

**BURSA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ❖ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**GÖZENEKLİ SES YALITIM MALZEMELERİNİN AKUSTİK  
PARAMETRELERİNİN BELİRLENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Mustafa YOSUN**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**HAZİRAN 2018**



**BURSA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ❖ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**GÖZENEKLİ SES YALITIM MALZEMELERİNİN AKUSTİK  
PARAMETRELERİNİN BELİRLENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Mustafa YOSUN  
(130801002)**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Tez Danışmanı: Doç. Dr. Hakan GÖKDAĞ**

**HAZİRAN 2018**

BTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 130801002 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Mustafa YOSUN, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "GÖZENEKLİ SES YALITIM MALZEMELERİNİN AKUSTİK PARAMETRELERİNİN BELİRLENMESİ" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

**Tez Danışmanı :** **Doç. Dr. Hakan GÖKDAĞ** .....  
Bursa Teknik Üniversitesi

**Jüri Üyeleri :** **Prof. Dr. Kenan YILDIRIM** .....  
Bursa Teknik Üniversitesi

**Doç. Dr. Kadir ÇAVDAR** .....  
Uludağ Üniversitesi

**Savunma Tarihi :** 11 Haziran 2018

**FBE Müdürü :** **Doç. Dr. Murat ERTAŞ** .....  
Bursa Teknik Üniversitesi ...../...../.....





*Destęini esirgemeyen sevgili eşime ve çocuklarıma,*

## ÖNSÖZ

Tezimi destekleyen ve yardımını esirgemeyen tez danışmanım Hakan GÖKDAĞ'a ve imkanlarını kullanarak benzer alanlardaki projelerinde yer aldığım ve halen çalışmakta olduğum DTA Mühendislik firmasına içtenlikle teşekkürlerimi sunarım.

Haziran 2018

Mustafa YOSUN

## İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
<b>ÖNSÖZ</b> .....	v
<b>KISALTMALAR</b> .....	viii
<b>SEMBOLLER</b> .....	ix
<b>ÇİZELGE LİSTESİ</b> .....	xi
<b>ŞEKİL LİSTESİ</b> .....	xii
<b>ÖZET</b> .....	xv
<b>SUMMARY</b> .....	xvi
<b>1. GİRİŞ</b> .....	<b>1</b>
1.1 Tezin Konusu .....	1
1.2 Literatür Araştırması .....	2
1.3 İhtiyaç Analizi .....	3
<b>2. GÖZENEKLİ ORTAMDA SESİN YAYILIMI</b> .....	<b>5</b>
2.1 Temel Ses Kavramları .....	5
2.2 Sesin Yayılımı ve Yalıtımı .....	7
2.2.1 Gürültü kontrolü .....	7
2.2.2 Ses dalgalarının yutumu ve iletimi .....	8
2.3 Gözenekli Malzeme Tanımı .....	10
2.3.1 Akışkan özellikleri .....	11
2.3.2 Akustik (geometrik) özellikler .....	13
2.3.3 Mekanik (yapısal) özellikler .....	18
2.4 Gözenekli Malzeme Modelleme Yaklaşımları .....	19
2.4.1 Poroelastik model .....	19
2.4.2 Eşdeğer akışkan modeller .....	24
2.5 Sayısal Benzetim Modelleri .....	26
2.5.1 Deneysel modeller .....	26
2.5.2 Analitik modeller .....	28
2.5.3 Olgusal modeller .....	30
<b>3. AKUSTİK MALZEME ÖLÇÜMLERİ</b> .....	<b>33</b>
3.1 Karakteristik Parametrelerin Ölçüm Yöntemleri .....	33
3.1.1 Doğrudan ölçüm yöntemleri .....	34
3.1.2 Dolaylı ölçüm yöntemleri .....	41
3.1.3 Parametrelerin uyum şartları .....	42
3.2 Empedans Tüpü Ölçümü .....	43
3.2.1 Empedans tüpünün boyutlandırılması .....	44
3.2.2 Empedans tüpünde sesin yayılımı .....	45
3.2.3 Transfer matris formülasyonu .....	47
3.2.4 Akustik performans değerlerinin hesaplanması .....	49
3.2.5 Karakteristik akustik özelliklerin hesaplanması .....	50
<b>4. AKUSTİK ANALİZ YÖNTEMLERİ</b> .....	<b>52</b>
4.1 Yöntemlerin Frekans Limitleri .....	53
4.2 Sonlu Eleman Tabanlı Titreşim-Akustik Analizler .....	54



4.2.1 Sonlu eleman tabanlı titreşim-akustik analizleri çözüm yaklaşımları.....	55
4.2.2 Gözenekli malzeme için sonlu eleman modelleme kriteri .....	55
4.2.3 Gözenekli elastik malzemede enerji dağılımı .....	56
<b>5. NÜMERİK ÇALIŞMALAR.....</b>	<b>58</b>
5.1 Referans Parametrelerinin Oluşturulması .....	58
5.2 Sanal Empedans Tüpü Ölçümü .....	59
5.2.1 Sonlu eleman modelleme .....	59
5.2.2 Malzeme tanımlama .....	60
5.2.3 Analiz sınır şartları .....	60
5.3 Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi.....	61
<b>6. PARAMETRE TAHMİNİ.....</b>	<b>65</b>
6.1 Parametrelerin Hassasiyeti .....	67
6.2 Hata Fonksiyonunun Belirlenmesi .....	70
6.3 Optimizasyon Yöntemleri .....	72
6.3.1 Optimizasyon yöntemlerinin karşılaştırılması .....	74
<b>7. SONUÇLAR .....</b>	<b>81</b>
<b>KAYNAKLAR .....</b>	<b>83</b>
<b>EKLER.....</b>	<b>87</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ.....</b>	<b>107</b>

## KISALTMALAR

<b>DE</b>	: Differential Evolution
<b>SEM</b>	: Sonlu Eleman Metodu
<b>BGO</b>	: Bütünleşik Geliştirme Ortamı
<b>JCA</b>	: Johanson Champoux Allard
<b>LM</b>	: Levenberg Marquardt
<b>İEA</b>	: İstatistiksel Enerji Analizi
<b>SPL</b>	: Ses Basınç Seviyesi (Sound Pressure Level)
<b>TMM</b>	: Transfer matrisi metodu



## SEMBOLLER

$A, B, C, D$	: Karmaşık ses basınç genlikleri
$c$	: Ses Hızı
$C_p, C_v$	: Sabit basınç ve hacimdeki özgül ısı kapasitesi
$f$	: Frekans
$f_d$	: Ayrışma frekansı
$f_{sd}$	: Serbestlik derecesi
$I$	: Ses şiddeti
$K$	: Akışkan fazın esneklik modülü
$k$	: termal iletim katsayısı
$\tilde{K}_c, \tilde{K}_{eq}$	: Akışkanın etkin ve eşdeğer dinamik esneklik modülü
$k_c, k$	: Etkin dalga sayısı (yayınım sabiti)
$L_p$	: Ses basınç seviyesi
$M$	: Moleküler yoğunluk
$P$	: Basınç
$P_m, P_{rms}$	: Maksimum ve ortalama ses basınçları
$P_{ref}$	: Referans ses basıncı
$Pr, B^2$	: Prandtl sayısı
$R$	: Evrensel gaz sabiti
$R_g$	: Ses yansıtma katsayısı
$T_{11}, T_{12}, T_{21}, T_{22}$	: Transfer matrisi elemanları
$T$	: Periyot
$T_K, T_C$	: Kelvin ve santigrat biriminde sıcaklık
$TL$	: Ses iletim kaybı
$U$	: Yer değiştirme
$W$	: Ses gücü
$Z_c$	: Karakteristik empedans
$u^f$	: Akışkan fazın yer değiştirme vektörü
$u^s$	: Yapısal fazın yer değiştirme vektörü
$\alpha$	: Ses yutum katsayısı
$\alpha_t$	: Termal yayınım katsayısı
$\alpha_\infty$	: Kıvrımlılık
$\gamma$	: Özgül ısı oranı
$\lambda$	: Dalga boyu
$\rho_{11}, \rho_{22}$	: Katı ve akışkan fazların yoğunlukları
$\rho_{12}$	: Katı-akışkan faz atalet kuvvetlerinin etkileşim katsayısı
$\rho_s, \rho_o$	: Katı malzemenin ve akışkanın yoğunluğu
$\tilde{\rho}$	: Katı fazın etkin yoğunluğu
$\rho$	: Yoğunluk
$\tilde{\rho}_c, \tilde{\rho}_{eq}$	: Akışkanın etkin ve eşdeğer dinamik yoğunluğu
$\tau$	: İletim katsayısı
$\nu$	: Kinematik viskozite

$\mu$	: Dinamik viskozite
$\phi$	: Açık gözeneklilik oranı
$\Lambda$	: Karakteristik viskoz uzunluk
$\Lambda'$	: Karakteristik termal uzunluk
$\omega$	: Açısal hız
$\sigma^s, \sigma^f$	: Elastik malzeme ve akışkanın kısmi gerilmesi
$\bar{b}$	: Viskoz sönüm katsayısı
$\hat{\sigma}^s$	: Katı fazın gerilme tensörü
$\tilde{\gamma}$	: Akışkan ve katı fazın etkileşim faktörü
$\varphi$	: Karmaşık dalga sayısının sönüm açısı
$\sigma_r$	: Hava akış direnci
$\sigma$	: Hava akış özdirenci



## ÇİZELGE LİSTESİ

<b>Çizelge 1.1:</b> Bazı ticari akustik özellik ölçüm cihazları. ....	2
<b>Çizelge 2.1:</b> Bazı tipik malzemelerin gözeneklilik değerleri [10]. ....	15
<b>Çizelge 2.2:</b> Çeşitli malzemeler için C katsayıları [31]. ....	27
<b>Çizelge 3.1:</b> Gözenekli malzeme parametreleri ölçüm yöntemleri. ....	33
<b>Çizelge 5.1:</b> Referans özellikleri bilinen gözenekli malzemeler. ....	58
<b>Çizelge 5.2:</b> 1 numaralı numunenin etkin modal kütleleri. ....	62
<b>Çizelge 6.1:</b> Örnek malzeme parametreleri [2]. ....	67
<b>Çizelge 6.2:</b> lmfıit kütüphanesinin desteklediği optimizasyon yöntemleri [59]. ....	73
<b>Çizelge 6.3:</b> Optimizasyonda kullanılacak frekans aralıkları. ....	74
<b>Çizelge 6.4:</b> DE metodu ile tahmin edilen (durum 1) beş akustik parametre. ....	76
<b>Çizelge 6.5:</b> DE metodu ile tahmin edilen (durum 1) beş akustik parametrenin yüzde hata değerleri. ....	76
<b>Çizelge 6.6:</b> LM metodu ile tahmin edilen (durum 2) dört akustik parametre. ....	77
<b>Çizelge 6.7:</b> DE metodu ile tahmin edilen (durum 2) dört akustik parametre. ....	77
<b>Çizelge 6.8:</b> LM ve DE metodu ile tahmin edilen (durum 2) dört akustik parametrenin yüzde hata değerleri. ....	77
<b>Çizelge 6.9:</b> DE metodu ile tahmin edilen (durum 3) akustik parametreler. ....	80
<b>Çizelge 6.10:</b> DE metodu ile tahmin edilen (durum 3) akustik parametreler ( $\phi$ : sabit). ....	80
<b>Çizelge 6.11:</b> DE metodu ile tahmin edilen (durum 3) akustik parametrenin yüzde hata değerleri. ....	80

## ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1: Gözenekli yalıtım malzemelerin bazı kullanım alanları.....	4
Şekil 2.1: Ses dalgalarının gösterimi a) Ses dalgalarının havada oluşturduğu sıkışma ve genişleme, b) Atmosfer basıncının altında ve üstündeki basınç değişiminin gösterimi [4].....	5
Şekil 2.2: Ses kaynakları ve yayılımının şekilsel gösterimi .....	7
Şekil 2.3: Aktif ve pasif gürültü kontrolünde performans aralığı [5].....	8
Şekil 2.4: Sesin ortamda ve malzemede yayılımı.....	9
Şekil 2.5: Gözenekli malzeme kesit görüntüsü [6].....	10
Şekil 2.6: Farklı gözenekli malzemelerin yapıları a) Ağ yapılı sünger b) Yarı ağ yapılı sünger c) Taş Yünü d) Cam Yünü [5].....	10
Şekil 2.7: Ses dalgasının gözenekli malzemede izlediği yol [17] .....	16
Şekil 2.8: Gözenek malzemenin mikro boyutları [6].....	18
Şekil 2.9: Gözenekli malzemelerin yoğunluk ve young modülü değerleri [18].....	19
Şekil 2.10: Biot modeli şematik görüntüsü [19].....	19
Şekil 2.11: Gözenekli malzemede sesin yayılım şekilleri .....	20
Şekil 2.12: Basit gözenekli yapıya sahip malzemelerin benzetim modelleri [32].....	29
Şekil 3.1: Açık gözeneklilik oranı ölçüm sisteminin şeması [37] .....	34
Şekil 3.2: Arşimet prensibi ile gözeneklilik oranı ölçümü .....	35
Şekil 3.3: Poliüretan süngerin electron mikroskopu ile çekilmiş 2 boyutlu bir görüntüsü [41] .....	36
Şekil 3.4: Hava akış öz direnci ölçüm sisteminin şeması [12] .....	36
Şekil 3.5: Hava akış öz direnci ölçüm sisteminin şeması [12] .....	37
Şekil 3.6: Elektriksel direnç yöntemi ile kıvrımlılık test şeması [42] .....	38
Şekil 3.7: Ultrasonik iletim metodu ölçüm şeması [42] .....	39
Şekil 3.8: Ultrasonik yöntem ile gözeneklilik ve kıvrımlılığın ölçümü [39].....	40
Şekil 3.9: Poliüretan süngerin 2 boyutlu görüntüsü [41].....	41
Şekil 3.10: Akustik parametrelerin tahmini için izlenen yol .....	42
Şekil 3.11: ISO 10534-2 ve ASTM E1050 standartlarına dayalı bir empedans tüpünün şematik gösterimi .....	44
Şekil 3.12: ASTM E2611 standardına dayalı dört mikrofona dayalı bir empedans tüpünün şematik gösterimi .....	46
Şekil 3.13: Tüp içerisinde sesin yayılımı.....	47
Şekil 3.14: Tüp içerisindeki akustik malzemeye gelen ses enerjisinin yansımaları ve iletilmesi.....	50
Şekil 3.15: Silindirik bir borudaki gözenekli malzeme .....	51
Şekil 4.1: Uygulamada kullanılan farklı ses yalıtım katmanları [19].....	52
Şekil 4.2: Titreşim akustik probleminde modlarının frekans alanında dağılımı [57]	53
Şekil 4.3: Akustik analiz yöntemlerinin frekans limitleri.....	54
Şekil 5.1: Direkt çözüm yaklaşımı ile analiz akış şeması.....	59
Şekil 5.2: Sanal empedans tüpü ölçümü için sonlu eleman analiz modeli .....	60
Şekil 5.3: #1 numunenin tam biot modelinde enerji kayıpları .....	62

<b>Şekil 5.4:</b> 1 numaralı numunenin sırasıyla 1, 12, 58 ve 151. mod şekilleri.....	63
<b>Şekil 5.5:</b> #1 numunenin rijit, esnek ve elastik modellerin ses iletim kaybı (a) ve ses yutum katsayısı (b).....	63
<b>Şekil 6.1:</b> Parametre tahmin işlemi akış şeması.....	65
<b>Şekil 6.2:</b> #1 numunenin frekansa bağlı karmaşık dalga sayısı (a), karakteristik empedansı (b), dinamik yoğunluğu (c) ve dinamik esneklik modülü (d).....	66
<b>Şekil 6.3:</b> Çizelge 6.1'deki malzemenin ses yutum katsayısı (a) ve ses iletim kaybı (b) [2].....	68
<b>Şekil 6.4:</b> Parametrelerin ses yutum katsayısı (a) ve iletim katsayısı (b) için hassasiyet eğrileri [2].....	69
<b>Şekil 6.5:</b> Hassasiyet matrisi analiz sonucunun ses yutum katsayısı (a) ve iletim katsayısı (b) üzerine etkisi [2].....	69
<b>Şekil 6.6:</b> #1 numune için hesaplanan (durum 1) frekansa bağlı dinamik yoğunluk (a) ve dinamik esneklik modülü (b) hata değerleri.....	75
<b>Şekil 6.7:</b> #1 numunenin referans ve tahmin edilen (durum 1) ses iletim kaybı (a) ve ses yutum katsayısı (b).....	75
<b>Şekil 6.8:</b> #1 numune için hesaplanan (durum 2) frekansa bağlı dinamik yoğunluk (a) ve dinamik esneklik modülü (b) hata değerleri.....	76
<b>Şekil 6.9:</b> #1 numunenin referans ve tahmin edilen (durum 2) ses iletim kaybı (a) ve ses yutum katsayısı (b).....	77
<b>Şekil 6.10:</b> #1 numune için hesaplanan (durum 3) hata değerleri ( $\phi_0:0,8$ ).....	78
<b>Şekil 6.11:</b> #1 numune için hesaplanan (durum 3) hata değerleri ( $\phi_0:0,96$ ).....	78
<b>Şekil 6.12:</b> #1 numunenin LM metodu ile hesaplanan (durum 3) ses iletim kaybı (a) ve ses yutum katsayısı (b).....	79
<b>Şekil 6.13:</b> #1 numunenin DE metodu ile hesaplanan (durum 3) ses iletim kaybı (a) ve ses yutum katsayısı (b).....	79
<b>Şekil B.1:</b> #2 numunenin tam biot modelinde enerji kayıpları.....	96
<b>Şekil B.2:</b> #3 numunenin tam biot modelinde enerji kayıpları.....	96
<b>Şekil B.3:</b> #4 numunenin tam biot modelinde enerji kayıpları.....	96
<b>Şekil B.4:</b> #5 numunenin tam biot modelinde enerji kayıpları.....	97
<b>Şekil C.1:</b> #2 numunenin rijit, esnek ve elastik modellerin ses iletim kaybı (a) ve ses yutum katsayısı (b).....	97
<b>Şekil C.2:</b> #3 numunenin rijit, esnek ve elastik modellerin ses iletim kaybı (a) ve ses yutum katsayısı (b).....	97
<b>Şekil C.3:</b> #4 numunenin rijit, esnek ve elastik modellerin ses iletim kaybı (a) ve ses yutum katsayısı (b).....	97
<b>Şekil C.4:</b> #5 numunenin rijit, esnek ve elastik modellerin ses iletim kaybı (a) ve ses yutum katsayısı (b).....	98
<b>Şekil D.1:</b> #2 numunenin frekansa bağlı karmaşık dalga sayısı (a), karakteristik empedansı (b), dinamik yoğunluğu (c) ve dinamik esneklik modülü (d).....	98
<b>Şekil D.2:</b> #3 numunenin frekansa bağlı karmaşık dalga sayısı (a), karakteristik empedansı (b), dinamik yoğunluğu (c) ve dinamik esneklik modülü (d).....	98
<b>Şekil D.3:</b> #4 numunenin frekansa bağlı karmaşık dalga sayısı (a), karakteristik empedansı (b), dinamik yoğunluğu (c) ve dinamik esneklik modülü (d).....	99
<b>Şekil D.4:</b> #5 numunenin frekansa bağlı karmaşık dalga sayısı (a), karakteristik empedansı (b), dinamik yoğunluğu (c) ve dinamik esneklik modülü (d).....	100
<b>Şekil E.1:</b> #2 numunenin referans ve tahmin edilen (durum 1) ses iletim kaybı (a) ve ses yutum katsayısı (b).....	100

<b>Şekil E.2:</b> #2 numunenin referans ve tahmin edilen (durum 2) ses iletim kaybı (a) ve ses yutum katsayısı (b) .....	100
<b>Şekil E.3:</b> #3 numunenin referans ve tahmin edilen (durum 1) ses iletim kaybı (a) ve ses yutum katsayısı (b) .....	100
<b>Şekil E.4:</b> #3 numunenin referans ve tahmin edilen (durum 2) ses iletim kaybı (a) ve ses yutum katsayısı (b) .....	100
<b>Şekil E.5:</b> #4 numunenin referans ve tahmin edilen (durum 1) ses iletim kaybı (a) ve ses yutum katsayısı (b) .....	101
<b>Şekil E.6:</b> #4 numunenin referans ve tahmin edilen (durum 2) ses iletim kaybı (a) ve ses yutum katsayısı (b) .....	101
<b>Şekil E.7:</b> #5 numunenin referans ve tahmin edilen (durum 1) ses iletim kaybı (a) ve ses yutum katsayısı (b) .....	101
<b>Şekil E.8:</b> #5 numunenin referans ve tahmin edilen (durum 2) ses iletim kaybı (a) ve ses yutum katsayısı (b) .....	102
<b>Şekil F.1:</b> #2 numunenin hesaplanan (durum 3) hata değerleri .....	103
<b>Şekil F.2:</b> #3 numunenin hesaplanan (durum 3) hata değerleri .....	103
<b>Şekil F.3:</b> #4 numunenin hesaplanan (durum 3) hata değerleri .....	103
<b>Şekil F.4:</b> #5 numunenin hesaplanan (durum 3) hata değerleri .....	103
<b>Şekil G.1:</b> #2 numunenin DE metodu ile hesaplanan(durum 3)hata fonksiyonları	104
<b>Şekil G.2:</b> #2 numunenin DE metodu ile tahmin edilen (durum 3) ses iletim kaybı (a) ve ses yutum katsayısı (b) .....	104
<b>Şekil G.3:</b> #3 numunenin DE metodu ile hesaplanan(durum 3)hata fonksiyonları	104
<b>Şekil G.4:</b> #3 numunenin DE metodu ile tahmin edilen (durum 3) ses iletim kaybı (a) ve ses yutum katsayısı (b) .....	105
<b>Şekil G.5:</b> #4 numunenin DE metodu ile hesaplanan(durum 3)hata fonksiyonları	105
<b>Şekil G.6:</b> #4 numunenin DE metodu ile tahmin edilen (durum 3) ses iletim kaybı (a) ve ses yutum katsayısı (b) .....	105
<b>Şekil G.7:</b> #5 numunenin DE metodu ile hesaplanan(durum 3)hata fonksiyonları	106
<b>Şekil G.8:</b> #5 numunenin DE metodu ile tahmin edilen (durum 3) ses iletim kaybı (a) ve ses yutum katsayısı (b) .....	106



## GÖZENEKLİ SES YALITIM MALZEMELERİNİN AKUSTİK PARAMETRELERİNİN BELİRLENMESİ

### ÖZET

Bu çalışmada, pasif gürültü kontrol uygulamalarında kullanılan gözenekli ve lifli malzemelerin akustik özelliklerinin karakterize edilmesi incelenmiştir. Bu tür malzemeler akustik etkilerin kritik sonuçlar doğurduğu ve akustik konforun önemli olduğu otomotiv, havacılık, medikal, beyaz eşya sektörü ve mimaride sıklıkla kullanılmaktadır. Akustik davranışı etkileyen parametrelerinin bilinmesi bu gibi malzemelerin doğru bir şekilde değerlendirilebilmesi ve kullanılabilmesi için oldukça önemlidir. Ayrıca sonlu eleman ve istatistiksel enerji tabanlı nümerik analiz yöntemleri ile gözenekli malzemelerin uygulama alanlarındaki akustik performansları analiz edilebilmektedir. Akustik analizleri gerçekleştirebilmek için gözenekli malzemelerin karakteristik parametrelerinin bilinmesi gerekmektedir.

Gözenekli malzemelerin akustik parametrelerini tespit etmek için belirli standartlara ve akademik literatüre dayalı birçok doğrudan ölçüm yöntemi vardır. Ancak doğrudan ölçüm yöntemleri zaman alıcı ve oldukça pahalıdır. Alternatif olarak geniş frekans aralığında sesin gözenekli ortamda yayılımını temsil eden akustik parametreleri içeren olgusal benzetim modelleri kullanılarak dolaylı bir çalışma ile bu parametreler elde edilebilir. Bu yöntem malzemelerin empedans tüpü ölçümünden elde edilen karakteristik akustik özelliklerine ait eğriler ve bu özelliklerin hesaplanabildiği sayısal benzetim modeli ile kurulan bir optimizasyon probleminin çözümünü gerektirir.

Malzemelerin akustik davranışını etkileyen akustik parametrelerinin doğru bir şekilde tespit edilebilmesi için kullanılan yaklaşımların ve uygulanan yöntemin doğruluğunun sınanması gerekmektedir. Bu amaçla karakterize etme yönteminin belirlenmesi ve doğrulama için sonlu elemanlar akustik analiz yöntemi ile sanal bir empedans tüpü ölçüm sistemi üzerinden bu çalışma gerçekleştirilmiştir. Elastik ve akustik parametreler ile numunelerin tam biot modelleri oluşturulmuştur. Elde edilen sonuçlardan gözenekli malzemedeki enerji kayıpları ve eşdeğer akustik ortam modelleme yaklaşımları dikkate alınarak akustik parametreler tahmin edilmiştir. Tahmin edilen parametrelerin doğruluğu sanal empedans tüpü ölçümünde kullanılan akustik parametreler referans alınarak karşılaştırılmıştır. Ayrıca parametre tahmininde kullanılan optimizasyon metodlarının başarısı da incelenmiştir. Gerekli hesaplamalar ve tahmin işlemleri için Python programlama dili ve optimizasyon kütüphanelerinden faydalanılmıştır.

**Anahtar kelimeler:** Gözenekli malzeme, parametre tahmini, sonlu eleman akustik analizi, tam biot model, akustik özellik, pasif gürültü kontrolü

# DETERMINATION OF ACOUSTIC PARAMETERS OF POROUS SOUND INSULATION MATERIALS

## SUMMARY

In this study, characterization of the acoustic parameters of porous and fibrous materials used in passive noise control applications has been investigated. Such materials are frequently used in automotive, aerospace, medical, home appliance sectors and architectures where acoustical effects have critical consequences and acoustic comfort is important. Knowing the parameters affecting acoustic behavior is quite important for correct evaluation and usage of these kinds of materials. Also, acoustic performance of the porous materials can be analyzed with finite element and statistical energy based numeric analysis methods. Characteristic parameters of porous materials must be known in order to be able to perform acoustic analyzes.

There are many direct measurement methods based on academic literature and specific standards to determine the acoustic parameters of porous materials. However, direct measurement methods are time consuming and quite expensive. Alternatively, these parameters can be obtained by an indirect study using phenomenological models that include acoustic parameters representing the propagation of the sound in the porous medium over a wide frequency range. This method requires the solution of an optimization problem which is created with characteristic curves which is obtained from impedance tube measurement and calculated from phenomenological models.

It is necessary to validate the accuracy of the approaches and the method used to determine accurately the parameters affecting the acoustic behaviour of the materials. For this purpose, this study been carried out using a virtual impedance tube measurement to determinate and validate the estimation method. Full biot models of specimens have been created with elastic and acoustic parameters. Acoustic parameters were estimated from the obtained results by taking into account the energy losses in the porous material and equivalent acoustic modeling approaches. The accuracy of the predicted parameters was compared with reference to the acoustic parameters used in the virtual impedance tube measurement. In addition, the success of the optimization methods used in parameter estimation has also been examined. Python programming language and optimization libraries are used for required calculations and parameter estimations.

**Keywords:** Porous material, parameter estimation, finite element acoustic analysis, full biot model, acoustic properties, passive noise control

## 1. GİRİŞ

Gürültü kontrolü uygulanan alanlarda gözenekli ve lifli malzemelerin kullanımı oldukça yaygındır. Kullanılan malzemelerin tipi ve kullanım şekli ortamdaki sesin dağılımını etkilemektedir. Dolayısıyla akustik davranışı etkileyen parametrelerinin bilinmesi malzemelerin doğru bir şekilde değerlendirilebilmesi ve kullanılabilmesi için oldukça önemlidir. Doğru malzeme seçimi, katmanlı yapıların kullanımı ve kullanılan malzemenin en iyi yerleşiminin bulunması günümüzde firmaların akustik alanında uğraştığı önemli Ar-Ge faaliyetleridir. Sanal ürün geliştirme sürecinde, gürültü kontrolünde kullanılan akustik malzemelerin analizleri de oldukça önem kazanmıştır. Malzemelerin karakteristik parametreleri, sonlu eleman metodu (SEM) ve istatistiksel enerji tabanlı (İEA) akustik analiz yazılımlarında malzeme modellemek için gereklidir. Özellikleri bilinen malzemeler, akustik analiz yazılımlarında kullanılarak üretim öncesinde akustik performans açısından en uygun tasarım elde edilebilir. Birçok akustik problemin çözümünde kullanılan yalıtım materyallerinin karakteristik özelliklerini bilmek malzemelerinin ses iletim ve yutum performanslarının değerlendirilmesi için fikir verir.

### 1.1 Tezin Konusu

Bu çalışma kapsamında gözenekli ses yalıtım malzemelerinin performanslarının değerlendirilebilmesi ve bilgisayar destekli akustik analizlerde malzeme tanımlanabilmesi için gerekli akustik parametrelerin elde edilmesi amaçlanmıştır.

Bir gözenekli ortamı temsil eden akustik ve mekanik özelliklerin tespiti için her parametrenin doğrudan ölçümü mümkündür, fakat bu şekilde bir karakterizasyon süreci uzun ve yüksek maliyetli olmaktadır. Dolaylı ölçüm yöntemleri ile çok sayıda parametre, uygun matematik modellerin fiziksel ölçüm sonuçlarına benzetimi sayesinde tahmin edilebilmektedir. Bu çalışmada gözenekli ortam için benzetim modelinin seçimi ve parametre tahmini için hata fonksiyonunun ve optimizasyon yönteminin doğru bir şekilde belirlenmesi ele alınmıştır.

Bu çalışma, tahmin edilen parametreleri doğrudan sınamak için doğruluğu kanıtlanmış biot modellerin kullanıldığı sanal testler üzerinden yapılmıştır. Böylece muhtemel ölçüm hatalarından etkilenmeyen bir referans model ile sına yapılmıştır. Beş adet akustik parametrenin gradyen temelli olmayan optimizasyon yöntemleri ve hata fonksiyonunun doğru bir şekilde ele alınması ile başarılı bir parametre tahmini yapılabileceğinin gösterilmesi hedeflenmiştir. Literatürdeki benzer çalışmalardan da faydalanılıp akustik performansı etkileyen temel parametrelerin elde edilmesi için metot geliştirme yapılmıştır.

## 1.2 Literatür Araştırması

Gözenekli akustik yalıtım malzemelerinin performanslarının değerlendirilebilmesini ve nümerik analizlerde gözenekli malzeme tanımı yapılabilmesini sağlayan açık gözeneklilik oranı, hava akış özdirenci, kıvrımlılık, karakteristik viskoz ve termal uzunluklar gibi akustik parametrelerin ve young modülü, poisson oranı, yoğunluk ve kayıp faktörü gibi mekanik parametrelerin tespiti için birçok çalışma gerçekleştirilmiştir. Belirtilen akustik ve mekanik özelliklerin ölçümleri için geliştirilen ticari ürünlerden bazıları Çizelge 1.1’de verilmiştir.

**Çizelge 1.1:** Bazı ticari akustik özellik ölçüm cihazları.

Teknik özellikler	Ticari ölçüm cihazları
<b>Gözeneklilik ölçüm cihazı</b>	
Ölçüm aralığı	Autoneum Porpos
Test alanının çapı	0-1 [-]
Test alanının boyu	40 mm
Standart/Ref.	50 mm
	İzotermal hava sıkıştırma
<b>Hava akış özdirenci ölçüm cihazı</b>	
Ölçüm aralığı	Norsonic Nor 1517a / Muellerbbm M Ars
Test alanının çapı	10 Pa.s/m – 40 000 Pa.s/m
Standart/Ref.	100 mm
	ISO 29053- B/A
<b>Kıvrımlılık</b>	
Test alanının çapı	Tor - Ultrasound Tortuosity Meter Mecanum
Maksimum Numune Kalınlığı	100 mm
Ölçüm Aralığı	24,5 mm
	60 kHz -1000 kHz
<b>Empedans tüpü</b>	
Ölçülebilen Parametreler	Autoneum Elwis –A
Ölçüm Aralığı	Hava akış özdirenci, kıvrımlılık, viskoz ve termal uzunluk
Test Alanının Çapı	200 - 3400 Hz
Standart/Ref.	60 mm
	ASTM E2611 /ASTM (E-1050)/ISO (10534-1/2)
<b>Mekanik özellik ölçüm cihazı</b>	
Ölçülecek Parametre	Autoneum Elwis-B / Mecanum Qma
Ölçüm Aralığı	Young Modülü, Poisson oranı, Kayıp fakötrü
Standart/Ref.	200 – 600 Hz / 10-100 Hz
	Dinamik / Yarı statik sıkıştırma yöntemi

Yurtdışında Autoneum, Mecanum, Norsonic, Mueller vb... gibi akustik yalıtım üzerine mühendislik çalışmaları yapan firmalarda akustik malzeme karakterizasyonu için gerekli olan çeşitli ölçüm ve yazılım altyapıları bulunmaktadır. Bu ölçümler önemli bir mühendislik yetkinliği gerektirdiğinden bu hizmetlerin alımının maliyetleri yüksektir. Bu çalışmanın, yurtiçinde bu alandaki yetkinliğin artmasına katkı sağlaması ve mevcut teknolojiye ulaşım açısında da yerli bir kaynak niteliğinde olması temenni edilmiştir. Akustik malzeme parametrelerinin elde edilmesi için kullanılan yöntemler ve hesaplamalar için gerekli denklemler bu çalışma içerisinde detaylı olarak verilmiştir.

Gözenekli malzeme parametrelerinin tersine hesaplama ile tahmin edilmesi üzerine yapılan bir çalışmada [1] gözeneklilik oranı, benzetim modelindeki düşük hassasiyetinden dolayı tahmin öncesinde ölçülerek bilinen bir parametre olarak kullanılmıştır.

Diğer bir çalışmada [2] tekil değer ayrışımı ile akustik parametrelerin ses yutum ve iletim katsayısına olan hassasiyetleri incelenmiştir. Tahmin edilecek parametrelerin değerlendirilmesi için önemli bilgiler edinilmiştir.

Bu ve benzer çalışmalarda ses iletimini hesaba katan ASTM E2611 standartında önerilen dört mikrofonlu empedans tüpü ölçüm düzeneğinden yararlanılmıştır. Ancak başka bir çalışmada [3] ASTM E1050 standartının sunduğu iki mikrofonlu ölçüm prosedürü ile yüzey empedansı üzerinden tahmin işlemleri yapılmıştır. Yapılan çeşitli çalışmalar incelendiğinde kullanılan ölçüm prosedürü, hata fonksiyonu oluşturma ile optimizasyon yöntemi seçiminin parametre tahmini için oldukça önemli olduğu görülmüştür.

### **1.3 İhtiyaç Analizi**

Gürültü insan sağlığı üzerinde yorgunluk ve asabiyet gibi olumsuz etkiler oluşturabilmektedir. Bu etkileri en aza indirmek için gürültü kontrol uygulamaları gerçekleştirilmektedir. Otomotiv, havacılık, denizcilik, mimari ve beyaz eşya endüstrileri gibi ses yalıtımının önemli olduğu alanlarda gözenekli yalıtım malzemeleri sıklıkla kullanılır. Ses yalıtım materyalleri birçok alanda akustik konforu sağlamak amacıyla kullandığı gibi ayrıca savunma sanayinde ileri teknoloji cihazları ses dalgalarından korumak, sağlık alanında hastaların cihaz seslerinden

etkilenmemesini sağlamak amacıyla da ses yalıtımı uygulanmaktadır. Tedarikçiler açısından malzeme üretimi ve malzeme geliştirme temel Ar-Ge çalışma alanlarındandır. Üretilen malzemelerin karakteristik özelliklerinin belirlenmesi, bu özelliklerin değerlendirilerek iyileştirme çalışmalarının yapılması oldukça önemli konulardır.



**Şekil 1.1:** Gözenekli yalıtım malzemelerinin bazı kullanım alanları

Ana sanayide ise gürültü kontrolünü sağlamak için uygulama alanlarında malzemelerin doğru kullanımı oldukça önemlidir, ihtiyacın ve çözümünün doğru belirlenmesi gerekmektedir. Doğru malzemenin seçilebilmesi için probleme özgü değerlendirmeler yapılmalıdır. Ayrıca malzemelerin katmanlı kullanımı ve doğru konumlandırılması da üzerine çalışılması gereken önemli konulardır. Bu gibi konular çeşitli akustik testler ve simülasyonları ile incelenebilir. Akustik malzeme özelliklerinin bilinmesi akustik performans testlerinin sonuçlarını değerlendirmek için önemlidir. Ayrıca bilgisayar destekli akustik analiz yazılımları ile gözenekli malzemelerin uygulama alanlarındaki akustik performansları SEM ve İEA tabanlı yöntemler ile analiz edilebilmektedir, bunun için malzemelerin karakteristik özelliklerinin bilinmesi gerekmektedir.

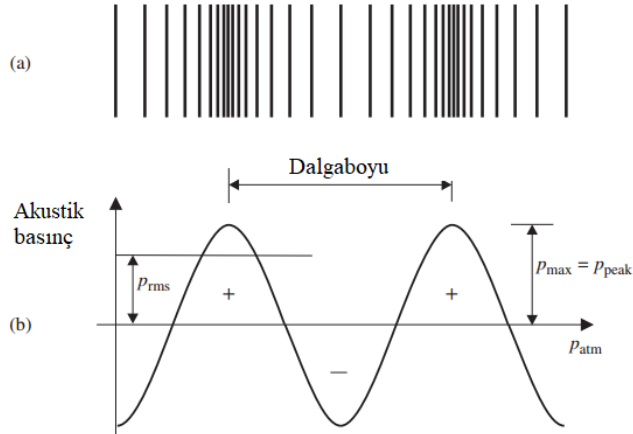
## 2. GÖZENEKLİ ORTAMDA SESİN YAYILIMI

Ses yalıtım malzemeleri birçok alanda ortamdaki akustik enerjinin dağılımını yönlendirmek ve gürültü kontrolü sağlamak amacıyla kullanılır. Bu malzemeleri verimli bir şekilde kullanabilmek için ses yalıtımını sağlayan fiziksel niceliklerinin anlaşılması ve tanımlanması oldukça önemlidir. Ses yalıtım malzemelerinin akustik performanslarının ve malzemelerin karakteristik parametrelerinin belirlenmesi yalıtım malzemelerinin akustik davranışını anlamak için gereklidir.

Bu bölümde öncelikli olarak konuların daha iyi anlaşılabilmesi için bazı temel ses ve gürültü kontrolü ile ilgili kavramların açıklamalarına yer verilmiştir. Sonrasında gürültü kontrolü için kullanılan gözenekli ve lifli malzemelerin modelleme yaklaşımları ve sayısal benzetim modelleri detaylı olarak ele alınmıştır.

### 2.1 Temel Ses Kavramları

Havadaki gaz moleküllerinin bir hareket ile sıkışmaya ve genişlemeye zorlanması değişken basınç dalgaları oluşturur. Atmosfer basıncı etrafında oluşan hızlı basınç dalgalanmaları kulaklarımıza ulaşarak beynimiz tarafından ses olarak algılanır.



**Şekil 2.1:** Ses dalgalarının gösterimi a) Ses dalgalarının havada oluşturduğu sıkışma ve genişleme, b) Atmosfer basıncının altında ve üstündeki basınç değişiminin gösterimi [4].

Ses dalgaları Şekil 2.1' de gösterildiği gibi boyuna dalgalardır. Yani havadaki basınç dalgalanması yayılım yönüne paralel olan salınımlar şeklindedir. Daha iyi

anlaşılabilmesi adına basınç dalgalanması sinüzoidal bir eğri ile gösterilebilir. Bu basınç dalgalanmaları genlik ve dalga boyu ile karakterize edilir. Sesin havadaki hızı, frekans ve dalga boyu arasındaki en temel ilişki şu şekildedir:

$$c = f \cdot \lambda \quad (2.1)$$

**Dalgaboyu ( $\lambda$ )**, basınç dalgalarının sıkışması ve genişlemesi sırasında iki dalga tepesi arasındaki mesafedir. Bu mesafe metre ile ifade edilir.

**Periyot (T)**, basınç dalgalarının sıkışması ve genişlemesi ile oluşan bir çevrimin gerçekleşmesi için geçen süredir, saniye ile ifade edilir.

**Frekans (f)**, bir saniyede gerçekleşen çevrim (basınç dalgalarının sıkışması ve genişlemesi) sayısıdır. Hertz (Hz) birimi ile ifade edilir. Frekans ile periyot arasındaki ilişki şu şekildedir:

$$T = \frac{1}{f} \quad (2.2)$$

**Ses basınç genliği**, ses dalgalarının maksimum olduğu basınç genliği  $P_m$  ya da karekök ortalaması  $P_{rms}$  ile tanımlanır. Pascal (Pa) birimi ile ifade edilir.

**Ses basınç seviyesi**, insan kulağının algıladığı geniş aralıktaki basınç genliklerinin ölçülebilir bir seviye olan 10 tabanında logaritmik karşılığıdır. Ses basınç seviyesi sağlıklı bir insanın duyabileceği en düşük basıncı ( $P_{ref} = 2 \cdot 10^{-6}$  Pa) referans değer kabul edilerek denklem 2.3 ile hesaplanır. Desibel (dB) birimi ile ifade edilir.

$$L_p = 10 \log_{10} \frac{P_{rms}^2}{P_{ref}^2} = 20 \log_{10} \frac{P_{rms}}{P_{ref}} = 20 \log_{10} P_{rms} - 20 \log_{10} P_{ref} \quad (2.3)$$

**Ses şiddeti**, ses basıncının ve partikül hızının çarpımı olan vektörel bir büyüklüktür. Yansımazsız açık bir alanda ses şiddeti, ortalama ses basıncı ile aşağıdaki şekilde ilişkilidir:

$$I = \frac{P_{rms}^2}{\rho_0 c} \quad (2.4)$$

Burada  $\rho_0$  havanın yoğunluğudur.  $\rho_0 c$  ifadesi havanın empeansı olarak tanımlanır. Ses şiddeti metrekaredeki güç ( $W/m^2$ ) olarak ifade edilir.



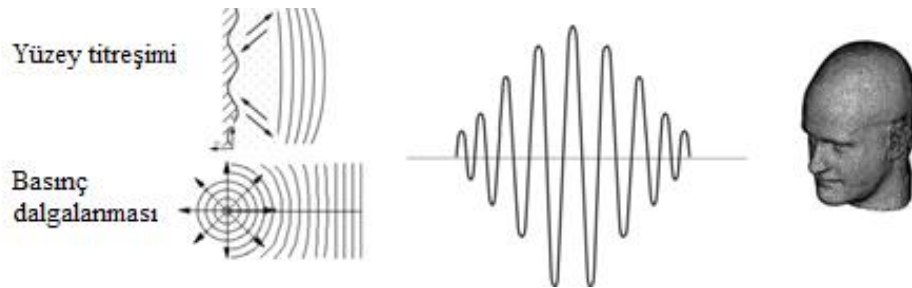
**Ses gücü**, bir kaynaktan birim zamanda yayılan ses enerjisidir. Herhangi bir ses kaynağını çevreleyen yüzey alanındaki ses şiddetlerinin toplamı ile bulunur. Watt birimi ile ifade edilir [4].

$$W = \int_A \mathbf{I} \cdot \mathbf{n} dA \quad (2.5)$$

## 2.2 Sesin Yayılımı ve Yalıtımı

Titreşen bir yapının yüzey hızlarının havada oluşturduğu basınç dalgalanması ya da doğrudan hava akışında meydana gelen değişken basınç sesin kaynağı olabilir. Günlük yaşantımızda sıklıkla karşılaştığımız gürültü kaynaklarına çamaşır makinesi, içten yanmalı motorlar, araçların egzoz çıkışı, havalandırma sistemleri... vb. örnek olarak verilebilir. Oluşan ses dalgaları yapısal ortamda ve/veya havada yayılarak alıcıya iletilir (Şekil 2.2).

Rahatsız edici sesler insanlar tarafından gürültü olarak algılanır. Akustik konforun istendiği kapalı alanlarda, ulaşım araçlarında, makinelerin yaydığı sesleri azaltmak ve ses kalitesini arttırmak için gürültü kontrolü gerçekleştirilir.



**Şekil 2.2:** Ses kaynakları ve yayılımının şekilsel gösterimi

### 2.2.1 Gürültü kontrolü

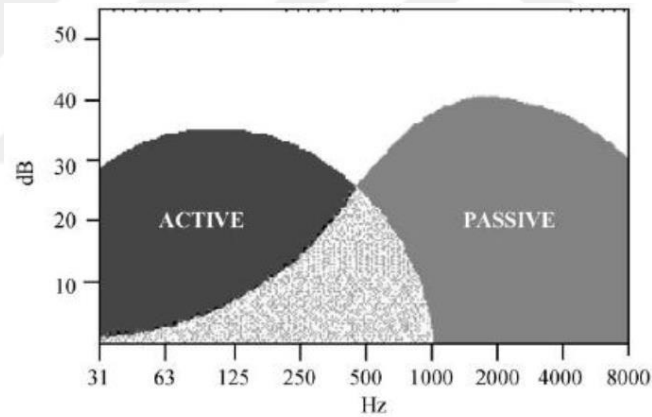
Gürültüyü azaltmak için çeşitli yöntemler kullanılabilir ancak gürültü kontrolü temel olarak pasif ve aktif ortamlarda olmak üzere iki şekilde gruplandırılabilir. Aktif sistemler gürültü azaltmak için dışarıdan harici bir enerjiye ihtiyaç duyarlar.

Aktif gürültü kontrolünde titreşim ve gürültüyü engelleyecek eyleyicilere gerekli bilgiyi vermek için uygulama alanında titreşim ve sesin ölçülmesi gerekecektir. Bu yüzden aktif gürültü kontrolünde okuyucu, kontrolcü ve eyleyici şeklinde bir kapalı

döngü kontrol sistemi olmalıdır. Bu sistemlerde kontrol algoritmaları en önemli rolü oynar. Ancak maliyetli ve uygulaması kolay olmayan yöntemlerdir.

Pasif sistemlerde kullanılan ses yutucu malzemeler ise ses enerjisini ısıya dönüştürerek gürültüyü azaltır. Ses dalgalarının malzeme tarafından yutulması dalgaların frekansına bağlıdır. Yüksek frekanslarda gözenekli malzemelerin düzensiz gözeneklerinden geçen ses dalgaları sürtünmeden dolayı ısı enerjisine dönüşür. Diğer taraftan düşük frekanslarda gözenekli elastik malzemelerdeki sesin yutulmasına ısı değişiminden kaynaklı enerji kayıpları sebep olur. Bu bir izotermal süreçtir ve yüksek frekanslarda sınırlanır.

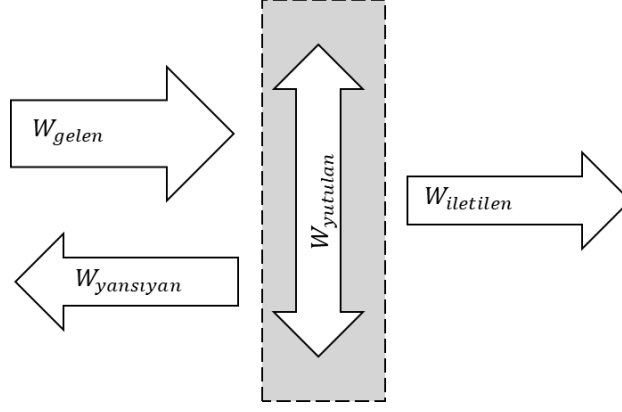
Yüksek frekanslarda pasif ortamlar gürültüyü azaltmada başarılı olurken düşük frekanslarda aktif kontrol teknolojisi ile bu başarı sağlanabilmektedir. Frekans aralığına bağlı bu iki tekniğin performansı Şekil 2.3'de gösterilmiştir [5]. Kolay uygulanabilir ve oldukça düşük maliyetli olmasından dolayı gözenekli ve lifli malzemeler gürültü kontrolü için sıklıkla tercih edilmektedir.



Şekil 2.3: Aktif ve pasif gürültü kontrolünde performans aralığı [5]

### 2.2.2 Ses dalgalarının yutumu ve iletimi

Ses dalgaları bir malzeme ile etkileşime girdiğinde Şekil 2.4'de gösterildiği gibi yutulabilir, iletilebilir, yansiyabilir, kırılabilir ya da saçılabilir. Eğer sesin yalıtımı ile ilgileniliyorsa sesin yutumu ve iletimi önemlidir. Sesin yutumu lifli veya gözenek yapısına sahip malzemeler ile sağlanabilir. Ses dalgaları malzemeye nüfuz ettiğinde akustik enerjinin bir kısmı ısı enerjisine dönüşür. Böylece ses dalgalarının genliği sönümlenmiş olur.



**Şekil 2.4:** Sesin ortamda ve malzemede yayılımı

Ses yalıtımı ile ilgilenildiğinde sesin malzemedeki yutumu ve iletimi en önemli akustik performansı belirleyen değerleridir.

**Ses yutumu**, malzeme tarafından yutulan enerji miktarı olarak tanımlanır. Malzemelerin sesi yutum kabiliyeti ses yutum katsayısı  $\alpha$  ile ifade edilir. Bu değer sıfır ile bir arasında yer alır, sıfır değeri tam yansımali yüzeyi, bir değeri ise tam yutum sağlayan yüzeyi ifade eder.

$$\alpha = \frac{W_{yutulan} + W_{iletilen}}{W_{gelen}} \quad (2.6)$$

Ses yansıtma malzeme tarafından yansıtılan enerji miktarıdır. Ses yansıtma katsayısı  $R$ , karmaşık değerlidir ve mutlak genliği sıfır ile bir arasındadır.

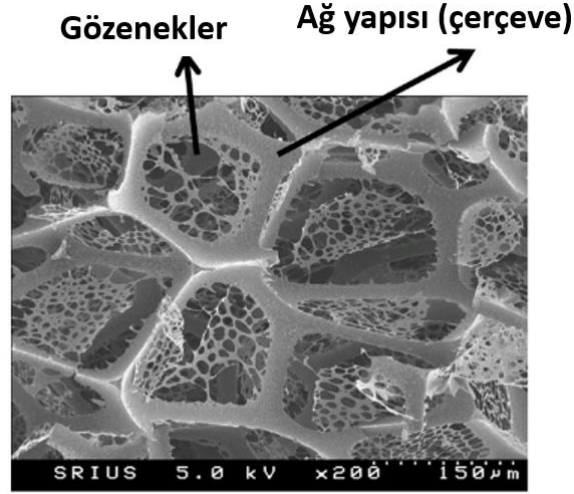
$$R = \frac{W_{yansıyan}}{W_{gelen}} \quad (2.7)$$

**Ses iletimi** ise kaynağından yayılan ses dalgalarının malzemeden geçerek karşı tarafa ne kadarının ulaştığını ifade eder. Malzemeden iletilen enerjinin gelen ses enerjisine oranı iletim katsayısı,  $\tau$  olarak tanımlanır. Ses iletim kaybı, TL ise malzemeye gelen enerjinin karşı tarafa aktarılan enerjiye logaritmik oranıdır.

$$\tau = \frac{W_{iletilen}}{W_{gelen}} \quad TL = 10 \log 1/\tau \quad (2.8)$$

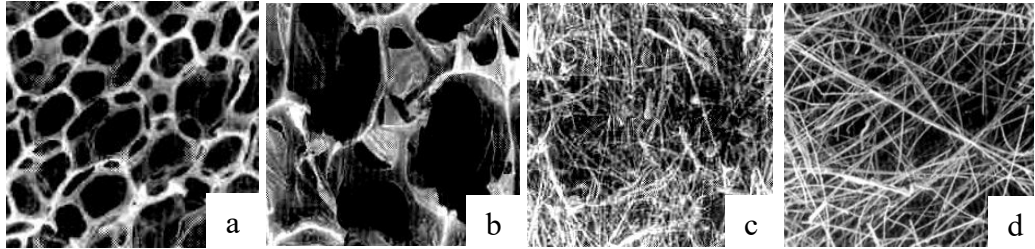
### 2.3 Gözenekli Malzeme Tanımı

Gözenekli malzeme, biri ortamdaki akışkan ve diğeri ağ yapısı sayesinde ortamdaki akışkanı çevreleyen faz olmak üzere iki ya da daha fazla faza sahip yapılar olarak tanımlanır. Şekil 2.5’de görüldüğü gibi koyu renkli bölgeler gözenekleri (hava boşluğu), açık renkli bölgeler ise gözenekleri oluşturan ağ yapılarıdır.



Şekil 2.5: Gözenekli malzeme kesit görüntüsü [6]

Ses yalıtımında kullanılan gözenekli malzemelerin genellikle %90’ından fazlası havadır. Bu yüzden gözenekli malzemeler aynı hacimdeki üretildiği malzemedan 100 kat daha hafif olabilir. Bu özellik gözenekli materyallerin hafif yapılarda kullanımını sağlar. Lifli malzemeler, genellikle doğal ya da sentetik yapılı ince liflerden oluşur. Bu tür malzemeler normalde lif yönelimlerinin rastgele olduğu sıkışmış katmanlardan oluşur. Çeşitli gözenek yapısına sahip bazı örneklerin mikroskopik görüntüleri Şekil 2.6’da gösterilmiştir.



Şekil 2.6: Farklı gözenekli malzemelerin yapıları a) Ağ yapılı sünger b) Yarı ağ yapılı sünger c) Taş Yünü d) Cam Yünü [5]

Lifli ve gözenekli yapılu bu malzemelerde ses dalgaları ulaştığı boşluklardan sürtünerek ilerler ve akustik enerji bu şekilde azalır. Gözenekli malzemede ses dalgalarının nasıl ilerlediği geometrik özelliklerine bağlıdır.

Yüksek frekanslarda gözenekli malzemeler havaya benzer şekilde akustik empedansa sahip bir ortam gibi davranır. Malzemeye gelen ses enerjisinin çoğunluğu gözeneklerde yutulur. Düşük frekanslarda malzemenin elastik davranışı etkindir. Bu durum ise düşük frekanslarda sesin yansımaya ve yapısal olarak bir miktar sönümlenmesine sebep olur.

Gözenekli malzemedeki ses iletimini karakterize etmek için içinde bulunduğu ortamın akışkan özelliklerinin, gözenekli ortamın geometrik ve yapısal özelliklerinin bilinmesi gerekir.

### 2.3.1 Akışkan özellikleri

Akışkan ortamı karakterize eden parametreler akışkan ortamın hacmi, özgül ısı oranı, ses hızı, dinamik viskozite ve Prandtl sayısıdır.

#### 2.3.1.1 Ses hızı

Ses hızı, basınç dalgalarının bulunduğu ortamdaki ilerleme hızı olarak ifade edilebilir. Sesin herhangi bir ortamdaki hızı ortamın esnekliğine ( $K$ ) ve yoğunluğuna ( $\rho$ ) bağlıdır. Bir ortamdaki sesin hızı denklem 2.9 ile hesaplanabilir.

$$c = \sqrt{K/\rho} \quad (2.9)$$

Adyabatik basınç değişimine maruz kalan bir gaz için esneklik modülü gazın mutlak basıncıdır. Bu yüzden denklem 2.9 aşağıdaki şekilde de yazılabilir.

$$c = \sqrt{\gamma P/\rho} \quad (2.10)$$

Ses hızı, ortamın ideal gaz davranışı gösterdiği kabulü ile 2.11'deki ideal gaz denklemi kullanılarak denklem 2.12 ile ifade edilebilir [4].

$$PV = nRT_K \quad \text{veya} \quad P/\rho = nRT_K/M \quad (2.11)$$

$$c = \sqrt{\frac{\gamma RT_K}{M}} \quad (2.12)$$

Burada  $T_K$  kelvin biriminde sıcaklık, R evrensel gaz sabiti (8,314 J/K), M moleküler ağırlıktır (hava için 0,029 kg/mol). Alternatif olarak sadece hava için sesin havadaki hızı aşağıdaki denklem ile de ifade edilebilir.

$$c = 332 + 0,6T_C \quad (2.13)$$

Burada sıcaklık  $T_C$ , santigrat biriminde kullanılır. 20 °C 'de 1 atmosfer basınçta ses hızını yaklaşık olarak 344 m/s olarak kabul edebiliriz.

### 2.3.1.2 Özgül ısı oranı

Sabit basınçtaki özgül ısı kapasitesinin  $C_P$ , sabit hacimdeki özgül ısı kapasitesine  $C_V$  oranıdır.

$$\gamma = \frac{C_P}{C_V} \quad (2.14)$$

Bir cismin özgül ısı, birim kütesinin sıcaklığını bir kelvin artırmak için verilen ısı miktarıdır. Özgül ısının birimi SI birim sisteminde J/kgK'dir.

Sabit basınç ve sabit hacimdeki özgül ısı kapasiteleri arasında ayrıca aşağıdaki gibi bir ilişki vardır.

$$C_P = C_V + R_g \quad (2.15)$$

Burada  $R_g$ , ideal gaz sabitidir. Hava için gaz sabiti 287 J/(kgK) dir. Sabit bir hacimde bir mol gazı ısıtmak için gerekli olan ısı miktarını hesaplamak için aşağıdaki denklem kullanılır [7].

$$E = 0,5f_{sd} \cdot R_g \cdot \Delta T \quad (2.16)$$

Burada  $f_{sd}$  serbestlik derecesi,  $\Delta T$  sıcaklık değişimidir. Sabit hacimdeki özgül ısı kapasitesi, denklem 2.16 kullanılarak aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$C_V = 0,5f \cdot R_g \quad (2.17)$$

Tek atomlu gazların 3 öteleme ekseninde serbestlikleri vardır, dönme eksenleri bulunduğu şekli değiştirmez. İki atomlu gazların ise 3 eksende öteleme ve 2 eksende dönüş serbestlikleri vardır, toplam 5 eksende serbestlikleri vardır. Çoğunlukla oksijen ve azot moleküllerinden oluşan diatomik kabul edebileceğimiz hava için hesaplanan özgül ısı oranı aşağıdaki şekilde hesaplanabilir [8].

$$\lambda = 1 + \frac{2}{5} = 1.4 \quad (2.18)$$

### 2.3.1.3 Dinamik viskozite

Viskozite bir akışkanın akışa karşı gösterdiği direnç olarak tanımlanır.  $\eta$  sembolü ile Pa.s biriminde ifade edilir. 20 °C’de kuru havanın dinamik viskozitesi  $1,84 \times 10^{-5}$  Pa.s’dir.

### 2.3.1.4 Prandtl sayısı

Prandtl sayısı, kinematik viskozitenin (momentum yayılımının) termal yayınımına oranıdır. Boyutsuz bir sayıdır ve aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$Pr = \frac{v}{\alpha_t} = \frac{\eta/\rho}{k/\rho C_p} = \frac{C_p \mu}{k} \quad (2.19)$$

Burada  $v$  kinematik viskozite,  $\alpha_t$  termal yayılım,  $\mu$  dinamik viskozite,  $k$  termal iletim katsayısı,  $C_p$  özgül ısı,  $\rho$  yoğunluktur. 20 °C’de kuru havanın Prandtl sayısı 0,71 dir.

### 2.3.2 Akustik (geometrik) özellikler

Gözenekli malzemelerde ses yayılımını karakterize eden en önemli parametreler, açık gözeneklilik oranı, hava akış öz direnci, kıvrımlılık, karakteristik viskoz uzunluk ve karakteristik termal uzunluktur. Gözenekli malzemelerin akustik davranışını etkileyen en önemli parametreler hava akış direnci ve gözenekliliktir [9].

### 2.3.2.1 Hava akış özdirenci

Hava akış özdirenci, havanın akustik malzeme içerisine nasıl girdiğinin ve akışın yapı içerisinde karşılaştığı direncin bir ölçüsüdür. Bu ölçü malzeme içerisinde sınır tabaka etkileriyle ses enerjisinin ne kadarının kaybolduğu hakkında fikir verir. Belirli bir kalınlıkta (d) gözenekli malzemenin yavaş ve kararlı bir akış hızında (U) havanın geçtiğini varsayalım. Bu durumda malzemenin iki tarafı arasında bir basınç farkı ( $\Delta P$ ) oluşacaktır. Bu değerler kullanılarak hava akış direnci aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$\sigma_r = \frac{\Delta P}{U} \quad (2.20)$$

Hava akış özdirenci ise birim kalınlıktaki akış direnci olarak tanımlanır:

$$\sigma = \frac{\Delta P}{Ud} \quad (2.21)$$

Eğer akış hızı düşük değilse, yüksek hızın oluşturacağı akıştaki doğrusal olmayan etkiler de dikkate alınmalıdır. MKS birim sisteminde  $\text{Nm}^{-3} \text{ s}$  olarak hesaplanan akış direnci genellikle rayl olarak adlandırılır. Gözenekli bir yalıtım malzemesinin ses yutumu ve iletim kabiliyetini belirleyen önemli bir parametredir [10].

Lifli malzemelerin ve açık gözenekli yapıların hava akış özdirenci genellikle 1000 ve 100000  $\text{Nm}^{-4} \text{ s}$  aralığında yer alır. Bu parametre ASTM C-522, ISO 9053 A/B standartları ve Bies&Hansen ve Stinson&Daigle tarafından yapılan çalışmalar referans alınarak ölçülebilir [11-14]

### 2.3.2.2 Açık gözeneklilik oranı

Lifli ve gözenekli malzemelerin iç yapısında havanın çevrelediği açık kabarcıklı yapılar mevcuttur. Bu açık kabarcık hacimlerinin toplam numune hacmine oranı gözeneklilik oranını verir. Malzemenin içerisindeki bu hava hacminin,  $V_a$  toplam malzeme hacmine,  $V_t$  oranı açık gözeneklilik,  $\phi$  değerini verir.

$$\phi = V_a/V_t \quad (2.22)$$



Yapısal çerçevenin ihtiva ettiği hacime  $V_b$  dersek, aşağıdaki şekilde bir ilişki yazabiliriz.

$$V_t = V_a + V_b \quad (2.23)$$

Burada sadece açık olan kabarcıklarda bulunan havanın hacminin  $V_a$  olarak ifade edildiği dikkate alınmalıdır. Aynı şekilde ses dalgalarının erişemediği kapalı kabarcıklar içerisindeki hava hacmi  $V_b$  de içerisinde yer alır. Genellikle gözeneklilik olarak bilinen bu parametre daha doğrusu olan açık gözeneklilik adıyla ifade edilir. Gözenekliliği ölçmek için Zwicker & Kosten [15], Champoux ve diğ. [16] tarafından bazı metotlar geliştirilmiştir.

Bazı malzemelerin gözeneklilik değerleri Çizelge 2.1’de verilmiştir.

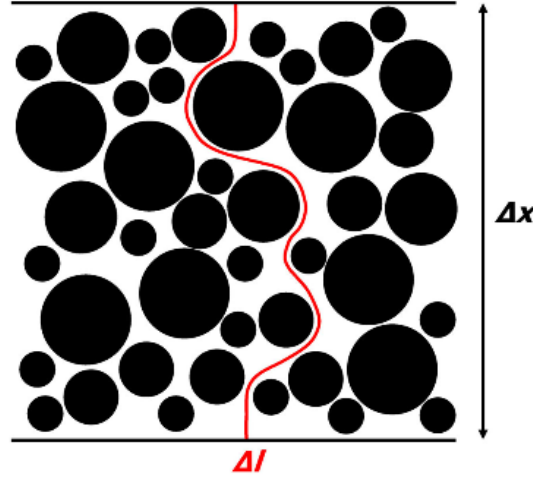
**Çizelge 2.1:** Bazı tipik malzemelerin gözeneklilik değerleri [10].

Materyal	Tipik gözeneklilik değerleri
Minarel yün	0,92-0,99
Açık gözenekli akustik sünger	0,95-0,995
Keçe	0,83-0,95
Odun lifli levha	0,65-0,80
Odun yünlü levha	0,50-0,65
Gözenekli kaplama	0,60-0,65
Ponzataşı betonu	0,25-0,50
Çakıl ve taş çip dolgu	0,25-0,45
Seramik filtre	0,33-0,42
Tuğla	0,25-0,30
Sinterlenmiş metal	0,10-0,25
Ateş tuğlası	0,15-0,35
Kum taşı	0,02-0,06
Mermer	≈0,005

### 2.3.2.3 Kıvrımlılık

Gözenekli malzeme içerisine nüfuz eden ses dalgaları, karmaşık geometri içerisinde yönü ve genliği etkilenecek değişken kesitli ve kıvrımlı yapıdan geçer ve karşı tarafa iletilir. Kıvrımlılık değeri, malzemenin karmaşık gözenek yapısında sesin malzemedan nasıl geçtiğinin bir ölçüsünü verir. Basitçe ses dalgalarının malzeme içerisinde ilerlediği yolun malzeme kalınlığına oranı olarak tanımlayabiliriz.

$$\alpha_{\infty} = \frac{\Delta L}{\Delta x} \quad (2.24)$$



**Şekil 2.7:** Ses dalgasının gözenekli malzemede izlediği yol [17]

Mikroskopik ve makroskopik hızları hesaba katarak aşağıdaki şekilde tanımlanabilir [6].

$$\alpha_{\infty} = \frac{1/V \int_V v^2 dV}{\left(1/V \int_V \vec{v} dV\right)^2} \quad (2.25)$$

Burada  $\vec{v}$  gözeneklerdeki viskoz olmayan akışkanın hızıdır. Paydadaki ifade ise makroskopik akış hızını ifade eder. İntegrasyon işlemi gözeneklere göre daha geniş alınan bir hacim üzerinden gerçekleştirilir.

Basit silindirik gözenekli bir yapıda düzgün hizalı bir yerleşim olacağından kıvrımlılık bir değerine yakın olacaktır. Ancak gerçekte gözenek yapıları düzgün olmayacağından bu değer hesaplanması mümkün olmayacaktır. Direkt ya da dolaylı yöntemler ile ölçülebilir.

#### 2.3.2.4 Viskoz ve termal karakteristik uzunluklar

Gözenekli malzeme içerisindeki ses yayılımını gözeneklerin şekli etkiler. Farklı gözenek şekilleri, farklı yüzey alanları ve dolayısıyla farklı termal ve viskoz etkilerin gelişmesi anlamına gelir. Gözenekler basit geometrik yapıya sahip olmadığı sürece şekil parametrelerini analitik olarak hesaplamak mümkün değildir. Akustik ölçümler sonucu elde edilen etkin yoğunluk ve esneklik modülü üzerinden deneysel çalışmalar ile bulunabilir.

Karakteristik viskoz uzunluk gözeneklerin hacminin yüzey alanına oranı ile hesaplanır.

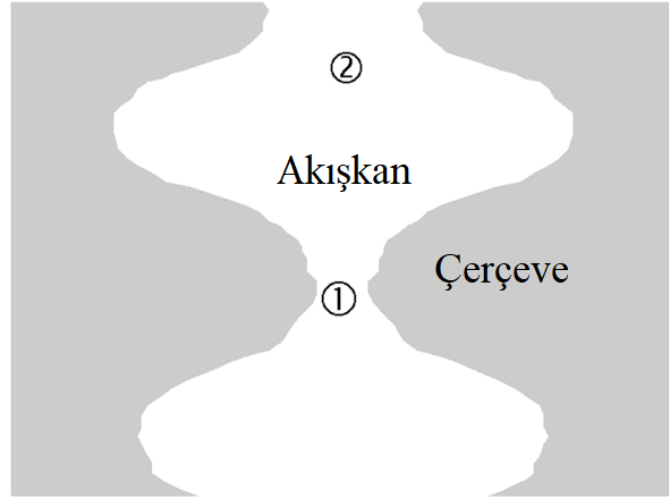
$$\Lambda = \frac{2 \int_V v^2(r) dV}{\int_A v^2(r_\omega) dA} \quad (2.26)$$

Burada  $\vec{v}(r_\omega)$  ve  $\vec{v}(r)$  sırasıyla gözenek duvarlarındaki ve gözenek hacmindeki viskoz olmayan akışkanın mikroskopik fazının hızıdır. Tanımlanan oran bu hızın ikinci dereceden bir çarpanı ile ağırlıklandırılır. İntegral işlemi akışkan ve yapı arasındaki temas yüzeyleri üzerinden gerçekleştirilir [6].

Malzemenin dinamik yoğunluğu küçük kesit alanına sahip gözenekli yapılar sayesinde belirlenebilir. Buna karşın esneklik modülü daha geniş kesit alanına sahip gözenekli yapılarda daha iyi belirlenir. Bu sebeple daha geniş gözeneklerin davranışı hesaba katabilmek için karakteristik termal uzunluk kullanılır. Gözenek hacminin yüzey alanına oranı ile ifade edilir [16].

$$\Lambda' = \frac{2 \int_V dV}{\int_A dA} \quad (2.27)$$

Tanımı hız ağırlıklandırması olmadığı şekli ile viskoz uzunluk ile benzerdir. Şekil 2.8'de gösterilen 1. bölgede akışkan ve yapı arasında viskoz sürtünme oluşur ve enerji viskoz kayıplara dönüşür. 2. bölgenin daha geniş olmasından kaynaklı yüzeyden olan ısı transferi ile termal enerji formunda kayıplar gerçekleşir. Viskoz karakteristik uzunluk, gözeneklerin daraldığı çapların ortalama değerleridir. Termal karakteristik uzunluk ise gözeneklerin kendi çaplarının ortalama değerleridir. Bu sebeple gözenek duvarları ne kadar geniş olursa, termal kayıplar da o oranda fazla olur. Tanımdan da anlaşılacağı üzere bütün gözenekli malzemeler için  $\Lambda \leq \Lambda'$  durumu geçerlidir. Özel bir durum olarak sadece sabit çaplı silindirik gözenekli yapılar için  $\Lambda = \Lambda'$  durumu geçerlidir. Karakteristik uzunluklar mikron seviyelerinden 1 mm değerine kadar değişkenlik gösterebilir.



Şekil 2.8: Gözenek malzemenin mikro boyutları [6]

### 2.3.3 Mekanik (yapısal) özellikler

Gözenekli malzemenin elastik davranışı, izotropik ortam kabulü ile temsil edilebilir. Dinamik akışkan viskoz kuvvetleri altındaki elastik ortamın davranışı izotropik malzeme parametreleri ile karakterize edilir.

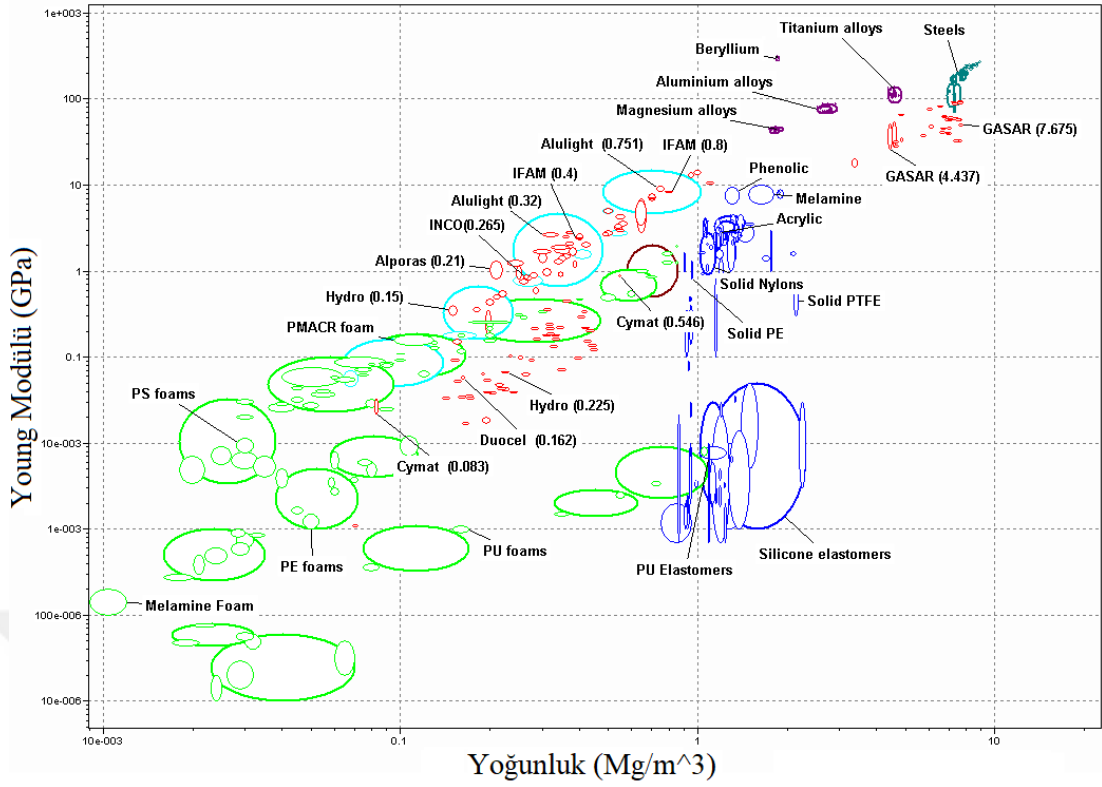
**Young modülü**, malzemenin kuvvet altında elastik şekil değiştirmesinin bir ölçüsüdür. Gözenekli malzemenin yapısal iskeletinin elastik davranışını belirleyen bir parametredir. Yapının elastik hareketini ve bu hareket üzerinden gürültünün iletimini karakterize etmek için kullanılır.

**Poisson oranı**, numunenin yüzey normaline dik gelen yüklemelerin yanal ekseninde oluşturacağı hareketi belirler. Malzemelerin elastik hareketini hesaplayabilmek için kullanılır. Gözenekli malzemeler için bu değer genellikle 0,15 – 0,48 arasındadır.

**Kayıp faktörü**, gözenekli malzemenin yapısal fazı üzerinden aktarılan hareketin ne kadar sönümlendiğini tanımlar.

**Hacimsel yoğunluk (Bulk Density)**, gözenekli yapının kütlelerinin numune hacmine oranı olarak tanımlanır.

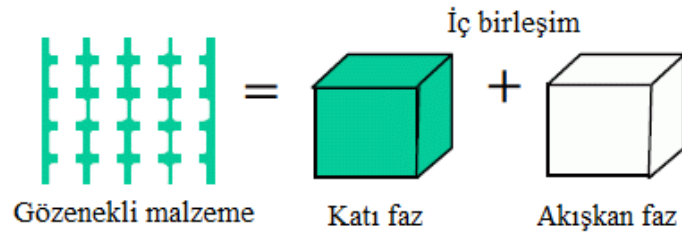
Bazı gözenekli yapılar için yoğunluk ve young modülü değerleri Şekil 2.9'da verilmiştir.



Şekil 2.9: Gözenekli malzemelerin yoğunluk ve young modülü değerleri [18]

## 2.4 Gözenekli Malzeme Modelleme Yaklaşımları

Gözenekli malzemeler, doğası gereği ses dalgalarını akışkan ve katı fazları üzerinden aktarırlar. Katı fazı oluşturan ağ yapısının (çerçeve) elastik, esnek veya rijit kabulüne göre bu malzemelerin nümerik modelleri sınıflandırılabilir. Elastik olduğu kabul edilen çerçevenin davranışı biot-poroelastik modeller ile hesaplanabilir. Rijit veya esnek kabul edilen çerçeve yapısı ise eşdeğer akışkan modelleri ile temsil edilebilir.

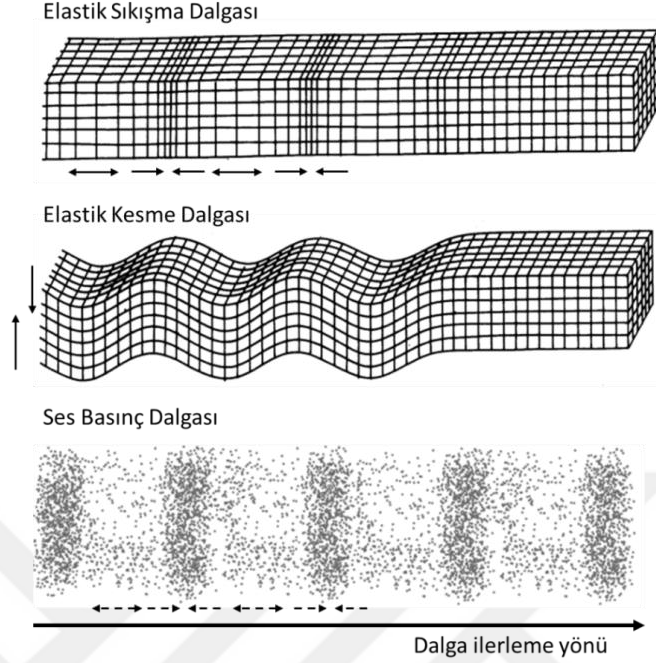


Şekil 2.10: Biot modeli şematik görüntüsü [19]

### 2.4.1 Poroelastik model

Elastik bir katı faz ve akışkan fazdan meydana gelen açık gözenekli bir ortamda sesin yayılımı Şekil 2.11'de görüldüğü gibi katı faz üzerinden elastik sıkışma dalgası,

elastik kesme dalgası ve akışkan faz üzerinden ses basınç dalgası olarak üç şekilde gerçekleşir.



**Şekil 2.11:** Gözenekli malzemede sesin yayılım şekilleri

Katı ve akışkan fazlar birçok durumda makro boyutlarda homojen ve izotropik kabul edilirler. Fizikçi Maurice Anthony Biot tarafından yapılan çalışmalarda [20,22] ve sonrasında geliştirilen Biot modelleri ile gözenekli elastik malzemeleri temsil eden modeller oluşturulmuştur.

#### 2.4.1.1 Gözenekli malzeme biot modeli

Biot modeli kullanılarak hava ve malzeme yapısının eş zamanlı hareket ettiği kabulü ile malzemedeki ses yayılımı hesaplanabilir. Biot modelinde korunum denklemleri çeşitli yollardan mikro yapıya bağlı bir dizi parametre ile ifade edilir [20,21] Johnson ve diğ. [23] rijit ağ yapısına sahip gözenekli ortamdaki akışkanın etkin yoğunluğunu tanımlayan bir analitik model geliştirmiştir. Bunu takiben Champoux ve Allard [16] akışkanın etkin yoğunluğunu tanımlayan olgusal bir model geliştirdi. Gözenekli malzeme yapısı, rijit ya da esnek kabul edildiğinde analitik modeller ile eşdeğer akışkan olarak ifade edilebilir. Ancak akışkan ortam ile katı fazın etkileşiminin ihmal edilemeyeceği durumlarda yapının elastik hareketi hesaba katılmalıdır.

Elastik bir yapının serbest durumda hareket (dalga) denklemi aşağıdaki şekilde yazılır:

$$\rho \frac{\partial^2 u_i^s}{\partial t^2} = (\lambda + \mu) \frac{\partial \theta^s}{\partial x_i} + \mu \nabla^2 u_i^s \quad i = 1,2,3 \dots \quad (2.28)$$

Burada  $\lambda$  ve  $\mu$ , elastik ortamı tanımlayan Lamé katsayılarıdır.  $\theta^s$ , bir malzemenin belirli bir kontrol hacmine uygulanan  $p$  basıncı altında gösterdiği genişim miktarıdır.  $\theta = -p/K$  formülü ile ifade edilir,  $K$ , malzemenin bulk modülüdür.  $\nabla^2$  ise Laplace operatörüdür [24] (bkz. syf:8,9,119). Elastik yapının hareket denkleminde yola çıkarak Allard'ın elastik gözenekli yapılar için geliştirdiği yerdeğiştirme ve basınç ile ifade edilen denklemler aşağıda verilmiştir.

$$\omega^2 \tilde{\rho}_{11} \mathbf{u}^s + \omega^2 \tilde{\rho}_{12} \mathbf{u}^f + \text{div } \sigma^s = 0 \quad (2.29)$$

$$\omega^2 \tilde{\rho}_{22} \mathbf{u}^f + \omega^2 \tilde{\rho}_{12} \mathbf{u}^s - \phi \mathbf{grad } p = 0 \quad (2.30)$$

Bu denklemlerde  $\mathbf{u}^s$  ve  $\mathbf{u}^f$  sırasıyla katı fazın ve akışkan fazın vektörel yerdeğiştirme değerleridir.  $\sigma^s$ , elastik malzemenin tensörel gerilmesi,  $\sigma^f = -\phi p$  ise akışkandaki ortalama basınç,  $p$  ile ilişkili gerilmedir. Karmaşık etkin yoğunluklar ise aşağıdaki şekilde tanımlanır:

$$\tilde{\rho}_{11} = \rho_{11} + \frac{\bar{b}}{j\omega} \quad (2.31)$$

$$\tilde{\rho}_{22} = \rho_{22} + \frac{\bar{b}}{j\omega} \quad (2.32)$$

$$\tilde{\rho}_{12} = \rho_{12} - \frac{\bar{b}}{j\omega} \quad (2.33)$$

Bu denklemlerde  $\bar{b}$  viskoz sönüm katsayısı,  $\rho_{11}$  ve  $\rho_{22}$  katı ve akışkan fazların yoğunluklarıdır. Katı ve akışkan fazların yoğunlukları, katı malzemenin yoğunluğu,  $\rho_s$  ve ortamdaki akışkanın yoğunluğu,  $\rho_o$  ile ilişkili olarak şu şekilde tanımlanır:

$$\rho_{11} = (1 - \phi)\rho_s - \rho_{12} \quad (2.34)$$

$$\rho_{22} = \phi \rho_o - \rho_{12} \quad (2.35)$$

$\rho_{12}$ , katı ve akışkan fazın atalet kuvvetleri için etkileşim katsayısı olarak tanımlanır [24] (bkz. syf:120).

#### 2.4.1.2 P,U (basınç, yerdeğiştirme) gösterimi

Gözenekli elastik bir yapının akustik problemi ele alındığında değişkenlerin ses basıncı ve yapısal yer değiştirme ile ifade edilmesi sınır şartlarının uygulanması açısından daha anlaşılır olacaktır. Bu şekilde bir gösterim için akışkan ve yapısal yer değiştirme ifadeleri yerine ses basıncı ve yapısal yer değiştirme (P,U) ifadeleri kullanılır.

Denklem 2.29, akışkan fazın vektörel yer değiştirmesi,  $\mathbf{u}^f$ , akışkan basıncı,  $p$  ve katı faz vektörel yer değiştirmesi,  $\mathbf{u}^s$  ile şu şekilde yazılabilir:

$$\mathbf{u}^f = \frac{\phi}{\omega^2 \tilde{\rho}_{22}} \mathbf{grad} p - \frac{\tilde{\rho}_{12}}{\tilde{\rho}_{22}} \mathbf{u}^s \quad (2.36)$$

Bu ifadeyi denklem 2.29 içerisinde kullandığımızda aşağıdaki denkleme dönüşür.

$$\omega^2 \tilde{\rho} \mathbf{u}^s + \phi \frac{\tilde{\rho}_{12}}{\tilde{\rho}_{22}} \mathbf{grad} p + \mathit{div} \sigma^s = 0 \quad (2.37)$$

Burada katı fazın etkin yoğunluğu,  $\tilde{\rho}$  aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\tilde{\rho} = \tilde{\rho}_{11} - \frac{(\tilde{\rho}_{12})^2}{\tilde{\rho}_{22}} \quad (2.38)$$

Denklem 2.37 halen akışkan fazın yer değiştirmesine bağlıdır. Bu ilişkiyi ortadan kaldırmak için elastik akışkan ve elastik katı ortamın gerilme-gerinme ilişkileri birleştirilir.

$$\sigma_{ij}^s(u^s) = \hat{\sigma}_{ij}^s(u^s) - \phi \frac{\tilde{Q}}{\tilde{P}} p \delta_{ij} \quad (2.39)$$

$\hat{\sigma}^s$  vakum ortamında iskelet yapıdaki gerilme tensörüdür. Polimerik yapı malzemelerde Q ve P, frekansa bağlı dinamik esneklik katsayılarıdır [24] (syf:116). Denklem 2.39, denklem 2.37'deki  $\sigma^s = \sigma^s(\mathbf{u}^s, \mathbf{u}^f)$  ilişkisini ortadan kaldırmak için



kullanılır. Böylece  $\mathbf{u}^s$  ve  $p$  değişkenleri cinsinden katı faz eşitliği aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\text{div} \hat{\sigma}^s(\mathbf{u}^s) + \tilde{\rho} \omega^2 \mathbf{u}^s + \tilde{\gamma} \text{grad } p = 0 \quad (2.40)$$

Burada  $\hat{\sigma}$  gerilme tensörü,  $\tilde{\gamma}$  akışkan katı fazın bileşim katsayısıdır.

$$\tilde{\gamma} = \phi \left( \frac{\tilde{\rho}_{11}}{\tilde{\rho}_{22}} - \frac{\tilde{Q}}{\tilde{P}} \right) \quad (2.41)$$

$\mathbf{u}^s$  ve  $p$  değişkenleri ile akışkan fazın eşitliğini elde etmek için denklem 2.36'nın diverjansı alınır.

$$\text{div } \mathbf{u}^f = \frac{\phi}{\omega^2 \tilde{\rho}_{22}} \Delta p - \text{div } \frac{\tilde{\rho}_{12}}{\tilde{\rho}_{22}} \mathbf{u}^s \quad (2.42)$$

Bu denklem ile 2.29 ve 2.30 denklemleri ile birleştirildiğinde akışkan faz denklemini  $\mathbf{u}^s$  ve  $p$  değişkenleri cinsinden aşağıdaki şekilde elde edilir:

$$\Delta p + \frac{\tilde{\rho}_{22}}{\tilde{K}} \omega^2 p + \frac{\tilde{\rho}_{22}}{\phi^2} \tilde{\gamma} \omega^2 \text{div } \mathbf{u}^s = 0 \quad (2.43)$$

Bu eşitlik yutucu bir ortamı tanımlayan klasik eşdeğer akışkan denklemdir. Bu eşitlikte  $\tilde{K}$ , akışkan fazın esneklik modülü,  $\phi$ , açık gözeneklilik oranıdır.

Bu her iki denklemi gruplandığımızda  $\mathbf{u}^s$  ve  $p$  değişkenleri ile ifade edilen ve literatürde P,U modeli olarak da ifade edilen Biot poroelastik denklemleri aşağıdaki gibi verilir [24] (bkz. syf:132-134).

$$\text{div} \hat{\sigma}^s(\mathbf{u}^s) + \tilde{\rho} \omega^2 \mathbf{u}^s + \tilde{\gamma} \text{grad } p = 0 \quad (2.44)$$

$$\frac{\phi^2}{\tilde{\rho}_{22}} \Delta p + \omega^2 \frac{\phi^2}{\tilde{K}} p + \tilde{\gamma} \omega^2 \text{div } \mathbf{u}^s = 0 \quad (2.45)$$

Bu eşitlikler akışkan-katı faz bileşik denklem sistemidir. Gözenekli malzemede akışkan ve yapısal fazlar uzay ve zamanda üst üste birleştirilebilir.

Biot teorisine göre denklem 2.44'deki hareket denklemi gözenekli malzemenin elyaf ya da reçine gibi yapısal fazını temsil eder. Denklem 2.45'deki dalga denklemi ise gözenekler arası iletimin olduğu akışkan fazı temsil eder.

Denklem 2.45'deki  $div \hat{\sigma}^s(\mathbf{u}^s)$  ifadesi yapının rijitliği nedeniyle oluşan ve yapısal sönümü içeren kuvveti temsil eder.  $\tilde{\rho} \omega^2 \mathbf{u}^s$ , akışkan faz ile bileşim kuvvetlerini içeren kütlelerin atalet kuvvetlerini temsil eder.  $\tilde{\gamma} grad p$  ise akışkan faz ile bileşim kuvvetleridir. Denklem 2.45'deki  $\frac{\phi^2}{\tilde{\rho}_{22}} \Delta p$  katı faz ile bileşim ataletini ve viskoz sönümü içeren kuvveti temsil etmek için kullanılır.  $\omega^2 \frac{\phi^2}{\tilde{K}} p$ , termal kayıplar ile azalan esneklik modülünü tanımlar.  $\tilde{\gamma} \omega^2 div \mathbf{u}^s$  ise akışkan faz ile bileşim kuvvetidir. Her iki denklemdeki bu faktörler gözenekli malzemede sönümü içerdiği için frekansa bağlı karmaşık sayılar ile gösterilir [19].

#### 2.4.2 Eşdeğer akışkan modeller

Eşdeğer akışkan modeller ortamın karakteristik özellikleri olan dinamik yoğunluk ve dinamik esneklik modülü ile temsil edilir. Gözenekli ortamda sadece ses dalgalarının yayılımını hesaplamak için denklem 2.45'de verilen ifadeyi gözenekli yapının hareketsiz olduğu ( $\underline{u} = 0$ ) kabulü ile sadece akışkan ortam için sadeleştirebiliriz. Bu durumda elde edilen Helmholtz denklemi eşdeğer akışkanın etkin parametreleri ile aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$\frac{1}{\omega^2 \tilde{\rho}_c} \Delta p + \frac{1}{\tilde{K}_c} p = 0 \quad (2.46)$$

Bu denklemde  $\rho_c$  etkin yoğunluk,  $K_c$  ise etkin esneklik modülüdür, bu değerler frekansa bağlı olarak değişir ayrıca gözenekli malzemenin makroskobik özelliklerine bağlıdır.

##### 2.4.2.1 Rijit model

Rijit yapıli modellerde gözenekli ortam hareketsiz kabul edilir. Yapı herhangi bir deformasyona uğramaz. Böyle bir davranış, çerçeve yapı rijit olarak sınırlandırıldığında veya akışkan-yapı etkileşiminin ihmal edilebildiği durumlarda meydana gelir [25].

Denklem 2.46’de verilen eşdeğer akışkan model, dinamik yoğunluk ve dinamik esneklik modülü ile temsil edilir. Eşdeğer akışkan ortamın dalga sayısı, bu diferansiyel denklemin tek boyutlu hal için çözümünden aşağıdaki gibi elde edilebilir.

$$k_c = \omega \sqrt{\frac{\rho_c}{K_c}} \quad (2.47)$$

Rijit yapılı eşdeğer akışkan model aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\Delta p + \omega^2 \frac{\tilde{\rho}_{eq}}{\tilde{K}_{eq}} p = 0 \quad (2.48)$$

Burada  $\tilde{\rho}_{eq}$ , eşdeğer akışkanın yoğunluğu ve  $\tilde{K}_{eq}$  esneklik modülüdür.

#### 2.4.2.2 Esnek model

Esnek yapılı malzemelerde ise yapısal faz hareketsiz değildir. Katı fazın kütle sinin ataleti ile gerçekleşebilecek esnek hareket modelde hesaba katılır. Esnek yapılı eşdeğer akışkan modeli aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\Delta p + \omega^2 \frac{\tilde{\rho}'_{eq}}{\tilde{K}_{eq}} p = 0 \quad (2.49)$$

Akışkanın esneklik modülü rijit yapılı modele göre değişmezken esnek modelde  $\tilde{\rho}'_{eq}$ , eşdeğer akışkan ortamın yoğunluğu aşağıdaki şekilde değişir.

$$\tilde{\rho}'_{eq} \approx \frac{\tilde{\rho}_{eq} M - \rho_0^2}{M + \tilde{\rho}_{eq} - 2\rho_0^2} \quad (2.50)$$

Burada  $M = \rho_1 + \phi \rho_0$  eşdeğer akışkan esnek ortamın toplam görünen kütle sidir. Eğer  $\rho_1$ , katı fazın yoğunluğu çok fazla olursa M artar, limitte  $\tilde{\rho}'_{eq} \approx \tilde{\rho}_{eq}$  olacağından gözenekli ortam rijit olarak davranacaktır [26].

#### 2.4.2.3 Faz ayrışma frekansı

Gözenekli malzemenin yapısal çerçevesinin hareketsiz durumundaki dinamik davranışı rijit çerçeve yaklaşımının sınırını belirler. Ancak bu basitleştirme faz

ayırışma frekansından daha yüksek frekans değerlerinde geçerlidir. Zwikker ve Kosten tarafından bulunan ayırışma frekansı şu şekilde ifade edilebilir [15].

$$f_d = \frac{\sigma \phi^2}{2\pi\rho_1} \quad (2.51)$$

Burada  $f_d$ , faz ayırışma frekansı,  $\sigma$ , hava akış öz direnci,  $\phi$  açık gözeneklilik oranı ve  $\rho_1$  ise malzemenin hacimsel yoğunluğudur. Bu frekans değerinde yapısal fazın atalet etkileri akışkan fazın viskoz etkilerine eşittir. Ayırışma frekansından çok daha yüksek frekanslarda bu iki fazın ayrı davrandığı düşünülebilir. Yani akışkan fazda yayılan bir ses dalgası katı fazda titreşim oluşturmak için yeterli bir kuvvet uygulayamaz. Bu frekans değerinin üzerinde ses dalgaları malzemenin geometrisi üzerinden yayılır. Bu yüzden genellikle orta ve yüksek frekanslarda malzemeleri eşdeğer akışkan olarak kabul edebiliriz. Eşdeğer akışkan malzemenin yayılım sabiti (dalga sayısı) frekans ile artan doğrusal bir davranışa sahip olur. Bu yüzden malzeme karakterizasyonu yapılırken lineer davranışın olduğu frekans aralığı dikkate alınmıştır. Bu durum parametre tahmini gerçekleştirilirken özellikle dikkate alınmalıdır.

## 2.5 Sayısal Benzetim Modelleri

Gözenekli malzemelerde sesin dağılımını temsil etmesi için birçok deneysel ve olgusal benzetim modelleri geliştirildi. Bu modeller çeşitli fiziksel parametreleri ve katsayıları içeren teorik ve deneysel tabanlı çalışmaların ürünüdür.

### 2.5.1 Deneysel modeller

Deneysel modeller genellikle malzemenin bilinen fiziksel parametrelerini kullanarak karmaşık dalga sayısı ve karakteristik empedansı gibi karakteristik akustik özellikleri bulmak için kullanılır. Delany Bazley modeli, gözenekli malzemelerin akustik özelliklerini bulmak için geliştirilen ilk deneysel modellerden biridir [27]. Bu model malzemenin hareketsiz bir yapıya sahip olduğunu kabul ederek empedansı tahmin eder. Bu model çok sayıda empedans tüpü ölçümüne dayalıdır ve akustik özelliklerini 250 Hz'den yüksek frekanslar için iyi hesaplar. Düşük frekanslarda akustik davranışı doğru bir şekilde temsil edemez [24].

$$Z_c = \rho_o c_o [1 + 0.057X^{-0.754} - j0.087X^{-0.732}] \quad (2.52)$$

$$k = \omega/c_o [1 + 0.0978X^{-0.700} - j0.189X^{-0.595}] \quad (2.53)$$

$$X = \frac{\rho_o f}{\sigma} \quad (2.54)$$

Burada  $\rho_o$  ve  $c_o$  sırasıyla havanın yoğunluğu ve sesin havadaki hızı,  $Z_c$  ve  $k$  sırasıyla malzemenin karakteristik empedansı ve karmaşık dalga sayısıdır.

Bu yöntem sadece  $0.001 < X < 1$  ve  $1 < \sigma < 5000$  şartlarının sağlandığı ve gözeneklilik oranının bir değerine yakın olduğu malzemeler için geçerlidir.

Bu modelin düşük ve yüksek frekanslar için geçerliliği 1980’de Bies ve Hansen tarafından geliştirildi [13]. Sonrasında bu model üzerine 2002’de Mechel ve 1990’da Miki iyileştirmeler yapmıştır [30]. Delany Bazley modelini takiben çok sayıda araştırmacı deneysel ifadeler geliştirdi. 2009’da Bies ve Hansen ise bu ifadeleri aşağıdaki şekilde genelleştirmiştir [31].

$$Z_c = \rho \cdot c [1 + c_1 X^{-c_2} - j c_3 X^{-c_4}] \quad (2.55)$$

$$k = \omega/c [1 + c_5 X^{-c_6} - j c_7 X^{-c_8}] \quad (2.56)$$

$$X = \frac{\rho f}{\sigma} \quad (2.57)$$

Buradaki C katsayıları çeşitli deneysel modeller için Çizelge 2.2’de verilmiştir.

**Çizelge 2.2:** Çeşitli malzemeler için C katsayıları [31].

Malzeme tipi	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8
Taş yünü/Cam yünü (Delany & Bazley, 1970)	0,0571	0,754	0,087	0,732	0,0978	0,7	0,189	0,595
Taş yünü/Cam yünü (Miki, 1989)	0,070	0,632	0,107	0,632	0,109	0,618	0,160	0,618
Polyester (Garai & Pompoli, 2005)	0,078	0,623	0,074	0,660	0,159	0,571	0,121	0,530
Düşük $\sigma$ poliüretan sünger (Dun & Davern, 1986)	0,114	0,369	0,0985	0,758	0,168	0,715	0,136	0,491
Orta $\sigma$ gözenekli plastik sünger (Wu, 1998)	0,212	0,455	0,105	0,607	0,163	0,592	0,188	0,544
Elyaf $X < 0,025$ (Mechel, 2002)	0,081	0,699	0,191	0,556	0,136	0,641	0,322	0,502
Elyaf $X > 0,025$ (Mechel, 2002)	0,0563	0,725	0,127	0,655	0,103	0,716	0,179	0,663

Diğer deneysel modeller ise 1992’de Allard ve Champoux’un modeli üzerine geliştirilmiştir [29]. Bu model termal etkilerin frekansa bağlı değiştiğini de hesaba katar ve ayrıca düşük frekanslarda davranışları daha doğrudur. Dinamik yoğunluk ve dinamik esneklik modülü aşağıdaki şekilde tanımlanır:

$$\rho(\omega) = \rho_o \left[ 1 - i \left( \frac{\sigma}{\rho_o \omega} \right) G_1 \left( \frac{\rho_o \omega}{\sigma} \right) \right] \quad (2.58)$$

$$K(\omega) = \gamma \rho_o \left( \gamma - \frac{\gamma - 1}{1 - \left( \frac{i}{4P_r} \right) \left( \frac{\sigma}{\rho_o \omega} \right) G_2 \left( \frac{\rho_o \omega}{\sigma} \right)} \right)^{-1} \quad (2.59)$$

Bu denklemlerde verilen  $G_1 \left( \frac{\rho_o \omega}{\sigma} \right)$  ve  $G_2 \left( \frac{\rho_o \omega}{\sigma} \right)$  ifadeleri aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır:

$$G_1 \left( \frac{\rho_o \omega}{\sigma} \right) = \sqrt{1 + \frac{i}{2} \left( \frac{\rho_o \omega}{\sigma} \right)} \quad (2.60)$$



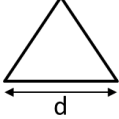
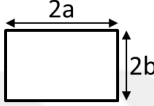
$$G_2 \left( \frac{\rho_o \omega}{\sigma} \right) = G_1 \left( \frac{\rho_o \omega}{\sigma} \right) \left[ 4P_r \left( \frac{\rho_o \omega}{\sigma} \right) \right] \quad (2.61)$$

Burada  $P_r$ , kuru havanın Prandtl sayıdır. Deneysel modeller, kolaylıkla ölçülebilen hava akış öz direnci gibi sadece bir girdi gerektirdiğinden daha avantajlıdır.

### 2.5.2 Analitik modeller

Delany-Bazley modelleri de dahil olmak üzere deneysel modeller yalnızca gözenekli malzemeler için uygundur. Çok yüksek veya çok düşük frekanslarda gerçekçi olmayan tahminler verir [28]. Diğer taraftan mikroyapısal modeller geniş malzeme tipi ve frekans aralığında daha doğrudur.

Analitik modeller mikro boyutta basit şekillere ve tek tip kesit yapısına sahip gözenekli malzeme tanımlamak için kullanılır. Dairesel, kare ve üçgensel şekillerde yarık benzeri ve paralel silindirik yapıdaki gözenekli yapıların modellenmesinde kullanılabilir. Malzemelerin dinamik yoğunluğu ve esneklik modülü aşağıdaki şekilde verildiği gibi hesaplanır.

Sabit kesitli silindirik gözenek yapıları	Dinamik yoğunluk $\rho_e$	Dinamik esneklik modülü $K_e$
	$\frac{\rho_o}{\phi} \left[ 1 - \frac{2}{\beta\sqrt{-j}} \frac{J_1(\beta\sqrt{-j})}{J_0(\beta\sqrt{-j})} \right]^{-1}$	$\frac{\rho_o}{\phi} \gamma \left[ 1 + (\gamma - 1) \frac{2}{\beta\sqrt{-j\mathbf{Pr}}} \frac{J_1(\beta\sqrt{-j\mathbf{Pr}})}{J_0(\beta\sqrt{-j\mathbf{Pr}})} \right]^{-1}$
	$\frac{\rho_o}{\phi} \left[ 1 - \frac{\tanh(\beta\sqrt{j})}{\beta\sqrt{j}} \right]^{-1}$	$\frac{\rho_o}{\phi} \gamma \left[ 1 + (\gamma - 1) \frac{\tanh(\beta\sqrt{j\mathbf{Pr}})}{(\beta\sqrt{j\mathbf{Pr}})} \right]^{-1}$
	$\frac{\rho_o}{\phi} \frac{\epsilon^2}{\epsilon^2 - 3\epsilon \cdot \coth(\epsilon) + 3}$	$\frac{\rho_o}{\phi} \gamma \left[ \gamma - \frac{\gamma - 1}{\mathbf{Pr} \epsilon^2} (\mathbf{Pr} \epsilon^2 - 3\sqrt{\mathbf{Pr}} \cdot \epsilon \coth(\sqrt{\mathbf{Pr}}\epsilon) + 3) \right]^{-1}$
	$\frac{\frac{\rho_o \eta a^2 b^2}{\phi 4j\omega\rho_o}}{\sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{1}{\alpha_m^2 \beta_n^2 (\alpha_m^2 + \beta_n^2 + j\omega\rho_o/\eta)}}$	$\frac{\rho_o}{\phi} \gamma / \left( \frac{\gamma - (\gamma - 1) \frac{4j\omega\rho_o\mathbf{Pr}}{\eta a^2 b^2}}{\sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{1}{\alpha_m^2 \beta_n^2 (\alpha_m^2 + \beta_n^2 + j\omega\rho_o\mathbf{Pr}/\eta)}} \right)$
	$\beta = \bar{r} \sqrt{\frac{\omega\rho_o}{\eta}}$ $\epsilon = \frac{\sqrt{3}}{4} \sqrt{\frac{i\omega\rho_o}{\eta}} d$ $r$ : hidrolik yarıçap, daireesel kesit için r, yarık kesit için a	$\alpha_m = (m + 1/2)\pi/a$ $\beta_n = (n + 1/2)\pi/b$ $J_n$ : birinci tür Bessel fonksiyonu

**Şekil 2.12:** Basit gözenekli yapıya sahip malzemelerin benzetim modelleri [32]

Mikroyapısal modeller genellikle daireesel kesitli gözenekli yapılarda kesin çözüm almak için geliştirilmiştir. 1982’de Attenborough, daha karmaşık gözenekli mikro yapılar için statik ve dinamik şekil faktörlerini içeren beş parametre gerektiren rijit yapıli modeller geliştirmiştir [33]. Ayrıca bu modellerin lifli ve granüllü malzemeler için de uygulanabileceğini göstermiştir. Sonrasında 1992’de Champoux ve Stinson bir başka beş parametre gerektiren viskoz ve termal etkileri hesaba katan iki farklı şekil faktörü içeren modellerini geliştirmişlerdir [34]. Ancak bu modeller tam olarak bilinen gözenek şekillerine sahip numuneler için doğrulanmıştır.

Mikroyapısal modeller, malzeme tipleri ve alt üst frekans aralığının yeterliliğinden dolayı deneysel modellere göre daha avantajlı olmasına rağmen, karmaşık olması ve modellemek için üç veya beş parametreye ihtiyaç duyması bir dezavantajdır. Mikro yapısal modeller, diğer modeller ile karşılaştırıldığında yaklaşık olarak aynı miktarda akustik parametrelere ihtiyaç duyar. Ancak modelin doğruluğu, gözenekli malzemenin mikro yapısının gerçek numuneye ne kadar yakın olduğuna bağlıdır.

### 2.5.3 Olgusal modeller

Olgusal modeller rastgele gözenek yapısına sahip malzemeleri başarılı bir şekilde modelleme imkânı sağlar. Bu modeller yüksek doğruluğa sahiptir ancak öncesinde ölçülmesi gereken çok sayıda fiziksel parametreye ihtiyaç duyar. Bu modeller, gözenekli bir ortamdaki ses yayılımının evrensel temel fizik ilkelerine dayanmaktadır.

Johnson ve diğ. 1987 yılında dinamik viskoz yayılımı tanımlamak için sıfır ve sonsuz frekans değerlerindeki limit davranışı temel alarak dinamik kıvrımlılığı kullandılar [23]. Malzemenin geometrisi ile ilgili olan viskoz karakteristik uzunluğu kullanarak düşük ve yüksek frekanslardaki dinamik kıvrımlılığın formülünü enterpole ettiler. Sonrasında 1991'de Champoux ve Allard, Johnson ve diğ.'nin çalışmalarını genişleterek gözeneklerdeki akışkanın dinamik esneklik modülünü açıklamak için ek bir termal karakteristik uzunluğun gerektiğini gösterdiler [16]. Böylece Allard 1991 senesinde Johnson-Champoux-Allard modeli olarak bilinen matematik modeli geliştirdi. Bu matematik model ile beş fiziksel parametre kullanılarak eşdeğer akışkanın etkin dinamik yoğunluk ve etkin dinamik esneklik modülü hesaplanabilmektedir.

$$\rho = \rho_0 \left( \alpha_\infty + \frac{\sigma\phi}{j\omega q_0} G(\omega) \right) \quad (2.62)$$

$$K = \gamma P_0 / \left[ \gamma - \frac{(\gamma - 1)}{1 + \frac{\sigma'\phi}{j\omega q'_0} G'(\omega)} \right] \quad (2.63)$$

Johnson ve diğerlerinin yaptığı çalışmaya göre  $G$ , basitleştirilmiş Lafarge modelinde  $G'$ , Champoux Allard modelinde ise  $G'$  sırasıyla denklem 2.64, 2.65 ve 2.66'da verildiği şekilde tanımlanır.

$$G_j(\omega) = \left[ 1 + \left( \frac{2\alpha_\infty q_0}{\phi\Lambda} \right)^2 \frac{j\omega}{\sigma} \right]^{1/2} \quad (2.64)$$

$$G'_j(\omega) = \left[ 1 + \left( \frac{2q'_0}{\phi\Lambda'} \right)^2 \frac{j\omega}{\sigma'} \right]^{1/2} \quad (2.65)$$



$$G'_j(\omega) = [1 + \left(\frac{\Lambda'}{4}\right)^2 \frac{j\omega}{\sigma'}]^{1/2} \quad (2.66)$$

Bu denklemlerde  $\Lambda$  karakteristik viskoz uzunluk,  $\Lambda'$  karakteristik termal uzunluktur.

Pride ve ve diğ.'nin 1993 yılında yaptığı çalışma ile Johnson ve diğ.'nin geliştirdiği akışkanın etkin yoğunluğunu veren ifadeyi yeniden düzenlendi [35]. Jonhson modeli frekansın sıfıra yaklaştığı düşük değerlerde doğru davranış göstermiyordu. Bu yüzden Pride düşük ve yüksek frekanslarda etkin yoğunluğun doğru davranışını veren beş adet fonksiyonel model geliştirdi ancak bu modeller geniş frekans aralığında iyi sonuçlar vermesine rağmen tanımları daha karmaşık ve yorumlaması da daha zordu. Ayrıca Lafarge 2006'da yaptığı çalışma ile gözenekli malzemenin eşdeğer akışkanın esneklik modülü için basitleştirilmiş bir model geliştirdi [36].

Ek parametreler ile Pride ve tam Lafarge modelleri,  $G_p$  ve  $G'_p$  sırasıyla denklem 2.67 ve 2.68'de verilmiştir.

$$G_p(\omega) = 1 - b + b[1 + \left(\frac{2\alpha_\infty q_0}{b\phi\Lambda}\right)^2 \frac{j\omega}{\sigma}]^{1/2} \quad (2.67)$$

$$G'_p(\omega) = 1 - b' + b'[1 + \left(\frac{2q'_0}{b'\phi\Lambda'}\right)^2 \frac{j\omega}{\sigma'}]^{1/2} \quad (2.68)$$

Bu denklemlerde  $\sigma$ ,  $b$ ,  $q_0$  ve  $q'_0$  ifadeler aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$\sigma = \frac{\eta}{\rho_0} = B^2 \sigma' \quad (2.69)$$

$$b = \frac{2q_0 \alpha_\infty^2}{\phi \Lambda^2 (\alpha_0 - \alpha_\infty)} \quad (2.70)$$

$$q_0 = \frac{\phi \Lambda^2}{8}, \quad q'_0 = \frac{\phi \Lambda'^2}{8} \quad (2.71)$$

Burada  $B^2$  Prandtl sayısıdır.

Olgusal modeller ek olarak karakteristik viskoz ve termal uzunluk, kıvrımlılık parametreleri ile iyileştirilmiştir [24].

Johnson-Champoux-Allard (JCA)'ın sunduğu olgusal modeller gözenekli malzemede havanın viskozitesini ve hava ile gözenek yapısı arasındaki termal etkileşimi temsil eder. Gözenek yapısının hareketsiz ve izotermal olduğu kabul edilir. Denklem 2.62 ve 2.63, JCA modeli için sadeleştirildiğinde viskozitenin etkisi dinamik yoğunluk  $q$  şu şekilde ifade edilir:

$$\rho(\omega) = \frac{\alpha_{\infty}\rho_o}{\phi} \left[ 1 + \frac{\sigma\phi}{i\omega\alpha_{\infty}\rho_o} \sqrt{1 + \frac{4i\tau^2\eta\rho_o\omega}{\sigma^2\Lambda^2\phi^2}} \right] \quad (2.72)$$

Termal etkiler ise dinamik esneklik modülü  $K$  ile şu şekilde ifade edilir:

$$K(\omega) = \frac{\gamma P_o / \phi}{\gamma - (\gamma - 1) \left[ 1 + \frac{8\eta}{i\rho_o\omega B^2\Lambda'^2} \sqrt{1 + \frac{i\rho_o\omega B^2\Lambda'^2}{16\eta}} \right]^{-1}} \quad (2.73)$$

Bu denklemlerde  $\omega$  açısal frekans,  $P_o$  atmosfer basıncı,  $\gamma, B^2, \rho_o$  ve  $\eta$  sırasıyla havanın özgül ısısı, Prandtl sayısı, havanın yoğunluğu ve havanın viskozitesidir. Gözenekli ortamın karakteristiğini belirleyen diğer parametreler  $\phi, \sigma, \alpha_{\infty}, \Lambda$  ve  $\Lambda'$  ise sırasıyla açık gözeneklilik oranı, hava akış özdirenci, kıvrımlılık, karakteristik viskoz uzunluk ve karakteristik termal uzunluktur.

### 3. AKUSTİK MALZEME ÖLÇÜMLERİ

Gözenekli elastik bir yalıtım malzemesinin performansını değerlendirmek için beş ayrı akustik parametre (gözeneklilik oranı, hava akış öz direnci, kıvrımlılık, karakteristik viskoz ve termal uzunluklar) ve üç mekanik parametrenin (elastisite modülü, poisson oranı ve kayıp faktörü) bilinmesi gerekmektedir. Bu parametreler malzemelerin karakteristik özelliklerini değerlendirmek ve akustik analiz yazılımlarında malzeme tanımlamak için gereklidir.

#### 3.1 Karakteristik Parametrelerin Ölçüm Yöntemleri

Belirtilen akustik ve mekanik özelliklerin ölçülmesi için çeşitli doğrudan ve dolaylı ölçüm yöntemleri geliştirilmiştir. Bu yöntemlerden bazıları aşağıdaki çizelgede özetlenmiştir.

**Çizelge 3.1:** Gözenekli malzeme parametreleri ölçüm yöntemleri.

Parametre	Yöntem		
Akustik (Geometrik) Özellikler			
Hava Akış Öz direnci	Direkt akış metodu	Değişken akış metodu	Empedans Tüpü
Gözeneklilik Oranı	ISO 9053 A / ASTM C522-09	ISO 9053 B	ASTM E2611
Kıvrımlılık	Akışkan ile doyurma metodu	Ultrasonik Metot	Izotermal hava sıkıştırma metodu
K. Viskoz Uzunluk	Elektriksel empedans metodu	Ultrasonik Metot	Empedans Tüpü
K. Termal Uzunluk	Ultrasonik frekansta ölçüm	Optik Metot	ASTM E2611
	Ultrasonik frekansta ölçüm	Optik Metot	Empedans Tüpü
			ASTM E2611
Elastik Özellikler			
Young Modülü	Yarı-statik sıkıştırma metodu	Dinamik sıkıştırma metodu	
Poisson Oranı	Yarı-statik sıkıştırma metodu	Dinamik sıkıştırma metodu	
Kayıp Faktörü	Yarı-statik sıkıştırma metodu	Dinamik sıkıştırma metodu	

Doğrudan ve dolaylı ölçüm yöntemleri ile istenen bu parametreler elde edilebilmektedir. Ancak parametrelerin, doğruluğu yüksek bir şekilde elde edilmesi oldukça önemlidir. Doğrudan ölçüm yöntemleri ile istenen parametrelerin yüksek doğrulukta ölçülmesi mümkündür. Dolaylı yöntemler ile bütün akustik parametreler

sadece empedans tüpü ölçümü ile tahmin edilebilir. Ancak parametre tahmini yaparken artan bilinmeyen sayısı problemin çözümünü zorlaştıracaktır.

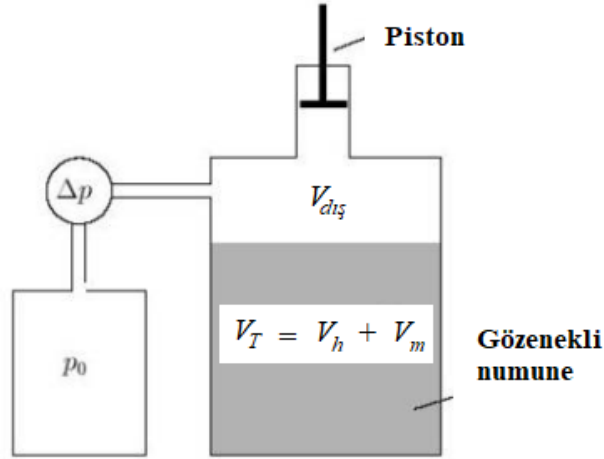
### 3.1.1 Doğrudan ölçüm yöntemleri

Fiziksel parametrelerin karakteristik davranışlarının izlenebildiği test düzenekleri ile toplanan verilerden doğrudan anlamlı sonuçların elde edilebildiği ölçüm yöntemleridir. Hava akış öz direnci, açık gözeneklilik oranı, kıvrımlılık, karakteristik viskoz ve termal uzunluklar belirli standartlara ve çalışmalara göre doğrudan ölçülebilir.

#### 3.1.1.1 Açık gözeneklilik oranı

##### İzotermal sıkıştırma yöntemi

Açık gözeneklilik oranı Champoux ve arkadaşlarının yaptığı çalışmalarda Boyle-Mariotte'nin ideal gaz prensibine dayalı olarak kurulan test düzenekleri ile ölçülmüştür. Test hacmini izotermal olarak kabul edersek basınç ve hacim arasındaki ilişki ( $PV=\text{sabit}$ ) basit kalacaktır.



Şekil 3.1: Açık gözeneklilik oranı ölçüm sisteminin şeması [37]

Şekil 3.1'de gösterilen test düzeneğinde Boyle prensibi uygulandığında aşağıdaki eşitliği yazabiliriz.

$$(V_h + V_{diş})P_o = (V_h + V_{diş} + \Delta V)(P_o + \Delta P) \quad (3.1)$$

Numune içerisinde kabarcıkların açık hacimleri denklem 3.2 ile ifade edilir.

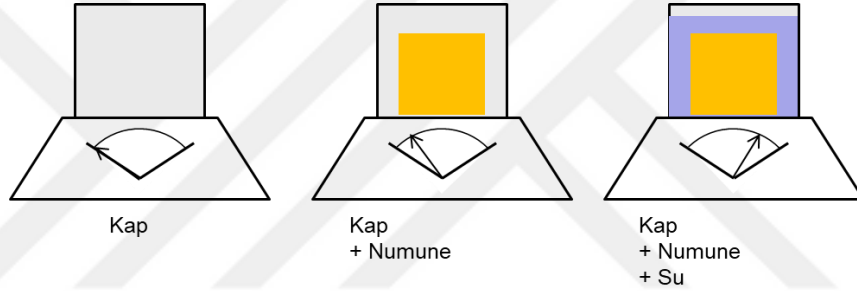
$$V_h = - \left( \frac{P_o + \Delta P}{\Delta P} \Delta V + V_{dış} \right) \quad (3.2)$$

Açık gözenek hacmi elde edildiğinde gözeneklilik oranı aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

$$\phi = V_h / V_T \quad (3.3)$$

### Akışkan ile doyurma yöntemi

Arşimet prensibine göre gözenekler bir sıvı ile dolduğunda sıvının nüfuz etmediği kısım sıvı hacminde artışa sebep olur. Hacim değişiminden yola çıkarak açık gözeneklilik oranı hesaplanabilir.



**Şekil 3.2:** Arşimet prensibi ile gözeneklilik oranı ölçümü

Bu tekniğin uygulanması sırasında daldırılan akışkanın malzemeye zarar vermemesi gerekmektedir [38].

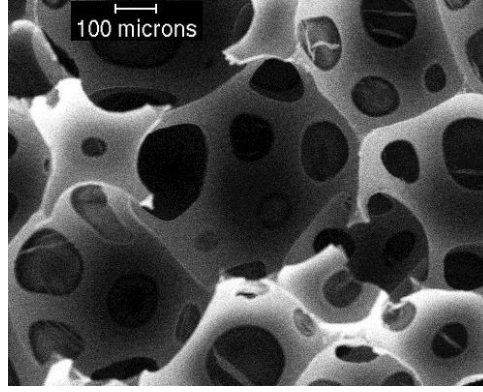
### Ultrasonik frekansta ölçüm ile tahmin

Fellah ve diğ.'nin geliştirdiği ölçüm metodu ile iki ayrı eğimde gelen sesin yansımaya katsayısından malzemelerin yüzey gözenekliliğini tahmin etmişlerdir [39].

Umnova ve diğ.'nin yaptığı diğer bir çalışmada ise büyük gözenek veya lif yapısına sahip rijit malzemelerin ultrasonic frekanslarda yansımaya ve iletim değerlerinin ölçümünden açık gözeneklilik ve kıvrımlılık değerleri tahmin edilmiştir [40].

### Optik yöntem

Gözenekli ortamın gözeneklilik değerinin optik yöntem ile ölçümü için genellikle bilgisayarlı tomografi ölçümleri kullanılır. Çekilen iki boyutlu görüntülerden üç boyutlu malzeme özellikleri yüksek doğrulukla elde edilebilir.

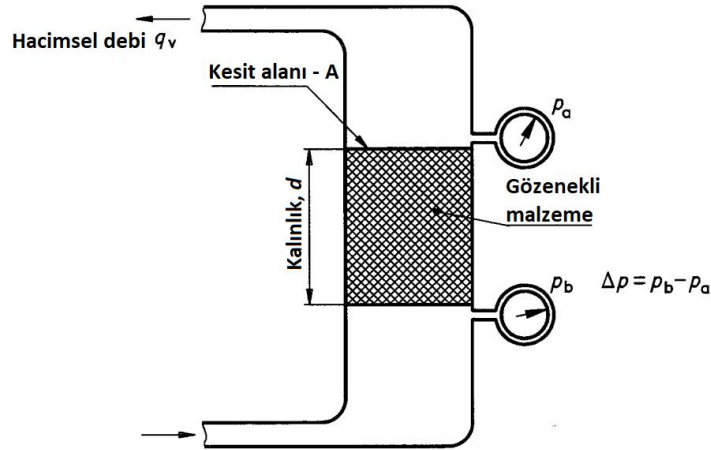


**Şekil 3.3:** Poliüretan süngerin electron mikroskopi ile çekilmiş 2 boyutlu bir görüntüsü [41]

### 3.1.1.2 Hava akış öz direncinin ölçümü

#### Sabit akış yöntemi

ASTM C522-9 [11] ve ISO 9053-A [12] standartlarına göre sabit bir hava akışının test numunesi boyunca oluşturduğu basınç farkı ölçülerek hava akış öz direnci elde edilir. Ölçüm cihazının temsili şeması Şekil 3.4’de gösterildiği gibidir.



**Şekil 3.4:** Hava akış öz direnci ölçüm sisteminin şeması [12]

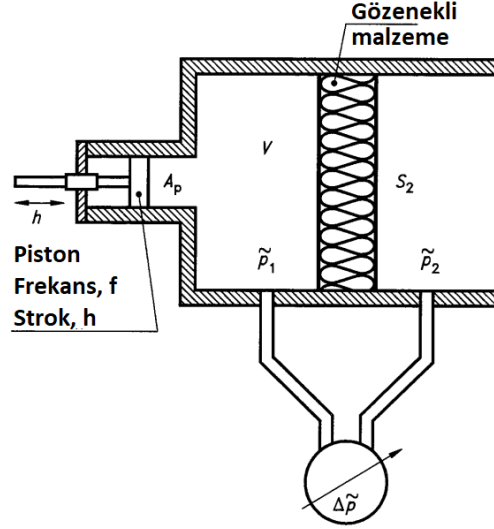
Sabit hava akışı uygulanan bu test sisteminde oluşan numune öncesi ve sonrası basınç değerleri ölçülerek denklem 3.4’deki gibi hava akış öz direnci hesaplanır.

$$\sigma = \frac{(P_a - P_b)A}{q_v \cdot d} \quad (3.4)$$

Bu denklemde  $P_a$  ve  $P_b$  numunenin önündeki ve arkasındaki basınç değerleridir.  $A$ , numunenin yüzey alanı,  $d$ , kalınlığı,  $q_v$  ise akış debisidir.

## Değişken akış yöntemi

ISO 9053-B [12] yöntemi değişken hava akışının geçtiği numune ile test hacminin arasında oluşan basıncın ölçülmesine dayanır. Belirli bir frekansta salınım hareketi yapan pistonun test hacminde aynı frekansta oluşturduğu basınç değişimi 2 Hz’de kalibre edilmiş bir kondansatörlü mikrofona ile ölçülür. Ölçüm cihazının temsili şeması Şekil 3.5’de gösterildiği gibidir.



Şekil 3.5: Hava akış öz direnci ölçüm sisteminin şeması [12]

Değişken hava akışı uygulanarak yapılan bu test sonucu ses basınç seviyesi (SPL) ölçülür. Test cihazının boyutları da hesaba katılarak denklem 3.5 ile hava akış öz direnci elde edilir.

$$\sigma = \frac{A_p \rho_0 10^{SPL/20}}{2\pi f \frac{A_p h}{2\sqrt{2}} d} \quad (3.5)$$

Burada  $f$ , pistonun çalışma frekansı [Hz],  $h$ , pistonun uç noktalar arası çalışma stroğu [m],  $A_p$ , pistonun kesit alanı [ $m^2$ ],  $d$  numunenin kalınlığı [m], SPL ise ölçülen ses basınç seviyesidir.

### 3.1.1.3 Kıvrımlılık ölçümü

Kıvrımlılık değeri geometrik şekil faktörü olarak da tanımlanabilir. Basit silindirik yapılı gözenekli yapılar için analitik olarak hesaplanabilir ancak karmaşık gözenekli

bir geometriye sahip malzemenin kıvrımlılık değerinin doğrudan ölçümü için bazı yöntemler geliştirilmiştir.

### Elektriksel empedans metodu

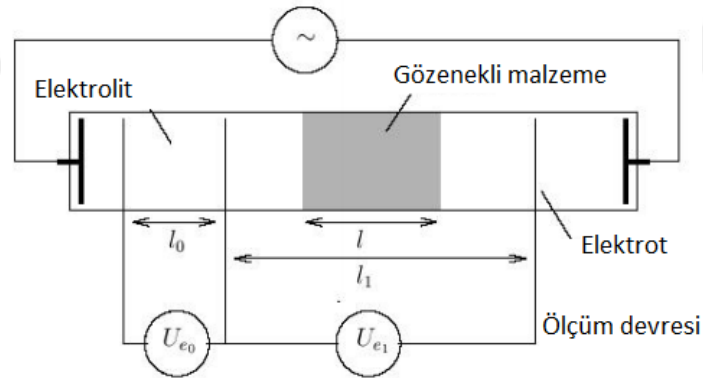
Bu yöntem, iletken bir sıvı içerisinde yerleştirilmiş numunenin oluşturduğu direncin ölçümüne dayalıdır. Şekil 3.6'daki test şemasında numune varken ölçülen direnç  $R_e$ , numune yok iken ölçülen dirence  $R_{e0}$  oranlandığında elektriksel azalma faktörü elde edilir. Buradan kıvrımlılık aşağıdaki denklem ile hesaplanabilir.

$$\alpha_{\infty} = \phi \frac{R_e}{R_{e0}} \quad (3.6)$$

Elektriksel azalma faktörü ise aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\frac{R_e}{R_{e0}} = 1 - \frac{l_1}{l} + \frac{U_{e1}l_0}{U_{e0}l} \quad (3.7)$$

Burada  $U_{e1}$  ve  $U_{e0}$  elektrik devresindeki gerilim kaynaklarıdır.

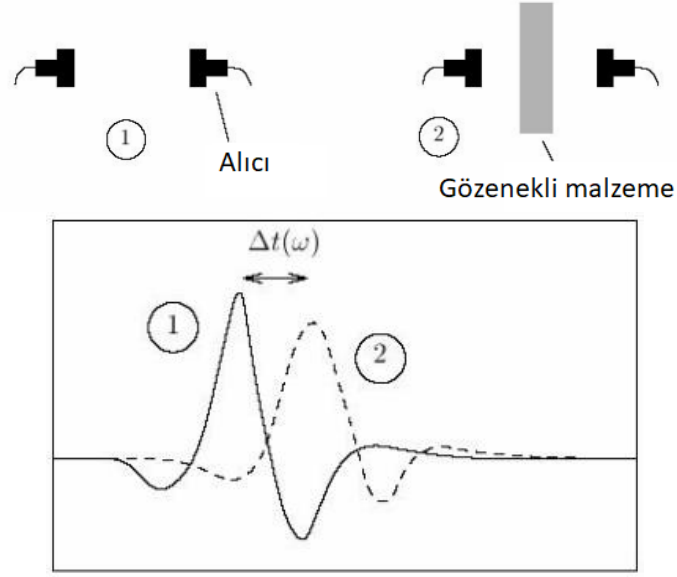


Şekil 3.6: Elektriksel direnç yöntemi ile kıvrımlılık test şeması [42]

### Ultrasonik iletim yöntemi

1993'de Allard ve diğ.'nin kıvrımlılığı tespit etmek için sunduğu yöntem, malzemeyi geçen ultrasonik bir ses dalgasının gecikmesinin ölçülmesine dayalıdır [43]. Zaman gecikmesi, bir ultrasonik vericiden çıkan dalganın alıcıya ulaşana kadar geçen zamanın numunenin olduğu ve olmadığı durumlardaki ölçümü ile elde edilir.





**Şekil 3.7:** Ultrasonik iletim metodu ölçüm şeması [42]

$$\frac{c_0}{c_\omega} = 1 + \frac{c_0 \Delta t(\omega)}{L} \quad (3.8)$$

$$\left(\frac{c_0}{c_\omega}\right)^2 = \alpha_\infty (1 - 2\varphi) \quad (3.9)$$

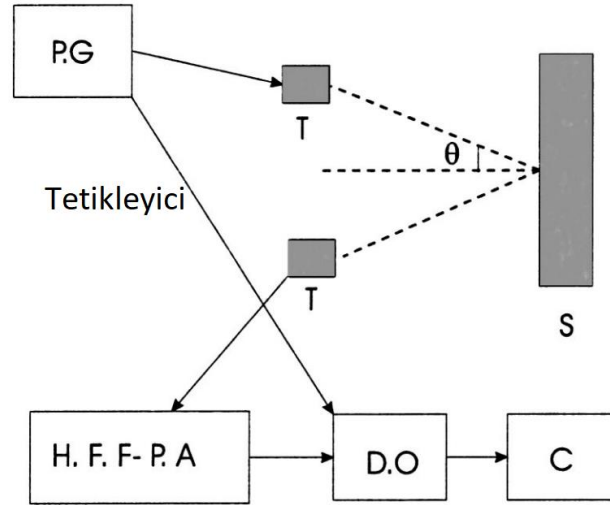
Bu denklemde  $\varphi$ , karmaşık dalga sayısının sönüm açısıdır. Bu değer aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\varphi = \frac{\delta}{2} \left( \frac{1}{\Lambda} + \frac{\gamma - 1}{B\Lambda'} \right) \quad (3.10)$$

$\delta$  viskoz tabaka yüzeyinin derinliğidir ve  $\sqrt{2\eta/\omega\rho_0}$  ile hesaplanır. Kıvrımlılık değeri denklem 3.9 kullanılarak ultrasonic frekanstaki ölçüm sonucundan elde edilebilir. Bir çok gözenekli malzeme için 50 ve 100 kHz arasındaki ölçümlerde sönüm açısı  $\varphi$  oldukça küçük olduğundan ihmal edilebilir. Bu durumda doğrudan ölçülen zaman gecikmesi kullanılarak kıvrımlılık değeri elde edilebilir [43].

### Ultrasonik yansıma yöntemi

Fellah ve diğ. kıvrımlılık ve gözenekliliğin ultrasonic dalgalar ile ölçümü için Şekil 3.8'de gösterilen düzeneğini geliştirdiler [39].



Şekil 3.8: Ultrasonik yöntem ile gözeneklilik ve kıvrımlılığın ölçümü [39]

$$\alpha = \frac{\left( \frac{(1-r_2)(1+r_1)\cos\theta_2}{(1+r_2)(1-r_1)\cos\theta_1} \right)^2 \sin^2\theta_1 - \sin^2\theta_2}{\left( \frac{(1-r_2)(1+r_1)\cos\theta_2}{(1+r_2)(1-r_1)\cos\theta_1} \right)^2 - 1} \quad (3.11)$$

Bu denklemde  $\theta_1$  ve  $\theta_2$  numuneye geliş açıları,  $r_1$  ve  $r_2$  ise ilgili açının yansıtma katsayılarıdır. Denklem 3.11 sayesinde kıvrımlılık değeri, yansıtma değerlerinin bir fonksiyonu olarak tanımlanabilir.

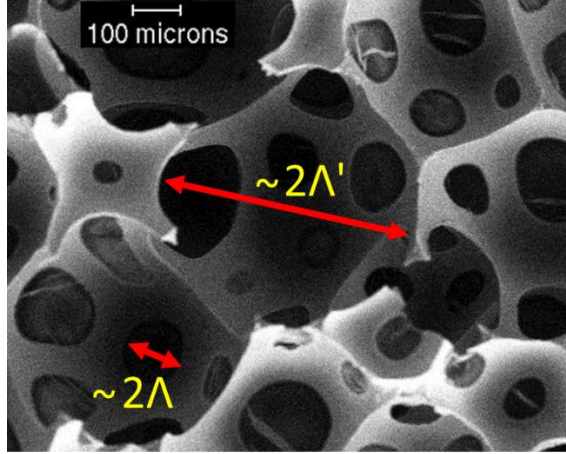
Gözeneklilik oranı ise geliş açısı ve yansıtma katsayılarının bir fonksiyonu olarak aşağıdaki şekilde tanımlanabilir.

$$\phi = \frac{\alpha(1-r_i)\cos\theta_i}{(1+r_i)\sqrt{\alpha - \sin^2\theta_i}} \quad i = 1,2 \quad (3.12)$$

### 3.1.1.4 Viskoz ve termal karakteristik uzunlukların ölçümü

#### Optik yöntem

Termal karakteristik uzunluk, küresel gözenekli yapılar için yaklaşık olarak gözenek yarıçapına eşittir. Bu yüzden malzemenin iki yada üç boyutlu mikro yapısına ait görsellerden karakteristik termal uzunluk elde edilebilir. Ancak küçük bir mikroskopik kesit görüntüden malzemenin bütünü için ortalama bir değer belirlemenin zor oluşu bu yöntemin dezavantajıdır.



Şekil 3.9: Poliüretan süngerin 2 boyutlu görüntüsü [41]

### Ultrasonik iletim yöntemi

Allard ve diğ.'nin yaptığı çalışmaya [43] göre eğer bir karakteristik uzunluk ya da karakteristik uzunluklar arası oran biliniyorsa ultrasonic frekanslarda dalga sayısının sönüm açısı ihmal edilebilecek mertebede iken denklem 3.10 kullanılarak termal uzunluklar tespit edilebilir.

Ayrıca 2010 yılında Groby ve diğ.'nin yaptığı çalışma [44] ile ultrasonic frekanslarda yansıma ve iletim katsayıları kullanılarak karakteristik uzunluklar tespit edilebilmiştir. Ultrasonik frekans aralığında JCA modeli üzerinde karakteristik uzunluklar oldukça etkilidir. Bu yüzden karakteristik uzunluklar aşağıdaki şekilde hesaplanabilmektedir.

$$\bar{\Lambda} = \sqrt{\frac{2\eta}{\omega\rho_o}} \left( \frac{Re(\tilde{\rho}) - Im(\tilde{\rho})}{Im(\tilde{\rho})} \right) \quad (3.13)$$

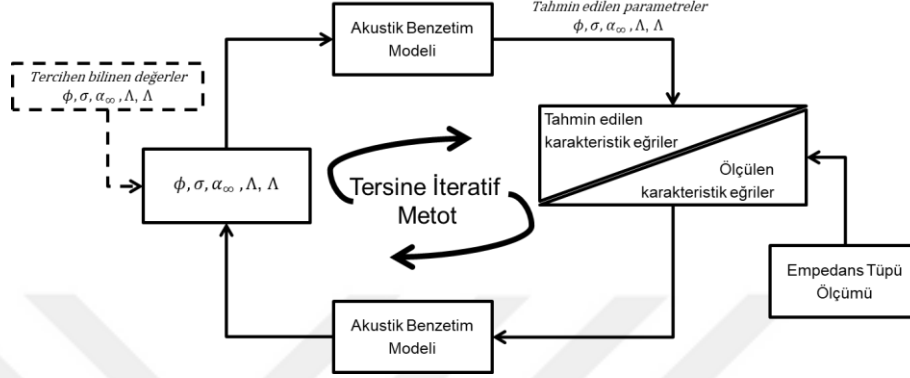
$$\bar{\Lambda}' = (1 - \gamma) \sqrt{\frac{2\eta}{\omega Pr\rho_o}} \left( \frac{Re(\tilde{K}) - Im(\tilde{K})}{Im(\tilde{K})} \right) \quad (3.14)$$

### 3.1.2 Dolaylı ölçüm yöntemleri

Duyulabilir frekans aralığında yapılan bir empedans tüpü ölçümünden beş akustik parametrenin tamamı ya da bir kısmı dolaylı olarak elde edilebilir. Şekil 3.10'da gösterildiği gibi empedans tüpü ölçümünden elde edilen karakteristik eğriler ve gözenekli malzemelere ait bu eğrilerin sayısal benzetim modelleri kullanılarak

yapılan doğrusal olmayan bir eğri uydurma işlemi ile aranan bu akustik parametreler tahmin edilebilir.

Bu çalışmada JCA benzetim modeli sayesinde beş akustik parametre tahmin edilmiştir. Parametre tahmini hakkında detaylı bilgiler bir sonraki ana başlıklar altında detaylı olarak verilmiştir.



Şekil 3.10: Akustik parametrelerin tahmini için izlenen yol

### 3.1.3 Parametrelerin uyum şartları

Gözenekli malzemelerin geometrik parametreleri birbirinden ne kadar bağımsız görünse de dolaylı olarak ilişkilidir. Malzeme parametreleri bazı eşitsizlikler ve büyüklüklerin derecesi ile doğrulanmalıdır. Dikkate alınabilecek bazı şartlar şu şekildedir:

- Viskoz karakteristik uzunluk, termal karakteristik uzunluktan küçük ya da eşit olabilir.

$$\Lambda \leq \Lambda' \quad (3.15)$$

- Lifli malzemeler için genellikle hava akış öz direncinin kütlele yoğunluk ile arttığı kabul edilir [45].
- Lifli malzemeler için kıvrımlılık değeri aşağıdaki şekilde yaklaşık olarak tespit edilebilir. Büyük gözeneklilik değerleri için paralel silindir kabul edilen yapıların eksenine dik gelen akış için bu şekilde hesaplanabilir [46].

$$\alpha_{\infty} \cong 1 + (1 - \phi) \quad (3.16)$$

- Aynı şekilde küresel katı istifine sahip yapıların kıvrımlılık değerleri yaklaşık şu şekilde hesaplanabilir [47].

$$\alpha \sim 1 + \frac{1 - \phi}{2\phi} \quad (3.17)$$

- Ek olarak

Johnson Koplik& Dashen'in çalışmalarına dayalı modeller için viskoz gözenek şekil faktörü:

$$M = \frac{8\alpha\eta}{\sigma\phi\Lambda^2} \quad (3.18)$$

Champoux Allard ve Lafarge'in çalışmalarına dayalı modeller için termal gözenek şekil faktörü:

$$M' = \frac{8k'_0}{\sigma\Lambda'^2} \quad (3.19)$$

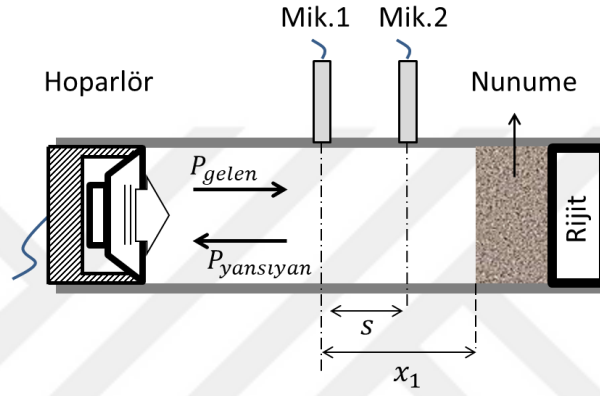
Bu gözenek şekil faktörleri birçok gözenekli malzeme için 1 civarında 10'un katları olarak karşımıza çıkar. Düz silindirik gözenekli malzemeler için bu M ve M' değerleri yaklaşık 1 civarındadır [48].

### 3.2 Empedans Tüpü Ölçümü

Empedans tüpü ölçüm yöntemi ile akustik malzemelerin ses yutum katsayısı, ses iletim kaybı gibi performans eğrileri elde edilmektedir. Malzemelerin yüzey empedansının ve ses yutum katsayısının ölçülmesi için ISO 10534-2 [49] veya ASTM E1050 [50] standardı referans alınır. Bu standartlar ile Şekil 3.11'de görüldüğü gibi kullanılan iki mikrofon arası transfer fonksiyonu ölçülerek yüzey empedansı ve ses yutum katsayısı hesaplanır. Ses iletim kaybı ölçümü için ise Şekil 3.12'de gösterilen dört mikrofonlu bir empedans tüpü düzeneği ile ASTM E2611 [51] standardı referans alınarak hesaplamalar gerçekleştirilir. Standardın sunduğu transfer matrisi metodu (TMM) ile dört mikrofon konumundan ölçülen ses basıncından numunenin her iki yüzeyindeki ses basıncı ve ses parçacık hızları hesaplanır. Bu veriler ile ölçülen ortamın ses iletimini karakterize eden transfer matrisinin elemanları hesaplanabilir. Dolayısıyla ölçülen numune içerisindeki ses yayılımını karakterize eden akustik empedans değerleri ve karmaşık dalga sayıları gibi özellikler de ASTM E2611 standardı referans alınarak hesaplanabilmektedir.

### 3.2.1 Empedans tüpünün boyutlandırılması

Empedans tüpü boyutlandırmasında ISO 10534-2 ve ASTM E1050 standartları referans alınabilir. Standartlara göre empedans tüpü  c ana kısımdan oluŐmaktadır. Bunlar, Şekil 3.11'de görülen gürültü kaynağı olarak hoparlör, belirli bir kesit ve uzunluğu sahip tüp ile t p üzerinden ölümleri yapacak mikrofonlardır. Amaç ses kaynağı ile oluşturulan gürültünün t p içerisinde düzlemsel dalgalar halinde ilerlemesi ve mikrofonlar vasıtasıyla t p içerisindeki ses basıncının  l lerek t p içerisindeki numunenin akustik özelliklerinin değerlendirilmesidir.



Şekil 3.11: ISO 10534-2 ve ASTM E1050 standartlarına dayalı bir empedans tüpünün Şematik gösterimi

Bahsedilen standartlar, t p boyutları, mikrofon konumları ve testin nasıl gerçekleŐtirilmesi gerektiği ile ilgili tavsiyeler sunar. Buna göre, t p i  çapının, tüp ile test yapılacak en yüksek frekans limitini nasıl deđerleŐtirdiđi aşağıdaki Şekilde hesaplanmaktadır.

$$f_u < K \frac{c}{d_t} \quad \text{veya} \quad d < K \frac{c}{f_u} \quad (3.20)$$

Burada  $f_u$ , üst frekans limiti [Hz],  $c$ , t p içerisindeki sesin hızı [m/s],  $d_t$ , t p i  çapı [m] ve  $K = 0,586$  olarak tanımlanmıştır.

40 mm iç çapa sahip olmasında tüp ile yapılabilecek testin en yüksek frekans değerini denklem 3.20 kullanılarak 5024 Hz olarak bulunur.

Empedans tüpünde belirlenmesi gereken bir diğer boyut ise mikrofonlar arası mesafedir. Standartlar bu mesafenin aşağıdaki Şekilde hesaplanmasını tavsiye etmektedir.

$$s < \frac{c}{2f_u} \quad (3.21)$$

Burada  $s$ , mikrofonlar arası mesafedir.

Önceki aşamada elde ettiğimiz üst frekans limiti denklem 3.21 ile değerlendirildiğinde mikrofonlar arasındaki mesafenin yaklaşık 34 mm'den küçük olması gerektiğine ulaşılmaktadır. Aynı standartta mikrofonlar arası mesafenin bu değerin %80'inden küçük kullanılması önerilmektedir. Mikrofonlar arası mesafeler tüpün hem alt hem de üst çalışma frekanslarının limitini belirler. Mikrofon aralığı, ölçülecek en uzun dalga boyunun %5'i ve en kısa dalga boyunun da %95'i olmalıdır. Ayrıca tüp uzunluğu da en büyük dalga boyunun yarısını içine alacak şekilde olmalıdır. Standartlardaki tavsiyeler göz önünde bulundurulduğunda mikrofonların gürültü kaynağına olan uzaklığı tüp iç çapının en az üç katı uzunluğunda olmalıdır.

Empedans tüpündeki ölçümler dairesel kesitin normalinde oluşan sesin doğrusal yayılımı üzerinden gerçekleştirilir. Bu durumun gerçek ses yayılım koşullarını her zaman sağlamadığı unutulmamalıdır. Yine de malzeme yüzeyine eğik gelen ses dalgalarının davranışını tahmin edebilmek için bu metot ile gözenekli bir ortamın karakteristik empedansı ve dalga sayısı ölçülebilir.

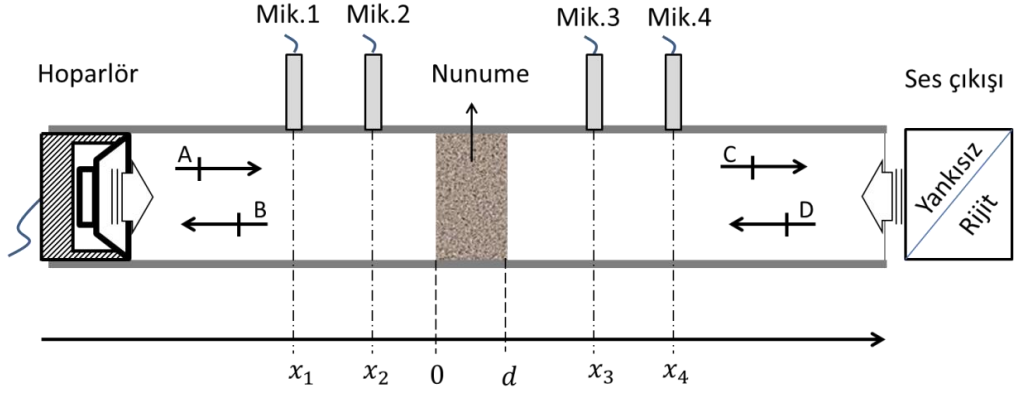
### 3.2.2 Empedans tüpünde sesin yayılımı

Empedans tüpü içerisinde sesin düzlemsel yayıldığı kabul edilir. TMM, daire ya da dikdörtgen kesitli bir tüpün içerisinde düzlemsel olarak ilerleyen ve yansıyan ses dalgalarının ayrıştırılmasına dayalıdır. Bu yaklaşımda bir empedans tüpünün her iki akış bölümünde ses basıncı, negatif ve pozitif yönelimli düzlemsel dalgaların toplamı şeklinde ifade edilebilmektedir. Şekil 3.12'de görüldüğü gibi tüpün üst kesimi ve alt kesimindeki ses basıncı sırasıyla denklem 3.22 ve 3.23 ile tanımlanır:

$$P_{üst} = Ae^{-jkx} + Be^{jkx} \quad (3.22)$$

$$P_{alt} = Ce^{-jkx} + De^{jkx} \quad (3.23)$$

Burada  $k$ , bir metre içerisindeki dalga sayısıdır.  $P_{üst}$  ve  $P_{alt}$  karmaşık ses basınçları,  $A, B, C, D$  ise karmaşık sayılı genlikler ile ifade eder.



**Şekil 3.12:** ASTM E2611 standardına dayalı dört mikrofona sahip bir empedans tüpünün şematik gösterimi

ASTM E2611 standardı referans alınarak bu çalışmada 40 mm çapına sahip dört mikrofona sahip bir empedans tüpü için yaklaşık 5000 Hz'e kadar bir inceleme yapılmıştır.

Mikrofonların  $x_1$ ,  $x_2$ ,  $x_3$  ve  $x_4$  konumlarındaki ses basınçları tüpün içerisinde giden ve gelen ses dalgaları üzerinden aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\begin{aligned}
 P_1 &= Ae^{-jkx_1} + Be^{jkx_1} & P_2 &= Ae^{-jkx_2} + Be^{jkx_2} \\
 P_3 &= Ce^{-jkx_3} + De^{jkx_3} & P_4 &= Ce^{-jkx_4} + De^{jkx_4}
 \end{aligned}
 \tag{3.24}$$

Dört noktadan ölçülen  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$ ,  $P_4$  ses basınç değerleri kullanılarak karmaşık sayılı genlikler 3.25 denklemleri ile hesaplanır.

$$\begin{aligned}
 A &= \frac{j(P_1 e^{jkx_2} - P_2 e^{jkx_1})}{2 \sin k(x_1 - x_2)} \\
 B &= \frac{j(P_2 e^{-jkx_1} - P_1 e^{-jkx_2})}{2 \sin k(x_1 - x_2)} \\
 C &= \frac{j(P_3 e^{jkx_4} - P_4 e^{jkx_3})}{2 \sin k(x_3 - x_4)} \\
 D &= \frac{j(P_4 e^{-jkx_3} - P_3 e^{-jkx_4})}{2 \sin k(x_3 - x_4)}
 \end{aligned}
 \tag{3.25}$$

Ses dalgalarının salınımlarını termal ve viskoz etkiler sönmeyeceği için dalga sayısı  $k$  ise karmaşık sayı olarak hesaba katılır.



### 3.2.3 Transfer matris formülasyonu

Empedans tüpü içerisinde herhangi bir konumdaki ses basıncı ve ses parçacık hızı, giden ve gelen ses dalgalarının  $A$ ,  $B$ ,  $C$  ve  $D$  karmaşık sayılı genlikleri kullanılarak hesaplanabilir. Şekil 3.13'de görüldüğü gibi tüp içerisinde  $x=0$  ve  $x=d$  konumlarındaki ses basınçları ve akustik parçacık hızları da aşağıdaki şekilde tanımlanabilir.

$$P|_{x=0} = A + B$$

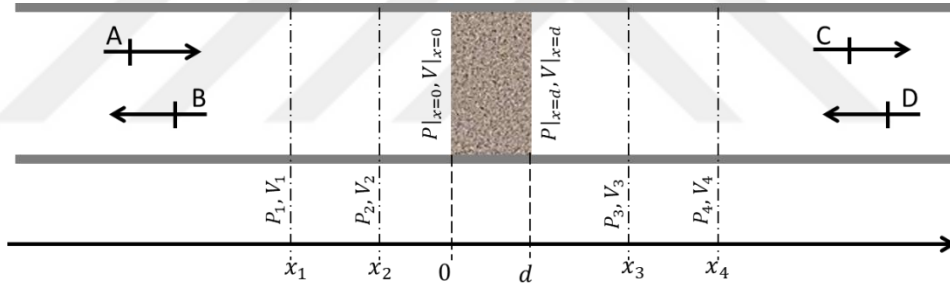
$$V|_{x=0} = \frac{A - B}{\rho_0 c}$$

$$P|_{x=d} = C e^{-jkd} + D e^{jkd}$$

$$V|_{x=d} = \frac{C e^{-jkd} - D e^{jkd}}{\rho_0 c}$$

(3.26)

Burada  $\rho_0$  ortamdaki akışkanın yoğunluğu,  $c$  ise ortamdaki sesin hızıdır.



Şekil 3.13: Tüp içerisinde sesin yayılımı

Ayrıca tüp içerisinde  $x=0$  ve  $x=d$  konumlarındaki ses basınçlarının ve akustik parçacık hızlarının ilişkilendirilmesi için TMM de kullanılabilir. Gözenekli bir malzemenin iki yüzeyindeki ses basıncı ve ses parçacık hızı, transfer matrisi ile aşağıdaki şekilde tanımlanır [52].

$$\begin{bmatrix} P \\ V \end{bmatrix}_{x=0} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P \\ V \end{bmatrix}_{x=d} \quad (3.27)$$

Bu denklemde  $P$  ve  $V$  numunenin iki yüzeyindeki ses basıncı ve ses parçacık hızı,  $T_{11}$ ,  $T_{12}$ ,  $T_{21}$ ,  $T_{22}$  ise transfer matrisinin elemanlarıdır. Empedans tüpüne yerleştirilen herhangi bir malzemenin akustik davranışının transfer matrisinin

elemanları ile doğrudan ilişkili olduğu söylenebilir. Dolayısıyla transfer matrisi elemanları bilindiği takdirde numunenin bir yüzeyindeki sesin diğer yüzeyine nasıl iletildiği hesaplanabilir. Tam tersine transfer matrisi elemanlarını elde edebilmek için de denklem 3.27 kullanılabilir. Ancak verilen transfer matrisinde iki eşitlik ve dört bilinmeyen mevcuttur. Bilinmeyen bu dört transfer matrisi elemanlarının bulunması için iki adet eşitliğe daha ihtiyaç vardır. İki yük (sınır koşulu) yaklaşımı temel alınarak tüpün çıkışındaki empedans sınır şartını değiştirip ikinci bir ölçüm ile bu eşitlikler elde edilebilir.

Tüpün çıkışı için iki sınır koşulunu içeren birbirinden bağımsız iki ölçümün sonuçları matris formunda aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$\begin{bmatrix} P_1 & P_2 \\ V_1 & V_2 \end{bmatrix}_{x=0} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_1 & P_2 \\ V_1 & V_2 \end{bmatrix}_{x=d} \quad (3.28)$$

Transfer matrisinin elemanları denklem 3.26'dan faydalanılarak şu şekilde elde edilebilir:

$$\begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} = \frac{1}{P_1|_{x=d} V_2|_{x=d} - P_2|_{x=d} V_1|_{x=d}} \begin{bmatrix} P_1|_{x=0} V_2|_{x=d} - P_2|_{x=0} V_1|_{x=d} & -P_1|_{x=0} P_2|_{x=d} + P_2|_{x=0} P_1|_{x=d} \\ V_1|_{x=0} V_2|_{x=d} - V_2|_{x=0} V_1|_{x=d} & -P_2|_{x=d} V_1|_{x=0} + P_1|_{x=d} V_2|_{x=0} \end{bmatrix} \quad (3.29)$$

Belirli koşullar altında numunenin çift taraflı özelliğinin aynı olması (evrik) durumunda ikinci bir ölçüme gerek kalmaz. Pierce'in yaptığı çalışmalara göre numunenin evrik olması transfer matrisinin determinantının bir olmasını gerektirir [53]. Allard bu durumun sıra sıra katmanlı yapıların her iki yön için de ses iletim kayıplarının ölçümünde geçerli olduğunu gösterdi. Ayrıca simetrik katmanlı sistemlerde numunenin her iki tarafındaki yansıtma katsayısı eşit kabul edilir, dolayısıyla  $T_{11}$  ile  $T_{22}$  elemanları eşit olacaktır [54]. Gözenekli bir malzemenin her iki yüzeyinde düzlemsel dalgaların yansıtma katsayısı aynı olduğunda bu kabuller geçerlidir. Böylece simetriklik ve evriklik durumu aşağıdaki şekilde tanımlanabilir.

$$\begin{aligned} T_{11} &= T_{22} \\ T_{11}T_{22} - T_{12}T_{21} &= 1 \end{aligned} \quad (3.30)$$

Yankısız ve tam yansıtımlı (rijit) çıkış şartı için empedans tüpü ölçümü ile elde edilen denklemler kullanılarak dört transfer matris elemanı hesaplanabilir. Denklem 3.29 kullanılarak belirtilen şartları sağlayan belirli bir gözenekli numunenin transfer matrisi, her iki yüzeyindeki ses basıncı ve hızlarının cinsinden aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$\begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} = \frac{1}{P|_{x=0} V|_{x=d} + P|_{x=d} V|_{x=0}} x \quad (3.31)$$

$$\begin{bmatrix} P|_{x=d} V|_{x=d} + P|_{x=0} V|_{x=0} & P|_{x=0}^2 - P|_{x=d}^2 \\ V|_{x=0}^2 - V|_{x=d}^2 & P|_{x=d} V|_{x=d} + P|_{x=0} V|_{x=0} \end{bmatrix}$$

Bu yöntem belirtilen evrik ve simetrik olma durumu sağlandığı takdirde tek sınır şartı ile matris elemanlarının bulunmasına imkân sağlar.

Tek ya da iki sınır şartı ile yapılan ölçümler sonucu akustik malzemenin transfer matrisi elde edildiğinde, malzemenin akustik özellikleri olan karmaşık dalga sayısı, karakteristik empedansı ve ses yutum ve iletim performansları hesaplanabilir.

#### 3.2.4 Akustik performans değerlerinin hesaplanması

Empedans tüpü tam yansısız çıkışa sahipse denklem 3.24'de belirtilen tüpün ikinci kısmında D ile temsil edilen dönen ses dalgaları sıfır olacaktır. Bu durumda numunenin yüzey empedansı, transfer matrisi elemanları ile şu şekilde ifade edilir [52].

$$Z = \frac{P_1}{V_1} = \frac{T_{11} + T_{12}/\rho_0 c}{T_{21} + T_{22}/\rho_0 c} \quad (3.32)$$

Eğer düzlemsel dalgaların ses yutucu malzemenin arkasında sert bir yüzey ile karşılaştığını varsayarsak numunenin diğer yüzeyindeki ses parçacık hızının sıfır olacağını söyleyebiliriz. Bu durumda yüzey empedansını transfer matrisi elemanları ile aşağıdaki şekilde hesaplayabiliriz [55].

$$Z = \frac{P_1}{V_1} = \frac{T_{11}}{T_{21}} \quad (3.33)$$

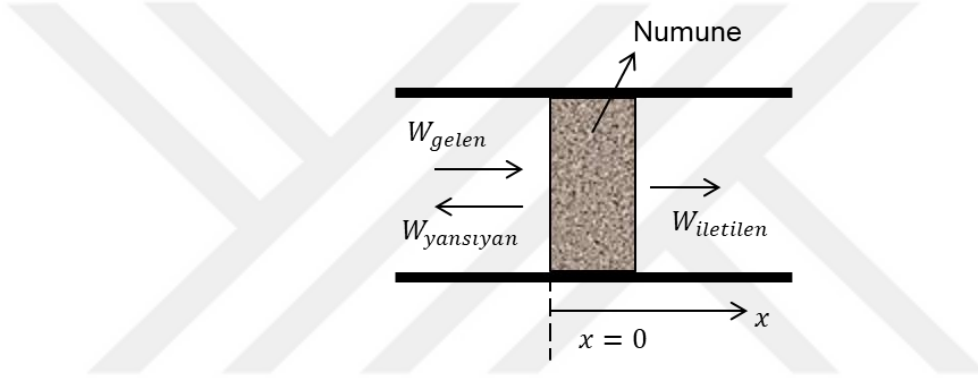
Karmaşık yansımaya katsayısı empedans değeri kullanılarak şu şekilde hesaplanır.

$$R = \frac{Z - \rho_0 c}{Z + \rho_0 c} \quad (3.34)$$

Yansımaya katsayısını kullanarak numunenin yüzey normalindeki ses yutum katsayısı da aşağıdaki denklem ile elde edilir.

$$\alpha = 1 - |R|^2 \quad (3.35)$$

Ses iletim kaybı, ses dalgalarının malzemeden ne kadar enerji kaybederek geçtiğini ifade eder. Empedans tüpü içerisinde iletilen ve gelen ses enerjilerinin logaritmik oranı olarak tanımlanır.



**Şekil 3.14:** Tüp içerisindeki akustik malzemeye gelen ses enerjisinin yansımaları ve iletilmesi

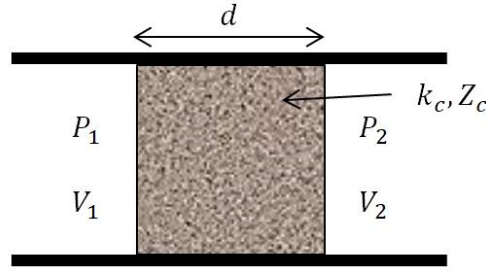
$$TL = 10 \log_{10} \frac{W_{gelen}}{W_{iletilen}} \quad (3.36)$$

Ses iletim kaybı, transfer matris elemanları ile aşağıdaki şekilde ifade edilebilir [55].

$$TL = 20 \log_{10} \left| \frac{T_{11} + T_{12}/\rho_0 c + \rho_0 c T_{21} + T_{22}}{2e^{ikd}} \right| \quad (3.37)$$

### 3.2.5 Karakteristik akustik özelliklerin hesaplanması

Gözenekli bir malzemenin eşdeğer akışkan özellikleri olan dinamik yoğunluk ve dinamik esneklik modülü transfer matrisi yaklaşımı kullanılarak bir empedans tüpü ölçümünden elde edilebilir. Bu değerler ile bir ortamın akustik özellikleri karakterize edilebilir.



**Şekil 3.15:** Silindirik bir borudaki gözenekli malzeme

Buradaki dört transfer matrisi elemanı gözenekli malzemenin akustik özellikleri olan  $k_c$ , karmaşık dalga sayısı ve  $Z_c$ , karakteristik empedans değerleri ile aşağıdaki şekilde ilişkilendirilebilir [26].

$$\begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(k_c d) & jZ_c \sin(k_c d) \\ j\sin(k_c d)/Z_c & \cos(k_c d) \end{bmatrix} \quad (3.38)$$

Transfer matrisinin elemanları kullanılarak karmaşık dalga sayısı ve karakteristik empedans değerleri aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$k_c = \frac{1}{d} \cos^{-1}(T_{11}) \quad \text{veya} \quad k_c = \frac{1}{d} \sin^{-1} \sqrt{-T_{12} T_{21}} \quad (3.39)$$

$$Z_c = \sqrt{\frac{T_{12}}{T_{21}}} \quad (3.40)$$

Bu ifadelerden eşdeğer akışkan özellikleri olan dinamik yoğunluk ve dinamik esneklik modülü, karmaşık dalga sayısı ve karmaşık empedansın bir fonksiyonu olarak denklem 3.41 ve 3.42 ile hesaplanır. Elde edilen frekansa bağlı bu değerler ile malzemelerin akustik davranışları değerlendirilebilir.

$$\rho(\omega) = k_c \cdot Z_c / \omega \quad (3.41)$$

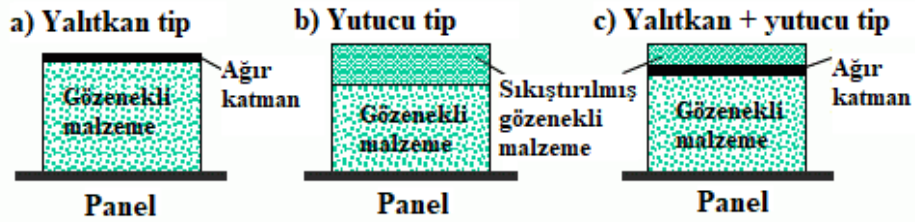
$$K(\omega) = \omega \cdot Z_c / k_c \quad (3.42)$$

#### 4. AKUSTİK ANALİZ YÖNTEMLERİ

Son yıllarda gürültü kontrolü için birçok alanda gözenekli akustik malzemelerin kullanımını oldukça artmıştır. Dolayısıyla gürültü problemleri ile başa çıkabilmek için geliştirilen malzeme modelleri ve analiz yaklaşımları da önem kazanmıştır. Hızlı çözümler üretmek ve karmaşık yapıların analizlerini daha kolay gerçekleştirebilmek için bilgisayar tabanlı çözümler geliştirilmiştir.

Uygulamada çoğunlukla üç tip akustik yalıtım katmanı kullanılır [19]:

- Yalıtkan tipi: Orta katmanda keçe, ürethan... vb gibi gözenekli malzeme ve üst yüzeyinde ağır geçirgen olmayan bir katman bulunur.
- Yutucu tip: Üst yüzeyinde sıkıştırılmış bir gözenekli katman bulunur. Bu tip yalıtkan katman tipine göre daha iyi bir performans sergiler. Ayrıca yüzeydeki ağır malzemenin olmaması bu tipi daha hafif yapar.
- Yalıtkan+yutucu tip: Yalıtkan tipin üzerine ek bir gözenekli katman daha yerleştirilir. Böylece orijinal yalıtım tipine göre ses emme etkisi güçlendirilmiş olur.



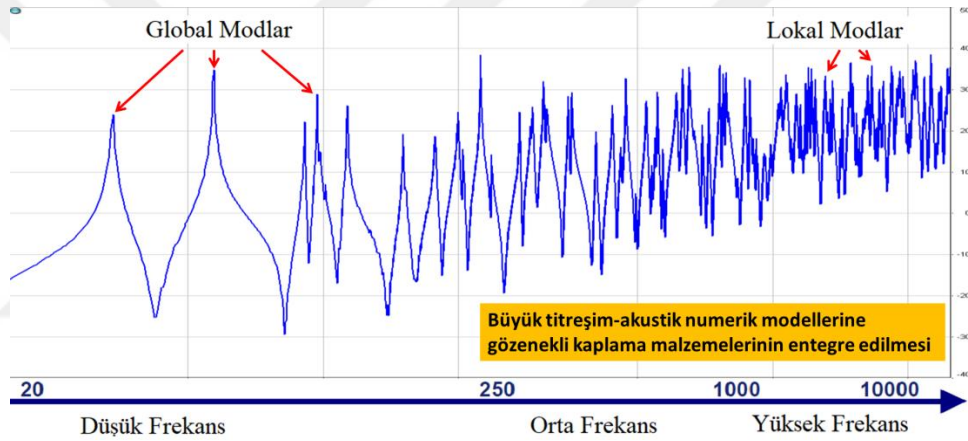
Şekil 4.1: Uygulamada kullanılan farklı ses yalıtım katmanları [19]

Farklı katman yapıları sayesinde iletim, yutum ya da her iki kabiliyeti birden içeren akustik materyaller üretip, kullanabilmek mümkündür. Ancak akustik yalıtım performanslarını değerlendirmek için yapılan analizlerde çözüm yaklaşımları ve gözenekli malzemelerin doğru bir şekilde tanımlanması oldukça önemlidir. Titreşim ve gürültü uygulamalarında bu gibi problemleri çözebilmek için kullanılan bilgisayar destekli analiz teknikleri arasında SEM, İEA gibi teknolojiler yer almaktadır. Ancak ilgilenilen problemin frekans aralığı doğru yöntemin seçimi açısından önemlidir.

#### 4.1 Yöntemlerin Frekans Limitleri

Oldukça genel olarak SEM metodunun 200 Hz altındaki düşük frekanslar ve İEA metodunun ise 500 Hz üzerindeki yüksek frekanslar için uygun bir yöntem olduğu söylenebilir. Orta frekanslar için değerlendirilecek çok sayıda faktör olduğundan uygun metodun seçimi daha zor olabilmektedir.

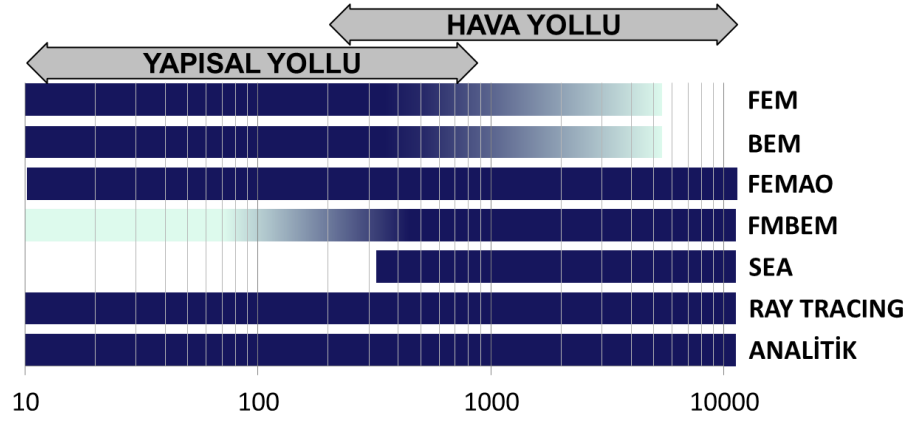
Global ve lokal rezonansları kolaylıkla hesaplanabilen yapıların titreşim ve akustik davranışları dalga tabanlı akustik analiz yöntemleri ile analiz edilebilmektedir. Düşük frekans aralığında sonlu eleman metodu kullanılarak bir gözenekli elastik malzeme önceki bölümde yer alan Biot model [56] ya da basitleştirilmiş eşdeğer akışkan modeller ile tanımlanabilir. Dalga tabanlı yöntemler karmaşık elastik yapıların modal davranışlarının ve ses yayılımlarının analiz edilmesi için uygundur.



**Şekil 4.2:** Titreşim akustik problemde modların frekans alanındaki dağılımı [57]

Ancak yüksek frekanslarda sayısı oldukça artan lokal rezonansların hesaplanması dalga tabanlı yöntemler ile çözülmesi oldukça zor olan problemlerdir. İstatistiksel enerji analizleri ile her yapısal eleman arasında her frekans bandı için ortalamalı değerler ile enerji akışı modellenerek enerjinin titreşim ve ses olarak yayılımı hesaplanabilir. Yüksek frekanslarda istatistiksel hesaplamalara dayalı İEA yöntemi tercih edilir.

Bir akustik problemin çözümü için kullanılan yöntemlerin yaklaşık frekans limitleri Şekil 4.3'deki gibi düşünülebilir. Son yıllarda düşük ve yüksek frekansların arasındaki geçiş bölgesi olarak tanımlayabileceğimiz orta frekanslara olan önem artmıştır. Düşük frekanslar için tahrik kaynaklarının verileri ve hesaplanan sonuçlar oldukça belirgindir.



**Şekil 4.3:** Akustik analiz yöntemlerinin frekans limitleri

Buna karşın yüksek frekanslardaki fiziksel olaylar daha az belirgin olduğu için esas itibari ile istatistiksel olarak hesaplanır. Orta frekanslar ise bu iki çözümün arasında yer alır. Ancak bazı görüşlere göre deterministik yöntemlerin çıkabileceği üst sınırın artması, ayrıca bu sınırdaki istatistiksel yöntemlerin de sonuç verdiği durumlarda orta frekansların varlığından söz edilmez [58].

Uygulamadaki akustik probleme bağlı olarak analiz edilecek frekans aralığı ve analiz yöntemleri belirlenir. Ancak dalga sayısı arttıkça ses dalgasının yansıma, saçılma, yutulması ve iletimi gibi davranışlara olan hassasiyetinin arttığına dikkat edilmelidir. Bazı uygulamalarda orta frekanslardaki davranışların belirsizliğini azaltmak için sonuçların frekans bantlarındaki ortalama değerleri incelenebilir.

## 4.2 Sonlu Eleman Tabanlı Titreşim-Akustik Analizler

Bir titreşim-akustik probleminin çözümünde zayıf formülasyon kullanılırken sonlu eleman yöntemi için ayrıklaştırma aşağıdaki denklem takımı ile yapılır.

$$\begin{bmatrix} K - \omega^2 M & -C \\ -\omega^2 C^T & H - \omega^2 Q + i\omega D_{ad} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U \\ p \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_s \\ S_a \end{Bmatrix} \quad (4.1)$$

Burada  $U$ , yapısal yer değiştirmeyi,  $p$ , akustik basıncı temsil eder. Kaynak terimleri  $F_s$  ve  $S_a$  sırasıyla yapısal kuvvet ve akustik kaynağı temsil eder.  $K$ , yapısal katılık matrisi,  $M$  yapısal kütle,  $H$  akışkan atalet matrisi,  $Q$  akışkanın elastikliği,  $D_{ad}$  akışkan sönüm matrisi ve son olarak  $C$  yapısal ve akustik akışkan ortam arasındaki birleşimi hesaba katar. Bu birleşme matrisi aşağıdaki durumu sağlar:



$$\int_{S_c} p\mathbf{n} \cdot \delta \mathbf{u} dS = \delta u^T \mathbf{C}_p \quad (4.2)$$

$S_c$  yapı ve akışkan ortam arasındaki etkileşim yüzeyi ve  $\mathbf{n}$  ise akışkan ortamdan dışarıya doğru yönelen bu yüzeyin normal vektörüdür. Yapısal elemanların yüzey normalinden uzanan entegrasyon noktaları, verilen bir tolerans değer içerisinde kalacak şekilde en yakın akustik elemanlar aranır. Akustik yüzeye yansıtılan entegrasyon noktaları ve birleşme (eşleşme) matrisi hesaplanır [19].

#### 4.2.1 Sonlu eleman tabanlı titreşim-akustik analizleri çözüm yaklaşımları

Sonlu eleman tabanlı bir titreşim-akustik analizinin çözümünde temel olarak üç yöntem kullanılır:

- **Modal Süperpozisyon:** En hızlı çözüm sağlayan yöntemdir. Ancak yüksek ve lokal sönüm olan uygulamalarda tam kesin sonuç vermez.
- **Modal Projeksiyon:** Modal yoğunluğa bağlı olarak değişir ancak çözüm hızı daha yüksektir. Yüksek ve lokal sönüm olan uygulamalarda daha kesin sonuç sağlar.
- **Direkt:** Fiziksel serbestlik dereceleri üzerinden eşitlikler çözülür. Hesaplama süresi en uzun olan yöntemdir ancak en kesin nümerik çözüm yöntemidir.

#### 4.2.2 Gözenekli malzeme için sonlu eleman modelleme kriteri

Sonlu elemanlar yönteminde gözenekli elastik olarak tanımlanan bir ortamın yakınsama problemi her zaman hassas bir sorundur. Akustik sonlu eleman modeli için en genel modelleme kriteri bir dalga boyuna altı adet doğrusal elemanın tanımlanmasıdır. Dalga boyu olarak gözenekli malzemede yayılan üç biot dalgasının (iki sıkışma, bir kesme dalgası) en kısıyası dikkate alınmalıdır. Gerçekte ilk sıkıştırma dalgası yapısal faz içerisinde yayılır ve yapısal yollu dalga ( $k_1$  dalga sayısı) olarak adlandırılır. İkinci sıkıştırma dalgası akışkan faz içerisinde yayılır ve akışkan yollu dalga ( $k_2$  dalga sayısı) olarak adlandırılır. Kesme dalgası ise yapısal fazda yayılır ( $k_3$  dalga sayısı). Bu yayılımlar dikkate alındığında üst frekans limitindeki en kısa dalga boyu aşağıdaki denklem ile tespit edilmelidir.

$$\lambda_i = Re \left( \frac{2\pi}{k_i} \right) \quad i = 1,2,3 \dots \quad (4.3)$$

### 4.2.3 Gözenekli elastik malzemede enerji dağılımı

Akustik malzemelerdeki enerji kayıplarını temsil edebilecek en kapsamlı tam biot modeli ile sonlu eleman analizleri yapılmıştır. Gözenekli elastik malzeme içerisinde üç tip mekanizma enerji kaybını tanımlar:

- a. Yapısal çerçevenin sönümü
- b. Katı ve akışkan faz arasındaki ısı iletiminden kaynaklı termal kayıplar
- c. Sesin dalga boyuna kıyasla küçük boyutlardaki gözeneklerin sebep olduğu viskoz kayıplar (yapısal çerçevenin viskoz sönümü, akışkanın viskoz sürtünmesi, katı ve akışkan fazın etkileşimindeki şekil değiştirme ve kinetik enerji kayıpları)

Gözenekli elastik malzemeler için çerçevede enerji dağılımı sadece yapısal sönümlenme ile oluşur, burada sönümlenme katılık matrisinin sanal kısmı ile ilişkilidir. Eşdeğer akışkan olarak kabul edilebilen bir ortamda viskoz ve termal kayıplardan dolayı oluşan enerji yayılımı sesin karmaşık hız ifadesinden faydalanılarak modellenebilir. Rijit bir gözenekli malzeme içerisindeki enerji dağılımı viskoz ve termal kayıplar ile ifade edilebilir. Gözenekli elastik bir malzemede güç dağılımları, Bölüm 2.4.1.2’de verilen P,U gösterimini destekleyen sonlu eleman matrisleri ile bir periyot üzerinden ortalama değerler hesaplanarak verilir.

#### Yapısal sönümden kaynaklı kayıplar

Yapısal sönümden kaynaklı dağılan enerji, dikkate alınan bölgedeki geçici gerilme ve gerinme tensörel değerlerinin çarpımı ile elde edilir. Zamana bağlı harmonik bir davranış için her periyottaki enerjinin zaman ortalaması dikkate alındığında ortalama enerji kaybı  $W_d^s$  aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$W_d^s = \frac{1}{2} \Sigma(\omega U^T K_s U^*) \quad (4.4)$$

Burada U, yerdeğiştirme vektörü,  $K_s$ , yapısal çerçevenin sertlik matrisidir.

#### Akışkandaki termal etkilerden kaynaklı kayıplar

Akışkan fazdaki termal etkilerden dolayı dağılan ortalama enerji  $W_t^f$  aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$W_t^f = \frac{1}{2} \Sigma(\omega P^T M_f P^*) \quad (4.5)$$

Burada P, nodal basınç vektörü,  $M_f$ , akışkanın kütle matrisidir.

### Viskoz etkilerden kaynaklı kayıplar

Katı fazın kütle matrisinde, akışkan fazın sertlik matrisinde ve akışkan-katı bileşim matrisinde viskoz etkilerden dolayı dağılan enerji bu üç katkının toplamı ile elde edilir. Viskoz etkilerden kaynaklı güç kaybı aşağıdaki denklem ile ifade edilir.

$$W_v^c = W_v^s + W_v^f + (W_v^{ck} + W_v^{cd}) \quad (4.6)$$

Burada güç kaybının birinci katılımı  $W_v^s$ , yapısal çerçevenin viskoz sönümünden kaynaklı dağılan ortalama enerjidir.

$$W_v^s = -\frac{1}{2} \Sigma(\omega^3 U^T M_s U^*) \quad (4.7)$$

Burada  $M_s$ , katı fazın kütle matrisidir. Enerji kaybının ikinci katılımı  $W_v^f$ , akışkandaki viskoz etkilerden kaynaklı dağılan ortalama enerjidir.

$$W_v^f = -\frac{1}{2} \Sigma\left(\frac{1}{\omega} P^T K_f P^*\right) \quad (4.8)$$

Burada  $K_f$ , akışkanın katılık matrisidir. Üçüncü katılım gözenekli elastik malzemenin katı-akışkan faz bileşim matrisi ile ilgilidir. Bu matris kinetik ve potansiyel enerjilerin katılımı şeklinde ikiye ayrılabilir.  $W_v^{ck}$  ve  $W_v^{cd}$  katı faz ve akışkan fazın etkileşiminden kaynaklı dağılan ortalama enerjidir [19].

$$W_v^{ck} = -\frac{\omega}{2} \Sigma(P^{*T} C_p^{kT} U + U^{*T} C_p^k P) \quad (4.9)$$

$$W_v^{cd} = -\frac{\omega}{2} \Sigma(P^{*T} C_p^{dT} U + U^{*T} C_p^d P) \quad (4.10)$$

## 5. NÜMERİK ÇALIŞMALAR

Bu çalışmada parametre tahmini ile elde edilen değerlerin doğrulanması için referans alınacak değerlerin de bilinmesi gerekmektedir. Bu değerler doğrudan ölçüm yöntemleri ile elde edilebilir. Ancak bu test imkânlarının tümüne sahip olmak yüksek maliyetli bir deneysel çalışma gerektirir. Gözenekli elastik malzemelerin sonlu eleman tabanlı tam Biot modelleri ile gerçek ölçümlerin ses yutum ve iletim performansları birbirine çok yakın sonuçlar vermektedir [24] (bkz. syf: 335,338). Bu nedenle bu çalışmada referans veriler üzerinden doğrulama çalışması yapabilmek için gerçek testler yerine sonlu eleman tabanlı akustik analizler ile sanal empedans tüpü ölçümleri gerçekleştirilmiştir.

Gözenekli bir malzeme için yapılan dört mikrofona bir sanal empedans tüpü ölçümünden basınç verileri elde edilmiştir. Sonrasında bu veriler kullanılarak Bölüm 3.1.2’te belirtildiği şekilde malzemenin karakteristik parametreleri dolaylı olarak elde edilmiştir. Parametre tahmini için yapılan çalışmalar Bölüm 6’da “Parametre Tahmini” başlığı altında detaylı olarak verilmiştir.

### 5.1 Referans Parametrelerinin Oluşturulması

Sanal ortamda test edilecek numunelerin bilinen referans değerlerine sahip olmamız, parametre tahmini sonrasında karşılaştırma yapmaya imkân sağlamıştır. Öncelikle sonlu eleman akustik analizlerinde kullanmak üzere Bölüm 3.1.3’de verilen parametrelerin uyum şartları dikkate alınarak Çizelge 5.1’de verildiği gibi bazı sanal numuneler oluşturulmuştur.

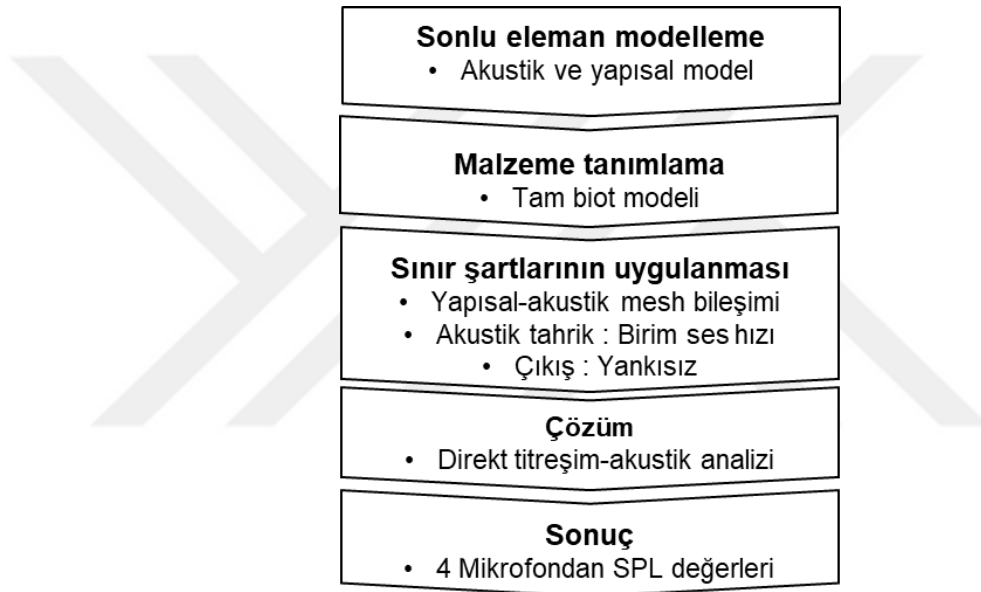
**Çizelge 5.1:** Referans özellikleri bilinen gözenekli malzemeler.

Nu	Geometrik Özellikler					Elastik Özellikler				
	t [mm]	$\phi$ [-]	$\sigma$ [Pa.s/m <sup>2</sup> ]	$\alpha_{\infty}$ [-]	$\Lambda$ [mm]	$\Lambda'$ [mm]	E [N/m <sup>2</sup> ]	$\mu$ [-]	$\eta$ [-]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]
1	20	0,972	27000	1,7	0,054	0,215	54000	0,36	0,12	78
2	18	0,978	15290	1,01	0,073	0,180	35000	0,4	0,3	52
3	25	0,962	60900	1,02	0,024	0,043	80000	0,35	0,15	80
4	15	0,965	29450	1,02	0,043	0,128	45000	0,35	0,4	73
5	10	0,933	74200	1,8	0,025	0,053	78400	0,38	0,35	110

## 5.2 Sanal Empedans Tüpü Ölçümü

Sonlu eleman tabanlı akustik analizler LMS Virtual.Lab yazılımı ile yapılmıştır. Literatürde Sysnoise olarak da bilinen akustik çözücüsü kullanılmıştır. Yapılan analizlerde empedans tüpü içerisine yerleştirilmiş gözenekli elastik malzemede sesin dağılımı hesaplanmış, belirlenen mikروفon konumlarında frekans alanında ses basınç seviyeleri elde edilmiştir.

Şekil 5.1’de verilen akış şemasına göre bu analizler için gerekli olan sonlu eleman modelleri oluşturulmuş, empedans tüpü ölçümünün sınır şartları uygulanarak belirlenen her bir malzeme için titreşim akustik hesaplamaları gerçekleştirilmiştir.



**Şekil 5.1:** Direkt çözüm yaklaşımı ile analiz akış şeması

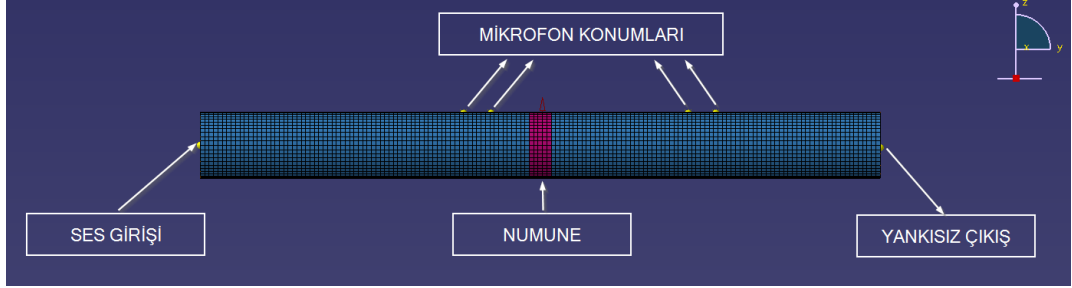
Yapısal ve akışkan faza ait özelliklerin tanımlandığı analizde titreşim akustik hesaplamaları birleşik olarak gerçekleştirilmiştir. Bu titreşim akustik problemi en uygun yöntem olan direkt yaklaşım ile çözülmüştür. Sanal empedans tüpü ölçümünden dört mikrofondan okunan ses basınç seviyeleri elde edilmiştir.

### 5.2.1 Sonlu eleman modelleme

Sonlu eleman analizinde kullanılmak üzere empedans tüpünün geometrisi, Bölüm 3.2’de belirtilen koşullar dikkate alınarak oluşturulmuştur. Tüp, giriş ve çıkış bölümü olmak üzere iki kısımdan oluşur. Numune ise bu iki tüpün arasına konumlandırılır. Şekil 5.2’de görüldüğü gibi toplamda üç parça sonlu eleman ağ modeli oluşturulmuştur. Eleman boyutunu 5000 Hz’deki bir sesin dalga boyuna en az altı

eleman sığacak şekilde hesaplanmıştır. Eleman boyutu,  $L_e$  denklem 5.1 dikkate alınarak belirlenmiştir.

$$L_e \leq \frac{c/f}{6} \quad L_e \leq 11,3 \text{ mm} \quad (5.1)$$



**Şekil 5.2:** Sanal empedans tüpü ölçümü için sonlu eleman analiz modeli

Tüpün hava boşlukları akustik sonlu eleman modeli olarak tanımlanırken numunelerin sonlu eleman modelleri elastik yaklaşım kullanıldığından dolayı yapısal olarak tanımlanmıştır.

### 5.2.2 Malzeme tanımlama

Çizelge 5.1’de verilen beş adet numune LMS Virtual.Lab akustik analiz yazılımında gözenekli elastik malzeme modellemek için kullanılmıştır. Ortamdaki akışkanın özelliklerinin, akustik özelliklerin ve elastik özelliklerin hesaba katıldığı en kapsamlı biot malzeme modeli kullanılmıştır. İçerisinde bulunduğu akışkan, yoğunluğu, özgül ısı, dinamik viskozitesi, Prandtl sayısı ve sesin hızı ile tanımlanır. Bu özellikler için 1 atmosfer basınçta 20 °C derecedeki kuru havanın değerleri kullanılır. Malzemeler, akustik parametreleri olan gözeneklilik oranı, hava akış öz direnci, kıvrımlılık, karakteristik viskoz uzunluk, karakteristik termal uzunluk ve elastik parametreleri olan young modülü, poisson oranı, kayıp faktörü ve hacimsel yoğunluk gibi tam biot özellikleri ile tanımlanmıştır.

### 5.2.3 Analiz sınır şartları

Empedans tüpünün sonlu eleman tabanlı akustik analizinde tüpün giriş, çıkış bölümleri ve numune üzerinde aşağıdaki sınır şartları uygulanmıştır.

- Empedans tüpünün giriş tarafındaki ses kaynağı
- Empedans tüpünün çıkış tarafındaki yankısız ortam

- Tüpün tam yansıtıcı cidarları
- Tüpün akustik ortamı ile numunenin etkileşim yüzeyleri

Tüpün giriş yüzeyine bütün frekans aralığında 1 m/s ses hızı tanımlanmıştır. Tüpün çıkışı ise yankısız yüzey olarak tanımlanmıştır. Bu sınır şartı Virtual.Lab yazılımında Automatically Matched Layer (AML) özelliği ile tanımlanır. Bu özellik Kirchhoff yayılım yüzeyi olarak kullanılmıştır. Tüpün iç cidarı ise ses dalgalarının tam yansımaları sağlayacak şekilde yani cidarda ses hızı sıfır olarak tanımlanmıştır.

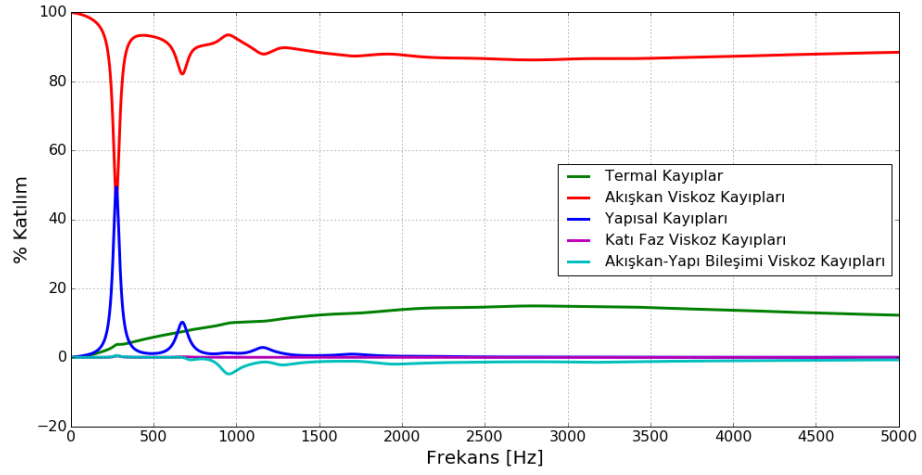
Diğer önemli bir sınır şartı ise hava akışkan ortamı ile numunenin akışkan ile temas eden sınır yüzeylerinin etkileşimini sağlamaktır. Bu sınır şartı ile akışkan ortam ile elastik yapının birleşimi sağlanır. Genelde farklı ortamların etkileşim yüzeyleri farklı ağ yapısına sahiptir, bu yüzden ağ yapılarının düğüm noktaları birebir eşlenik olmayacaktır ya da bunu sağlamak zor olacaktır. Bu durumda ağ yapısı eşleşmeyen yüzeylerin etkileşim hesabı ile yüzey basınç ve hız bilgileri ortamlar arasında transfer edilebilir. LMS Virtual.Lab yazılımında bu etkileşimdeki bilgi aktarımı entegrasyon noktalarının yansıtılması tabanlı bir yaklaşım ile sağlanmaktadır. Bu yöntemin tercih edilmesinin sebebi Gauss tümlevi ile bileşik problemin zayıf formülasyonunun içeriğine doğal olarak uygulanabilmesidir. Bu metod doğru uygulandığında yük ve enerjinin aktarımı bakımından oldukça tutarlıdır.

40 mm çapında modellenen empedans tüpüne 0-5000 Hz arasında birim hızda ses girişi uygulanıp sesin tüpü yankısız olarak terk etmesi sağlanmıştır.

### **5.3 Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi**

Numunelerin gözenekli elastik ortamını temsil eden biot-akustik ve biot-elastik parametreler ile sonlu eleman akustik analizleri yapılmıştır. 1 numaralı numune için hesaplanan enerji kayıpları yüzde olarak Şekil 5.3'de gösterilmiştir. Diğer numunelerin enerji dağılım grafikleri ise EK B'de verilmiştir.

Bu grafiklerden akışkanın viskoz ve termal kayıplarının gözenekli malzemedeki toplam enerji kaybına en fazla katkı yaptığı görülmektedir. Yapısal davranış ise toplam enerji kaybına sadece düşük frekanslarda katkı sağlamıştır.



**Şekil 5.3:** #1 numunenin tam biot modelinde enerji kayıpları

Sesin tüp içerisinde yayılımını etkileyen yapısal kayıpların görüldüğü en baskın frekanslar incelenmiştir. Yapısal kayıplar izotropik olarak kabul edilen malzemenin elastik davranışı ile temsil edilebilir. Bu sebeple yapısal davranışı daha iyi anlamak için dairesel tüp içerisine yerleştirilen numunelerin sınır koşulları dikkate alınarak 0-1500 Hz arası modal analizleri yapılmıştır. Yapılan sonlu eleman tabanlı modal analizler ile mod frekansları, mod şekilleri ve etkin modal kütle değerleri hesaplanmıştır.

Empedans tüpünün doğrultusu olan Y-eksenindeki etkin modal kütlelerin değerleri büyükten küçüğe sıralandığında ortaya çıkan mod frekanslarının Şekil 5.3’de görülen sesin iletiminde en baskın olan frekanslar olduğu Çizelge 5.2’den anlaşılmaktadır.

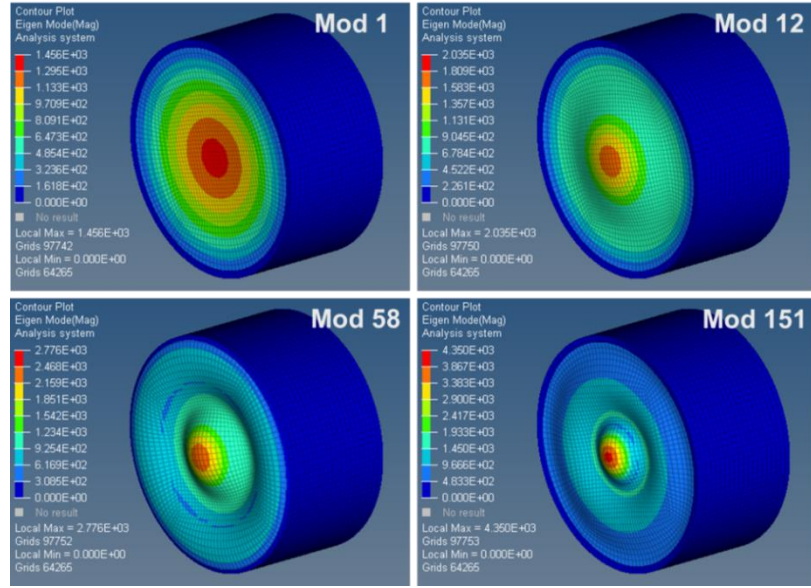
**Çizelge 5.2:** 1 numaralı numunenin etkin modal kütleleri.

Mod	Frekans	X-ötelenme	Y-ötelenme	Z-ötelenme	X- dönel	Y- dönel	Z- dönel
1	265	1,83E-23	1,27E-06	4,45E-22	7,89E-18	1,42E-28	1,98E-14
12	629	1,87E-24	3,11E-07	4,41E-23	1,09E-18	1,16E-27	4,52E-14
58	1020	4,59E-23	1,12E-07	1,31E-21	2,53E-15	7,39E-25	2,56E-13
151	1386	8,55E-25	5,58E-08	3,14E-23	3,52E-14	5,98E-25	7,21E-12
...							
	Toplam	1,6E-06	1,75E-06	1,6E-06	0,000364	0,000304	0,000364

En baskın olan mod frekanslarına bakıldığında mod şekillerinin, numunelerin yüzey normalindeki salınımlarının olduğu Şekil 5.4’de görülmektedir.

Tüpün içerisindeki ses dalgalarının hareketi doğrultusunda numune tahrik altında kalmaktadır. Numunenin bu doğrultudaki katılığında kaynaklı oluşan elastik kuvvetleri ve hareketli kütleden dolayı oluşan atalet kuvvetleri birbirini dengeleyemez ve rezonans gözlenir.

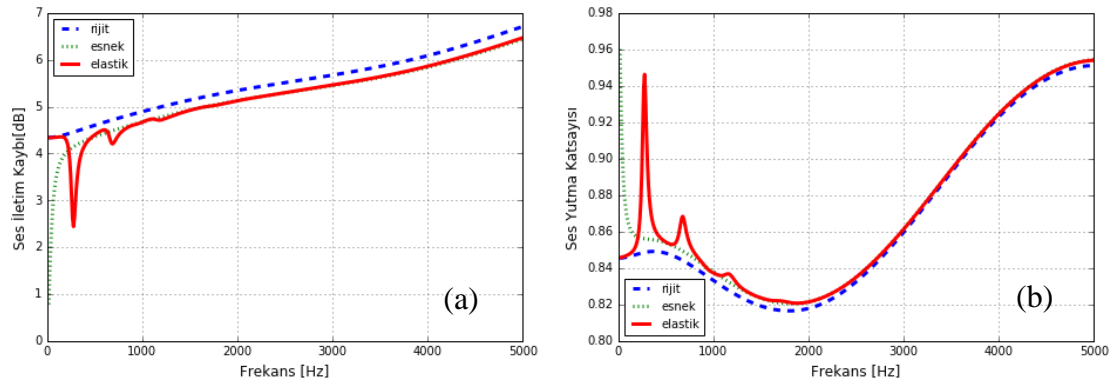




**Şekil 5.4:** 1 numaralı numunenin sırasıyla 1, 12, 58 ve 151. mod şekilleri

Numunenin rezonans frekansları ile çakışan frekanstaki ses dalgalarının enerjisi yapısal faz üzerinden kolaylıkla yayılır. Ses dalgaları yapının rezonans frekansını tahrik ettiğinde fazla sönümlenmeden yapı üzerinden ilerler. Bu durumu sesin iletimi ve yutumu üzerinde daha iyi gözlemlemek için gözenekli malzemelerin elastik, rijit ve esnek yaklaşımları ile hesaplanan davranışları incelenmiştir.

Çizelge 5.1’de verilen numunelerin rijit, esnek ve elastik yaklaşımlar ile yapılan sonlu eleman akustik analizi sonucunda dört mikrofondan ses basınç verisi elde edilmiştir. Bu verilerden TMM ile ses iletim kaybı (TL) ve ses yutum katsayıları ( $\alpha$ ) hesaplanmıştır. Bu sonuçlar 1 numruralı numune için Şekil 5.5’de gösterilmiştir, diğer numuneler için grafikler ise EK C’de verilmiştir.



**Şekil 5.5:** #1 numunenin rijit, esnek ve elastik modellerin ses iletim kaybı (a) ve ses yutum katsayısı (b)

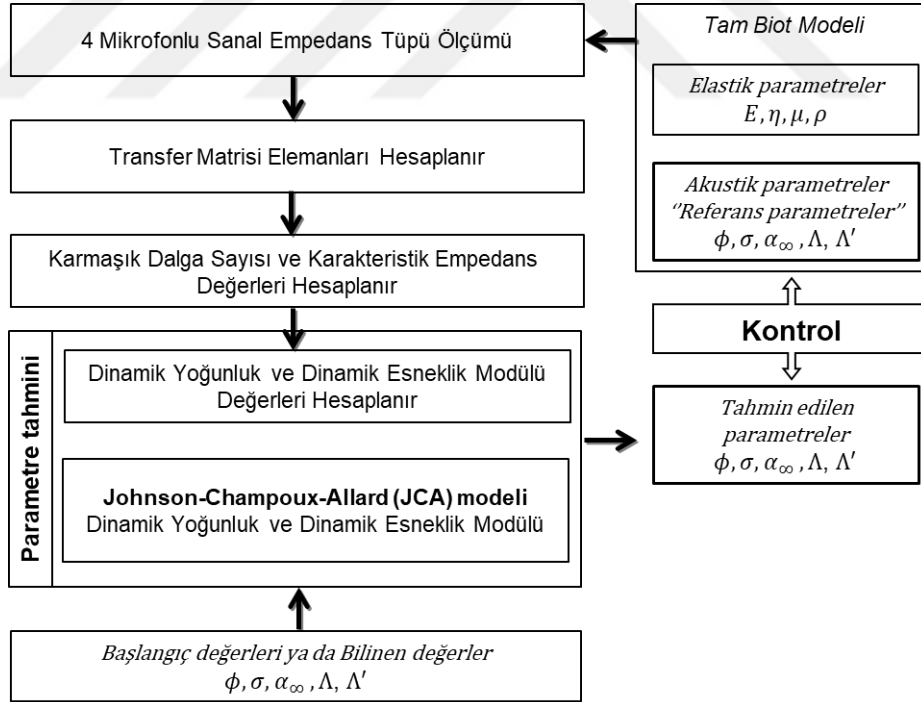
Ses basıncının frekansı ile çakışan yapısal fazın doğal frekanslarında akustik enerji elastik ortamın titreşimi ile daha fazla iletilmektedir. Bu durum numunenin rezonans frekanslarında ses iletim kaybının azalmasına sebep olur. Orta ve yüksek frekanslarda ise genliği azalan ses dalgaları yapı üzerinde hızlı bir şekilde sönümlenir, böylece yapısal etkiler baskın olarak gözlenmez. Buradan gözenekli malzemelerin orta ve yüksek frekanslarda akışkanın viskoz sürtünmesi ve termal kayıplarını dikkate alan eşdeğer akışkan modeller ile yüksek doğrulukta temsil edilebileceği anlaşılmaktadır. Eşdeğer akışkan fazın dinamik yoğunluğu ( $\rho_c$ ) ve dinamik esneklik modülü ( $K_c$ ), akustik dalgaların viskoz ve termal kayıplarını dikkate alan olgusal modeller ile hesaplanabilir.

Esnek yaklaşımda katı fazın yoğunluğunun hesaba katılması ile Şekil 5.5’de görüldüğü gibi orta ve yüksek frekanslarda elastik yaklaşıma daha yakın sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir. Denklem 2.50’den katı fazın yoğunluğunu arttırmanın malzemeyi rijit davranışa yaklaştıracağı söylenebilir. Bu durumda hafif yalıtım malzemeleri için orta ve yüksek frekanslarda esnek malzeme modelinin kullanılması doğru bir yaklaşım olacaktır. Esnek yaklaşım analitik olarak kolaylıkla modellenebileceği için parametre tahmini gibi bir süreçte oldukça hızlı ve doğru bir optimizasyon işlemi sağlamıştır.

## 6. PARAMETRE TAHMİNİ

Birçok fiziksel olay matematiksel benzetim modelleri ile temsil edilebilir. Benzetim modelleri, bir denklem sistemi, sabit değerler ve durum değişkenleri ile ifade edilir. Fiziksel bir sistemi tanımlayan benzetim modelinin karakteristik değerleri tespit edilirse gerçek sistem ile benzer çıktılar sağlayacaktır. Matematik modelin verdiği sonuç ve gerçek değerlerin farkını azaltmaya yönelik uygulanan optimizasyon çalışması ile tasarım değişkeni olarak belirlenen benzetim modeli içerisindeki karakteristik parametreler tespit edilebilmektedir.

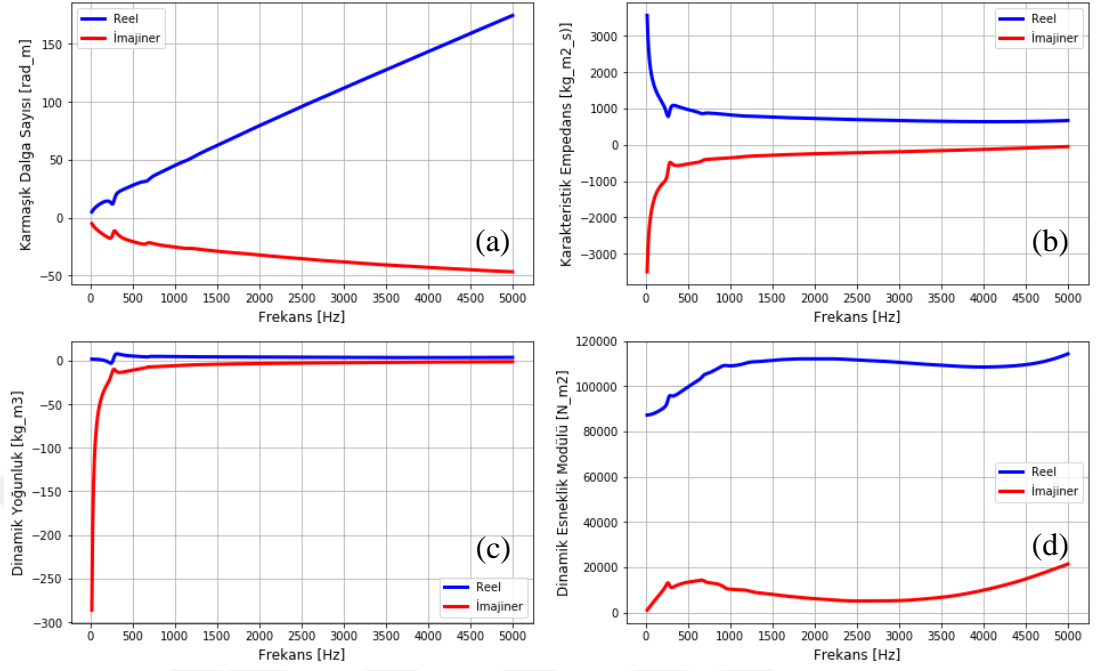
Bu çalışmada gözenekli malzemelerin orta ve yüksek frekanslardaki akustik davranışını belirleyen karakteristik parametrelerin yüksek doğrulukla tahmin edilmesi hedeflenmiştir. Parametre tahmini için izlenen işlem adımları Şekil 6.1’de gösterilmiştir.



Şekil 6.1: Parametre tahmin işlemi akış şeması

Gerçekleştirilen sonlu eleman tabanlı akustik analizler sonucunda dört adet mikrofon konumundan alınan veriler ile hesaplanan karakteristik akustik özellikler 1 numaralı

numune için Şekil 6.2’de verilmiştir. Diğer numuneler için hesaplanan frekansa bağlı karakteristik eğriler ise EK D’de verilmiştir.



**Şekil 6.2:** #1 numunenin frekansa bağlı karmaşık dalga sayısı (a), karakteristik empedansı (b), dinamik yoğunluğu (c) ve dinamik esneklik modülü (d)

Hesaplanan dinamik yoğunluk ve dinamik esneklik modülü ile birlikte benzetim modeli kullanılarak yapılan optimizasyon çalışmaları sayesinde bilinmeyen parametreler elde edilmeye çalışılmıştır.

Literatürdeki benzer çalışmalar [1-3] incelendiğinde parametre tahmini için özellikle dikkat edilmesi gereken konular aşağıdaki şekilde belirlenmiştir:

- Tahmin edilecek parametre sayısı
- Benzetim modeli ve yaklaşımı
- Parametrelerin hassasiyeti
- Hata fonksiyonunun oluşturulması
- Optimizasyon metodu

Benzetim modeli olarak akustik davranışta en baskın olduğu görülen viskoz ve termal kayıpları temsil edebilen Johnson Champoux Allard (JCA) benzetim modeli tercih edilmiştir. Ayrıca Bölüm 5.3’de rijit ve esnek yaklaşımlar için yapılan inceleme göz önüne alındığında yapısal malzemenin ataletinin hesaba katılmasının

ses iletiminde önemli rol oynadığı görülmüştü. Bu sebeple JCA eşdeğer akışkan modelindeki dinamik yoğunluk ifadesi esnek yaklaşım kullanılarak düzenlenmiştir.

Burada tahmin işleminin doğru bir şekilde yapılabilmesi için benzetim modelindeki parametrelerin hassasiyetleri incelenmiş, hata fonksiyonu üzerine çalışılmış ve farklı optimizasyon yöntemleri sınanmıştır.

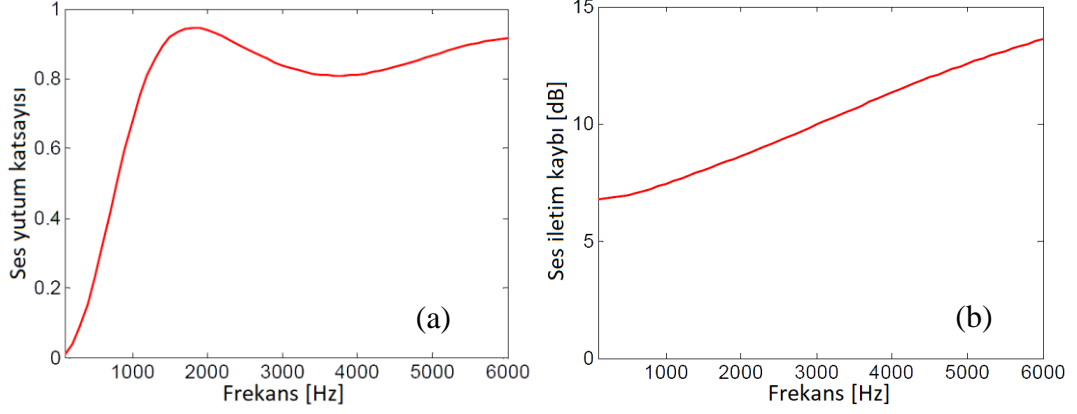
## 6.1 Parametrelerin Hassasiyeti

Gözenekli malzeme parametrelerinin tersine hesaplama ile tahmin edilmesi üzerine yapılan bir çalışmada [1] gözeneklilik oranı, tahmin öncesinde ölçülerek bilinen bir parametre olarak kullanılmıştır. Ancak bu referans çalışmada Champoux&Allard benzetim modelinde dinamik yoğunluk ve dinamik esneklik modülünü veren eşitliklerinin gözeneklilik oranına olan düşük hassasiyetinden bahsedilmiştir. Bu sebeple gözeneklilik oranı, bilinen değer olarak tahmin işlemine katılarak her iki eşitliğin ortak parametresi ortadan kaldırılmış ve diğer parametrelerin tahmini iki farklı amaç fonksiyonu kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Yani dinamik yoğunluğun modülünün hata fonksiyonu için yapılan çalışma ile hava akış öz direnci, kıvrımlılık ve karakteristik viskoz uzunluk gibi üç parametre tahmin edilmiştir. Dinamik esneklik modülünün hata fonksiyonu ile de karakteristik termal uzunluk parametresi tahmin edilebilmiştir. Bahsedilen çalışmada iki ayrı hata fonksiyonu en küçük kareler yöntemi ile oluşturulmuş ve Levenberg-Marquart (LM) optimizasyon metodu ile parametre tahmini işlemi yapılmıştır.

Başka bir çalışmada [2] tekil değer ayrışımı ile parametrelerin ses yutum katsayısı ve iletim kaybına olan etkileri incelenmiştir. Çizelge 6.1'de verilen malzeme özelliklerine göre hesaplanan ses yutum katsayısı ve ses iletim kaybına ait eğriler Şekil 6.3'de verilmiştir.

**Çizelge 6.1:** Örnek malzeme parametreleri [2].

$\phi$ [-]	$\sigma$ [Pa.s/m <sup>2</sup> ]	$\alpha_{\infty}$ [-]	$\Lambda$ [mm]	$\Lambda'$ [mm]
0.98	50,000	2.0	3.0*10 <sup>-5</sup>	9.0*10 <sup>-5</sup>



**Şekil 6.3:** Çizelge 6.1’deki malzemenin ses yutum katsayısı (a) ve ses iletim kaybı (b) [2]

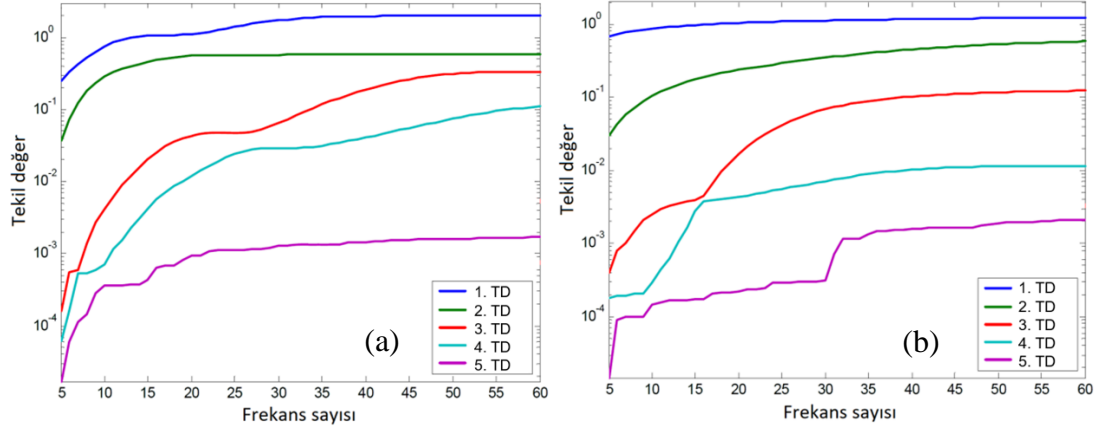
Belirlenen bu parametre grubuna yakın şekilde bu eğriler doğrusallaştırılmıştır.

$$\alpha_{f_1}(\bar{x}) = \alpha_{f_1}(\bar{x}_0) + \sum_{i=1}^5 \left( \frac{\partial \alpha_{x_i}}{\partial x_i} \right) dx_i \quad (6.1)$$

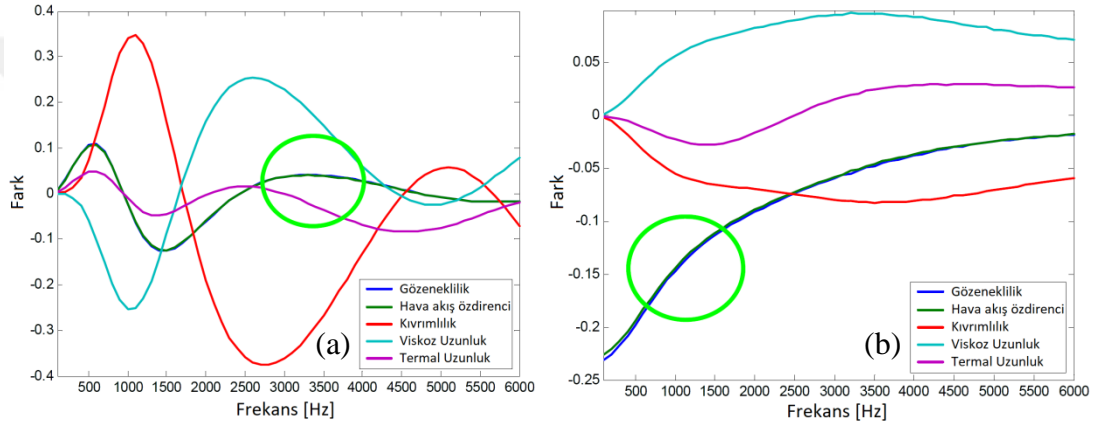
Belirli frekans değerlerinde ses yutum ve iletim katsayıları için denklem 6.2 verildiği gibi hassasiyet matrisleri oluşturulmuştur.

$$\begin{bmatrix} \alpha_{f_1}(\bar{x}) \\ \dots \\ \alpha_{f_n}(\bar{x}) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{f_1}(\bar{x}_0) \\ \dots \\ \alpha_{f_n}(\bar{x}_0) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{\partial \alpha_{f_1 x_1}}{\partial x_1} & \frac{\partial \alpha_{f_1 x_2}}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial \alpha_{f_1 x_5}}{\partial x_5} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \frac{\partial \alpha_{f_n x_1}}{\partial x_1} & \frac{\partial \alpha_{f_n x_2}}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial \alpha_{f_n x_5}}{\partial x_5} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} dx_1 \\ \dots \\ dx_9 \end{bmatrix} \quad (6.2)$$

Her bir bağımsız parametrenin değişimini içeren hassasiyet matrisi üzerinden tekil değer ayrışımı gerçekleştirilmiştir. Tekil değer ayrışımında frekans sayısı eklemenin tekil değerleri nasıl arttırdığı Şekil 6.4’de verilmiştir. Gözeneklilik oranı (1.tekil değer) ve hava akış öz direncinin (2. tekil değer) en yüksek hassasiyete sahip iki parametre olduğu söylenebilir. Ayrıca gözeneklilik oranı ve hava akış öz direncinin ses yutum ve iletim katsayılarına gösterdiği hassasiyetin birbirine oldukça yakın olduğu Şekil 6.5’den görülmektedir. Karakteristik parametrelerin ses yutum ve iletim kaybı üzerine hassasiyetlerinin incelenmesi ile tahmin edilecek parametrelerin değerlendirilmesi için önemli bilgiler edinilmiştir.



**Şekil 6.4:** Parametrelerin ses yutum katsayısı (a) ve iletim katsayısı (b) için hassasiyet eğrileri [2]



**Şekil 6.5:** Hassasiyet matrisi analiz sonucunun ses yutum katsayısı (a) ve iletim katsayısı (b) üzerine etkisi [2]

Bir diğer çalışmada [3] beş makroskopik özelliğe bağlı yüzey empedansı ile amaç fonksiyonu oluşturulmuştur.

$$\tilde{Z}_s = -j \frac{\tilde{Z}_c}{\phi \tilde{Z}_o} \cot(\tilde{k}L) \quad (6.3)$$

Burada  $Z_s$ ,  $Z_c$ ,  $Z_o$ ,  $k$  sırasıyla yüzey empedans değeri, eşdeğer akışkanın karakteristik empedans değeri, havanın empedans değeri, eşdeğer akışkanın karakteristik dalga sayısıdır. Standart teknikler ile kabul edilebilir doğrulukta ölçülebilen açık gözeneklilik oranı ve hava akış öz direnci haricindeki diğer üç parametre tahmin edilmiştir. Yüzey empedansı denklem 6.3'de görüldüğü gibi eşdeğer akışkanın karakteristik empedansına ve dalga sayısına bağlıdır. Ayrıca JCA matematik modeli sayesinde analitik olarak da beş karakteristik parametre ile doğrudan ilişkilidir. Bu

sayede numerik olarak yüzey empedansı ( $\tilde{Z}_s^N$ ) da hesaplanmıştır. Bu durumda aşağıdaki şekilde bir hata fonksiyonu oluşturulmuştur.

$$R(\omega) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^N |\tilde{Z}_s^N(\omega) - \tilde{Z}_s|^2 \quad (6.4)$$

Literatürdeki bu çalışmaları incelediğimizde izlenen yöntemler genel olarak benzer olsa da detaylarındaki farklılıkların yöntemlerin doğruluğunu ve işlem sayısını etkilediği görülmektedir. Diğer çalışmalar da incelendiğinde parametrelerin hassasiyeti üzerine yapılan yorumların parametre tahmini için amaç fonksiyonunun oluşturulması ve metot belirlemede etkili olduğu görülmüştür.

## 6.2 Hata Fonksiyonunun Belirlenmesi

Eğri uydurma işlemlerinde hata fonksiyonu oluşturmak için genellikle en küçük kareler metodu kullanılır. Teorik modelin ve ölçülen çıktılarının farklarının karelerinin toplamı ile ifade edilir. Hata fonksiyonu bir ağırlıklandırma uygulanarak denklem 6.5'deki gibi tanımlanabilir.

$$Hata = \sum_i^N \frac{[y_i^{meas} - y_i^{model}(v)]^2}{\epsilon_i^2} \quad (6.5)$$

$y_i^{meas}$  ölçülen veriler,  $y_i^{model}(v)$  matematik modelden hesaplanan veriler,  $v$  optimize edilecek modelin değişken değerleri ve  $\epsilon_i$  ağırlıklandırma faktörüdür. Hata fonksiyonunun minimum değeri elde edildiğinde ölçülen verilere olabildiğince benzeyen matematik modelin parametreleri elde edilir. Bu şekilde yapılan eğri uydurma çalışmalarına parametre tahmini de denilir.

Bu çalışmada hata fonksiyonlarını oluşturmak için gözenekli bir akustik malzemenin JCA eşdeğer akışkan modeli kullanılmıştır. Parametre tahmini için hata fonksiyonları, dinamik yoğunluk ve dinamik esneklik modülünün deneysel ve hesaplanan verilerinden en küçük kareler metodu ile hesaplanmıştır. Dinamik yoğunluk denklemi açık gözeneklilik oranı, hava akış öz direnci, kıvrımlılık, karakteristik viskoz uzunluk gibi toplam dört adet parametre ile ifade edilir. Dinamik esneklik modülü ise açık gözeneklilik oranı ve karakteristik termal uzunluk gibi



toplamda iki parametre ile ifade edilir. Bu iki denklem ile toplamda beş parametre kullanılarak bir malzemenin akustik davranışı karakterize edilir.

Bu çalışmada dinamik yoğunluk ve dinamik esneklik modülünün fonksiyonları için temelde iki eğri uydurma işlemi yapılmıştır. Ancak burada önemli olan konu birbirinden bağımsız iki matematik modelin kullanılarak eğri uydurmanın gerçekleştirilmesidir. Hata fonksiyonu oluştururken karşılaşılan zorluk, her iki modelin denkleminin de açık gözeneklilik oranı gibi ortak bir parametreye bağlı olmasıdır. Bu uygulamada hata fonksiyonu oluştururken aşağıdaki üç farklı durum incelenmiştir:

*Durum 1.* Oluşturulan iki ayrı hata fonksiyonu için peşi sıra optimizasyon işlemi gerçekleştirilir.

*Durum 2.* Ortak parametreler bilinen değer olarak denklemlere eklenerek iki ayrı hata fonksiyonu için optimizasyon işlemi gerçekleştirilir.

*Durum 3.* Hata fonksiyonları birleştirilerek bütün parametreleri içeren tek bir amaç fonksiyonu türetilebilir.

Dinamik yoğunluk ve dinamik esneklik modülünün hata fonksiyonları sırasıyla aşağıdaki şekilde tanımlanabilir.

$$Hata_{\rho} = \sum_i^N \left[ \frac{\rho_i^{\text{ölçüm}} - \rho_i^{\text{model}}(\omega)}{\epsilon_1} \right]^2 \quad (6.6)$$

$$Hata_K = \sum_i^N \left[ \frac{K_i^{\text{ölçüm}} - K_i^{\text{model}}(\omega)}{\epsilon_2} \right]^2 \quad (6.7)$$

Durum 1’de denklem 6.6’da verilen dinamik yoğunluğun hata fonksiyonu kullanılarak gözeneklilik, hava akış öz direnci, karakteristik viskoz uzunluk tahmin edilmiştir. Burada elde edilen gözeneklilik parametresi, denklem 6.7’de verilen dinamik esneklik modülünün hata fonksiyonunda başlangıç değeri olarak kullanılmıştır. Ayrıca karakteristik termal uzunluk parametresi, öncesinde hesaplanan karakteristik viskoz uzunluk parametresi ile  $\Lambda \leq \Lambda'$  şartı dikkate alınarak (Bkz: Bölüm 3.1.3 Parametrelerin uyum şartları) tahmin edilmiştir.

Durum 2’de denklem 6.6 ve 6.7’de verilen hata fonksiyonlarında ortak olan gözeneklilik oranı optimizasyon problemine bilinen parametre olarak eklenmiştir. Böylece hata fonksiyonları birbirinden bağımsız bir şekilde kullanılarak diğer parametrelerin tahmini yapılmıştır. Ancak bu durumda dört adet akustik parametrenin tahmin edilmesi söz konusudur.

Durum 3’de iki karakteristik davranış için tek hata fonksiyonu oluşturulmuştur. Hata değerlerinin birleştirilmesi ile beş adet akustik parametre tek amaç fonksiyonuna bağlanmıştır. Ancak burada dinamik yoğunluk ve dinamik esneklik modülü farklı birimlere sahip olduğundan toplam hataya yüzde katılımı da farklı olacaktır. Bu durumdan kaçınmak için dinamik yoğunluk ve esneklik modülünün hata değerlerine ağırlıklandırmalar uygulanmıştır.

$$Hata = \sum_i^N \left[ \frac{[\rho_i^{\text{ölçüm}} - \rho_i^{\text{model}}(\omega)]}{\epsilon_1} + \frac{[K_i^{\text{ölçüm}} - K_i^{\text{model}}(\omega)]}{\epsilon_2} \right]^2 \quad (6.8)$$

Burada  $\epsilon_1$  ve  $\epsilon_2$  sırasıyla  $\rho_i^{\text{ölçüm}}$  ve  $K_i^{\text{ölçüm}}$  olarak alındığında her iki modelin hata değerleri boyutsuzlaştırılır ve her bir frekans değerindeki yüzde hata oranı üzerinden toplam hata elde edilir.

Elde edilen bu amaç fonksiyonları ile çeşitli optimizasyon teknikleri kullanılarak parametre tahmin işlemi yapılmıştır.

### 6.3 Optimizasyon Yöntemleri

Ses basınç verilerinin işlenmesi, gerekli fonksiyonların hesaplanması ve optimizasyon işlemleri için gerekli hesaplamalar Python programlama dili ve kütüphaneleri kullanılarak yapılmıştır. Bu çalışmada Python programlama dilinin kullanılmasının nedenleri genel olarak aşağıdaki şekilde sıralanabilir:

- Açık kaynak kodlu dolayısıyla ücretsiz bir programlama dilidir.
- Kullanımı kolay ve hızlıdır.
- Geliştiriciler tarafından çok sayıda kütüphane ile desteklenmektedir.
- Bilimsel alanlarda ve mühendislik çalışmalarında tercih edilir.
- Matematik kodlama dilini destekler.

- Açık kaynak kodlu BGO (**Bütünleşik geliştirme ortamı**)’lar ile etkin bir şekilde kullanılabilir.

Optimizasyon işlemleri için Chicago Üniversitesinin CARS (Center for Advanced Radiation Sources) departmanının geliştirdiği LMFIT kütüphanesi kullanılmıştır. LMFIT, Python programlama dili için geliştirilmiş doğrusal olmayan optimizasyon ve eğri uydurma problemleri için geliştirilen ileri seviye bir programlama kütüphanesidir [59]. LMFIT kütüphanesi ile en küçük kareler metodu kullanılarak fiziksel test verilerinin doğrusal olmayan matematik modellere uydurulması için oluşturulan amaç fonksiyonlarının minimize edilmesi hedeflenmiştir.

Genellikle doğrusal olmayan eğri uydurma işlemlerinde Levenberg Marquardt algoritması kullanılır. Ancak bu yöntemin minimum değeri ararken lokal noktalara takılması gibi bir zayıflığı vardır. Buna rağmen hızlı olması, değişken çiftlerin arasındaki korelasyonların tahmin edilmesi ile birçok eğri uydurma problemi için ihtiyacı karşılamaktadır [60].

LMFIT kütüphanesi ile varsayılan olarak gradyen tabanlı bir yöntem olan Levenberg-Marquardt algoritması kullanılmaktadır ancak farklı algoritmalar kullanılarak minimizasyon yapılabilmektedir. Birçok gradyen tabanlı yöntem, değişkenlerin başlangıç değerlerine yakın olan lokal minimum noktalara takılma eğilimindedir. Bu durum tasarım değişkenlerinin başlangıç parametreleri için iyi bir öngörü yapılmasını gerektirmektedir. Çok parametreye sahip doğrusal olmayan bir optimizasyon probleminin çözülmesi zor bir problemdir. Yerel minimum noktaların yoğun olduğu problemlerde daha doğru bir şekilde global minimum noktayı tespit edebilen gradyen tabanlı olmayan yöntemler kullanılabilir. LMFIT kütüphanesinin desteklediği optimizasyon yöntemleri Çizelge 6.2’de verilmiştir.

**Çizelge 6.2:** lmfitt kütüphanesinin desteklediği optimizasyon yöntemleri [59].

<b>Tahmin Metodu</b>	<b>Fonksiyon</b>
Levenberg-Marquardt	Leastsq
Nelder-Mead	Nelder
Powell	Powell
Conjugate Gradient	Cg
COBYLA	Cobyla
Sequential Linear Squares Programming	Slsqp
Differential Evolution	Differential evolution

### 6.3.1 Optimizasyon yöntemlerinin karşılaştırılması

Bu bölümde, oluşturulan hata fonksiyonlarının ve farklı optimizasyon yöntemlerinin parametre tahmini işlemine etkileri hata eğrileri üzerinden incelenmiştir. LMFIT kütüphanesinde bulunan gradyan tabanlı ve gradyan tabanlı olmayan toplam yedi adet doğrusal olmayan optimizasyon yöntemi kullanılmıştır. Empedans tüpü ölçümü ve parametre tahmini için gerekli olan hesaplamalar ve parametre tahminleri Python programlama dili ile yapılmıştır. Hazırlanan kodlar EK A’da verilmiştir.

Eşdeğer akışkan modellerin karmaşık dalga sayısı frekansa bağlı olarak doğrusal bir artış gösterir. Bu sebeple optimizasyonda kullanılacak numunelerin frekans değerleri, Şekil 6.2 ve EK C’deki frekansa bağlı karmaşık dalga sayısının doğrusal olduğu frekans aralıkları incelenerek Çizelge 6.3’de verildiği gibi belirlenmiştir.

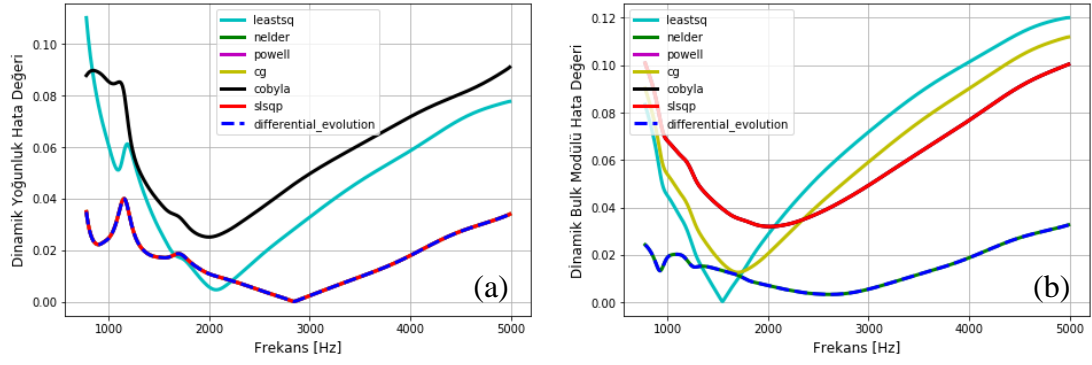
**Çizelge 6.3:** Optimizasyonda kullanılacak frekans aralıkları.

Numune #	Alt Frekans Limiti	Üst Frekans Limiti
1	780	5000 Hz
2	770	5000 Hz
3	940	5000 Hz
4	740	5000 Hz
5	800	5000 Hz

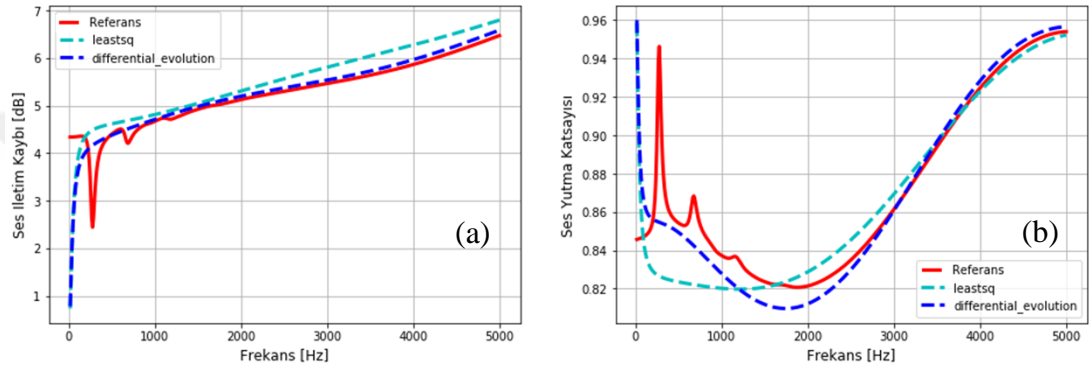
Dinamik yoğunluk ve dinamik esneklik modülü için oluşturulan hata fonksiyonları ile beş adet akustik parametrenin tahmin edilmesi amaçlanmıştır. Burada “Hata fonksiyonunun belirlenmesi” başlığı altında verilen durum 1,2 ve 3 olarak açıklanan yöntemler sırasıyla uygulanmıştır.

İlk olarak durum 1 için denklem 6.6 ve 6.7’de sırasıyla verilen dinamik yoğunluk ve dinamik esneklik modülü hata fonksiyonlarının ardarda kullanımı ile parametre tahmini yapılmıştır. 1 numaralı numune için farklı optimizasyon yöntemleri ile elde edilen frekansa bağlı hata değerleri Şekil 6.6’da gösterilmiştir.

Tahmin edilen parametreler kullanılarak ses iletim kaybı ve ses yutum katsayıları da Şekil 6.7’de görüldüğü gibi hesaplanmıştır. Diğer numuneler için elde edilen eğriler EK E’de verilmiştir. Karşılaştırmalarda gradyan tabanlı bir yöntem olan Levenberg Marquardt (LM) algoritması ve genetik tabanlı bir yöntem olan Differential Evolution (DE) algoritmalarına ait sonuçlar verilmiştir.



**Şekil 6.6:** #1 numune için hesaplanan (durum 1) frekansa bağlı dinamik yoğunluk (a) ve dinamik esneklik modülü (b) hata değerleri



**Şekil 6.7:** #1 numunenin referans ve tahmin edilen (durum 1) ses iletim kaybı (a) ve ses yutma katsayısı (b)

Şekil 6.7’de DE metodu ile hesaplanan ses iletim kaybı ve ses yutma katsayısının referans eğrilere daha yakın olduğu gözlenmiştir. Dinamik yoğunluğun hata fonksiyonu kullanıldığında gözeneklilik oranı bütün numuneler için 1 olarak bulunmuştur. Bu hata fonksiyonu ile gözeneklilik oranı 1 iken hava akış öz direnci, kıvrımlılık ve karakteristik viskoz uzunluk parametreleri Çizelge 6.4’de görüldüğü gibi elde edilmiştir. Dinamik esneklik modülünün hata fonksiyonundan ise karakteristik termal uzunluk ve yeniden gözeneklilik oranı bulunmuştur. Her iki hata fonksiyonu birbirinden bağımsız olarak kullanılıp farklı gözeneklilik değerleri ile diğer parametreler elde edilmiştir. Denklem 6.6 ve 6.7 kullanılarak tahmin edilen farklı gözeneklilik değerleri, Çizelge 6.4’de sırasıyla ‘/’ ayracı ile gösterilmiştir. Dinamik esneklik modülünün hata fonksiyonundan elde edilen gözeneklilik oranları dikkate alındığında beş adet numune için hesaplanan hata değerleri Çizelge 6.5’de verilmiştir. Buradan ortalama yüzde hata 5,713 olarak bulunur.

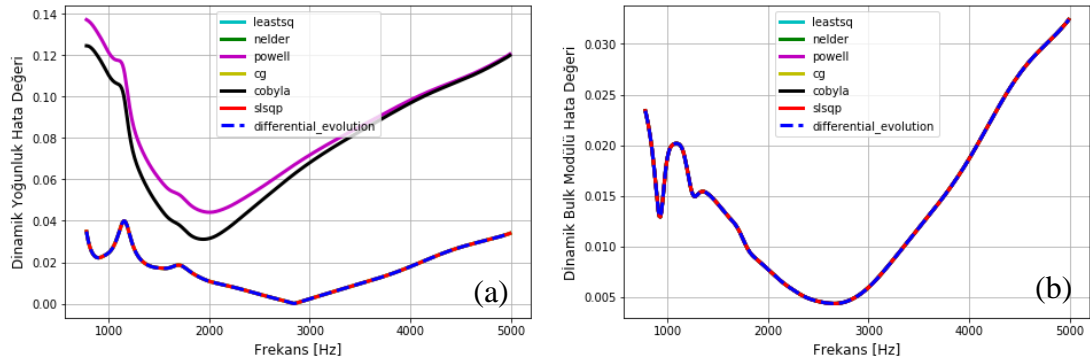
**Çizelge 6.4:** DE metodu ile tahmin edilen (durum 1) beş akustik parametre.

Parametreler	Numune 1		Numune 2		Numune 3		Numune 4		Numune 5	
	Ref.	Tah.	Ref.	Tah.	Ref.	Tah.	Ref.	Tah.	Ref.	Tah.
$\phi$ [-]	0,972	1/0,974	0,978	1/0,985	0,962	1/0,945	0,965	1/0,983	0,933	1/0,918
$\sigma$ [kg.m-3.s-1]	27000	27149	15290	15232	60900	62266	29450	29227	74200	73968
$\alpha_\infty$ [-]	1,7	1,69	1,01	1	1,02	1	1,02	1	1,8	1,68
$\Lambda$ [mm]	0,054	0,049	0,073	0,067	0,024	0,022	0,043	0,04	0,025	0,021
$\Lambda'$ [mm]	0,215	0,242	0,18	0,184	0,043	0,029	0,128	0,137	0,053	0,045

**Çizelge 6.5:** DE metodu ile tahmin edilen (durum 1) beş akustik parametrenin yüzde hata değerleri.

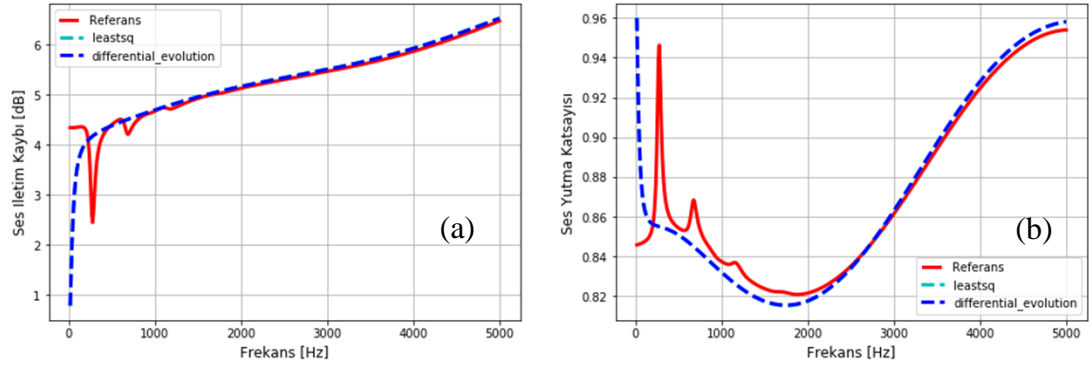
Parametreler	Numune 1	Numune 2	Numune 3	Numune 4	Numune 5
	%Hata	%Hata	%Hata	%Hata	%Hata
$\phi$	0,206	0,716	1,767	1,865	1,608
$\sigma$	0,552	0,379	2,243	0,757	0,313
$\alpha_\infty$	0,588	0,990	1,961	1,961	6,667
$\Lambda$	9,259	8,219	7,500	8,140	17,600
$\Lambda'$	12,558	2,222	33,721	7,031	14,340

İkinci olarak durum 2’de belirtildiği gibi her iki hata fonksiyonunda ortak bulunan gözeneklilik parametresi, bilinen bir değer olarak hesaba katılmıştır. Yapılan parametre tahmini sonucunda bazı optimizasyon yöntemleri ile elde edilen hata değerlerinin bir önceki yöntemlere göre azaldığı Şekil 6.8’de görülmektedir. Kullanılan optimizasyon yöntemleri genel olarak benzer sonuçlar vermiştir. Ancak bu işlem sonucunda dört adet bilinmeyen parametre elde edilebilmiştir.



**Şekil 6.8:** #1 numune için hesaplanan (durum 2) frekansa bağlı dinamik yoğunluk (a) ve dinamik esneklik modülü (b) hata değerleri

LM ve DE algoritmaları ile tahmin edilen parametreler kullanılarak 1 numaralı numune için hesaplanan ses iletim kaybı ve ses yutum katsayılarının referans eğrilere oldukça yakın sonuçlar verdiği Şekil 6.9’da görülmektedir. Diğer numuneler için de iki ayrı hata fonksiyonu kullanarak DE ve LM metodu ile tahmin edilen akustik performans eğrileri EK E’de verilmiştir.



**Şekil 6.9:** #1 numunenin referans ve tahmin edilen (durum 2) ses iletim kaybı (a) ve ses yutum katsayısı (b)

LM metodu ve DE metodu ile dört adet parametre sırasıyla Çizelge 6.6 ve Çizelge 6.7'deki gibi tahmin edilmiştir. Ayrıca LM ve DE metodları için yüzde hata değerleri Çizelge 6.8'deki gibi hesaplanmıştır.

**Çizelge 6.6:** LM metodu ile tahmin edilen (durum 2) dört akustik parametre.

Parametreler	Numune 1		Numune 2		Numune 3		Numune 4		Numune 5	
	Ref.	Tah.	Ref.	Tah.	Ref.	Tah.	Ref.	Tah.	Ref.	Tah.
$\phi$ [-]	0,972	-	0,978	-	0,962	-	0,965	-	0,933	-
$\sigma$ [kg.m-3.s-1]	27000	27149	15290	15394	60900	62556	29450	29439	74200	74382
$\alpha_\infty$ [-]	1,7	1,64	1,01	1	1,02	1	1,02	1	1,8	1,61
$\Lambda$ [mm]	0,054	0,049	0,073	0,071	0,024	0,0235	0,043	0,042	0,025	0,021
$\Lambda'$ [mm]	0,215	0,239	0,18	0,177	0,043	0,0266	0,128	0,126	0,053	0,024

**Çizelge 6.7:** DE metodu ile tahmin edilen (durum 2) dört akustik parametre.

Parametreler	Numune 1		Numune 2		Numune 3		Numune 4		Numune 5	
	Ref.	Tah.	Ref.	Tah.	Ref.	Tah.	Ref.	Tah.	Ref.	Tah.
$\phi$ [-]	0,972	-	0,978	-	0,962	-	0,965	-	0,933	-
$\sigma$ [kg.m-3.s-1]	27000	27150	15290	15394	60900	62556	29450	29439	74200	73975
$\alpha_\infty$ [-]	1,7	1,64	1,01	1	1,02	1	1,02	1	1,8	1,57
$\Lambda$ [mm]	0,054	0,049	0,073	0,071	0,024	0,024	0,043	0,042	0,025	0,021
$\Lambda'$ [mm]	0,215	0,239	0,18	0,177	0,043	0,031	0,128	0,126	0,053	0,049

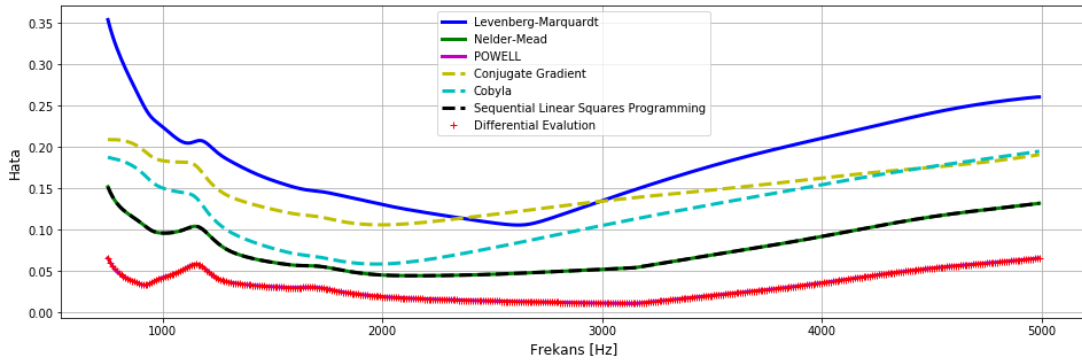
**Çizelge 6.8:** LM ve DE metodu ile tahmin edilen (durum 2) dört akustik parametrenin yüzde hata değerleri.

Parametreler	Numune 1		Numune 2		Numune 3		Numune 4		Numune 5	
	%Hata		%Hata		%Hata		%Hata		%Hata	
	LM	DE	LM	DE	LM	DE	LM	DE	LM	DE
$\phi$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
$\sigma$	0.552	0.556	0.680	0.680	2.719	2.719	0.037	0.037	0.245	0.303
$\alpha_\infty$	3.529	3.529	0.990	0.990	1.961	1.961	1.961	1.961	10.556	12.778
$\Lambda$	9.259	9.259	3.425	3.425	2.083	2.083	3.488	3.488	14.800	17.600
$\Lambda'$	11.163	11.163	1.667	1.667	38,140	28.605	1.563	1.563	54.151	8.113

Beş adet numune için ortalama yüzde hata değerleri, LM ve DE metodu için sırasıyla 8,148 ve 5,624 olarak hesaplanmıştır. LM metodu kullanıldığında bilinmeyen parametre sayısının azalmasının tahmin doğruluğu arttırdığı Şekil 6.7 ve Şekil 6.9 üzerinden görülmektedir. Ancak burada durum 1 ile karşılaştırıldığında gradyen

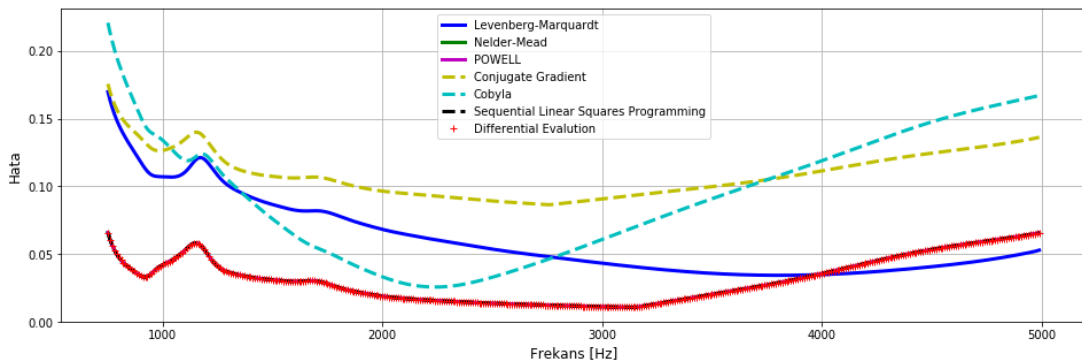
tabanlı olmayan DE metodunun LM metoduna göre tahmin edilen parametre sayısından etkilenmediği ve daha doğru sonuç verdiği gözlenmiştir. Ayrıca bu yaklaşım ile dört parametre tahmin edilebilmiştir. Bu sebeple ikinci yöntem hedeflenen beş adet parametrenin yüksek doğrulukla tahmini için uygun bulunmamıştır.

Son olarak durum 3’de belirtildiği gibi bilinen iki hata fonksiyonu birleştirilip beş adet akustik parametreyi de içeren tek hata fonksiyonu kullanılmıştır. 1 numaralı numune için farklı optimizasyon yöntemleri ile yapılan tahminlere ait frekansa bağlı hata değerleri Şekil 6.10’de gösterilmiştir. Diğer numuneler için de elde edilen hata eğrileri EK F’de verilmiştir.



Şekil 6.10: #1 numune için hesaplanan (durum 3) hata değerleri ( $\phi_0:0,8$ )

1 numaralı numune için gözeneklilik oranının başlangıç değeri referans değere yaklaştırıldığında ( $\phi_0:0,96$ ) gradyen tabanlı optimizasyon metotların hatası Şekil 6.11’de görüldüğü gibi azalmıştır.

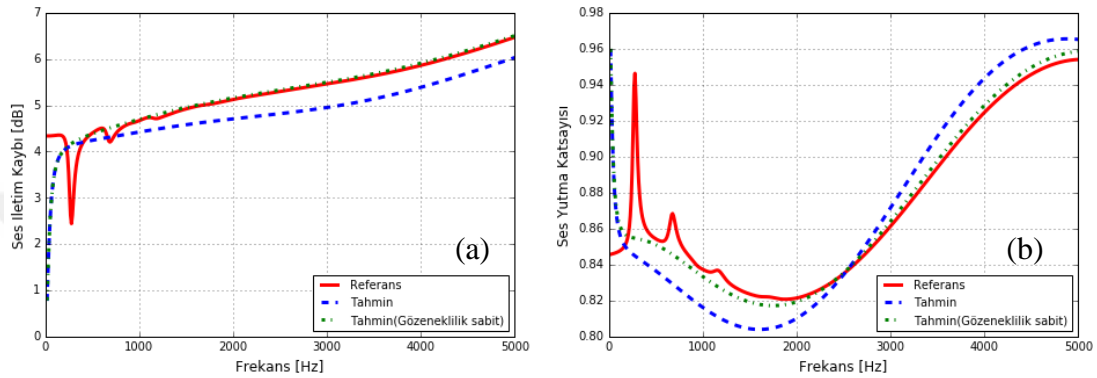


Şekil 6.11: #1 numune için hesaplanan (durum 3) hata değerleri ( $\phi_0:0,96$ )



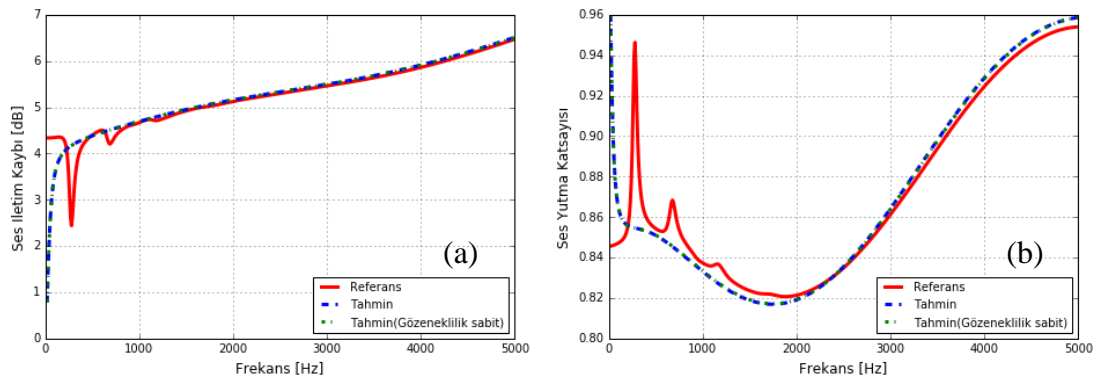
Gradyen tabanlı olmayan optimizasyon tekniklerinin başlangıç değerinden etkilenmediği ve her iki durumda yaklaşık aynı hata değerlerini verdiği görülmektedir.

1 numaralı numune için LM metodu ile beş parametre tahmini ve gözeneklilik oranı sabit tutularak dört parametre tahmini yapılarak akustik malzemenin ses iletim kaybı ve ses yutma katsayısı hesaplanmıştır. Tahmin edilen parametre sayısı azalınca parametre tahminin başarısının arttığı Şekil 6.12’de görülmektedir.



**Şekil 6.12:** #1 numunenin LM metodu ile hesaplanan (durum 3) ses iletim kaybı (a) ve ses yutma katsayısı (b)

Ayrıca DE metodu ile beş parametre tahmini ve gözeneklilik oranı bilinen parametre olarak sabit tutulup dört parametre tahmini yapılmıştır. Bu sefer her iki tahmin işleminin de oldukça benzer sonuçlar verdiği Şekil 6.13’de görülmektedir.



**Şekil 6.13:** #1 numunenin DE metodu ile hesaplanan (durum 3) ses iletim kaybı (a) ve ses yutma katsayısı (b)

Diğer numuneler için de DE metodu ile elde edilen dört ve beş parametre tahminleri sonucu hesaplanan TL ve  $\alpha$  karşılaştırma eğrileri EK G’de verilmiştir. DE metodu kullanıldığında sabit tutulan gözeneklilik oranının tahmin edilen parametreler üzerine etkisini görebilmek adına belirlenen beş adet numune için de hesaplama yapılmıştır.

Belirlenen numuneler için DE metodu ile tahmin edilen beş adet akustik parametre Çizelge 6.9’de verilmiştir. Burada ortalama yüzde hata 5,713 olarak hesaplanmıştır. Aynı şekilde DE metodu ile açık gözeneklilik oranı sabit tutularak tahmin edilen dört adet akustik parametre Çizelge 6.10’de verilmiştir. Burada ise ortalama yüzde hata 5,82 olarak hesaplanmıştır.

**Çizelge 6.9:** DE metodu ile tahmin edilen (durum 3) akustik parametreler.

Parametreler	Numune 1		Numune 2		Numune 3		Numune 4		Numune 5	
	Ref.	Tah.	Ref.	Tah.	Ref.	Tah.	Ref.	Tah.	Ref.	Tah.
$\phi$ [-]	0,972	0,975	0,978	0,985	0,962	0,943	0,965	0,982	0,933	0,92
$\sigma$ [kg.m-3.s-1]	27000	27149	15290	15350	60900	62411	29450	29322	74200	73973
$\alpha_\infty$ [-]	1,7	1,64	1,01	1	1,02	1	1,02	1	1,8	1,54
$\Lambda$ [mm]	0,054	0,047	0,073	0,069	0,024	0,024	0,043	0,040	0,025	0,02
$\Lambda'$ [mm]	0,215	0,235	0,18	0,184	0,043	0,029	0,128	0,137	0,053	0,046

**Çizelge 6.10:** DE metodu ile tahmin edilen (durum 3) akustik parametreler ( $\phi$ : sabit).

Parametreler	Numune 1		Numune 2		Numune 3		Numune 4		Numune 5	
	Ref.	Tah.	Ref.	Tah.	Ref.	Tah.	Ref.	Tah.	Ref.	Tah.
$\phi$ [-]	0,972	0,972	0,978	0,978	0,962	0,962	0,965	0,965	0,933	0,933
$\sigma$ [kg.m-3.s-1]	27000	27154	15290	15429	60900	63059	29450	29553	74200	74013
$\alpha_\infty$ [-]	1,7	1,636	1,01	1	1,02	1	1,02	1	1,8	1,56
$\Lambda$ [mm]	0,054	0,048	0,073	0,07	0,024	0,024	0,043	0,041	0,025	0,02
$\Lambda'$ [mm]	0,215	0,231	0,18	0,177	0,043	0,03	0,128	0,125	0,053	0,049

**Çizelge 6.11:** DE metodu ile tahmin edilen (durum 3) akustik parametrenin yüzde hata değerleri.

Parametreler	Numune 1		Numune 2		Numune 3		Numune 4		Numune 5	
	%Hata		%Hata		%Hata		%Hata		%Hata	
$\phi$	$\phi$ :dahil	$\phi$ :sabit	$\phi$ :dahil	$\phi$ :sabit	$\phi$ :dahil	$\phi$ :sabit	$\phi$ :dahil	$\phi$ :sabit	$\phi$ :dahil	$\phi$ :sabit
$\phi$	0.309	-	0.716	-	1.975	-	1.762	-	1.393	-
$\sigma$	0.552	0.570	0.392	0.909	2.481	3.545	0.435	0.350	0.306	0.252
$\alpha_\infty$	3.529	3.765	0.990	0.990	1.961	1.961	1.961	1.961	14.444	13.333
$\Lambda$	12.963	11.111	5.479	4.110	1.250	2.083	6.512	3.721	18.400	18.800
$\Lambda'$	9.302	7.442	2.222	1.667	33.256	30.698	7.031	2.344	13.208	6.792

DE metodu ile yapılan beş ve dört parametre tahmininin her ikisi için de referans parametreler ve performans eğrileri ile karşılaştırıldığında tahmin işleminin oldukça başarılı olduğu söylenebilir. LM algoritmasının başlangıç değerlerinden ve tahmin edilen parametre sayısından etkilendiği gözlenmişti. Ancak DE algoritmasının tahmin edilen parametre sayısından çok fazla etkilenmediği Şekil 6.3’den ve Çizelge 6.11’deki hata değerlerinden anlaşılmaktadır. Bu optimizasyon probleminde, amaç fonksiyonunun oluşturulması ve doğru optimizasyon yönteminin seçiminin önemli olduğu görülmüştür. Beş adet akustik parametrenin tahmin edilmesi amaçlandığından tek hata fonksiyonu ile gradyen olmayan optimizasyon tekniklerinin kullanımının en uygun yöntem olduğu söylenebilir.

## 7. SONUÇLAR

Bu çalışma, gerçek test verileri üzerinden parametre tahmini yapabilmek için doğru yöntemi belirlemek adına yapılan bir ön çalışma niteliğindedir. Gerçek ölçümler ile oldukça benzer sonuçlar veren tam biot modeli kullanılarak referans modellerin sonlu eleman tabanlı akustik analizleri gerçekleştirilmiştir. Referans değerler, biot modelleri tanımlamak için kullanılan numunelerin akustik parametreleridir. Ölçümlerin sanal empedans tüpü üzerinden yapılması tahmin edilen parametrelerin karşılaştırılacağı referans değerleri bilmemizi sağlamıştır. Böylece referans parametrelerin elde edilmesinde kullanılan doğrudan ölçüm yöntemlerinde karşılabilebilecek hatayı arttıran faktörlerin önüne geçilmiştir.

Gözenekli malzemedeki enerji kayıpları dikkate alındığında sesin yayıldığı akışkan ortamın viskoz sürtünmesi ve termal etkilerin en fazla enerji kaybına sebep olduğu görülmüştür. Ayrıca elastik davranış ile karşılaştırıldığında esnek yaklaşımın rijit yaklaşıma göre daha yakın sonuç verdiği görülmüştür. Malzemenin eşdeğer akışkan ortamı JCA modeli ile tanımlanıp esnek yaklaşım ile benzetim modeli oluşturulduğunda düşük frekansların haricinde tam biot modelin sonuçlarına en iyi benzerlik sağlanmıştır. Tahmin edilmesi istenen akustik parametreleri de içerdiği ve diğer olgusal modellere göre daha az karmaşık olduğu için JCA modelinin kullanımı yeterli görülmüştür.

Bu çalışmada özellikle farklı hata fonksiyonlarının ve optimizasyon yöntemlerinin parametre tahminine etkisi incelenmiştir. Gradyen tabanlı yöntemlerin hata değerleri yüksek ve başlangıç parametrelerinden etkilenirken gradyen tabanlı olmayan yöntemlerin parametre tahmininde daha başarılı olduğu her numune için yapılan hesaplamalar sonucunda görülmüştür. Benzer çalışmalarda kullanılan LM metodunun başlangıç değerlerinden ve tahmin edilen parametre sayısından etkilendiği görülmektedir. Ancak bu çalışmada DE metodunun tahmin edilen parametre sayısından oldukça az etkilendiği gözlenmiştir. Hata fonksiyonu olarak iki ayrı hata fonksiyonunun birleştirilmesi tahmin öncesi gözeneklilik oranının bilinen

değer olarak tanımlanma gereksiniminin ve önüne geçmiştir. Ayrıca hata fonksiyonunun durum 1 değerlendirmesinde karşılaşıldığı gibi tahmin edilen gözeneklilik oranı için farklı değerlerin elde edilmesi gibi belirsizliğin ve hesap yükünün azalmasını sağlamıştır.

Tahmin için kullanılan bütün frekans aralığı dikkate alındığında durum 3 değerlendirmesindeki gibi tek hata fonksiyonu kullanımının ve DE metodunun bütün yaklaşımlar içerisinde en iyi sonucu verdiği görülmektedir. Bu sebeple genetik tabanlı olan DE metodu seçilerek bütün numunelerin beş adet akustik parametresinin tahminleri başarılı bir şekilde yapılmıştır. Ayrıca yapılan parametre tahmini ile hesaplanan ses iletim kaybı ve ses yutum katsayılarının referans eğriler ile birbirine oldukça yakın sonuçlar verdiği görülmüştür.

Orta ve yüksek frekans aralığında akustik performans analizi yapabilmek için gerekli olan gözenekli malzemelerin akustik (geometrik) parametrelerinin, dört mikrofonlu bir empedans tüpü ölçümü ve belirlenen tek hata fonksiyonu ile DE optimizasyon yöntemi kullanılarak yüksek doğrulukla tahmin edilebileceği gösterilmiştir.

## KAYNAKLAR

- [1] **Courtous, T., Falk, T., Bertolini, C.**, (2005). An acoustic inverse measurement system to determine intrinsic parameters of porous samples, Symposium on the Acoustics of Poro-Elastic Materials (SAPEM), Lyon.
- [2] **Bolton, J.S. & Hong, K.** (2009). Inverse characterization of poro-elastic materials based on acoustical input data, Journal of the Acoustical Society of America, 126, p. 2297, 2009.
- [3] **Atalla, Y. & Panneton, R.** (2005). Inverse acoustical characterization of open cell porous media using impedance tube measurements, Groupe d'Acoustique de l'Universite de Sherbrooke.
- [4] **Hansen, C.H.** (2017). Fundamentals of Acoustics and Frequency Analysis, 57-62, doi:10.1002/9781118826140.
- [5] **Sagartzazu, X., Hervella, L., Pagalday, J.M.** (2008). Review in Sound Absorbing Materials. Archives of Computational Methods in Engineering, Volume 15, Issue 3, 311–342.
- [6] **Descheemaeker, J.** (2011). Elastic Characterization of Porous Materials by Surface and Guided Acoustic Wave Propagation Analysis, Katholieke Universiteit Leuven, Faculteit der Wetenschappen 10-13.
- [7] **Anwar, Z.** (2012). "Determining the adiabatic exponent  $C_p / C_v$  of air after Ruchardt", Huerth, Germany: Physics Leaflets P2.5.3.1
- [8] **Armstrong, P.**, (2015). Determining the Ratio of Specific Heats of Gases using Adiabatic Oscillations, University of Bristol.
- [9] **Hopkins, C.** (2007). Sound Insulation, , Elsevier, Edition, 79.
- [10] **Cox, T.J. & D'Antonio, Peter.** (2005). Acoustic Absorbers and Diffusers, Spon Press, 138-140.
- [11] **ASTM C522-03.** (2016). Standard Test Method for Airflow Resistance of Acoustical Materials: ASTM International.
- [12] **ISO 9053:1991.** (1991). Acoustics - Materials for acoustical applications - Determination of airflow resistance.
- [13] **Bies, D.A. & Hansen, C.H.** (1980). Flow resistance information for acoustical design, DOI: 10.1016/0003-682X(80)90002-X.
- [14] **Stinson, M. R. & Daigle, G. A.** (1988). Electronic system for the measurement of flow resistance. J. Acoust. Soc. Amer. 83, 2422–2428.
- [15] **Zwikker, C. & Kosten, C. W.** (1949). Sound absorbing materials, Elsevier, New-York.

- [16] **Champoux, Y. & Allard J.F.** (1991). Dynamic tortuosity and bulk modulus in air-saturated porous media, *J. Appl. Phys.* 70, 1970-1979.
- [17] **Tjaden, B., Brett, D.J.L., Shearing, P.R.** (2016). Tortuosity in electrochemical devices: a review of calculation approaches, 47-67.
- [18] **GRANTA**, Erişim: 12 Mart 2015, <http://www.grantadesign.com/images/metalfoams.gif>
- [19] **SIEMENS LMS**, (2017). Theory for Porous Material & Dissipated Power, Virtual.Lab Rev 13.8 Help.
- [20] **Biot, M.A.** (1956). Theory of propagation of elastic waves in a fluid-saturated porous solid. I. Low-frequency range, *The journal of the Acoustical Society of America* 28 (2) 168-178.
- [21] **Biot, M.A.** (1956). Theory of propagation of elastic waves in a fluid-saturated porous solid. II. Low-frequency range, *The journal of the Acoustical Society of America* 28 (2) 179-191.
- [22] **Biot, M.A.** (1962). Mechanics of deformation and acoustic propagation in porous media, *Journal of Applied Physics* 33 (4) (192) 1482-1498
- [23] **Johnson, D.L., Koplik, J., Dashen, R.**, (1987). Theory of dynamic permeability and tortuosity in fluid-saturated porous media, *Journal of Fluid Mechanics* 176, 379-402
- [24] **Allard, J.F. & Atalla, N.** (2009). *Propagation of Sound in Porous Media*, Wiley.
- [25] **Pilon, D., Sgard, F., Panneton, R.**, (2003). "Frame acoustical excitability: A decoupling criterion for poroelastic materials, *Proc. of Euronoise*, paper ID:9, 1–6.
- [26] **Panneton, R.**, (2007). Comment on the limp frame equivalent fluid model for porous media, *Acoust. Soc. Am.* 122.
- [27] **Delany M.E. & Bazley E.N.** (1970). Acoustical properties of fibrous absorbent materials, *Applied Acoustics* 3, 105-116.
- [28] **Wilson, D.K.** (1996). Simple, Relaxation Models for the Acoustical Properties of Porous Media, *Applied Acoustics* 50, 171-188.
- [29] **Allard, J.F. & Champoux, Y.** (1992). New empirical equations for sound propagation in rigid frame fibrous materials. *J. Acoust. Soc. Am.*, 91, 3346-3353.
- [30] **Miki Y.** (1990). Acoustical properties of porous materials - Modifications of Delany-Bazley models, *J. Acoust. Soc. Jpn (E)*. 11(1), 19-24.
- [31] **Bies, D.A. & Hansen, C.H.** (2009). *Engineering Noise Control: Theory and practice*, Spon Press, 674.
- [32] **APMR. Motionless Skeleton.** Erişim: 3 Nisan 2016, <http://apmr.matelys.com/PropagationModels/MotionlessSkeleton/index.html>
- [33] **Attenborough, K.** (1982). Acoustical characteristics of porous materials. *Phys. Rep.*, 82, 179–227.

- [34] **Stinson, M.R & Champoux, Y.** (1992). Propagation of sound and the assignment of shape factors in model porous materials having simple pore geometries. *J Acoust Soc Am* 1992;91:685±95.
- [35] **Pride, S.R., Morgan, F.D., Gangi A.F.** (1993). Drag forces of porous-medium acoustics, *Phys. Rev. B* 47, 4964-4978.
- [36] **Lafarge D.** (2006). in *Matériaux et Acoustique, I Propagation des Ondes Acoustiques*, Bruneau M., Potel C. (ed.), Lavoisier, Paris.
- [37] **Champoux, Y., Stinson, M.R. ve Daigle, G.A.** (1990). Air-based system for the measurement of porosity. *J. Acoust. Soc. Amer.*, 89, 910-916.
- [38] **Panneton R. & Gros E.,** (2005). A missing mass method to measure the open porosity of porous solids, *Acta Acustica* 91, 342-348.
- [39] **Fellah Z. E., Berger S., Lauriks W., Depollier C., Aristégui C., Chapelon J. Y.,** (2003). Measuring the porosity and the tortuosity of porous materials via reflected waves at oblique incidence, *J. Acoust Soc Am.* 113(5), 2424-2433.
- [40] **Umnova O., Attenborough K., Shin H.C., Cummings A.,** (2005). Deduction of tortuosity and porosity from acoustic reflection and transmission measurements on thick samples of rigid-porous materials, *Appl. Acoust.* 66(6), 607–624.
- [41] **APMR. Open porosity characterization.** Erişim: 12 Ekim 2015, <http://apmr.matelys.com/Parameters/Characterization/Acoustics/OpenPorosity.html>
- [42] **Dauchez, N.** (1999). Etude vibroacoustique des matériaux poreux par éléments finis, 43,44.
- [43] **Allard, J.F., Castagnede, B., Henry, M.,** (1993). Evaluation of tortuosity in acoustic porous materials saturated by air.
- [44] **Groby, J.P., Ogam, E., De Ryck, L., Sebaa, N., Lauriks, W.,** (2010). Analytical method for the ultrasonic characterization of homogeneous rigid porous materials from transmitted and reflected coefficients, *J. Acoust. Soc. Am.* 127(2), 764–772.
- [45] **Tarnow, V.** (1996). Airflow resistivity of models of fibrous acoustic materials, *J. Acoust. Soc. Am.* 100(6), 3706-3713.
- [46] **Tournat, V., Pagneux, V., Lafarge, D., Jaouen, L.,** (2004). Multiple scattering of acoustic waves and porous absorbing media, *Phys. Rev. E* 70, 026609.
- [47] **Berryman, J. G.,** (1980). Confirmation of Biot's theory, *Appl. Phys. Lett.*, 37, 382-384.
- [48] **APMR. Conditions on acoustical parameters.** Erişim: 12 Kasım 2015, <http://apmr.matelys.com/Parameters/Characterization/Acoustics/ConditionsOnParameters.html>
- [49] **ISO 10534-2.** (1998). Acoustics -- Determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes -- Part 2: Transfer-function method.
- [50] **ASTM E1050-12.** (2012). Standard Test Method for Impedance and Absorption of Acoustical Materials Using a Tube, Two Microphones and a Digital Frequency Analysis System: ASTM International.

- [51] **ASTM 2611-09.** (2009). Standard Test Method for Measurement of Normal Incidence Sound Transmission of Acoustical Materials Based on the Transfer Matrix Method: ASTM International.
- [52] **Bolton, J.S., Yoo, T., Olivieri, O.,** (2006). Measurement of Normal Incidence. Transmission Loss and Other Acoustical Properties of Materials Placed in a Standing. Wave Tube, Inter-Noise 2006, Honolulu, HI, 3–6 Aralık.
- [53] **Pierce, A.D.,** (1981). Acoustics: An Introduction to its Physical Principles and Applications, McGraw-Hill, New York, NY.
- [54] **Bonfiglio, P., Pompoli, F., Prodi, N.,** (2005). On the comparison of different techniques for measuring complex acoustical properties of fibrous and porous materials, ICSV 12, Haziran 11-14.
- [55] **Wu, R.,** (2017). Utilization of empirical models to determine the bulk properties of compressed sound absorptive materials, University of Kentucky.
- [56] **Atalla, N., Hamdi, M.A., Panneton, R.,** (2001). Enhanced weak integral formulation for the mixed (u,p) poroelastic equations, DOI: 10.1121/1.1365423
- [57] **Duval, A.** (2010). Etat de l'art des applicatifs en VibroAcoustique et des outils de recalage par la mesure, Faurecia Acoustic Team, Journées Vibro-Acoustiques Numérique. Toulouse.
- [58] **Marburg, S., Nolte, B.** (2008). Computational Acoustics of Noise Propagation in Fluids, Springer, 23.
- [59] **LMFIT,** Non-Linear Least-Squares Minimization and Curve-Fitting for Python. Erişim: 20 Mart 2016, <http://cars9.uchicago.edu/software/python/lmfit/>
- [60] **Newville, M. & Stensitzki, T.** (2017). Non-Linear Least-Squares Minimization and Curve-Fitting for Python. Release 0.9.9.



## **EKLER**

**EK A:** Kullanılan Python Kodları

**EK B:** Enerji dağılım grafikleri

**EK C:** Modelleme yaklaşımlarına göre numunelerin akustik performans eğrileri

**EK D:** Karakteristik akustik özelliklerin frekansa bağlı eğrileri

**EK E:** 2 ayrı hata fonksiyonu kullanarak durum1 ve durum 2 için DE ve LM metodu ile tahmin edilen akustik performans eğrileri

**EK F:** Birleştirilmiş hata fonksiyonu kullanılarak durum 3 için optimizasyon yöntemlerinin karşılaştırılması

**EK G :** Birleştirilmiş hata fonksiyonu kullanılarak durum 3 için DE metodu ile tahmin edilen akustik performans eğrileri ve hata grafikleri

## EK A

### Kullanılan kütüphaneler

```
import numpy as np
import matplotlib.pyplot as p
import scipy as sc
import os
import tkinterFileDialog as tk
import lmfit
```

### Parametre Tanımlama

```
##--Havanın Özellikleri--##

#Havanın sıcaklığı[Santigrat]
T=23;
# Sesin havadaki hızı [m/s]
c=340;
# Atmosfer basıncı [Pa]
Po=101320;
# Havanın yoğunluğu [kg/m3]
rho=1.225;
# Havanın dinamik viskozitesi [kg/m s]
nu=1.84e-5;
# Özgül ısı oranı [cp/cv]
rshc=1.4
# Prandtl sayısı
N=0.71
# Havanın karakteristik empedansi rho*c
rhoc=rho*c;

##--Ölçüm boyutları--##

# Malzemenin hacimsel yoğunluğu [kg/m3]
rho1=78;
# Numunenin kalınlığı [m]
d=0.020;
# Numune ve mikrofonlar arası uzaklıklar [m]
d=0.020;
x1=-0.06; x2=-0.035; x3=0.135; x4=0.160
L1=-x1; L2=-x2; L3=x3-d; L4=x4-d;
```

### Karakteristik akustik özelliklerin fonksiyonlarının tanımlaması

```
# JCA modeli dinamik yoğunluk fonksiyonu
def qfunction(w):
    qf =
    (tor*rho/por)*(1+(afr*por/(rho*w*tor*1j)))*np.sqrt(1+((1j*4*(tor*tor)
*nu*rho*w)/((afr*afr)*(vl*vl)*(por*por)))));
    # Esnek model düzeltmesi
    scl=1
    rhom=rho1+por*rho;
    ql=(qf*rhom-(rho*rho)*scl)/(rhom*scl+qf-2*rho*scl);
    return ql
```

```
# JCA modeli dinamik esneklik modülü fonksiyonu
def Kfunction(w):
    Kf=(rshc*Po/por)/(rshc-(rshc-
1)*np.power((1+(8*nu/(1j*rho*w*N*(tl*tl)))*np.sqrt(1+(1j*rho*w*N*(tl
*tl)/(16*nu)))),-1));
    return Kf
```

## Akustik performans özelliklerinin fonksiyonların tanımlaması

```
### Ses İletim Kaybı Fonksiyonu ###
def STL(T11_,T12_,T21_,T22_):
    Ta_=(2*np.power(np.e,2*1j*k*L))/(T11_+T12_/(rho*c)+rho*c*T21_+T22_);
    Ta2_=np.power((np.abs(Ta_)*np.abs(Ta_)),-1);
    TL_=10*np.log10(Ta2_);
    return TL_

### Ses Yutum Katsayısı Fonksiyonu ###
def SAC(T11_,T12_,T21_,T22_):
    Ra_=(T11_+(T12_/rhoc)-rhoc*T21_-
T22_)/(T11_+(T12_/rhoc)+rhoc*T21_+T22_)
    alpha_=1-np.power((abs(Ra_)),2);
    return alpha_
```

## Tersine işlem sonucu transfer matrisi elemanlarını hesaplama fonksiyonu

```
def EST_TM(w,q_fitted,K_fitted):
    #--Tahmin edilen karakteristik akustik özelliklerden transfer
matrisi hesaplama--##
    kc_est=w*np.sqrt(q_fitted/K_fitted);
    ZC_est=np.sqrt(q_fitted*K_fitted);
    T11_est=np.cos(kc_est*L);
    T12_est=1j*ZC_est*np.sin(kc_est*L);
    T21_est=-1*np.sin(kc_est*L)/(1j*ZC_est);
    T22_est=T11_est

    return T11_est,T12_est,T21_est,T22_est
```

## Hata fonksiyonlarının tanımlanması

```
### Dinamik yoğunluk hata fonksiyonu ###
def qerror(qparams, w_b, q_b):
    """ dinamik yoğunluk fonksiyonunun parametreleri"""
    por = qparams['por'].value
    afr = qparams['afr'].value
    tor = qparams['tor'].value
    vl = qparams['vl'].value

    qf =
(tor*rho/por)*(1+(afr*por/(rho*w_b*tor*1j))*np.sqrt(1+((1j*4*(tor*to
r)*nu*rho*w_b)/((afr*afr)*(vl*vl)*(por*por)))));
    # Esnek model düzeltmesi
    scl=1
    rhom=rho1+por*rho;
    ql=(qf*rhom-(rho*rho))/(rhom +qf-2*rho);
    qerror=np.abs(ql - q_b);
```

```

    return qerror

### Dinamik esneklik modülü hata fonksiyonu ###
def Kerror(Kparams, w_b, K_b):
    """ dinamik esneklik modülü parametreleri"""
    por = Kparams['por'].value
    tl =Kparams['tl'].value

    Kf=(rshc*Po/por)/(rshc-(rshc-
1)*np.power((1+(8*nu/(1j*rho*w_b*N*(tl*tl)))*np.sqrt(1+(1j*rho*w_b*N
*(tl*tl)/(16*nu)))),-1));
    Kerror=np.abs(Kf - K_b);
    return Kerror

### Toplam hata fonksiyonu ###

def error(params, w_b, q_b, K_b):

    """ karakteristik parametreler"""
    por = params['por'].value
    afr = params['afr'].value
    tor = params['tor'].value
    vl = params['vl'].value
    tl =params['tl'].value
    qf =
(tor*rho/por)*(1+(afr*por/(rho*w_b*tor*1j))*np.sqrt(1+((1j*4*(tor*to
r)*nu*rho*w_b)/((afr*afr)*(vl*vl)*(por*por)))));
    Kf=(rshc*Po/por)/(rshc-(rshc-
1)*np.power((1+(8*nu/(1j*rho*w_b*N*(tl*tl)))*np.sqrt(1+(1j*rho*w_b*N
*(tl*tl)/(16*nu)))),-1));
    # Esnek model düzeltmesi      scl=1
    rhom=rhol+por*rho;
    ql=(qf*rhom-(rho*rho)*scl)/(rhom*scl+qf-2*rho*scl);
    qerror=np.divide(np.abs(ql - q_b),np.abs(q_b));
    Kerror=np.divide(np.abs(Kf - K_b),np.abs(K_b));
    error=(qerror)+(Kerror);
    return error

```

## Ölçülen verilerin işlenmesi

Dört adet mikrofon konumundan ölçülen frekansa bağlı ses basıncının reel ve imajiner değerleri ascii formatında kaydedilmiş ve Python numpy kütüphanesi kullanılarak değerler hesaplama ortamına aktarılmıştır.

```

##--Dialog penceresi açılıp reel ve imajner sonuçlar seçilir--##
root=tk.Tk()
root.withdraw()
wd=os.getcwd();
path=tk.askopenfilenames(filetype=(("Data Files","*txt"),("All
files","*.*)" ))
P_real_path_e=path[1]
P_imag_path_e=path[0]

###-Ölçülen verilerden frekans ve basınç değerleri alınır-###
"""P basinc degerlerinin aktarılması"""
P_real=np.genfromtxt(P_real_path_e, delimiter="\t")

```

```
P_imag=np.genfromtxt(P_imag_path_e, delimiter="\t")
freq=P_real[2:,0]
```

```
P1=P_real[2:,1]+1j*P_imag[2:,1]
P2=P_real[2:,3]+1j*P_imag[2:,3]
P3=P_real[2:,5]+1j*P_imag[2:,5]
P4=P_real[2:,7]+1j*P_imag[2:,7]
```

```
# Ölçüm frekansı [rad/sn]
w=2*3.14*freq;
#Havanın dalga sayısı(yayılm sabiti)
k=w/c;
```

**Numunenin x=0 ve x=d konumunda ses basıncı ve hızını hesaplamak için iki yöntem izlenebilir:**

#### a) Tüp içerisindeki dalga yayılım denklemlerinden hesaplanabilir

```
A=1j*(P1*np.exp(1j*k*x2)-P2*np.exp(1j*k*x1))/(2*np.sin(k*(x1-x2)));
B=1j*(P2*np.exp(-1j*k*x1)-P1*np.exp(-1j*k*x2))/(2*np.sin(k*(x1-x2)));
C=1j*(P3*np.exp(1j*k*x4)-P4*np.exp(1j*k*x3))/(2*np.sin(k*(x3-x4)));
D=1j*(P4*np.exp(-1j*k*x3)-P3*np.exp(-1j*k*x4))/(2*np.sin(k*(x3-x4)));
```

```
#Numunenin her iki tarafındaki basınç ve hız değerlerinin hesaplanması
pa=A+B;
va=(A-B)/rhoc
pb=C*np.exp(-1j*k*d)+D*np.exp(1j*k*d)
vb=(C*np.exp(-1j*k*d)-D*np.exp(1j*k*d))/rhoc
```

#### b) ASTM E2611'e göre transfer fonksiyonlarından hesaplanabilir

```
#H21 H31 H41 transfer fonksiyonları hesaplatılır
H21m=P2/P1;
H31m=P3/P1;
H41m=P4/P1;
# Faz kalibrasyonu için H21m H31m ve H41m hesaplatılır
H12m=P1/P2;
H13m=P1/P3;
H14m=P1/P4;
#Kalibrasyon katsayıları
H21c=np.sqrt(H21m*H12m);
H31c=np.sqrt(H31m*H13m);
H41c=np.sqrt(H41m*H14m);
#Kalibre edilmiş transfer fonksiyonları
H21=H21m/H21c;
H31=H31m/H31c;
H41=H41m/H41c;
#Numunenin her iki tarafındaki basınç ve hız değerlerinin hesaplanması
pa=(H21*sc.sin(k*L1)-sc.sin(k*L2))/(sc.sin(k*(L1-L2)));
pb=(H31*sc.sin(k*L4)-H41*sc.sin(k*L3))/(sc.sin(k*(L4-L3)));
va=(1/(rhoc*1j))*(H21*sc.cos(k*L1)-sc.cos(k*L2))/(sc.sin(k*(L1-
```

```
L2));
vb=(1/(rhoc*lj))* (H31*sc.cos(k*L4)-H41*sc.cos(k*L3))/(sc.sin(k*(L4-
L3)));
```

Fiziksel testlerde mikrofonların birbiri ile olan faz farkını gidermek için transfer fonksiyonları üzerinden faz kalibrasyonu gerçekleştirilir. Gerçek testlerde ASTM E2611'de önerildiği şekilde faz kalibrasyon katsayıları hesaplanıp kalibre edilmiş transfer fonksiyonlarının elde edilmesi gerekir. Ancak yapılan sanal ölçümde mikrofonların arasında bir faz farkı söz konusu değildir. Bu yüzden doğrudan dalga yayılım denklemleri de hesaplamada kullanılabilir.

### Transfer matrisi elemanlarının hesaplanması

```
#Transfer matrisi elemanları
T11=(pb*vb+pa*va)/(pa*vb+pb*va);
T12=(pa*pa-pb*pb)/(pa*vb+pb*va);
T21=(va*va-vb*vb)/(pa*vb+pb*va);
T22=T11;
```

### Ölçülen karakteristik akustik özelliklerin hesaplanması

```
# Numunenin karakteristik empedansının hesaplanması
ZC_e=np.sqrt(T12/T21);
# Numunenin karmaşık dalga sayısının hesaplanması
kc_e=(1/L)*sc.arccos(T11);
# Numunenin dinamik esneklik modülünün hesaplanması
K_e=w*ZC_e/kc_e;
# Numunenin dinamik yoğunluğunun hesaplanması
q_e=ZC_e*kc_e/w;
# Ölçülen ses iletim kaybı ve ses yutum katsayısı
stl_e=STL(T11,T12,T21,T22)
alpha_e=stl=SAC(T11,T12,T21,T22)
```

### Parametre tahmini

```
"""Optimizasyonun yapılacağı alt ve üst frekans limitleri
tanımlanır"""
down=780;
up=5000;

freq_b=freq[down:up];
k_b=k[down:up];
w_b=w[down:up];
kc_b=kc_e[down:up];
ZC_b=ZC_e[down:up];
K_b=K_e[down:up];
q_b=q_e[down:up];

"""Optimizasyon yöntemlerinin seçilmesi"""
# Levenberg-Marquardt: leastsq
# Nelder-Mead: nelder
# Powell: powell
# Conjugate Gradient: cg
```

```

# Cobyla:    cobyla
# Sequential Linear Squares Programming: slsqp
# Differential Evolution:    differential_evolution

min_method_1='leastsq';
min_method_2='nelder';
min_method_3='powell';
min_method_4='cg';
min_method_5='cobyla';
min_method_6='slsqp';
min_method_7='differential_evolution';

```

### a) İki ayrı hata fonksiyonu (durum 1/durum 2) ile parametre tahmini

```

#Dinamik yoğunluk fonksiyonunun başlangıç parametreleri oluşturulur#
qparams = lmfit.Parameters()
qparams.add('por', value= 0.8, min=0.8, max=1)
qparams.add('afr', value= 10000, min=1000, max=5e+6)
qparams.add('tor', value= 1, min=1, max=4)
qparams.add('vl', value= 1e-6, min=1e-6, max=2000e-6)

#Dinamik yoğunluk için parametre tahmini
q_result_1 = lmfit.minimize(qerror, qparams, args=(w_b,
q_b),method=min_method_1,tol=1e-15)

afr=round(q_result_1.params['afr'].value,3)
tor=round(q_result_1.params['tor'].value,3)
vl=round(q_result_1.params['vl'].value,7)
por=round(q_result_1.params['por'].value,5)

#Dinamik esneklik modülü fonksiyonunun başlangıç parametreleri
oluşturulur#
Kparams = lmfit.Parameters()
Kparams.add('por', value= 0.8, min=0.8, max=1)
Kparams.add('tl', value= q_result_1.params['vl'],
min=q_result_1.params['vl'], max=2000e-6)

# Dinamik esneklik modülü için parametre tahmini
K_result_1 = lmfit.minimize(Kerror, Kparams, args=(w_b,
K_b),method=min_method_11,tol=1e-15)

tl=round(K_result_1.params['tl'].value,7)
por=round(K_result_1.params['por'].value,5)

```

### b) Toplam hata fonksiyonu (durum 3) ile parametre tahmini

```

params = lmfit.Parameters()

params.add('por', value= pv, min=pmin, max=pmax)
params.add('afr', value= 10000, min=1000, max=5e+6)
params.add('tor', value= 1, min=1, max=4)
params.add('vl', value= 1e-6, min=1e-6, max=2000e-6)
params.add('tl', value= 1e-6, min=1e-6, max=2000e-6)

#-Parametre tahmini
result_11 = lmfit.minimize(error, params, args=(w_b, q_b,
K_b),method=min_method_11,tol=ptol)

afr=round(result_11.params['afr'].value,3)

```

```

tor=round(result_11.params['tor'].value,3)
vl=round(result_11.params['vl'].value,7)
tl=round(result_11.params['tl'].value,7)
por=round(result_11.params['por'].value,5)

```

## Tahmin edilen karakteristik özelliklerin ve performans değerlerinin hesaplanması

```

# Tahmin edilen karakteristik akustik özellikler
qf_est_1=qfunction(w)
Kf_est_1=Kfunction(w)

kc_est=w*np.sqrt(qf_est_1/Kf_est_1);
ZC_est=np.sqrt(qf_est_1*Kf_est_1);

# Tahmin edilen transfer matrisi elemanları

TM=EST_TM(w,qf_est_1,Kf_est_1)
T11_est=TM[0]
T12_est=TM[1]
T21_est=TM[2]
T22_est=TM[3]

# Tahmin edilen ses iletim kaybı ve ses yutum katsayısı
stl_1=STL(T11_est,T12_est,T21_est,T22_est)
alpha_1=stl=SAC(T11_est,T12_est,T21_est,T22_est)

lmfit.report_fit(q_result_1)
lmfit.report_fit(K_result_1)

```

## Grafiklerin Oluşturulması

### a) Hata eğrileri

```

plot_conf={'axes.labelsize':'large','lines.linewidth':3,'figure.figsize':(16,5),'legend.fontsize':10}
p.rcParams.update(plot_conf)

```

```

p.figure()
p.ylabel('Hata')
p.xlabel('Frekans [Hz]')
p.grid()
res1=error(result_1.params,w_b,q_b,K_b);
p.plot(freq_b,res1l,'+r',label='Differential Evaluation')

```

### b) Karakteristik akustik özelliklerin eğrileri

```

plot_conf={'axes.labelsize':'large','lines.linewidth':3,'figure.figsize':(16,10),'legend.fontsize':10}
p.rcParams.update(plot_conf)

```

```

p.figure()
p.subplot(2,2,1)
p.plot(freq,kc_e.real,'-b',label='Reel');p.plot(freq,kc_e.imag,'-r',label='İmajiner')
p.legend()

```



```

p.ylabel('Karmaşık Dalga Sayısı [rad_m]')
p.xlabel('Frekans [Hz]')
p.grid()
p.xticks(np.arange(0, max(freq)+500, 500))

p.subplot(2,2,2)
p.plot(freq,ZC_e.real,'-b',label='Reel');p.plot(freq,ZC_e.imag,'-r',label='İmajiner')
p.legend()
p.ylabel('Karakteristik Empedans [kg_m2_s]')
p.xlabel('Frekans [Hz]')
p.xticks(np.arange(0, max(freq)+500, 500))
p.grid()

p.subplot(2,2,3)
p.plot(freq,q_e.real,'-b',label='Reel');p.plot(freq,q_e.imag,'-r',label='İmajiner')
p.legend()
p.ylabel('Dinamik Yoğunluk [kg_m3]')
p.xlabel('Frekans [Hz]')
p.xticks(np.arange(0, max(freq)+500, 500))
p.grid()

p.subplot(2,2,4)
p.plot(freq,K_e.real,'-b',label='Reel');p.plot(freq,K_e.imag,'-r',label='İmajiner')
p.legend()
p.ylabel('Dinamik Esneklik Modülü [N_m2]')
p.xlabel('Frekans [Hz]')
p.xticks(np.arange(0, max(freq)+500, 500))
p.grid()

```

### c) Akustik performans değerlerinin eğrileri

```

plot_conf={'axes.labelsize':'large','lines.linewidth':3,'figure.figsize':(16,5),'legend.fontsize':10}
p.rcParams.update(plot_conf)

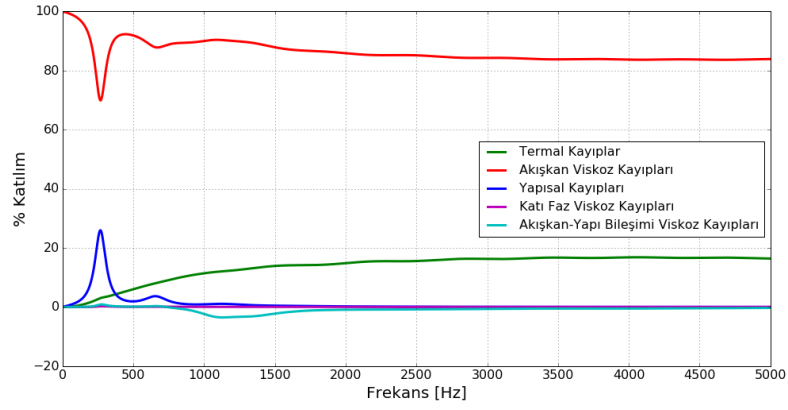
p.figure()
p.subplot(1,2,1)
p.ylabel('Ses İletim Kaybı')
p.xlabel('Hz')
p.grid()
p.plot(freq,stl_e,'-r',label='sanal ölçüm')
p.plot(freq,stl_1,'--b',label='tahmin')
p.legend()

p.subplot(1,2,2)
p.ylabel('Ses Yutum Katsayısı')
p.xlabel('Hz')
p.grid()
p.plot(freq,alpha_e,'-r',label='sanal ölçüm')
p.plot(freq,alpha_1,'+b',label='tahmin')
p.legend()
p.show()

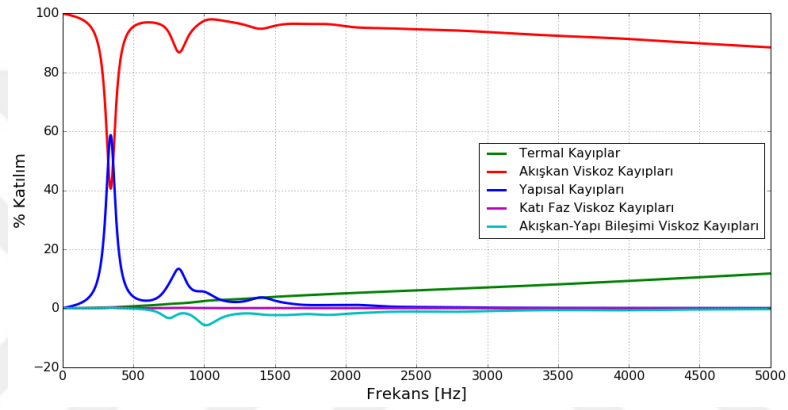
#####

```

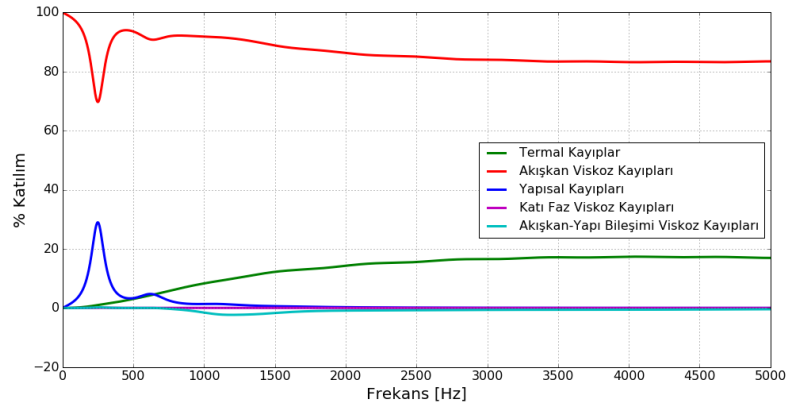
## EK B



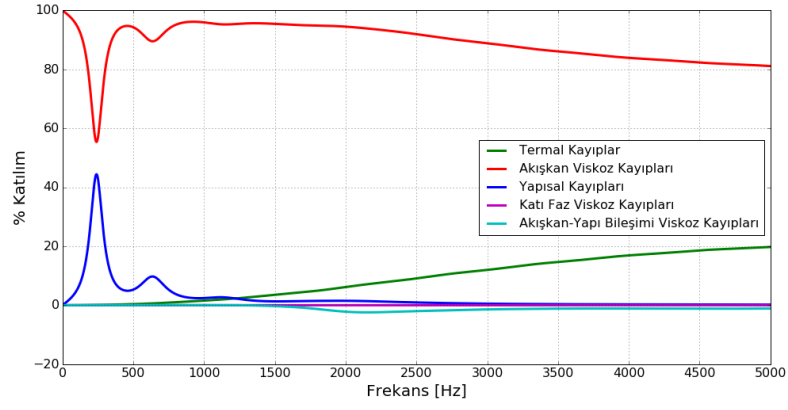
Şekil B.1: #2 numunenin tam biot modelinde enerji kayıpları



Şekil B.2: #3 numunenin tam biot modelinde enerji kayıpları

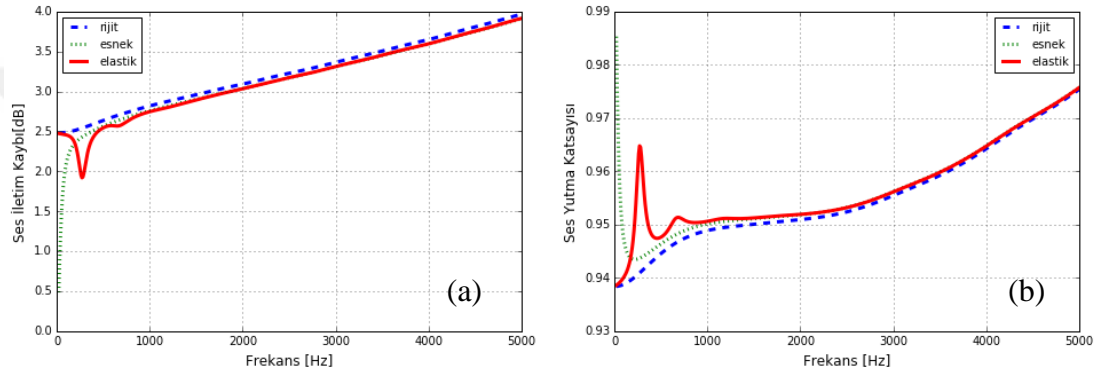


Şekil B.3: #4 numunenin tam biot modelinde enerji kayıpları

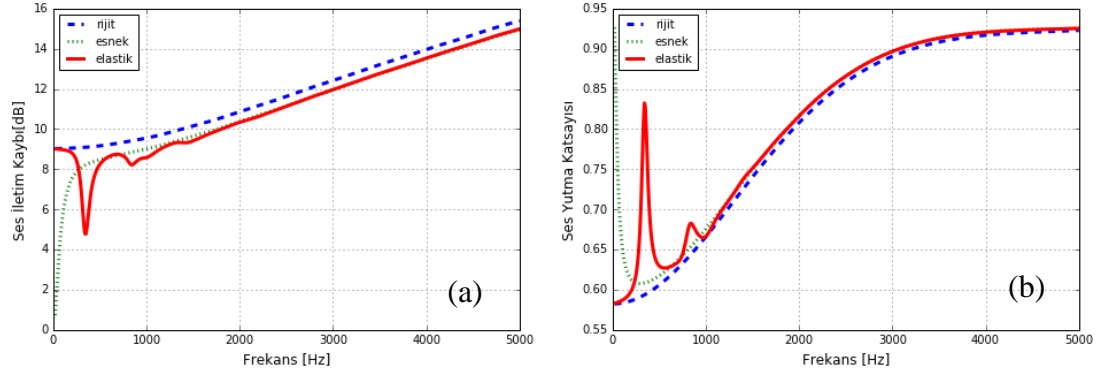


Şekil B.4: #5 numunenin tam biot modelinde enerji kayıpları

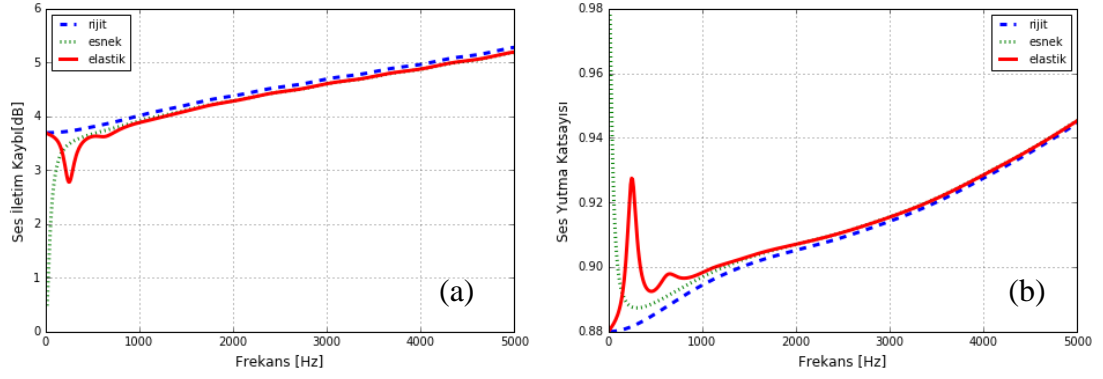
### EK C



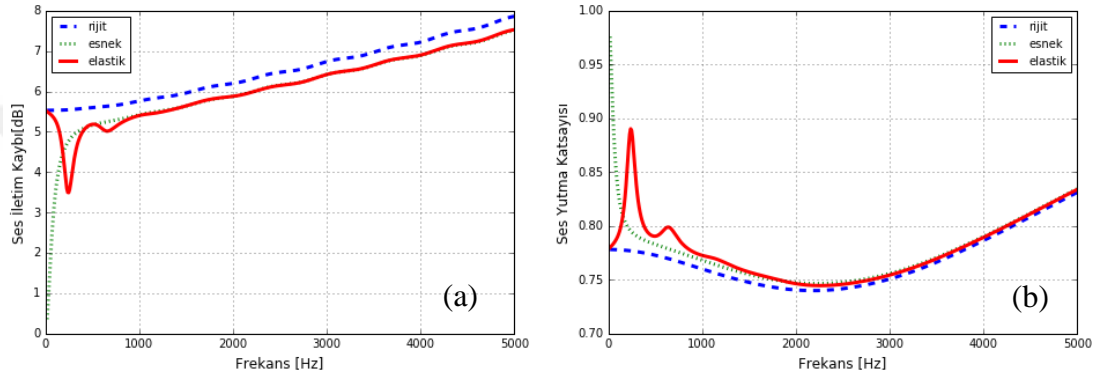
Şekil C.1: #2 numunenin rijit, esnek ve elastik modellerin ses iletim kaybı (a) ve ses yutma katsayısı (b)



Şekil C.2: #3 numunenin rijit, esnek ve elastik modellerin ses iletim kaybı (a) ve ses yutma katsayısı (b)

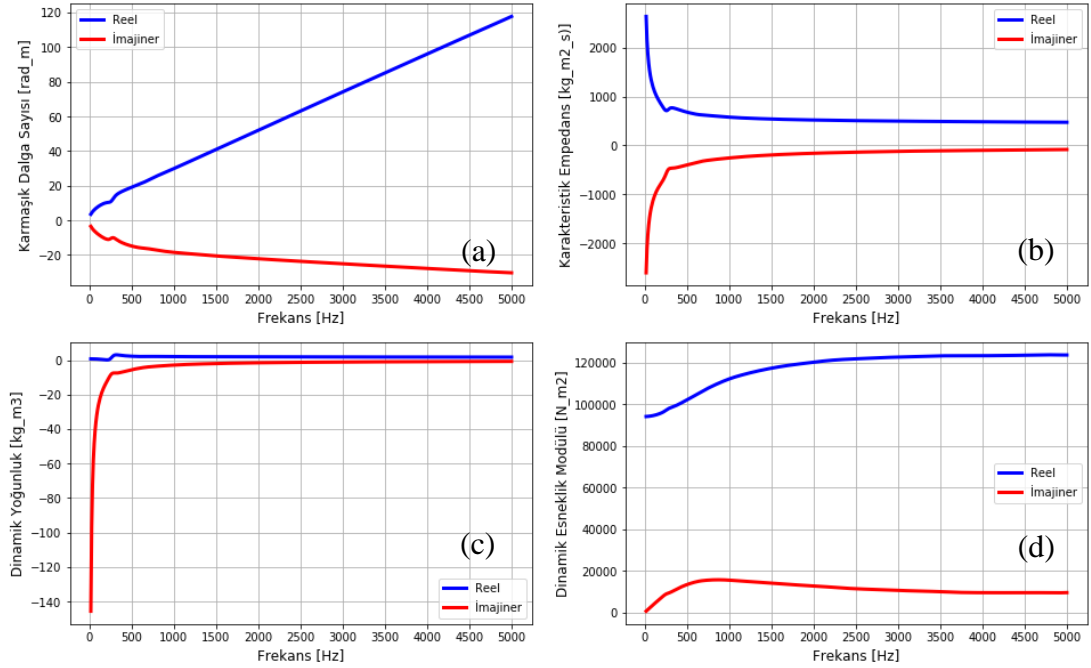


**Şekil C.3:** #4 numunenin rijit, esnek ve elastik modellerin ses iletim kaybı (a) ve ses yutum katsayısı (b)

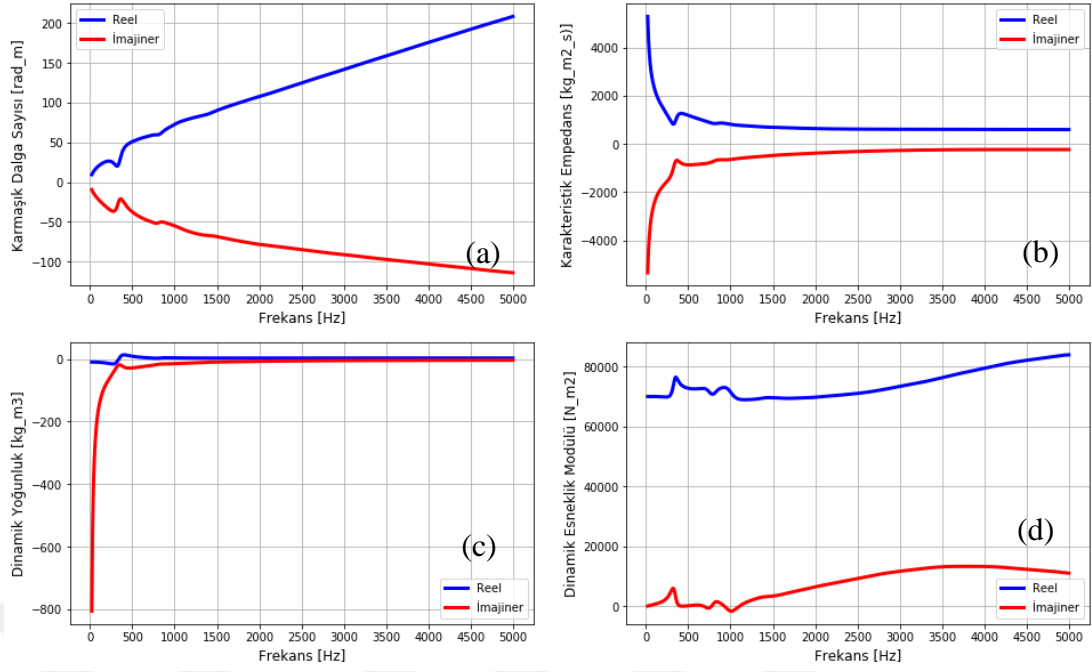


**Şekil C.4:** #5 numunenin rijit, esnek ve elastik modellerin ses iletim kaybı (a) ve ses yutum katsayısı (b)

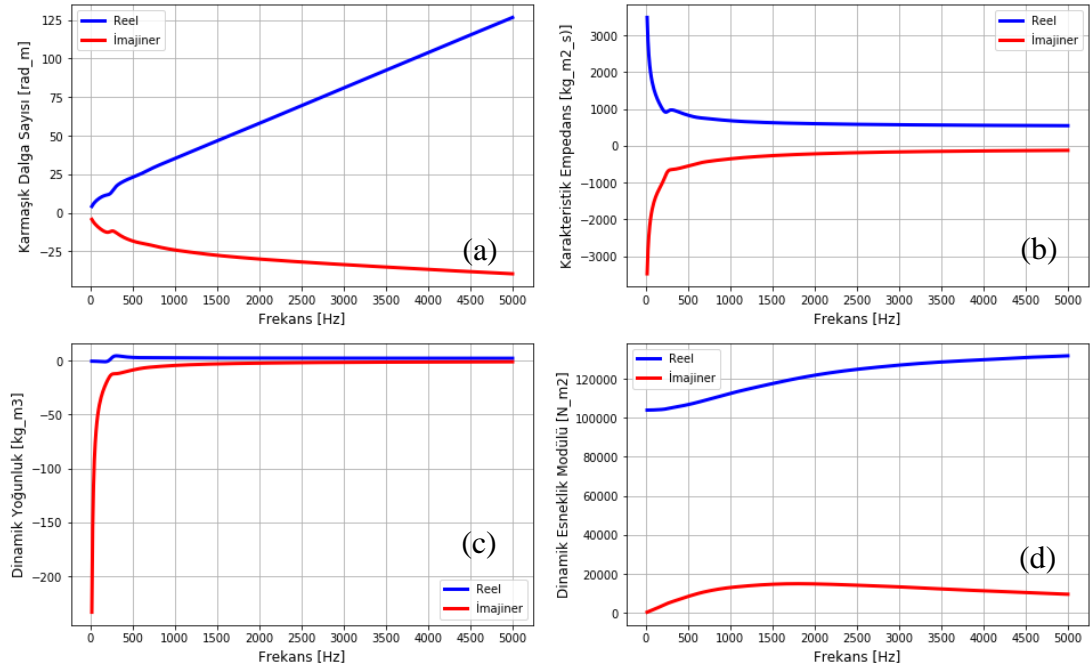
## EK D



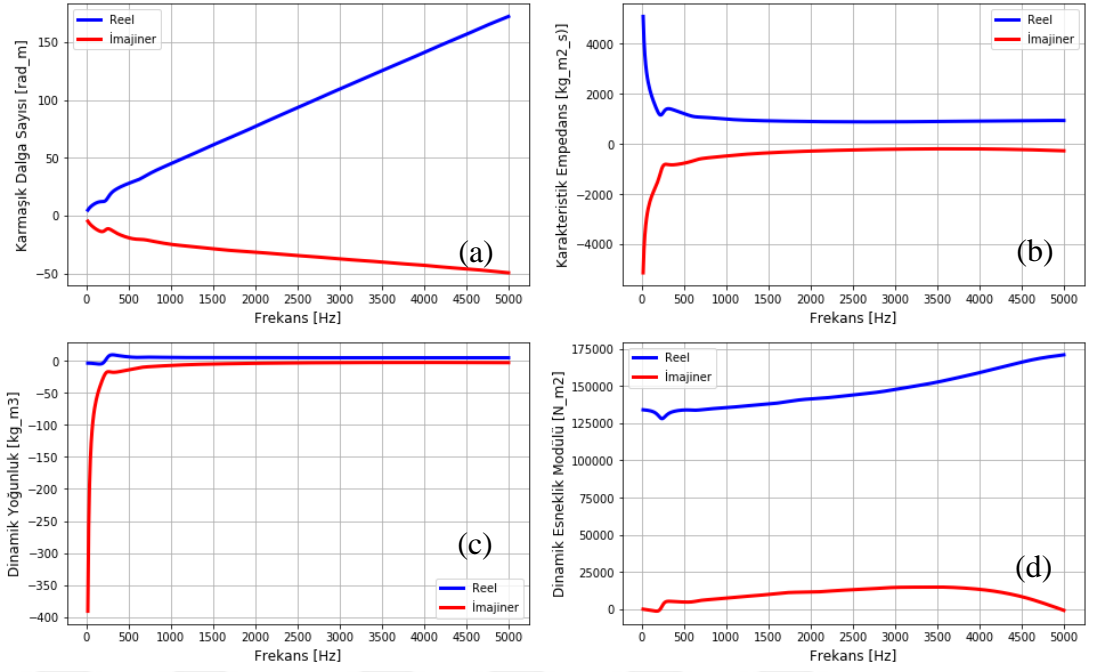
**Şekil D.1:** #2 numunenin frekansa bağlı karmaşık dalga sayısı (a), karakteristik empedansı (b), dinamik yoğunluğu (c) ve dinamik esneklik modülü (d)



**Şekil D.2:** #3 numunenin frekansa bağlı karmaşık dalga sayısı (a), karakteristik empedansı (b), dinamik yoğunluğu (c) ve dinamik esneklik modülü (d)

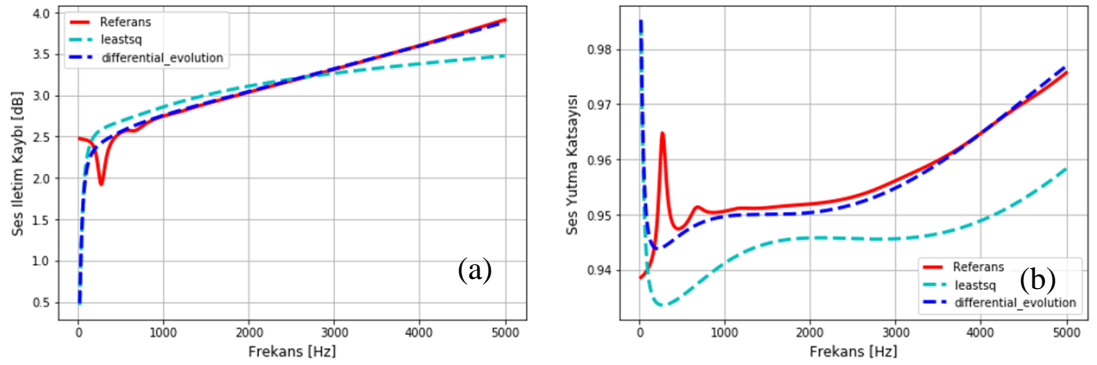


**Şekil D.3:** #4 numunenin frekansa bağlı karmaşık dalga sayısı (a), karakteristik empedansı (b), dinamik yoğunluğu (c) ve dinamik esneklik modülü (d)

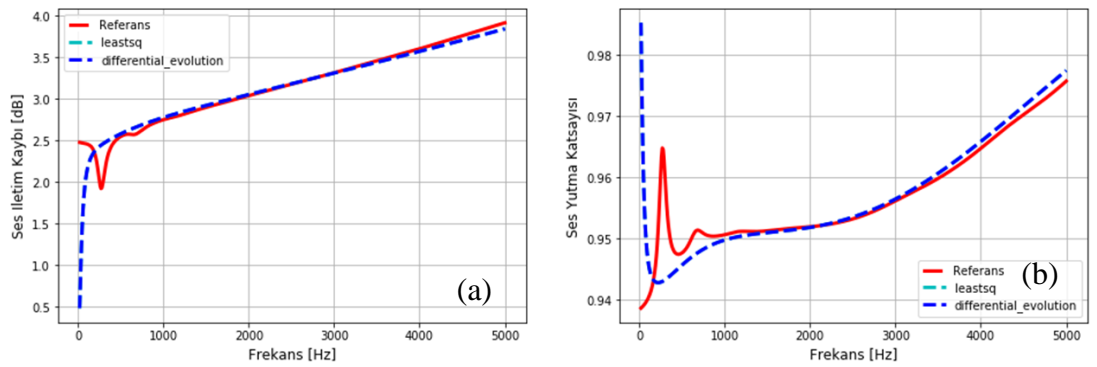


**Şekil D.4:** #5 numunenin frekansa bağlı karmaşık dalga sayısı (a), karakteristik empedansı (b), dinamik yoğunluğu (c) ve dinamik esneklik modülü (d)

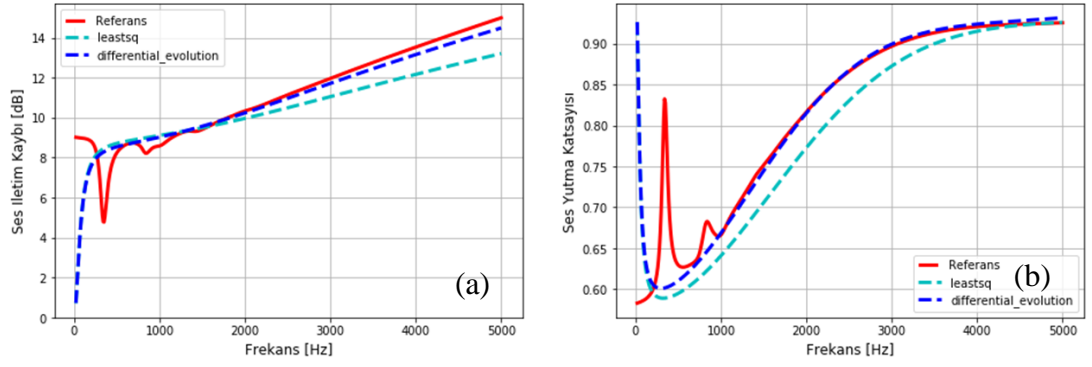
## EK E



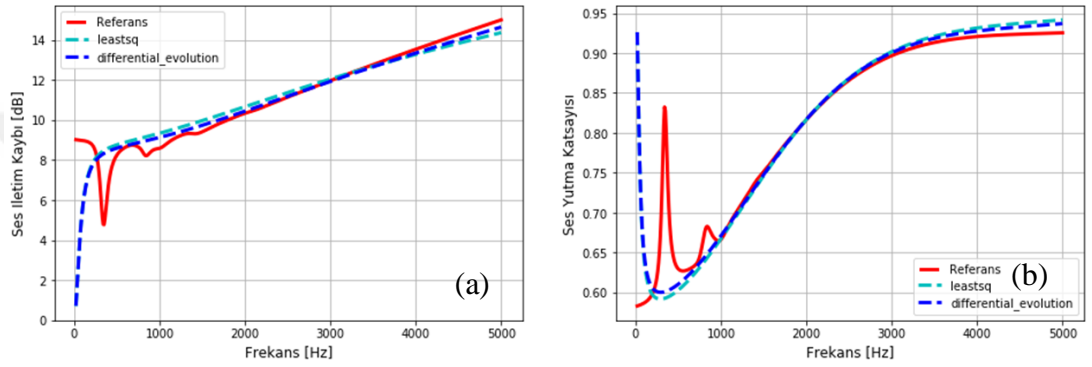
**Şekil E.1:** #2 numunenin referans ve tahmin edilen (durum 1) ses iletim kaybı (a) ve ses yutma katsayısı (b)



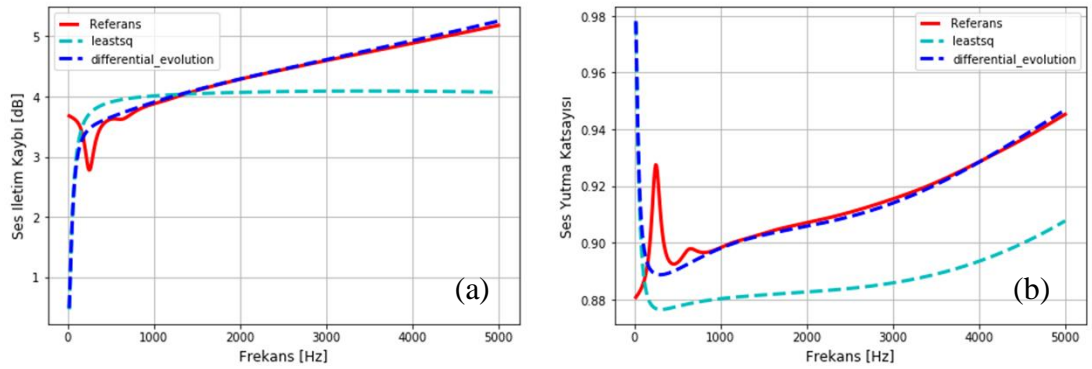
**Şekil E.2:** #2 numunenin referans ve tahmin edilen (durum 2) ses iletim kaybı (a) ve ses yutma katsayısı (b)



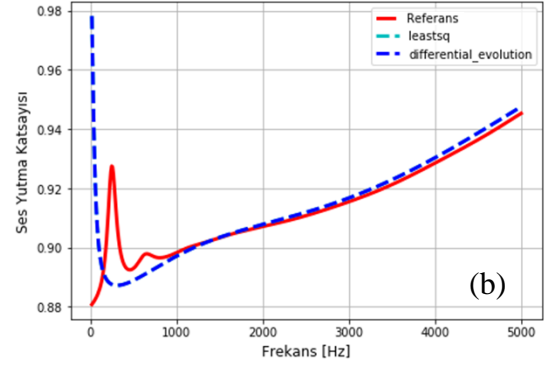
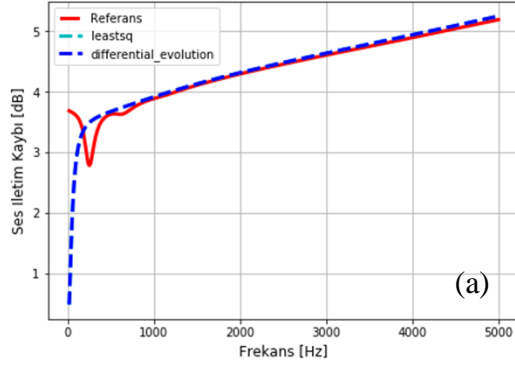
**Şekil E.3:** #3 numunenin referans ve tahmin edilen (durum 1) ses iletim kaybı (a) ve ses yutma katsayısı (b)



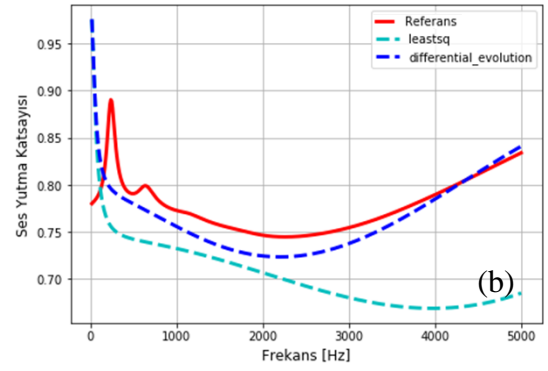
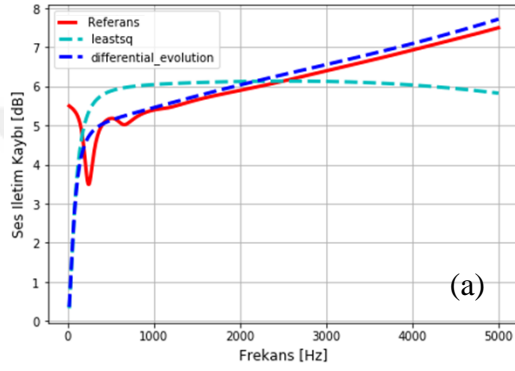
**Şekil E.4:** #3 numunenin referans ve tahmin edilen (durum 2) ses iletim kaybı (a) ve ses yutma katsayısı (b)



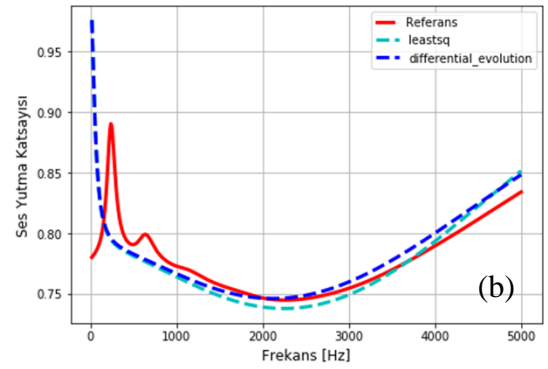
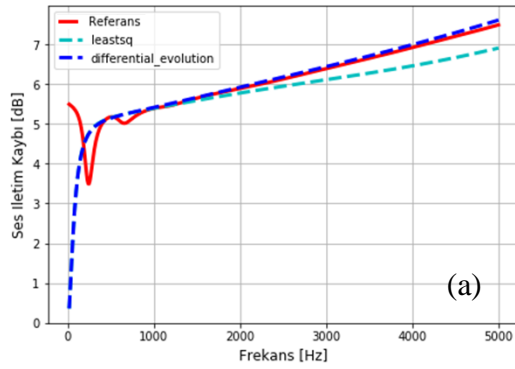
**Şekil E.5:** #4 numunenin referans ve tahmin edilen (durum 1) ses iletim kaybı (a) ve ses yutma katsayısı (b)



**Şekil E.6:** #4 numunenin referans ve tahmin edilen (durum 2) ses iletim kaybı (a) ve ses yutma katsayısı (b)



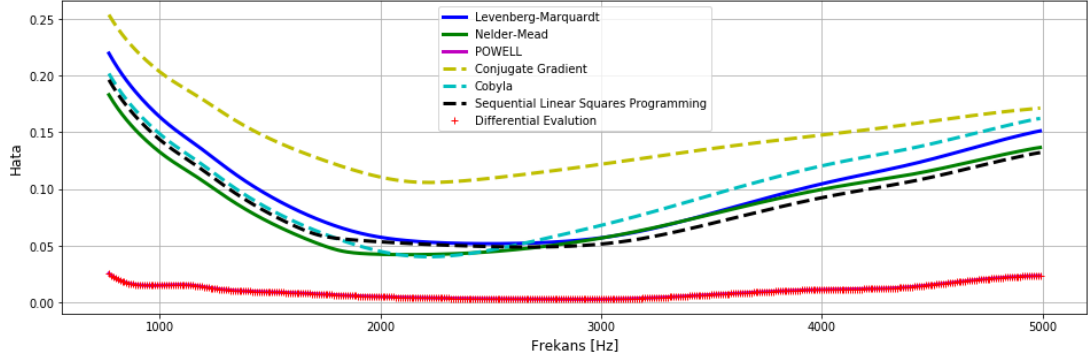
**Şekil E.7:** #5 numunenin referans ve tahmin edilen (durum 1) ses iletim kaybı (a) ve ses yutma katsayısı (b)



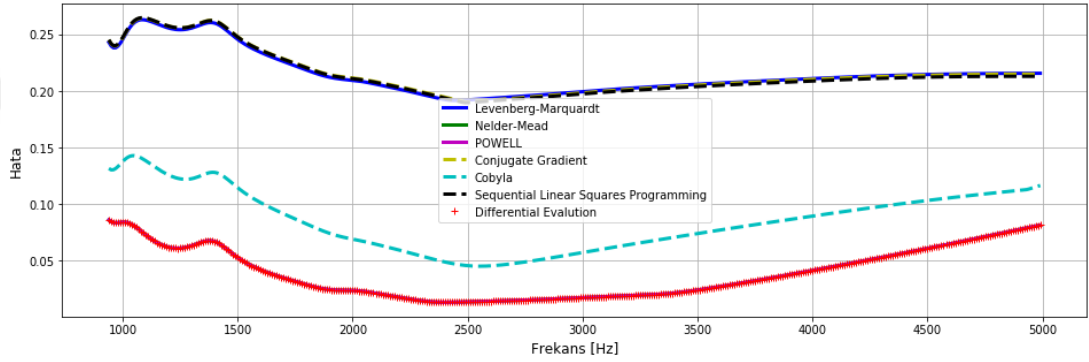
**Şekil E.8:** #5 numunenin referans ve tahmin edilen (durum 2) ses iletim kaybı (a) ve ses yutma katsayısı (b)



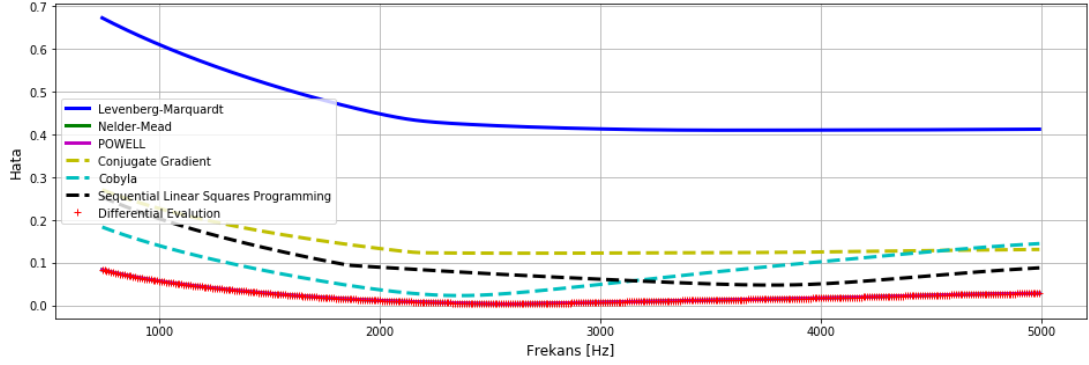
## EK F



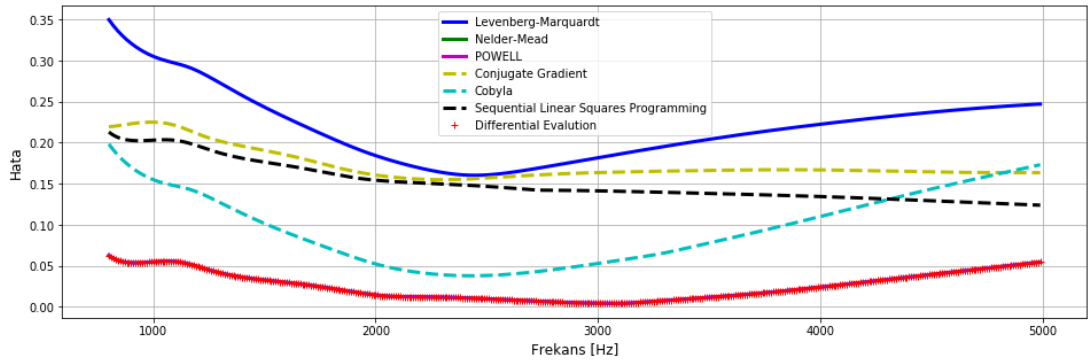
Şekil F.1: #2 numune için hesaplanan (durum 3) hata değerleri



Şekil F.2: #3 numune için hesaplanan (durum 3) hata değerleri

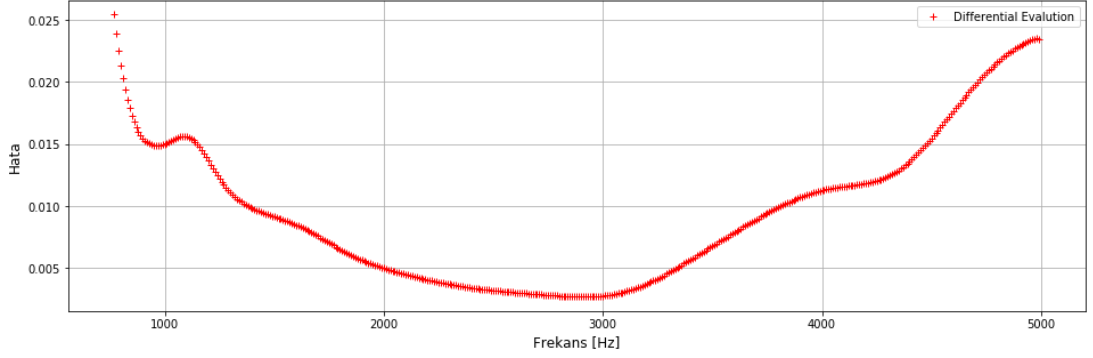


Şekil F.3: #4 numune için hesaplanan (durum 3) hata değerleri

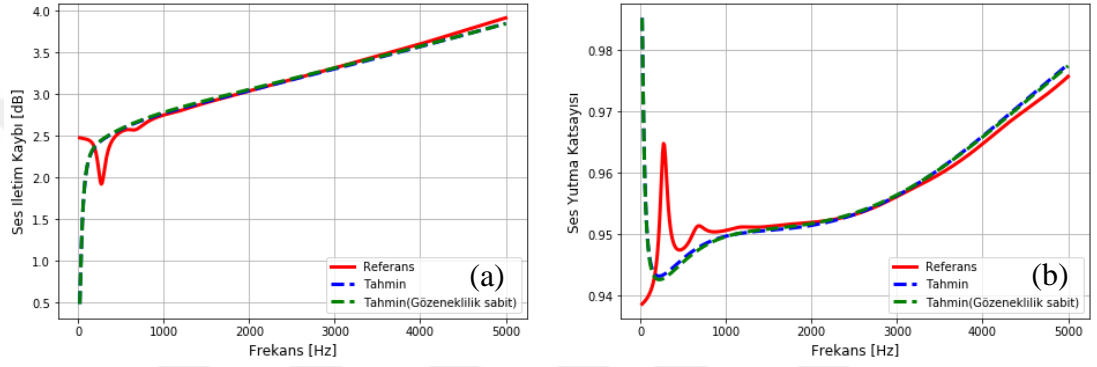


Şekil F.4: #5 numune için hesaplanan (durum 3) hata değerleri

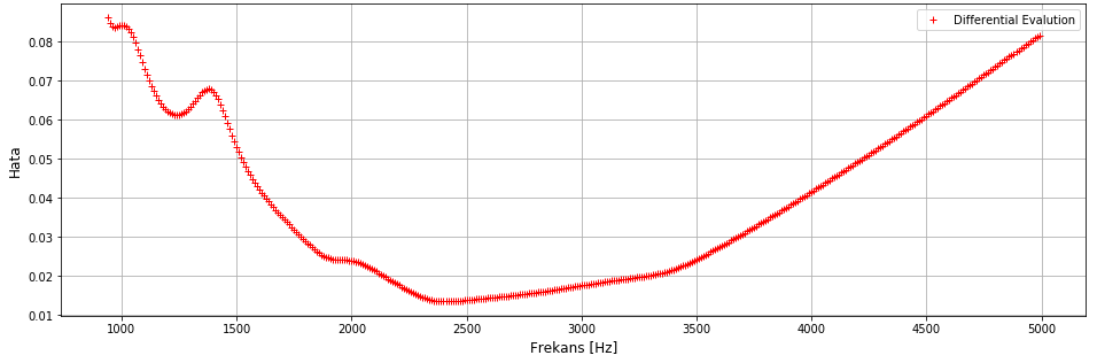
## EKG



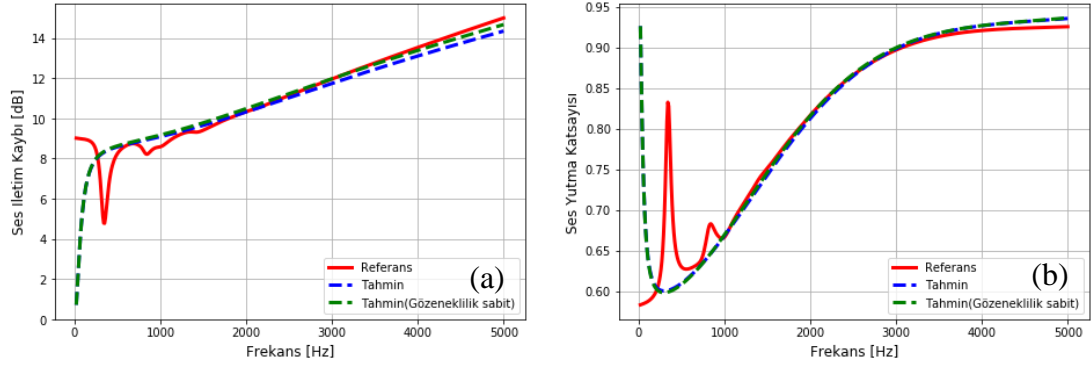
Şekil G.1: #2 numunenin DE metodu ile hesaplanan (durum 3) hata değerleri



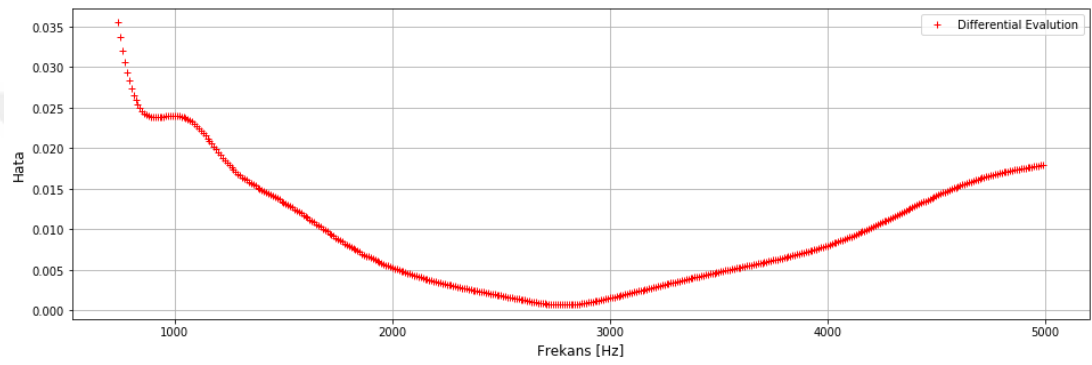
Şekil G.2: #2 numunenin DE metodu ile tahmin edilen (durum 3) ses iletim kaybı (a) ve ses yutma katsayısı (b)



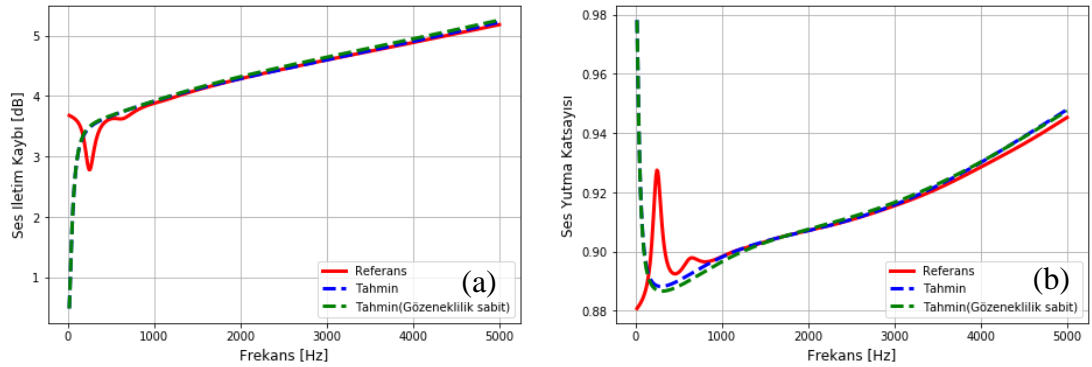
Şekil G.3: #3 numunenin DE metodu ile hesaplanan (durum 3) hata değerleri



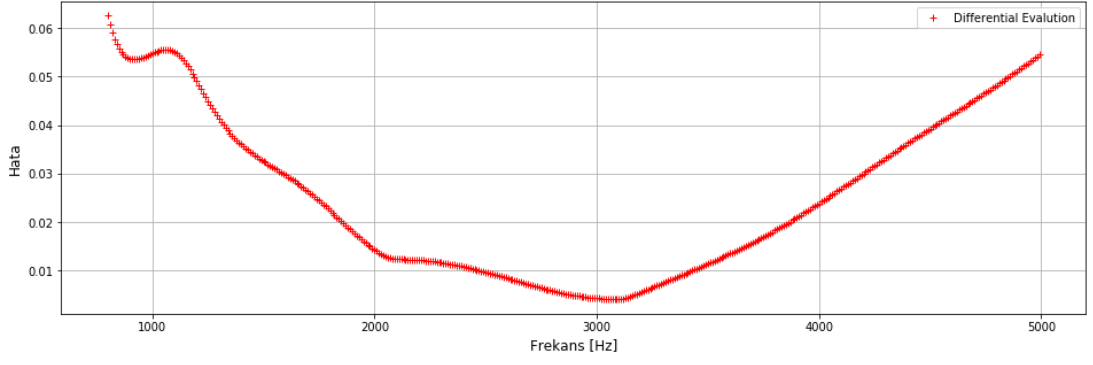
**Şekil G.4:** #3 numunenin DE metodu ile tahmin edilen (durum 3) ses iletim kaybı (a) ve ses yutma katsayısı (b)



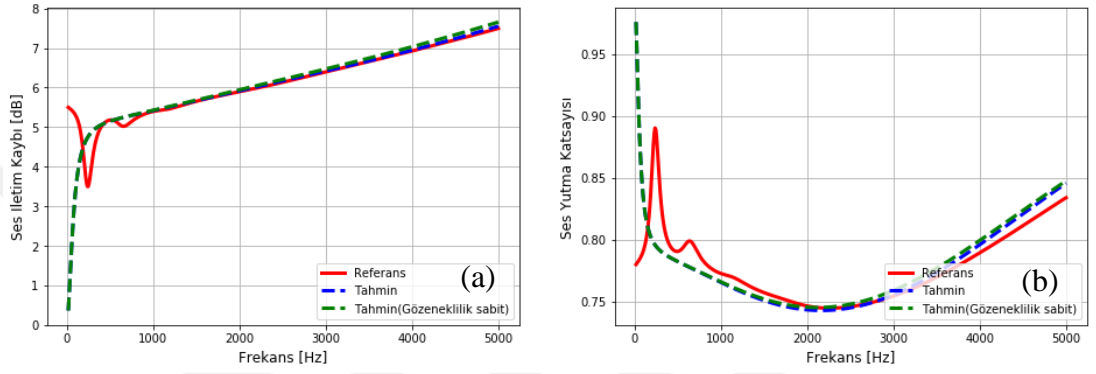
**Şekil G.5:** #4 numunenin DE metodu ile hesaplanan (durum 3) hata değerleri



**Şekil G.6:** #4 numunenin DE metodu ile tahmin edilen (durum 3) ses iletim kaybı (a) ve ses yutma katsayısı (b)



**Şekil G.7:** #5 numunenin DE metodu ile hesaplanan (durum 3) hata değerleri



**Şekil G.8:** #5 numunenin DE metodu ile tahmin edilen (durum 3) ses iletim kaybı (a) ve ses yutma katsayısı (b)

## ÖZGEÇMİŞ

**Ad-Soyad** : Mustafa YOSUN  
**Doğum Tarihi ve Yeri** : 12.11.1987 BURSA  
**E-posta** : mustafayosun@gmail.com

### ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2011, Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü

### MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- DTA Mühendislik 2015 –, Proje Yöneticisi
- DTA Mühendislik 2012 – 2015, Proje Mühendisi
- Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Onur Derecesi

### TEZDEN TÜRETİLEN ESERLER, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- YOSUN. M, GÖKDAĞ. H, Sonlu eleman tabanlı empedans tüpü ölçümü ile gözenekli malzemelerin akustik özelliklerinin tahmini için yöntem belirleme ve doğrulama, **12. Ulusal Akustik Kongresi, 14-15 Eylül 2017**  
.....
- .....
- .....