

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**OTOMOTİV ENDÜSTRİSİNDE KULLANILAN GÖZENEKLİ
MALZEMELERİN AKUSTİK ÖZELLİKLERİ VE ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Güzide Tuğçe VİDİNLİMEN**

Anabilim Dalı : Makina Mühendisliği

Programı : Makina Dinamiği, Titreşim ve Akustiği

EKİM 2010

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**OTOMOTİV ENDÜSTRİSİNDE KULLANILAN GÖZENEKLİ
MALZEMELERİN AKUSTİK ÖZELLİKLERİ VE ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Güzide Tuğçe VİDİNLİMEN
(503071403)**

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 13 Eylül 2010

Tezin Savunulduğu Tarih : 19 Ekim 2010

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. H. Temel BELEK (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Kenan Y. ŞANLITÜRK (İTÜ)
Prof. Dr. A. Rüstem ASLAN (İTÜ)**

EKİM 2010

Sevgili Aileme,

ÖNSÖZ

Yüksek lisans tez sürecimde, fikir ve eleştirilerini paylaşıp, desteğini esirgemeyen danışmanım Prof. Dr. H. Temel Belek'e çok teşekkür ederim.

Bu çalışmada, İTÜ Makina Fakültesi, Titreşim ve Akustik Laboratuvarı ve ROTAM tarafından sağlanan ekipman ve programlar kullanılmıştır. Proje süresince, bilgi ve deneyimlerini aktarıp yardımcı olan Araş. Gör. Hasan Körük, Araş. Gör. Sinem Öztürk ve Evren Öner'e teşekkürü bir borç bilirim. Ayrıca, gerekli programların satın alınması sürecinde destek olan Nedim Güray'a da emeklerinden dolayı teşekkürlerimi sunarım.

Son olarak, hayatımdaki her adımda yanımda olup, bana her zaman güç ve destek veren, sevgilerini esirgemeyen aileme çok teşekkür ederim.

Eylül 2010

Güzide Tuğçe VİDİNLİMEN

Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
KISALTMALAR.....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
SEMBOL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xix
SUMMARY.....	xxi
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Konusu	1
1.2 Otomotiv Endüstrisinde Kullanılan Akustik Malzemeler	3
1.3 Problem.....	13
1.4 Literatür Araştırması	13
1.5 Amaç ve Kapsam.....	21
2. TEORİ.....	23
2.1 Temel Ses Bilgileri	23
2.1.1 Ses ölçümlerinde kullanılan temel parametreler	23
2.1.1.1 Ses basıncı ve ses basınç düzeyi	23
2.1.1.2 Ses gücü ve ses gücü düzeyi	24
2.1.1.3 Ses şiddeti ve ses şiddeti düzeyi	24
2.1.2 Ses yutma katsayısı.....	25
2.1.3 Ses iletim kaybı	25
2.1.4 Akustik empedans	26
2.1.5 Oktav bantları.....	26
2.2 Ses İletim Teorisine Giriş	27
2.2.1 Dalga denklemleri	27
2.2.2 Dalga denkleminin çözümü	32
2.2.3 Küresel dalga denklem çözümleri	36
2.2.4 Dik gelen ses dalgası	40
2.2.5 Eğik gelen ses dalgası.....	43
2.3 Akustik Malzemenin Modellenmesi.....	47
2.3.1 Lifli malzemeler	47
2.3.1.1 Delaney ve Bazley modeli	47
2.3.1.2 Garai ve Pompoli modeli	48
2.3.1.3 Dunn ve Davern modeli	49
2.3.1.4 Wu modeli	49
2.3.1.5 Mechel ve Grundman modeli	49
2.3.1.6 Mechel ve Ver modeli	51
2.3.2 Esnek yapılı malzemeler.....	52
2.3.3 Direngen yapılı malzemeler.....	52
2.3.3.1 Allard ve Champoux modeli	52

2.3.3.2 Johnson modeli	53
2.3.4 Elastik yapıli malzemeler	55
2.3.5 Katmanlı malzemelerde transfer matris modelleme metodu	57
2.4 Akustik Performansa Etki Eden Temel Malzeme Özellikleri	60
2.4.1 Makroskopik özellikler	60
2.4.1.1 Akış direnci	60
2.4.1.2 Gözeneklilik	61
2.4.1.3 Gözenek şekil faktörü ve karakteristik boyutlar	61
2.4.1.4 İç yapı dağınıklığı	63
2.4.2 Geometrik ve mekanik özellikler	63
2.4.3 Gözenekli yapı içersindeki hava özellikleri	63
2.4.4 Malzeme özelliklerinin akustik performansa etkileri	63
2.5 Akustik Parametre Ölçümleri	71
2.5.1 Empedans tüpü veya duran dalga tüpü ölçümleri	72
2.5.1.1 Kararlı dalga metodu	74
2.5.1.2 Transfer fonksiyon metodu	76
2.5.2 İki mikrofon yöntemi	78
2.5.3 Çoklu mikrofon serbest alan ölçüm metodu	79
2.5.4 Çınlanım odası ölçüm metodu	82
2.5.5 Alfa kabin ölçümü	84
2.5.6 Ses iletim kaybı ölçümü	89
2.5.7 Akış empedans ölçümü	90
2.5.8 Doğrudan dalga sayısı ölçümü	91
2.6 Malzemelerin Makroskopik Özelliklerinin Ölçümü	92
2.6.1 Akış direncinin ölçümü	92
2.6.2 Gözeneklilik ölçümü	94
2.6.3 İç yapı dağınıklığı ölçümü	95
3. SAYISAL UYGULAMALAR	97
3.1 Malzeme Modelleme Programı Comet Trim'in Başlıca Özellikleri	97
3.2 Malzeme Modellenmesi ve Simülasyon	98
4. DENEYSEL UYGULAMALAR	101
4.1 Test Ekipmanı ve Ölçüm Düzeneginin Tanıtılması	101
4.2 Ölçüm Öncesi Kontroller ve Test Yöntemi	104
4.3 Ölçüm ve Ölçüm Sonrası Süreçler	106
5. KARŞILAŞTIRMA VE DEĞERLENDİRME	107
5.1 Ses Yutma Katsayısı Test ve Model Sonuçlarının Karşılaştırılması	107
5.2 Ses İletim Kayıpları Test ve Model Sonuçlarının Karşılaştırılması	110
6. GENEL DEĞERLENDİRME	113
KAYNAKLAR	115
EKLER	121

KISALTMALAR

ASTM	: American Society for Testing and Materials
FFT	: Fast Fourier Transform
ISO	: International Organization for Standardization
LVDS	: Laminated Vibration Damped Steel
PET	: Polietilen Tereflat
PVB	: Polivinil Bütral
RMS	: Root Mean Square

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 2.1 : Mineral lif için önerilen katsayılar [3].	50
Çizelge 2.2 : Cam elyafı için önerilen katsayılar [3].	51
Çizelge 2.3 : Kaya yünü için öngörülen katsayılar [74].	51
Çizelge 2.4 : Cam elyafı için öngörülen katsayılar [74].	51
Çizelge 2.5 : Malzeme tiplerine göre gözeneklilik değerleri [3].	61
Çizelge 3.1 : Malzeme modeline göre istenen girdi özellikleri [73].	98
Çizelge 3.2 : Tek katmanlı malzemeler için parametre değerleri.	99
Çizelge 3.3 : Bariyer tipi malzeme için parametre değerleri.	99
Çizelge 3.4 : Ortam özellikleri.	100

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Akustik malzeme örneği [4].	3
Şekil 1.2 : Polietilen tereflat malzeme örneği [4].	4
Şekil 1.3 : Mikrofiber örneği [4].	4
Şekil 1.4 : Sessiz çelik örneği [6].	5
Şekil 1.5 : Farklı yağ karterlerinin karşılaştırılması [2].	6
Şekil 1.6 : Araç gövdesi üzerinde uygulanan sönüm çalışmaları [2].	7
Şekil 1.7 : Akustik malzeme örnekleri [2].	7
Şekil 1.8 : Ön konsol için viskoelastik malzeme kullanılmış sönümlü panel [2].	8
Şekil 1.9 : Lamine cam örneği [2].	9
Şekil 1.10 : PVB cam ve temperlenmiş cam için kayıp oranları [2].	9
Şekil 1.11 : Fren pedalı için geliştirilen malzeme katmanları [2].	10
Şekil 1.12 : Geleneksel poliüretan ve Acoustiflex [1].	10
Şekil 1.13 : Farklı yoğunluktaki üç malzemenin morfolojik yapıları [1].	11
Şekil 1.14 : Acoustiflex malzemesinin R ve S tiplerinin özellikleri [1].	11
Şekil 1.15 : Birleşik yönlendirici yutum malzemesi [7].	12
Şekil 1.16 : Genişbant yutum malzemesi [7].	12
Şekil 2.1 : Ses dalgasının başlangıç ve yer değiştirmiş pozisyonları [11].	28
Şekil 2.2 : Titreşen bir duvar ile oluşan ses dalgası [11].	32
Şekil 2.3 : Ses dalgasının başlangıç ve yer değiştirmiş pozisyonları [11].	41
Şekil 2.4 : Eğik gelen ses dalgası [11].	43
Şekil 2.5 : Eğik gelen ses dalgasının x, y ve L koordinatları arasındaki ilişki [11].	44
Şekil 2.6 : Eğik açıyla gelen bir ses dalgasının arayüzeyden geçişi [11].	46
Şekil 2.7 : Cam elyafı normalize ilerleme sabiti ve karakteristik empedans [3].	50
Şekil 2.8 : İki tahmin modelinin karşılaştırılması [3].	55
Şekil 2.9 : Bölme içersinde mineral yün örneği [3].	58
Şekil 2.10 : Çok katmanlı yutum elemanı için transfer matris modeli [3].	59
Şekil 2.11 : Farklı kalınlıktaki iki taşıyıcı örneği için yutma katsayıları [3].	64
Şekil 2.12 : Katı destek üzerinde profilli akustik köpük için yutma katsayıları [3].	65
Şekil 2.13 : Hava boşluğunun ses yutumuna etkisi [3].	65
Şekil 2.14 : Yoğunluk [1].	66
Şekil 2.15 : Malzeme kalınlığı [1].	66
Şekil 2.16 : Gözeneklilik [1].	66
Şekil 2.17 : Hava akışı [1].	67
Şekil 2.18 : Kalınlık trendine istisna örnek [4].	68
Şekil 2.19 : Kalınlık ve hava akış direncine göre yutma katsayısı davranışı [4].	69
Şekil 2.20 : Farklı kalınlık ve akışa karşı dirençte ses yutma katsayısı [4].	70
Şekil 2.21 : Spesifik akış direncine karşılık gelen ortalama yutum değerleri [4].	71
Şekil 2.22 : Alfa kabin örneği [71].	85
Şekil 2.23 : Çınlanım odası ses yutma katsayısı tekrarlanabilirlik sonuçları [72].	88
Şekil 2.24 : Çınlanım odası ses yutma katsayısı üretilebilirlik sonuçları [72].	88
Şekil 2.25 : Ses iletim kaybı için ölçüm teorisi [73].	89
Şekil 2.26 : Akış empedansı ölçümü için test düzeneği [3].	90

Şekil 2.27 : Akış direnci ölçüm düzeneği [75].	93
Şekil 2.28 : Gözeneklilik ölçümü için test düzeneği [3].	94
Şekil 3.1 : Comet Trim programının genel görünümü.	97
Şekil 4.1 : Ses yutma katsayısı büyük ve küçük empedans tüpleri [73].	101
Şekil 4.2 : Ses iletim kaybı büyük ve küçük empedans tüpleri [73].	102
Şekil 4.3 : Ses yutma katsayısı ölçüm düzeneği [73].	103
Şekil 4.4 : Ses iletim kaybı ölçüm düzeneği [73].	103
Şekil 4.5 : Ses yutma katsayısı için ölçüm prosedürü.	104
Şekil 4.6 : Ses iletim kaybı için ölçüm prosedürü.	104
Şekil 4.7 : Büyük tüpte mikrofon transfer fonksiyonları.	105
Şekil 4.8 : Büyük tüpte koherans bilgisi.	105
Şekil 4.9 : Küçük tüpte mikrofon transfer fonksiyonları.	105
Şekil 4.10 : Küçük tüpte koherans bilgisi.	106
Şekil 5.1 : Poliüretan sünger ses yutma katsayısı test ve model sonuçları.	107
Şekil 5.2 : Melamin sünger ses yutma katsayısı test ve model sonuçları.	108
Şekil 5.3 : Akustik sünger ses yutma katsayısı test ve model sonuçları.	108
Şekil 5.4 : Polyester keçe ses yutma katsayısı test ve model sonuçları.	109
Şekil 5.5 : Koton keçe ses yutma katsayısı test ve model sonuçları.	109
Şekil 5.6 : Cam yünü ses yutma katsayısı test ve model sonuçları.	110
Şekil 5.7 : Bariyer tipi malzemenin ses iletim kaybı test ve model sonuçları.	110
Şekil A.1 : Farklı malzeme tipleri için ses yutma katsayısı değerleri [70].	122
Şekil A.2 : Comet Trim ile bulunan değerler.	122
Şekil A.3 : Acousticell malzemesi ses yutma katsayısı değerleri [70].	122
Şekil A.4 : Comet Trim ile bulunan Acousticell ses yutma katsayısı değerleri.	122
Şekil A.5 : Acoustifiber malzemesi ses yutma katsayısı değerleri [70].	123
Şekil A.6 : Comet Trim ile bulunan Acoustifiber ses yutma katsayısı değerleri.	123

SEMBOL LİSTESİ

a	: İvme, m/s^2
a_r	: Ses gücü yansıma katsayısı
a_t	: Ses gücü geçiş katsayısı
A_s	: Malzemenin yüzey alanı, m^2
A	: Karmaşık sabit
A	: Lamé sabiti
A_n	: Karmaşık katsayı
b	: Viskozite etkisini barındıran katsayı
bw	: Bant genişliği, Hz
c	: Ses hızı, m/s
c_p	: Havanın özgül ısı kapasitesi, $J/kg.K$
d	: Gözenekli malzemeler için katman kalınlığı, m
d	: Tüp çapı, m
d_i	: i katmanının kalınlığı, m
f	: Lifli malzemenin frekansı, Hz
f_0	: Merkez frekans, Hz
f_1	: Frekans alt sınır değeri, Hz
f_2	: Frekans üst sınır değeri, Hz
f_u	: Empedans tüpü içinde ölçülebilecek en yüksek frekans değeri, Hz
E_a	: Yutulan ses enerjisi, J
E_i	: Toplam gelen ses enerjisi J
g	: Yerçekimi ivmesi, m/s^2
G_{rr}	: r referans sinyalinin otospektrumu
H	: İki mikrofon arasındaki transfer fonksiyonu
H_{ir}	: Frekans cevap fonksiyonu
I_0	: Referans ses şiddeti, $10^{-12} W/m^2$
I	: Ses şiddeti, W/m^2
k	: Dalga sayısı, m^{-1}
k_i	: i katmanındaki dalga sayısı, m^{-1}
k_{xi}	: i katmanının x yönündeki karmaşık dalga sayısı, m^{-1}
K_e	: Efektif, dinamik hacim modülü
L_l	: Ses şiddeti düzeyi, dB
L_p	: Ses basıncı düzeyi, dB

L_w	: Ses gücü düzeyi, dB
M	: Hacimsel kütle yoğunluğu, kg/m ³
n	: Dalga boyu sayısı
N_p	: Prandtl sayısı
p_0	: Referans basınç değeri, 20×10^{-6} Pa
p_1	: Birinci mikrofondaki ses basıncı, Pa
p_2	: İkinci mikrofondaki ses basıncı, Pa
$p(x, t)$	: Anlık akustik basınç ifadesi, Pa
$p_i(x, z)$	: Gelen ses basıncı ifadesi, Pa
$p_s(x, z)$	: Yansıyan ses basıncı ifadesi, Pa
p_{xi}	: i katmanındaki sınır basıncı, Pa
P	: Anlık akustik basınç değeri, Pa
P_0	: Atmosferik basınç, Pa
P_i	: Karmaşık ses basıncı, Pa
r	: Referans sinyali
r	: Dairesel koordinat, m
r_a	: Gözenekli yapının elektriksel direnci, Ω
r_f	: İletken akışkanın elektriksel direnci, Ω
R	: Yansıma çarpanı
R_f	: Spesifik akış direnci, N.s/m ³ ya da MKS rayı
q^2	: İç yapı dağınıklığı
s	: Sıvı fazda birim malzeme alanında etkili olan normal kuvvet, N
S	: Malzemenin tek bir tarafının yüzey alanı, m ²
S	: Odanın yüzey alanı, m ²
S	: Malzemenin yutumu, sabin
S_p	: Gözeneklerin yüzey alanı, m ²
S_s	: Manometre kesit alanı, m ²
t	: Zaman, s
T	: Periyot, s
T	: Ses iletim katsayısı
T_0	: Malzeme yerleştirilmeden önce çınlanım süresi, s
T_1	: Malzeme yerleştirildikten sonra çınlanım süresi, s
TL	: Ses iletim kaybı, dB
u	: Sıvı fazın yerdeğiştirme vektörü
u_{xi}	: i katmanı sınır partikül hızı, m/s
$u(x, t)$	: Anlık partikül hızı ifadesi, m/s
U	: Katı fazın yerdeğiştirme vektörü
V	: Malzeme içindeki hava hacmi, m ³
V	: Oda hacmi, m ³
V_0	: Akışkanın ilk hacmi, m ³
V_a	: Malzeme hacmi, m ³
V_p	: Gözenek hacmi, m ³

w	: Dalga boyu, m
W	: Periyot genişliği, m
W	: Ses gücü, W
W_0	: Referans ses gücü, $10^{-12} W$
W_1	: Malzemenin üzerine gelen toplam ses enerjisi, J
W_2	: İletilen ses enerjisi, J
W_{in}	: Gelen akustik enerji, J
W_r	: Yansıyan akustik enerji, J
W_{tr}	: İletilen akustik enerji, J
X_m	: Hareketin en yüksek genliği
z_c	: Karakteristik empedans, N.s/m ³ ya da MKS rayl
z_f	: Akış empedansı, N.s/m ³ ya da MKS rayl
z_n	: Normalize empedans, $z_n = z / \rho c$
z_s	: Yüzey empedansı, N.s/m ³ ya da MKS rayl
Z_0	: Karakteristik empedans, N.s/m ³ ya da MKS rayl
α	: Ses yutma katsayısı
α_0	: Boş odanın ortalama ses yutma katsayısı
α_∞	: İç yapı dağılımlığı
ε	: Gözeneklilik, %
ε	: Sıvı fazın hacimsel değişimi
ξ	: Anlık partikül yer değiştirmesi
δ_ω	: Viskoz sınır katman boyutu, m
δ_η	: Termal sınır katman boyutu, m
δ_{α_s}	: Malzeme yutum doğruluk oranı
ΔP	: Statik basınç, Pa
γ	: Özgül ısı kapasiteleri oranı
γ_n	: Karmaşık katsayı
η	: Hava viskozitesi, poiseuille
κ	: Havanın termal iletkenliği, W.m/K
λ	: Dalga boyu, m
ν	: Kararlı akış hızı, m/s
θ_ρ	: Yansıma açısı
θ_t	: Gelen dalga açısı
θ_τ	: Ses iletim açısı
θ_{cr}	: Kritik açı
ρ_i	: i katmanının yoğunluğu, kg/m ³
ρ_0	: Durgun akışkan yoğunluğu, kg/m ³
ρ_ε	: Gözenekli malzemenin efektif yoğunluğu
ρ_2	: Katı faz yoğunluğu, kg/m ³
ρ_1	: Sıvı faz yoğunluğu, kg/m ³

ρ_ω	: Kullanılan akışkanın yoğunluğu, kg/m ³
σ	: Birim kalınlıktaki akış direnci, N.s/m ⁴ ya da MKS rayl/m
σ_0	: Standart sapma
σ_i	: Katı fazda birim malzeme alanında etkili olan normal kuvvet, N
τ_i	: Katı fazda birim malzeme alanında kesme kuvvet, N
φ	: Faz açısı
ω	: Açısal frekans, 1/s
ψ	: Gelen ses dalgası açısı
$\psi(\xi)$	: Genlik fonksiyonu
$\psi(\rho)$	: Şiddet fonksiyonu
Λ	: Karakteristik boyut, m
Λ'	: İkinci karakteristik boyut, m

OTOMOTİV ENDÜSTRİSİNDE KULLANILAN GÖZENEKLİ MALZEMELERİN AKUSTİK ÖZELLİKLERİ VE ANALİZİ

ÖZET

Günümüzde, otomotiv sektöründe taşıt içi akustik konfor gittikçe büyük bir önem kazanmakta ve kabin içi tasarımının yanı sıra, amacına uygun ve özel olarak üretilen akustik malzemelere duyulan ihtiyaç da artmaktadır.

Bu amaçla, üretilen yeni ürünlerin, akustik performansının belirlenmesi ve istenen özelliklere sahip olduğunun bulunması için uzun ve tekrarlanarak yapılması gereken bir test sürecinden geçmesi gerekmektedir. Bunun yerine, ürün geliştirme sürecinde, önemsenen frekanslarda istenen akustik performansı sağlayacak malzeme yapısının bilinmesi ve bu süreç sonrasında da makroskopik özellikleri bilinen bir malzemenin akustik performansının belirlenmesinde veya farklı makroskopik özelliklerin akustik özelliklere olan etkisinin araştırılması için malzeme modelleme programları sunulmaktadır. Bu yazılımlar, ürün geliştirme mühendislerine hem zaman hem de iş gücü olarak avantaj sağlamaktadır.

Bu projenin amacı, makroskopik özellikler ve malzeme modelleme programlarını kullanarak tek ve çok katmanlı malzemelerin akustik performansının hesaplanması ve alınan sonuçlara göre, bu yazılımların, malzeme tasarımı ve geliştirme sürecinde hem zaman hem de iş gücü açısından nasıl bir katkıda bulunabildiğini inceleyerek otomotiv sektörüne fayda sağlayabilmektir. Çalışmada, otomotivde kullanılan gözenekli yutum malzemeleri, malzeme modelleme programı ile modellenen ve elde edilen değerler, fiziksel test sonuçlarıyla karşılaştırılacaktır. Karşılaştırma sonucunda, malzeme modelleme programıyla yapılan simülasyonların gerçek malzemeleri ne kadar iyi bir doğruluk oranıyla temsil ettiğine karar verilecektir. Bu tez çalışması sonucunda çıkan sonuç, akustik malzemelerin modellenmesi için kullanılan program ve analiz yöntemlerinin, hangi şartlar ve malzeme çeşitleri için fiziksel testlerin yerine kullanılabileceğini gösterecektir.

ACOUSTIC PROPERTIES AND ANALYSIS OF POROUS MATERIALS USED IN AUTOMOTIVE INDUSTRY

SUMMARY

Nowadays, acoustic comfort inside the vehicle has gained significant importance in the automotive industry, and in addition to cabin interior design, the need for purpose-specific and specially manufactured acoustic materials is also on the rise. For this purpose, in order to determine the acoustic performance of manufactured products and to find out whether they possess the desired properties, these products need to go through a procedure of time-consuming tests of repeated nature. Instead, various softwares are available to get a good understanding of the material structure that will provide the desired acoustic performance at frequencies considered significant during the product development phase, and to determine the acoustic performance of a material with known macroscopic characteristics or to further examine the effects of various macroscopic characteristics on acoustic properties afterwards. This kind of programs are advantageous for product development engineers in terms of both time and effort.

This project aims at providing the automotive industry by pointing out that acoustic properties of materials can be correctly determined using an engineering software based on material modelling rather than experimental applications, and that, in this way, it is possible to reduce the time and effort required for the development phase. In this piece of work, various acoustic materials will be modelled using material modelling software and results will be compared with those from physical tests. As a result of this comparison, it will be concluded by mentioning the material types and conditions in which the software and analysis methods utilized for the purpose of modelling the acoustic materials can be preferred exchangeably with physical tests.

1. GİRİŞ

Bu bölümde, öncelikle tezin konusuyla ilgili genel bilgiler verilecektir. Çalışmada ele alınan problem ve tezin amacı açıklandıktan sonra ise tez konusuyla ilgili yapılan literatür araştırması sonucunda bulunan bilgiler paylaşılacak ve tezin kapsamından bahsedilecektir.

1.1 Tezin Konusu

Günümüzde, gelişen teknoloji ve pazardaki rekabet ile birlikte, her yeni modelde ergonomi ve akustik açıdan iyileştirilmiş konfor, güçlendirilmiş güvenlik, gelişmiş teknoloji, modülerlik ve satılması istenen aracın ekonomik olması istenmektedir. Konfor, benzer sınıftaki bir otomobille karşılaştırma yapıldığında müşterinin en çabuk farkedebileceği özelliklerin başında gelmektedir. Taşıt titreşimleri ve akustiği, otomotiv sektöründe konfor ve kaliteyi doğrudan belirleyici unsurların başında gelmektedir [1]. Kabin içi gürültü ve titreşimin azaltılması artık dünya sıralamasında yer almak, performans ve müşteri memnuniyetini sağlamak için temel gerekliliklerden biri haline gelmiştir. Akustik performansın daha da önemli hale geldiği bugünlerde, araç sahip olduğu akustik konfor sayesinde daha fazla önem kazanmakta ve daha çabuk farkedilmektedir [2]. Bunun yanında yakıt ekonomisi ve düşük fiyatlar ise markanın pazar payının hızla artmasına olanak vermektedir. Sonuç olarak, araçların performansını iyileştirmek için, titreşim ve gürültü azaltılmalı, aynı zamanda araç ağırlığı ve fiyatı da düşürülmelidir [1].

Otomotivde kabin içi gürültü, motor, güç aktarım organları, klima kontrol sistemleri ve yol gürültüsü gibi çeşitli sistemlerden süspansiyon, gövde ve tabandaki saclar vasıtasıyla kabin içine titreşim enerjisi geçişi sebebiyle yaşanmaktadır.

Hareket halindeki bir taşıtın gürültüsü; güç birimi, soğutucu fan, aktarma organları, yol gürültüsü, frenler ve gövdeden gelen seslerin toplamı ile oluşmaktadır [3]. Bu kaynakların kendi aralarındaki önem dereceleri araç tipine ve çalışma koşullarına bağlıdır. Küçük taşıtlar için küçük vites kademelerinde gidilen küçük hızlarda motor en belirleyici gürültü kaynağıdır. Büyük vites kademelerinde gidilen yüksek hızlarda

ise lastik gürültüsü artarak motor ve aktarma organlarının etkisinin üzerine çıkar ve en belirgin gürültü kaynağı haline gelir. Dizel motorlu büyük kamyonlarda ise motor, egzoz ve soğutucu fan gürültüleri çok daha belirgin etkiye sahiptirler ve yüksek hızlarda lastik gürültüsü belli bir etkiye sahip olabilir.

Gürültü kontrolü, sırasıyla kaynakta, iletim yolunda ya da alıcıda alınan önlemlerle çözümlenmeye çalışılmaktadır. Dünyada, otomotiv sektöründe akustik konforun sağlanması için birçok yenilikçi uygulamaya rastlanmaktadır fakat özellikle Türkiye’de yapılan iyileştirmelerin malzeme özelliklerinin üzerinde durularak yapılan uygulamalardan uzak ve gürültü kontrolü açısından yetersiz olduğu görülmektedir. Özellikle kaynak karakterizasyonu diğer bir deyişle, rahatsız olunan gürültünün hangi frekanslarda baskın olduğunu bilmek oldukça önemlidir. Türkiye’de ses kaynağı karakterizasyonunun bilinçli bir şekilde yapılmayıp, kök nedene inilmeden ve gürültünün belirgin olduğu şartlar ele alınmadan yapılan akustik konforu iyileştirme çabaları yetersiz ve çözüme ulaşmaktan oldukça uzaktır.

Otomotivde, ilgilenilmesi gereken kabiniçi frekans aralığı 300 Hz ile 4 kHz arasında olup, akustik konforun sağlanması için ses yutma katsayısı ve ses iletim kaybı ön planda tutulması gereken temel parametrelerden ilk ikisidir. Yine etkili bir biçimde ölçülüp belirlenmeyen parametrelerden akış direnci ve gözeneklilik oranı ise malzemenin doğrudan yutum özelliği ve ses iletim kaybına etkimektedir. Özet olarak, taşıt içi akustik konforun sağlanması için, taşıt titreşimleri ve akustiği açısından, kullanılan akustik malzeme özelliklerinin iyi bilinmesi ve bilinçli bir akustik uygulamanın yapılması gerekmektedir. Bilinçli akustik uygulamasından kasıt, farklı gürültü kaynağı ve problemleri için doğru malzemeyi kullanabilme yetisine sahip olmaktır. Bu doğrultuda, malzeme özelliklerinin nasıl bulunacağı, ilgili standartlarla kesin bir şekilde belirlenmiştir. En uygun test yöntemleri ile malzemenin özelliklerinin ve kullanım alanının belirlenmesi, iyi bir akustik uygulama ve kaliteli bir üretim sağlayacaktır. Buna karşın, malzemelerin akustik özelliklerinin belirlenmesi için yapılacak olan testler, ürün geliştirme açısından bakıldığında, çoğunlukla zaman kaybına neden olmaktadır. Bu sebeple, otomotiv sektöründeki üretici firmalar bilgisayarlı mühendislik yöntemlerine başvurumaktadırlar. Bu tez çalışmasında, otomotiv sektöründe kullanılan tek ve çok katmanlı akustik malzemelerin ses yutma katsayısı ile ses iletim kaybı, hem malzeme modelleme programı kullanılarak elde edilecek hem de deneysel olarak

incelenecektir. Sonuçların birbirine ne kadar yakınsadığının görülmesi, piyasada bulunan bilgisayar destekli programlarla ne kadar gerçekçi değerler elde edileceğinin ve bu programların ne ölçüde verimli olarak kullanılabileceğinin anlaşılması açısından yararlı olacaktır. Teori kısmına geçilmeden önce, otomotivde kullanılan akustik malzemelerle ve gelişen teknolojiyle ortaya çıkan yeni ürünlerle ilgili bilgi verilecektir.

1.2 Otomotiv Endüstrisinde Kullanılan Akustik Malzemeler

Araç içi titreşim ve gürültünün azaltılmasında kullanılan malzeme çeşitleri istenen akustik konforun sağlanması ve sağlıklı bir ulaşım için çok önemlidir. Sektörde sıkça rastlanan malzeme tipleri, John Long ve Andrea Zent'in bir araştırmasında da belirtildiği gibi daha çok elyaf ve türevleri, mikrofiber yapılar ve çok katmanlı kompozitlerdir. Andrea Zent ile John Long'un otomotiv sektöründe kullanılan ve 10 imalatçıdan sağlanan 128 örnek akustik malzeme üzerinde yaptığı araştırmada, malzemelerin akustik performansa etkisi incelenmiştir [4]. Otomotivde sıklıkla rastlanan bu malzemeler arasında, tiftik halindeki pamuk ya da plastik elyaf görülebilir. Çoğunluğu geri dönüşümlü elyaftan meydana gelen malzeme Şekil 1.1'de gösterilmektedir.



Şekil 1.1 : Akustik malzeme örneği [4].

Polyester ve polipropilen, yutum elemanı olarak kullanılan plastik malzemeler içersindedir. Long ve Zent'in araştırmasında test edilen malzemelerin çoğu plastik elyaf tipi (PET) polietilen tereflat'tır. PET malzeme örneği de Şekil 1.2'de gösterilmektedir.



Şekil 1.2 : Polietilen tereflat malzeme örneği [4].

Otomotiv sektöründe kullanılan diğer bir malzeme tipi, Şekil 1.3'te gösterilen ve hafifliği ile bilinen mikrofiber malzemelerdir. Bu malzemeler aynı zamanda plastik fiber içermektedir. Bu malzemeler, küçük fiber çaplarına sahip olup oldukça yumuşaktırlar. Bazı örneklerin üzerinde keten ya da dış tabaka bulunmazken bazılarında ise ince bir katman görülmektedir.

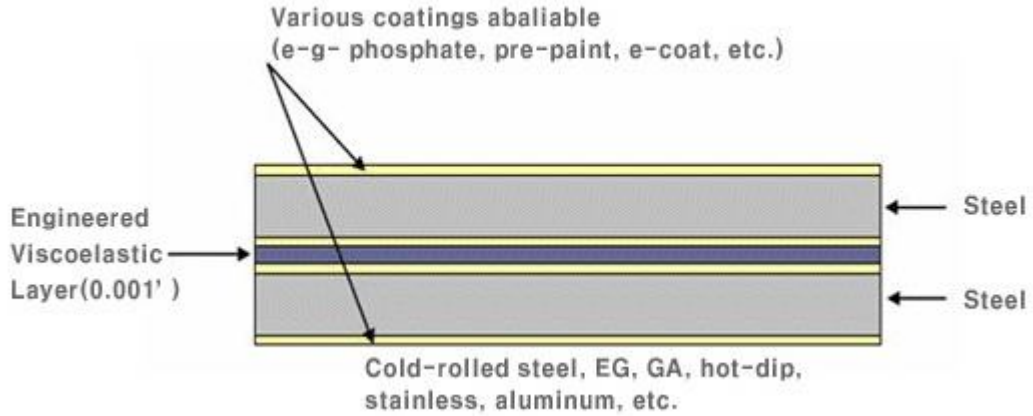


Şekil 1.3 : Mikrofiber örneği [4].

Yapılan testlerde herhangi bir malzeme tipinin en iyi veya en kötü akustik özelliklere sahip olduğuna dair bir sonuç elde edilememiştir. Araştırma sonucunda, akustik performansın, yalnızca tek bir malzeme tipine göre değil, malzemenin diğer fiziksel özelliklerine göre belirlendiğine dikkat çekilmek istenmiştir.

Otomotivde gürültü ve titreşim azaltımı, yağ karteri, valf, motor, subap iticisi, şanzıman, triger kayışı gibi motor ve güç aktarma organları üzerinde kaplama uygulamaları, gövde üzerinde gösterge, kapı, yer ve tavan panelleri, fren ve aksesuarlarda fren, egzoz üzerinde kaplama ve yalıtım uygulamaları şeklinde yapılmaktadır [2]. Sönüm teknolojilerinde çoğunlukla, sınırlandırılmış katman sönümü olarak bilinen uygulamalara rastlanmaktadır. Bunlar genellikle, iki elastik dış katman arasına yerleştirilmiş viskoelastik ana maddenin sandviç şeklinde sıkıştırıldığı malzemelerdir. Bunlardan ticari anlamda birçok ürün görülebilir [2]. Örnek olarak, İngilizce'de "Quiet Steel" olarak bilinen "Sessiz Çelik" ten bahsedilirse; Sessiz çelik, Material Sciences Corporation şirketi tarafından üretilmiş

patentli, çok katmanlı lamine bir malzeme olup, araç gövdesindeki standart çeliğin yerine kullanılabilir ve belirgin derecede gürültü ve titreşim seviyelerini azaltmaktadır. Sessiz çelik Şekil 1.4'te gösterilmekte olup, iki çelik katmanı arasına sıkıştırılmış viskoelastik polimer malzemeden meydana gelmektedir. Viskoelastik katman, sabit özelliklere sahip olmayıp mühendisler tasarım aşamasında seçenek sunmak amacıyla ayarlanabilir bir formülasyona sahiptir [5].

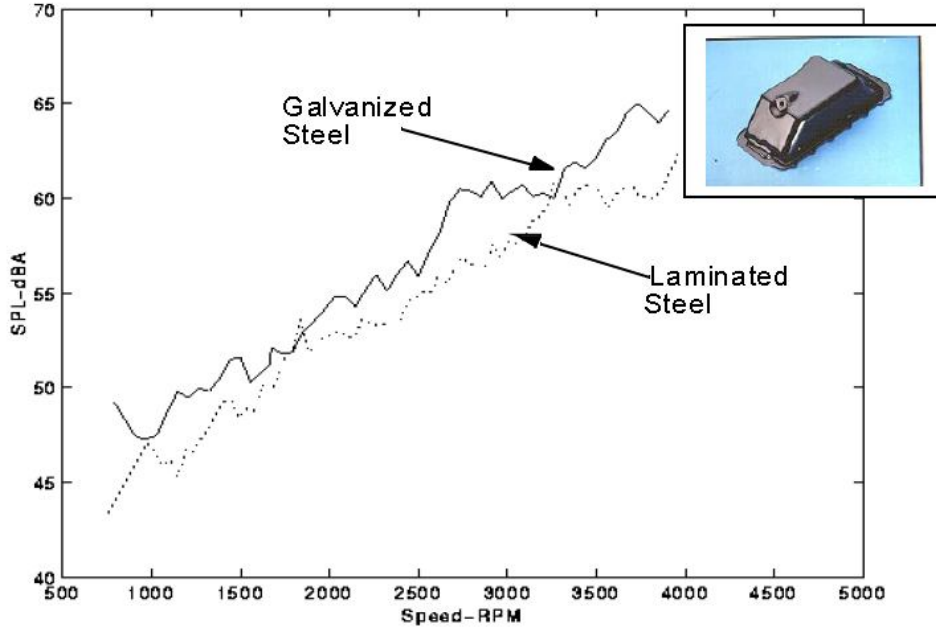


Şekil 1.4 : Sessiz çelik örneği [6].

Sessiz çeliğin ilk uygulaması 2001 yılında Ford Explorer Sport Trac' te olup, 100% geri dönüştürülebilir. Şu ana kadar General Motors, Ford ve DaimlerChrysler'de fren, güç aktarım organları ve gövde yapılarının uygulamalarında kullanılmıştır. Bu tip malzemelerin, viskoelastik gövde kalınlığı genellikle 25-40 μm arasında iken dış metal kalınlığı 0,25 mm ile 5 mm arasında değişmektedir. Tepe sönüm kayıp faktörleri genellikle 0,07 değerinden büyüktür ve oda sıcaklığından 150° C dereceye kadar yapılan değişimlerle 0,5 değerine kadar erişebilir. Panel veya rulo halinde olan bu lamine çelikler, geleneksel süreçlerle (pres, haddeleme, delme) istenilen her şekile sokulabilir. Ayrıca, punto kaynağına tabii tutulabilir ya da diğer özel metotlarla birbirine tutturulabilir [5].

Şekil 1.5'te geleneksel bir yağ karterinin lamine çelikten üretilmiş bir yağ karteriyle değiştirilerek sürücünün kulağına etkiyen toplam ses basıncının azaltılmasına yönelik bir uygulama gösterilmektedir. Yeni yağ karteri ve valf kaplamaları ile 8 dB üzeri gürültü azaltımı elde etmenin yanı sıra, toplam ses kalitesinde çok iyi bir iyileştirme sağlandığı gözlenmiştir.

Viskoelastik malzemeler iletken olmadığı için bu laminelerin kaynaklanabilirliği iletken bir dolgu malzemesi kullanılarak elde edilir. Bu dolgu malzemesinin doğası gereği partikül boyutu sönüm katmanının kalınlığına tekabül eder. İletken dolgu malzemelerinin eklenmesi kabuk dayanıklılığını %10-%15 kadar düşürse de, aslında lamine malzemenin sönüm kapasitesini iyileştirmektedir.



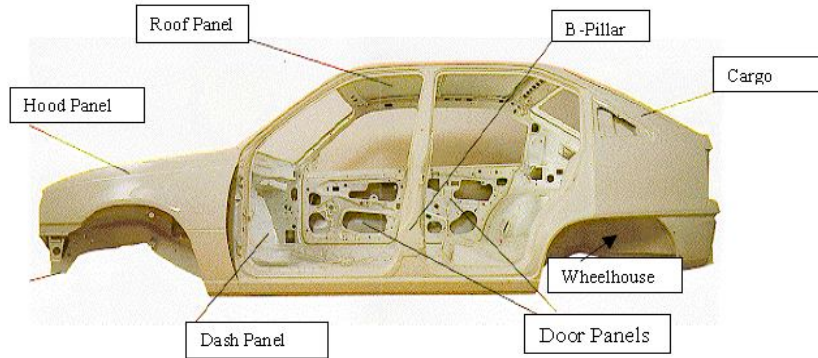
Şekil 1.5 : Farklı yağ karterlerinin karşılaştırılması [2].

Otomobil gövdesi, taban ve gösterge için tasarlanan sönüm malzemeleri oldukça hızlı bir biçimde gelişme kaydetmektedir. Ses kalitesi ve malzeme hafifliğine dair ihtiyaçlar arttıkça sönüm elemanlarıyla ilgili beklentiler de artmaktadır. Gövdedeki yapısal değişikliklerle akustik hassasiyeti azaltmaya yönelik girişimlerde, gövde dayanıklılığı artırılırken, sönüm uygulamaları çoğunlukla toplam titreşimi ve gürültü seviyelerini düşürmekte kullanılmaktadır. Kütle, sertlik, direngenlik ve sönümde yapılacak değişikliklerin, farklı modları değişik biçimde etkileyeceği unutulmamalıdır.

Sönüm uygulamaları, rezonans frekanslarında titreşim cevabını azaltmaya yardım etmektedir. Genellikle, gövdedeki sönümü iyileştirmek ve arttırmak için macun, mastik, serbest veya sınırlanmış katmanlı viskoelastik malzeme gibi birçok farklı malzeme kullanılmaktadır.

Uygulamalar, araç platformuna göre değişmektedir ve sönüm uygulamalarının iyileştirilmesi için ortak bir yol geliştirilmesine ihtiyaç vardır. Günümüzde, gürültü

ve titreşime yönelik sönüm çözümlerinin nasıl yapıldığı ve uygulandığı konusyla ilgili yapılan araştırmalar oldukça önem kazanmıştır. Şekil 1.6’da araç gövdesi üzerinde sönüm uygulanan alanlara örnekler gösterilmektedir. Uygulama alanı, tipi ve sönüm malzemesinin kalınlığı ve diğer katman malzemelerinin doğru bir biçimde seçilebilmesi için dikkatli bir tasarım yöntemi uygulanması gerekmektedir. Otomotivdeki farklı yeniliklerden biri de taban panel sönüm uygulamaları için ortaya çıkan yeni bir sınıf olan püskürtmeli sönümleyicilerdir.



Şekil 1.6 : Araç gövdesi üzerinde uygulanan sönüm çalışmaları [2].

Püskürtmeli tip sönümleyici, robotlar vasıtasıyla uygulandığından malzemenin seçilen konumlara yerleştirilmesine izin vermekte ve böylece bir maliyet avantajı getirmektedir. Yine de, püskürtmeli sönümleyiciler, kullanılması gereken robot ve diğer ekipmanlar sebebiyle önemli bir ilk yatırıma ihtiyaç duymaktadır. Şekil 1.7’de, taban panel uygulamaları için akrilik elastomerden yapılmış su bazlı püskürtmeli sönümleyici gösterilmektedir.



Şekil 1.7 : Akustik malzeme örnekleri [2].

Robotlar vasıtasıyla kalınlıkları 1 ile 3 mm arasında olmak üzere, panellere püskürtülmekte ve özel ocaklarda sertleşmeleri sağlanmaktadır. Bu örnekler

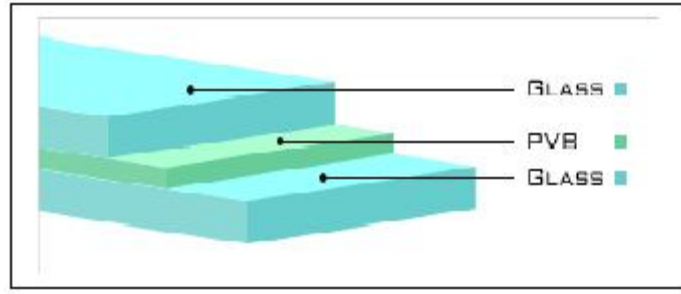
haricinde, ön konsol sönüm uygulaması için LVDS olarak adlandırılan yeni bir lamine titreşim sönümlü çelik kullanılması yönünde çalışmalar yapılmaktadır. Bu yapılar, güç aktarma organlarından kabin içine geçen yapısal ve hava kaynaklı gürültüyü azaltmak amacıyla bilgisayar destekli mühendislik yardımıyla tasarlanmıştır. Bu panellerde kabiniçi ses kalitesinde belirgin iyileştirme gözlenmiştir. Şekil 1.8’de ön konsol için lamine titreşim sönümlü çelik ile tasarlanan panellerden biri gösterilmektedir.



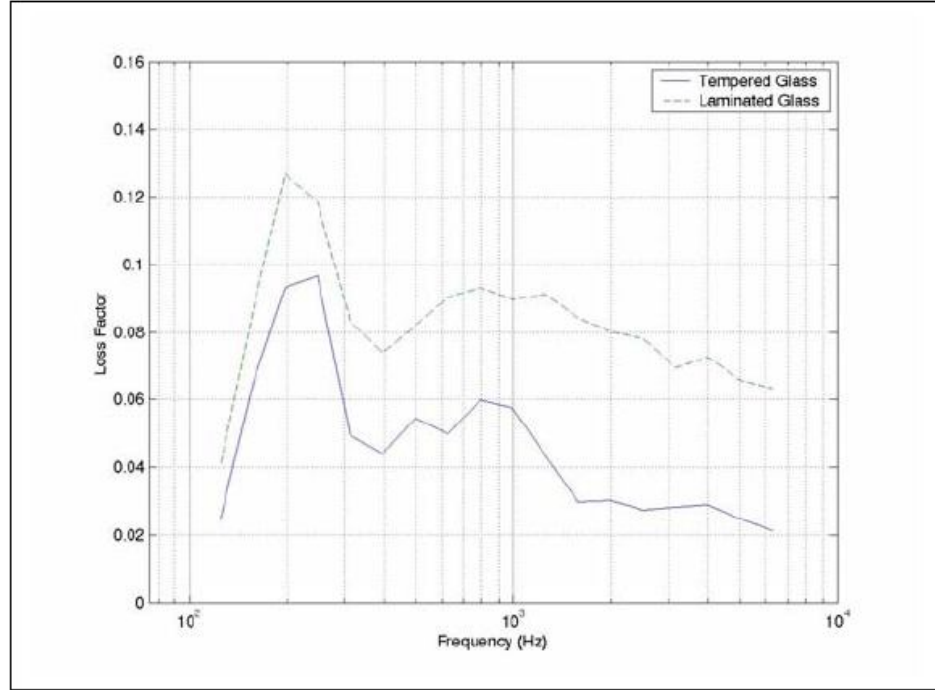
Şekil 1.8 : Ön konsol için viskoelastik malzeme kullanılmış sönümlü panel [2].

Gövde veya taban panel sönümünün genellikle 100 ile 500 Hz aralığında yapısal kökenli gürültüyü azaltmakta etkili olduğuna inanılmaktadır. Sönüm uygulaması hava kaynaklı ses iletim yollarında ses azaltımını arttırmak için de kullanılabilir. Herhangi bir sönüm uygulamasında konum, sıcaklık, frekans, panel direngenliği, sönüm katmanının kalınlığı ve sönüm tasarım tipi (serbest katman, sınırlandırılmış katman veya kombinasyonu) gibi faktörlere çok dikkat edilmesi gerektiği vurgulanmalıdır. Genel yöntem, istenen sönümü, en düşük fiyat ve hafiflik şartlarını sağlarken panel direngenliği ve üretilebilirliği koruyarak elde edebilmektir.

Yakın zamanda geliştirilmiş yeniliklerden biri de otomotiv sektöründe sönüm oluşturmak amacıyla üretilen lamine camlardır. Şekil 1.9’da gösterilen bu sandviç cam tipi, polivinil bütrol adıyla anılan PVB malzemesinin iki cam arasına ısı ve basınç altında sıkıştırılmasıyla meydana gelmektedir. Polivinil bütrol, camdaki titreşimleri, araç içine geçen yol ve rüzgar gürültüsünü belirgin şekilde azaltmaktadır. Şekil 1.10’daki grafikte temperlenmiş ve polivinil bütrol ile üretilmiş iki cam için kayıp faktörleri gösterilmektedir.



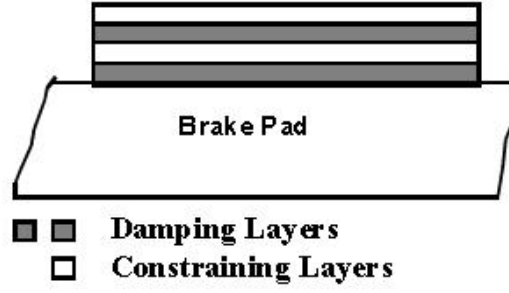
Şekil 1.9 : Lamine cam örneği [2].



Şekil 1.10 : PVB cam ve temperlenmiş cam için kayıp oranları [2].

Bu teknolojik gelişmelerin yanı sıra fren pedalı yalıtımı için de çeşitli malzemeler kullanılmaktadır. Fren pedalı için kullanılan malzemeler $250^{\circ} - 300^{\circ}$ C derece arası sıcaklıklara maruz kalırlar. Şekil 1.11’de bir örneği gösterilen çok katmanlı kompozit lamineler bu ihtiyacı gidermek için üretilmektedir. Bu malzemeler, yüksek sıcaklıklarda en yüksek sönümlleme özelliklerine sahip olduğu gibi çok iyi termal özelliklere de sahiptir. Bu özellikler, iki farklı sönümlleme tabakası kullanılarak meydana getirilmektedir. Fluropolimerleri, nitril kauçuk fenoller gibi yüksek sıcaklıklara dayanıklı sönümlleme malzemeleri özellikle frenden gelebilecek tiz sesleri azaltabilmek ve önleyebilmek için geliştirilmiştir.

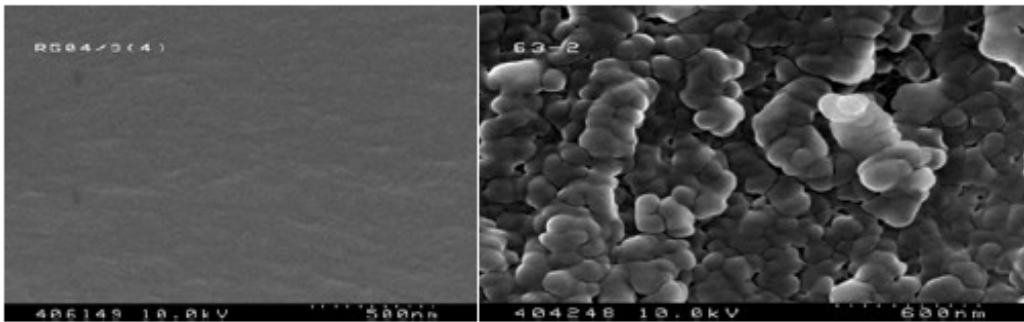
Bunun haricinde yine yüksek sıcaklıklara dayanıklı, özellikle egzoz ve motor manifold sistemlerinde gürültü ve ısı geçişini önleyici lamine malzemeler kullanılmaktadır.



Şekil 1.11 : Fren pedalı için geliştirilen malzeme katmanları [2].

Bu tip malzemeler, genellikle ara katmanları ısı geçişini önleyici özelliklere sahip malzemeler içeren ince metal saclardan ibarettir. Dış katmanları ise genellikle 0,25-0,75 mm kalınlığında ve paslanmaz çelik, alüminize çelik ya da alüminyum alaşımıdır. Tipik temel malzemeler ise, alüminyum oksit, ya da kalınlıkları 0,1-0,5 mm arası değişen diğer refrakter meta oksitlerden oluşmaktadır. Laminantların en belirgin özelliği, temel ara katmanların çok ince hava katmanlarına sahip olup sönüm sağlamasıdır [2].

Otomotiv sektöründe ses getiren yeni malzemelerden biri de iç yapı dağınıklığı ve gözeneklilik üzerine çalışılıp malzemenin morfolojisi değiştirilerek elde edilen, patentlenmiş ve Huntsman Polyurethanes kuruluşu tarafından geliştirilmiş Acoustiflex olarak adlandırılan malzemedir. Bu malzeme, yüksek teknoloji ürünü köpüklerde, yoğunluk ve akustik yutum performansının iyileştirilmesiyle elde edilmiştir. Şekil 1.12’de, geleneksel bir poliüretan sert köpük ile Acoustiflex malzemesinin iç yapısı gösterilmektedir.

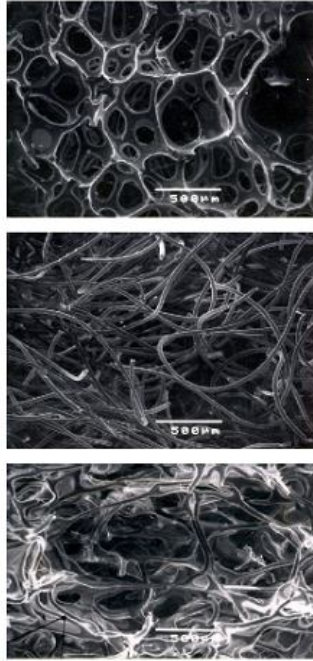


Şekil 1.12 : Geleneksel poliüretan ve Acoustiflex [1].

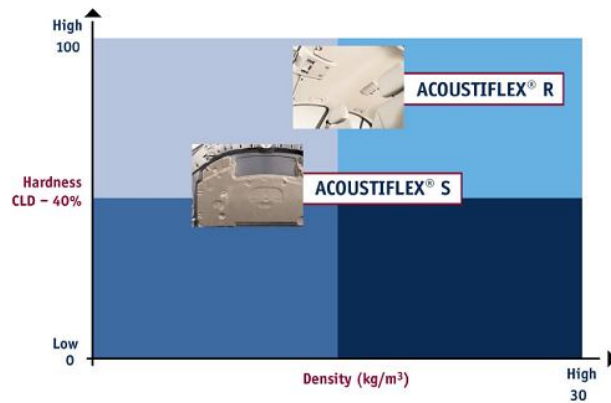
Acoustiflex köpük teknolojisi, yüksek sönüm sağlayan aynı yapısal karakteristiği çok daha az bir yoğunlukla sağlayabilmektedir. Şekil 1.13’te 3 farklı yoğunluktaki malzemelerin morfolojik yapıları gösterilmektedir. İlk yapı 40 kg/m^3 yoğunluğa

sahip geleneksel esnek köpük, ikincisi 35 kg/m^3 yoğunluktaki lifli yapıya sahip köpük ve son olarak da 15 kg/m^3 yoğunluğa sahip Acoustiflex görülmektedir. Ürünün R tipinin, malzemenin daha rijit olması gereken yerler için kullanılması tavsiye edilirken, S tipi ise motor gürültüsünü düşürmek amaçlı yüksek yutum ve ısıya karşı yüksek dayanım istenen yerlerde önerilmektedir [1].

Şekil 1.14'te, R ve S tipi Acousiflex malzemesinin yoğunluk ve sertliğe göre bulundukları bölgeler gösterilmektedir.



Şekil 1.13 : Farklı yoğunluktaki üç malzemenin morfolojik yapıları [1].

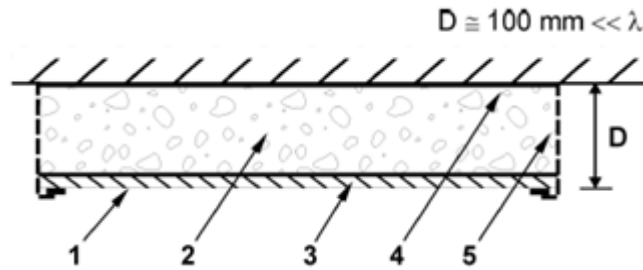


Şekil 1.14 : Acoustiflex malzemesinin R ve S tiplerinin özellikleri [1].

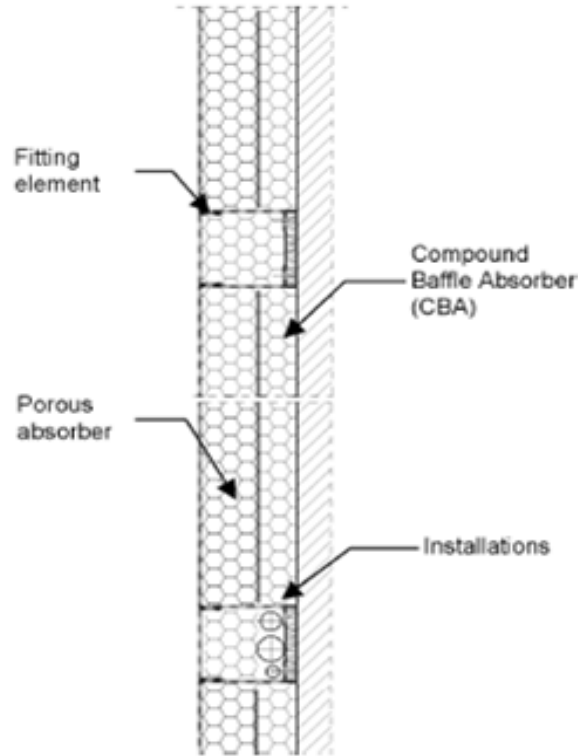
Bir diğ er buluş ise otomotivde artan g ur lt u azaltım isteklerini karşılamak için rüzgar tünelleri ve motor test odalarında serbest alan oluşmasını sağlayacak, birleşik yönlendirici ve genişbant olarak sınıflandırılan yutum malzemeleridir.

Geliştirilen teknoloji ile, 20 Hz’de bile yüksek yutum sağlayan 250 mm kalınlığında bir malzeme üretilmiştir. Sırasıyla,  ekil 1.15 ve 1.16’da gösterilen birleşik yönlendirici ve genişbant malzemeleri, 1/3 oktav bandındaki ölçümler için birinci sınıf serbest alan odaları tasarlamaya olanak vermektedir [7].

Şekil 1.15’te, 1 numara ile gösterilen alan serbest titreşen yutum elemanını ifade eder. 2 numaralı alan elastik gözenekli köpük levha iken 3 ve 4 numaralı elemanlar yapışkan katmanlardır. Son olarak 5 numaralı alan ise yutum elemanı yuvasıdır.



Şekil 1.15 : Birleşik yönlendirici yutum malzemesi [7].



Şekil 1.16 : Geni bant yutum malzemesi [7].

1.3 Problem

Titreşim ve gürültü, makinalarda karşılaşılan en büyük problemlerden biri olarak kabul edilmektedir. Özellikle otomotiv sektöründe titreşim seviyelerinin sadece rezonans bölgesinden uzaklaştırılması için değil, akustik konforun sağlanması ve gürültü seviyelerinin müşteriye rahatsız etmemesi için de belirli düzeye indirilmesi gerekmektedir.

Günümüzde, herhangi bir alanda bir sistemden çıkan titreşim veya gürültüye yönelik yapılan sönüm uygulamaları için üretilen malzemelerin, ses yutma katsayılarının ve ses iletim kayıplarının bulunması için bilgisayar destekli programların kullanılması yerine çeşitli testler yapılmaktadır. Özellikle otomotiv sektöründe, tasarım sürecinin her aşamasında bu testleri tekrarlayarak titreşim ve akustik açısından başarılı bir tasarım elde etmek ise zaman, masraf ve iş gücü gerektirmektedir. Fiziksel test yerine bilgisayar destekli bir program ile simülasyon yapmak ve bunu tasarım sürecine entegre ederek titreşim ve gürültüyü en aza indirmek, günümüz koşullarında verimli bir tasarım elde etmek için şarttır. Bu tip programlar ise ancak literatürdeki teorilerin ve akustik modellemede hangi parametrelerin önemli olduğunun bilinmesi ile daha verimli olarak kullanılabilir ve hem zaman hem de iş gücü açısından daha olumlu sonuçlar sunabilir.

1.4 Literatür Araştırması

Gürültü ve titreşim kontrolü konusunda, ses yutum malzemeleri ve ses yutum elemanları ile ilgili bilgi edinmek için, Istvan L. Ver ve Leo L. Beraknek'in Noise and Vibration Control Engineering isimli kitabı oldukça faydalıdır ve en çok kullanılan referanslardan biridir [8]. Gözenekli yutum malzemeleriyle ilgili geniş bilgi için, Uno Ingard'ın Noise Reduction isimli kitabından da faydalanılabilir [9]. Aynı yazarın yine Notes on Acoustics isimli kitabında ise ses yutumu ve geçişi ile ilgili faydalı bilgilere rastlanmaktadır [10]. Randall F. Barron'un Industrial Noise Control and Acoustics isimli kitabı da özellikle temel akustik bilgileri ve ses geçişi, dalga denklemleri ile ilgili ayrıntılı bilgi sunmaktadır [11]. F. Alton Everest ve Ken C. Pohlmann'ın Master Handbook of Acoustics adlı kitabı ise incelenen konuda yararlı ve yeterli bir kaynaktır [12]. Frank Fahy ve John Walker'ın Advanced

Applications in Acoustics, Noise and Vibration isimli kitabında ise araçta meydana gelen gürültü ve titreşim, araç içi gürültü seviyeleri ile ilgili bilgi alınabilir [13].

Bu çalışmada genellikle, David A. Bies ve Colin H. Hansen'in Engineering Noise Control: Theory and Practice ve Trevor J. Cox ve Peter D'Antonio'nun Acoustic Absorbers and Diffusers isimli kitaplarından yararlanılmıştır [14,3]. Bu eserler, özellikle akustik malzeme özelliklerinin ölçüm ve test metotları, dalga denklemleri ve gözenekli malzemeler içerisinde yutum ve ses geçişinin modellenmesini ayrıntılı bir şekilde anlatmaktadır.

Günümüzde, çeşitli amaçlarla kullanılan malzemelerin akustik performanslarının belirlenmesi için geliştirilmiş birçok bilgisayar destekli simülasyon programı bulunmaktadır. Bunlardan biri Marshall Day Acoustics'in geliştirdiği ses yutumu ve geçişini tahmin edebilen Zorba isimli yazılımıdır [15]. Bu yazılım dışında, bu tez kapsamında kullanılacak olan Comet Acoustics firmasının Comet Trim isimli programı da çeşitli malzemelerin akustik performansının tahminine olanak vermektedir [16]. Bu yazılımların dışında Fraunhofer'ın Geo Dict ve Morset Sound Development firmasının WinFlag isimli simülasyon programları da çeşitli uygulamalar için mevcut ve kullanılan programlar arasındadır [17,18]. Bahsedilen yazılımlar, yıllar boyu süren araştırmalar sonucu kabul edilmiş bazı malzeme modellerini esas alarak hesaplama yapmaktadır. Bu malzeme modellerinin elde edilmesi için uzun yıllar boyunca çeşitli araştırmalar yapılmıştır.

Gözenekli malzemelerin akustik etüdü, bir yüzyıldan fazladır devam etmektedir ve gözenekli malzeme teorisinin geliştirilmesinde en fazla efor, direngen gözenekli malzemelerin akustik özelliklerinin tanımlanmasına ayrılmıştır.

Gözenekli malzemelerde sesin ilerleyişi üzerine birçok çalışma yapılmıştır. Bunlardan biri olan Morse ve arkadaşlarının çalışmasında, viskoz etkilerle kararlı akış direnci arasında bir katsayı vasıtasıyla bir bağıntı kurulmuş ve kararlı akış direncinin, dinamik hali modellemeye yeterli olacağı gösterilmiştir [19]. Ayrıca, Morse ve Bolt, gözeneklerde ısı dağılımının ses hızına etkileri üzerine bir çalışma da yapmıştır [20]. Daha sonra 1975'te, Tijdeman silindirik tüpler içerisinde ses dalgalarının ilerleyişi üzerine önerilen çözümlerin bir karşılaştırması ve etüdünü yaparak daha ayrıntılı bir çalışma vermiştir [21]. Son olarak, dairesel kesitli tüplerde

düzlemsel ses dalgalarının ilerlemesi üzerine yapılan çalışmalar, Stinson tarafından 1991’de rastgele kesitsel şekilleri olan tüpler üzerine de genişletilmiştir [22].

Crandall’ın 1927’de yayınladığı “Ses ve Titreşen Sistemlerin Teorisi” adlı çalışmasını esas alarak, rijit malzemelerin karmaşık bir yoğunluğa sahip homojen, viskoz akışkan olduğu düşünülebilir [23]. Monna, 1938’de karmaşık ilerleme sabitini kullanarak, direngen gözenekli malzeme içersinde ses ilerleyişini tanımlamak için bir model geliştirmiştir [24].

Teorileri daha genel bir biçimde gözenekli malzemelerde uygulayabilmek adına, Zwicker ve Kosten, rijit gözenekli malzeme teorisinde, yapısal bir faktör koyarak ve malzemenin, malzeme yüzeyine dik şekilde yönlendirilmiş silindirik gözeneklerden oluştuğu kabulünü kaldırmıştır. Yapısal faktör, gözenek iç yapı dağınıklığı ve yönelimini hesaba katmak için kullanılmaktaydı [25]. Smith ve Greenkorn 1972’de rijit gözenekli bir malzemenin akustik dalga ilerleyişine etkilerini görmek amacıyla, gözeneklilik, şekil faktörü ve diğer yapısal parametrelerini incelemiştir [26]. Bu konuda, daha ayrıntılı bir incelemeyi ise Attenborough’un 1971’te yayınlanan makalesinde bulmak mümkündür [27].

Delaney ve Bazley, cam elyafının akustik özelliklerini karakteristik empedans ve ilerleme sabitini ölçerek çalışmışlardır. Ölçümlerine göre, yarı deneysel bir model geliştirmişlerdir. Elde ettikleri sonuçlar ve türevleri yaygın bir biçimde kullanılıyor olsa da geliştirdikleri formülasyon sadece yüksek gözeneklilik ve rijit yapıya sahip lifli malzemelere uygulanmalıdır [28].

Rijit gözenekli malzeme teorileri karmaşık yoğunluk ya da akış direnci konusunu temel almalarına göre ikiye ayrılabilir. Bu iki yaklaşım arasındaki karşılaştırma Attenborough tarafından 1982’te yapılmıştır [29]. Bu çalışmada, Twersky’nin çalışmasındaki dağılım teorisini temel almış ve kılcal gözenek modelini temel alan rijit teorilerle fazlaca gözenekli lifli malzemelerin akustik davranışlarının bu malzemelerin mikroyapısı arasında yeterli derecede ve uygun bir bağıntı kurulamadığını öne sürmüştür [30].

Gözenekli fakat elastik malzeme etüdünde ise, Beranek 1947’de ilk olarak rijit modellerin esnek gözenekli ince tabakaların akustik özelliklerini tanımlamak için kullanılamayacağını göstermiştir [31]. Direngenlik ve katı fazın titreşimini göz önüne alarak, Zwicker ve Kosten 1949’da yaptıkları çalışmada, daha önceki rijit

modelleri üzerinde değişiklikler yapmış ve katı ile akışkan fazlar arasındaki etkileşimi hesaba katmıştır [25]. Kosten ve Janssen 1957’de Zwikker ve Kosten’in çalışmasını geliştirmiş ve gözenekli malzemenin esneklik etkisinin düşük frekanslarda belirgin, yüksek frekanslarda ise ihmal edilebilir olduğunu belirtmişlerdir [32].

1956’da Biot, üç boyutlu elastik gözenekli malzeme teorisi öne sürmüştür. Biot’un teorisi genellikle en genel elastik gözenekli malzeme modeli olarak görülmektedir ve teori 3 tip dalganın varlığını öngörmektedir [33,34].

Allard ve arkadaşları, transfer matrislerini kullanarak çok katmanlı ses yutum malzemelerinin dik yüzey empedansı için ifadeler türetmiş ve daha sonra eğik gelen ses dalgası için de çeşitli ifadeler üzerine çalışmıştır [35,36]. Allard daha sonra, Biot teorisini adapte etmiş ve elastik gözenekli malzeme modeli geliştirmiştir [37].

Esnek gözenekli yapılar ise çok az sayıda araştırmacı tarafından ele alınmıştır. Beranek 1947’de rijit levha ve esnek ince tabakalar için empedans ve yutma katsayısını çalışırken çoğu lifli malzemenin yapısının esnek olduğuna dikkat çekmiştir. Ayrıca, düşük frekanslarda fiberlerin kütle reaktansının çok küçüldüğü izlenmiştir; öyle ki hava titreşimleri ile fiberlerin hareket ettiği gözlenmiştir [31]. Kawasima, 1960’ta, fiber bloklarının titreşimi için 3 fiziksel model önermiştir. Bunlardan biri serbest çubuk modeli, biri tel/kiriş modeli, diğeri ise birleştirilmiş çubuk modelidir. Birleştirilmiş modelde fiber, rijit olarak kabul edilmekte ve viskoz akışkan ile düzgün bir biçimde hareket ettirilmektedir. Sonuç olarak, bu model açıkça ortaya çıkan ilk esnek model olarak düşünülebilir [38].

Delaney ve Bazley, 1970’te, lifli yutum elemanlarının akış dirençlerine göre akustik özellikleri çalışmışlardır. Karakteristik empedans ve ilerleme katsayısı için deneysel denklemler yaratmış olsa da, bu modeller, malzeme parametrelerinin akustik özelliklere etkisini görmek için kullanılamamaktadır [28]. Voronina 1994’te, lifli malzemelerin gözeneklilik, fiber çapı gibi yapısal karakteristikleri için deneysel bir ifade geliştirmiştir. Voronina, bu makalede aynı zamanda, akustik parametrelerle yapısal karakteristikler arasında gözleme dayalı bağıntılar da kullanmıştır. Makroskopik parametrelerin bir fonksiyonu olarak ilerleme katsayısı, spesifik karakteristik empedans ve normal yüzey empedansı ile ilgili ifadelere yer verilmiştir. Bu model, lifli malzemeler için, doğrudan fiber makroskopik özelliklerden yola

ıkararak, akustik özellikleri tahmin etmede kullanılan ilk model olarak düşünülebilir. Fakat sonuçlar geleneksel gözenekli malzeme modelinden gelen sonuçlar kadar iyi değildir [39].

Malzeme zelliklerinin akustik performansa etkisi incelenirken, yutum oranı üzerinde en etkili parametre olan akış direnciyle ilgili birçok araştırma yapılmıştır. Morse, Brown ve Bolt 1942’de, akış direncini doğrudan ölçebilmek için bir düzenek tasarlamışlardır [19].

Lifli akustik malzemeler için, Nichols 1947’de akış oranını lme tekniğini iyileştirmiş ve numune tutucu üzerinde değişiklikler yapmıştır [40]. Iberall 1950’de, cam yönünün ve diğer çok gözenekli ortamların geçirgenliği üzerinde çalışmıştır [41].

Lineer olmayan akış direnci 1964’te Ward, 1969’da Beavers ve Sparrow, 1974’te ise Masha ve arkadaşları tarafından çalışılmıştır [42,43,44]. Tarnow, rastgele yerleştirilmiş paralel silindirik fiberlere sahip lifli malzemelerin birim kalınlıktaki hava akış direncini hesaplamak için yeni bir metot geliştirmiştir [45].

Delaney ve Bazley, lifli malzemelerin karakteristik empedans ve ilerleme sabiti için ölçülen akış dirençlerini temel alarak yarı deneysel denklemler türetmişlerdir [28]. Bies ve Hansen 1980’de akustik uygulamalar için akış direnci bilgisini kullanmak için tasarım çizelgeleri geliştirmişlerdir [46]. 1981’de Ingard, lifli bir katman için, optimum bir akış direnç değeri ile belirli bir frekanstaki yutma katsayısını arttırmanın mümkün olduğunu belirtmiştir [47]. 1985’te ise, Ingard ve Dear, akustik akış direncini ölçmek için bir metot önermişlerdir [48]. Yaptıkları çalışmada, çok düşük frekanslar için, dinamik akış direncinin, kararlı durumdaki akış direncine oldukça yakın değerlerde olduğu gözlenmiştir. 1986’da Dunn ve Davern, çoğunluğu akış direncini temel alan empirik bağıntılarla, akustik empedansı tahmin etmeye çalışmışlardır [49].

1942’de Beranek gözenekliliği doğrudan ölçebilmek için, sabit sıcaklıkta ideal gaz durum denklemlerini temel alan bir test metodu yayınlamıştır [50]. Orijinal Beranek sisteminin lme doğruluğu oldukça sınırlı olması sebebiyle ilerleyen yıllarda, Champoux ve çalışma arkadaşları, Beranek’in prensibini temel alarak daha iyi bir ölçüm sistemi geliştirmişler ve adına gzenekler adını vermişlerdir [51].

İç yapı dağınıklığı akustik malzeme teorisinde ilk olarak, Zwicker ve Kosten tarafından bahsedilmiştir [25]. Champoux ve Stinson ise elektriksel iletkenlik yöntemi ile akustik malzemelerin iç yapı dağınıklığının bulunması üzerine çalışmışlardır [52].

Günümüzde, akustik performans ile ilgili özel malzemeler ve ölçüm ya da tahmin metotları üzerine çalışılmaktadır. 1989 yılında, çok katmanlı düzlemsel yapıların transfer matris yöntemiyle akustik modellenmesi üzerinde P.P. Mueller ve H. R. Tschudi tarafından bir çalışma yapılmıştır. Bu eser sayesinde, transfer matris yöntemini temel alan ve bariyer, gözenekli ortam, sürekli ortam modellerini kullanarak, 5 katmana kadar, çok katmanlı yapıların akustik performanslarının tahmin edilmesi için bir bilgisayar programı geliştirilmiştir [53].

J. Stuart Bolton ve Yeon June Kang, 1997’de , ses yutumu ve ses geçiş kontrolü için gözenekli elastik malzemeler üzerinde durmuştur. Makalede öncelikle, gözenekli direngen, esnek ve elastik malzemeler ile ilgili genel bilgi verilmiştir. Akustik davranışı etkileyen makroskopik özellikler tanımlanmış ve ölçüm metotları ile ilgili ayrıntılar paylaşılmıştır. Gözenekli bir ortamın akustik karakterizasyonu göz önüne alınmış ve özellikle köpük katmanının sınır şartlarındaki ufak detayların önemi vurgulanmıştır. Teorik model ile deney sonuçlarını karşılaştırmanın yanı sıra, köpük malzemesi için akustik performansı tahmin etmekte başarılı olan sonlu elemanlar yöntemiyle elde edilen modeller tartışılmıştır [54]. Aynı yıl, Bolton ve arkadaşlarının çalışmasında, ses yutum ve iletimi için katmanlı lifli çözüm uygulamaları üzerinde durulmuştur. Ses yutumu ile ses iletimini tahmin etmek amaçlı esnek gözenekli bir malzeme modeli oluşturulmuştur. Yapılan deneysel çalışma sonuçlarıyla teorik çalışma karşılaştırılmasında sonuçların birbirine yakınsadığı görülmüş ve akustik performans tahmininde kullanılabileceği yönünde görüş bildirilmiştir [55].

1998’de, Jung Hwa Hong, Soojin Lee, Jun-Mo Hong, Yoon-Keun Bae, Seung-Kwon Kim and Joonghee Kim tarafından açık hücre yapısına sahip köpüklerin gözenekli elastik davranış modeli ile temsil edilebileceği kanıtlanmıştır [56].

1999’da yine transfer matris yaklaşımı ile gürültü kontrol malzemelerinin temel akustik özelliklerinin tahmin edilmesi üzerine çalışılmıştır. Bryan H. Song ve J. Stuart Bolton, makalelerinde, gözenekli malzemelerin akustik özelliklerini geliştirmek amacıyla yeni bir metot tanımlamıştır [57].

Stephanie Ernster, Jay Tudor ve Guru Kathawate tarafından, yeni propilen yutum malzemesinin akustik açıdan avantajları incelenmiştir. İncelemede, yeni propilen lifli bir malzemeyle, koton fiber yutum malzemesi karşılaştırılmış ve akustik değerlendirme için hem farklı yol koşullarında hem de duran araç içinde ölçümler yapılmıştır. Yeni propilen lifli malzemesi, koton fibere göre hem malzeme özellikleri testlerinde hem de araç içi ölçümlerde üstünlük sağlamıştır. Performans avantajı sağlamanın yanı sıra ağırlık açısından da kotonun, fibere göre çok daha hafif olduğu gözlenmiştir [58].

2001 senesinde, Mohan D. Rao'nun yürüttüğü çalışmada, viskoelastik malzeme kullanılan pasif sönüm teknolojileri üzerinde durulmuş; otomotiv sektöründe ihtiyaç duyulan malzemelerin üretim teknolojileri açısından faydalı bilgiler paylaşılmıştır. Pasif sönüm çözümleri adına, serbest ve sınırlandırılmış katman uygulamaları ile sandviç tipi çözüm önerilerinden de bahsedilmiştir [2].

Joon-Hyun Lee, J. Kim ve Han-Jun Kim'in, 2001'de yayınladığı makalenin amacı, elastik gözenekli elemanlar içerisindeki ses geçişini analiz etmek için basitleştirilmiş bir metot geliştirmek ve böylece daha zor geometrilili yapılara kolayca uygulanmasını sağlamaktır. Ses geçiş modeli basitleştirilerek bir metot geliştirilmiş ve çift kat silindirik duvar içindeki ses geçişini hesaplamak için kullanılmıştır [59].

2006 yılında, Chris Skineer, Johan Peters ve Jan Vandenbroeck tarafından sunulan makalede, otomotiv endüstrisinde yeni bir malzeme olan, düşük yoğunluk ve yüksek yutum özelliklerine sahip Acoustiflex adlı malzeme tanıtılmıştır [1]. Aynı yıl, Márcio Calçada ve Samir Nagi Yousri Gerges, kabin içi gürültüye en çok katkıda bulunan hava kökenli ses geçişinin modellenmesi üzerine yaptıkları araştırmada, yalıtım uygulamaları üzerine gidilmiş ve yalıtım malzemesinin performansının tahmin edilmesi üzerine çeşitli modeller üzerinde durulmuştur. Tek, iki ve üç dalga modelleri tanıtılmış ve elastik özelliklerin katmanlı sistemler üzerine etkisi vurgulanmıştır [60]. 2006'da, M. Y. Serry Ahmed, P. C. Lee , C. B. Park ve N. Atalla, otomotiv gövde yapılarında pasif gürültü kontrolü için yeni visko elastik mikro hücre yapılı köpük uygulaması üzerine çalışmıştır. Gürültü kontrol panellerinde kullanılan visko elastik mikro hücreli köpüğün daha hafif, yüksek akustik performans ve düşük maliyetli olması tartışılmıştır. Çalışma, değişken mikro hücreli yapıların üretimi için köpüğün süreç kontrolü ile yeni geliştirilen köpük malzemelerinin morfolojilerini ilişkilendirmektedir [61].

2006'da, Y. Atalla, N. Atalla, J. Fu ve H. E. Naguib, morfolojik malzeme özelliklerinin, malzemelerin akustik verimliliğine etkisini araştırmışlardır. Atalla ve arkadaşlarının yaptığı araştırmada malzeme üretimi sırasındaki süreç parametreleri değiştirilmiştir. Bunun sonucunda, mikro, makro yapılar arasındaki korelasyon, değişimin morfolojik ve ses yutumu üzerindeki etkisi karşılaştırılmıştır [62].

John T. Long ve Andrea Zent, 2007, otomotivde ses yutum malzemeleri, malzeme özelliklerinin ses yutma katsayısına etkisi üzerine yaptıkları çalışmada farklı kalınlık, akış direnci ve yüzey yoğunluğuna sahip malzemeler incelenmiştir. Bu çalışma sonucunda, ince malzemelerde iyi yutum sağlanabilmesi için kalın örneklerle göre daha belirgin bir akış direncine sahip olması gerektiği sonucuna varılmıştır [4]. Aynı sene içerisinde, doğal hafif fiber ses yutum malzemeleriyle ilgili olarak Jeffrey S. Hurley bir çalışmada bulunmuştur. 3 mm'den kısa doğal fiberden oluşmuş malzemelerin ses yutum performansı araştırılmış ve kısa doğal fiber kullanan ve daha hafif malzemelerin de uzun filamentler kullanan malzemeler ile aynı oranda ses yutumu sağlayabildiği gözlenmiştir [63]. Diğer çalışmada ise, J. Han, D. W. Herrin ve A. F. Seybert'in makalesinde, küçük yutma katsayılarının doğru ölçümüyle ilgilenilmiştir. Bu makalede, çok düşük yutuma sahip olan malzemelerin, yutma katsayısının tahmin edilmesi için gerekli prosedürler tartışılmıştır. Bu makalenin temel amacı, empedans tüpleri kullanılırken, doğru faz düzeltmesini ve tüp için doğru ses azalım düzeltmesini elde etmektir. Son parametre için, standartlarda yer alan tüp ses azalım düzeltmesini tanımlayan denklemlerin gerçek değer altında tahminlere sebep olduğu ve bu nedenle de gerçek yutma katsayısının olduğundan daha büyük bir değer ile tahmin edildiği ortaya çıkmıştır. Bu unsurların kritik sonuçlar doğurabileceği ve böyle sonuçlarla karşılaşılmaması için çözümler ortaya konulmuştur [64].

2008'de, Maria Cuesta ve Pedro Cobo'nun yayınladığı makalede, kabin içi geniş bant gürültü yutumu için mikroperfore panellerin tasarımı üzerinde çalışılmıştır. Çoğu araçta, kabin içi gürültüyü engellemek amacıyla kaplama malzemeleri kullanılmaktadır. Fakat kabin içi hacmi azaltmamak amacıyla kullanılan kaplamalar hafif ve ince olmalıdır, böylece yüksek frekans aralığında yutum sağlanmaktadır. Mikroperfore paneller, düşük frekanslarda daha ince yutum elemanları sağlamak için kullanılmaktadırlar. Düşük frekanslarda ince malzeme kullanılması gereken durumlar için, mikroperfore panellerin kullanılışlı olduğu kanıtlanmıştır. Bu

makalede, kabin içi gürültü frekans aralığında, en ince mikroperfore panellerin tasarımı tartışılmıştır. Aynı zamanda, mikroperfore panellerin performansını tahmin etmeye olanak veren bir model önerilmiştir [65].

2009'da ise Jian Pan ve Peter Jackson tarafından elastik gözenekli malzemelerin test metotları gözden geçirilmiştir. Biot teorisi için girdi olarak gerekli gözeneklilik, iç yapı dağınıklığı, akış direnci gibi özelliklerin ölçümleri için geliştirilmiş birçok metodu bir araya getirerek karşılaştırma yapılması sağlanmıştır [66].

Görüldüğü gibi, birçok malzeme modeli, üretim şekli, malzeme özelliklerinin akustik performansa etkisi, test metotları ve sonlu elemanlar metodu üzerinde ayrıntılı araştırmalar yapılsa da, özellikle otomotiv sektöründe kullanılmaya başlanan simülasyon programları ile yapılan karşılaştırmalar oldukça azdır. Bu çalışmada, malzemelerin bu özelliklerinin akustik performansa etkisi tekrar vurgulanacak, bunun yanı sıra mevcut transfer matris yöntemi kullanan akustik performans simülasyon programının farklı sınır şartları ve malzemeler için doğruluk oranı sorgulanacaktır.

1.5 Amaç ve Kapsam

Bu tez çalışmasının amacı otomotiv sektöründe taşıt içi akustik konforun sağlanması için farklı malzeme özelliklerinin akustik özelliklere olan etkisini araştırmak ve varolan malzeme modelleme programlarının gerçeği ne kadar iyi yansıtıp yansıtmadığını belirlemektir.

Bu doğrultudaki asıl amaç, teori bölümünde açıklanacak olan gözeneklilik, akış direnci, karakteristik boyutlar gibi makroskopik özellikleri bilinen malzemelerin akustik performansının, deney düzeneklerinin yerine bilgisayar destekli mühendislik yazılımlarını kullanarak ne kadar doğru bir biçimde belirlenebileceğini araştırmak ve alınan sonuçlara göre, bu yazılımların, malzeme tasarımı ve geliştirme sürecinde hem zaman hem de iş gücü açısından nasıl bir katkıda bulunabildiğini inceleyerek otomotiv sektörüne fayda sağlayabilmektir.

Malzeme modelleme programlarının kullanılması, hem malzemelerin akustik özelliklerinin tam olarak bilinmeden uygulamaya geçilmesini önlenmiş hem de farklı uygulamalar için aranan farklı malzeme kombinasyonlarının bulunmasına yardımcı olacaktır. Sonuç olarak bu çalışma ile fiziksel test süresinin kısaltılarak tasarım

maliyetinin düşürülebileceğini göstererek imalatçı firma ve gürültü kontrol mühendislerine malzeme özellikleri, bu özelliklerin nasıl belirlenmesi gerektiği ve bütün bu unsurların uygulamaya nasıl etkisi olacağı açısından bir perspektif sunulması hedeflenmektedir.

Bu hedefe ulaşmak için önce otomotivde güncel olarak kullanılan mevcut akustik malzeme örneği üzerinde akustik özelliklerini belirlemek için gerekli testler yapılmalıdır. Daha sonra, aynı ürün için sayısal model üzerinde simülasyon yapılarak elde edilen sonuçlar gerçek değerlerle karşılaştırılmalıdır. Bu karşılaştırma sonrasında, kullanılan programların gerçek yapıyı hangi şartlarda ne kadar iyi temsil ettiği bulunacaktır.

Bu çalışmada öncelikle, bu konu üzerinde hangi çalışmaların yapıldığını belirlemek amacıyla literatür araştırması yapılmış ve incelenen çalışmalar derlenmiştir.

2. kısımda genel olarak teori üzerinde durulacak, ses yutumu, ses iletimi ve ses iletim kaybı ile ilgili bilgi verilecektir. Ayrıca bu bölümde, gözenekli akustik malzemelerle ilgili teoriye de inilecek, akustik performansa etki eden malzeme özelliklerinden bahsedilecektir.

3. bölümde tez çalışması süresince kullanılacak olan malzeme modelleme programı üzerinde durulacaktır. Bu adımdan sonra ise 4. bölümde deneysel açıdan malzemelerin akustik özelliklerinin belirlenmesi, test düzeneği ile ilgili bilgi verilecek ve deney sonuçları paylaşılacaktır.

5. kısımda, her iki yöntemle bulunan sonuçlar karşılaştırılacak ve programın hangi koşullarda akustik malzeme özelliklerini iyi bir şekilde modelleyebildiği incelenecektir.

Son olarak, proje ile ilgili genel bir değerlendirme yapılacak ve eksik kalan yönleri düşünülerek bundan sonra hangi araştırmaların yapılmasının faydalı olacağından bahsedilecektir.

2. TEORİ

Yutum ve ses iletim kaybı sağlayan uygulama ve tasarımları anlamak için öncelikle sesin yayılımı konusundaki temel terminoloji ve matematiğin gözden geçirilmesinde fayda olduğu düşünülmektedir. Bu sebeple, teori bölümünde temel ses tanımları, sesin belirli ortamlar içerisindeki ilerleyişi, ses yutumu, ses iletim kaybı, malzemelerin makroskopik özelliklerinin akustik performansa etkisi ve gerek malzeme özellikleri gerekse akustik performans ölçümleri ile ilgili bilgi verilecektir.

2.1 Temel Ses Bilgileri

Ses, dalgalar halinde yayılan bir enerji şeklidir ve kulak tarafından algılanabilen hava, su ya da benzeri bir ortamdaki basınç değişimi olarak tanımlanır. Ses nesnel bir kavramdır ve varlığı kişiden kişiye değişmez. Gürültü ise öznel bir kavram olup, hoş gitmeyen, istenmeyen, rahatsız edici ses olarak tanımlanmaktadır [67]. Bu bölümde, ses ölçümlerinde kullanılan temel parametrelere yer verilecek ve ses yutma katsayısı ile ses iletim kaybının tanımları yapılacaktır.

2.1.1 Ses ölçümlerinde kullanılan temel parametreler

Sesin tanımlanmasında ve özellikle ses ölçümlerinde temel olarak üç parametre rol almaktadır. Bunlar, ses basıncı, ses gücü ve ses şiddetidir.

2.1.1.1 Ses basıncı ve ses basınç düzeyi

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

$$L_p = 10 \log \frac{p^2}{p_0^2} \quad (dB) \quad (2.1)$$

olarak tanımlanır. Burada p ses basıncının ortalama değerinin karekökü (rms değeri), p_0 ise uluslararası referans basıncı olarak kabul edilen 20 mikropaskal'dır.

20 mikropaskal değerinin seçilme nedeni; ortalama genç bir yetişkinin, frekansı 1000 Hz olan bir ses dalgasını duyabilmesi için en az 20×10^{-6} Pa değerinde bir basıncın gerekmesidir. Dolayısıyla 1000 Hz'deki duyma eşiği referans alınmıştır. Ses basıncı düzeyinin tanımında basınçların değil de basınçların karelerinin oranının kullanılma nedeni, dB biriminin genellikle güç oranları için kullanılması ve gücün, basıncın karesiyle orantılı olmasıdır [67].

2.1.1.2 Ses gücü ve ses gücü düzeyi

Bir ses kaynağının yaydığı ses enerjisinin gücüne ses gücü veya akustik güç, bu gücün düzeyine ise ses gücü düzeyi L_W adı verilir. Bu tanıma göre, ses gücü W olan bir kaynağın ses gücü düzeyi,

$$L_W = 10 \log \frac{W}{W_0} \quad (dB) \quad (2.2)$$

eşitliğinden belirlenebilir. Burada, $W_0 = 10^{-12}$ (W) olup uluslararası referans gücüdür. Bir makinenin ses gücü, makinenin toplam gücünün ses olarak yayılan kısmıdır ve toplam güce göre çok küçüktür. Ses gücü düzeyi bilinen bir kaynağın ses gücü,

$$W = 10^{-12} \times 10^{\frac{L_W}{10}} \quad (Watt) \quad (2.3)$$

bağıntısından bulunabilir [67].

2.1.1.3 Ses şiddeti ve ses şiddeti düzeyi

Bir sesin, kaynağının bulunduğu ortamın akustik ve geometrik özellikleriyle, kaynaktan olan uzaklığa bağlı değişen bir özelliği de ses şiddetidir. Ses şiddeti,

$$I = \frac{W}{A} \quad (W/m^2) \quad (2.4)$$

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

$$I = \frac{p^2}{\rho c} \quad (2.5)$$

bağıntısı kullanılarak, ses şiddeti hesaplanabilir. Bu bağıntıdan yola çıkılarak, dağınık alanda ve serbest alanda ses şiddetinin ses basıncının karesi ile orantılı olduğunu sonucuna varılır. Ses şiddeti düzeyi,

$$L_I = 10 \log \frac{I}{I_0} \quad (dB) \quad (2.6)$$

olarak tanımlanır. Referans değeri ise, $I_0 = 10^{-12} \text{ (W/m}^2\text{)}$ alınmaktadır [67].

2.1.2 Ses yutma katsayısı

Bir yüzeyde yutulan ses enerjisinin o yüzeye gelen toplam ses enerjisine oranına yüzeyin ses yutma katsayısı denir.

$$\alpha = \frac{E_a}{E_i} \quad (2.7)$$

Ses yutma katsayısı genel olarak, malzeme yüzeyine gelen dalga açısının bir fonksiyonudur [68]. α ile gösterilen ses yutma katsayısı, 0 ile 1 arasında değerler alabilir. $\alpha = 0$ tümüyle yansıtıcı yüzeyleri; $\alpha = 1$ ise, ses enerjisinin tümünü yutan yüzeyleri gösterir.

Bir yüzeyin ses yutma katsayısı, malzemenin özelliklerine, kalınlığına ve frekansa bağlı olarak değişir. Bir yüzeyin alanıyla o yüzeyin ses yutma katsayısının çarpılmasıyla elde edilen değere yüzeyin ses yutumu adı verilir ve birimi Sabin'dir [67].

2.1.3 Ses iletim kaybı

Ses iletim kaybı, bir malzemenin, ses yalıtma kapasitesini dB cinsinden veren bir özelliğidir. Ses iletim kaybı,

$$TL = 10 \log \frac{W_1}{W_2} \quad (dB) \quad (2.8)$$

ifadesiyle tanımlanır. Burada, W_1 malzemenin üzerine gelen toplam ses enerjisi, W_2 ise iletilen ses enerjisidir. Ses iletim katsayısı,

$$T = \frac{W_2}{W_1} \quad (2.9)$$

şeklinde tanımlanacak olursa, ses iletim kaybı, iletim katsayısı cinsinden,

$$TL = 10 \log \frac{1}{T} \quad (dB) \quad (2.10)$$

şeklinde yazılabilir. Ses yalıtımı açısından, bir malzemenin ses iletim katsayısının küçük olması dolayısıyla ses iletim kaybının büyük olması istenir. Bir malzemenin ses iletim kaybı, frekans, malzeme özellikleri ve özellikle yüzey yoğunluğuna bağlı olarak değişir [67].

2.1.4 Akustik empedans

Malzeme yüzeyindeki ses basıncının, ses partikül hızına oranı, malzemenin akustik empedansı olarak adlandırılan terimi vermektedir. $N.s.m^{-3}$ ya da MKS rayl birimi ile ifade edilen akustik empedans farklı ortamlar içersinden ses dalgalarının ilerlemesi sırasında, yüzey tarafından gösterilen direnci ifade etmektedir. Akustik empedans genellikle karmaşık sayı olup gerçel kısım, enerji kaybını ifade ederken, imajiner kısım ise faz değişiklikleriyle ilişkilidir ve yüzey üzerinden yansıyan ses dalgasının genlik ve faz değişimleri hakkında bilgi verir [3].

2.1.5 Oktav bantları

İnsan kulağı yaklaşık olarak 16-20000 Hz arasındaki seslere karşı duyarlıdır. Bu frekans değişik kaynaklarda 16-16000 Hz ya da 20-20000 Hz olarak verilmektedir. Kulağın en hassas olduğu frekans ise 3000 Hz'dir. Normal bir konuşma 200-10000 Hz frekans aralığını kapsar. Konuşmanın anlaşılabilir olması için 1000-2500 Hz aralığındaki frekanslar yeterlidir.

İncelenmesi gereken frekans aralığı çok geniş olup, sabit genişlikteki bantların kullanılması durumunda çok uzun analiz süresi gerekebilir. Bu nedenle, ses analizlerinde incelenecek olan frekans aralığı oktav 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. Alt sınır değeri f_1 , üst sınır değeri f_2 ve merkez frekans f_0 olmak üzere,

$$f_0 = \sqrt{2}f_1 = f_2/\sqrt{2} \quad (Hz) \quad (2.11)$$

Bant genişliği ise alt ve üst sınır değerleri arasındaki farktır.

$$bw = f_2 - f_1 \quad (Hz) \quad (2.12)$$

Dar bant analizleri için genellikle 1/3 oktav analizi yapılmaktadır. Bu analizler bir oktavlık aralık üçe bölünmektedir [67].

2.2 Ses İletim Teorisine Giriş

Gürültü kontrolü ve uygulamalarına geçmeden, öncelikle sesin bir ortam içerisinde nasıl ilerlediği ve nasıl davrandığı öğrenilmelidir. Bunun en kolay yolu ise ses dalgalarını ve dolayısıyla dalga denklemlerini incelemektir.

Bu bölümde, ilerde ölçümleri ve simülasyonları yapılacak ses iletim kaybı ve ses yutumu parametrelerine bir temel oluşturması açısından ses dalga denklemleri üzerinde durulacaktır.

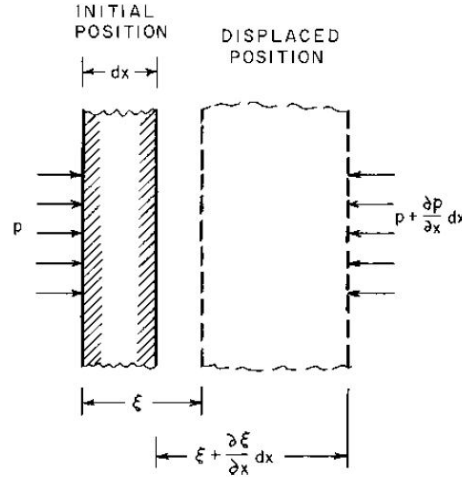
2.2.1 Dalga denklemleri

Ses geçişindeki en temel bağıntı olan dalga denklemi kartezyen koordinatlarda aşağıdaki gibi yazılmaktadır:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (2.13)$$

Burada p , anlık akustik basınç değeri, c , ses hızı ve t ise zamanı belirtmektedir. Dalga denkleminin iki sınırlayıcı kuralı mevcuttur: enerji yayılımı göz ardı edilmektedir ve dalga basınç genliği atmosferik basınca göre küçük olmalıdır. Enerji yayılımı çoğunlukla yüksek frekanslardaki sesler ve uzun mesafelerden ses geçişi sırasında telaffuz edilmektedir. Çoğu gürültü kontrol uygulaması için, ses dalgasının genliği küçüktür. Düşük seviye ses dalgalarıyla ilgilenilmedikçe bu sınırlamadan

dolayı bir sıkıntı yaşanmaz. Örnek olarak, ses basınç seviyeleri endüstriyel alanlarda ve çevre koşullarında genellikle 150 dB'in altındadır. Ve bu seviye de küçük basınç genlikleri sınırlamasını karşılar. x yönünde ilerleyen düzlemsel ses dalgaları için bir boyutlu dalga denklemi yazılırsa: dx kalınlığına ve S yüzey alanına sahip elementsel bir akışkan katmanı Şekil 2.1'de gösterilmiştir.



Şekil 2.1 : Ses dalgasının başlangıç ve yer değiştirmiş pozisyonları [11].

Küçük bir zaman aralığı dt sonrasında, x pozisyonundan yeni bir $(x + \xi)$ pozisyonuna geçiş gözlemlenir. ξ , anlık partikül yer değiştirmesini ifade etmektedir.

Diğer taraftan ise $(x + dx)$ 'den yeni bir pozisyona $\left(x + dx + \xi + \frac{\partial \xi}{\partial x} dx\right)$ hareket gözlenir.

Elemana uygulanan kuvvetler nedeniyle akışkan, bir pozisyondan diğerine hareket eder. İlk sınırlama hatırlanırsa, akışkan elemanı üzerinde etki eden kuvvetler sadece basınç kuvvetleri olacaktır. Eleman üzerine etkiyen tek kuvvet:

$$F_{net} = pS - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx\right)S = -\frac{\partial p}{\partial x} dxS \quad (2.14)$$

olarak ifade edilir. Malzeme katmanı için partikül hızı u , birim zamanda yer değiştirmedir:

$$u = \frac{\partial \xi}{\partial t} \quad (2.15)$$

Malzeme katmanının ivmesi ise hızın birim zamanda değişiminden elde edilir:

$$a = \frac{\partial u}{\partial t} = \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} \quad (2.16)$$

Katmanın kütlesi ise yoğunluğunun eleman hacminin çarpılmasıyla bulunur. Eğer bu yer değiştirmeleri Nexton'un ikinci kanununda uygularsak $F_{net} = ma$, aşağıdaki ifade elde edilir:

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

Dalga denkleminin son hali, birçok farklı değişken ile yazılabilir: Şimdi ifade akustik basınç türünden yazılmaya çalışılsın. Herhangi bir akışkandaki ses hızı, sabit entropide aşağıdaki türetilmiş ifadeden elde edilebilir:

$$c^2 = \frac{\partial p}{\partial \rho} = \frac{\partial p / \partial t}{\partial \rho / \partial t} \quad \text{ya da} \quad \frac{\partial p}{\partial t} = c^2 \frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (2.18)$$

c , akışkan yoğunluğundaki değişim oranı olarak yorumlanırsa aşağıdaki bağıntı yazılabilir:

$$\phi = \frac{\rho - \rho_0}{\rho_0} = \frac{\rho}{\rho_0} - 1 \quad (2.19)$$

ρ_0 , durgun akışkanın yoğunluğudur.

$$\phi = \frac{V_0 - V}{V} = \frac{Sdx - S\left(dx + \frac{\partial \xi}{\partial x} dx\right)}{\left(dx + \frac{\partial \xi}{\partial x} dx\right)S} = -\frac{\frac{\partial \xi}{\partial x}}{1 + \frac{\partial \xi}{\partial x}} \quad (2.20)$$

Akışkan elemanın sabit bir kütlesi için, kondansasyon yukarıdaki şekilde partikül yer değiştirmeleri cinsinden yazılır. V_0 elemanın ilk hacmidir. Şimdi ikinci sınırlama hatırlanırsa, akışkan partikül yer değiştirmesi oldukça küçüktür.

$$\frac{\partial \xi}{\partial x} \ll 1 \quad (2.21)$$

Bu şart ile, yoğunlaşma aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$\varphi = -\frac{\partial \xi}{\partial x} \quad (2.22)$$

Akışkan yoğunluğu, kondansasyon cinsinden yazılırsa,

$$\rho = \rho_0(1 + \varphi) \quad (2.23)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} = \rho_0 \frac{\partial \varphi}{\partial t} \quad (2.24)$$

Ve (2.18) denklemi kullanılırsa aşağıdaki ifade elde edilir.

$$\frac{\partial p}{\partial t} = c^2 \frac{\partial \rho}{\partial t} = \rho_0 c^2 \frac{\partial \varphi}{\partial t} \quad (2.25)$$

Her iki tarafın da ikinci kısmı türevi alınırsa,

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = \rho_0 c^2 \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} \quad (2.26)$$

Aynı şekilde, (2.17) denkleminin ikinci dereceden kısmi türevi alınır ve yer değiştirmenin oldukça küçük olduğu, öyleki yoğunluk bir sabit gibi kabul edilir:

$$\rho = \rho_0(1 + \varphi) \approx \rho_0 = \text{sabit} \quad (2.27)$$

Buradan,

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = -\rho_0 \frac{\partial^3 \xi}{\partial t^2 \partial x} = -\rho_0 \frac{\partial^2}{\partial t^2} \left(\frac{\partial \xi}{\partial x} \right) \quad (2.28)$$

Denklem (2.22) kullanılarak,

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = +\rho_0 \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} \quad (2.29)$$

(2.26) ve (2.29) nolu denklemler karşılaştırılarak, anlık akustik basınç p cinsinden dalga denklemi elde edilir.

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (2.30)$$

Bu denklem, başlangıç ve sınır koşullarına göre çözümlendiğinde, her durum için özel ifadeler içermektedir. Dalga denklemi aynı zamanda anlık partikül yer değiştirmesine göre de yazılabilir.

$$\frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} \quad (2.31)$$

Yer değiştirme formülasyonu, sınır şartları bilinen problemlerin çözümü için kullanmak daha uygun olacaktır. Akustik basınç ya da partikül hızına göre çözümlenen dalga denkleminin sonra diğer akustik nicelikler dalga denkleminin matematiksel olarak çalışılmasıyla bulunabilir.

Örnek olarak, anlık akustik basınç için dalga denkleminin çözüldüğü düşünölsün. (2.25) nolu denklemde her iki taraf da integre edilerek, kondansasyon denklemi elde edilir:

$$p = \rho_0 c^2 \varphi \quad (2.32)$$

(2.22) ve (2.32) kullanılarak, anlık partikül yer değiştirmesi elde edilir.

$$\xi = -\int \varphi dx = -\frac{1}{\rho_0 c^2} \int p(x, t) dx \quad (2.33)$$

Son olarak, eğer kuvvet dengesini zamana göre integre edersek, denklem (2.17), ve hız-yer değiştirme ilişkisini kullanırsak, anlık partikül hızı elde edilebilir.

$$u(x, t) = -\frac{1}{\rho_0} \int \frac{\partial p(x, t)}{\partial x} dx \quad (2.34)$$

Diğer taraftan, eğer anlık partikül yer değiştirmesi cinsinden sonuçlar elde edilirse, diğer akustik niceliklere dönüştürölebilir.

$$u(x,t) = \frac{\partial \xi}{\partial t} \quad (2.35)$$

$$\varphi(x,t) = -\frac{\partial \xi}{\partial t} \quad (2.36)$$

$$p(x,t) = \rho_0 c^2 \varphi = -\rho_0 c^2 \frac{\partial \xi}{\partial t} \quad (2.37)$$

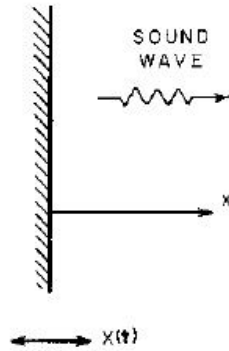
2.2.2 Dalga denkleminin çözümü

Şekil 2.2’de gösterildiği gibi düz bir duvarın titreşimi nedeniyle oluşan ses dalgaları için oluşturulan dalga denklemi düşünölsün. $x = 0$ ’daki hareket aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$X(t) = X_m \cos \omega t \quad (2.38)$$

X_m hareketin en yüksek genliğidir ve $\omega = 2\pi f$ açısal frekansı ifade etmektedir.

Karmaşık notasyon kullanılıp, sadece gerçık kısım ile ilgilenilmektedir.



Şekil 2.2 : Titreşen bir duvar ile oluşan ses dalgası [11].

Denklem (2.38) alternatif formda yazılabilir.

$$X(t) = X_m e^{j\omega t} \quad (2.39)$$

Duvarın basit harmonik hareketiyle oluşan ses dalgası basit harmonik hale sahip olmalıdır. Yerdeğıştirme için aşağıdaki çözüm önerilsin:

$$\xi(x,t) = \psi(x) e^{j\omega t} \quad (2.40)$$

$\psi(x)$ genlik fonksiyonudur ve bir boyutlu dalgalar için sadece x koordinatına bağlıdır. Uzaysal ve zaman türevleri (2.40) nolu denklemden bulunur:

$$\frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} = j^2 \omega^2 \psi(x) e^{j\omega t} = -\omega^2 \psi(x) e^{j\omega t} \quad (2.41)$$

$$\frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} = \frac{d^2 \psi}{dx^2} e^{j\omega t} \quad (2.42)$$

Eğer bu ifadeler (2.31) nolu denklemde yerine konulursa, aşağıdaki basit diferansiyel denklem elde edilir:

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} = -\frac{\omega^2}{c^2} \psi(x) \quad (2.43)$$

Ve daha sonra k dalga sayısının $k = \omega/c = 2\pi f/c = 2\pi/\lambda$ şeklinde ifadesinden yararlanılarak aşağıdaki çözülmesi gereken denklemin son hali elde edilir:

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + k^2 \psi(x) = 0 \quad (2.44)$$

(2.38) denkleminin genel çözümü:

$$\psi(x) = A e^{-jkx} + B e^{jkx} \quad (2.45)$$

A ve B integrasyon sabitleri olup sınır şartlarından elde edilmeleri gerekir. Düzlemsel dalgalar için genel çözüm, (2.45) denklemini (2.40) denkleminde yerine koyarak bulunur.

$$\xi(x, t) = A e^{j(\omega t - kx)} + B e^{j(\omega t + kx)} \quad (2.46)$$

Genel çözüm iki terim içermektedir: $(\omega t - kx)$ 'i içeren bir terim +x yönünde ilerleyen bir ses dalgasını ve diğer terim ise -x yönünde ilerleyen bir ses dalgasını temsil etmektedir. Bu davranış, hareketin tepeleri ses dalgaları halinde düşünülürse kolaylıkla tanınabilir. $\cos(\omega t - kx)$ ses dalgasının bir tepesi keyfi bir zaman olan t_0 'da, x_0 pozisyonunda oluştuğu düşünülürse:

$$\omega t_0 - k x_0 = 0 \quad (2.47)$$

Kısa bir süre sonra, $(t = t_0 + \Delta t)$ de ve tepe noktasının x_1 pozisyonu,

$$\omega(t_0 + \Delta t) - k x_1 = 0 \quad (2.48)$$

ile ifade edilir. Eğer bu iki bağıntı yerine konulursa, ses dalgasının hangi tepe noktasının bu Δt süresi boyunca nereye ilerlediği görülebilir:

$$x_1 = x_0 + (\omega/k)\Delta t = x_0 + c \Delta t \quad (2.49)$$

$x_1 > x_0$ olduğu belirtilmelidir. Böylece, ses dalgasının tepe noktası $+x$ yönünde ilerlemektedir. Aynı prosedürden yararlanarak, partikül yerdeğişiminin $(\omega t + kx)$ terimini içeren kısmın $-x$ yönünde ilerleyen bir ses dalgasına tekabül ettiği gösterilebilir.

Örnek olarak, ses dalgasının oldukça geniş bir yere iletildiği düşünölsün. Böylece titreşen plakaya doğru geriye yansıyan dalga olmayacaktır. Bu durumda, $-x$ yönünde ilerleyen herhangi bir ses dalgası gözlemlenmeyecektir. Bu şartı sağlayabilmek için $B = 0$ olmalıdır.

Titreşen plakanın yüzeyinde, akışkan plakanın hareketini izlemek zorundadır:

$$\xi(0, t) = X(t) = X_m e^{j\omega t} = A e^{j(\omega t - kx)} \Big|_{x=0} = A e^{j\omega t} \quad (2.50)$$

$A = X_m$ ile integrasyon sabitlerinden birinin X_m olduğu görölmektedir. Titreşen plaka sebebiyle oluşan anlık partikül yerdeğişimi için bulunan ifadenin son hali,

$$\xi(x, t) = X_m e^{j(\omega t - kx)} \quad (2.51)$$

şeklindedir. Karmaşık notasyon geleneğine göre sadece gerçerk kısım partikül yerdeğişimini göstermektedir.

$$\xi(x, t) = X_m \cos(\omega t - kx) = X_m \cos[2\pi f t - 2\pi(x/\lambda)] \quad (2.52)$$

Partikül yerdeğişiminin tepe genliğı $|\xi| = X_m$ ve rms partikül yer değışimi

$$\xi = X_m / \sqrt{2} \quad (2.53)$$

Diğer nicelikler düzlemsel ses dalgası için türetilirse, anlık partikül hızı hız-yer değiştirme bağıntısından bulunabilir.

$$u(x, t) = \frac{\partial \xi}{\partial t} = j\omega X_m e^{j(\omega t - kx)} = \omega X_m e^{j(\omega t - kx + \pi/2)} \quad (2.54)$$

Ayrıca, $j = e^{j\pi/2}$ olarak yazıldığı unutulmamalıdır.

Eğer yukarıdaki denklemin gerçek kısmı ele alınırsa, anlık partikül hızında meydana gelen varyasyon elde edilir:

$$u(x, t) = \omega X_m \cos(\omega t - kx + \pi/2) \quad (2.55)$$

Partikül hızının genliği partikül yerdeğişiminin genliğiyle bağıntılıdır.

$$|u| = \omega X_m = \omega |\xi| = 2\pi f |\xi| \quad (2.56)$$

(2.55) ve (2.52) karşılaştırılarak, partikül hızının partikül yerdeğişimi arasında $\phi = \frac{1}{2} \pi \text{ rad} = 90^\circ$ lik bir faz farkı olduğu gözlenmiştir.

(2.37) nolu denklem de gözönüne alınarak, anlık akustik basınç için bulunan ifade,

$$p(x, t) = -\rho_0 c^2 \frac{\partial \xi}{\partial x} = +jk\rho_0 c^2 X_m e^{j(\omega t - kx)} \quad (2.57)$$

şeklindedir. $\omega = kc$ ve $j = e^{j\pi/2}$ olduğunu unutmadan,

$$p(x, t) = \rho_0 c \omega X_m e^{j(\omega t - kx + \pi/2)} \quad (2.58)$$

(2.58) nolu denklemin gerçek kısmı alınır,

$$p(x, t) = \rho_0 c \omega X_m \cos(\omega t - kx + \pi/2) \quad (2.59)$$

(2.59) ve (2.55) numaralı denklemler karşılaştırıldığında, akustik basınç ve partikül hızının bağıntılı olduğu gözlenmektedir:

$$p(x,t) = \rho_0 c u(x,t) \quad (2.60)$$

Karakteristik akustik empedans, $Z_0 = \rho_0 c$ olmak üzere, düzlemsel bir ses dalgası için akustik basınç ve partikül hızının genliği aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$|p| = Z_0 |u| \quad (2.61)$$

2.2.3 Küresel dalga denklem çözümleri

Küresel koordinat sisteminde, tüm niceliklerin sadece dairesel koordinat r ve t 'nin birer fonksiyonu olduğu bir dalga denklemi geliştirirsek, aşağıdaki ifade elde edilir:

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(r^2 \frac{\partial p}{\partial r} \right) = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (2.62)$$

Bir boyutlu küresel dalgalar için küresel dalga denklemi aşağıdaki alternatif şekilde yazılabilir:

$$\frac{\partial^2 (rp)}{\partial r^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 (rp)}{\partial t^2} \quad (2.63)$$

(2.63) nolu denkleme aşağıdaki şekilde bir çözüm uygulanırsa,

$$p(r,t) = \psi(r) e^{j\omega t} \quad (2.64)$$

$\psi(r)$ şiddet (büyüklük) fonksiyonuna denk gelir. (2.64) denklemini, (2.63) dalga denkleminde yerine koyduğumuzda, aşağıdaki sıradan diferansiyel denklem elde edilir:

$$\frac{d^2 (r\psi)}{dr^2} = \frac{j^2 \omega^2 (r\psi)}{c^2} = -k^2 (r\psi) \quad (2.65)$$

Bu durumda şiddet fonksiyonu için genel çözüm aşağıdaki hali alır:

$$r\psi(r) = A e^{-jkr} + B e^{jkr} \quad (2.66)$$

Anlık akustik basınç için genel çözüm, şiddet fonksiyonunun (2.66) nolu denklemdeki haliyle (2.64) nolu denklemde yerine konmasıyla bulunabilir.

$$p(r,t) = \frac{1}{r} \left(A e^{-jkr} + B e^{jkr} \right) e^{j\omega t} \quad (2.67)$$

Küresel koordinat sistemi için akustik basınç şiddetinin sabit olmadığı gözlenmektedir; şiddet kaynak ile mesafesine, r , ters orantılı olarak değişmektedir. Eğer sadece radyal yönde kaynaktan dışarıya doğru hareket eden dalgaları veya merkeze doğru geri yansımayan dalga durumu göz önüne alınırsa, $B = 0$ olmak zorundadır.

$$p(r,t) = (A/r) e^{j(\omega t - kr)} \quad (2.68)$$

(2.62) nolu denklemin gerçekte bileşeni:

$$p(r,t) = (A/r) \cos(\omega t - kr) \quad (2.69)$$

Küresel koordinat sistemi için rms akustik basıncı aşağıdaki gibidir:

$$p_{rms} = A / \sqrt{2}r \text{ or } A = \sqrt{2} p_{rms} r \quad (2.70)$$

Bir sonraki adım olarak, küresel dalgalardaki anlık parçacık hızları için bir denklem çıkarılsın. Denklem (2.34) ile Newton kanunu uygulanırsa, parçacık hızı aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$u(r,t) = -\frac{1}{\rho_0} \int \frac{\partial p(r,t)}{\partial r} dt = \frac{1}{j\rho_0\omega} \frac{A}{r} \left(\frac{1}{r} + kj \right) e^{j(\omega t - kr)} \quad (2.71)$$

Eğer $\omega = kc$ ve (2.68) nolu denklemdeki akustik basınç ifadeleri yerine konulursa denklem (2.71) aşağıdaki şekilde yazabilir:

$$u(r,t) = -\frac{j p(r,t)}{\rho_0 c k r} (1 + jkr) \quad (2.72)$$

Küresel dalga için karmaşık bir nicelik olan spesifik empedans, (2.72) nolu denklemden bulunabilir.

$$Z_s = \frac{p}{u} = \frac{j\rho_0 ckr}{1 + jkr} = \frac{\rho_0 ckr(kr + j)}{1 + (kr)^2} = |Z_s|e^{j\phi} \quad (2.73)$$

Literatürde yapılan kabule göre, spesifik akustik empedansın genliği, (2.73) denklemi ile verilen karmaşık ifadenin gerçek ve hayali kısımların karelerinin toplamının kare köküne eşittir:

$$|Z_s| = \frac{|p|}{|u|} = \frac{\rho_0 ckr(k^2 r^2 + 1)^{1/2}}{1 + k^2 r^2} = \frac{Z_0 kr}{(1 + k^2 r^2)^{1/2}} \quad (2.74)$$

Akustik basınç ile parçacık hızı arasındaki faz açısının tanjantı karmaşık ifadedeki hayali ve gerçek bileşenlerinin oranına eşittir:

$$\tan \phi = 1/kr \quad (2.75)$$

Ayrıca çok küçük kr değerleri için (0,15 den daha küçük) spesifik akustik empedans değeri ($Z_0 kr$) değerine ve faz açısı da 90° ye yaklaşmaktadır. Bu durum küresel kaynağa çok yakın olduğunda ya da çok düşük frekanslarda görülmektedir.

Diğer taraftan, büyük kr değerleri için (yaklaşık 0,7 den daha büyük) spesifik akustik empedans değeri karakteristik empedans değerine ve faz açısı da 0° ye yaklaştığı da unutulmamalıdır. Bu durum da küresel kaynaktan çok uzak lokasyonlarda ve yüksek frekanslarda görülmektedir.

Akustik yoğunluk ve enerji yoğunluğu için de ayrıca ifadeler bulunabilir. Karmaşık ifadeler kullanılarak, yoğunluk aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$I = \text{Re}(p_{rms} u_{rms}^*) \quad (2.76)$$

u_{rms}^* niceliği rms parçacık hızının karmaşık eşleniğidir. Karmaşık niceliğin karmaşık eşleniği $z = x + jy = re^{j\theta}$ ise,

$$z^* = x - jy = re^{-j\theta} \quad (2.77)$$

olarak verilir ve buradan rms nicelikleri yazılabilir.

$$p_{rms} = |p|e^{-jkr} \quad (2.78)$$

$$u_{rms} = \frac{|p|}{|Z_S|} e^{-j(kr+\phi)} \quad (2.79)$$

$$u_{rms}^* = \frac{|p|}{|Z_S|} e^{+j(kr+\phi)} \quad (2.80)$$

Bu ifadeleri (2.76) nolu denklemde gerekli yerlere koyarsak, küresel dalga için yoğunluk ifadesine ulaşılır.

$$I = \frac{|p|^2}{|Z_S|} \text{Re}(e^{j\phi}) \quad (2.81)$$

$$I = \frac{|p|^2 \cos \phi}{|Z_S|} \quad (2.82)$$

Faz açısının, ϕ , tanjantı (2.75) nolu denklemde verilmiştir. Faz açısının kosinüsü de aşağıdaki gibidir:

$$\cos \phi = \frac{kr}{(1 + k^2 r^2)^{1/2}} \quad (2.83)$$

(2.74) nolu denklemdeki spesifik akustik empedans ifadesi kullanılarak, küresel dalga ifadesinin son haline ulaşabilir:

$$I = \frac{|p|^2}{Z_0} = \frac{p^2}{\rho_0 c} \quad (2.84)$$

Ses dalgası için birim hacime denk gelen kinetik enerji ise aşağıdaki gibidir:

$$KE = \text{Re}\left(\frac{1}{2} \rho_0 u_{rms} u_{rms}^*\right) \quad (2.85)$$

Bu ifade, (2.79) ve (2.80) nolu eşitlikler kullanılarak ilerletilebilir:

$$KE = \text{Re} \left[\frac{1}{2} \rho_0 (|p|^2 / |Z_S|^2) e^{-j(kr+\phi)} e^{+j(kr+\phi)} \right] \quad (2.86)$$

Ses dalgası için birim hacime denk gelen potansiyel enerji ise (2.88) nolu eşitlikle belirtildiği gibidir.

$$KE = \frac{|p|^2 (1 + k^2 r^2)}{2 \rho_0 c^2 k^2 r^2} = \frac{|p|^2}{2 \rho_0 c^2} \left(1 + \frac{1}{k^2 r^2} \right) \quad (2.87)$$

$$PE = \text{Re} \left(\frac{1}{2} \rho_0 p_{rms} p_{rms}^* / K_S \right) \quad (2.88)$$

Nicelik K_S adyabatik sıkıştırılabilirliktir ve aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$K_S = \gamma P_0 = \gamma \rho_0 R T = \rho_0 c^2 \quad (2.89)$$

Özgül ısı oranı $\gamma = c_p / c_v$ olarak tanımlanmıştır. Potansiyel enerji aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$PE = \text{Re} \left[\left(|p|^2 / 2 \rho_0 c^2 \right) e^{-jkr} e^{+jkr} \right] = \frac{|p|^2}{2 \rho_0 c^2} \quad (2.90)$$

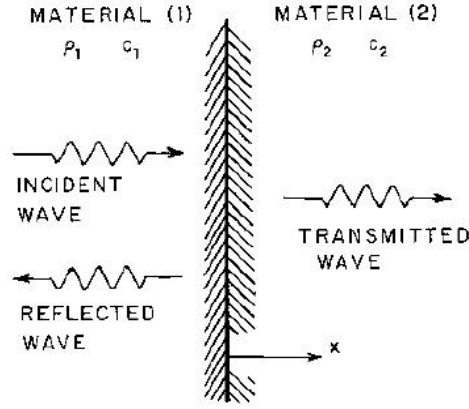
Akustik enerji yoğunluğu yada birim hacime denk gelen toplam enerji kinetik ve potansiyel enerjilerinin toplamıdır:

$$D = KE + PE = \frac{p^2}{\rho_0 c^2} \left(1 + \frac{1}{2k^2 r^2} \right) \quad (2.91)$$

2.2.4 Dik gelen ses dalgası

Şekil 2.3'te görüldüğü gibi, ses dalgası bir ortamdan diğer bir ortama geçiş yaparken, ses enerjisinin bir kısmı yansır bir kısmı yutulur diğer bir kısmı ise ikinci ortama geçer. Bir malzemeden diğer bir malzemeye ses geçişi sırasında ses dalgasının dik açıyla geldiği düşünölsün. Düzlemsel ses dalgaları için akustik basıncının ilk ortamında aşağıdaki formda yazılabileceği öğrenilmiştir.

$$p_1(x,t) = \underbrace{A_1 e^{j(\omega t - k_1 x)}}_{\text{Incident Wave}} + \underbrace{B_1 e^{j(\omega t + k_1 x)}}_{\text{Reflected Wave}} \quad (2.92)$$



Şekil 2.3 : Ses dalgasının başlangıç ve yer değiştirmiş pozisyonları [11].

Aynı şekilde, ikinci malzemede yansıma olmadığı varsayılarak, ikinci malzemeye iletilen dalga için anlık akustik basınç aşağıdaki ifade ile belirtilir.

$$p_2(x,t) = A_2 e^{j(\omega t - k_2 x)} \quad (2.93)$$

Her iki malzemede de anlık partikül hızları (2.60) nolu denklemden yararlanılarak yazılır. Burada, yansıyan dalganın x yönünde ilerlediği unutulmamalıdır.

$$u_1(x,t) = (1/Z_1) \left[A_1 e^{j(\omega t - k_1 x)} - B_1 e^{j(\omega t + k_1 x)} \right] \quad (2.94)$$

$$u_2(x,t) = (1/Z_2) A_2 e^{j(\omega t - k_2 x)} \quad (2.95)$$

$Z_1 = \rho_1 c_1$ ve $Z_2 = \rho_2 c_2$ nicelikleri birinci ve ikinci malzemeler için karakteristik empedansları belirtmektedir.

İki malzeme arasındaki ara yüzeyde, birinci malzemedeki anlık akustik basınç ikinci malzemedeki anlık akustik basınca eşit olmalıdır. Bu durumu gözönüne alarak, $x = 0$ ' da katsayılar arasında aşağıdaki bağıntı bulunur.

$$A_1 + B_1 = A_2 \quad (2.96)$$

Benzer bir şekilde, partikül hızları da ayırma yüzeyinde $x = 0$ aynı olmalıdır.

$$\frac{A_1 - B_1}{Z_1} = \frac{A_2}{Z_2} \quad (2.97)$$

Yukarıda bulunan iki denklem, katsayılar arasındaki oranı bulmak için kullanılır.

$$\frac{A_2}{A_1} = \frac{2Z_2}{Z_1 + Z_2} \quad (2.98)$$

Gelen ve iletilen ses dalgalarının rms akustik basınç genlikleri ise aşağıdaki ifadelerle verilmektedir.

$$p_{tr} = A_2 / \sqrt{2} \quad \text{ve} \quad p_{in} = A_1 / \sqrt{2} \quad (2.99)$$

Ses gücü iletim katsayısı a_t , iletilen akustik ses gücünün gelen ses gücüne oranı olarak tanımlanır. Ses gücü iletim katsayısı, ses iletimini kontrol etmek için kullanılan malzemeleri seçmek için en belirgin parametredir.

$$a_t \equiv \frac{W_{tr}}{W_{in}} = \frac{SI_{tr}}{SI_{in}} = \frac{(p_{tr})^2 / Z_2}{(p_{in})^2 / Z_1} = \frac{A_2^2 Z_1}{A_1^2 Z_2} \quad (2.100)$$

Malzeme 1’de bulunan ve malzeme 2’yi etkileyen ses dalgası için ses gücü iletim katsayısı için aşağıdaki ifade elde edilir:

$$a_t = \frac{4Z_1 Z_2}{(Z_1 + Z_2)^2} \quad (2.101)$$

Bir malzemeden diğerine akustik enerji iletimini ifade etmek için alternatif bir yol ise TL ses iletim kaybıdır. Ses iletim kaybı ses gücü iletim katsayısının dB cinsinden ifadesidir.

$$TL \equiv 10 \log_{10} (W_{in} / W_{tr}) = 10 \log_{10} (1/a_t) \quad (dB) \quad (2.102)$$

(2.101) nolu denklemden hatırlanacağı gibi, eğer iki malzemenin akustik empedansları aynıysa ses gücü iletim katsayısı 1’e eşittir. Bu sonuç, bütün akustik enerjinin arayüzey tarafından iletildiği ve yansıma olmadığı anlamına gelir. Diğer taraftan, eğer akustik empedanslar birbirinden çok farklıysa, o zaman ses gücü iletim

katsayısı çok küçük olacaktır. Bu sonuç akustik enerjinin çok küçük bir kısmının arayüzey tarafından iletildiği ve enerjinin büyük kısmının yansıdığı anlamına gelir.

Gürültü kontrolünde, ses gücü iletim katsayısına oranla çok kullanılmayan bir terim ise a_r ile temsil edilen ses gücü yansıma katsayısıdır.

$$a_r \equiv W_r / W_{in} \quad (2.103)$$

Bu durum için, akustik enerji ya yansıyacak ya da iletilecektir. Böylece, gelen akustik enerji yansıyan ve iletilen enerjilerin toplamına eşittir.

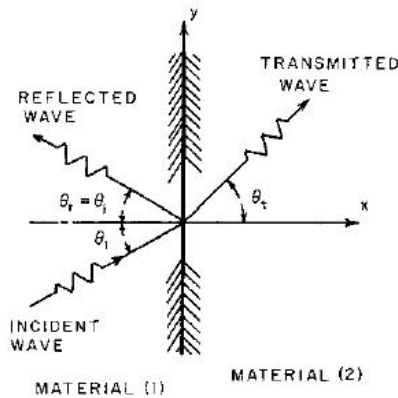
$$W_{in} = W_{tr} + W_r \quad (2.104)$$

Bu sebeple, ses gücü yansıma katsayısı ses gücü geçiş katsayısına $a_r = 1 - a_t$ ifadesi ile bağıntılıdır. (2.101) nolu denklemden ilgili parametre yerine konulursa aşağıdaki ifade elde edilmiş olur.

$$a_r = \left(\frac{Z_2 - Z_1}{Z_1 + Z_2} \right)^2 \quad (2.105)$$

2.2.5 Eğik gelen ses dalgası

Çoğu gürültü kontrol vakasında, ses dalgaları yüzeye çok farklı açılarla gelebilmektedir. Geliş açıları sesin nasıl yayılacağı açısından oldukça önemlidir. Düzlemsel bir dalganın iki malzeme arasında Şekil 2.4'te gösterildiği gibi θ_i açısıyla geldiği düşünölsün.



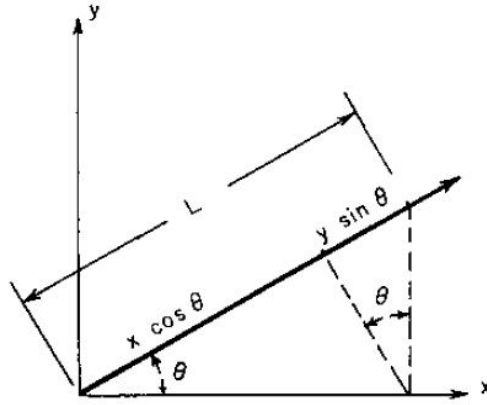
Şekil 2.4 : Eğik gelen ses dalgası [11].

Arayüzeye dik doğruyla arasında θ açısı olarak ilerleyen bir ses dalgası ifadesi aşağıdaki şekilde bulunur.

$$p(x, y, t) = Ae^{j(\omega t - kL)} \quad (2.106)$$

L niceliği koordinat ekseninde Şekil 2.5'ten hareketle aşağıdaki halde ifade edilir:

$$L = x \cos \theta + y \sin \theta \quad (2.107)$$



Şekil 2.5 : Eğik gelen ses dalgasının x, y ve L koordinatları arasındaki ilişki [11].

Ortam 1'deki akustik dalga için ilgili ifade aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$p_1(x, y, t) = A_1 e^{j(\omega t - k_1(x \cos \theta_i + y \sin \theta_i))} + B_1 e^{j(\omega t + k_1(x \cos \theta_i - y \sin \theta_i))} \quad (2.108)$$

Yansıma açısının gelen dalga açısına eşit olduğu, $\theta_r = \theta_i$ düşünülürse, ikinci ortamdaki dalga ifadesi ise,

$$p_2(x, y, t) = A_2 e^{j(\omega t - k_2(x \cos \theta_t + y \sin \theta_t))} \quad (2.109)$$

şeklinde tanımlanır.

Ses iletim açısı θ_t , gelen dalga açısı θ_i 'ye Snell Kanunu ile bağıntılıdır. Ses dalgasının düzlemsel bir ses dalgası olarak kalabilmesi için L_1 ve L_2 uzaklıklarını aynı sürede geçmesi gerekmektedir.

$$d \sin \theta_i = L_1 = c_1 \Delta t \quad (2.110)$$

$$d \sin \theta_t = L_2 = c_2 \Delta t \quad (2.111)$$

İlk ifade ikinciyle bölündüğünde Snell Kanunu elde edilir:

$$\frac{\sin \theta_i}{\sin \theta_t} = \frac{c_1}{c_2} = \frac{k_2}{k_1} \quad (2.112)$$

Birinci ve ikinci ortamdaki partikül hızları için ilgili ifadeler aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$u_1(x, y, t) = \left(\frac{A_1}{Z_1} \right) e^{j[\omega t - k_1(x \cos \theta_i + y \sin \theta_i)]} - \left(\frac{B_1}{Z_1} \right) e^{j[\omega t + k_1(x \cos \theta_i - y \sin \theta_i)]} \quad (2.113)$$

$$u_2(x, y, t) = (A_2/Z_2) e^{j[\omega t - k_2(x \cos \theta_t + y \sin \theta_t)]} \quad (2.114)$$

$x = 0$ arayüzündeki akustik basınç her iki ortamda aynı olmalıdır:

$$p_1(0, y, t) = p_2(0, y, t) \quad (2.115)$$

Benzer şekilde, partikül hızlarının dik bileşeni de her iki ortam için de aynıdır.

$$u_1(0, y, t) \cos \theta_i = u_2(0, y, t) \cos \theta_t \quad (2.116)$$

Ses basıncı ve partikül hızları ifadelerini yukarıda belirtilen iki şart doğrultusunda düzenlersek, basınç genlik oranı için aşağıdaki oran bulunur:

$$\frac{A_2}{A_1} = \frac{p_{tr}}{p_{in}} = \frac{2Z_2 \cos \theta_i}{Z_1 \cos \theta_t + Z_2 \cos \theta_i} \quad (2.117)$$

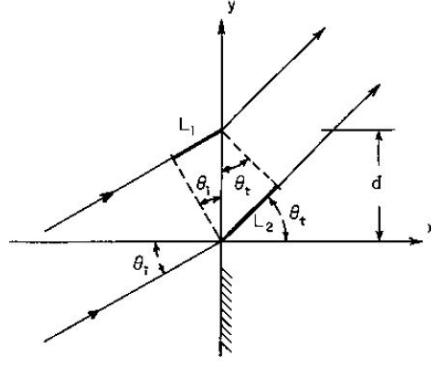
Eğik gelen dalga için ses gücü iletim katsayısı, ilgili tanımdan ve yukarıda belirtilen ifade doğrultusunda elde edilebilir.

$$a_t = \frac{W_{tr}}{W_{in}} = \frac{I_{tr} S_{tr}}{I_{in} S_{in}} \quad (2.118)$$

Şekil 2.6'da gösterildiği gibi, gelen ve iletilen dalgaların geçtiği alan arayüzey S alanıyla bağıntılıdır:

$$S_{in} = S \cos \theta_i \quad (2.119)$$

$$S_{tr} = S \cos \theta_t \quad (2.120)$$



Şekil 2.6 : Eğik açıyla gelen bir ses dalgasının arayüzeyden geçişi [11].

Düzlemsel dalgaının şiddet ifadesini $I = p^2 / Z_0$ kullanarak, denklem no (2.118) aşağıdaki formda yazılabilir:

$$a_t = \frac{p_{tr}^2 Z_1 \cos \theta_t}{p_{in}^2 Z_2 \cos \theta_i} \quad (2.121)$$

Eğer (2.121) nolu denklemde basınç oranı yerine konulursa, eğik gelen dalga için ses gücü iletim katsayısı ifadesinin son hali elde edilir.

$$a_t = \frac{4Z_1 Z_2 \cos \theta_i \cos \theta_t}{(Z_1 \cos \theta_t + Z_2 \cos \theta_i)^2} \quad (2.122)$$

Snell ifadesinden, gelen dalga için θ_{cr} kritik açısı oluşabildiği ve bu durumda iletilen dalgaının arayüzeye dik doğruyla 90° 'lik bir açı yaptığı hatırlanmalıdır. Bu şart için, $\sin \theta_t = \sin 90^\circ = 1$ 'dir. Gelen dalga kritik açı ifadesi, Snell Kanunu'nda ilgili terimin ve şartın yerine konulmasıyla bulunabilir:

$$\sin \theta_{cr} = c_1 / c_2 \quad (2.123)$$

Kritik açı sadece $(c_1 < c_2)$ olduğunda gerçekleşmektedir. Eğer gelen açı, kritik açiya eşit veya daha büyükse, o zaman ikinci malzemeye herhangi bir akustik enerji geçişi olmayacaktır [11].

$$a_t = 0 \text{ for } \theta_i \geq \theta_{cr} \quad (2.124)$$

2.3 Akustik Malzemenin Modellenmesi

Gözenekli bir akustik malzeme içersinde sesin yayılımını modellemek oldukça zordur. Sesin yayılımı, malzemenin çerçeve yapısına bağlı olup, çerçevenin hareket kabiliyetine göre temelde direngen, esnek, lifli ve elastik olmak üzere 4 farklı model mevcuttur [69]. Literatürde, bu yapılara sahip malzemeler için sesin yayılımının modellenmesi üzerine birçok farklı yöntem ve teori geliştirilmiştir. Genel olarak literatürde, her malzeme tipi için bir karakteristik empedans ve karmaşık dalga sayısı ifadesi elde edilmiş olup, bu iki parametre hesaplandıktan sonra yine ayrıntıları bu bölümde bulunan transfer matris metodu kullanılarak yüzey empedansı ifadesine geçilir. Yüzey empedansı sayesinde $R = z_s - z_0 / z_s + z_0$ eşitliği ile yansıma çarpanına geçilir ve buradan da $\alpha = 1 - |R|^2$ eşitliği sayesinde malzemenin ses yutma katsayısı hesaplanır.

2.3.1 Lifli malzemeler

Lifli malzemelerin modellenmesi konusunda birçok araştırmacı çalışmış olup, farklı malzeme türleri için elde edilmiş yarı deneysel denklemler mevcuttur. Bu bölümde lifli malzeme tipi için literatürde bulunan deneysel ifadeler paylaşılmaktadır.

2.3.1.1 Delaney ve Bazley modeli

Delany ve Bazley, eğri uydurma yöntemi ile karakteristik empedans ve yayılım dalga sayısının akış direnciyle nasıl değiştiğini bulmaya çalışmış ve bu konuda birçok gözenekli yutum malzemesi üzerinde ölçüm yapmıştır. Mevcut bir malzemeye uygulandığında bu model, uygulama açısından en basit ve en etkili olan yöntemdir.

Gözenekli yutum elemanlarının ne kadarlık bir yutum sağlayacağını belirlemek için malzemenin karakteristik empedans ve karmaşık dalga sayısı gibi özellikleri bilinmelidir. Bu empirik modeller sesin ilerleyişinin makroskopik bir ifadesinin elde edilmesinde yardımcı olmakta, her gözenek için ilerlemenin nasıl olduğunu incelemektense daha çok empedans ve dalga sayısı ile bulunarak bir fikir vermektedirler. Lifli yutum malzemeleri için, Delany ve Bazley empedans tüpüyle birçok ölçüm almış ve empedans, dalga sayısı ve akış direncine kadar birçok empirik ilişki elde etmiştir. Parametreler arası bulunan bu ilişkiler, geniş bir frekans

aralığında iyi tahminler verdikleri için yaygın olarak kullanılmaktadır. Buna göre, karakteristik empedans z_c , aşağıdaki ifade ile verilmektedir:

$$z_c = \rho_0 c \left(1 + 0,0571X^{-0,754} - j0,087X^{-0,732} \right) \quad (N.s.m^{-3}) \quad (2.125)$$

Ve dalga sayısı k ise:

$$k = \frac{\omega}{c} \left(1 + 0,0978X^{-0,700} - j0,189X^{-0,595} \right) \quad (m^{-1}) \quad (2.126)$$

İfadede ρ_0 ve c sırasıyla havadaki ses yoğunluğu ve hızı, ω ise açısal frekanstır.

Yine yukarıda görülen X parametresi aşağıdaki şekilde belirlenebilir:

$$X = \frac{\rho_0 f}{\sigma} \quad (2.127)$$

Burada f lifli malzemenin frekansı ve σ ise birim kalınlıktaki akış direncidir. Bu formülasyonlar ancak üç şart sağlandığında uygulanabilir. Öncelikle, gözeneklilik, ε , 1'e yakın olmalıdır; bu çoğu lifli yutum elemanının özelliğidir. İkinci olarak, $0,01 < X < 1,0$ belirli bir frekans aralığında çalışılacağı anlamına gelir ve son olarak akış direncinin limitleri $1,000 < \sigma < 50,000 \text{ } N.s.m^{-4}$ arasında olmalıdır. Daha önce de bahsedildiği üzere, Delany ve Bazley tahminleri düşük frekanslarda hatalı sonuçlar vermektedir fakat bu frekanslar yutumun oldukça küçük olduğu aralıklardır [3].

2.3.1.2 Garai ve Pompoli modeli

Garai ve Pompoli'nin deneysel modelleri yine Delaney ve Bazley'nin modelini esas alsa da bu modelin en çok polyester malzemede başarılı sonuç vermesi beklenmelidir [14]. Empedans z_c ve dalga sayısı k , aşağıda belirten ifadelerle belirlenmektedir.

$$z_c = \rho_0 c \left(1 + 0,078X^{-0,623} - j0,074X^{-0,660} \right) \quad (N.s.m^{-3}) \quad (2.128)$$

$$k = \frac{\omega}{c} \left(1 + 0,159X^{-0,571} - j0,121X^{-0,530} \right) \quad (m^{-1}) \quad (2.129)$$

2.3.1.3 Dunn ve Davern modeli

Dunn ve Davern de empedans ve dalga sayısını esas alarak malzemenin akustik özellikleri hakkında bir fikir vermeyi amaçlamaktadır [14]. Empedans ve dalga sayısı formülasyonları aşağıda belirtilmiştir.

$$z_c = \rho_0 c \left(1 + 0,114X^{-0,369} - j0,0985X^{-0,758} \right) \quad (N.s.m^{-3}) \quad (2.130)$$

$$k = \frac{\omega}{c} \left(1 + 0,168X^{-0,715} - j0,136X^{-0,491} \right) \quad (m^{-1}) \quad (2.131)$$

2.3.1.4 Wu modeli

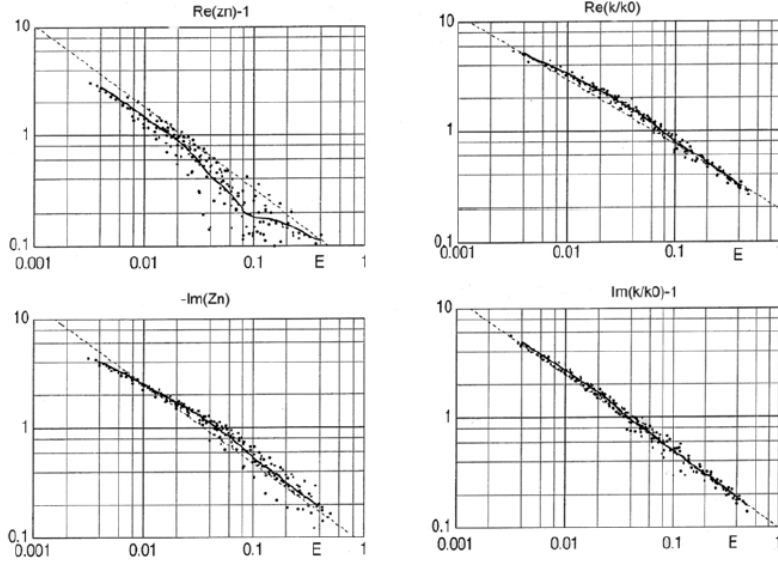
Bir diğer gözlemsel formülasyon ise Wu tarafından 1988’de ortaya konulmuştur. Yapılan çalışmalarda plastik köpükler üzerinde durulmuş ve aşağıda belirtilen karakteristik empedans ve dalga sayısı eşitliklerin plastik köpükte iyi sonuç vereceği belirtilmiştir [14].

$$z_c = \rho_0 c \left(1 + 0,212X^{-0,455} - j0,105X^{-0,607} \right) \quad (N.s.m^{-3}) \quad (2.132)$$

$$k = \frac{\omega}{c} \left(1 + 0,163X^{-0,592} - j0,188X^{-0,544} \right) \quad (m^{-1}) \quad (2.133)$$

2.3.1.5 Mechel ve Grundman modeli

Delaney ve Bazley’i temel alan Mechel ve Grundman tarafından alınmış birçok ölçüm datası Şekil 2.7’de gösterilmektedir. Buradan empirik olarak bulunan sonuçların ne kadar doğru olduğu gözlemlenebilir. Bu grafikler, ölçümlerden elde edilen normalize edilmiş ilerleme sabiti k/k_0 ve yine normalize edilmiş karakteristik empedansı ($z_n = z_c/\rho_0 c$) göstermektedir. Delaney ve Bazley’nin empirik değerleri ise çizikli olarak gösterilmiştir. Cam elyafı için gösterilen sonuçlar dışında aynı doğruluk oranı bazalt ve taş yünü için de elde edilmiştir [3]. Delany ve Bazley modelinin, düşük frekanslarda, uygulanabilir frekans aralığında bulunmadığı için hatalı sonuçlar verdiği bilinmektedir. Bu sebeple, çoğu yazar daha gelişmiş bağıntılar bulmaya çalışmışlardır. Örnek olarak, Mechel ve Grundmann daha karmaşık bir gözlemsel set yaratmışlardır.



Şekil 2.7 : Cam elyafı normalize ilerleme sabiti ve karakteristik empedans [3].

Mechel ve Grundmann empirik formülü en sade haliyle yazılırsa:

$$\left. \begin{matrix} -jk/k_0 \\ z_n \end{matrix} \right\} = X^{-1}\beta_{-1} + X^{-1/2}\beta_{-1/2} + \beta_0 + X^{1/2}\beta_{1/2} + X\beta_1 + X^{3/2}\beta_{3/2} \quad (2.134)$$

Mineral lif ve cam elyafı için birbirinden ayrı empirik bağıntılar türetmişler ve bununla Delaney ile Bazley'nin modeli üzerine bir iyileştirme sağlamışlardır. Yine de çoğu durum için bulunan sonuçların birbirinden farkı oldukça küçüktür. Sonuç olarak, Delaney ve Bazley'nin bulduğu değerlerle, Mechel ve Grundmann'ın bulduğu sonuçların birbirine yakın olduğu gözlenmektedir. Mechel ve Grundmann'ın sonuçları Çizelge 2.1'de ve Çizelge 2.2'de gösterilmektedir.

Çizelge 2.1 : Mineral lif için önerilen katsayılar [3].

Katsayılar	$-jk/k_0$	z_n
β_{-1}	$-0,00355757 - j 0,000164897$	$0,0026786 + j 0,00385761502$
$\beta_{-1/2}$	$0,421329 + j 0,342011$	$0,135298 - j 0,394160$
β_0	$-0,507733 + j 0,086655$	$0,946702 + j 1,47653$
$\beta_{1/2}$	$-1,142339 + j 1,25986$	$-1,45202 - j 4,56233$
β_1	$1,29048 - j 0,0820811$	$4,03171 + j 7,56031$
$\beta_{3/2}$	$-0,771857 - j 0,668050$	$-2,86993 - j 4,90437$

Çizelge 2.2 : Cam elyafı için önerilen katsayılar [3].

Katsayılar	$-jk/k_0$	z_n
β_{-1}	$-0,00451836 - j 0,000541333$	$-0,00171387 + j 0,00119489$
$\beta_{-1/2}$	$0,421987 + j 0,376270$	$0,283876 - j 0,292168$
β_0	$-0,383809 - j 0,353780$	$-0,463860 + j 0,188081$
$\beta_{1/2}$	$-0,610867 + j 2,59922$	$3,12736 + j 0,941600$
β_1	$1,13341 - j 1,74819$	$-2,10920 - j 1,32398$
$\beta_{3/2}$	0	0

2.3.1.6 Mechel ve Ver modeli

Beranek ve Ver'in 1992'de bahsettiği, Mechel-Ver modeli, Delaney-Bazley modelinin daha rafine hali olarak tanımlanabilir [70]. Buradaki $E = \frac{\rho_0 f}{\sigma}$ eşitliği ile gösterilen parametre Delaney-Bazley yöntemindeki X ile aynı ifadedir.

$$z_c = \rho_0 c \left(1 + b' E^{-\beta'} - j b'' E^{-\beta''} \right) \quad (N.s.m^{-3}) \quad (2.135)$$

$$k_c = -j \frac{\omega}{c} \left[a' E^{-\alpha'} + j (1 + a'' E^{-\alpha''}) \right] \quad (m^{-1}) \quad (2.136)$$

Çizelge 2.3 ve Çizelge 2.4'te yukarıda belirtilen formülasyonlar için Mechel ve Ver'in kaya yünü ve cam elyafı için önerdiği katsayılar gösterilmektedir. Mechel-Ver modelinin, düşük frekanslarda Delaney-Bazley'nin modeline göre daha iyi ve kesin sonuçlar vermesi beklenir.

Çizelge 2.3 : Kaya yünü için öngörülen katsayılar [70].

Bölge	a'	α'	a''	α''	b'	β'	b''	β''
$E \leq 0,025$	0,322	0,502	0,136	0,641	0,081	0,699	0,191	0,556
$E > 0,025$	0,179	0,663	0,103	0,716	0,0563	0,725	0,127	0,655

Çizelge 2.4 : Cam elyafı için öngörülen katsayılar [70].

Bölge	a'	α'	a''	α''	b'	β'	b''	β''
$E \leq 0,025$	0,322	0,502	0,136	0,641	0,081	0,699	0,191	0,556
$E > 0,025$	0,179	0,663	0,103	0,716	0,0563	0,725	0,127	0,655

2.3.2 Esnek yapılı malzemeler

Bir malzemede, çerçeve olarak ifade edilen yapının sertliği söz konusu değil fakat atalet etkileri akustik enerji üzerinde belirgin etkiye sahipse esnek yapılı bir malzeme olarak ifade edilir [69]. Esnek yapılı malzemelerde, katı faz hareket eder ve çerçevenin hacimsel modülü ise havanınkinden belirgin şekilde düşüktür. Esnek malzeme içerisinde sesin yayılımı Goransson tarafından ifade edilmiştir. Akustik ses dalgası, gözenekli malzeme içerisinde sabit sıcaklık koşullarında hareket eder. Malzemenin hacimsel kütle yoğunluğu aşağıdaki ifade ile verilir:

$$M = \varepsilon \rho_0 + (1 - \varepsilon) \rho_s \quad (2.137)$$

Esnek çerçeveli model, düşük Young modülüne sahip olan malzemeler için daha uygundur ve efektif yoğunluk ile hacim modülü ile ifade edilebilir.

2.3.3 Direngen yapılı malzemeler

2.3.3.1 Allard ve Champoux modeli

Empirik modellerde, en çok karşılaşılan ve popüler olanlardan biri de Allard ve Champoux'nun modelidir. Bu model, termal etkilerin frekansa bağlı olduğunu kabul etmektedir. Allard-Champoux modeli, dinamik yoğunluk ve sıkıştırılabilirlik modülünü aşağıdaki şekilde tanımlamaktadır [70].

$$\rho(\omega) = \rho_0 \left[1 - j \left(\frac{\sigma}{\rho_0 \omega} \right) G_1 \left(\frac{\rho_0 \omega}{\sigma} \right) \right] \quad (2.138)$$

$G_1 \left(\frac{\rho_0 \omega}{\sigma} \right)$ fonksiyonu ise,

$$G_1 \left(\frac{\rho_0 \omega}{\sigma} \right) = \sqrt{1 + \frac{j}{2} \left(\frac{\rho_0 \omega}{\sigma} \right)} \quad (2.139)$$

halinde ifade edilmekte olup bu eşitlik (2.138) nolu denklemin içersine konulduğunda aşağıdaki formülasyon elde edilmektedir.

$$\rho(\omega) = \rho_0 \left[1 - j \left(\frac{\sigma}{\rho_0 \omega} \right) \sqrt{1 + \frac{j}{2} \left(\frac{\rho_0 \omega}{\sigma} \right)} \right] \quad (2.140)$$

Aşağıda, benzer adımlar sıkıştırılabilirlik modülü için tekrarlanmaktadır.

$$K(\omega) = \frac{\gamma P_0}{\gamma - \left[(\gamma - 1) / \left(1 - \left(\frac{j}{4 N_p} \right) \left(\frac{\sigma}{\rho_0 \omega} \right) G_2 \left(\frac{\rho_0 \omega}{\sigma} \right) \right) \right]} \quad (2.141)$$

$$G_2 \left(\frac{\rho_0 \omega}{\sigma} \right) = G_1 \left(\frac{\rho_0 \omega}{\sigma} \right) \left(4 N_p \left(\frac{\rho_0 \omega}{\sigma} \right) \right) = \sqrt{1 + \frac{j}{2} \left(\frac{\rho_0 \omega}{\sigma} \right)} \left(4 N_p \left(\frac{\rho_0 \omega}{\sigma} \right) \right) \quad (2.142)$$

$$K(\omega) = \frac{\gamma P_0}{\gamma - \left[(\gamma - 1) / \left(1 - \left(\frac{j}{4 N_p} \right) \left(\frac{\sigma}{\rho_0 \omega} \right) \sqrt{1 + \frac{j}{2} \left(\frac{\rho_0 \omega}{\sigma} \right)} \left(4 N_p \left(\frac{\rho_0 \omega}{\sigma} \right) \right) \right) \right]} \quad (2.143)$$

2.3.3.2 Johnson modeli

Johnson modelinde akış direnci, gözeneklilik, iç yapı dağınıklığı ve karakteristik uzunluklar bilindiğinde karakteristik empedans ve yayılım dalga sayısını hesaplamak mümkündür. Allard'ın ilk “denk akışkan” modeli de bu yöntemi temel almaktadır. Johnson tarafından önerilen modelde yutum elemanının yapısının direngen olduğu kabul edilmektedir. Gözenekli malzemenin efektif yoğunluğu aşağıdaki formülasyon ile gösterilir:

$$\rho_e = \alpha_\infty \rho_0 \left[1 + \frac{\sigma \varepsilon}{j \omega \rho_0 \alpha_\infty} \sqrt{1 + \frac{4 j \alpha_\infty^2 \eta \rho_0 \omega}{\sigma^2 \Lambda^2 \varepsilon^2}} \right] \quad (2.144)$$

Malzeme içersindeki havanın efektif veya dinamik hacim modülü :

$$K_e = \frac{\gamma P_0}{\gamma - (\gamma - 1) / \left(1 + \frac{8 \eta}{j \Lambda^2 N_p \omega \rho} \sqrt{1 + \frac{j \rho \omega N_p \Lambda^2}{16 \eta}} \right)} \quad (2.145)$$

Burada γ özgül ısı kapasitelerinin oranıdır ($\approx 1,4$), P_0 atmosferik basınç olup ($\approx 101320 \text{ Nm}^{-2}$); N_p ise Prandtl sayısı aşağıdaki ifade ile verilir:

$$N_p = \left(\frac{\delta_v}{\delta_h} \right)^2 \quad (2.146)$$

δ_v ve δ_h viskoz ve termal sınır katmanlarının boyutlarıdır. 1 atmosferde ve 20°C derecede, Prandtl sayısı 0,77 civarındadır. Viskoz sınır katman kalınlığı:

$$\delta_v = \sqrt{\frac{2\eta}{\rho\omega}} \quad (2.147)$$

Genellikle, viskoz sınır katmanı sub milimetre boyutundadır. Örnek vermek gerekirse 100 Hz'de yaklaşık olarak $\approx 0,2 \text{ mm}$ 'dir. Termal sınır katman kalınlığı:

$$\delta_h = \sqrt{\frac{2\kappa}{\rho c_p \omega}} \quad (2.148)$$

İfadesi ile verilmektedir. Burada, $\kappa \approx 2,41 \times 10^{-2} \text{ WmK}^{-1}$ havanın termal iletkenliğidir ve $c_p \approx 1,01 \text{ Jkg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ ise sabit basınçta havanın özgül ısı kapasitesidir. Yukarıdaki denklemler yardımıyla efektif yoğunluk ve hacim modülü tanımlandıktan sonra karakteristik empedans ve yayılım dalga sayısının hesaplanması mümkündür. Karakteristik empedans z_c :

$$z_c = \sqrt{K_e \rho_e} \quad (2.149)$$

Ve yayılım dalga sayısı:

$$k = \omega \sqrt{\frac{\rho_e}{K_e}} \quad (2.150)$$

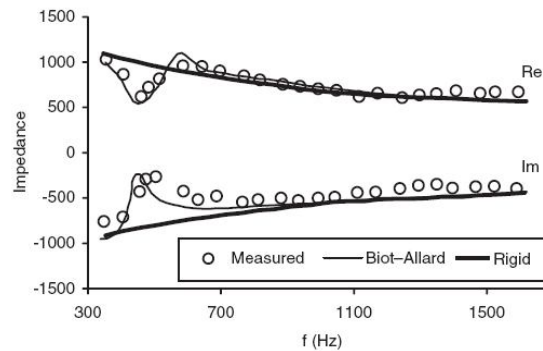
(2.149) ve (2.150) nolu ifadeler, yüksek ve düşük frekanslarda doğru bir asimtotik davranış vermektedirler fakat komplike gözenek geometrileri için sadece orta frekanslar için yaklaşık bir doğruluktan bahsedilebilir [3].

2.3.4 Elastik yapılı malzemeler

Daha önce bahsedilen teorilerde, gözenekli yutum elemanının çerçevesi direngen ve dalgaların sadece gözenek içlerinde ilerledikleri varsayılmıştır. Gerçekte, gözenekli yapılar dalga yayılımına destek olan elastik çerçevelere sahiptir. Literatürde, elastik çerçeveli yapıları en iyi şekilde ifade eden model Biot teorisidir ve bu bölümde Biot teorisine kısaca bir giriş yapılması amaçlanmaktadır.

Yer değiştirme ve gözeneklerdeki ve çerçevedeki havanın gerilme tensörleri için hareket denklemleri tanımlanmıştır. Bu hareket denklemleri, hava ve çerçeve arasındaki ilişkiyi detaylandıran bir katsayı seti içermektedir. Bu katsayılar gözeneklerdeki havanın ve elastik çerçevenin esneklik modülü gibi fiziksel özelliklerle tanımlanabilir. İlki, yani gözeneklerdeki havanın hacim modülü, detayları daha önce verilmiş olan direngen çerçeveli teorilerden alınır. Bu katsayılar tanımlandığında, bu hareket denklemleri, gözenekli katmanların yüzey empedansını bulmak için çözülebilir hale gelmektedir. Yapıda, göz önünde bulundurulması gereken üç dalga türü bulunmaktadır. İki sıkıştırma/kompresyon dalgası mevcuttur. Havaya doymuş gözenekli malzemelerde, çerçeve ve hava arasındaki birleşme hali ihmal edilebilir ve bu dalgalar çerçeve-kaynaklı ve hava-kaynaklı dalgalar şeklinde tanımlanabilirler. Zayıf bir birleşme söz konusu olduğunda hava-kaynaklı dalga çoğunlukla gözeneklerin içerisinde kalır, ancak çerçeve-kaynaklı dalga hem çerçevenin, hem de gözeneklerin içinde yayılacaktır. Üçüncü dalga tipi olan enine dalga da çerçeve-kaynaklıdır ve çoğu gözenekli yutum elemanı akışkan havadan etkilenmez. (Bu dalga normal koşullarda meydana gelmez; dolayısıyla ihmal edilebilir.)

Şekil 2.8’de Allard’ın teori ve deney arasında yapmış olduğu bir karşılaştırmaya yer verilmiştir.



Şekil 2.8 : İki tahmin modelinin karşılaştırılması [3].

Çoğu frekans için rijit çerçeveli model doğrudur, fakat sapmalar 500 Hz civarında meydana gelmektedir. Bu hatalar çerçeve malzemesinin tanım itibarı ile rijit çerçeveli model ile öngörülemeyen rezonanslarından kaynaklanmaktadır. Bu malzeme yoğun bir cam yünüdür ve dolayısıyla çerçevenin yalnızca çeyrek dalga rezonansı gözlemlenir. Bu frekanslar için, Biot teorisi daha iyi tahminler vermektedir, yine de bu eşleşmeyi sağlamak için tahmin parametrelerini kapsayan bir düzeltmenin yapılmak zorunda olduğuna dikkat edilmelidir. Sonuç olarak, Biot teorisiyle bile, modelin son derece dairesel olan yapısının doğrulanması hala bir problemdir [3].

Denklemler, gözenekli elastik bir katı malzemenin akışkan ile satüre edildiği hal gözönünde bulundurularak, gerilim-şekil değiştirme ilişkisinden yola çıkarak türetilmektedir.

$$\sigma_i = 2Ne_i + Ae_s + Q\varepsilon \quad i = x, y, z \quad (2.151)$$

$$\tau_{ij} = \tau_{ji} = N\gamma_{ij} \quad i = x, y, z \quad (2.152)$$

$$s = Qe_s + R\varepsilon \quad (2.153)$$

$$e_s = e_x + e_y + e_z = \nabla \cdot u \quad (2.154)$$

$$\varepsilon = \nabla \cdot U \quad (2.155)$$

Burada σ_i ve τ_i , katı faz üzerinde birim malzeme alanında etkili olan normal ve kesme kuvvetleridir. s sıvı faz üzerinde birim malzeme alanında etkili olan normal kuvvet, U ve u ise sıvı ve katı fazla için olan yerdeğiştirme vektörleridir. e_s ve e_i katı fazın hacimsel ve komponent birim şekil değiştirmeleri olup, ε sıvı fazın hacimsel değişimini belirtmektedir.

A katsayısı Lamé sabitini ifade ederken, N ise elastik gözenekli malzemenin kayma modülüdür. Q katsayısı sıvı ve katı fazlar arasındaki hacimsel değişimi belirtir ve R katsayısı ise, belirli bir hacme sahip gözenekli malzeme içersine ilave edilecek ek akışkan malzeme içersine doğru yönlendirmek için gereken basınç miktarını ifade etmektedir. Katı ve akışkan hal için hareket denklemleri aşağıda gösterilmektedir.

$$\frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zx}}{\partial z} = \rho_1 \frac{\partial^2 u_x}{\partial t^2} + \rho_2 (q^2 - 1) \frac{\partial^2}{\partial t^2} (u_x - U_x) + b \frac{\partial}{\partial t} (u_x - U_x) \quad (2.156)$$

$$\frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zy}}{\partial z} = \rho_1 \frac{\partial^2 u_y}{\partial t^2} + \rho_2 (q^2 - 1) \frac{\partial^2}{\partial t^2} (u_y - U_y) + b \frac{\partial}{\partial t} (u_y - U_y) \quad (2.157)$$

$$\frac{\partial \sigma_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} = \rho_1 \frac{\partial^2 u_z}{\partial t^2} + \rho_2 (q^2 - 1) \frac{\partial^2}{\partial t^2} (u_z - U_z) + b \frac{\partial}{\partial t} (u_z - U_z) \quad (2.158)$$

$$\frac{\partial s}{\partial x} = \rho_2 \frac{\partial^2 U_x}{\partial t^2} + \rho_2 (q^2 - 1) \frac{\partial^2}{\partial t^2} (U_x - u_x) + b \frac{\partial}{\partial t} (U_x - u_x) \quad (2.159)$$

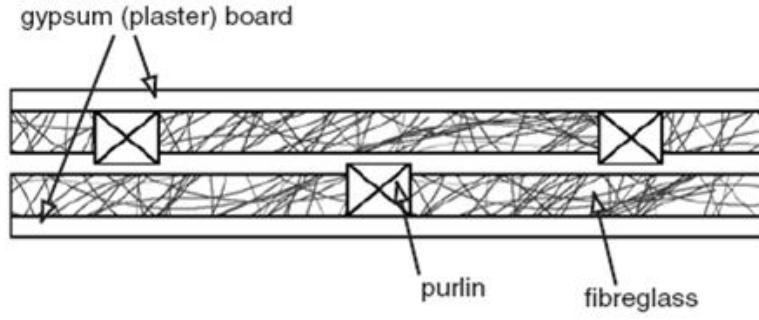
$$\frac{\partial s}{\partial y} = \rho_2 \frac{\partial^2 U_y}{\partial t^2} + \rho_2 (q^2 - 1) \frac{\partial^2}{\partial t^2} (U_y - u_y) + b \frac{\partial}{\partial t} (U_y - u_y) \quad (2.160)$$

$$\frac{\partial s}{\partial z} = \rho_2 \frac{\partial^2 U_z}{\partial t^2} + \rho_2 (q^2 - 1) \frac{\partial^2}{\partial t^2} (U_z - u_z) + b \frac{\partial}{\partial t} (U_z - u_z) \quad (2.161)$$

Burada $\sigma_{ii} = \sigma_i$ ve $\sigma_{ij} = \tau_{ij}$ olup, q^2 iç yapı dağılımlığını temsil etmektedir. b , viskoziteyi ifade eden bir katsayı olup, U_i ve u_i ise, i yönündeki katı ve akışkan fazların yer değiştirmeleridir. ρ_2 ve ρ_1 ise, katı ve akışkan fazların yoğunluğudur. Biot teorisinde, yukarıda açıklanan ifadeler doğrultusunda, gerilim-şekil değiştirme ilişkisinden ve dinamik denklemlerden, iki eksenel dalgayı ifade eden dördüncü dereceden bir diferansiyel denklem ve rotasyonel dalgayı içeren ikinci dereceden bir diferansiyel denklem elde edilir ve bu şekilde malzeme içeriği modellenir.

2.3.5 Katmanlı malzemelerde transfer matris modelleme metodu

Gözenekli yutum malzemesi çoğunlukla ses yalıtımında kullanılmaktadır. Şekil 2.9'da gösterildiği gibi, hafif yapılar, aralarında hava boşluğu olacak biçimde çift yaprak bölme şeklinde modellenmiştir. Gözenekli yutum hava boşluğunun rezonansa girmesini önlemek amacıyla kullanılır. Boşluk rezonansları sönümleme ile ortadan kaldırılamıyorsa, ses, rezonans frekansında bölmeler arasından daha kolay geçecektir ve ses yalıtımı daha az olacaktır.



Şekil 2.9 : Bölme içersinde mineral yün örneği [3].

Uygulanan yutumun hafif bir kaplamaya sahip olması çok önemlidir yoksa iki bölme arasında yapının performansını oldukça düşürecek bir titreşim yolu oluşturabilir.

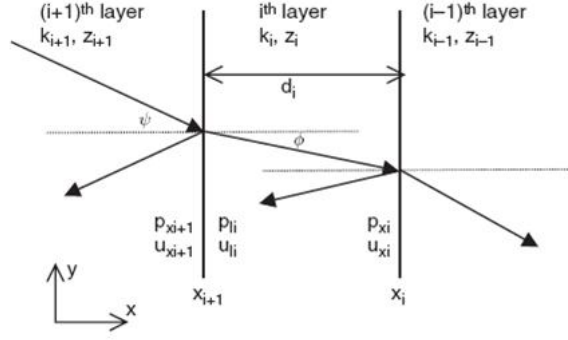
Ses geçişinden bahsedildiğine göre, ses geçişinin ve yutumunun, gözenekli ve rezonant yutum elemanları için modellenmesinde transfer fonksiyon matris yaklaşımından bahsedilmesi uygun olacaktır. Transfer matris yöntemi çoğu teknik için iyi bir temel oluşturmaktadır. İki portlu (bağlantılı/bağlantı kapısı) iletişim ağı olarak adlandırılan benzer bir yöntem ise transdüser modellenmesinde kullanılmaktadır.

Transfer matris yaklaşımı ses ilerleyişini modellemek için çok güçlü bir tekniktir ve çoğunlukla kaplamalı, kaplamasız ya da perfore edilmiş koruyucu katmanlı gözenekli yutum elemanları için uygulanmaktadır. Yutum elemanının bir tek ya da birçok katmanı için yüzey empedansının hesaplanmasına olanak verir.

Örnek olarak, rijit destekli, gözenekli yutum elemanı ele alınabilir. Bu en önemli akustik durumdur çünkü yutum elemanının duvara, tavana ya da yere uygulanmış halini temsil etmektedir.

Şekil 2.10'daki durum gözden geçirilirse: sadece düzlemsel dalgaların olduğu bir ortamdan bahsedilmektedir. Ses ilerleyişinin sadece x-y düzleminde gerçekleştiği varsayılmaktadır. Sınırlardaki basınç ve hızın devamlılığı düşünülerek bir katmandaki yüzey basıncını diğer katmanın yüzey basıncıyla ilişkilendirmek mümkündür.

p_{xi} ve u_{xi} sırasıyla i 'inci katman sınırındaki basınç ve partikül hızıdır. Hız x yönünde tanımlanmıştır. p_{xi+1} ve u_{xi+1} , $i+1$ 'inci katmanın alt kısmındaki basınç ve partikül hızıdır.



Şekil 2.10 : Çok katmanlı yutum elemanı için transfer matris modeli [3].

$$\begin{Bmatrix} p_{li} \\ u_{li} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} p_{xi+1} \\ u_{xi+1} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \cos(k_{xi}d_i) & j\frac{\omega\rho_i}{k_{xi}}\sin(k_{xi}d_i) \\ j\frac{k_{xi}}{\omega\rho_i}\sin(k_{xi}d_i) & \cos(k_{xi}d_i) \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} p_{xi} \\ u_{xi} \end{Bmatrix} \quad (2.162)$$

p_{li} and u_{li} i'inci katmanın üst kısmındaki basınç ve partikül hızıdır. d_i i'inci katmanın kalınlığı ve ρ_i ise yoğunluğudur. k_{xi} i'inci katman için x yönündeki karmaşık dalga sayısıdır. Dalga sayısının x komponenti Snell kanunuyla hesaplanır:

$$k_{xi} = k_i \sqrt{1 - \sin^2(\phi)} = \sqrt{k_i^2 - k_{i+1}^2 \sin^2(\psi)} \quad (2.163)$$

Çoğu gözenekli yutum elemanı, havaya oranla daha küçük ses hızına sahiptir ve çoğunlukla $k_{xi} \approx k_i$ ve $\phi \approx 0$ 'dır. Bu rekürsiv bir denklem olup katmanın basınç ve partikül hızı gelen ses dalgası şartları ve sınır şartlarından belirlenebilir. Bu teknik, basınç ve partikül hızı için mutlak değerler bulunmasına yardımcı olsa da yüzey empedans değerlerinin belirlenmesinde de oldukça güçlü bir tekniktir. Yüzey empedansı i'inci katmanın üst kısmı için hesaplanır ve bu da i+1 inci katmanın empedansını hesaplamakta kullanılır. Sürece bütün katmanlar hesaplanana kadar devam edilir. Bu sürece olanak veren bağlantılar, $x = x_{i+1}$ yüzey empedansını $x = x_i$ deki empedanslar ile ilişkilendirir.

$$z_{si+1} = \frac{-j z_{si} z_i \frac{k_i}{k_{xi}} \cot(k_{xi}d_i) + \left(z_i \frac{k_i}{k_{xi}} \right)^2}{z_{si} - j z_i \frac{k_i}{k_{xi}} \cot(k_{xi}d_i)} \quad (2.164)$$

z_{si} , $x = x_i$ empedanstır. z_{si+1} , $x = x_{i+1}$ deki empedans, k_i 'inci katmandaki dalga sayısıdır. Rijit olarak desteklenmiş tek katman durumunda, $z_{si} \rightarrow \infty$, ve (2.164) denklemi, rijit destekli yutum elemanının yüzey empedansını ifade edecek şekilde indirgenir [3].

$$z_{si+1} = -jz_i \frac{k_i}{k_{xi}} \cot(k_{xi}d_i) \quad (2.165)$$

2.4 Akustik Performansa Etki Eden Temel Malzeme Özellikleri

Bu bölümde akustik performans parametreleri olan ses yutumu ve ses iletim kaybına etki eden temel malzeme özelliklerinden bahsedilecektir.

2.4.1 Makroskopik özellikler

2.4.1.1 Akış direnci

Akustik davranışı belirlemede en önemli parametrelerden biri, R_f , spesifik hava akış direncidir. Gözenekli malzemeler için, birim kalınlıktaki hava akış direnci, d katman kalınlığı olmak üzere, $\sigma = R_f / d$ denklemi ile ifade edilir. Spesifik hava akış direnci, havanın gözenekli bir yapı içersine ne kadar kolay girebildiğini ve bu sırada maruz kaldığı direnci gösteren bir özelliktir. Malzeme içersinde sınır etkileri nedeniyle ne kadar çok ses enerjisinin kaybolabileceği yönünde bir bilgi edinilmesini sağlar. Gözenekli yapıya sahip olan çoğu yutucu malzeme arasında en çok değişen parametre akışa karşı direnç olduğundan, belirlenmesi gereken en önemli parametredir [3]. Eğer bir malzeme, yüksek (birim kalınlıktaki) akış direncine sahipse, bu havanın malzeme içersinden geçerken zorlanacağı anlamına gelir. Spesifik hava akış direnci,

$$R_f = \frac{\Delta P}{v} = \frac{T S \Delta P}{V} \quad N.s.m^{-3} \text{ veya } Pa.s.m^{-1} \quad (MKS \text{ rayl}) \quad (2.166)$$

ifadesi ile elde edilir. Buradan, malzemenin birim kalınlığa karşı gelen akış direnci belirlenir.

$$\sigma = \frac{R_f}{d} \quad N.s.m^{-4} \text{ veya } Pa.s.m^{-2} \quad (MKS \text{ rayl}/m) \quad (2.167)$$

Burada, ΔP statik basınç, d homojen katman kalınlığı, v kararlı akış hızı, V malzemenin içinden geçen havanın hacmi, T periyot ve S ise numunenin tek bir tarafının yüzey alanıdır. Eğer akış hızı küçük değil ise lineer olmayan etkiler gözönüne alınmalıdır [8].

2.4.1.2 Gözeneklilik

Gözeneklilik, toplam gözenek hacminin toplam yutucu malzemesi hacmine oranıdır. İyi yutuma sahip malzemeler yüksek gözeneklilik oranına sahiptirler; örnek olarak, mineral yünlerin çoğu 0,98 oranında gözenekli bir yapıdadır. Fakat, yutucu elemanını tasarlarken, gözeneklilik ve akışa karşı direnç arasında bir ikilem vardır. Gözeneklilik belirlenirken, kapalı gözenekler ses dalgalarının bu yapıya ulaşmaması sebebiyle toplam hacmin içersine dahil edilmemelidir. Kapalı gözenekler çoğunlukla köpüklerde rastlanmaktadır. Gözeneklilik çok önemli ve anahtar bir parametredir fakat çoğunlukla kullanılan yutucu malzemelerde, bu oran 1'e pek yaklaşmamaktadır. Çizelge 2.5 buna örnek olması açısından verilmiştir.

Çizelge 2.5 : Malzeme tiplerine göre gözeneklilik değerleri [3].

Malzeme	Tipik gözeneklilik
Mineral yün	0,92-0,99
Açık gözenekli akustik köpük	0,95-0,995
Keçe	0,83-0,95
Odun lifi levhası	0,65-0,80
Odun yünü levhası	0,50-0,65
Gözenekli sıva	0,60-0,65
Bimsbeton	0,25-0,50
Çakıl ve kaya dolgusu	0,25-0,45
Seramik filtre	0,33-0,42

2.4.1.3 Gözenek şekil faktörü ve karakteristik boyutlar

Gözeneklilik ve akış direnci genellikle akustik yutumu belirlemede en önemli parametreler olup, şekil faktörü ve iç yapı dağınıklığı da önemli bir etkiye sahiptir. Gözenek yapısı ses ilerleyişini etkilemekte ve dolayısıyla önemli hale gelmektedir. Farklı gözenek şekilleri farklı yüzey alanına sahiptir ve farklı termal ve viskoz etkileri vardır. Analitik olarak, çoğu yutucu elemanı için şekil faktörünü bulmak neredeyse imkansızdır çünkü genellikle basit geometrik yapılara sahip değildir.

Sonuç olarak, gözenek şekil faktörleri genellikle gözlemsel olarak, akustik ölçümler gözönüne alıp yoğunluk ve kübik esneklik modülü en iyi şekilde fit edilerek bulunur. Şekil faktörleri bu sebeple incelenen modele bağlıdır. Gözenek şekil faktörleri genellikle deneysel olarak malzemenin efektif yoğunluk ve esneklik/hacim modülü ölçümlerinin en iyi şekilde ayarlanmasıyla bulunurlar. Efektif yoğunluk ve esneklik modülünden karakteristik empedans ve dalga sayısı elde edilebilir.

Efektif yoğunluk ve hacim modülü için formülasyonlar daha sonra belirtilecektir. Bu parametrelerden de yola çıkılarak empedans ve dalga sayısı elde edilebilir. Bu faktörler bazen önlerine dinamik terimi getirilerek dinamik durumlarda uygulandıkları vurgulanır. Karakteristik boyut, hacmin gözenek yüzey alanına ağırlıklandırılmış bir orandır. Çok basit gözenek yapıları için aşağıdaki formül kullanılabilir:

$$\Lambda = \frac{1}{s} \sqrt{\frac{8\eta \alpha_{\infty}}{\varepsilon \sigma}} \quad (m) \quad (2.168)$$

Burada, s bir sabittir. Çoğu gözenekli yutucu elemanları için s 0,3 ile 3 arasında değişmektedir. α_{∞} iç yapı dağınıklığı ve η havanın viskozitesidir. Silindirik olmayan ve komplike iç yapılara sahip malzemeler için, farklı bir karakteristik boyut kullanmak daha yararlıdır. Efektif yoğunluk küçük kesit alanlı gözeneklerle ile belirlenebilirken, esneklik modülünün belirlenebilmesi için daha büyük kesit alanlı gözeneklere ihtiyaç vardır. Bu sebeple, ikinci bir karakteristik gereklidir. İkinci karakteristik boyut ise aşağıdaki ifade ile tanımlanmaktadır:

$$\Lambda' = \frac{2V_p}{S_p} \quad (m) \quad (2.169)$$

Burada, S_p ve V_p sırasıyla gözeneklerin yüzey alanı ve hacmini ifade etmektedir. Daha önce kullanılan aynı oran olup burada mikroskopik hıza göre bir ağırlıklandırma mevcut değildir.

Karakteristik boyut atamak her ne kadar gerekli parametreleri bulmak ya da bir değerlendirme yapmak için yararlı oluyorsa da teorik modelleri kullanırken sorun yaratmaktadır. Yutucu elemanları için, gözenek şekli çoğu zaman karmaşıktır ve karakteristik boyutlar yapılan testler üzerinden fit edilmelidir ki bu da teorik model

anlayışına ters bir yöntemdir. Bunun yanında, çoğu malzemede görüldüğü üzere yapının anizotropik olması da modellemede sorun yaratmaktadır.

2.4.1.4 İç yapı dağınıklığı

Gelen ses alanına göre gözeneklerin uzanımının sesin yayılımı üzerinde etkisi vardır. Bu etki iç yapı dağınıklığı parametresi α_{∞} ile temsil edilmektedir. Bazı yazarlar, yapısal şekil faktörü terimini kullanmakta ve literatürde tanımlama ile ilgili bazı farklar bulunmaktadır. Basit silindirik ve aynı yönde dizilmiş gözenekler için, iç yapı dağınıklığı ses dalgası ve gözenek arasındaki açığa bağlıdır.

$$\alpha_{\infty} = 1/\cos^2(\psi) \quad (2.170)$$

Hava partiküllerinin yutum elemanı içersinde seyrettikleri yol ne kadar karmaşık ise yutum o kadar yüksek olacaktır. Ses dalgalarının yarattığı basınçla ilerleyen hava partiküllerinin yapı içersinde karmaşık bir yol izlemesinden kasıt malzemenin iç yapı dağınıklığıdır [3].

2.4.2 Geometrik ve mekanik özellikler

Malzemenin geometrik özelliklerinden biri olan kalınlığın, ses yutumu ve ses iletim kaybı üzerinde oldukça yüksek bir etkisi mevcuttur. Kalınlık dışında, Biot teorisine göre, izotropik açık gözenekli bir elastik malzeme, malzeme yoğunluğu ile birlikte üç makroskopik elastik özellik ile ifade edilir: Kayıp faktörü, kayma modülü, Young modülü veya Poisson oranı. Bu özellikler çoğunlukla karmaşık ve yapının viskozitesi nedeniyle frekansa bağlı olarak değişen değerlerdir [69].

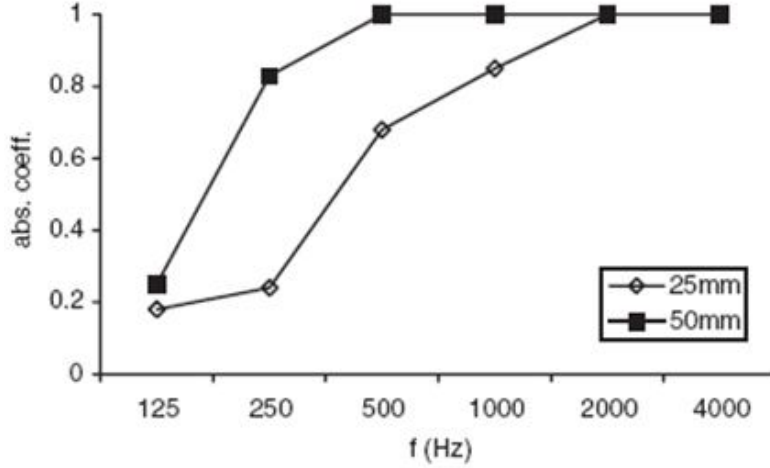
2.4.3 Gözenekli yapı içersindeki hava özellikleri

Gözenekli yapı içersindeki hava ideal gaz olarak düşünülebilir. Havanın yoğunluğu, gözenek içersindeki sesin hızı, havanın viskozitesi, Prandtl sayısı ve özgül ısı oranı hava ortamının özellikleri belirler [69].

2.4.4 Malzeme özelliklerinin akustik performansa etkileri

Bu bölümde, bahsedilen malzeme özelliklerinin akustik performansa etkisi biraz daha ayrıntılı incelenecektir. Öncelikle, geometrik özelliklerden biri olan kalınlık ele alınırsa, malzeme kalınlığı arttıkça ses iletim kaybı ve ses yutumun da artacağı aşîkardır.

Önemli bir nokta, gözenekli yapının kalınlığı arttıkça düşük frekanslardaki yutum da artmasıdır. Buna örnek olarak, aynı akustik malzemenin farklı kalınlıktaki iki örnekle yapılan ve aşağıda Şekil 2.11’de gösterilen çalışmada, kalın olan örneğin düşük frekanslarda daha fazla yutum sağladığı görülmektedir.



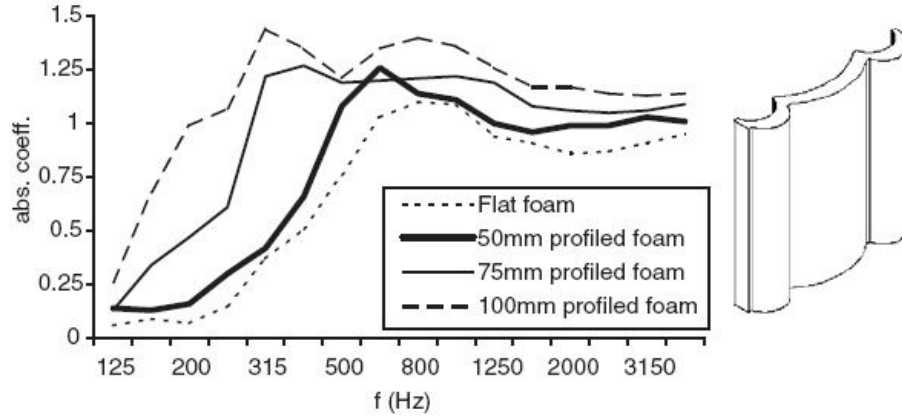
Şekil 2.11 : Farklı kalınlıktaki iki taşıyıcı örneği için yutma katsayıları [3].

Öte yandan, gözenek içersindeki hava boşluklarından bahsedilmiştir. Ses, birbirine bağlantılı gözeneklerden oluşmuş, gözenekli yutucu malzemeler olarak adlandırılan yapılarda, küçük boşlukların arasından geçerken enerji kaybeder. Bu, öncelikle viskoz dış katman etkilerinden ileri gelmektedir. Hava viskoz bir akışkandır ve ses enerjisi gözeneklerin çeperlerinde meydana gelen sürtünme sebebiyle ısıya dönüşür. Havadaki sınır katman milimetrenin altında değerlerle düşünülmelidir ve sonuç olarak viskoz kayıplar bu çok ince katmanla gözeneklerin çeperleri arasında meydana gelmektedir. Viskoz etkilerin dışında, ısı iletimi sebebiyle de kayıplar meydana gelecektir. Yutumun etkili olabilmesi için, sesin geçtiği yapının içersinde birbirine bağlı hava kanalları bulunmalıdır.

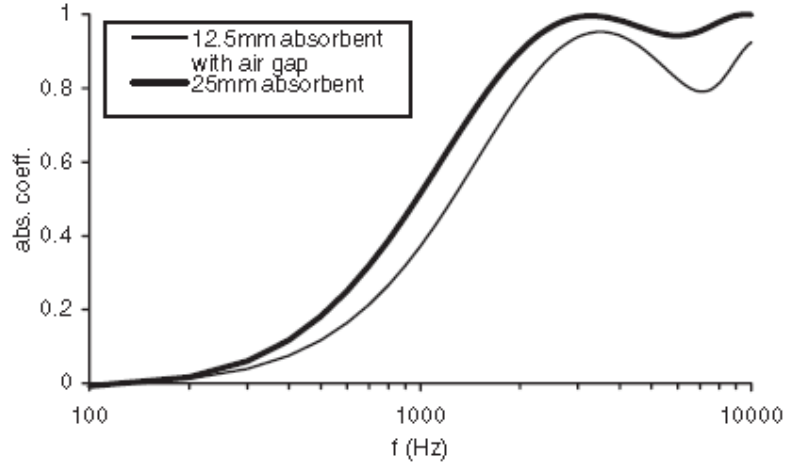
Yutum elemanı yüzeye ne kadar yakın yerleştirilirse o kadar az etkili olacaktır bunun için çeşitli yöntemler geliştirilerek yutuma yardımcı olacak malzemenin rijit yüzeyle arasında bir miktar boşluk bırakılması sağlanmaktadır.

Örnek olarak Şekil 2.12’de değişik dalgalı biçimde şekillendirilmiş bir köpük malzemesi görülmektedir. Burada, düz, şekillendirilmemiş bir köpük numunesinin, dalgalı bir görünüm verilen köpüğe göre daha az yutum sağladığı gözlenmektedir. Şekil 2.13’te gösterilen grafikte ise hava boşluklarının yutuma katkısını göstermek

amaçlı bir çalışma görülmektedir. 12.5 mm kalınlıkta ve hava boşluğuna sahip bir yutım elemanı ile 25 mm kalınlıktaki bir başka yutım elemanı karşılaştırılmaktadır.

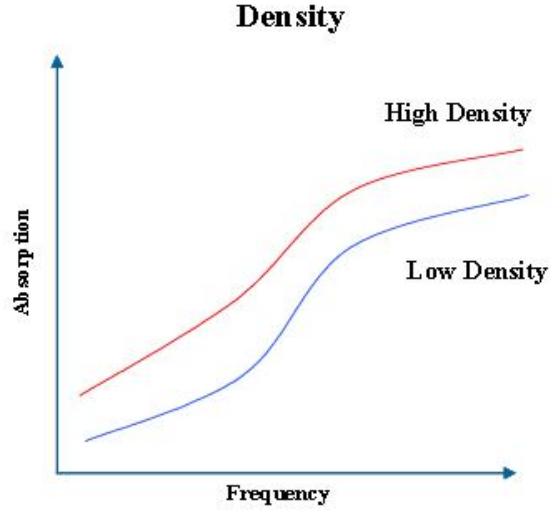


Şekil 2.12 : Katı destek üzerinde profilli akustik köpük için yutma katsayıları [3].

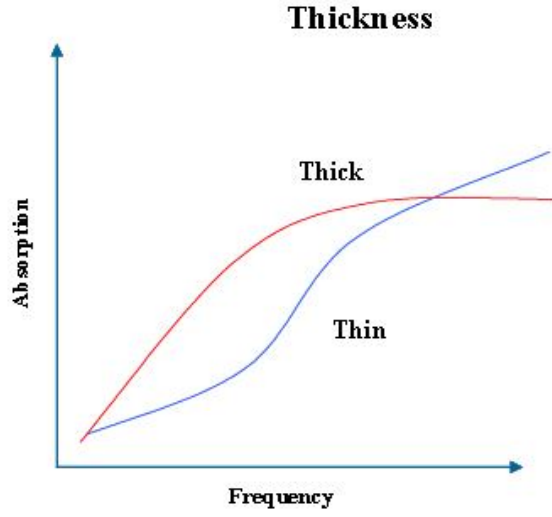


Şekil 2.13 : Hava boşluğunun ses yutumuna etkisi [3].

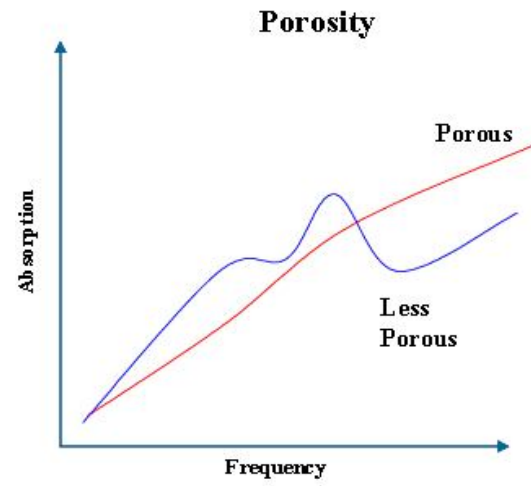
Daha ince fakat hava boşluğuna sahip olan örneğin kalın numuneye yakınsak bir davranışta bulunduğu gözlenmektedir ve bu da, hava boşluklarının yutumun arttırılması açısından yararını göstermektedir. Yoğunluk, gözeneklilik, iç yapı dağınıklığı ve diğer malzeme özelliklerinin de akustik performansa etkisi azımsanmayacak ölçüde önemlidir. Birbirleriyle bağlantılı olduklarından, gerçekte her parametrenin etkisini ayrı ayrı gösterebilmek pek mümkün değildir. Yine de bir fikir vermesi açısından, Şekil 2.14'te yoğunlukla yutmun değişimi, Şekil 2.15'te kalınlığın yutum üzerine etkisi, Şekil 2.16'da gözeneklilik ile yutum arasındaki ilişki ve son olarak Şekil 2.17'de hava akışıyla yutumun değişimi gösterilmektedir.



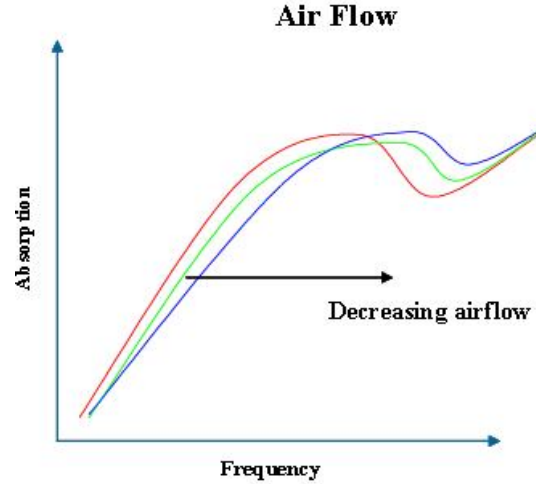
Şekil 2.14 : Yoğunluk [1].



Şekil 2.15 : Malzeme kalınlığı [1].



Şekil 2.16 : Gözeneklilik [1].



Şekil 2.17 : Hava akışı [1].

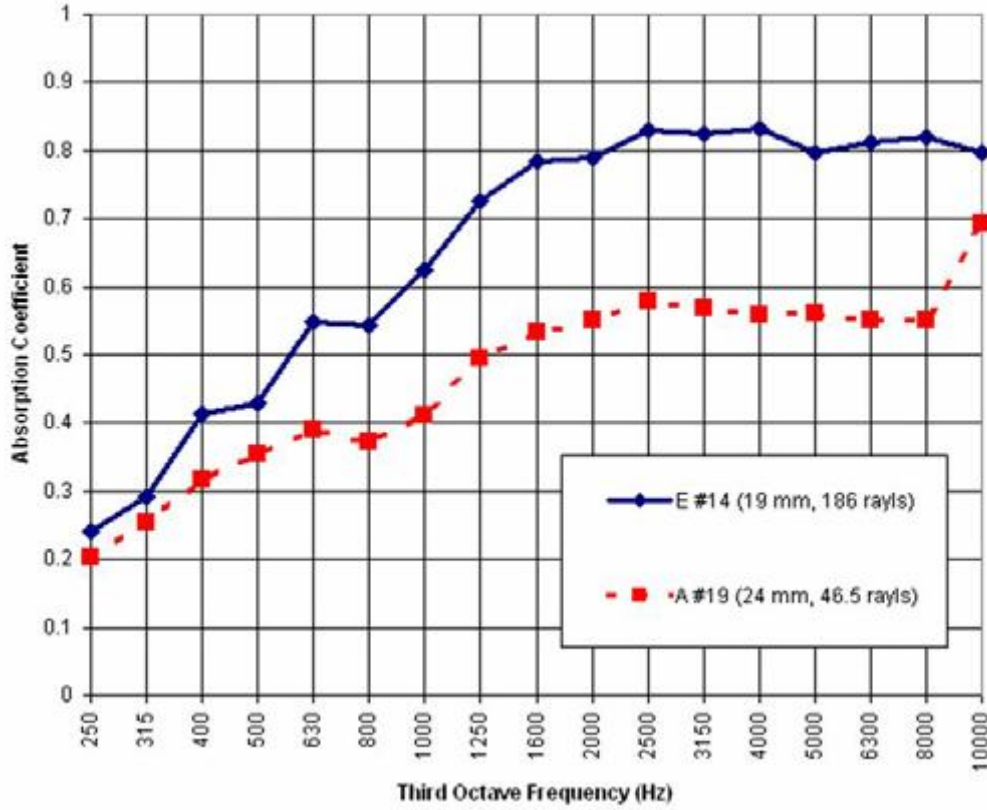
Yukarıda verilen grafiklerden çıkacak sonuç; yoğunluk, kalınlık, gözeneklilik ve hava akışı gibi parametrelerin arttırılması sayesinde yutum performansının iyileştirilecek olmasıdır [1].

Long'un çalışmalarında daha önce bahsedilen malzeme özelliklerinin akustik performansa etkisi araştırılmış ve birçok yararlı sonuca ulaşılmıştır. Yüzey yoğunluğu hakkında bir yorum yapmak gerekirse; genel olarak bakıldığında, en iyi akustik performansa sahip malzemelerin kötü performans sergileyenlere göre daha yüksek yüzey yoğunluğuna sahip olduğu görülmektedir fakat iyi ve kötü performans sergileyen bu setler geniş bir yüzey yoğunluk aralığına sahip malzemelerden oluşmaktadır.

Kalın malzeme örneklerinde yüksek yutum ve daha ince örneklerde ise daha az yutumun görüldüğü güçlü bir trend bulunmaktadır. Bu daha çok hava kaynaklı ses yutumu durumunda karşımıza çıkmaktadır. Yine de bazı istisnalar bulunmaktadır. Şekil 2.18'de bir malzemenin 19 mm ve 24 mm'lik farklı iki kalınlık için yutma katsayıları karşılaştırılmıştır. Öngörülen trendin aksine, 19 mm kalınlığa sahip olan parçanın ses yutma katsayısı bütün frekans bandı boyunca kalın olan örnekten daha yüksektir. Bunun sebebi ise 19 mm'lik örneğin, 24 mm'lik örneğe göre daha yüksek spesifik hava akış direncine sahip olmasıdır.

Bu örnek, herhangi bir malzemenin akustik performansı incelenirken, kalınlık ve spesifik hava akış direncinin beraber gözönünde bulundurulması gerektiğine işaret etmektedir. En iyi akustik performansa sahip malzemeler, kalın ve akış direnci belli bir aralıkta bulunan malzemelerdir. Kötü performansa sahip malzemelerden bazıları

aynı aralıkta akış direncine sahip olabilirler fakat aynı zamanda çok incedirler bu sebeple frekans bandı boyunca ses yutumuna elverişli değildir ve iyi bir yutum performansı sergileyemezler.



Şekil 2.18 : Kalınlık trendine istisna örnek [4].

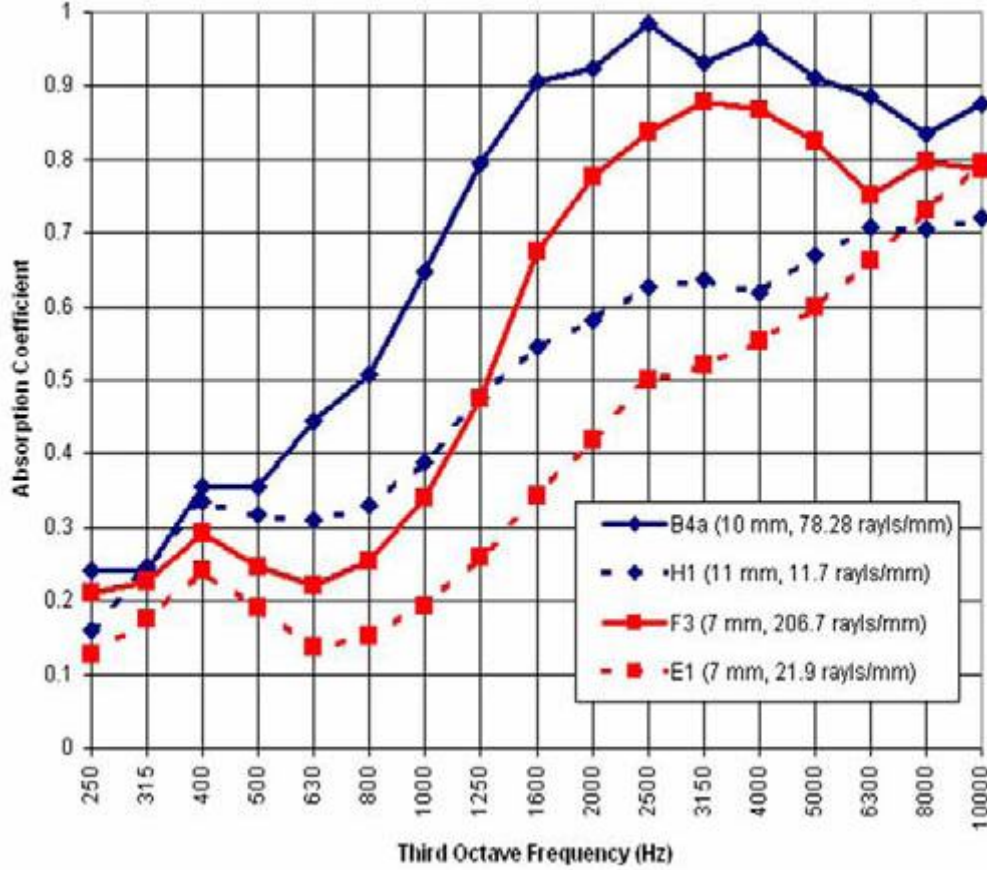
Aynı şekilde, en kötü performansa sahip malzemeler, otomotivde sıklıkla kullanılan 15-25 mm arasındaki kalınlıklarda fakat akış dirençleri düşük malzemelerdir.

Şekil 2.19 incelendiği zaman görüleceği gibi bütün malzemelerde, yüksek yutum sağlanması için, örnek kalınlığı azaldıkça akış direncinin daha yüksek olması gerekmektedir.

Kalın bir örnekte çok yüksek olabilecek bir akış direnci, ince bir örnekte istenen yutum sonuçlarını verebilir. Ses dalgalarının dağıtılarak etkisinin azaltılması için bir ses yutum elemanı iki işlevi gerçekleştirebiliyor olmalıdır. İlk olarak sesi malzeme içersine alabilmesi, sesin malzeme içersinde girmesine elverişli bir yapıda olması ve daha sonra da malzeme içersindeki ses ilerleyişi sırasında yutum sağlayabilmesi gerekmektedir.

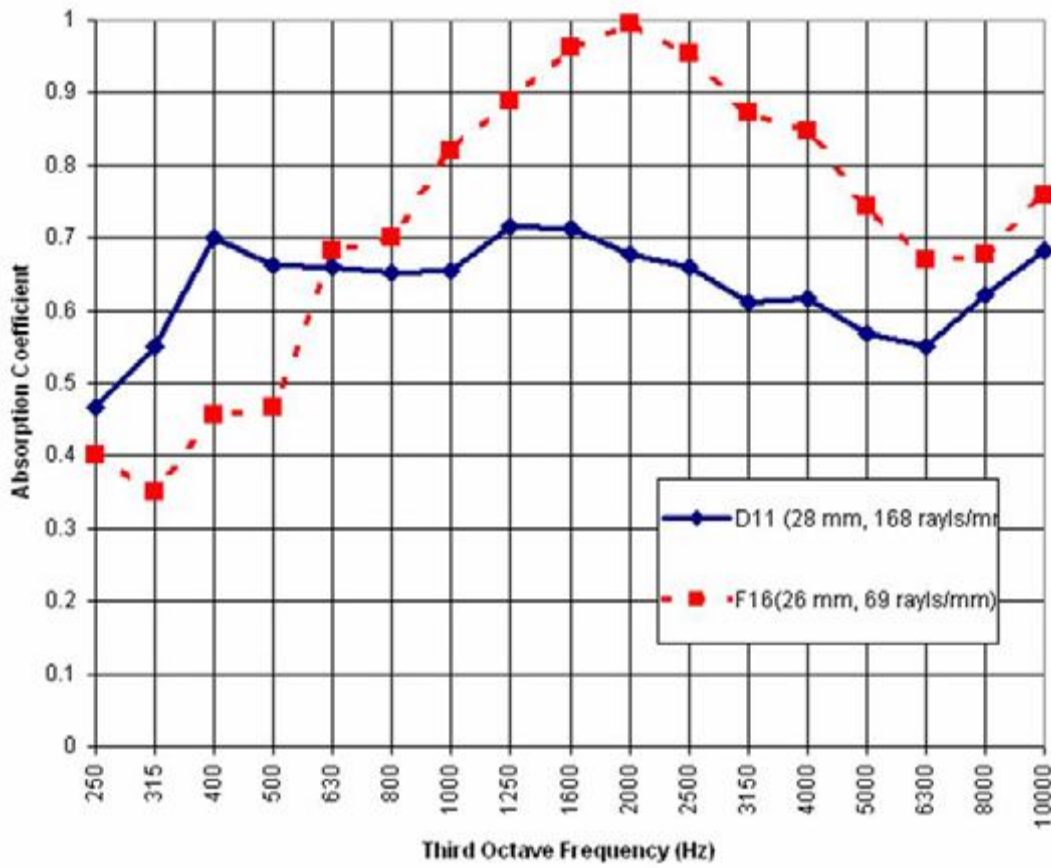
İlk işlev, malzemenin ön yüzünün akustik empedansı ile bağlantılıdır. Çünkü empedans uyumsuzlukları sesin malzemenin ön yüzünden yansımalarıyla

sonuçlanabilir. Malzeme inceldikçe, ses yutumunun gerçekleşeceği mesafe de azalır dolayısıyla akış direncinin daha yüksek olması gerekmektedir. Bu sebeple, malzeme kalınlığı azaldıkça yüksek akış direnci çok daha önemli hale gelmektedir.



Şekil 2.19 : Kalınlık ve hava akış direncine göre yutma katsayısı davranışı [4].

Eğer kalın bir örnek, göreceli olarak kalın ise (25 mm ve üzeri) düşük akış direncini kompanse edebilir fakat akış direnci çok yüksek ise yüksek frekanslardaki yutum tehlikeye girecektir. Bütün trendlere bakıldığında, ince örnekler için yüksek akış direnci gereklidir. Şekil 2.20'den de görüldüğü gibi, ince ve kalın malzeme örnekleri en yüksek yutuma farklı akış direnci aralıklarında ulaşmaktadır. Ayrıca kalınlık göze alınmadan spesifik hava akış direncinin 1000 N.s.m^{-3} civarında malzemenin en yüksek yutumuna ulaşıldığı görülmüştür. Bunun yanı sıra, daha geniş bir hava akış direnci aralığına sahip kalın malzemelerde ince malzemelere göre daha iyi sonuçlar alınmaktadır. Spesifik hava akış direnci, verilen bir akış hızında, iki yüzey arasındaki basınç farkının ölçülmesiyle bulunur. N.s.m^{-3} ya da MKS rayl ile ifade edilmektedir. Akış direnci, birim kalınlıktaki spesifik hava akış direncidir ve N.s.m^{-4} birimiyle ifade edilmektedir.

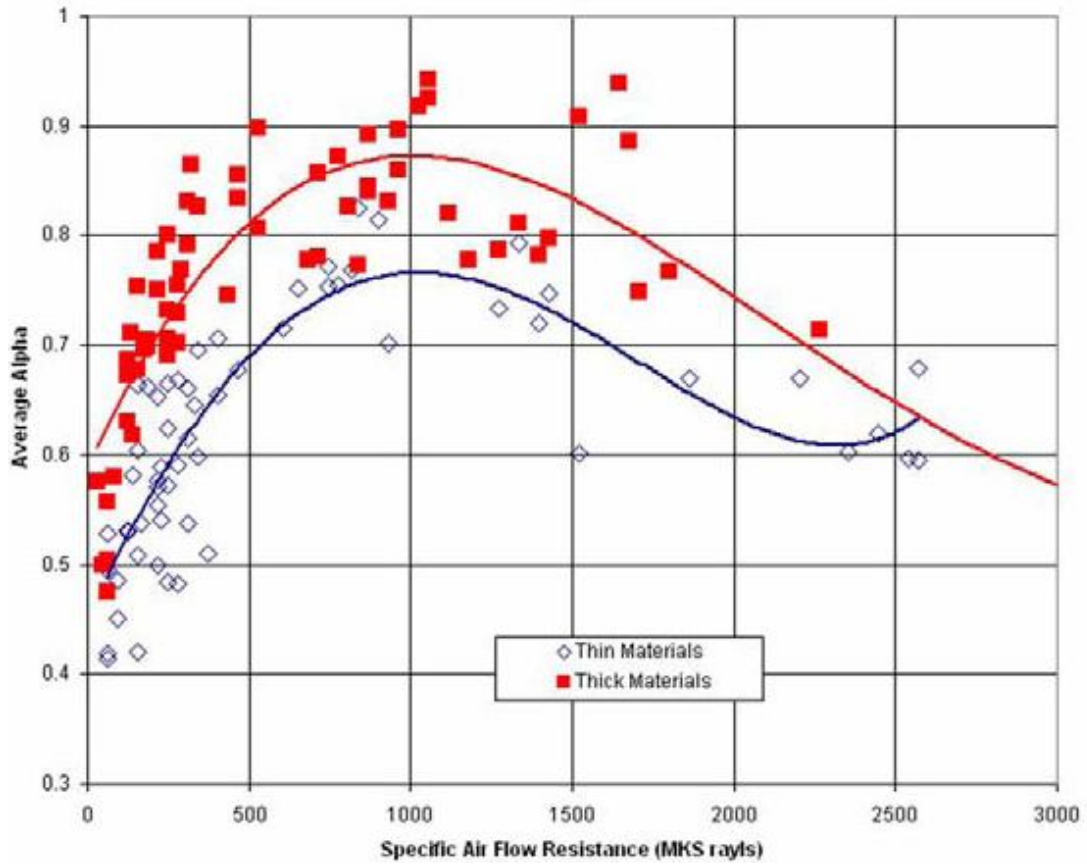


Şekil 2.20 : Farklı kalınlık ve akışa karşı dirençte ses yutma katsayısı [4].

Herhangi bir otomotiv uygulamasında, düşük frekanslarda yutum istendiğinde ve kalınlık ve ağırlık sınırlamaları olduğunda, farklı hava akış dirençleriyle istenen sonuçlara ulaşmak mümkün olabilir.

Yine de, düşük frekanslarda istenen sonuçlara ulaşabilmek için hava akış direncinin artırılması ya da azaltılması yüksek frekanslardaki ses yutumuna da bazen ters yönde etki etmektedir.

Long'un incelemeleri sonucunda, en iyi malzeme özelliklerinin kalınlık ve sınır şartlarının bir fonksiyonu olduğu ortaya konulmuştur. İnce malzemelerde iyi yutum sağlanabilmesi için kalın örneklerle göre daha belirgin bir akış direncine sahip olmalıdır. Bu sebeple, bazı uygulamalar için optimum olarak hazırlanmış malzemeler farklı bir uygulama için uygun olmayabilir. Yine de, Şekil 2.21'den de anlaşılacağı gibi, akış direnci 1000 N.s.m^{-3} ya da MKS rayl civarındaysa, kalınlığa bakılmaksızın iyi bir ses yutum performansı beklenebilir. Bir frekans aralığında diğerine göre daha fazla yutum sağlayabilmek için malzemeler üzerinde iyileştirme yapılabilir.



Şekil 2.21 : Spesifik akış direncine karşılık gelen ortalama yutum değerleri [4].

Örnek olarak, akış direnci düşük frekanslardaki yutumu iyileştirmek için yüksek frekanslarda daha düşük yutum elde edileceği göze alınarak arttırılabilir.

Akış direncini arttırmak için, çok fazla ağırlık ya da kalınlığa ihtiyaç duyulmadan spesifik hava akış direncini arttırılmasını sağlayan akışa dirençli film tabakası kullanılabilir. Diğer yandan, malzemenin kalınlığı değiştirilmeden yüzey yoğunluğunu arttırarak da yüksek akış direnci sağlanabilir fakat bu yöntem getireceği fazladan yük sebebiyle otomotiv endüstrisinde fazla tercih edilmemektedir [4].

2.5 Akustik Parametre Ölçümleri

Bu bölümde, ses yutma katsayısı, ses iletim kaybı, empedans ve dalga sayısı gibi akustik parametrelerin ölçüm metotlarından bahsedilecektir. Çoğu uygulamacı için, en önemli ölçüm parametresi yutma katsayısıdır. Akustik oda tasarımında performans parametresi olması itibariyle yutma katsayısının ölçümü önemli olsa da, diğer ölçümler de yutum elemanlarının çalışma prensiplerini anlamak ve onları modelleyebilmek için oldukça önemlidir.

Yutma katsayısını tahmin etme sırasında çeşitli problemlerle karşı karşıya kalınmaktadır fakat malzemelerin kontrollü hacimlerde ölçümlerinin yapılabilmesi teori ve ölçümleri karşılaştırmak açısından gereklidir. En kontrollü hacim olması sebebiyle çoğunlukla empedans tüpü kullanılmaktadır. Daha az kullanılan metotlar, büyük örnekler ile daha çok yarı yansız odalarda çalışılan serbest alan ölçümleridir. En yaygın olarak kullanılan serbest alan metodu iki mikrofon yöntemidir. Fakat bu yöntem ancak izotropik ve homojen örnekler için uygulanabilir. Son zamanlarda, bu metotlar haricinde, uzmanların ilgisi iki mikrofondan daha fazla mikrofonla yapılan uygulamalar üzerine de yoğunlaşmıştır. Fakat bu yöntemde de ölçüm zorluğu ve gürültüye karşı duyarlılık öne çıkmaktadır.

Bu bölüm için diğer bir başlık ise akustik yutum ve empedansı elde edebilmek için yerinde yapılan, diğer bir deyişle gürültünün kaynaklandığı yerde yapılan ölçüm metotlarıdır. Son zamanlarda bu teknikler üzerine yapılan araştırmalar artmıştır. Bütün bu metotlar, malzemelerin yapımından hemen sonra ve son kullanım yerlerindeki yutum özelliklerini, değerlerini ve kullanım şartlarını belirlemek için son derece önemlidir.

Ses yutumu dışındaki diğer önemli bir parametre ses iletim kaybıdır ve bu bölümde son olarak ses iletim kaybı ölçüm yöntemi ile ilgili de bilgi verilecektir.

2.5.1 Empedans tüpü veya duran dalga tüpü ölçümleri

Empedans tüpü ölçüm metodu, yutma katsayısı ve yüzey empedansının ölçümüne olanak vermektedir. Bu test metodu, yutma katsayısı ve empedans ölçümünün düzgün bir biçimde belirlenmiş şartlar altında gerçekleştirilmesi açısından oldukça yararlıdır. Yutucu malzemelerin tahmini modellerinin doğrulanmasında oldukça sık bir biçimde kullanılmaktadır. Bu metotta, sadece küçük malzeme örnekleriyle yani cm mertebesindeki örneklerle de çalışılabilmektedir ki yöntemin bu özelliği, yutum malzemesi geliştirilmesinde uzmanlara kolaylık ve avantaj sağlamaktadır. Diğer metodlar incelendiğinde, hemen hemen hepsi büyük malzeme örnekleriyle ölçüm gerektirmektedir; bu da hem ölçüm zorluğunu hem de yüksek maliyeti beraberinde getirmektedir.

Empedans tüpü metodunun diğer bir avantajı ise normal şartlardaki bir odada basit ve yapımı kolay bir test düzeneğiyle uygulanabilmesidir. Bu yöntemde özel akustik ölçüm odalarına ihtiyaç yoktur. Ancak küçük malzeme örneklerinin gerçek hayatta

kullanılan büyük örneği temsil edemediği, rezonant yutum malzemelerde olduğu gibi, durumlarda problemlerle karşılaşmaktadır. Bu sebeple, bu metot çoğunlukla yerel etkileşimli gözenekli yutucular için kullanılmaktadır.

Bir hoparlör düzlemsel dalgalar oluşturarak, empedans tüpüne doğru bir ses dalga yayılımı sağlamaktadır. Örnek yutucu malzemeye gelip yansımadan önce ses dalgası tüp içersinde belirli bir süre ilerler. Böylece tüp içersinde kararlı bir dalga oluşur. Yutum malzemesinin empedansı yansıyan dalga üzerinde bozucu etkiler oluşturur ve son olarak ortaya çıkan duran dalga ölçülerek dik gelen dalganın yutma katsayısı ve yutum malzemesinin yüzey empedansı hesaplanabilir.

Tüp içersinde ve boyunca kayıplar minimize edilmelidir. Böylece düzlemsel dalgalar ciddi bir sönüme maruz kalmadan ilerleme kaydedebilmektedir. Boyutu ne olursa olsun, ses kaçaklarını minimize etmek için, tüp içersi pürüzsüz ve temiz olmalıdır.

Tüp, ölçüm bölgesinde özellikle örnek malzemenin sabitlendiği ve mikrofonun yerleştirildiği kesimlerde sabit bir kesite sahip olmalıdır. Genel şekli çok önemli olmamakla beraber kare ve dairesel tüpler en popüler olanlarıdır. Dairesel tüpler gözenekli malzemelerde daha az değişken kesit problemleri görülse de özellikle kare kesitli malzeme örneklerinin yerleştirilmesi söz konusu olduğunda kare tüpler de kullanışlıdır.

Hoparlörden kaynaklanan herhangi bir modun zayıflayıp yokolabilmesi için, hoparlör, ilk mikrofon pozisyonundan, tüp çapının/genişliğinin bir kaç katı kadar uzakta bulunmalıdır.

Yansıma kaynaklı oluşan zayıf ses dalgalarına gerekli mesafe ve zaman tanınarak kaybolmalarını sağlayabilmek için mikrofon pozisyonları malzeme örneğine çok yakında bulunmamalıdır.

Homojen, izotropik bir örnek için bu mesafe, ilk mikrofon pozisyonu en az tüpün yarıçapı ya da genişliğinin yarısı kadar uzakta olmalıdır. Homojen olmayan ve anizotropik örnekler için ise mikrofonlar malzemeye tüp çapının en az iki katı kadar mesafede bulunmalıdır.

Tüpün içersinde ölçülebilecek en yüksek frekans değeri (2.171) nolu denklem ile belirlenmiştir.

$$f_u = \frac{c}{2d} \text{ (Hz)} \quad (2.171)$$

Burada d tüpün çapı ya da maksimum genişliği olup, c ise ses hızıdır. Bu ifadeye göre tüpte herhangi bir çapraz mod olmamalıdır; ilk mod dalga boyunun yarısı t p içersinde olduğu zaman ortaya çıkar. T p genişliği boyunca çoklu mikrofon kullanımı, yüksek frekans ölçümlerine olanak sağlamaktadır. Çoklu mikrofon kullanımının bir dezavantajı, ilk çapraz modun domine ettiği frekanslarda, örnek malzeme, düzlemsel dalgaları karşılamamaktadır ve ölçülen yutma katsayısını tahmin yöntemleriyle ilişkilendirmek zorlaşmaktadır. Deneysel ve çok kritik olan bir detay ise malzeme örneğinin düzgün bir şekilde kesilip monte edilmesidir. T p içersinde düzgün bir biçimde yerleştirilmesi deney açısından hayati önem taşımaktadır. Sınır etrafındaki boşluklar doldurulmalı ve sızdırmazlık sağlanmalıdır. Diğer durumda boşluklar, örneğin kenarlarında yutuma neden olacaktır ve ölçülen yutum olması gerekenden daha yüksek görülecektir. Daha kötüsü, eğer boşluklar arkasında büyük bir kaviteye açılıyorsa, Helmholtz oluşabilir ve yutum olduğundan daha fazla bir değer olarak tahmin edilebilir. Malzemenin etrafındaki boşlukları doldurup, iyi bir sızdırmazlık sağlanmanın en geleneksel yolu petrol jelatini (vazelin), ya da macun kullanmaktır. Aynı zamanda, yutum elemanını tüpün içersinde sıkışacak şekilde yerleştirilmesinden kaçınılmalıdır çünkü böyle bir hareket yutum elemanının yapısını değiştirecek, yay-kütle davranışını izlemesine neden olacak ve bu sebeple yanlış yutum değerleri elde edilecektir [3].

2.5.1.1 Kararlı dalga metodu

Duran dalga metodunun avantajı güvenilir, basit ve açık kurallar üzerine dayanıyor olmasıdır. Maalesef, her defasında sadece bir frekans ölçülebildiğinden dolayı, sadece o an ilgilenilen frekans değeriyle ilgili bilgiler elde edilebilmektedir. Daha sonra bahsedilecek transfer fonksiyon metoduna göre daha doğru ve güvenilir sonuçlar verse de her frekans değeri için ölçüm yapmak oldukça zaman alıcı ve yorucu olmaktadır.

T p içersinde düzlemsel dalgaların ilerlediği varsayılmaktadır ve t p içersindeki kararlı basınç aşağıdaki formülasyon ile ifade edilmektedir:

$$p = A \left[e^{jkz} + R e^{-jkz} \right] \quad (2.172)$$

Burada R yansıma çarpanı, k dalga sayısı olup, malzeme $z = 0$ pozisyonunda ve A karmaşık sabittir. İlk terim, gelen dalga, ikinci terim ise yansıyan dalgayı temsil etmektedir. Tüp içersindeki basıncı örneklemek için iki metot bulunmaktadır: ilki duran dalga metodu ikincisi ise transfer fonksiyonu metodudur. Duran dalga metodu için, minimum ve maksimum basınç değerleri ölçülmelidir. Maksimum basınç bir önceki ifadedeki terimlerin beraber fazda olmasıyla, minimum basınç ise ters fazda olmaları sırasında gerçekleşir. Denklem bazında aşağıdaki gibi ifade edilmektedir:

$$p_{\max} = 1 + |R| \quad (2.173)$$

$$p_{\min} = 1 - |R| \quad (2.174)$$

Duran dalga oranı s , $p_{\max}$ ve $p_{\min}$ oranı olarak ifade edilir:

$$s = \frac{p_{\max}}{p_{\min}} = \frac{1 + |R|}{1 - |R|} \quad (2.175)$$

Bir önceki denklem, yansıma çarpanını elde edecek şekilde düzenlenirse:

$$|R| = \frac{s - 1}{s + 1} \quad (2.176)$$

Yansıma çarpanından $\alpha = 1 - |R|^2$ eşitliği ile yutma katsayısını hesaplamak mümkündür. Maksimum ve minimum basınçları bulmak için istenildiğinde yer değiştirebilecek şekilde düzenlenmiş bir mikrofona gerekmektedir. Bu formülasyonun avantajı basınç kalibrasyonuna ihtiyaç duyulmamasıdır. Örnekten itibaren ilk minimumun mesafesi $z_{\min}$ olmak üzere, bu pozisyonda gelen ve yansıyan ses dalgalarının fazları arasında π kadar bir fark olmalıdır. Test edilen frekanstaki malzemenin empedansını da bu metotla beraber mümkündür. Yansıma çarpanının faz açısı aşağıdaki ifade ile verilmektedir:

$$\angle R = 2kz_{\min} - \pi \quad (2.177)$$

Daha önceki denklemlerden $\frac{z_1}{\rho c} \cos(\psi) = \frac{1+R}{1-R}$ kullanılarak, dik gelen yüzey

empedansını da elde etmek mümkündür.

2.5.1.2 Transfer fonksiyon metodu

$$p = A \left[e^{jkz} + R e^{-jkz} \right] \quad (2.178)$$

Bu denklem 2 bilinmeyene sahiptir. Biri genlik diğeri ise yansıma çarpanıdır. Tüpün her iki ucundaki basınç ölçülerek ve paralel denklem çözümleri ile yansıma çarpanı ve buradan da empedansla yutma katsayısını bulmak mümkündür. Bu çoğunlukla iki mikrofon metodu olarak bilinen metottur. Genellikle yerdeğiştirebilen bir mikrofon kullanılması sebebiyle günümüzde bu metodu iki mikrofon metodu olarak adlandırmak yanlış yönlendirmelere neden olabilir.

İlk avantajı yutum ve yüzey empedansını bütün frekanslarda elde edebilmektir. Duran dalga metodundan daha verimli ve etkin olmasının sebebi de budur. Transfer fonksiyonu iki mikrofon arasında ölçülmektedir.

Transfer fonksiyonun sadece basınçların bir oranı olduğu hatırlanırsa, iki mikrofon arasındaki transfer fonksiyonu:

$$H = \frac{e^{jkz_2} + R e^{-jkz_2}}{e^{jkz_1} + R e^{-jkz_1}} \quad (2.179)$$

olarak elde edilir. Burada z_1 v z_2 mikrofon pozisyonlarıdır. Tekrar düzenlenirse, yansıma çarpanının karmaşık hali elde edilecektir:

$$R = \frac{H e^{jkz_1} - e^{jkz_2}}{e^{-jkz_2} - H e^{-jkz_1}} \quad (2.180)$$

Daha sonra buradan yutma katsayısı ve yüzey empedansı hesaplanır. Mikrofonlar arası mesafe için bazı limitler belirlenmiştir. Eğer mikrofonlar birbirlerine çok yakınsa transfer fonksiyonu yanlış olacaktır çünkü basınçtaki değişim çok küçük olacak bu da doğru bir ölçümün yapılmasına engel teşkil edecektir. Bu da bizi düşük frekans limitlenmesine götürmektedir:

$$f_1 > \frac{c}{20|z_1 - z_2|} \quad (Hz) \quad (2.181)$$

Bunun tersi durumda, mikrofonlar birbirlerinden çok uzaksa yine aynı problem ortaya çıkacaktır. Aradaki mesafe dalga boyuna denk gelirse bu sefer de iki mikrofon tarafından ölçülen basınç değerleri aynı olacağından bir basınç farkı elde edilemeyecek ve çözümü olmayan denklemler elde edilecektir. Yine bu sebeple de bir üst frekans limiti konulmuştur:

$$f_u < \frac{0,45c}{|z_1 - z_2|} \quad (Hz) \quad (2.182)$$

En yüksek ve en düşük frekans limitleri uygun bir oktav sayısı için çoğunlukla iki mikrofondan daha fazla sayıda mikrofon kullanılmasının yararlı olacağını belirtmektedir. 3 pozisyon 3 mikrofon mesafesi olanağı sunmaktadır. Her aralık için frekans sınırlarının düzgünce seçilmesi sonucunda elde geniş bir frekans aralığı olacaktır.

Transfer fonksiyonunu bulmak için farklı metotlar mevcuttur. Çift kanallı FFT analizörü, iki mikrofon ve beyaz gürültü üreten bir kaynak kullanılarak bir ölçüm yapılabilir. Bu durumda, mikrofon tepkilerinde bir fark varsa bunu kompanse etmek gerekecektir. Önce bir ölçüm yapıp daha sonra mikrofonlar yer değiştirilerek ikinci ölçüm yapılmalıdır. Daha yararlı bir metot, deterministik bir sinyal kullanmaktır. Burada tek bir mikrofondan bütün mikrofon pozisyonlarında ölçüm yapıp transfer fonksiyonları bulunup, bu transfer fonksiyonlarının oranları (2.179) denklemini elde etmek için kullanılabilir. Bu metot eş mikrofon gereksimini ortadan kaldırmaktadır. Beyaz gürültüden deterministik bir sinyal kullanmak ortalama alma gereksimini ortadan kaldırmaktadır.

En iyi sonuçlar yerdeğiştirebilen mikrofonlardan sabitlenmiş mikrofonlar üzerinde alınmaktadır. Bunun en temel sebebi ise mikrofon pozisyonlarını doğru bir biçimde ayarlamamanın zor olmasının yanı sıra bunu problarla yapmak daha da zordur. Birçok mikrofon pozisyonunda ölçüm yapıp bu ölçümlerin ortalaması alınarak bu problemin üstesinden gelinebilir fakat bu yöntemde oldukça zaman almaktadır [3].

2.5.2 İki mikrofon yöntemi

Empedans tüpünün dezavantajı eğik gelen ses dalgalarının ölçümlerinin düzgün bir biçimde yapılamamasıdır. İki mikrofon yöntemiyle bu sorun aşılmaktadır. Bu metotta üretilmesi zor büyük ölçekli bir malzeme kullanılması gerekmektedir. İki mikrofon metodu, empedans tüpünde olduğu gibi gözenekli yutum elemanları için çoğunlukla kullanılan metotlardan biridir. Bu yöntem, transfer fonksiyonu metodunun genişletilmiş bir versiyonu olarak düşünülebilir. Yöntem homojen ve izotropik malzemeler için gayet açık ve uygun bir uygulamaya sahiptir.

Genel olarak, büyük ölçekteki yutucu bir malzeme kendisinden uzakta pozisyonlanmış bir hoparlör tarafından üretilen ses dalgalarına maruz bırakılır. Ölçüm tam yansısız ya da yarı yansısız bir odada gerçekleştirilebilir. Yüzeye düzlemsel dalgaların geldiği varsayılmaktadır. Ayrıca, büyük izotropik ve homojen malzeme örnekleri için yansıyan dalga da düzlemsel dalga olarak kabul edilebilir. Transfer fonksiyon metodunda belirlenen denklemler direk olarak serbest alan durumu için uygulanabilir.

Teoride örnek malzemenin sonsuz olduğu düşünülse de gerçek hayattaki uygulamalarda sonlu malzeme kullanılmasından dolayı malzeme kenarlarında meydana gelen kırılma olayı önem kazanmaktadır.

Düşük frekanslarda, malzeme kenarlarındaki kırılma yansıyan dalga dalganın düzlemselliğini bozmakta ve üzerinde konuşulan teoremin uygulanamamasına sebep olmaktadır. Büyük ebatlara sahip örnek malzemeler hazırda olmadığına, ses kaynağını yüzeye yaklaştırmak bir çözüm olabilir; böylece kenarlar üzerinden gelen dalgaların daha az etkili olması sağlanır. Bu durumda, düzlemsel dalga denklemleri yerine küresel dalga denklemlerini kullanmak daha yararlı olacaktır. Fakat, bu denklemlerin kullanımı, empedans ölçümünden çok net ve anlaşılır anlam ve yorumlar çıkarılamamasına neden olmaktadır.

Düzlemsel dalga durumuna geri dönülürse; ilk mikrofon yüzeyden 5 mm ikincisi ise 15 mm uzakta olmalıdır. Empedans tüpünde mikrofon yerleştirilmesi ile ilgili en yüksek ve düşük frekans limitlerinin hali hazırda geçerli olduğu unutulmamalıdır.

Kullanılan mikrofonların ses alanında herhangi bir parazit yaratmaması için olabildiğince küçük olması gerekmektedir. İki mikrofon kullanılması mümkün olsa da yaratacağı parazit iki mikrofonu göre çok daha az olacağından yer değiştirebilen

tek bir mikrofon tercih edilmelidir. Deterministik bir sinyal kullanılabilir. Bu metot eğimli ses dalgaları için de türetilir. İki mikrofon arasındaki transfer fonksiyonu eğik açıyla gelen dalga için aşağıdaki gibidir:

$$H = \frac{e^{jkz_2 \cos(\psi)} + Re^{-jkz_2 \cos(\psi)}}{e^{jkz_1 \cos(\psi)} + Re^{-jkz_1 \cos(\psi)}} \quad (2.183)$$

Koordinat sisteminde mikrofonların aynı x ve y yer değişimlerine sahip olduğu varsayılır. Yukarıdaki, denklem tekrar düzenlendiğinde yansıma çarpanı elde edilir:

$$R = \frac{He^{jkz_1 \cos(\psi)} - e^{jkz_2 \cos(\psi)}}{e^{-jkz_2 \cos(\psi)} - He^{-jkz_1 \cos(\psi)}} \quad (2.184)$$

Buradan empedans ve o açıdaki yutma katsayısı hesaplanabilir. Geniş geliş açıları için problemlerle karşılaşmaktadır. Açı büyüdükçe yüksek frekanslarda, malzeme kenarlarında meydana gelen kırılma belirginleşmektedir. Sonuç olarak, geniş açılar için ölçüm yapmak daha zordur [3].

2.5.3 Çoklu mikrofon serbest alan ölçüm metodu

İki mikrofon yönteminde üzerinde durulan düzlemsel dalgalar haricinde, birçok farklı açıda yansıyan ses dalgalarıyla karşılaşmaktadır. İki den daha fazla sayıda mikrofon kullanılarak, yansıyan bu dalgaların genlik ve fazlarını ölçmek mümkündür. Yutum elemanının önündeki basınç gelen $p_i(x, z)$ ve yansıyan dalga $p_s(x, z)$ olarak ikiye ayrılırsa;

$$p(x, z) = p_i(x, z) + p_s(x, z) \quad (2.185)$$

$$p_i(x, z) = P_i e^{j(-xk_x + zk_z)} \quad (2.186)$$

$$p_s(x, z) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} A_n e^{j(-x\beta_n - z\gamma_n)} \quad (2.187)$$

Bu ifadelerde görülen,

$$k_x = k \sin(\psi) \quad (2.188)$$

$$k_z = k \cos(\psi) \quad (2.189)$$

$$\beta_n = k_x + n \frac{2\pi}{W} \quad (2.190)$$

$$\gamma_n = -jk \sqrt{\left(\sin(\psi) + n \frac{\lambda}{W} \right)^2 - 1} \quad (2.191)$$

γ_n ve A_n katsayılarının her biri karmaşık olup, yansıyan dalgaları ifade etmektedirler.

Yine bu karmaşık katsayıların içersinde bulunan ψ gelen dalga açısı, k havadaki dalga sayısı, λ dalga boyu ve W periyot genişliğidir. Yüzeyin periyodik ve sonsuz olduğu varsayılır. Böylece yansıyan dalga alanının Fourier ile gösterimi kullanılır.

Yayılmış basınç, A_n karmaşık katsayıları çarpan olmak üzere, mevcut ses dalgalarının sonsuz bir toplamıdır. Ses dalgalarının hepsi uzak alana kadar ulaşamayabilir. Yakın alan ile sınırlanmış ses dalgalarının modellenmesine gerek yoktur ki bunun anlamı, toplamın n 'ye oranının sonlu bir değer olacağıdır. Toplamın üst ve alt limitleri aşağıdaki denklemlerle belirlenmiştir:

$$\left[\sin(\psi) + n \frac{\lambda}{W} \right]^2 \leq 1 \quad (2.192)$$

Alt limit n_1 , üst limit ise n_2 olarak adlandırılın. Bu çalışma için belirlenmesi gereken katsayı sayısı azdır.

Yutma katsayısı, yansıyan dalgaının gelen dalgaya oranının 1'den farkını alarak hesaplanır.

$$\alpha = 1 - \left| \frac{A_0}{P_i} \right|^2 - \frac{1}{\cos(\psi)} \sum_{n=n_1 \neq 0}^{n_2} \left| \frac{A_n}{P_i} \right|^2 \sqrt{1 - \left(\sin(\psi) + n \frac{\lambda}{W} \right)^2} \quad (2.193)$$

$n = 0$ terimi mevcut olduğu zaman, yayılan tek dalga tipi düzlemsel dalga olacağı için iki mikrofona yöntemi kullanılabilir. Bir terimden fazla terim olduğu vakit $|n_1|V|n_2| > 0$ daha fazla sayıda mikrofona ihtiyaç olur. Bu durumda, iki ölçüm

arasındaki transfer fonksiyonları kullanılacağından $N = (|n_1| + |n_2| + 2)$ sayıda ölçüm noktası gereklidir.

m , 1' den N 'ye kadar değerler almak üzere, m 'inci ölçüm noktasında (x_m, z_m) ses basınç değeri,

$$p_m(x_m, z_m) = P_i e^{j(-x_m k_x + z_m k_z)} + \sum_{n=n_1}^{n_2} A_n e^{j(-x_m \beta_n - z_m \gamma_n)} \quad (2.194)$$

ifadesiyle hesaplanır.

Transfer fonksiyonları bulunurken, iki komşu ölçümden yararlanılmalıdır.

$$H_{m,m+1} \frac{p_m}{p_{m+1}} = \frac{P_i e^{j(-x_m k_x + z_m k_z)}}{P_i e^{j(-x_{m+1} k_x + z_{m+1} k_z)}} + \frac{\sum_{n=n_1}^{n_2} A_n e^{j(-x_m \beta_n - z_m \gamma_n)}}{\sum_{n=n_1}^{n_2} A_n e^{j(-x_{m+1} \beta_n - z_{m+1} \gamma_n)}} \quad (2.195)$$

Bu da, A_n/P_i cinsinden, $N - 1$ kadar paralel denklemin elde edilebileceği anlamına gelir.

$$\sum_{n=n_1}^{n_2} \left(\frac{A_n}{P_i} \right) \left(e^{j(-x_m \beta_n - z_m \gamma_n)} - H_{m,m+1} e^{j(-x_{m+1} \beta_n - z_{m+1} \gamma_n)} \right) = H_{m,m+1} e^{j(-x_{m+1} k_x + z_{m+1} k_z)} - e^{j(-x_m k_x + z_m k_z)} \quad (2.196)$$

Denklem takımları oluşturulduktan sonra, A_n/P_i cinsinden çözümler elde edilebilir ve yutma katsayısıyla ilgili denklemde yerine konularak yutma katsayısı hesaplanabilir.

Çoklu mikrofon yönteminde, ölçüm yapılacak noktaların belirlenmesi kritik bir karardır. Ayrıca, yöntemin kaybolan dalgalara karşı hassas bir teknik olduğu gözönüne alınarak, teoride de gözardı edilmesi sebebiyle, mikrofon, zayıf dalgaları ölçmeyecek biçimde yerleştirilmelidir. Fakat, mesafenin çok uzakta da olmamasına dikkat edilmelidir çünkü bu durumda da malzeme kenarlarında meydana gelen kırılma, basınç değerlerinin yanlış ölçülmesine neden olacaktır.

Çoklu mikrofon yönteminin bir dezavantajı, iki mikrofon yöntemine nazaran parazite karşı daha duyarlı ve etkilenen bir metot olmasıdır. Mikrofonların çok düzgün ve doğru bir biçimde yerleştirilmesi çok önemlidir [3].

2.5.4 Çınlanım odası ölçüm metodu

Çoğu uygulamada, ses bir yüzey üzerine birçok açıdan gelmektedir. Serbest alanda, her açı için gelen ses dalgasının yutma katsayısını ölçmek ve bunları yutma katsayısına dönüştürmek çok da etkili ve yararlı bir yöntem değildir. Sonuç olarak, daha kısa ve zaman almayan bir metot gereklidir ve çınlanım odası metodu bu ihtiyacı karşılayabilir. Malzemelerin yutum performansını belirleme rastgele gelen dalga parametresi oldukça fazla kullanılan bir parametredir. Çok iyi bilinmesi ve tanımlanmış olmasına rağmen önceden tahmin edilmesi çok zordur.

Çınlanım odası testi için oldukça büyük malzeme örneğine ve özel bir test odasına ihtiyaç duyulmaktadır. Sadece yutma katsayısının elde edilebildiği çınlanım odası ölçümlerinde empedans ölçümleri yapılamamaktadır. Yutum malzemesi geliştirilmesi sırasında, araştırmacıların öncelikle küçük örnekler üzerinde empedans tüpü metotlarını kullanarak malzeme özellikleri hakkında bir fikir edinmeleri ve çınlanım odası ölçümlerine daha sonra geçmesi daha uygun olacaktır.

Çınlanım süresi odadaki toplam yutuma bağlıdır. Malzeme odaya konulmadan önce ve yerleştirildikten sonra odadaki çınlanım süresi ölçülerek, yutma katsayısını elde etmek mümkündür. Test için önceden belirlenmiş test şartlarının sağlanmış olması gerekir ve genel uygulama dağınık alan oluşturmaya yöneliktir.

Dağınık alan, yansıyan enerjinin, odanın her yerinde aynı ve enerjinin her yönde yayılıyor olmasını gerektirmektedir. Bunu başarmak için, çınlanım odalarında dağıtıcı/yayıcı elemanlar kullanılmaktadır ve oda duvarları genellikle asimetric ve eğimlidir. Ayrıca oda, belli bir büyüklüğe sahip olmalıdır ve oda boyutları, içerideki modları küçültecek şekilde ve herhangi bir orana bağlı olmadan belirlenir. Minimum şartlar, standartlarla belirlenmiştir.

Bu ölçüm ve belirlenen şartlara rağmen, dağınık alan tam olarak oluşturulamayabilir ve sonuç olarak çınlanım süresi ölçüm pozisyonuna göre değişebilir. Bu sebeple, dağınık alanı tam anlamıyla oluşturabilmek ve aradaki istenmeyen yankı ölçümleri gidermek için çoklu ses kaynağı ve alıcı pozisyonları kullanmak ve elde edilen ölçümlerin ortalamasını almak en çok başvurulan yöntemlerden biridir. Ses kaynağı

genelde odanın bir köşesine yerleştirilir ve alıcı duvarlardan, yayıcı elemanlardan ve malzeme örneğinden en az 1 m uzakta bulunmalıdır. Bu ölçüm düzenine rağmen, odadaki modal etkiler sebebiyle yutma katsayıları, çoğunlukla düşük frekanslarda yüksek frekanslardan daha hatalı olarak bulunmaktadır. Çınlanım süresi malzeme yerleştirilmeden önce,

$$T_0 = \frac{55,3V}{c \alpha_0 S} \quad (s) \quad (2.197)$$

ifadesi ile belirlenir.

V oda hacmi, c ses hızı ve α_0 boş odanın ortalama yutma katsayısı olup, S ise odanın yüzey alanıdır. Malzemenin konulması sonrasında çınlanım süresi,

$$T_1 = \frac{55,3V}{c(\alpha_0 [S - S_s] + \alpha_s S_s)} \quad (s) \quad (2.198)$$

S_s malzemenin yüzey alanı, α_s ise yutma katsayısıdır. ISO 354:1985'e göre $[S - S_s]$ yaklaşık olarak S 'ye eşittir bu da son denklemin sadeleşmesini sağlar. Mevcut standartlar, Sabine formülasyonları üzerinde kurulmuştur. Bu formülün büyük yutma katsayıları için hatalı değerler verdiği bilinmektedir. Bu durumda aşağıda türetilen denklemler kullanılabilir.

$$T_{60} = \frac{55,3V}{-cS \ln(1 - \bar{\alpha})} \quad (s) \quad (2.199)$$

$$T_{60} = \frac{55,3V}{-c \sum S_i \ln(1 - \alpha_i)} \quad (s) \quad (2.200)$$

Çınlanım süreleri T_0 ve T_1 için verilen standart sapma değerleriyle rastsal deneysel hatayı hesaplamak mümkündür. Standart sapmalar, bütün alıcı ve kaynak kombinasyonları için çınlanım süresi ölçüm setlerinden hesaplanmaktadır. T_0 için standart sapma σ_0 ise, o zaman %95 emniyet limiti aşağıdaki ifade ile verilir:

$$\delta_0 = \frac{2\sigma_0}{\sqrt{n}} \quad (2.201)$$

Burada n alıcı ve kaynak çifti sayısıdır. Aynı ilişki T_1 için de geçerlidir. Boş odadaki yutma katsayısının doğruluk oranı:

$$\delta_{\alpha_0} = \left| \frac{55,3V}{c T_0^2 S_0} \right| \delta_0 \quad (2.202)$$

olarak ifade edilmektedir ve malzeme yutum doğruluk oranı ise:

$$\delta_{\alpha_s} = \sqrt{\left| \frac{55,3V}{c T_1^2 S_s} \right|^2 \delta_1^2 + \left(\frac{c[S_0 - S_s](\delta \alpha_0)^2}{S_s} \right)^2} \quad (2.203)$$

şeklinde hesaplanır. Tek bir laboratuvarla iyi bir tekrarlanabilirlik sağlanırken, laboratuvarlar arası ölçümün yeniden yapılması ve aynı sonuçların alınması konusunda sorunlarla karşılaşilmektedir. Ölçülen yutma katsayıları laboratuvarlardan laboratuvara değişim gösterebilir [3].

2.5.5 Alfa kabin ölçümü

Günümüzde, laboratuvarlardan laboratuvara ölçüm varyasyonunu azaltmak, hem tekrarlanabilirlik hem de yeniden üretilebilirliği sağlayabilmek için özel amaçlı çınlanım odaları kullanılmaya başlanmıştır. Geniş boyutlu çınlanım odaları (genellikle 6 m² veya daha büyük) uzun dalga boyları ve düşük frekans ölçümlerine izin vermektedir fakat aynı zamanda elde edilmesi ve uygulanması zor olan geniş ve büyük örneklerle çalışılmasını gerektirmektedir.

Akustik malzemelerin yutum ölçümü için standartlaştırılmış iki metot bulunmaktadır; bunlardan biri empedans tüpü, diğeri ise çınlanım odasıdır.

Empedans tüpü, test edilecek malzemenin belirli bir şekilde kesilip şekillendirilmesini gerektirmekte ve dik gelen dalgalar için ölçüm sağlayabilen bir metottur. Çınlanım odası ise özellikle otomotiv uygulamaları için çok pratik görülmemektedir; en büyük sorun 10 metrekare veya daha geniş bir malzeme örneği gerektirmesidir.

Bu metotlar yerine, otomotiv uygulamaları için, Alfa kabin ile özel küçük bir çınlanım odası elde edilmektedir. Otomotiv endüstrisi için Rieter AG firması tarafından üretilmiş Alfa kabin adı verilen daha küçük boyutlu kabinler

kullanılmaktadır [4]. Alfa kabin lineer olarak standart çınlanım odasının üçte biri olacak şekilde tasarlanmıştır ve bir örneği Şekil 2.22’de gösterilmektedir.



Şekil 2.22 : Alfa kabin örneği [71].

6,44 m^3 ‘lük bir hacime sahiptir ve küçük malzeme örnekleriyle ($1,2 m^2$) çalışılmasına olanak verir. Kabindeki duvarlar birbirine paralel değildir. Ölçüm frekansları da genellikle otomotiv sektöründe ihtiyaç duyulan 400 Hz ile 10000 Hz arası olarak verilmektedir [71].

Odanın köşelerinde 3 tane hoparlör bulunmakta ve ses girişi bu hoparlörlerden alınmaktadır. Mikforonlar ile ses basınç düzeyinin düşüşü ölçülür ve bu ölçüm 5 ayrı noktada yapılmaktadır. Tabana paralel bir düzlemde yapılır ve ortalama alınır. Bantgenişliği 1/1 ya da 1/3 oktav arasında seçilebilmektedir. Çok kısa çınlanım sürelerinin ölçümü mümkün olduğundan, çınlanım sürelerinin ölçümü için de avantaj sağlamaktadır.

John Long otomotiv endüstrisinde kullanılan 128 malzeme örneğiyle yaptığı araştırmada da Alfa kabin kullanmayı tercih etmiştir. Long’un araştırması için yapılan ölçüm sürecinde ilk olarak, 1/3 oktavda bantgeçirgen filtreli 3 hoparlör vasıtasıyla oda içine yayılmış ve 5 mikrofona pozisyonunda ölçüm yapılmıştır. Ses alanı düşüm oranı kaydedilmiştir. Daha sonra tekrardan her 1/3 oktav bandı için 250 Hz’den 10,000 Hz’ kadar bu ölçüm süreci tekrarlanmıştır. Sonuçlara bakıldığında 250 Hz’e kadar ölçüm yapılmıştır fakat Alfa kabinin küçük boyutlu olması 400 Hz altındaki frekanslarda yeterli mod görülmesine olanak vermemektedir.

Mikrofonlardaki ortalama düşüş oranı her 1/3 oktav bandı için hesaplanmıştır. Malzemenin ses yutumu aşağıda verilen denklem ile bulunabilir:

$$S = 0,163V \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_0} \right) \quad (2.204)$$

S malzemenin sabin cinsinden yutumunu ifade eder. V m^3 cinsinden odanın hacmi, T_0 ve T_1 saniye cinsinden odanın 60 dB'deki çınlanım süreleri bilindiği takdirde (malzemesiz ve malzemeyle birlikte) ses yutma katsayısı aşağıdaki formülasyon ile hesaplanabilir:

$$\alpha = 0,92 \left(\frac{S}{A_s} \right) \quad (2.205)$$

α ses yutma katsayısı olup, A_s malzemenin yüzey alanıdır. 0,92 katsayısı, Alfa kabin ile çınlanım odası arasındaki farklılıkların gözönüne alınmasını sağlayan bir düzeltme faktörüdür. Alfa kabin yutum sonuçlarının teorik olarak maksimum değer 1'i geçtiği gözlenebilir. Bu ses azalım zamanlarından yola çıkarak yutumu ifade eden denklemi türetirken yapılan varsayımlar sebebiyle oluşmaktadır [4].

Çeşitli otomotiv komponentlerinin ses yutum ölçümleri araç içi tasarım ve gürültü kontrol sistemlerini geliştirmede önemlidir. Küçük hacimli çınlanım odaları pratikte yutum özelliklerini belirlemek için oldukça sık kullanılmaktadır.

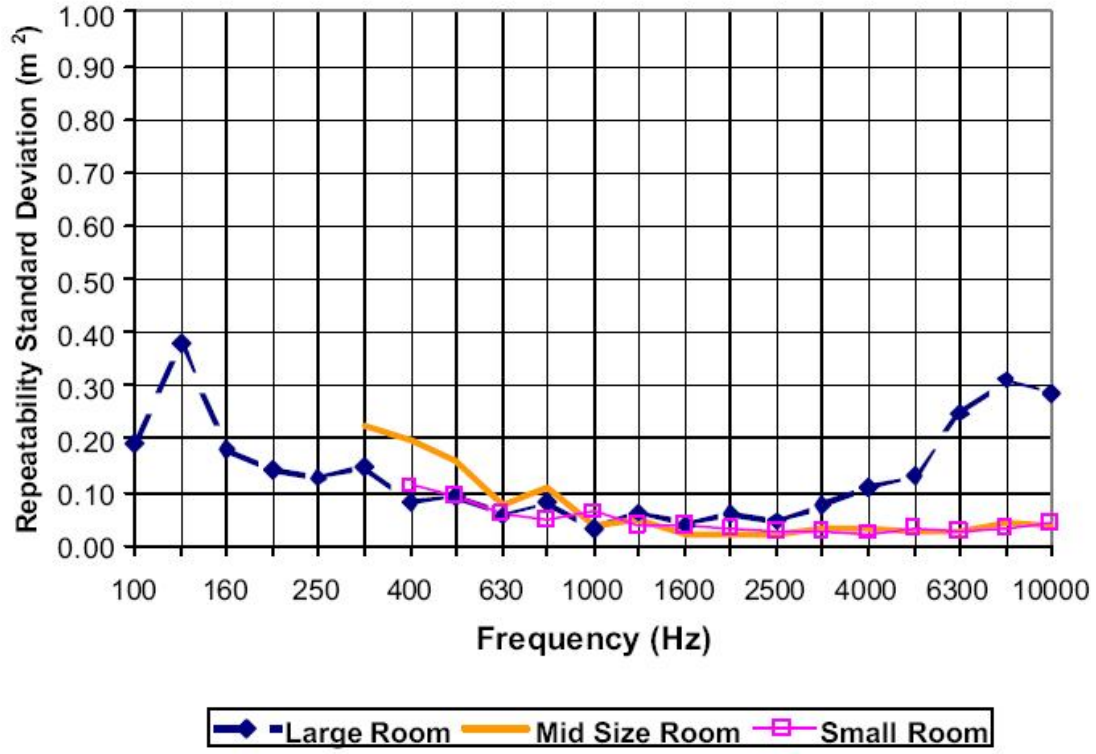
Pan ve çalışma arkadaşlarının makalesinde küçük çınlanım odaları kullanılarak araç koltuklarının ses yutum ölçümlerinin ölçüm kesinliği ve doğruluğunu araştırılmaktadır.

Günümüzde, yutum elemanlarının ses yutum özellikleri ASTM C423 , ISO 354 ve benzer standartlara göre ölçülmektedir. ASTM ve ISO standartları daha çok mimari akustik uygulamalarına yönelik olup kullanılması gereken malzeme örneklerinin otomotiv sektöründekine zıt yönde oldukça geniş ve büyük boyutlarda olması gerekmektedir. ASTM C423 standardı minimum $5,57 m^2$ ve ISO 354 standardı minimum $10 m^2$ boyutlarında malzeme örnekleri gerektirmektedir. Otomotiv sektöründe yutum elemanları $5,57 m^2$ 'den çok daha küçük boyutlardadır. Aynı zamanda, otomotivde kullanılan örnekler genellikle 300 – 400 Hz 'in altında belirgin bir yutum sağlayacak kadar kalın değildirler. Otomotiv ve ilgili diğer alanlardaki ses

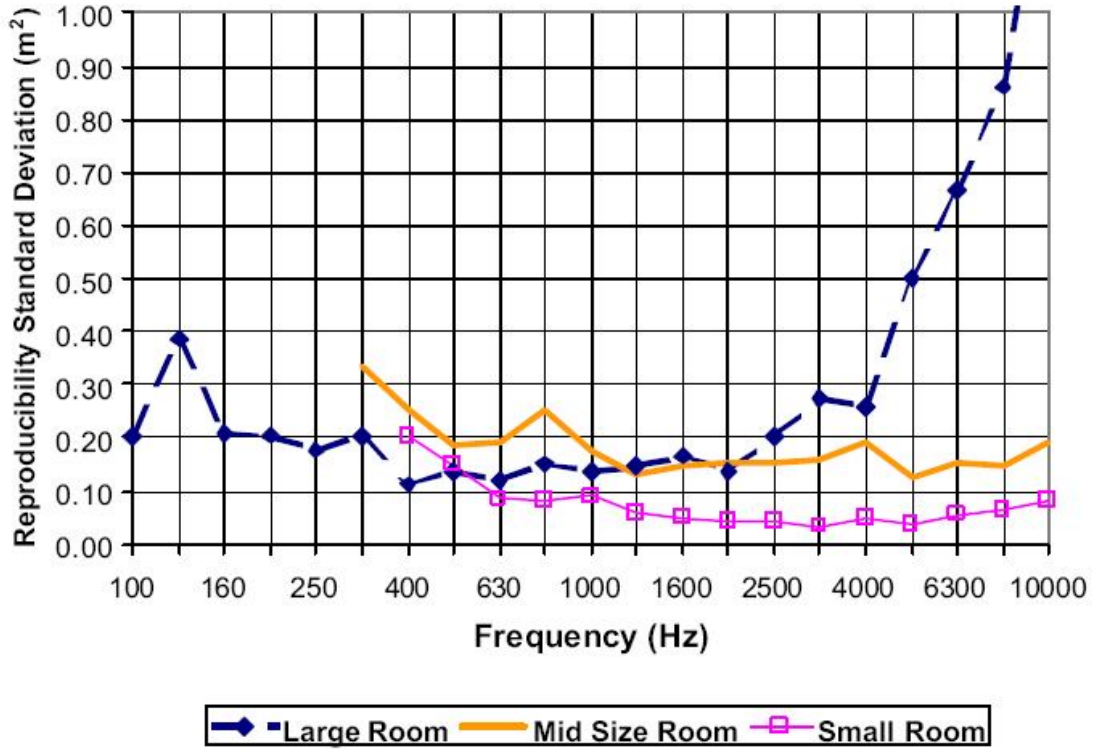
yutum ölçümleri için numune boyutu ve ilgilenilen frekans aralığı beraber gözönüne alındığında, çoğunlukla küçük bir çınlanım odasının daha uygun olacağı düşünülmektedir. Bu tezi ispatlamak üzere, küçük, orta ve büyük çınlanım odalarında karşılaştırmalı testler yapılmıştır. Düz numuneler için farklı boyutlardaki çınlanım odalarında yapılan ölçümlere göre kesinlik açısından (tekrarlanabilirlik ve üretilebilirlik), küçük çınlanım odası ses yutum testleri için büyük çınlanım odası ölçümleriyle kıyaslanabilir ya da ondan daha iyi kesinlikte sonuçlarla karşılaşmaktadır. Pan tarafından yapılan çalışmada, otomotivde küçük çınlanım odaları kullanılarak araç içi koltuk ses yutum ölçümlerinin kesinliğini belirlemek için karşılaştırılmalı istatistiksel analizler yapılmıştır. Ses yutum özelliklerinin doğru bir biçimde ölçülmesi, gürültü azaltımına yönelik tasarım ve uygulama açısından çok önemlidir. Büyük, orta ve küçük boyutlardaki çınlanım odalarında yapılan koltuk ses yutum ölçümlerinin kesinlik istatistiği ASTM E691 standardına göre hesaplanmıştır. Kesinlik istatistiği, bir test metodunun rastgele değişkenliğinin bir ölçümüdür. Bu karşılaştırma metodu, tekrarlanabilirlik ve üretilebilirlikten ibaret olup laboratuvar içi ve laboratuvardan diğer bir laboratuvara gösterilen değişkenliği sorgulamaya yardımcı olur.

Tekrarlanabilirlik aynı laboratuvarda, aynı operatör, ölçüm sistemi ve çevre şartlarında (sıcaklık, nem oranı vb.) yapılan ölçümlerin varyasyonunun gözlenmesini sağlarken yeniden üretilebilirlik farklı ölçümcüler tarafından, aynı ölçüm aracı ve her defasında aynı çevre şartlarının sağlanmasına özen gösterilerek elde edilen ölçüm sonuçların varyasyonunu belirler. Burada, yapılması istenen ölçümün farklı laboratuvarlarda tekrarlanması sonucunda laboratuvardan laboratuvara ortaya çıkan farklılıklar üzerinde durulmasına olanak verir.

Pan, Saha ve Veen tarafından yapılan araç koltuğu ses yutum ölçümlerinin test sonuçları analiz edildiğinde elde edilen netice; küçük çınlanım odasında orta veya büyük çınlanım odalarına nazaran tekrarlanabilirlik ve üretilebilirlik açısından çok daha kesin sonuçlar elde edildiği yönündedir [72]. Sonuçlar Şekil 2.23 ve Şekil 2.24'te incelenebilir.



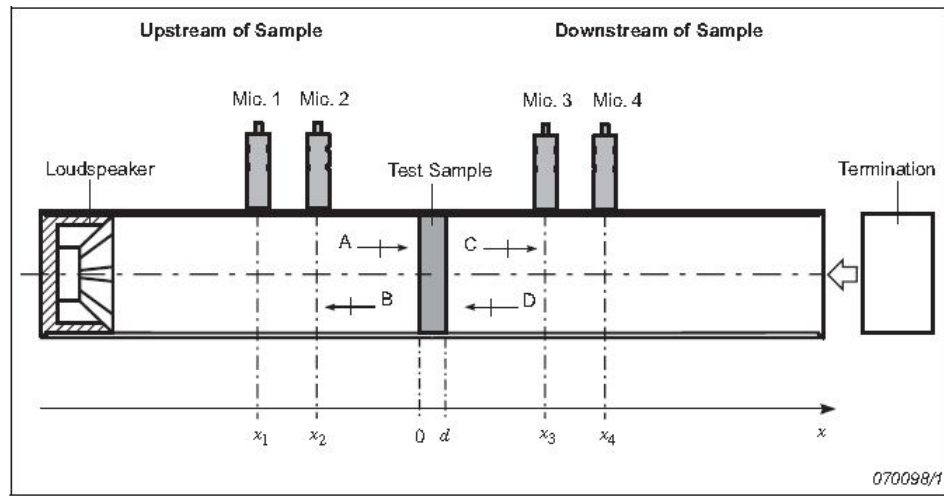
Şekil 2.23 : Çınlanım odası ses yutma katsayısı tekrarlanabilirlik sonuçları [72].



Şekil 2.24 : Çınlanım odası ses yutma katsayısı üretilebilirlik sonuçları [72].

2.5.6 Ses iletim kaybı ölçümü

Şekil 2.25'te görüldüğü gibi, ses iletim kaybı ölçümü bir empedans tüpü ile yapılmaktadır. Standarta dayalı bir ölçüm metodu değildir. Temel olarak, x_1 'den x_4 'e kadar olan mikrofon pozisyonlarında karmaşık ses basınç ölçümleri alındıktan sonra karmaşık genlik ifadeleri elde edilir ve transfer matris metodundan yararlanılarak da ses iletim kaybı ifadesine geçilir [73]. Empedans tüpünün bir ucuna ses kaynağı ve ortasına da, Şekil 2.25'te gösterildiği şekilde test edilecek malzeme yerleştirilir.



Şekil 2.25 : Ses iletim kaybı için ölçüm teorisi [73].

Ses kaynağı sayesinde oluşan düzlemsel ses dalgaları malzemeye çarpar ve bir kısmı yansiyarak geri dönerken, bir kısmı malzeme tarafından yutulur ve bir kısım ise malzeme içersinden geçerek tüpün diğer ucuna doğru yönelir. Malzeme içersinden geçen ses dalgalarının bir kısmı ise tüpün diğer ucundan geri yansır, bir kısmı ise dışarıya doğru yönelir. Dört mikrofon pozisyonunda ses basınçları ölçüldükten sonra dört kanallı dijital frekans analizörü sayesinde karmaşık transfer matris fonksiyonu hesaplanarak malzemenin ses iletim kayıplarının elde edilmesi mümkündür. Kullanılan frekans aralığı tüpün çapına ve mikrofonlar arası mesafeye bağlıdır. A, B, C ve D karmaşık genlik ifadeleri olmak üzere, transfer matris yöntemi kullanılarak malzemenin her iki yüzeyindeki ses basınç ve partikül hızlarının hesaplanmasına yardımcı olurlar. Transfer matris elemanları da partikül hızı ve yüzey basınç değerlerinden yola çıkılarak hesaplanır ve daha sonra da empedans tüpü içersindeki sınır şartları uygulanarak ses gücü iletim katsayısı ve ses iletim kaybı ifadelerine elde edilir. Karmaşık ses basınç ifadeleri aşağıdaki denklemlerle ifade edilmektedir.

Burada, k ses dalga sayısı, H_{ir} , karmaşık ses basınçları P_i ve karmaşık referans sinyali r arasındaki frekans cevap fonksiyonudur. G_{rr} ise referans sinyali r 'nin otospektrumunu vermektedir [74].

$$A = \sqrt{G_{rr}} \frac{j(H_{1r}e^{jkx_2} - H_{2r}e^{jkx_1})}{2 \sin k(x_1 - x_2)} \quad (2.206)$$

$$B = \sqrt{G_{rr}} \frac{j(H_{2r}e^{-jkx_1} - H_{1r}e^{-jkx_2})}{2 \sin k(x_1 - x_2)} \quad (2.207)$$

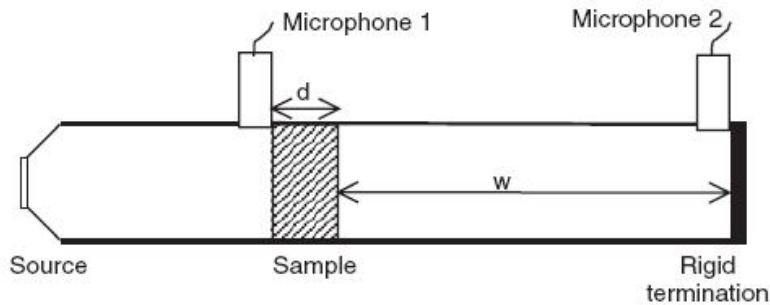
$$C = \sqrt{G_{rr}} \frac{j(H_{3r}e^{jkx_4} - H_{4r}e^{jkx_3})}{2 \sin k(x_3 - x_4)} \quad (2.208)$$

$$D = \sqrt{G_{rr}} \frac{j(H_{4r}e^{-jkx_3} - H_{3r}e^{-jkx_4})}{2 \sin k(x_3 - x_4)} \quad (2.209)$$

2.5.7 Akış empedans ölçümü

Gözenekli malzemelerde akış direnci özelliğinin yanı sıra reaktans da değerli bir parametredir. Reaktans sınır katmanlarındaki viskoz etkilerden kaynaklanan ekstra kütleden kaynaklanmaktadır. Akış empedansı ölçülerek akış reaktansı da bulunabilir.

Şekil 2.26'da görüldüğü gibi, akış empedansı bir empedans tüpü ile ölçülmektedir. Tüp çapı 5 cm olup, eldeki ses kaynağı ile saf ton düzlemsel ses dalgaları oluşturulmalıdır.



Şekil 2.26 : Akış empedansı ölçümü için test düzeneği [3].

$$w = \frac{n\lambda}{4} \quad (m) \quad (2.210)$$

Burada n , w boyunda olan dörtte bir dalga boyu sayısıdır ve tek sayı olmak zorundadır. Bu şartı sağlayan sonsuz frekans setleri mevcut olsa da, dalga boyuna kıyaslandığında malzeme kalınlığının daha ince olması gerektiği düşünülürse frekans aynı zamanda düşük frekans olmalıdır (100 Hz'den daha düşük). Bu basınç ve yüzey empedansını malzeme örneğinin arka kısmında sıfır olmasına zorlar. O zaman, akış empedansı z_f , mikrofonlardaki ölçülen basınçların oranı olarak bulunabilir.

$$z_f = j\rho_0 c (-1)^{(n-1)/2} \frac{p_1}{p_2} \quad (N.s.m^{-3}) \quad (2.211)$$

p_1 ve p_2 , 1. ve 2. mikrofonlardaki karmaşık basınç değerleridir. Malzemenin arkasındaki empedans sıfır olacağından akış empedansı örneğin önündeki empedansa eşit olacaktır. Bu empedans transfer matrisi yöntemiyle açılabilir. Sonuçta elde edilen karmaşık empedans değerinin imajiner kısmı akış reaktansdır ki bu oldukça küçük bir değerdir, gerçek kısım ise akış direncidir [3].

2.5.8 Doğrudan dalga sayısı ölçümü

Gözenekli bir yapı için, dalga sayısı veya yayılma katsayısı direk olarak ölçülebilir. Doğrudan dalga sayısı ölçümü yavaş bir metot olmasına rağmen doğru ve güvenilir sonuçlar vermektedir. Bu ölçüm için içerisinde incelenmesi istenen örnek malzeme bulunan bir empedans tüpü kullanılmaktadır. Tüpün bir tarafından, sesin malzeme içersinden geçmesine olanak verecek şekilde bir ses kaynağı kullanılmalıdır. Karşı taraftan bir yansıma olmadığı kabul edilecek olursa, tüp içersindeki kararlı basınç değeri aşağıdaki ifade ile hesaplanmaktadır:

$$p = A e^{-jkz} \quad (2.212)$$

Burada z tüpün boyu, A ise bir sabittir. k dalga sayısının karmaşık olduğu hatırlanacak olursa, yukarıdaki ifade tekrar düzenlenebilir:

$$p = A e^{\text{Im}(k)z} e^{-j\text{Re}(k)z} \quad (2.213)$$

Ses dalgasının genliğindeki düşüş ölçülüp mesafeye karşılık genlik logları çizdirilirse, dalga sayısının imajiner kısmı elde edilebilir.

Ses dalgasının değişen fazları ölçölüp log-lineer grafikleri çizdirilirse gerçek kısım da elde edilecektir. Bu ölçümler yapılırken tüp içersinde herhangi bir yansıma olmadığından emin olunmalıdır [3].

2.6 Malzemelerin Makroskopik Özelliklerinin Ölçümü

2.6.1 Akış direncinin ölçümü

En iyi bilinen hava akış direnci ölçüm sistemlerinden biri, 1942’de Brown ve Bolt tarafından geliştirilmiştir. Bu metotta, gözenekli malzeme boyunca kararlı hava akışı, geniş bir şişeden ölçekli silindir içine bir musluk vasıtasıyla su boşaltarak sağlanır. Kararlı hal için, malzeme içersinden geçen hava hacmiyle eşit olması gerekmektedir. Malzeme örneği boyunca meydana gelen basınç farkı bir manometre yardımıyla ölçölür. Birim kalınlıktaki hava akış direnci, ölçülen basınç farkı, örneğin yüzey kesit alanı, örneğin kalınlığı ve verilen bir zaman aralığı içinde malzeme içinden geçen havanın hacminden hesaplanabilir. Doğru ölçüm sonuçları almak için, belirli şartların yerine geldiğinden emin olunmalıdır.

Öncelikle, test numunesi ve numune tutucu arasındaki hava kaçaklarını önlemek için, malzeme örneği tutucu arası sızdırmazlık elemanlarıyla kapatılmalıdır. Malzeme içinde laminar hava akışı sağlamak için düşük hızda kararlı hava akışı olduğundan emin olunmalıdır.

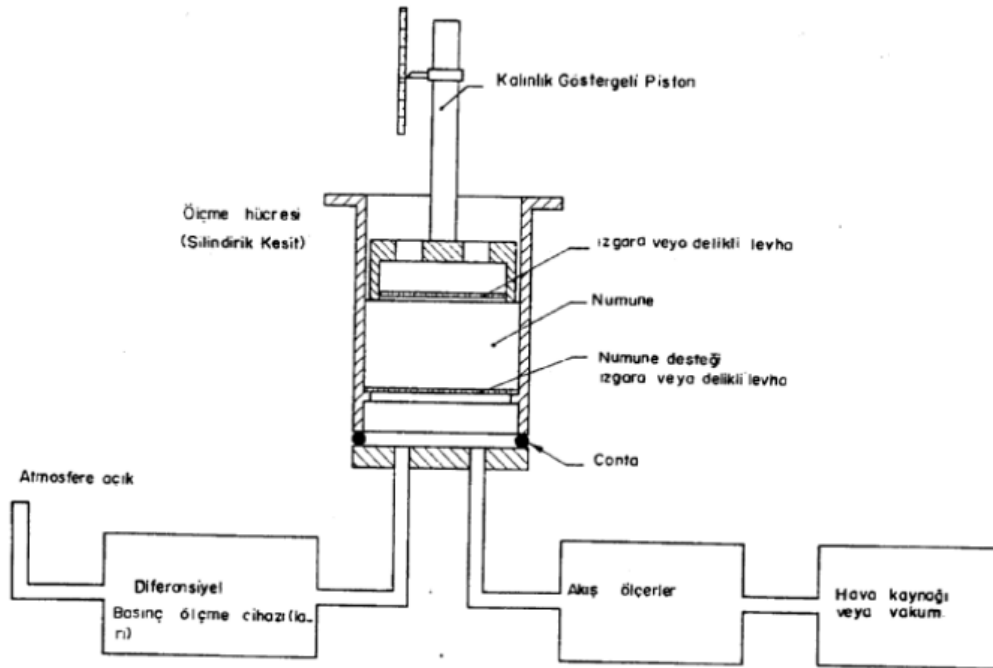
Çoğu gözenekli elastik malzeme için, malzeme içinden geçen hava akış hızı arttıkça akış direnci de artar. Ölçüm yaparken, en çok efor düşük hava hızını muhafaza etmek için sarfedilmelidir. Bu sayede akış direncinin minimum değeri ölçülebilir. Gözenekli malzemenin akustik özellikleri için akış direncinin en minimal değeri önemlidir.

Brown ve Bolt tarafından önerilen ölçüm sistemi istenildiği derecede kesin olarak yapılabilir. Yinede, bu şekilde bir ölçüm yapılması çok fazla vakit kaybına neden olmaktadır. Basitleştirilmiş akış direnç ölçüm cihazı, Leonard tarafından Brown ve Bolt’un metodunu temel alarak geliştirilmiştir. Leonard’ın cihazında, malzeme içersindeki basınç düşüşü analitik bir terazi sayesinde sağlanmaktadır. Analitik terazi, küçük basınç düşüşlerini gayet iyi bir çözünürlükle ölçme kabiliyetine sahiptir. Leonard aparatı, akış direncini 50 mm çapındaki numuneleri en düşük 200 N.s.m^{-3} dolaylarında ve $\pm 40 \text{ N.s.m}^{-3}$ doğrulukla ölçebilmektedir. Leonard’ın

cihazının temel dezavantajı, test düzeneğinin kurulması ve testlerin yapılmasının çok fazla zaman almasıdır.

Brown ve Bolt tarafından geliştirilen sistem, ASTM C522-03 olarak, vakum pompası, yüksek doğruluk oranına sahip akış ölçerler, basınç transdüserleri gibi modern araçlar kullanılarak standartlaştırılmıştır. ASTM C522-03 numuneler 50 mm' den daha fazla bir çapa sahip olmalıdır [66].

ASTM C522-03 standartını temel alan TS 29053 standardı, gözenekli malzemeler için hava akış direncini belirlemek amacıyla iki metot tayin etmektedir. İlk yöntem, Şekil 2.27'de gösterilmekte olup, doğrudan hava akış metotudu olarak adlandırılmakta ve dairesel bir silindir veya dikdörtgen kesitli bir boru şeklindeki bir deney numunesinin içinden geçen, kontrol edilmiş tek yönlü bir hava akışının geçişi ve deney numunesinin iki serbest yüzü arasındaki basınç düşmesinin sonucunun ölçülmesini öngörmektedir.



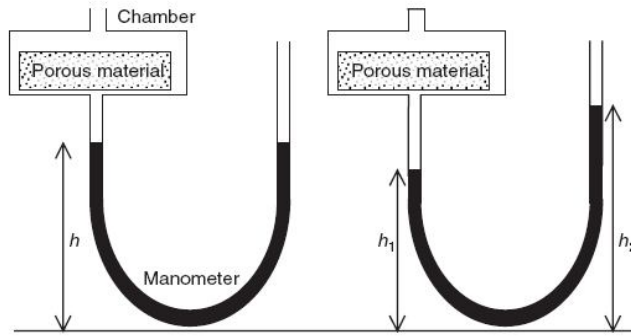
Şekil 2.27 : Akış direnci ölçüm düzeneği [75].

İkinci yöntem olan dalgali hava akış metodun ise, dairesel bir silindir veya dikdörtgen kesitli bir boru şeklindeki bir deney numunesinin içinden geçen yavaş bir dalgali hava akımının geçişi ve deney numunesi tarafından kapatılan bir deney hacminde basıncın dalgali bileşeninin ölçülmesinden ibarettir. Metot A, doğrudan hava akış metodu, ASTM C522-03 test metoduna oldukça benzer olup, aradaki fark

Method A'nın 95 mm ve üzeri test numunesine ihtiyaç duyması ve numuneyi tutan parçanın bir tarafı atmosfere açık olmasıdır [75].

2.6.2 Gözeneklilik ölçümü

Mineral yünde olduğu gibi çoğu yutucu eleman için gözeneklilik 1'e çok yakındır dolayısıyla bu değer çoğunlukla ölçülmektense yaklaşık olarak tahmin edilmektedir. Örneğin bir akışkan ile satüre edilmesinden, hava ile satüre edilmesi tercih edilmektedir çünkü akışkanın malzemenin bütün gözeneklerini tam olarak doldurabileceğinin garantisi yoktur. Şekil 2.28'de, Beranek tarafından hazırlanmış bir deney düzeneği gösterilmektedir. Beranek burada hava hacminin izotermal sıkıştırılmasından yararlanmaktadır.



Şekil 2.28 : Gözeneklilik ölçümü için test düzeneği [3].

Bu özet Cremer ve Müller'den alınmıştır. Hacmi bilinen bir odaya bağlı U tipi bir manometre kullanılmaktadır. Test edilecek malzeme oda içersine yerleştirilmiş ve odanın üstünde bulunan valf açılıp kapanabilmektedir. Valfin açık olduğu durumda, manometrenin her iki ucundaki akışkan aynı yüksekliğe sahip olacaktır. Bu h yüksekliği ölçülerek not edilmelidir. Valf kapatıldığında ise, oda içersindeki basınç yükseleceğinden manometrenin sağ tarafında akışkan yüksekliğinin arttığı gözlemlenecektir. İkinci durumda da manometrenin sol ve sağ ucundaki yükseklikler ölçülür. Aradaki fark malzeme içersindeki basınç artışını su yüksekliği m cinsinden verecektir. SI birimine çevrildiğinde ise aşağıdaki ifade bulunur:

$$\Delta P = \rho_w (h_2 - h_1) g \quad (2.214)$$

ρ_w kullanılan akışkanın yoğunluğu, g ise yerçekimi ivmesidir. Yükseklik farkı, manometre S_s kesit alanı ile çarpıldığında odadaki hacimsel küçülme hesaplanır.

$$\Delta V = S_s (h_2 - h_1) \quad (2.215)$$

Yukarıda bahsedilen sistemin izotermal olduğu varsayılarak devam edilirse; basınç ve hacmin çarpımının sabit olacağı açıktır. Bu gaz kanunu diferansiyel hale getirilirse:

$$\Delta P V + \Delta V P = 0 \quad (2.216)$$

Gözenekliliğin açılımından yukarıdaki denklem açılırsa;

$$\Delta P (V - V_a + \varepsilon V_a) + \Delta V P_0 = 0 \quad (2.217)$$

P_0 atmosferik basınç, V_a malzeme hacmi ve V de oda hacmidir. Tekrar düzenlenirse, gözeneklilik,

$$\varepsilon = \frac{P_0}{V_a} \frac{\Delta V}{\Delta P} + 1 - \frac{V}{V_a} \frac{n\lambda}{4} \quad (2.218)$$

şeklinde elde edilir [3].

2.6.3 İç yapı dağınıklığı ölçümü

Teorinin dışında, üretilen yutum elemanları ise, düzenli bir iç yapıya sahip değildir ve bu sebeple iç yapı dağınıklığı ölçülmesi tavsiye edilmektedir. Ölçüm yönteminde, yalıtkan bir malzeme, iletken bir akışkan ile satüre edilerek elektriksel direnci ölçülür. Ölçülen bu elektriksel dirençten iç yapı dağınıklığına geçilir. İletken akışkanın elektriksel direnci tek başına ölçülür ve r_f olarak adlandırılan bu değer, içine iletken malzeme doldurulmuş gözenekli yapının ölçülen elektriksel direnci r_a ile oranlanır. Sonuç olarak, iç yapı dağınıklığı aşağıdaki oran ile ifade edilebilir:

$$\alpha_\infty = \frac{\varepsilon r_a}{r_f} \quad (2.219)$$

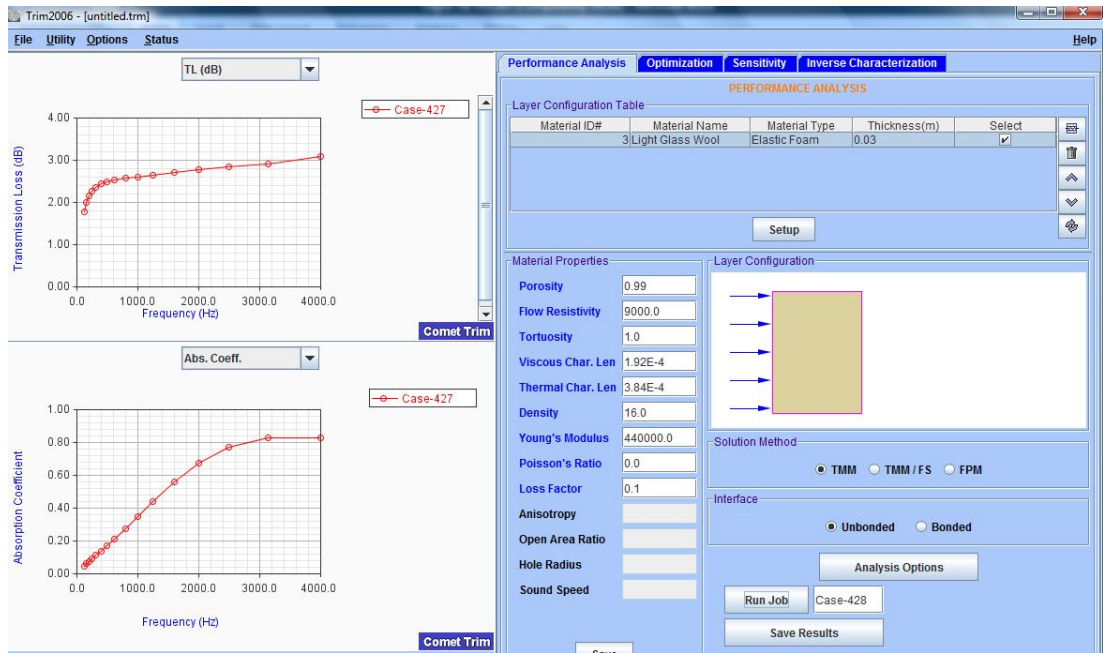
α_∞ , lifli malzemeler için 1 civarında olup, granüllü yapılar için ise bu değer yaklaşık olarak 2'dir [3].

3. SAYISAL UYGULAMALAR

3.1 Malzeme Modelleme Programı Comet Trim'in Başlıca Özellikleri

Program gürültü kontrol malzemelerinin akustik performans, ters karakterizasyon ve optimizasyon analizinin yapılması amacıyla kullanılmaktadır. Comet Trim'de analitik metotlar esas alınmakta olup, çözümleri oldukça hızlı vermekte olan programın frekans aralığında bir üst limit yoktur. Çözüm metotları olarak transfer matris metodu ve dört kutup metodu kullanılmaktadır.

Şekil 3.1'de genel görüntüsü verilen Comet Trim programının amacı, malzemelerin her bir katmanının makroskopik özellikleri ele alınarak, tek ve çok katmanlı gürültü kontrolünde ses iletim kaybı, yutum, empedans gibi akustik özelliklerin hesaplanmasıyla akustik performans hakkında bilgi edinilmesidir.



Şekil 3.1 : Comet Trim programının genel görünümü.

Trim'in tahmin ve doğruluk oranı oldukça yüksek olarak belirtilmektedir ve hesaplamalarında Allard ve Biot teorilerini barındırmaktadır. Hesaplama sırasında, değerlendirilen malzeme katmanının türüne göre istenen makroskopik özelliklerinin girilmesi gerekmektedir. Trim akustik performans programı ile birçok malzeme türü;

elastik köpük, rijit köpük, elyaf, hava boşlukları, elastik paneller, perfore paneller, su geçirmez ve dayanıklı bölmeler modellenebilmektedir. İstenen akustik performans ölçütleri için kullanılan akustik malzemenin makroskopik özelliklerinin optimizasyonunun yapılmasına olanak verir [16]. Comet Trim programında, teori kısmında bahsedilen 4 farklı malzeme modeli için istenen girdiler Çizelge 3.1’de belirtilmiştir.

Çizelge 3.1 : Malzeme modeline göre istenen girdi özellikleri [69].

Malzeme Özellikleri	Elastik Malzeme	Lifli Malzeme	Direngen Malzeme	Esnek Malzeme
Gözeneklilik (%)	X		X	X
Akış direnci (N.s/m ⁴)	X	X	X	X
İç yapı dağınıklığı	X		X	X
Viskoz uzunluk (m)	X		X	X
Termal uzunluk (m)	X		X	X
Yoğunluk (kg/m ³)	X			X
Young modülü (N/m ²)	X			
Poisson oranı	X			
Kayıp faktörü	X			
Anizotropi		X	X	

3.2 Malzeme Modellenmesi ve Simülasyon

Program ile eldeki malzemelerin ses yutma katsayısı ve ses iletim kayıplarının tahmininden önce, çeşitli makalelerde makroskopik özellikleri ve ses yutma katsayısı sonuçları bilinen malzemeler için programın ne kadar doğru değerler verdiğini görmek amaçlı karşılaştırmalar yapılmıştır. Bu karşılaştırmaların sonuçları Ek A’da ayrıntılı biçimde gösterilmektedir.

Makroskopik özellikleri bilinen malzemelerin ses yutma katsayısı değerleri, Comet Trim ile yapılan simülasyon sonuçlarıyla karşılaştırıldığında Comet Trim programının hem davranışsal hem de mertebe olarak çok yakın değerler verdiği gözlenmiştir ve bu doğrultuda, programın güvenilir olduğu sonucuna varılmıştır.

Program ile eldeki malzemelerin ses yutma katsayısı ve ses iletim kayıplarının tahmininden önce, çeşitli makalelerde makroskopik özellikleri ve ses yutma katsayısı sonuçları bilinen malzemeler için programın ne kadar doğru değerler verdiğini görmek amaçlı karşılaştırmalar yapılmıştır. Bu karşılaştırmaların sonuçları Ek A’da ayrıntılı biçimde gösterilmektedir.

Makroskopik özellikleri bilinen malzemelerin ses yutma katsayısı değerleri, Comet Trim ile yapılan simülasyon sonuçlarıyla karşılaştırıldığında Comet Trim programının hem davranışsal hem de merteye olarak çok yakın değerler verdiği gözlenmiştir ve bu doğrultuda, programın güvenilir olduğu sonucuna varılmıştır.

Bu tez kapsamında, Comet Trim programı ile otomotivde güncel olarak kullanılan 6 tip tek katmanlı gözenekli ses yutum elemanı ve çift katmanlı bir bariyer elemanı modellenecektir ve ilgili malzemelerin ses yutma katsayıları ile ses iletim kayıpları program ile hesaplanacaktır. Otomotiv endüstrisine ses yalıtım malzemesi sağlayan firmalardan temin edilen ve yoğunlukları bilinen 6 tip tek katmanlı ve bir çift katmanlı malzeme için simülasyonda kullanılan makroskopik özellikler Çizelge 3.2 ve Çizelge 3.3'te sıralanmıştır.

Çizelge 3.2 : Tek katmanlı malzemeler için parametre değerleri.

Parametre	Poliüretan Sünger	Melamin Sünger	Akustik Sünger	Polyester Keçe	Koton Keçe	Cam Yünü
Kalınlık (m)	0,02	0,025	0,01	0,016	0,01	0,03
Gözeneklilik (%)	0,96	0,99	0,99	0,83	0,92	0,98
Akış direnci (N.s/m ⁴)	8e3	10e3	8e3	55e3	35e3	70e3
İç yapı dağınıklığı	1,08	1,02	1,08	1,2	1,6	1,19
Viskoz uzunluk (m)	8,92e-5	6,86e-5	9,45e-5	9,38e-4	7,56e-5	7,52e-4
Termal uzunluk (m)	2,52e-4	2,26e-4	1,45e-3	9,38e-4	1,98e-4	7,52e-4
Yoğunluk (kg/m ³)	28	10	17	40	60	40
Young modülü (N/m ²)	46,5e3	342e3	50e3	420e3	20e3	573e3
Poisson oranı	0,4	0,33	0,1	0,32	0	0,34
Kayıp faktörü	0,14	0,06	0,001	0,12	0,23	0,15

Çizelge 3.3 : Bariyer tipi malzeme için parametre değerleri.

Parametre	Poliüretan Sünger	Lastik
Kalınlık (m)	0,020	0,0028
Gözeneklilik (%)	0,9	-
Akış direnci (N.s/m ⁴)	8000	-
İç yapı dağınıklığı	1	-
Viskoz uzunluk (m)	2,87e-7	-
Termal uzunluk (m)	0,00488	-
Yoğunluk (kg/m ³)	65	500
Young modülü (N/m ²)	200000	1e9
Poisson oranı	0,4	0,49
Kayıp faktörü	0,01	0,08

Burada sıralanan malzemelerin makroskopik özellikleri için test sonuçları bulunmamaktadır. İmalatçılardan bazı malzeme özellikleri yaklaşık değerleriyle temin edilmiş olup diğer malzeme özellikleri ise literatürden elde edilmiştir.

Simülasyon kısmında, iki katmanlı malzemeyi oluşturan katmanlardan biri olan kalın lastik dışındaki bütün malzemeler elastik köpük olarak modellenmiş olup, frekans aralığı 1/3 oktav bandında 125 – 4000 Hz olarak seçilmiştir. Geliş açısı, testleri düzgün simüle edebilmek amacıyla sıfır olarak alınmış ve hesaplamalar malzeme arkasında bir duvar olması şartına göre yapılmıştır. Test ortamı, ses hızı, hava yoğunluğu, özgül ısı oranı, Prandtl sayısı ve akışkan viskozitesi gibi beş farklı parametre ile Çizelge 3.4’te gösterilmektedir.

Çizelge 3.4 : Ortam özellikleri.

Parametre	Test Ortamındaki Parametre Değeri
Ses Hızı (m/s)	343,1
Hava Yoğunluğu (kg/m ³)	1,21
Özgül Isı Oranı	1,4
Prandtl Sayısı	0,732
Akışkan Viskozitesi (kg.s/m)	184000

Simülasyon sonucunda elde edilen değerler, karşılaştırma ve değerlendirme bölümünde paylaşılmıştır.

4. DENEYSEL UYGULAMALAR

Deneysel uygulamalarda, İTÜ Makina Fakültesi, Titreşim ve Akustik Laboratuvarında empedans tüpüyle otomotivde kullanılan 6 farklı tek katmanlı ses yutma elemanının ses yutma katsayıları ve çift katmanlı bir bariyer elemanının ise ses iletim kaybının 1/3 oktav bantlarında ölçümleri yapılmıştır.

4.1 Test Ekipmanı ve Ölçüm Düzeneğinin Tanıtılması

Ses yutma katsayıları ve ses iletim kayıplarının bulunması için gerekli ölçüm düzeneği, Brüel&Kjaer firmasının 4206 tipi standart büyük ve küçük empedans tüpleri, 4187 tipi mikrofonlar, standart büyük ve küçük ses iletim kaybı tüpleri (4206), 5 kanallı analizör (3560) ve güç yükselticisinden (2716C) oluşmaktadır. Ses yutma katsayılarının ve ses iletim kayıplarının ölçümü, empedans tüpleri kullanılarak ölçülmüştür. Ses yutma katsayısı ve ses iletim kaybı ölçümlerinde kullanılan empedans tüplerinin ayrıntılı hali Şekil 4.1 ve Şekil 4.2’de gösterilmiştir.



Şekil 4.1 : Ses yutma katsayısı büyük ve küçük empedans tüpleri [73].

Ses yutma katsayısı ölçümleri yapılacak malzemeler, Şekil 4.1’te gösterilen empedans tüplerinde, ardışık olarak bağlı iki mikrofonun sağ tarafında yer alan bölmeye yerleştirilir. Tüp içersindeki malzeme, malzemenin arkasında bir boşluğun oluşmaması ve dolayısıyla ses geçişini engellemek amacıyla rijit bir desteğe yaslanmaktadır.



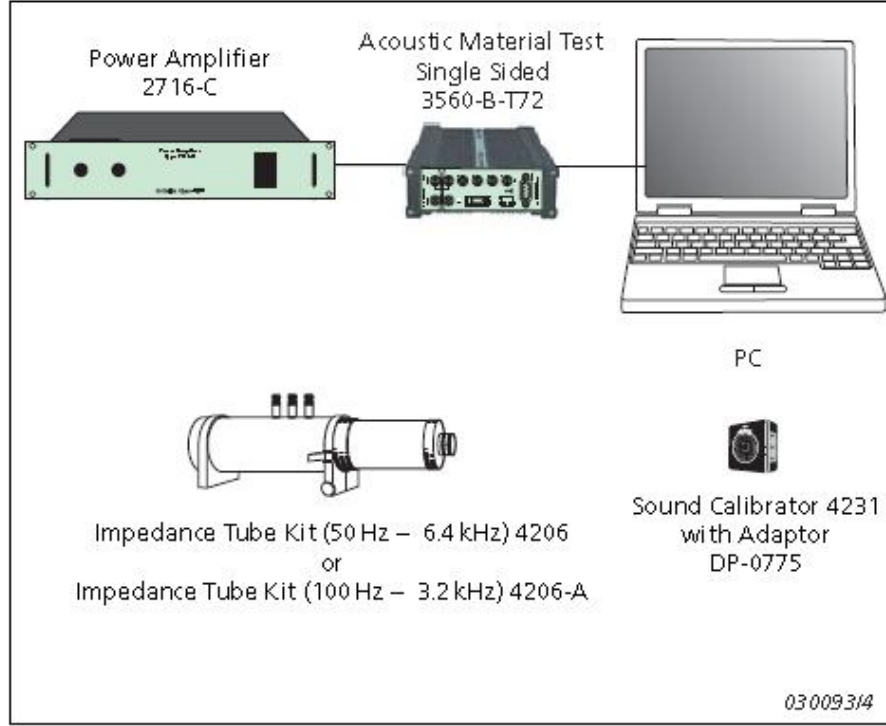
Şekil 4.2 : Ses iletim kaybı ölçümü büyük ve küçük empedans tüpleri [73].

Ses iletim kaybı ölçümleri yapılacak malzemeler ise, Şekil 4.2’de görülen mikrofon çiftlerinin arasında yer alan bölmeye yerleştirilir. Ses iletim kayıpları için kullanılan empedans tüplerinde, ses yutma katsayılarının yapıldığı empedans tüplerinin aksine malzemenin herhangi yüzeye yaslandırılmaz. Malzemenin her iki tarafında da boşluk bulunması ve dolayısıyla ses iletiminin gerçekleşmesi istenir. Büyük ve küçük tüplerde ayrı ayrı ölçüm yapılmasının sebebi ise, farklı tüp çapları sayesinde farklı frekans aralıklarının ölçülebilmesidir. Büyük tüp ile 50 Hz ile 1600 Hz ve küçük tüpte ise 500 Hz ile 6400 Hz frekans aralıklarında ölçüm alınmaktadır [73].

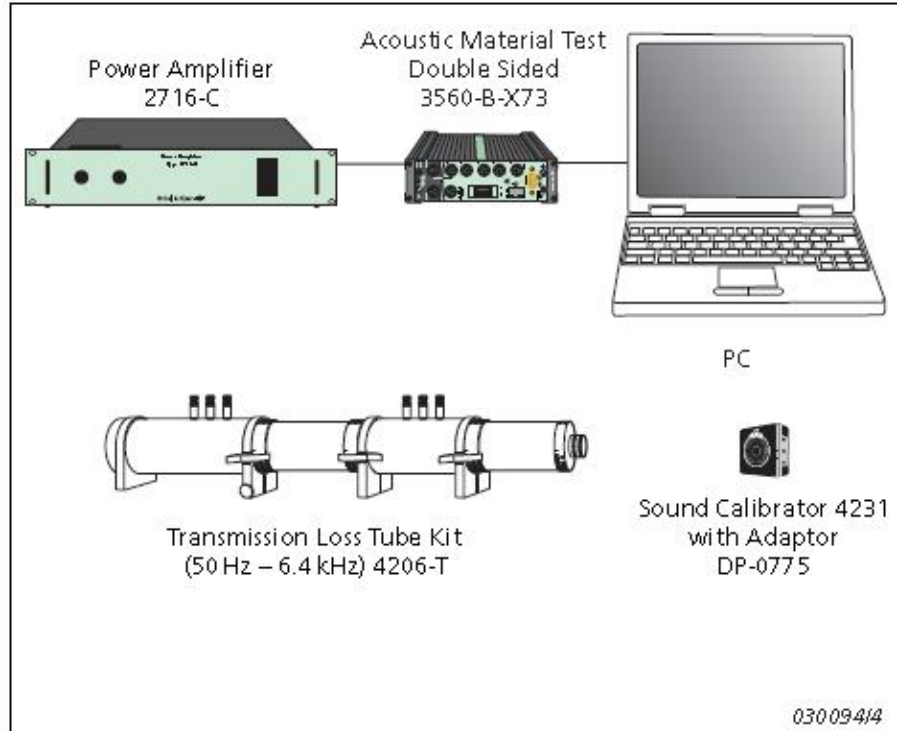
Empedans tüpleri ile ölçüm yapılırken kullanılan ölçüm düzeneği ve bağlantıların anlaşılması açısından, ölçüm düzeneklerinin ayrıntıları ise Şekil 4.3 ve Şekil 4.4’te paylaşılmıştır.

Ses yutma katsayısı ve ses iletim kaybı ölçümleri için kullanılan test düzenekleri arasında temel olarak üç fark görülmektedir. Daha önce de bahsedildiği gibi, ses iletim kaybı ve ses yutma katsayısı ölçümleri için farklı empedans tüpleri kullanılmaktadır ve ölçüm analizleri aynı akustik analiz programının farklı

modülleriyle gerçekleştirilmektedir. Ayrıca, ses yutma katsayısı ölçümlerinde iki mikrofon yeterliyken, ses iletim kaybı ölçümlerinde dört mikrofon kullanılması gerekmektedir.



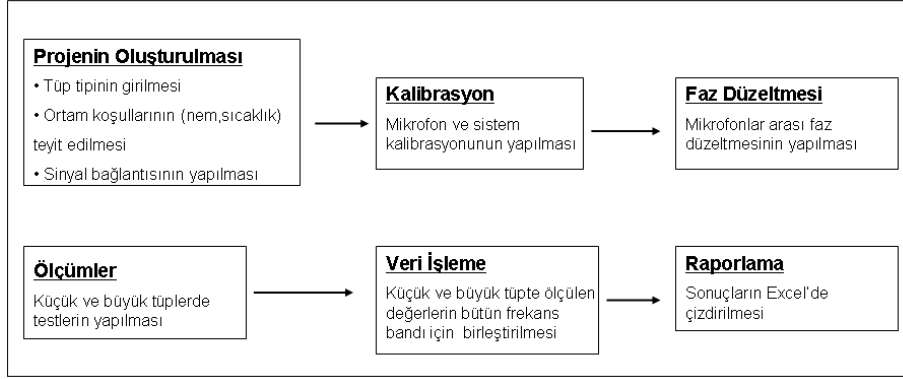
Şekil 4.3 : Ses yutma katsayısı ölçüm düzeneği [73].



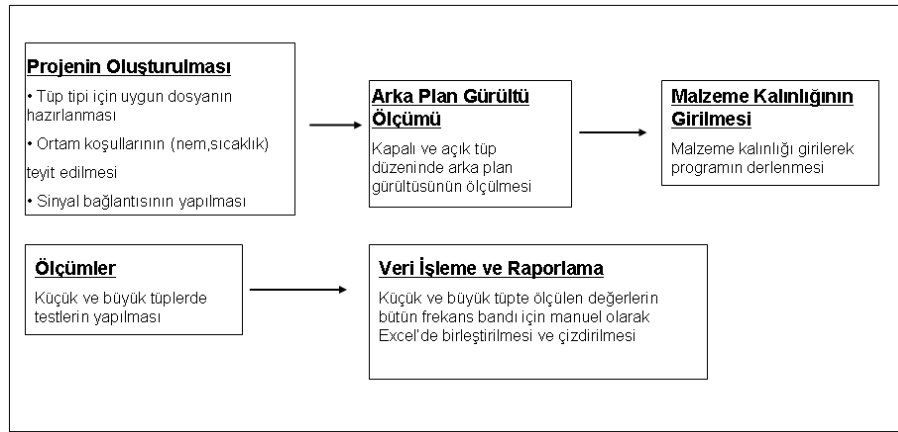
Şekil 4.4 : Ses iletim kaybı ölçüm düzeneği [73].

4.2 Ölçüm Öncesi Kontroller ve Test Yöntemi

Ses yutma katsayısı ve ses iletim kaybı ölçümleri için izlenen test yöntemi Şekil 4.5 ve Şekil 4.6 ile verilmiştir.



Şekil 4.5 : Ses yutma katsayısı ölçümleri için test yöntemi.



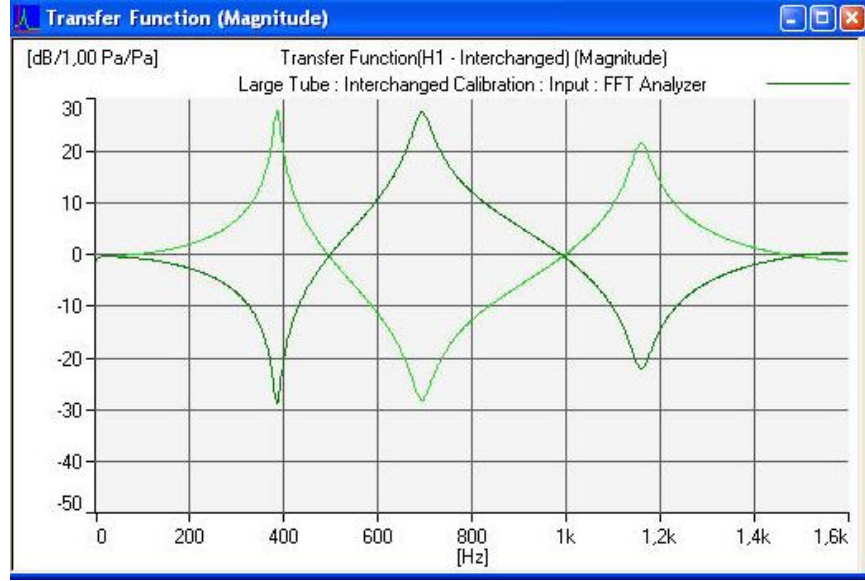
Şekil 4.6 : Ses iletim kaybı ölçümleri için test yöntemi.

Ses yutma katsayısı ölçümleri için daha önce de bahsedildiği gibi iki ayrı tüp ile ölçüm yapılmıştır. Büyük ve küçük tüp ile yapılacak ölçümler öncesi, genel kural olarak, ses yutma katsayıları ölçülürken mikrofonların yer değiştirilmesi durumunda belli bir faz ile simetrik transfer fonksiyonlarının elde edilip edilmediği ve koherans fonksiyonunun durumu kontrol edilmiştir.

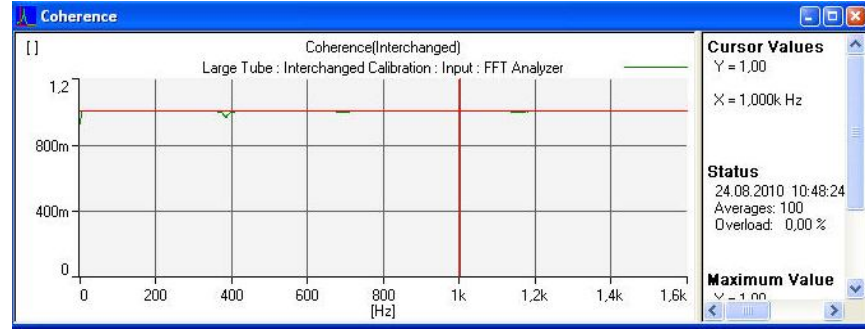
Empedans tüpünde mikrofonları değiştirerek yapılan ölçümün amacı, iki farklı kanal ile yapılan ölçümlerin kıyaslanması ve ölçüm sisteminin test edilerek ölçümün doğruluğunun kanıtlanmasıdır.

Poliüretan malzemesinin ses yutma katsayısı ölçümü yapılmadan önce, mikrofonların normal ve yer değiştirmiş pozisyonları için elde edilen transfer fonksiyon sonuçları

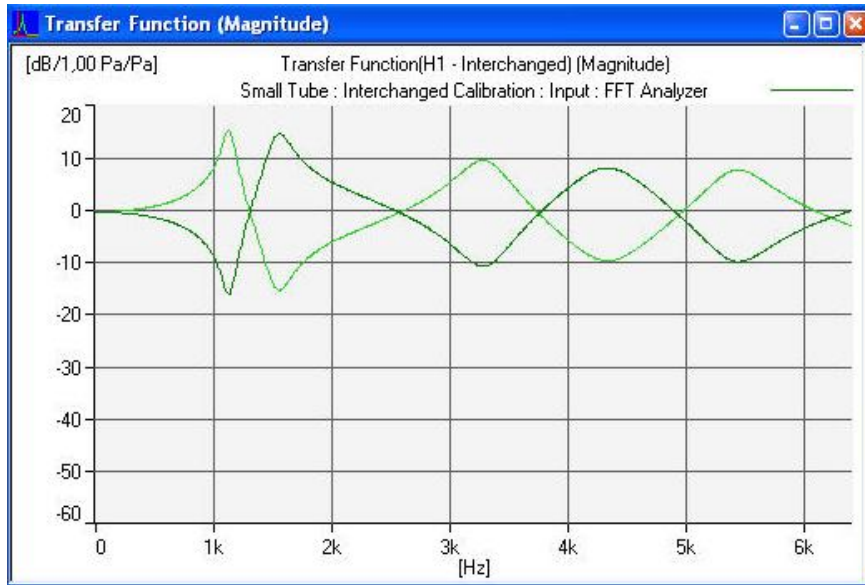
büyük tüp için Şekil 4.7’de, küçük tüp için Şekil 4.9’da, koherans bilgisi ise büyük tüp için Şekil 4.8’de, küçük tüp için ise Şekil 4.10’da paylaşılmıştır.



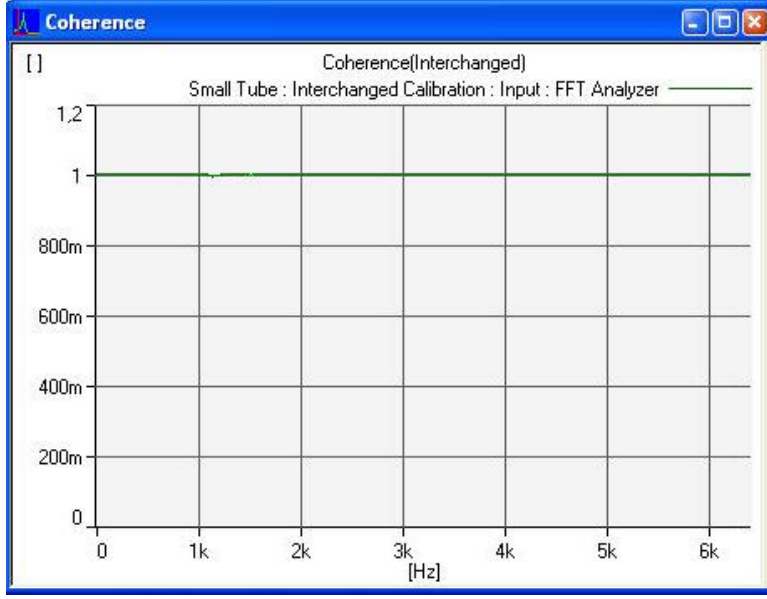
Şekil 4.7 : Büyük tüpte mikrofon transfer fonksiyonları.



Şekil 4.8 : Büyük tüpte koherans bilgisi.



Şekil 4.9 : Küçük tüpte mikrofon transfer fonksiyonları.



Şekil 4.10 : Küçük tüpte koherans bilgisi.

Büyük tüp için Şekil 4.8 ve küçük tüp için Şekil 4.10 incelendiğinde, koheransın 1 olduğu görülmüştür. Ayrıca, Şekil 4.7'den büyük tüpte ve Şekil 4.9'dan ise küçük tüpte, mikrofonlar normal pozisyonlarında ve yerdeğiştirmiş iken elde edilen transfer fonksiyonlarının simetrik olduğu gözlenmiştir. Bu sonuçlar ile sistemin düzgün ölçüm yapabildiği ve ölçüm alınmasına başlanabileceği sonucuna varılmıştır.

4.3 Ölçüm ve Ölçüm Sonrası Süreçler

Bu projede, çapları 29 mm ve 100 mm olan numunelerin ses yutma katsayıları ve ses iletim kayıplarının ölçümü için, her numuneden üçer adet küçük ve büyük çaplı parçalar kullanılarak üç tane ölçüm gerçekleştirilmiştir. Daha sonra, ses yutma katsayılarının küçük ve büyük çaplı numunelerinin ölçüm sonuçları birleştirilmiş ve ortak frekans aralığındaki değerler program tarafından birleştirilerek bütün frekans bandı için grafiklere yansıtılan ses yutma katsayıları elde edilmiştir. Benzer yöntem ses iletim kaybı için de izlenmiştir.

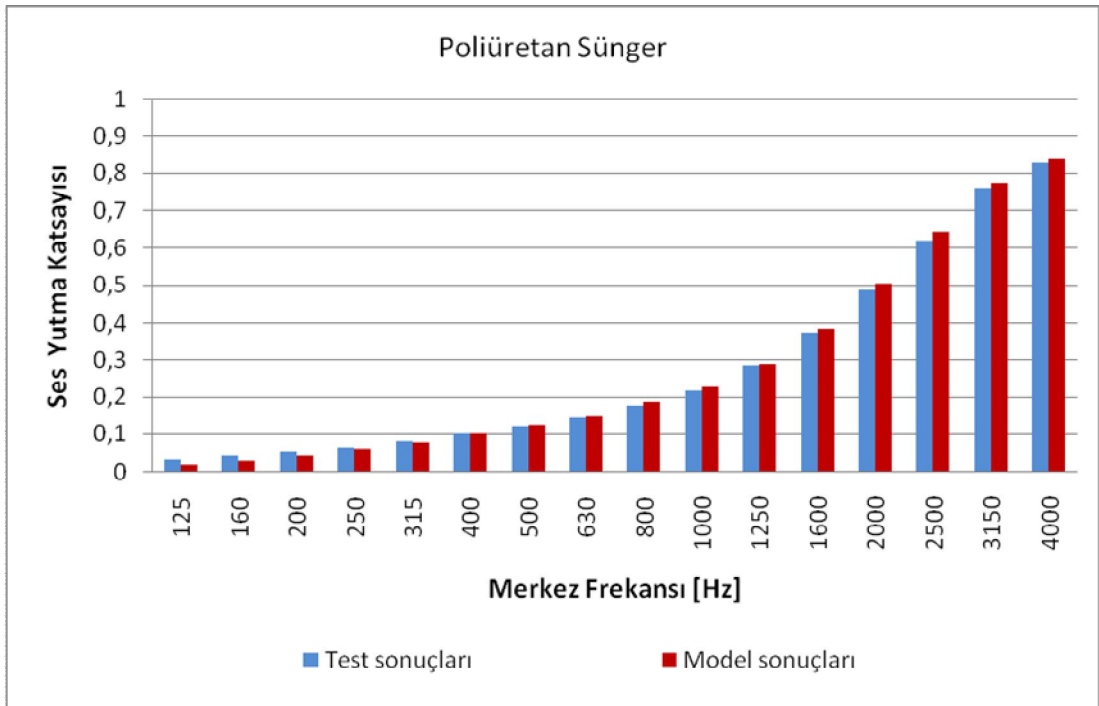
Empedans tüpüyle yapılan testlerde, ölçüm sonuçları özellikle üretilen malzeme numunelerinin istenilen boyutlarda kesilme hassasiyetlerine bağlıdır. Temin edilen numunelerin kesilme hassasiyetlerinin iyi olmasına karşın özellikle ses iletim kaybının ölçümleri sırasında bazı numuneler için empedans tüpü içersinde boşluk kaldığı görülmüş ve testler uygun kesilme toleranslarına sahip, empedans tüpü içersinde boşluk kalmasına olanak vermeyen malzeme numuneleriyle yapılmıştır. Test sonuçları karşılaştırma ve değerlendirme bölümünde paylaşılmıştır.

5. KARŞILAŞTIRMA VE DEĞERLENDİRME

Bu bölümde, yapılan testler sonucunda elde edilen sonuçlar otomotiv sektörü ve uygulama alanları açısından değerlendirilecektir. Ayrıca, malzeme modelleme sonrasında malzeme modelinin doğruluğunu kontrol etmek için her iki yöntem ile elde edilen sonuçlar karşılaştırılacak ve karşılaştırma sonuçları grafikler halinde sunulacaktır.

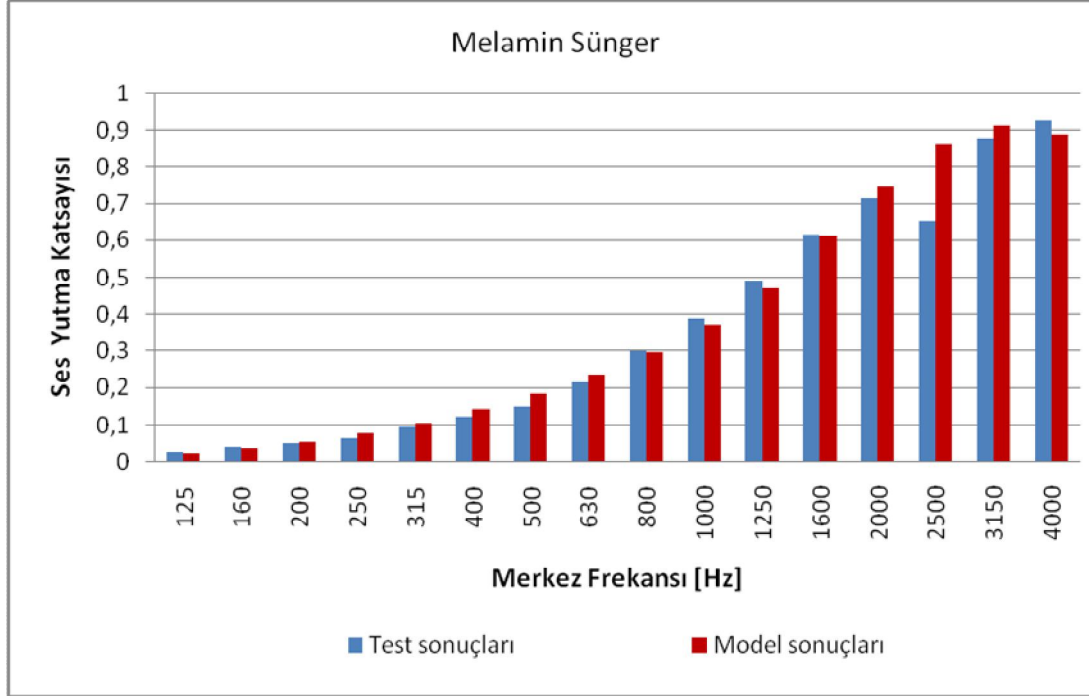
5.1 Ses Yutma Katsayısı Test ve Model Sonuçlarının Karşılaştırılması

Ses yutumu ile ilgili sonuçlar incelendiğinde, model sonuçlarının test sonuçlarına oldukça yakın olduğu gözlenmiştir. Model sonuçları davranışsal olarak doğru ve benzer mertebededir. Model ve test sonuçları, Şekil 5.1’de karşılaştırılan 20 mm kalınlığındaki poliüretan sünger ve Şekil 5.4’te gösterilen 16 mm kalınlığındaki polyester keçede ses yutumu açısından benzer davranışlar görülmüştür.

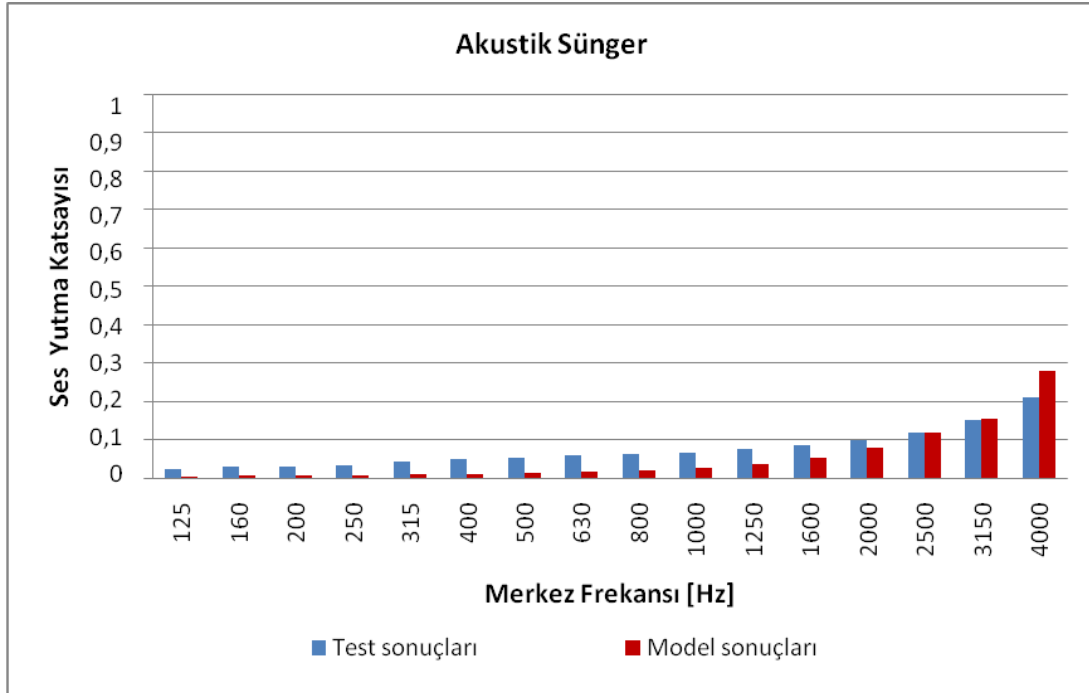


Şekil 5.1 : Poliüretan sünger ses yutma katsayısı test ve model sonuçları.

Şekil 5.2’de gösterilen melamin malzemesi için test ve model sonuçları genel olarak benzerlik taşırken model sonuçlarının 2500 Hz civarındaki gerçek davranışı yakalayamadığı izlenmiştir. En düşük yutum performansı ise Şekil 5.3’te sonuçları paylaşılan 10 mm kalınlığındaki akustik süngerde görülmüştür.

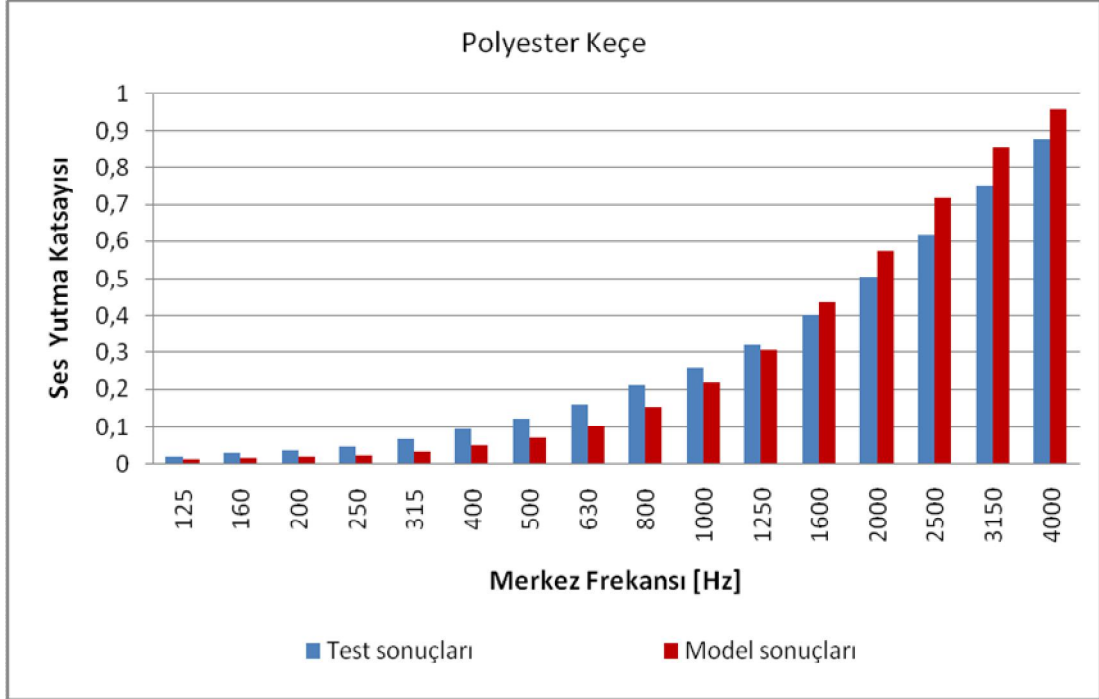


Şekil 5.2 : Melamin sünger ses yutma katsayısı test ve model sonuçları.

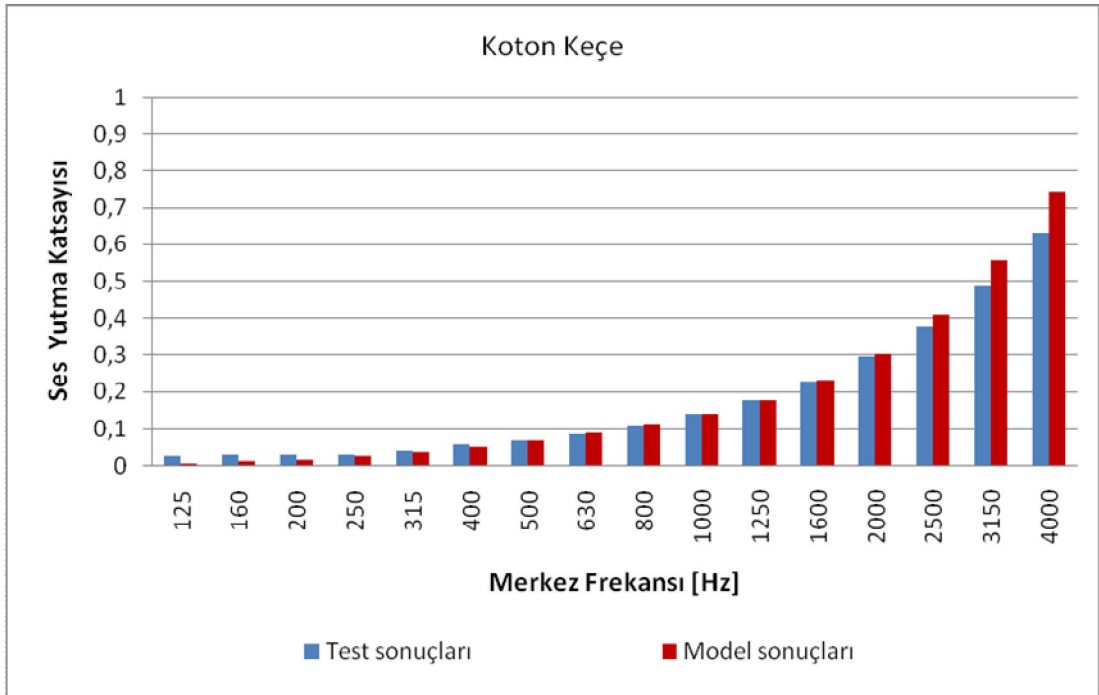


Şekil 5.3 : Akustik sünger ses yutma katsayısı test ve model sonuçları.

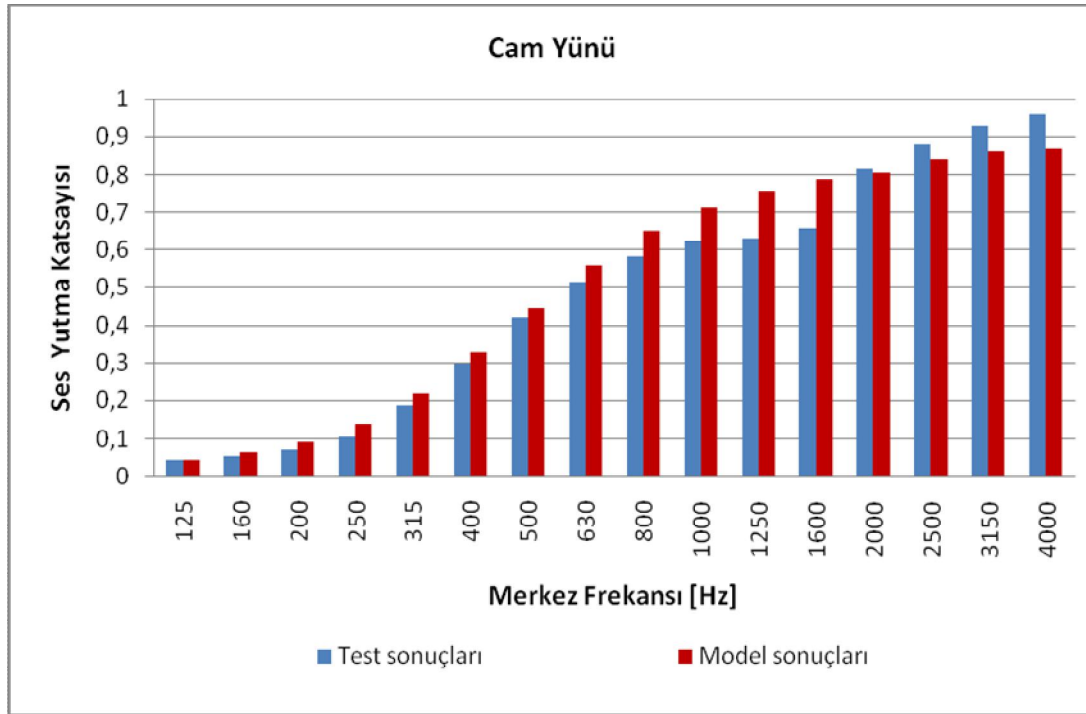
Şekil 5.5’de sonuçları paylaşılan koton keçe için ise test ve model sonuçlarının davranış ve merteye açısından yakın olduğu söylenebilir ve Şekil 5.6’da model ve test sonuçları görülen cam yününde, 1000 Hz sonrasında testlere göre daha yumuşak bir model sonucu gözlenmiştir.



Şekil 5.4 : Polyester keçe ses yutma katsayısı test ve model sonuçları.



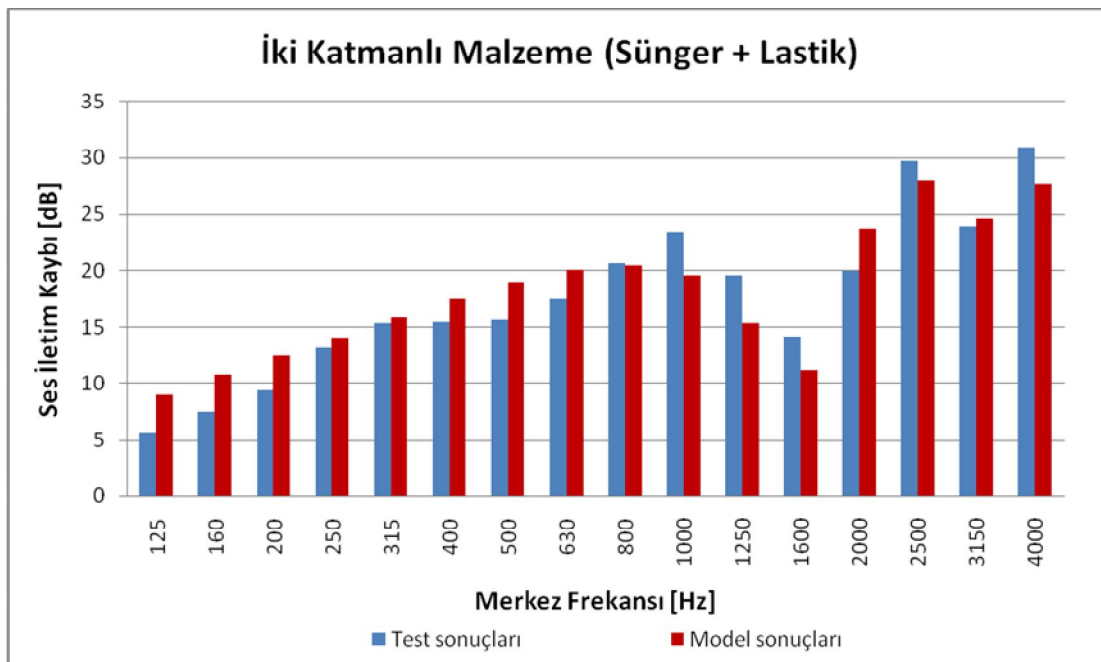
Şekil 5.5 : Koton keçe ses yutma katsayısı test ve model sonuçları.



Şekil 5.6 : Cam yünü ses yutma katsayısı test ve model sonuçları.

5.2 Ses İletim Kayıpları Test ve Model Sonuçlarının Karşılaştırılması

İki katmanlı bariyer elemanı için ses iletim kaybı model sonuçları ve test sonuçları Şekil 5.7’de gösterilmektedir ve karşılaştırma sonucunda davranışsal ve mertebesel olarak yakınsak sonuçlar elde edildiği söylenebilir.



Şekil 5.7 : Bariyer tipi malzemenin ses iletim kaybı test ve model sonuçları.

Model sonuçları test sonuçlarına göre düşük frekanslarda daha yüksek, yüksek frekanslarda daha düşük olarak gözlenmiştir. Temel olarak ses yutumu ve ses iletim kaybı açısından test sonuçlarına bakıldığında yakın sonuçlar alındığı gözlenmektedir fakat model ve test sonuçları arasındaki küçük farkların en temel nedeni malzeme özelliklerinin tam olarak bilinmemesidir. Program tarafından inceleme yapılacak olunursa, ses iletimindeki uyumsuzluğu ortaya çıkaracak en önemli etken malzemelerin makroskopik özelliklerinin kesin olarak bilinmemesidir. Modelleme çalışmalarına başlamadan önce yapılan doğrulama çalışmalarıyla Comet Trim'in doğru makroskopik özellikler verildiği takdirde beklenen sonuçları verdiği görülmüştür. Üçüncü bölümde belirtilen malzeme özellikleri için Comet Trim programına girilen değerler literatürden alınmıştır. Sonuçlar, literatürden alınan ve varsayılan parametre değerlerinin malzemelerin ses iletim kaybı ve ses yutum davranışını belirli ölçüde yansıtan değerler olduğunu fakat en iyi sonuç için bu değerlerin ölçülmesi ve bu şekilde programa girdi sağlanması gerektiğini göstermektedir. Yapılan bu karşılaştırmalar ile, Comet Trim programının malzemenin özellikleri iyi bilindiği takdirde ses iletim kaybı ve ses yutma katsayısı davranışı için doğru tahminlerde bulunduğu sonucuna varılmıştır.

6. GENEL DEĞERLENDİRME

Günümüzde mühendislik alanında, uzun süren test süreçleri yerine bilgisayar destekli programların kullanılmasına doğru bir trend oluşmaktadır. Özellikle otomotiv sektöründe kullanılan akustik malzemelerin performansının belirlenmesi ve geliştirilmesi için endüstride birçok malzeme modelleme programı bulunmaktadır. Bu ürünler, ürün geliştirme sürecinde mühendislere zaman kaybının önüne geçilmesinde yardımcı olmakta ve aynı zamanda iş gücü açısından da fayda sağlamaktadır.

Bahsedilen bilgisayar destekli programlar, akustik performans tahmininde girdi olarak, malzemelerin makroskopik özelliklerine ihtiyaç duymaktadır. Bu malzeme özellikleri ise bu çalışmada belirtilen yöntemlerle ya da her geçen gün geliştirilen yeni tahribatsız yöntemlerle yapılan çok kısa süreli testlerle belirlenebilmektedir.

Ürün geliştirme sürecinin her aşamasında tasarlanan ürünün prototipini üreterek test yapmak oldukça masraflı olmaktadır. Bu yüzden bu tez çalışmasında üzerinde çalışılan ürünü ve yapılan testleri olabildiğince doğru temsil eden bir bilgisayar destekli mühendislik programıyla çalışılmış ve ne kadar doğru tahminler yapabildiği üzerinde incelemeler yapılmıştır. Çalışmada otomotiv endüstrisi göz önüne alınmış ve cam yünü, polyester keçe, poliüretan sünger, akustik sünger, melamin sünger ve koton keçe gibi 6 farklı tek katmanlı gözenekli akustik yutum elemanı ve çift katmanlı bir bariyer elemanı üzerinde çalışılmıştır. Amaç, malzemenin akış direnci, gözeneklilik, iç yapı dağınıklığı gibi makroskopik özellikleri ve malzeme modelleme yazılımlarını kullanarak tek ve çok katmanlı malzemelerin akustik performansını hesaplamak ve model sonuçlarının akustik performansı ne kadar iyi yakınsadığını gözlemleyerek bu doğrultuda otomotiv endüstrisine bir geri bildirim sağlamaktır.

Modelleme öncesinde programın ne kadar doğru tahminler yaptığını kontrol etmek amaçlı, çeşitli makalelerde makroskopik özellikleri ve ses yutma katsayısı sonuçları bilinen malzemeler için modelleme yapılmış ve makalelerdeki sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmalar sonrasında, programın hem mertebe açısından hem de davranış olarak yakınsak değerler verdiği sonucuna varılmıştır.

Malzemelerin sayısal modellenmesinde, Allard ve Biot yöntemini temel alan Comet Trim programı tercih edilmiştir. Malzemeler elastik köpük olarak modellenmiş ve 1/3 oktav bandında 125-4000 Hz frekans aralığında incelenmiştir. Comet Trim programıyla elde edilen sonuçlarla test değerleri karşılaştırılmıştır ve bu karşılaştırma sonucunda, program tarafından yapılan ses yutma katsayısı ve ses iletim kaybı tahminlerinin gerçek değerlere benzer davranış ve mertebede değerler verdiği gözlenmiştir. Model sonuçlarının test sonuçlarına göre, düşük frekanslarda daha yüksek, yüksek frekanslarda ise daha düşük sonuçlar verdiği görülmüştür. Bunun temel nedeni, malzeme değerlerinin çoğunun literatürden alınıyor olmasıdır.

Bu tez çalışması sonucunda, malzemelerin makroskopik özellikleri kullanılarak tek ve çok katmanlı malzemelerin modellenmesi sağlanmıştır ve akustik malzemelerin performansının belirlenmesi ve geliştirilmesi için akustik malzeme modelleme programlarının kullanılması zaman ve iş gücü açısından kazanç sağlayacağı sonucuna varılmıştır. Ayrıca, makroskopik özelliklerin, ses yutma katsayısı ve ses iletim kaybı üzerinde oldukça etkili olduğu gözlenmiştir.

Makroskopik özelliklerin tam olarak bilinmesi dahilinde bu çalışmada kullanılan malzeme modelleme programının, ürün geliştirme sürecinde, her yeni malzeme tasarımının ara testlerinin bilgisayar ortamında yapılabilmesine olanak verdiği fakat kullanılacak programda malzemelerin makroskopik özellikleri için ölçümlerle ulaşılmış doğru değerlerin kullanılmasının oldukça önemli olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Bu tez çalışmasının devam ettirilmesi ve geliştirilmesi durumunda, atılması gereken ilk adım malzemelerin makroskopik özelliklerinin ölçümünün yapılarak yapılan bazı kabullerin gözden geçirilmesi ve fiziksel duruma daha yakınlaştırılması olarak belirlenebilir. Bu optimizasyon çalışması sonrasında, konu daha ilerletilebilir ve belirli frekanslarda sönüm veya ses iletim kaybı ihtiyacını karşılayacak yeni ve özel malzemeler üzerine ileri bir çalışma yapılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] **Skinner, C., Peters, J., and Vandenbroeck, J.**, 2006. Acoustic Absorbers: A third way for the management of sound in automobiles, *International Urethanes Technology Exhibition and Conference UTECH Europe*, Maastricht, Netherlands, March 28-30.
- [2] **Rao, M. D.**, 2003: Recent applications of viscoelastic damping for noise control in automobiles and commercial airplanes. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. **262**, no. 3, pp. 457-474.
- [3] **Cox, T. J., and D'Antonio, P.**, 2005: Acoustic Absorbers and Diffusers. Spon Press, London and New York, UK and USA.
- [4] **Zent A. and John, T. L.**, 2007. Automotive sound absorbing material survey results. *Society of Automotive Engineering Noise and Vibration Conference and Exhibition*, Illinois, USA, May 14-17.
- [5] **Url-1** <<http://www.i-car.com.au/pdf/advantage/online/2006/030606>>, alındığı tarih 13.02.2010.
- [6] **Url-2** <<http://hwmsc.en.ec21.com>>, alındığı tarih 10.04.2010.
- [7] **Brandstatt, P., Fuchs, H., and Roller, M.**, 2002: Novel silencers and absorbers for wind tunnels and acoustic test cells. *Noise Control Engineering Journal*. Vol. **50**, no. 2, pp. 41-49.
- [8] **Ver, I. L., and Beranek, L. L.**, 2006: Noise and Vibration Control Engineering Principles and Applications 2nd Edition. John Wiley & Sons, USA.
- [9] **Ingard, U.**, 2010: Noise Reduction Analysis. Jones and Bartlett Publishers, USA.
- [10] **Ingard, U.**, 2008: Notes on Acoustics. Infinity Science Press LLC, USA.
- [11] **Barron, R. F.**, 2003: Industrial Noise Control and Acoustics. Marcel Dekker, New York, USA.
- [12] **Everest, F. A., and Pohlmann, K. C.**, 2009: Master Handbook of Acoustics 5th Edition. Mc Graw Hill, USA.
- [13] **Fahy, F., and Walker, J.**, 2005: Advanced Applications in Acoustics, Noise and Vibration. Spon Press, London and New York, UK and USA.
- [14] **Bies, D. A., and Hansen, C. H.**, 2009: Engineering Noise Control Theory and Practice 4th Edition. Spon Press, London and New York, UK and USA.
- [15] **Url-3** <<http://www.navcon.com/zorba.htm>>, alındığı tarih 12.01.2010.
- [16] **Url-4** <http://www.cometacoustics.com/index_files/trim.htm>, alındığı tarih 14.01.2010.
- [17] **Url-5** <<http://www.geodict.com/index.php?lang=en>>, alındığı tarih 12.01.2010.

- [18] **Url-6** <<http://www.nvo.com/winmls/winflag21>>, alındığı tarih 12.01.2010.
- [19] **Morse, P. M., Bolt, R. H., and Brown, R. L.**, 1942: Relation between Acoustic Impedance and Flow Resistance of Porous Acoustic Materials. *Journal of the Acoustical Society of America*. Vol. **12**, pp. 475-476.
- [20] **Morse, P. M., and Bolt, R. H.**, 1944: Sound Waves in Rooms. *Reviews of Modern Physics*. Vol. **16**, pp. 69-150.
- [21] **Tijdeman, H.**, 1975: On the Propagation of Sound Waves in Cylindrical Tubes. *Journal of Sound and Vibration*. Vol. **39**, no. 1, pp. 1-33.
- [22] **Stinson, M. R.**, 1991: The Propagation of Plane Sound Waves in Narrow and Wide Circular Tubes, and Generalization to Uniform Tubes of Arbitrary Cross-Sectional Shape. *Journal of the Acoustical Society of America*. Vol. **89**, no. 2, pp. 550-558.
- [23] **Crandall, I. B.**, 1927: Theory of Vibrating Systems and Sound. Van Nostrand Company, New York, USA.
- [24] **Monna, A. F.**, 1938: Absorption of Sound by Porous Wall. *Physica*. Vol. **5**, pp. 129-142.
- [25] **Zwikker, C., and Kosten, C. W.**, 1949: Sound Absorbing Materials. Elsevier, New York, USA.
- [26] **Smith, P. G., and Greenkorn, R. A.**, 1972: Theory of Acoustical Wave Propagation in Porous Media. *Journal of the Acoustical Society of America*. Vol. **52**, pp. 247-253.
- [27] **Attenborough, K.**, 1972: The Influence of Microstructure on Propagation in Porous Fibrous Absorbents. *Journal of Sound and Vibration*. Vol. **16**, no. 3, pp. 419-442.
- [28] **Delaney, M. E., and Bazley, E. N.**, 1970: Acoustical Properties of Fibrous absorbent Materials. *Applied Acoustics*. Vol. **3**, pp. 105-116.
- [29] **Attenborough, K.**, 1982: Acoustical Characteristics of Porous Materials. *Physics Reports*. Vol. **82**, no. 3, pp. 105-116.
- [30] **Twersky, V.**, 1962: On Scattering of Waves by Random Distributions: I. Free Space Scatter Formalism. *Journal of Math. Physics*. Vol. **3**, pp. 700.
- [31] **Beranek, L. L.**, 1947: Acoustical Properties of Homogeneous, Isotropic Rigid Tiles and Flexibles Blankets. *Journal of the Acoustical Society of America*. Vol. **19**, pp. 556-558.
- [32] **Kosten, C. W., and Jansen, J. H.**, 1957: Acoustical Properties of Flexible Porous Materials. *Acustica*. Vol. **7**, pp. 272-278.
- [33] **Biot, M. A.**, 1956: General Solutions of the Equations of Elasticity and Consolidation for a Porous Material. *Journal of Applied Mechanics*. Vol. **78**, pp. 91-96.
- [34] **Biot, M. A.**, 1956: Theory of Propagation of Elastic Waves in a Fluid-Saturated Porous Solid: I. Low Frequency Range, II. High Frequency Range. *Journal of the Acoustical Society of America*. Vol. **28**, pp. 168-191.

- [35] **Allard, J. F., Champoux, Y., and Depollier, C.,** 1987: Modelization of Layered Sound Absorbing Materials with Transfer Matrices. *Journal of the Acoustical Society of America*. Vol. **82**, no. 5, pp. 1792-1796.
- [36] **Allard, J. F., Depollier, C., and Rebillard, P.** 1989: Inhomogeneous Biot Waves in Layered Media. *Journal of Applied Physics*. Vol. **66**, no. 6, pp. 2278-2284.
- [37] **Allard, J. F.,** 1993: Propagation of Sound in Porous Media: Modelling Sound Medium. Elsevier Science Publishers Ltd., New York, USA.
- [38] **Kawasima, Y.,** 1960: Sound Propagation in a Fiber Block as a Composite Medium. *Acustica*. Vol. **10**, pp. 208-217.
- [39] **Voronina, N.,** 1994: Acoustic Properties of Fibrous Materials. *Applied Acoustics*. Vol. **42**, pp. 165-174.
- [40] **Nichols, R. H.,** 1947: Flow Resistance Characteristics of Fibrous Acoustical Materials. *Journal of the Acoustical Society of America*. Vol. **19**, no. 5, pp. 866-871.
- [41] **Iberall, A. S.,** 1950: Permeability of Glass Wool and Other Highly Porous Media. *Journal of Research of the National Bureau of Standards*. Vol. **45**, no. 5, pp. 398-406.
- [42] **Ward, J. C.,** 1964: Turbulent Flow in Porous Media. *Journal of the Hydraulics Division*. Vol. **90**, pp. 1-12.
- [43] **Beavers, G. S., and Sparow, E. M.,** 1969: Non-Darcy Flow Through Fibrous Porous Media. *Journal of Applied Mechanics*. Vol. **36**, pp. 711-714.
- [44] **Masha, B. A., Beavers, G. S., and Sparow E. M.,** 1974: Experiments on the Resistance Law for Non-Darcy Compressible Gas Flows in Porous Media. *Journal of Fluid Engineering*. pp. 353-357.
- [45] **Tarnow, V.,** 1996: Airflow Resistivity of Models of Fibrous Acoustic Materials. *Journal of the Acoustical Society of America*. Vol. **10**, no. 6, pp. 3706-3713.
- [46] **Bies, A., and Hansen, C. H.,** 1980: Flow Resistance Information for Acoustical Design. *Applied Acoustics*. Vol. **13**, pp. 357-391.
- [47] **Ingard, K. U.,** 1981: Locally and Nonlocally Reacting Flexible Porous Layers: A Comparison of Acoustical Properties. *Journal of Engineering for Industry*. Vol. **103**, pp. 302-313.
- [48] **Ingard, K. U., and Dear, T. A.,** 1985: Measurement of Acoustic Flow Resistance. *Journal of Sound and Vibration*. Vol. **103**, no. 4, pp. 567-572.
- [49] **Dunn, P. I., and Davern, W. A.,** 1986: Calculation of Acoustic Impedance of Multi-Layer Absorbers. *Applied Acoustics*. Vol. **19**, pp. 321-334.
- [50] **Beranek, L.,** 1942: Acoustical impedance of porous materials. *Journal of the Acoustical Society of America*. Vol. **13**, pp. 248-260.
- [51] **Champoux, Y., Stinson, M. R., and Daigle G. A.,** 1991: Airbased system for the measurement of porosity. *Journal of the Acoustical Society of America*. Vol. **89**, no. 2, pp. 910-916.

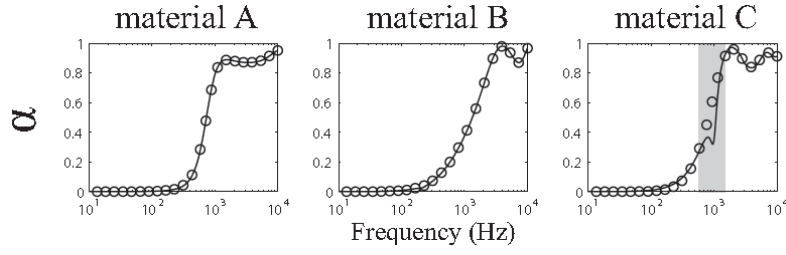
- [52] **Champoux, Y., and Stinson, M. R.,** 1992: On Acoustical Models for Sound Propagation in Rigid Frame Porous Materials and Influence of Shape Factors. *Journal of the Acoustical Society of America*. Vol. **92**, pp. 1120-1131.
- [53] **Mueller, P. P., and Tschudi, H. R.,** 1989. Modelling of Flat Multi-Layer Acoustic Structures with Transfer Matrices, *SAE Technical Paper Series*, No: 891136.
- [54] **Bolton, J. H., Kang, Y. J.,** 1997. Elastic Porous Materials for Sound Absorption and Transmission Control *SAE Technical Paper Series*, No: 971878.
- [55] **Bolton, J. S., Katragadda, S., Lai, H. Y., and Alexander, J. H.,** 1997. Layered Fibrous Treatments for a Sound Absorption and Sound Transmission, *SAE Technical Paper Series*, No: 972064.
- [56] **Hong, J. H., Lee, S., Hong, J. M., Bae, Y. K., Kim, S. K., and Kim, J.,** 1998. Porous Elastic Behavior of Open Cell Foam, *SAE Technical Paper Series*, No: 980965.
- [57] **Song, B. H., and Bolton, J. S.,** 1999. Transfer Matrix Approach to the Estimation of the Fundamental Acoustical Properties of Noise Control Materials, *SAE Technical Paper Series*, No: 1999-01-1667.
- [58] **Ernster, S., Tudor, J., and Kathawate, G.,** 1999. Acoustical Advantages of a New Polypropylene Absorbing Material, *SAE Technical Paper Series*, No: 1999-01-1669.
- [59] **Lee, J. H., Kim, J., and Kim, H. J.,** 2001. Sound Transmission through Cylindrical Double-Walled Shells Sandwiching Porous Material, *SAE Technical Paper Series*, No: 2001-01-1518.
- [60] **Calçada, M., and Gerges, S. N. Y.,** 2006. Models for Prediction of Sound Transmission through the Inner Dash Insulator, *SAE Technical Paper Series*, No: 2006-01-2709.
- [61] **Serry Ahmed, M. Y., Lee, P. C., Park, C. B., and Atalla, N.,** 2006. Application of Novel Viscoelastic Microcellular Foams for Passive Noise Control in Automotive Body Structures, *SAE Technical Paper Series*, No: 2006-01-0707.
- [62] **Atalla, Y., Atalla, N., Fu, J., and Naguib, H. E.,** 2006. The Effect of Processing Parameters on the Acoustical Efficiency of Open Cell PMMA Materials, *SAE Technical Paper Series*, No: 2006-01-0711.
- [63] **Hurley, J. S.,** 2007. Natural Fiber Based Lightweight Sound Absorber Materials, *SAE Technical Paper Series*, No: 2007-01-2197.
- [64] **Han, J., Herrin, D. W., and Seybert, A. F.,** 2007. Accurate Measurement of Small Absorption Coefficients, *SAE Technical Paper Series*, No: 2007-01-2224.
- [65] **Cuesta, M., and Cobo, P.,** 2008. Design of microperforated panels for broadband noise application inside vehicles, *SAE Technical Paper Series*, No: 2008-36-0522.

- [66] **Pan, J., and Jackson, P.**, 2009. Review of Test Methods for Material Properties of Elastic Porous Materials. *SAE Technical Paper Series*, No: 2009-01-2135.
- [67] **Özgülven, N.**, 1986: Endüstriyel Gürültü Kontrolü. TMMOB Makine Mühendisleri Odası, Ankara.
- [68] **Url-7** <<http://www.inceusa.org/nc07>>, alındığı tarih 11.02.2010
- [69] **Ravindran, A.**, 2007. Investigation of Inverse Acoustical Characterization of Porous Materials Used in aircraft Noise Control Application, Master of Science *Thesis*, Wichita State University, Kansas, USA.
- [70] **Sagartzazu, X., Hervella-Nieto, L., and Paagalday, J. M.**, 2008: Review in Sound Absorbing Materials. *Archives of Computational Methods in Engineering*. Vol. **15**, no. 3, pp. 311-342.
- [71] **Url-8** <<http://www.rieter.com>>, alındığı tarih 17.02.2010
- [72] **Pan, J., Saha, P., Veen, J. R.**, 2007. Random Incidence Sound Absorption Measurement of Automotive Seats in Small Size Reverberation Rooms, *Society of Automotive Engineering Technical Paper*, No: 2007-01-2194.
- [73] **Url-9** <<http://www.bksv.com/doc/bv0059.pdf>>, alındığı tarih 14.03.2010
- [74] **Url-10** <<http://www.bksv.com/doc/bp1039.pdf>>, alındığı tarih 14.03.2010
- [75] **TS-EN-29053**, 1996. Hava akış direncinin tayini, *Türk Standartları Enstitüsü*, Ankara.

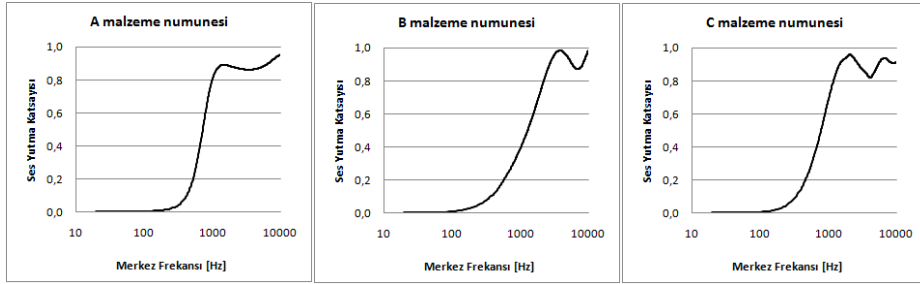
EKLER

EK A.1 : Comet Trim ile yapılan doğrulama çalışması

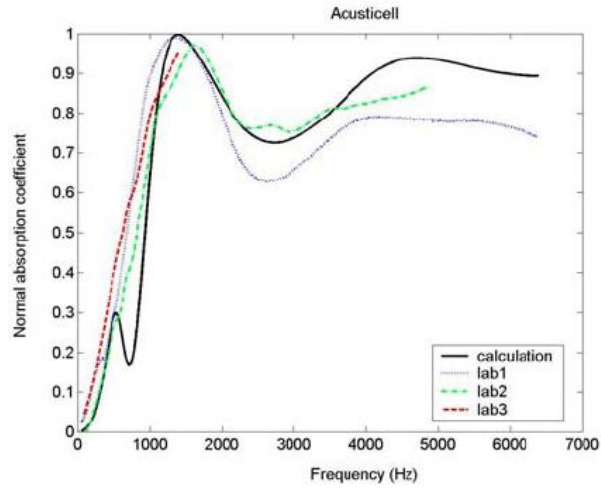
EK A.1



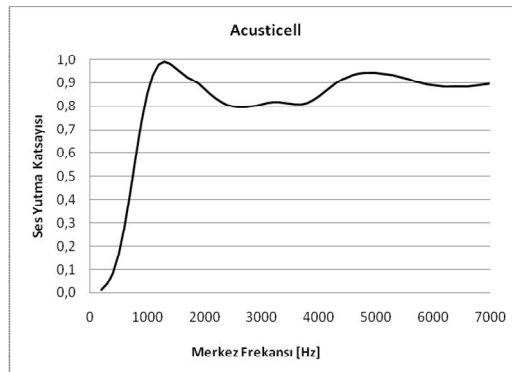
Şekil A.1 : Farklı malzeme tipleri için ses yutma katsayısı değerleri [70].



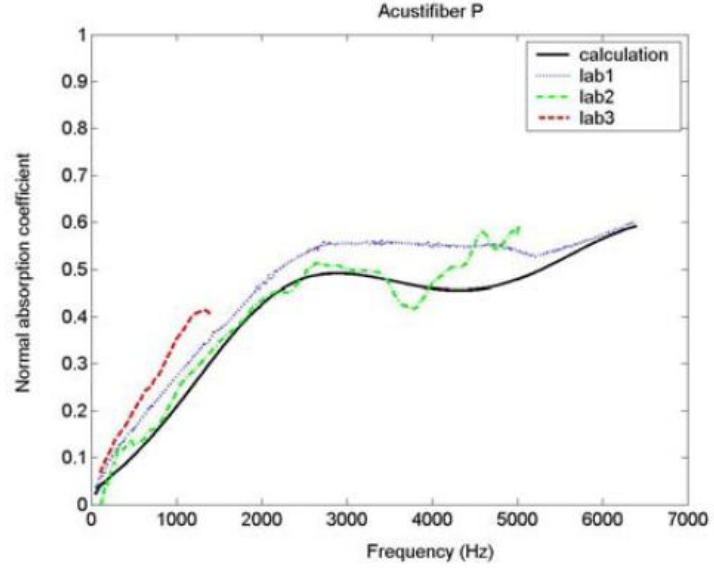
Şekil A.2 : Comet Trim ile bulunan değerler.



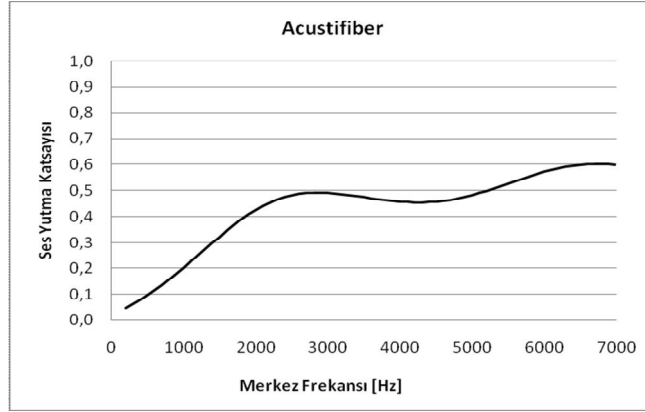
Şekil A.3 : Acousticell malzemesi ses yutma katsayısı değerleri [70].



Şekil A.4 : Comet Trim ile bulunan Acousticell ses yutma katsayısı değerleri.



Şekil A.5 : Acoustifiber malzemesi ses yutma katsayısı değerleri [70].



Şekil A.6 : Comet Trim ile bulunan Acoustifiber ses yutma katsayısı değerleri.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Güzide Tuğçe Vidinlimen

Doğum Yeri ve Tarihi: İstanbul, 13/11/1984

Lisans Üniversitesi: İstanbul Teknik Üniversitesi

Makina Mühendisliği (2003 – 2007)