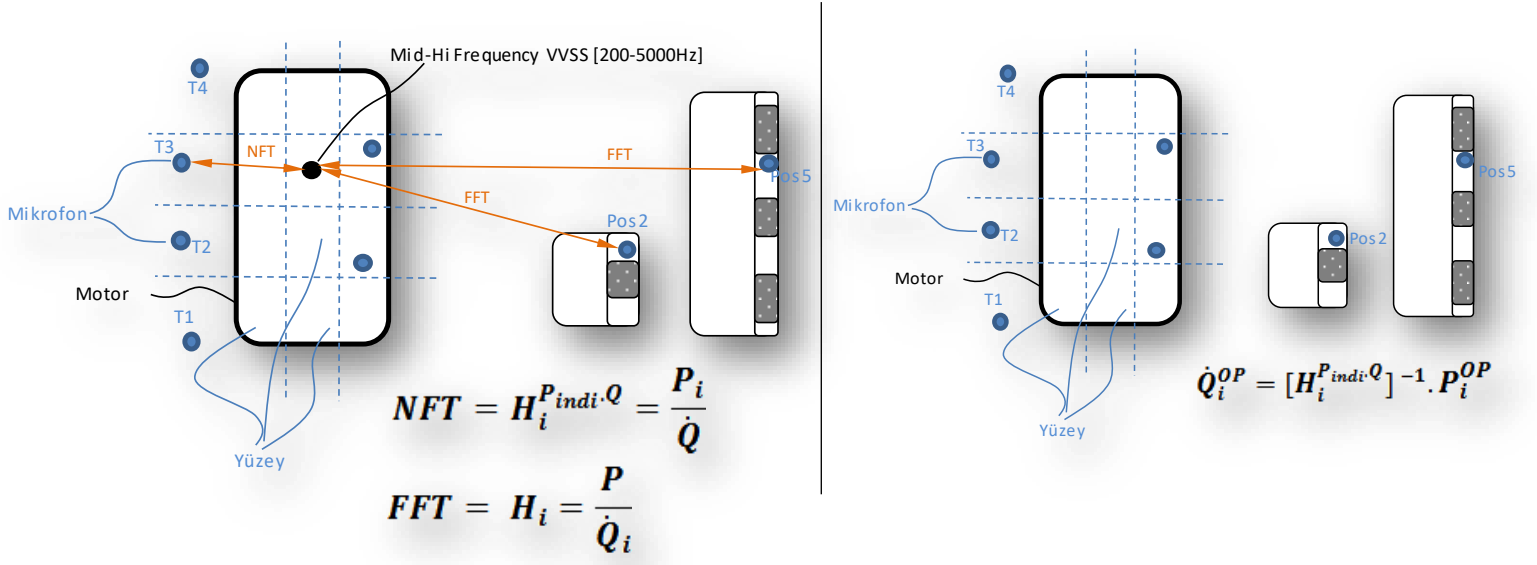
$$FFT = H_i = \frac{P}{\dot{Q}_i} \text{ [Pa] / [m}^3\text{/s}^2\text{]} \quad (3.11)$$

Sonuç olarak tek bir i yüzeyinin kaynak noktadaki ses basıncına olan katkısı;

$$\dot{Q}_i^{OP} \cdot H_i = \dot{Q}_i^{OP} \cdot \left(\frac{P}{\dot{Q}_i} \right) = P_i \text{ [Pa]} \quad (3.12)$$

şeklindedir.

Tüm yüzeylerin katkılarının toplamı bize hedef noktadaki ses basınç değerini verecektir.



Şekil 3.9. Devrik yöntem ölçüm metodu ve ses kaynağı konumları

4. BULGULAR

Çalışma kapsamında sedan bir aracın, kabin içerisinde oluşan yol gürültüsüne, panellerin katkısı incelenmiştir. Panel katkı analizi yöntemlerinden direkt yöntem kullanılarak testler gerçekleştirilmiştir.

Panel katkısı analizi yöntemi, ilgilenilen panellerin alt panelcilere ayrılması yöntemine dayanmaktadır. Bu çalışma kapsamında seçilen araç, 20 temel panele ayrılmıştır. Belirlenen panelciklerin boyutu, analiz edilecek frekans değerinin limitini belirlemektedir. Ne kadar küçük boyutlu alt paneller belirlenir ise, analizin maksimum frekans limiti artacaktır. Bu çalışma kapsamında, aracın dizayn parametreleri de göz önünde bulundurularak, maksimum çalışma frekans limiti (F_{max}) 400 Hz olacak şekilde alt panel boyutları belirlenmiştir. Belirlenen alt panellerin boyutu maksimum yaklaşık olarak 40 cm'dir.

$$F_{max} = \frac{c}{2*d_{max}} = \frac{340}{2*0,4} = 400 \text{ Hz} \quad (4.1)$$

Analiz için kullanılacak panellerin isimleri ve bu panellerin alt panelleri aşağıdaki tabloda görülmektedir.

Çizelge 4.1. Alt panelciklerin isimleri ve sayıları

Panel #	Panel İsmi	# Alt panelcik
1	Ön göğüs (FWAL)	20
2	Ön Sol Taban (FLFL)	9
3	Tünel Bölgesi (TUNE)	4
4	Ön Sağ Taban (FRFL)	9
5	Arka Koltuk Altı Taban (SEFL)	6
6	Bagaj Tabanı (TRFL)	22
7	Sol Arka Çamurluk Bölgesi (RLWA)	3
8	Sağ Arka Çamurluk Bölgesi (RRWA)	3

Çizelge 4.2. Alt panelciklerin isimleri ve sayıları (Devam)

Panel #	Panel İsmi	# Alt panelcik
9	Tavan (ROOF)	24
10	Ön Cam (WIND)	15
11	Şapkalık (CAPE)	8
12	Arka Cam (RGLA)	12
13	Ön Sol Kapı Paneli (FLDP)	12
14	Ön Sol Kapı Camı (FLDG)	6
15	Ön Sağ Kapı Paneli (FRDP)	12
16	Ön Sağ Kapı Camı (FRDG)	6
17	Arka Sol Kapı Paneli (RLDP)	9
18	Arka Sol Kapı Camı (RLDG)	5
19	Arka Sağ Kapı Paneli (RRDP)	9
20	Arka Sağ Kapı Camı (RRDG)	5



Şekil 4.1. Ön Göğüs Paneli ve alt panelcikleri



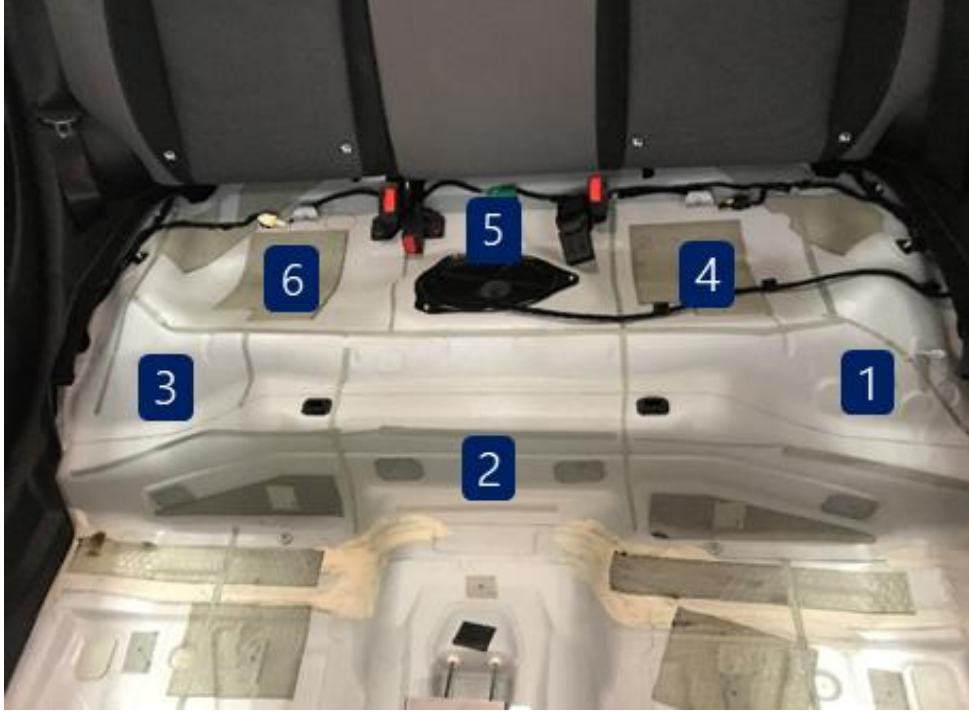
Şekil 4.2. Ön Sol Taban Paneli ve alt panelcikleri



Şekil 4.3. Tünel Bölgesi ve alt panelcikleri



Şekil 4.4. Ön sağ taban paneli ve alt panelcikleri



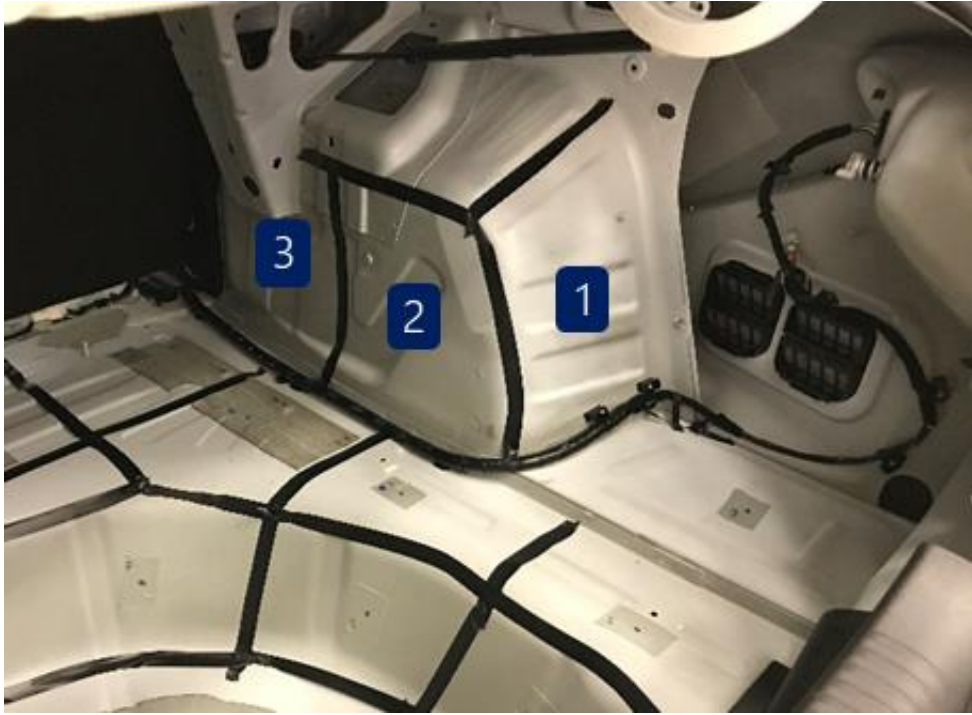
Şekil 4.5. Arka koltuk altı paneli ve panelcikleri



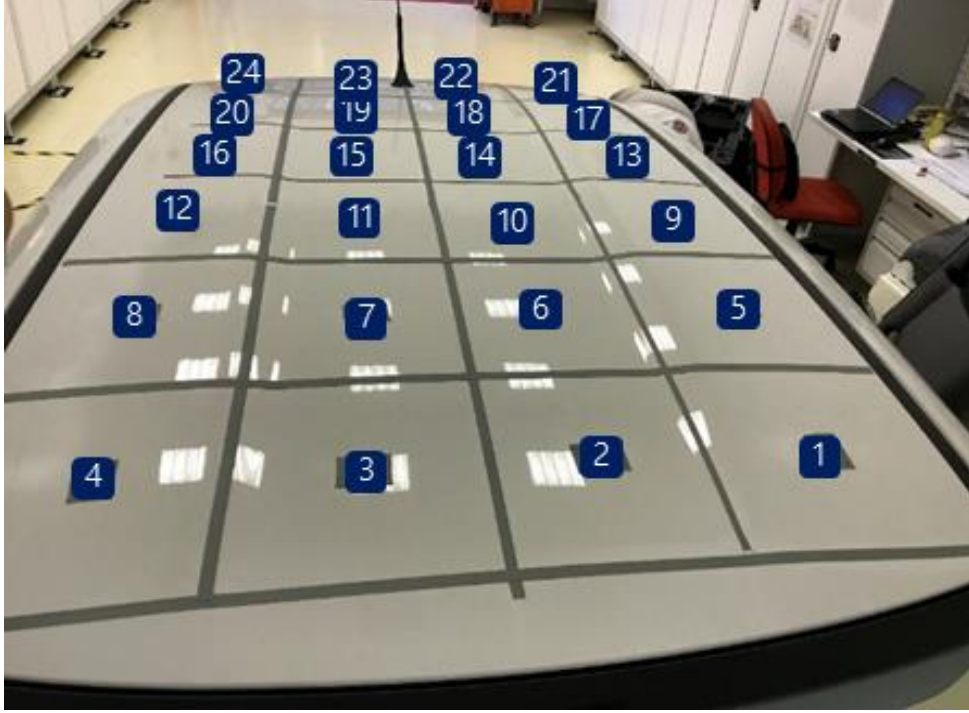
Şekil 4.6. Bagaj taban paneli ve panelcikleri



Şekil 4.7. Sol arka çamurluk paneli ve panelcikleri



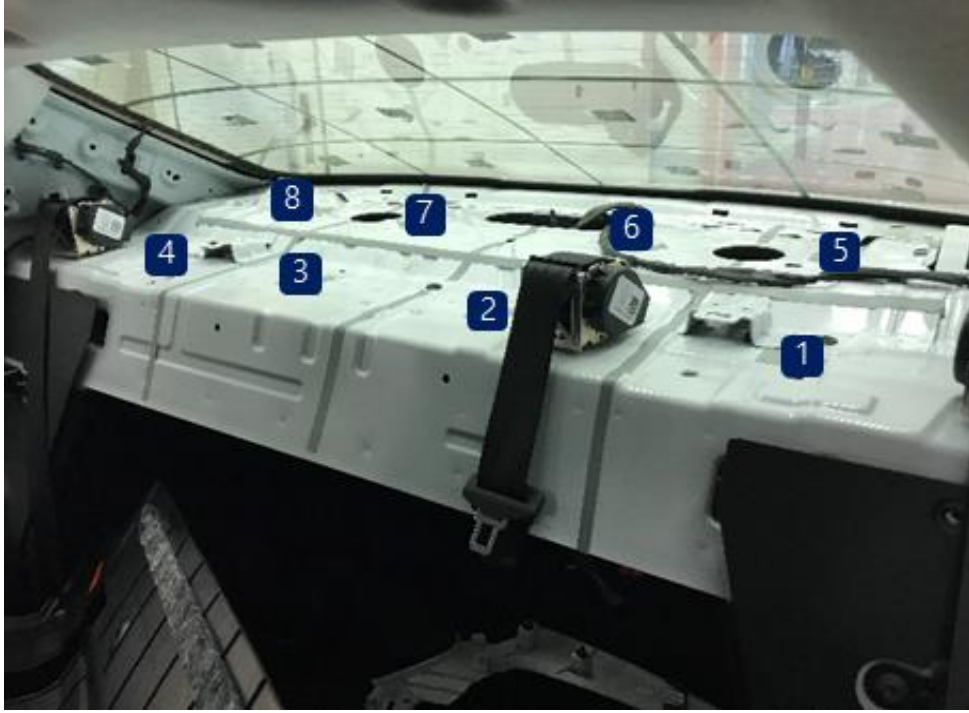
Şekil 4.8. Sağ arka çamurluk paneli ve panelcikleri



Şekil 4.9. Tavan paneli ve panelcikleri



Şekil 4.10. Ön cam paneli ve panelcikleri



Şekil 4.11. Şapkalık paneli ve panelcikleri



Şekil 4.12. Arka cam paneli ve panelcikleri



Şekil 4.13. Ön sol kapı paneli ve panelcikleri



Şekil 4.14. Ön sol kapı camı paneli ve panelcikleri



Şekil 4.15. Ön sağ kapı paneli ve panelcikleri



Şekil 4.16. Ön sağ kapı camı paneli ve panelcikleri



Şekil 4.17. Arka sol kapı paneli ve panelcikleri



Şekil 4.18. Arka sol kapı camı paneli ve panelcikleri



Şekil 4.19. Arka sağ kapı paneli ve panelcikleri



Şekil 4.20. Arka sağ kapı camı paneli ve panelcikleri

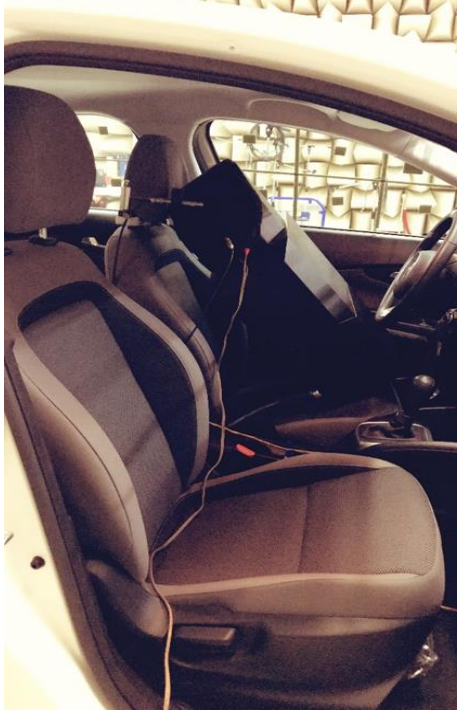
Yol gürültüsünde, PACA yöntemi uygulamasının iki adımı bulunmaktadır. Birinci adım, operasyonel şartlar altında, belirlenen tüm alt panelciklerden ivme dadasının ve sürücü kulak seviyesi bölgesinden ses dadasının toplanmasıdır. Operasyonel ölçümler, 50 km/saat hızı temsil etmek için, 55 km/saat hızdan 45 km/saat hıza sadece yol sesine odaklanmak için vites boşta iken, belirlenen yolda yavaşlama şeklindedir. Operasyonel yükler, her bir ivmelenme değeri ve ivmeölçerin bulunduğu alt panelciğın alanı ile çarpılarak elde edilir.

$$\dot{Q}_i = \ddot{x}_i \cdot A_i \quad (4.2)$$

$\ddot{x}_i [m/s^2]$: i alt panelciğın ivmelenmesi

$A_i [m^2]$: i alt panelciğının yüzey alanı

İkinci adım, akustik transfer fonksiyonlarının ölçülmesidir. Yüzey tip mikrofonları belirlenen her bir panelciğın ortasına yerleştirilir. Sürücü kulak seviyesinde normal ölçüm mikrofonları bulunur. Transfer fonksiyonu elde etmek için gerekli ses kaynağı olarak, düşük/orta frekans hacim kaynağı kullanılır. Düşük/orta frekans hacim kaynağı, sürücü kulak seviyesine yerleştirilir. Kullanılan düşük/orta frekans hacim kaynağı 10 – 1000 Hz frekans aralığında ses verebilmektedir. Akustik transfer fonksiyonu ölçümlerinde beyaz gürültü kullanılmıştır.



Şekil 4.21. Akustik transfer fonksiyonu ölçümlerinde frekans hacim kaynağının yerleşimi

Akustik transfer fonksiyonun çıktısı, her bir panelcikte yer alan mikrofonlar ile, sürücü kulak seviyesindeki mikrofonlar arası frekans cevap fonksiyonudur. Elde edilen cevap fonksiyonunun, birinci adımda elde edilen operasyonel yüklerle çarpımı sonucu her bir panelciğin, sürücü kulak seviyesine olan katkısı elde edilir.

$$P_i = \dot{Q}_i \cdot H_i \quad (4.3)$$

$\dot{Q}_i [m^3/s^2]$: her bir i panelinin operasyonel yükü

$H_i [Pa/(m^3/s^2)]$: sürücü kulak seviyesi ile her bir i panelciği arasındaki akustik transfer fonksiyonu

$P_i [Pa]$: Her bir i panelinin katkısı

Her bir panelin katkısı, o panele ait panelciklerin katkılarının toplamı ile elde edilir. Her bir panelin de katkısının toplanması ile, aracın hesaplanmış yol gürültüsü elde edilmiş

olur. Bu elde edilen hesaplanmış yol sesi eğrisi, ölçülen gerçek yol sesi eğrisi ile karşılaştırılarak, analizinin korelasyonu kontrol edilir.

Bu çalışma kapsamında toplam panelcik sayısı 199'dur. Kullanılan veri toplama cihazının maksimum kanal sayısı 72'dir Bu yüzden operasyonel ve akustik transfer fonksiyonu ölçümleri 4 gruba ayrılmış ve ölçümler 4 aşamada tamamlanmıştır. Çizelge 4.2, Çizelge 4.3, Çizelge 4.4 ve Çizelge 4.5'de bahsedilen 4 aşamanın içerikleri görülmektedir.

Çizelge 4.2. Aşama 1 ölçümü panel listesi

Panel #	Panel İsmi	# Alt panelcik
2	Ön Sol Taban (FLFL)	9
3	Tünel Bölgesi (TUNE)	4
4	Ön Sağ Taban (FRFL)	9
5	Arka Koltuk Altı Taban (SEFL)	6
6	Bagaj Tabanı (TRFL)	22
7	Sol Arka Çamurluk Bölgesi (RLWA)	3
8	Sağ Arka Çamurluk Bölgesi (RRWA)	3

Çizelge 4.3. Aşama 2 ölçümü panel listesi

Panel #	Panel İsmi	# Alt panelcik
9	Tavan (ROOF)	24
10	Ön Cam (WIND)	15
12	Arka Cam (RGLA)	12

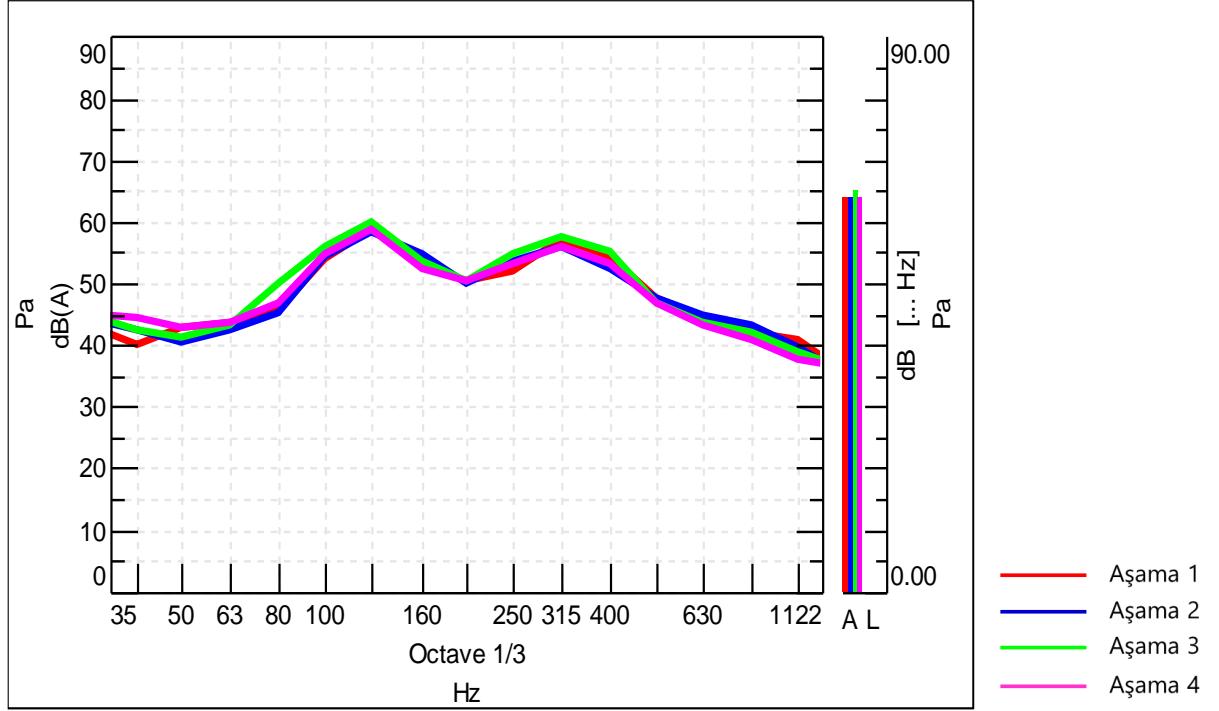
Çizelge 4.4. Aşama 3 ölçümü panel listesi

Panel #	Panel İsmi	# Alt panelcik
11	Şapkalık (CAPE)	8
16	Ön Sağ Kapı Camı (FRDG)	6
17	Arka Sol Kapı Paneli (RLDP)	9
18	Arka Sol Kapı Camı (RLDG)	5
19	Arka Sağ Kapı Paneli (RRDP)	9
20	Arka Sağ Kapı Camı (RRDG)	5

Çizelge 4.5. Aşama 4 ölçümü panel listesi

Panel #	Panel İsmi	# Alt panelcik
1	Ön göğüs (FWAL)	20
13	Ön Sol Kapı Paneli (FLDP)	12
14	Ön Sol Kapı Camı (FLDG)	6
15	Ön Sağ Kapı Paneli (FRDP)	12

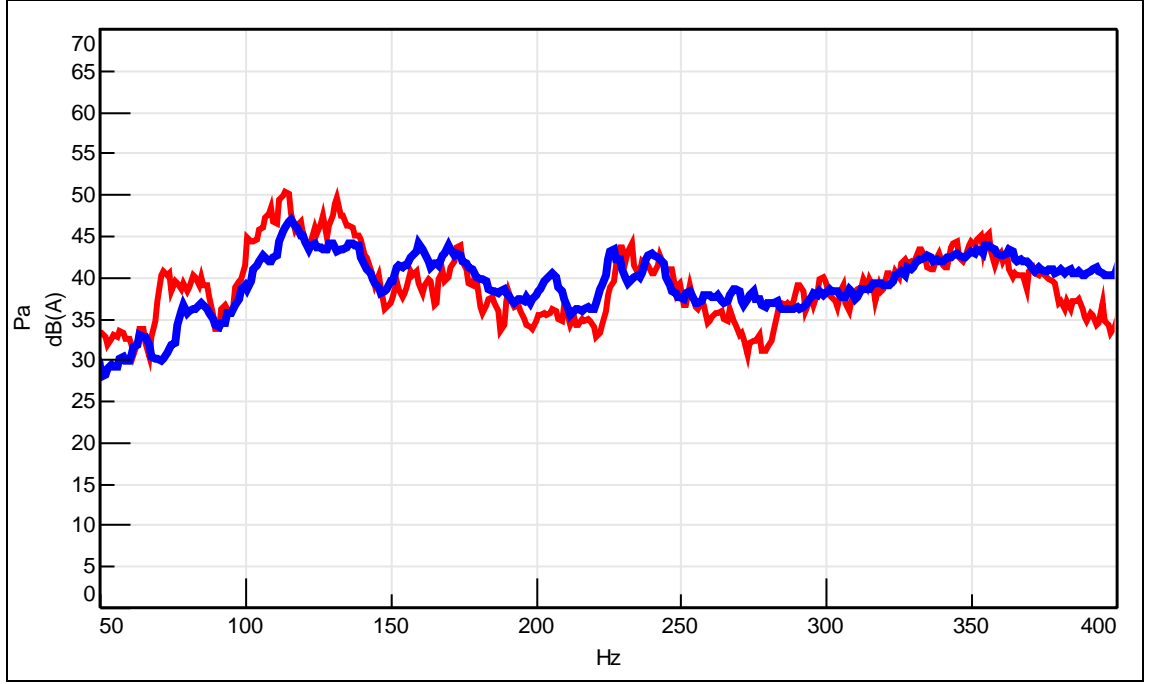
PACA analizi için data toplama işlemi 4 aşamada gerçekleştiği için, tekrarlanabilirliği sağlamak için testler mümkün olduğunca aynı hava ve yol şartlarında yapılmıştır. Dataları analiz etmeden önce tekrarlanabilirliğinin ve elde edilen verilerin güvenilirliğinin kontrolü için, her bir aşama sonucunda elde edilen yol sesi verileri karşılaştırılarak, aşamalar arası sapmalar kontrol edilmiştir. Şekil 4.22’de her bir aşama sonucu elde edilen sürücü kulak seviyesi yol gürültüsü eğrileri yer almaktadır. Şekil 4.22’de kırmızı eğri aşama 1’i, mavi eğri aşama 2’yi, yeşil eğri aşama 3’ü, pembe eğri ise aşama 4’ü temsil etmektedir. Görüleceği üzere test 4 farklı aşamada da gerçekleştirilmiş olmasına rağmen tekrarlanabilir, güvenilir datalar elde edilmiştir. Bu kontrol den sonra analiz işlemine geçilebilir.



Şekil 4.22. 4 aşama sonucu elde edilen sürücü kulak seviyesi eğrilerin karşılaştırılması

Bu çalışma kapsamında elde edilen verilerin analizi için Siemens SimCenter Test.Lab programının transfer yolu analizi modülü kullanılmıştır.

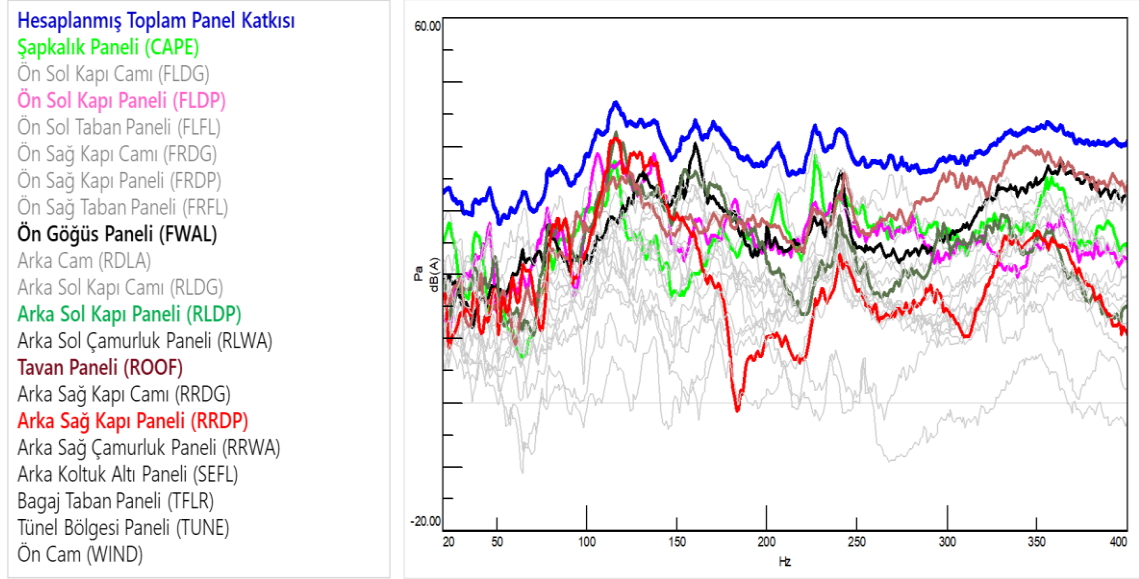
Operasyonel ivme datalarının ve akustik transfer fonksiyonlarının PACA yöntemi kullanılarak analiz edilmesi sonucu hesaplanan yol gürültüsü eğrisi elde edilmiştir. Şekil 4.23'deki kırmızı eğri hesaplanan yol gürültüsü eğrisini mavi eğri ise ölçülen yol gürültüsü eğrisini temsil etmektedir. Ölçülen ve hesaplanan eğriler karşılaştırıldığında 370 Hz'e analiz sonucunun yüksek bir korelasyon değerine sahip olduğu söylenebilir. Daha yüksek frekanslarda da iyi bir korelasyon elde edebilmek için analizde kullanılan panellerin daha küçük yüzey alanlı alt panelciklere ayrılması gereklidir. Bu çalışma kapsamında yol gürültüsü incelendiği için 370 Hz yeterli kalmaktadır.



Şekil 4.23. Sürücü kulak seviyesindeki ölçülen ve hesaplanan yol gürültüsü eğrileri

İyi bir korelasyon elde edildiği için, hesaplanan eğri üzerinden pik noktalar seçilerek baskın paneller belirlenebilir.

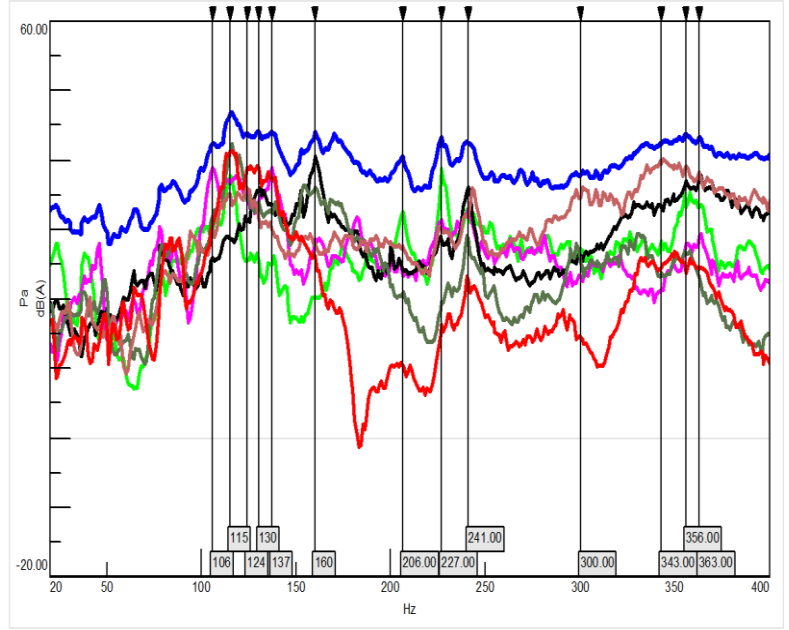
Şekil 4.24’de hesaplanan toplam yol gürültüsüne her bir panelin katkısı görülmektedir.



Şekil 4.24. Her bir panelin kabin içi yol gürültüsüne olan katkısı

Hesaplanan eğri üzerindeki pik noktaları, kabin içerisinde hissedilen yol gürültüsünü domine etmektedir. Şekil 4.24 incelendiğinde enerjinin 100-150 Hz bandında yüksek olduğu görülmektedir. Bu frekans bandında etkili olan paneller ise, 106 Hz’de sol ön kapı paneli, 115 Hz’de sol ön kapı paneli, arka sol kapı paneli, şapkalık ve tavan, 124 Hz’de sağ arka kapı paneli, 130 Hz’de sağ arka kapı paneli ve ön göğüs, 137 Hz’de ön sol kapı paneli ve arka sağ kapı panelidir. Diğer baskın frekans değerleri ve yüksek katkılı paneller ise sırasıyla, 160 Hz’de ön göğüs ve sol arka kapı paneli, 206 Hz’de şapkalık, 227 Hz’de şapkalık, ön sol kapı paneli ve tavan, 241 Hz’de sol ön kapı paneli, ön göğüs ve tavan, 300 ve 343 Hz’lerde tavan, 356 Hz’de şapkalık, tavan ve ön göğüstür. Şekil 4.25’te baskın frekanslar ve baskın paneller gösterilmektedir.

Hesaplanmış Toplam Panel Katkısı
Şapkalık Paneli (CAPE)
Ön Sol Kapı Paneli (FLDP)
Ön Göğüs Paneli (FWAL)
Arka Sol Kapı Paneli (RLDP)
Tavan Paneli (ROOF)
Arka Sağ Kapı Paneli (RRDP)

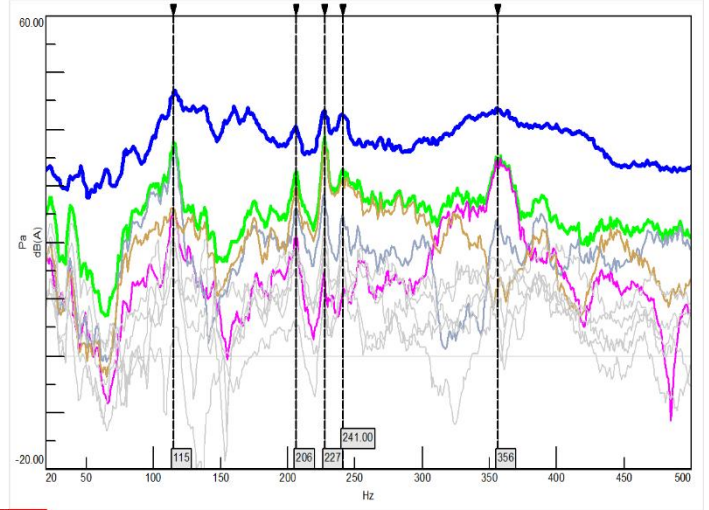


Şekil 4.25. Kabin içi yol gürültüsü için baskın frekanslar ve baskın paneller

Baskın frekanslar ve baskın paneller belirlendikten sonra, baskın panellerin hangi panelciklerinin bu baskın frekanslarda pik yaptığı belirlenmiştir. Bu analizin yapılması için belirlenen bütün baskın panellere, o panele ait panelciklerin katkıları incelenmiştir.

Şekil 4.26'de şapkalık panelinin belirlenen baskın frekanslarda hangi alt panelciklerinin katkılarının yüksek olduğu görülmektedir. Burada 115,206,227,241 ve 356 Hz baskın frekanslarında şapkalık panelinin, 1,2 ve 3 numaralı panelciklerinin katkılarının yüksek olduğu belirlenmiştir.

Hesaplanmış Toplam Panel Katkısı
Hesaplanmış Şapkalık Paneli Katkısı(CAPE)
CAPE:0001 : Panel #1
CAPE:0002 : Panel #2
CAPE:0003 : Panel #3
CAPE:0004 : Panel #4
CAPE:0005 : Panel #5
CAPE:0006 : Panel #6
CAPE:0007 : Panel #7
CAPE:0008 : Panel #8



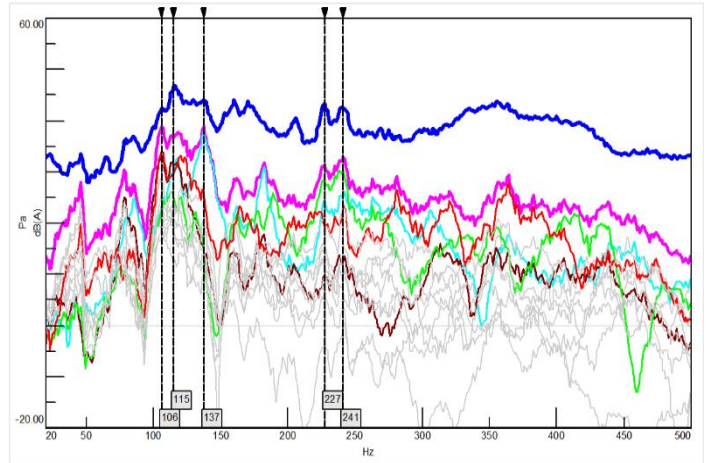
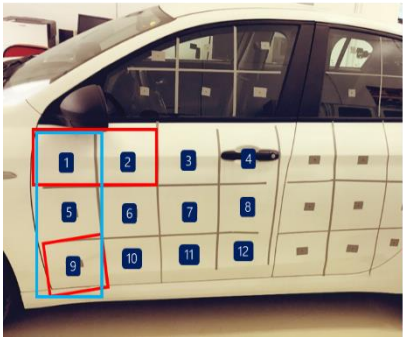
115 Hz
206 Hz
227 Hz
241 Hz
356 Hz

Şekil 4.26. Hesaplanmış şapkalık paneli ve panelciklerin toplam gürültüye olan katkıları

Şekil 4.27’da ön sol kapı panelinin belirlenen baskın frekanslarda hangi alt panelciklerinin katkılarının yüksek olduğu görülmektedir. Burada 106,115 ve 137 Hz frekans değerlerinde, 1,2 ve 9 numaralı panelciklerin, 227 ve 241 Hz frekans değerlerinde 1,5 ve 9 numaralı panelciklerin katkılarının yüksek olduğu belirlenmiştir.

Hesaplanmış Toplam Panel Katkısı
Hesaplanmış Ön Sol Kapı Paneli Katkısı (FLDP)

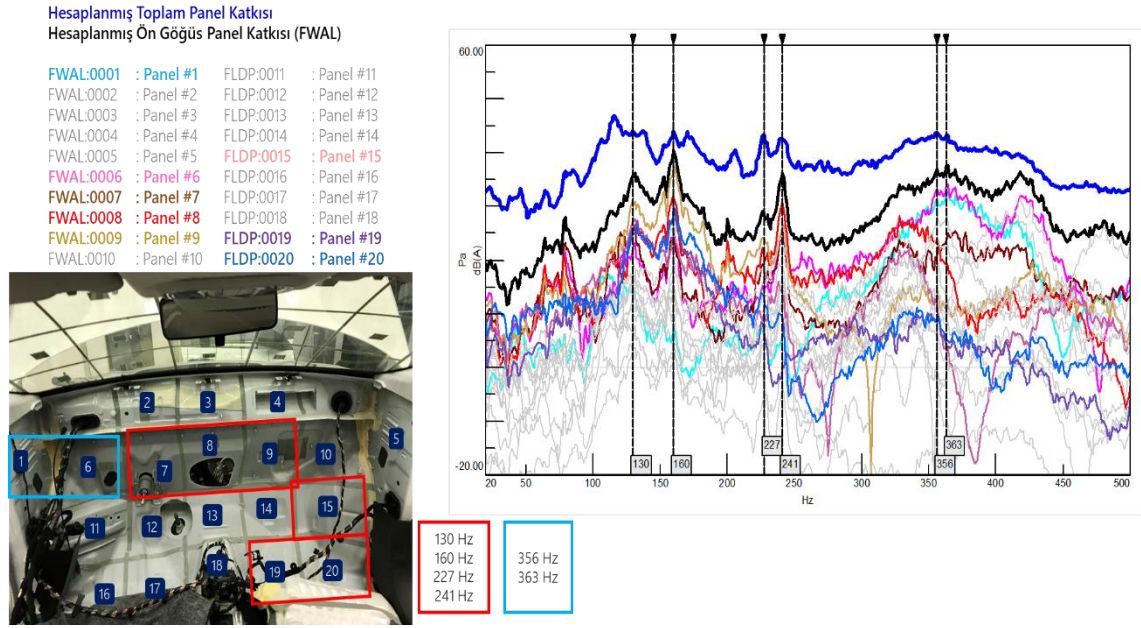
FLDP:0001 : Panel #1 FLDP:0007 : Panel #7
FLDP:0002 : Panel #2 FLDP:0008 : Panel #8
FLDP:0003 : Panel #3 FLDP:0009 : Panel #9
FLDP:0004 : Panel #4 FLDP:0010 : Panel #10
FLDP:0005 : Panel #5 FLDP:0011 : Panel #11
FLDP:0006 : Panel #6 FLDP:0012 : Panel #12



106 Hz
115 Hz
137 Hz
227 Hz
241 Hz

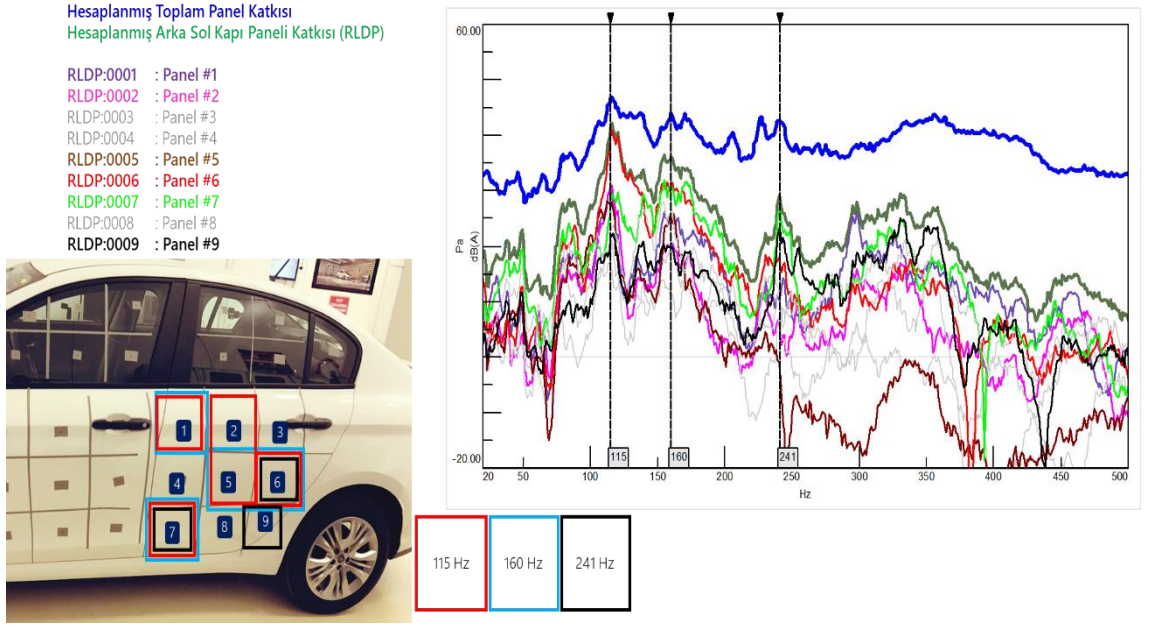
Şekil 4.27. Hesaplanmış ön sol kapı paneli ve panelciklerin toplam gürültüye olan katkıları

Şekil 4.28’de ön göğüs panelinin belirlenen baskın frekanslarda hangi alt panelciklerinin katkılarının yüksek olduğu görülmektedir. Burada 130, 160, 227 ve 241 Hz frekans değerlerinde, 7,8,9,15,19 ve 20 numaralı panelciklerin, 356 ve 363 Hz frekans değerlerinde 1 ve 6 numaralı panelciklerin katkılarının yüksek olduğu belirlenmiştir.



Şekil 4.28. Hesaplanmış ön göğüs paneli ve panelciklerin toplam gürültüye olan katkıları

Şekil 4.29’de arka sol kapı panelinin belirlenen baskın frekanslarda hangi alt panelciklerinin katkılarının yüksek olduğu görülmektedir. Burada 115 Hz frekans değerinde,1,2,5,6 ve 7 numaralı panelciklerin, 160 Hz frekans değerinde, 1,5,6 ve 7 numaralı panelciklerin ve 241 Hz frekans değerinde 6,7 ve 9 numaralı panelciklerin katkılarının yüksek olduğu belirlenmiştir.

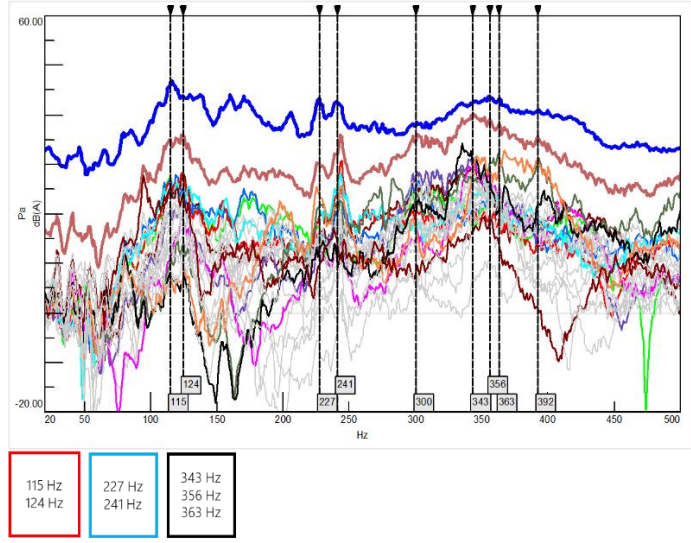
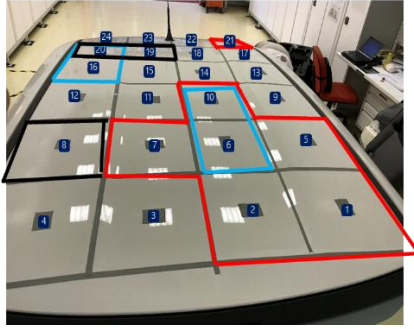


Şekil 4.29. Hesaplanmış arka sol kapı paneli ve panelciklerin toplam gürültüye olan katkıları

Şekil 4.30'da tavan panelinin belirlenen baskın frekanslarda hangi alt panelciklerinin katkılarının yüksek olduğu görülmektedir. Burada 115 ve 124 Hz frekans değerlerinde, 1,2,5,6,7,10 ve 21 numaralı panelciklerin, 227 ve 241 Hz frekans değerlerinde, 6,10,16 ve 20 numaralı panelciklerin ve 343,356 ve 363 Hz frekans değerlerinde, 8, 19 ve 20 numaralı panelciklerin katkılarının yüksek olduğu belirlenmiştir.

Hesaplanmış Toplam Panel Katkısı
Hesaplanmış Tavan Paneli Katkısı (ROOF)

ROOF:0001 : Panel #1	ROOF:0013 : Panel #13
ROOF:0002 : Panel #2	ROOF:0014 : Panel #14
ROOF:0003 : Panel #3	ROOF:0015 : Panel #15
ROOF:0004 : Panel #4	ROOF:0016 : Panel #16
ROOF:0005 : Panel #5	ROOF:0017 : Panel #17
ROOF:0006 : Panel #6	ROOF:0018 : Panel #18
ROOF:0007 : Panel #7	ROOF:0019 : Panel #19
ROOF:0008 : Panel #8	ROOF:0020 : Panel #20
ROOF:0009 : Panel #9	ROOF:0021 : Panel #21
ROOF:0010 : Panel #10	ROOF:0022 : Panel #22
ROOF:0011 : Panel #11	ROOF:0023 : Panel #23
ROOF:0012 : Panel #12	ROOF:0024 : Panel #24

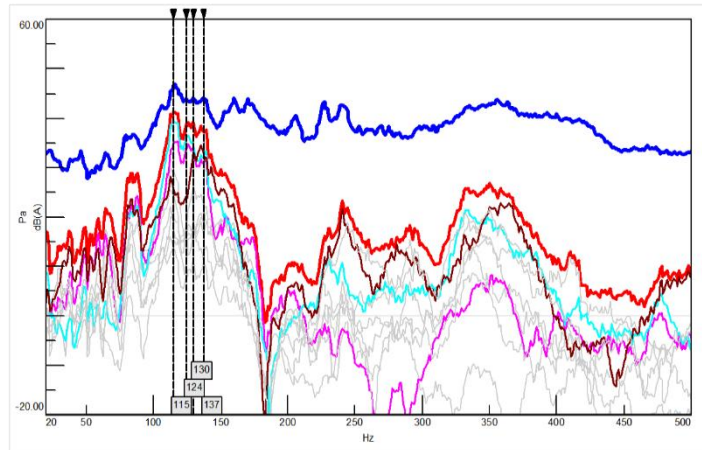
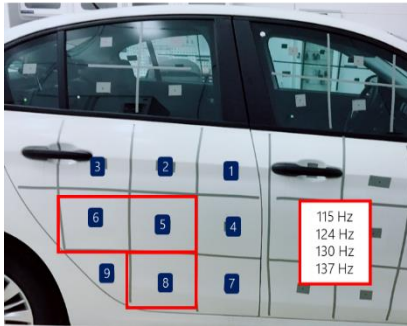


Şekil 4.30. Hesaplanmış tavan paneli ve panelciklerin toplam gürültüye olan katkıları

Şekil 4.31'da arka sağ kapı panelinin belirlenen baskın frekanslarda hangi alt panelciklerinin katkılarının yüksek olduğu görülmektedir. Burada 115, 124, 130 ve 137 Hz frekans değerlerinde, 6, 5 ve 8 numaralı panelciklerin, katkılarının yüksek olduğu belirlenmiştir.

Hesaplanmış Toplam Panel Katkısı
Hesaplanmış Arka Sağ Kapı Paneli Katkısı (RRDP)

RRDP:0001 : Panel #1
RRDP:0002 : Panel #2
RRDP:0003 : Panel #3
RRDP:0004 : Panel #4
RRDP:0005 : Panel #5
RRDP:0006 : Panel #6
RRDP:0007 : Panel #7
RRDP:0008 : Panel #8
RRDP:0009 : Panel #9



Şekil 4.31. Hesaplanmış arka sağ kapı paneli ve panelciklerin toplam gürültüye olan katkıları

Şekil 4.32, baskın frekanslar ve baskın panellerin etkisinin özet bir tablosu gösterilmektedir.

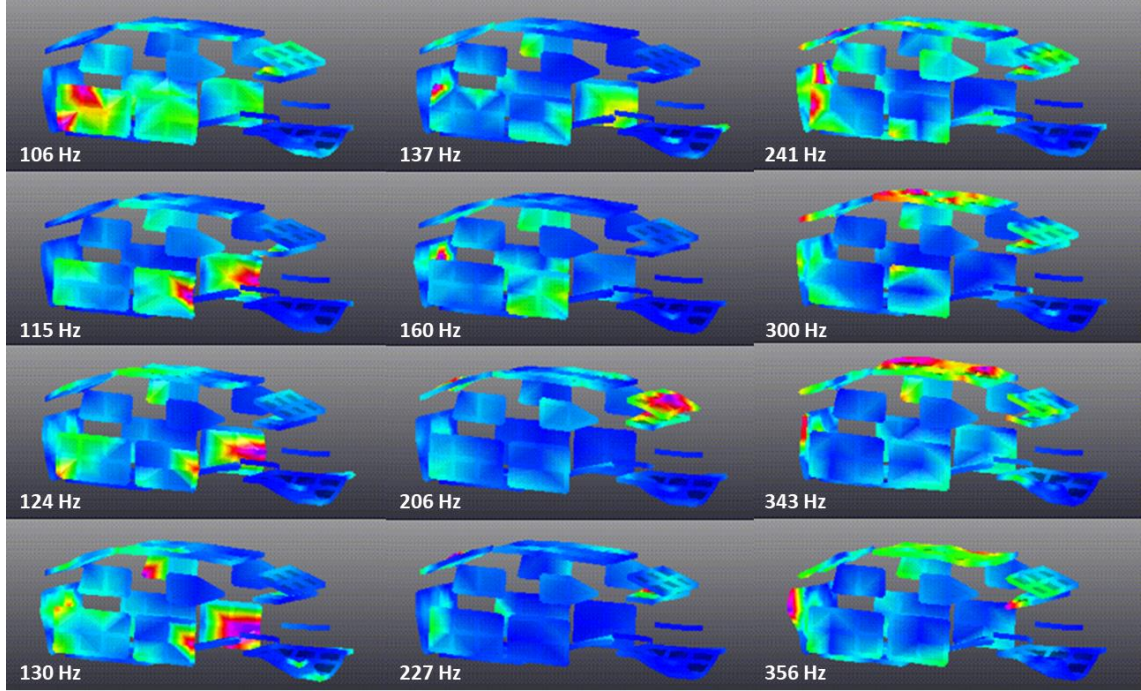
106 Hz	115 Hz	124 Hz	130 Hz	137 Hz	160 Hz	206 Hz	227 Hz	241 Hz	300 Hz	343 Hz	356 Hz
FLDP	RLDP	RRDP	RRDP	FLDP	FWAL	CAPE	CAPE	FLDP	ROOF	ROOF	CAPE
	RRDP		FWAL	RRDP	RLDP		FLDP	FWAL		FWAL	FWAL
	CAPE						ROOF	ROOF			ROOF
	FLDP										

106 Hz	115 Hz	124 Hz	130 Hz	137 Hz	160 Hz	206 Hz	227 Hz	241 Hz	300 Hz	343 Hz	356 Hz
1.	1.	1.	1.	1.	1.	1.	1.	1.	1.	1.	1.
FLDP:0009	RLDP:0006	RRDP:0006	RRDP:0006	FLDP:0001	FWAL:0009	CAPE:0003	CAPE:0003	FLDP:0005	ROOF:0001	ROOF:0019	CAPE:0001
2.	2.	2.	2.	2.	2.	2.	2.	2.	2.	2.	2.
FLDP:0002	RRDP:0006	RRDP:0005	RRDP:0005	RRDP:0008	FWAL:0008	CAPE:0002	CAPE:0002	FWAL:0008	ROOF:0002	ROOF:0008	FWAL:0006
	3.		3.	3.	3.		3.	3.	3.	3.	3.
	CAPE:0002		RRDP:0008	RRDP:0006	RLDP:0007		FLDP:0005	ROOF:0006	ROOF:0007	ROOF:0020	FWAL:0001
	4.		4.	4.	4.		4.	4.	4.		4.
	RRDP:0005		FWAL:0009	RRDP:0005	RLDP:0006		ROOF:0020	ROOF:0010	ROOF:0005		ROOF:0020
	5.				5.			5.	5.		5.
	FLDP:0002				FWAL:0007			FWAL:0007	ROOF:0016		ROOF:0010
	6.				6.			6.			6.
	FLDP:0001				FWAL:0020			ROOF:0020			ROOF:0008
	7.				7.						7.
	RLDP:0002				FWAL:0019						ROOF:0019
	8.										
	RLDP:0001										

Şekil 4.32. Baskın frekanslardaki baskın panel ve panelcikler

Analiz bulguları, daha önce yapılan çalışmalar ile karşılaştırıldığında, benzer sonuçların elde edildiği görülmüştür. Yoo ve Chang (2005) yılındaki makaleleri incelendiğinde, 100 – 200 Hz aralığında yol gürültüsüne en yüksek katkıların kapı panellerinden geldiği görülmüştür. Şekil 4.32’deki özet tablodaki 100-200 Hz aralığında da yüksek katkıların kapı panellerinden kaynaklandığı görülmektedir. Yine aynı şekilde Yoo ve Chang (2005) 200 -300 Hz arasındaki analizlerinde en yüksek katkıların şapkalık ve tavandan kaynaklı olduğunu saptamışlardır. Benzer şekilde bu çalışma kapsamında da Şekil 4.31, 200 – 300 Hz frekans aralığı incelendiğinde şapkalık ve tavan bölgesi katkılarının yüksek olduğu görülmektedir. Bu çalışmanın Yoo ve Chang (2005) yaptığı çalışmadan en büyük farkı ön göğüs bölgesinin de analizlere dahil edilmiş olmasıdır. Yoo ve Chang (2005) analizlerinde ön göğüs bölgesini de kullansalardı, şüphesiz onlarda bir diğer yüksek katkının ön göğüs bölgesinden geldiğini görecektirdi.

Şekil 4.33’de ise belirlenen baskın frekanslarda, aracın alt panelciklerinin sahip olduğu operasyonel mod şekilleri görülmektedir. Bu gösterimdeki renk skalası, sırasıyla mavi – yeşil – sarı- kırmızı, düşük ve yüksek katkıları göstermektedir.



Şekil 4.33. Panel katkı analizi sonucu baskın frekanslardaki panel mod şekilleri

Kabin içerisinde, tekerleklerden yapısal iletim ile gövde panellerinin katkısı, frekans analizi ve mod şekilleri ile belirlendikten sonra, paneller üzerinde yapılacak modifikasyonlar ile kabin içinde oluşan yol gürültüsü azaltılabilir. Burada uygulanabilecek yöntemlerin temeli panellerin fiziksel direngenliğini ve yapısal sönümü artırmaktır. Bu çalışma kapsamında hızlı ve çabuk uygulanabilir bir yöntem olan, panellere yapısal sönüm elemanı ekleyerek, katkısı yüksek olan panelciklerin sönümünü artırarak yol sesinin iyileştirilmesi amaçlanmıştır.

Şekil 4.33’de frekans analizi sonucu bulunan özet tablodaki alt panelciklere yapısal sönüm elemanları eklenmiştir. Seçilen yapısal sönüm elemanının, DIN EN ISO 6721-3, ASTM E756 ve SAE J1637 standartlarına göre Oberst test bankosunda ölçülen sönüm

katsayısı 0,16'dır. Bu yapısal sönüm elemanlarının kalınlığı 2 mm'dir. Yapısal sönüm elemanları belirlenen her bir alt panelcik boyutlarında kesilerek gövde sacına yapıştırılıp, özel bir ısıtıcı fön makinesi ile ısıtılarak gövde ile yekpare hale gelmektedir. Gövde sacı ile bir bütün olarak bulunduğu bölgede yapının fiziksel olarak titreşim sönüm kabiliyetini artırmaktadır.



Şekil 4.34. Örnek bir yapısal sönüm elemanı uygulaması

Belirlenen bütün alt panelciklere yapısal sönüm elemanı eklendikten sonra, yol gürültüsü aynı şartlarda tekrarlanmış ve aracın ilk durumu ile karşılaştırılmıştır.

Belirlenen alt panelciklere yapısal sönüm elemanları uygulandıktan sonraki durum ile ilk durum sürücü kulak seviyesi yol gürültüsü verileri karşılaştırıldığında, ilgilenilen frekans aralığı olan 0 – 400 Hz frekans aralığında 2,2 dB'lik bir iyileşme elde edilmiştir. Şekil 4.34'de kırmızı eğri aracın ilk durumunu, yeşil eğri ise belirlenen gövde panelciklerine yapısal sönüm elemanı eklenmiş durumu göstermektedir. Şekil 4.34 incelendiğinde özellikle baskın olan frekans değerlerinde 5 dB'e kadar iyileşmeler elde edilmiştir.



Şekil 4.35. Uygulanan iyileştirme çalışması ile ilk durumun karşılaştırılması

5. SONUÇ

Bu tez kapsamında sedan binek bir aracın, yol gürültüsünün iyileştirilmesi için gövde panellerinin akustik katkısı araştırılmıştır. Gövde panellerinin, kabin içerisinde oluşan toplam yol gürültüsüne olan etkisinin analizi için panel akustik katkı analiz yöntemi kullanılmıştır. Seçilen sedan binek aracın, bütün panelleri, yol gürültüsü analizi yapılacak frekans limitine bağlı olacak şekilde, 20 temel panele ve 199 küçük panelciğe ayrılmıştır. Analiz için 205/55/R16 ölçülerine sahip alüminyum alaşım jant seçilmiş, test manevrası olarak sabit 50 km/saat hızı temsil eden 55 km/saat'den 45 km/saat hıza yavaşlama manevrası seçilmiştir. Testler TOFAŞ pistinde düz asfalt yolda gerçekleştirilmiştir. Panel katkı analizi için gerekli operasyonel datalar için her bir panelciğe ivmeölçer yerleştirilmiş ve sürücü kulak seviyesinden mikrofon ile veri toplanmıştır. Panel katkı analizinin ikinci adımı için ise her bir panelciğe mikrofon yerleştirilmiş, düşük/orta hacim frekans üretici kullanılarak sürücü kulak seviyesi ve panelciklerde bulunan mikrofonlar arası akustik transfer fonksiyonu elde edilmiştir. Operasyonel ve akustik transfer fonksiyonları elde edildikten sonra panel katkı analizi için direkt yöntem kullanılmış tahmini kabin içi yol gürültüsü elde edilmiştir. Ölçülen ve hesaplanan yol gürültüsü arasında iyi bir korelasyon elde edilmiş ve her bir panelin kabin içi yol gürültüsüne olan katkısı hesaplanmıştır. Yol gürültüsü için kabin içerisinde baskın olan frekanslar ve bu frekans değerlerinde katkısı yüksek olan panel ve panelcikler belirlenmiştir. Katkısı yüksek olan panel ve panelcikler yapısal sönümleyici elemanlar ile panelcikler boyutunda kesilerek yerleştirilmiş ve ölçümler tekrarlanmıştır. Aracın ilk durumu ve yapısal sönüm elemanları ile sönümlenmiş durumları karşılaştırıldığına analiz edilen 50 – 400 Hz frekans aralığında 2.2 dB'lik bir iyileşme elde edilmiştir. Lokal bazı frekanslarda 4 -5 dB'lik iyileşmeler olduğu gözlenmiştir. Bu tezin kapsamında, katkısı yüksek olan paneller, ucuz ve hızlı bir yöntem olan yapısal sönümleyici kullanarak kabin içi yol gürültüsünde iyileşme elde edilmiştir. Panellerde yapılacak yapısal modifikasyonlar ile elde edilen iyileşmenin seviyesi artırılabilir. Bu modifikasyonlar da bu çalışmanın bir devamı olarak kullanılabilir. Literatüre bakıldığında, PACA yönteminin, bir aracın yol gürültüsünü iyileştirmek amacı ile kullanıldığı, bu kadar kapsamlı bir çalışmaya

rastlanmamıştır. Umarım bu yüksek lisans tez çalışmasında kullandığım, yöntem ve edindiğim tecrübeler, NVH alanında çalışan ve ilgi duyan kişilere bir pusula olur.

KAYNAKLAR

- Anonim, 2010.** Sound Quality Engineering. LMS International, Leuven.
- Avutapalli, B., Pathak, M., Solipuram, S., Buczek, K., Lock, A. 2017.** Case Study on Road Noise Source Identification and Reduction Measures in a Compact SUV. SAE Technical Paper, May 6, 2017.
- Cerrato, G. 2009.** Automotive Sound Quality – Powertrain, Road and Wind Noise. SOUND&VIBRATION, April, 2009, Troy, Michigan, USA.
- Everest, F.A., Pohlmann, K.C. 2009.** Fundamentals of Sound: Master Handbook of Acoustics, USA.
- Joydeep, C., Jain, C.P., Panda, D.K. 2013.** Characterization of Structure-Borne Road/Tire Noise Inside a Passenger Car Cabin Using Path Based Analysis. SAE Technical Paper, Nov 27, 2013.
- Koners, G. 2003.** Panel Noise Contribution Analysis: An Experimental Method for Determining the Noise Contributions of Panels to an Interior Noise. SAE 2003 Noise and Vibration Conference and Exhibition, May 5-8, 2003, Traverse City, Michigan, USA.
- Koners, G., Lehmann, R. 2014.** Investigation of Tire-Road Noise with Respect to Road Induced Wheel Forces and Radiated Airborne Noise. SAE Technical Paper, Jan, 2014.
- Linden, P.V., Daenen, F., Komada, M., Ogawa, H. 2017.** Low Frequency Airborne Panel Contribution Analysis and Vehicle Body Sensitivity to Exhaust Noise. SAE Technical Paper, May 6, 2017.
- Meriç, C., Erol, H., Özkan, A. 2016.** Noise contribution analysis of a vehicle passenger compartment. *Noise Control Engineering Journal* 2016.
- Meriç, C. 2018.** Development of methodologies and their applications on the improvement of vehicle NVH performance. *PhD Thesis*, İstanbul Technical University, Türkiye, 2018.
- Rust, A., Schiffbaenker, H. and Brandl, F. K. 2002.** Complete NVH optimisation of a passenger vehicle with a DI diesel engine to meet subjective market demands and future legislative requirements. SAE paper 890125, 2002.
- Sheng, G. 2012.** Vehicle Noise, Vibration and Sound Quality, SAE International, 2012, Warrendale, Pennsylvania, USA.
- Silva, C.H.T., Ferraz, F.G., Oliveira, L.P.R. 2010.** Customized Road TPA to Improve Vehicle Sensitivity to Rumble Noise from Tires/Wheels Lateral Forces. SAE 2010 Brasil International Noise and Vibration Congress, October 17-19, 2010, Santa Carina, Brasil.
- Yoo, B.K., Chang, K.J. 2005.** Road Noise Reduction Using a Source Decomposition and Noise Path Analysis. SAE 2005 Noise and Vibration Conference and Exhibition, May 16-19, 2005, Traverse City, Michigan, USA.
- Zhang, Y.K., Lee, M.R. 1995.** Vehicle noise and weight reduction using panel acoustic contribution analysis. SAE paper 951338, 1995.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Ahmet Ayvaz
Doğum Yeri ve Tarihi : Van 11.03.1987
Yabancı Dil : İngilizce, İtalyanca

Eğitim Durumu
Lise : Kütahya Ali Gural Anadolu Lisesi
Lisans : Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü

Çalıştığı Kurum/Kurumlar : 2010 – 2013, DTA Mühendislik, Test ve Proje Mühendisi
2014 - , TOFAŞ, NVH Test Mühendisi

İletişim (e-posta) : ahmetayvaz4316@hotmail.com

Yayımları :

Ateş, H., Ayvaz, A., Meriç, C., Özkan, A. 2016. Yol Gürültüsüne Olan Katkıların MCA Yöntemi İle Araştırılması, OTEKON 2016 8. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, 23-24 Mayıs, 2016, BURSA

Yağcı, Y.M., Ateş, H., Ayvaz, A., Çetin, Y., Girgin, Z., Özkan, A. 2016. Bozuk Yol Koşullarında Direksiyon Milinin Akustik Değerlendirmesi, OTEKON 2016 8. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, 23-24 Mayıs, 2016, BURSA